

Образовательное частное учреждение дополнительного профессионального образования  
«Московская высшая школа инжиниринга»

На правах рукописи

**Черепанов Аркадий Николаевич**

**РАЗРАБОТКА РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИХ ПРОЦЕССОВ И АППАРАТОВ  
ПРОИЗВОДСТВА СИНТЕТИЧЕСКИХ МОЮЩИХ СРЕДСТВ**

05.17.08 - Процессы и аппараты химических технологий

Диссертация на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Москва  
2017

## Оглавление

	<b>Список сокращений и обозначений</b>	7
	<b>Введение</b>	9
<b>Глава 1</b>	<b>Проблемы плавления химических веществ в крупногабаритных контейнерах</b>	14
1.1	Современное состояние проблемы повышения эффективности методов плавления химических продуктов	14
1.2	Объект исследований	17
1.3	Энергоемкость объекта исследований в предположении об изотермичности процесса нагрева и дальнейшего плавления	18
1.4	Предельная скорость процесса нагрева синтетических жирных кислот методом подвода тепловой энергии с учетом их реальной теплопроводности	24
1.5	Нагреватель с термостабилизированной поверхностью для плавления синтетических жирных кислот	26
1.6	Экспериментальное исследование процесса плавления синтетических жирных кислот нагревателем с термостабилизированной поверхностью в гейзерном режиме	40
1.7	Критерии эффективности методов плавления химических продуктов	50
1.8	Обоснование направления исследований	52
<b>Глава 2</b>	<b>Характеристики пропускания и поглощения жидкой и твёрдой фазы синтетических жирных кислот (СЖК) в оптической области спектра</b>	56
2.1	Спектральные характеристики пропускания СЖК	56
2.2	Интегральное пропускание излучения галогенной лампы для плоского слоя СЖК и полиэтиленовой стенки	60
2.3	Определение интегрального коэффициента поглощения поверхности твердой фазы СЖК и полиэтилена	65
2.4	Выводы	65
<b>Глава 3</b>	<b>Исследование световых и тепловых характеристик излучателей на основе галогенных ламп</b>	67
3.1	Методика исследований тепловых характеристик излучателей	67

3.2	Тепловые характеристики излучателя с галогенной лампой мощностью 100 Вт	72
3.3	Тепловые характеристики излучателя с галогенной лампой мощностью 250 Вт	74
3.4	Выводы по результатам исследований тепловых характеристик излучателя	75
3.5	Методика исследований распределения светимости излучателя по его поверхности	76
3.6	Результаты исследований распределения светимости по поверхности излучателя мощностью 100 Вт	79
3.7	Результаты исследований распределения светимости по поверхности излучателя мощностью 250 Вт	82
3.8	Выводы по результатам исследований светимости излучателей	84
<b>Глава 4</b>	<b>Физическая и математическая модели процессов комбинированного воздействия светового излучения и теплового потока. Метод расчета процесса распространения границы раздела твердой и жидкой фаз СЖК</b>	<b>85</b>
4.1	Экспериментальное обоснование принятой физической и математической модели для расчета процесса проплавления синтетических жирных кислот световым излучением	85
4.2	Алгоритм и методика расчета скорости расплавления синтетических жирных кислот комбинированными источниками излучения	92
4.3	Результаты расчетов скоростей расплавления синтетических жирных кислот источниками различной конфигурации	103
4.4	Выводы	110
<b>Глава 5</b>	<b>Результаты экспериментальных исследований методов расплавления синтетических жирных кислот источниками светового излучения</b>	<b>111</b>
5.1	Результаты экспериментальных исследований параметров процесса расплавления синтетических жирных кислот в уменьшенных моделях контейнеров с погружаемыми	111

	галогенными лампами	
5.2	Результаты экспериментальных исследований процесса расплавления синтетических жирных кислот внешним излучением через полиэтиленовую стенку контейнера	127
5.3	Сравнительная эффективность методов расплавления синтетических жирных кислот источниками световой и тепловой энергии	139
<b>Глава 6</b>	<b>Применение разработанного метода расчета для проектирования погружаемого излучателя и интерпретации результатов натуральных экспериментов</b>	<b>143</b>
6.1	Расчет характеристик многоламповых моноблочных излучателей	143
6.2	Многоламповый излучатель с расположением ламп в индивидуальных прозрачных корпусах	172
6.3	Результаты экспериментальных исследований процесса проплавления канала в синтетических жирных кислотах семиламповым излучателем	187
<b>Глава 7</b>	<b>Ресурсосбережение путём совершенствования процессов в огневых агрегатах распылительной сушилки</b>	<b>190</b>
7.1	Характеристика особенностей конструкции и эксплуатации огневых агрегатов. Источники повышенного расхода ресурсов	190
7.2	Анализ тепловых и газодинамических процессов, протекающих в огневых агрегатах, использующих высокоэкономичные газовые горелки	199
7.3	Совершенствование конструкции огневых агрегатов путем использования газовых поясов завесы для обеспечения температурного режима внутренней стенки	209
7.4	Экспериментальное исследование теплового состояния конструкции модернизированного газогенератора технологической установки производства СМС	223
<b>Глава 8</b>	<b>Ресурсосбережение путем совершенствования конструкции продуктопроводов дисперсных сред (аэролифтов)</b>	<b>238</b>

8.1	Анализ процессов, протекающих в продуктопроводах дисперсных сред (аэролифтах). Причины повышенного расхода ресурсов	238
8.2	Теоретический расчет параметров газодинамических процессов в аэролифтах	241
8.3	Совершенствование конструкции аэролифта для транспортировки нагретого порошка	251
<b>Глава 9</b>	<b>Ресурсосбережение путём совершенствования газодинамических процессов в распылительной сушилке</b>	<b>257</b>
9.1	Анализ газодинамических процессов, протекающих в распылительной сушилке и ее агрегатах. Причины повышенного расхода ресурсов	257
9.2	Совершенствование газодинамических процессов в подводящем тракте и сопловом аппарате распылительной сушилки	277
9.3	Совершенствование внутренней аэродинамики распылительной сушилки	287
9.4	Разработка конструктивных ресурсосберегающих мероприятий на основе использования пористых структур	307
<b>Глава 10</b>	<b>Энергосбережение за счет рекуперации тепла в распылительной сушилке</b>	<b>334</b>
10.1	Термодинамический анализ работы распылительной сушилки	334
10.2	Сравнительный анализ различных схем рекуперации тепла удаляемого из распылительной сушилки	375
10.3	Исследование параметров компактного пластинчатого теплообменника для рекуперации тепла с учетом конденсации паровоздушной смеси	382
10.4	Разработка конструктивного облика компактного теплообменника для рекуперации тепла в технологической установке для производства СМС	399
10.5	Оценка эффективности энергосбережения при рекуперации тепла в распылительной сушилке	415
	<b>Заключение</b>	<b>428</b>
	<b>Литература</b>	<b>429</b>



### Основные обозначения

$t$  – температура, К (°С);

$\lambda$  - теплопроводность вещества, Вт/(м·К);

$\gamma$  - плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$c$  – удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);

$a$  – коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с;

$Q_0$  – скрытая теплота плавления, Дж/кг;

$q$  – удельный тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>;

$t_{\text{ф}}$  – температура фазового перехода, К (°С);

$t_0$  – начальная температура твердой фазы, К (°С);

$t_{\text{к}}$  – конечная температура жидкой фазы, К (°С);

$k$  – коэффициент ослабления светового излучения веществом, см<sup>-1</sup>;

$x, y, z$  – пространственные координаты прямоугольной системы координат;

$r, \varphi, z$  – цилиндрические координаты;

$\tau$  - текущее время, с, мин, ч;

$\tau$  - пропускание, %;

$\Lambda$  - длина волны излучения, мкм;

$Pr$  - критерий Прандтля;

$Bi$  – критерий Био;

$Fo$  – критерий Фурье;

$Gr$  – критерий Грасгофа;

$Nu$  – критерий Нуссельта;

$\beta$  - объемный коэффициент расширения, К<sup>-1</sup>;

$\nu$  - коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;

$\eta$  - коэффициент динамической вязкости Па·с;

$m$  – масса, кг;

$V$  - объём, м<sup>3</sup>;

$C$  – теплоёмкость, Дж/К;

$P$  - мощность, Вт,

$\Psi$  – критерий неравномерности температурного пол и угловой коэффициент

$g$  – ускорение свободного падения - 9,8 м/с<sup>2</sup>;

$\vartheta$  – температурный напор, К;

$L$  – линейный размер, м;

$D$  – оптическая плотность;

$\Delta$  – толщина слоя, см;

$I$  – координатная функция;

$S$  – площадь, м<sup>2</sup>

$q$  – светимость, кВт/м<sup>2</sup>

## Основные сокращения и индексы

### Сокращения

СЖК – синтетическая жирная кислота;

СМС – синтетические моющие средства;

ТЭН – термоэлектронагреватель;

ПК – прозрачный корпус;

РС – распылительная сушилка.

### Индексы

$s$  – значение, относящееся к окружающей среде или к сферической поверхности;

$ц$  – значение, относящееся к цилиндрической поверхности

$0$  – начальное значение параметра при оговоренных начальных условиях;

$v$  – параметр относится к объемному;

$п$  – параметр относится к поверхностному или плоскому;

$t$  – параметр относится к твёрдому состоянию или к термической инерции;

$ж$  – параметр относится к жидкому состоянию;

$ф$  – параметр относится к фазовому переходу;

$к$  – параметр относится к конечному значению или к конвективному процессу;

$m$  – параметр относится к минимальному значению;

$\Sigma$  – параметр относится к суммарному значению;

$n$  – параметр относится к начальному значению;

$n$  – параметр относится к значению заданного времени завершения процесса;

$ст$  – параметр относится к стационарному процессу;

$э$  – параметр относится к эффективному значению;

$расч$  – параметр относится к расчётной величине;

$сф$  – параметр относится к сферическому;

$л$  – параметр относится к лучистому переносу энергии;

$зр$  – параметр относится к зрачку регистрирующей системы;

## Введение

### *Актуальность работы.*

Конкурентоспособность любого предприятия зависит не только от выпускаемой продукции, но и от его производственных затрат, существенной частью которых являются затраты на энергоносители, трудозатраты, затраты на техническое обслуживание и ремонт оборудования, не является исключением и производство синтетических моющих средств (СМС). Известно, что удельная энергоемкость валового внутреннего продукта в России практически в три раза выше, чем в странах Западной Европы. Трудозатраты в человеко-часах также превышают европейские в три – четыре раза, такая же ситуация и с затратами на ремонт и техническое обслуживание.

Если рассматривать технологический процесс производства СМС, то в целом его можно разделить на наиболее ресурсозатратные этапы:

- процессы приемки, транспортирования и обработки сырья
- физико-химические процессы приготовления композиции
- сушка композиции в распылительной сушилке (РС)
- транспортирование порошка с охлаждением и досушкой.

Анализ энергозатрат, затрат рабочего времени, затрат ресурсов на техническое обслуживание задействованных в технологической схеме аппаратов, машин и механизмов и затрат на оплату простоя вагонов приводит к тому, что необходимо принципиально менять технологию доставки, разгрузки и внутризаводского транспорта сырья. Значительную долю в производстве СМС составляет сырье, используемое в технологическом процессе в жидком виде. Например, синтетические жирные кислоты и линейная алкилбензолсульфокислота, которые при температурах окружающей среды находятся в твердом состоянии и поступают на заводы в цистернах или других транспортных емкостях. При приемке этого сырья необходимо особо обратить внимание на скорость его разогрева, которая определяет время простоя вагонов, затраты энергоресурсов и затраты рабочего времени персонала.

Наиболее энергоемким процессом в производстве СМС является сушка. Анализ работы РС позволяет сделать ее более экономичной за счет утилизации тепла парогазовой смеси, удаляемой в атмосферу. Это тепло можно использовать для подогрева сырья, воды или атмосферного воздуха поступающего для сжигания топлива с использованием различного типа теплообменников. Наилучших результатов возможно достичь при утилизации тепла, включая скрытую теплоту парообразования, так как примерно половина

парогазовой смеси – это водяные пары. Выбор типа теплообменника и схема утилизации тепла зависит от многих параметров и инженерно-конструктивных решений конкретной РС.

РС также требуют значительных затрат на подачу сушильного агента, на очистку внутренних поверхностей от налипающего порошка. Налипание удаляется несколькими способами:

- механической очисткой цилиндрической обечайки и конуса сушилки специальными приспособлениями (скребками) или встряхиванием;
- периодическим использованием специальных форсунок для смыва водой образующихся отложений.

Оба эти способа имеют свои достоинства и недостатки, но оба требуют затрат энергетических, материальных и людских ресурсов.

Также представляет значительный интерес снижение затрат на эксплуатацию футеровки генератора топочных газов при его эффективном использовании.

Следующим этапом технологического процесса производства СМС является транспортирование, досушка и охлаждение порошка в аэролифте. Наиболее серьезными проблемами в его эксплуатации являются высокие затраты энергии на преодоление гидравлических сопротивлений и налипание продукта на внутренних стенках и образование комков, требующее частой остановки производства для его чистки и возврата на растворение больших количеств порошка, что является непроизводительным расходом ресурсов.

**Цель работы.** Разработка процессов и аппаратов производства СМС, методов их расчета, которые направлены на решение вышеперечисленных проблем. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать методы расчёта процессов плавления органического химического сырья;
- создать аппараты, которые обеспечивают требуемые параметры проведения процесса плавления сырья;
- изучить теплообмен топочных газов с футеровкой и другими элементами конструкции газогенератора;
- разработать методику расчёта теплового состояния футеровки топочной камеры газогенератора;
- создать конструкции газогенераторов обеспечивающие повышенные надёжность и ресурс работы футеровки;
- проанализировать процессы, протекающие в продуктопроводах дисперсных сред (аэролифтах) для выяснения причины повышенного расхода ресурсов;
- разработать конструкцию аэролифта, обеспечивающую снижение затрат на его эксплуатацию;

- провести анализ газодинамических процессов, протекающих в РС с целью выявления причины повышенного расхода ресурсов;
- разработать конструкцию РС, обеспечивающую снижение гидравлических сопротивлений в подводящем тракте и сопловом аппарате подачи сушильного агента, усовершенствовать внутреннюю аэродинамику распылительной сушилки, обеспечивающую снижение затрат на её эксплуатацию;
- разработать схему рекуперации тепла парогазовой смеси удаляемой из распылительной сушилки и оценить эффективность этих мероприятий.

***Научная новизна:***

1. Разработаны физические и математические модели, а также новые методы расчетов тепловых процессов, сопровождающихся фазовым переходом - плавлением органических веществ с низкой теплопроводностью и увеличивающемся коэффициенте пропускания при фазовом переходе от твёрдого к жидкости (с просветляющейся жидкой фазой) под действием одновременно светового излучения и тепловой энергии.
2. Разработаны физические и математические модели, а также новые методы расчетов тепловых процессов, сопровождающихся фазовым переходом – конденсацией пара в рекуперативном теплообменнике с изменяющейся по длине температурой разделительной стенки, составляющие основу методологии выбора схемы и параметров устройства для утилизации тепловой энергии паровоздушной смеси.
3. Получены экспериментальные данные по спектральным и интегральным характеристикам пропускания и поглощения жидкой и твердой фазы СЖК.
4. Разработаны принципиально новые способы расплавления СЖК внутренним и внешним облучением через полиэтиленовую стенку контейнера, а также устройства источников излучения на основе галогенных ламп.
5. Разработана методика исследований и получены экспериментальные данные по светимости и тепловым характеристикам кварцевых трубчатых излучателей с галогенными лампами.
6. Разработана инженерная методика расчета скорости проплавления канала в СЖК погружаемым контактным нагревателем, основанная на эмпирических данных и позволяющая определять влияние температуры нагревателя и его давления на расплавляемую поверхность СЖК, начальной температуры СЖК на скорость процесса.

7. Анализ существующих конструкций аэролифтов показал, что основным источником потерь является возникновение вихрей во входных устройствах и, прежде всего, во входном отверстии для забора воздуха и устройстве ввода порошка СМС в канал аэролифта.
8. Проведен анализ существующих конструкций распылительной сушилки, который показал потенциал снижения затрат на гидравлические потери при подаче сушильного агента
9. Проведен анализ существующих конструкций распылительной сушилки, который показал потенциал снижения затрат на удаление налипания порошка

***Практическая значимость:***

1. Разработан новый высокоэффективный контактный нагреватель для плавления органических веществ.
2. Разработан новый способ и устройство для плавления органических веществ с низкой теплопроводностью и увеличивающимся коэффициенте пропуска при фазовом переходе от твёрдого к жидкости под действием одновременно светового излучения и тепловой энергии, обеспечивающие высокую энергоэффективность.
3. Разработан компактный теплообменник для эффективной утилизации тепловой энергии паровоздушной смеси, удаляемой в атмосферу из распылительной сушилки.
4. Предложенные конструкции генераторов топочных газов обеспечивают достижение низких уровней рабочих температур футеровки, надежность её работы, а также открывают широкие перспективы в плане повышения мощности газовой горелки при сохранении геометрических размеров топочной камеры.
5. Разработана новая конструкция аэролифта, позволяющая существенно снизить гидравлические потери и эксплуатационные затраты.
6. Разработана конструкция распылительной сушилки, обеспечивающая снижение гидравлических сопротивлений в подводящем тракте и сопловом аппарате подачи сушильного агента.
7. Разработаны ресурсосберегающие конструкции распылительной сушилки на основе использования пористых структур.

Практическая значимость результатов диссертационной работы подтверждена полученными патентами и свидетельствами, а также актами о реализации.

***Положения выносимые на защиту:***

1. Комплексный подход к проблеме ресурсосбережения производства СМС, включающий в себя основные ресурсозатратные этапы.

2. Принципиально новый способ плавления веществ, а также устройства источников излучения на основе галогенных ламп.
3. Экспериментальные данные по спектральным и интегральным характеристикам пропускания и поглощения жидкой и твердой фазы СЖК.
4. Конструкция излучателя, используемого в качестве насадки для контактного погружаемого нагревателя позволяющего добиться высокой скорости плавления СЖК при минимальных затратах ресурсов.
5. Инженерная методика расчета скорости проплавления канала в СЖК погружаемым контактным нагревателем, основанная на эмпирических данных и позволяющая определять влияние температуры нагревателя и его давления на расплавляемую поверхность, начальной температуры СЖК на скорость процесса.
6. Конструкции газогенераторов, обеспечивающие достижение низких уровней рабочих температур футеровки топочной камеры.
7. Конструкция аэролифта, обеспечивающая ресурсосбережение.
8. Результаты моделирования тепловых процессов, сопровождающихся фазовым переходом – конденсацией пара в рекуперативном теплообменнике с изменяющейся по длине температурой разделительной стенки и плавлением химических продуктов с просветляющейся жидкой фазой под действием одновременно светового излучения и тепловой энергии.
9. Конструкция компактного теплообменника для утилизации тепла паровоздушной смеси выбрасываемой в атмосферу распылительной сушилкой.
10. Ресурсосберегающие конструкции распылительной сушилки на основе использования оптимальной организации газовых потоков.

**Апробация работы.** Основные материалы диссертации представлены в докладах на 4-й Международной практической конференции-выставке «Технологии ремонта, восстановления, упрочнения и обновления машин, механизмов, оборудования и металлоконструкций», проходившей 16-18 апреля 2002 г., г. Санкт-Петербург; 5<sup>th</sup> World Conference on Detergents, October 13-17 2002 Montreux, Switzerland; 6<sup>th</sup> World Surfactants Congress, CESIO, 20-23 June 2004, Berlin, Germany; на конференции: «Состояние и приоритеты использования ГХФУ, ГФУ и природных хладагентов, снижение их эмиссий и содержания в системах» 4 февраля 2015 г., СПб.

## Глава 1 Проблемы плавления химических веществ

### 1.1 Современное состояние проблемы повышения эффективности методов плавления химических продуктов

Большую техническую проблему на месте потребления органических химических продуктов составляет их перевод из твердой фазы в жидкую. Исходный продукт транспортируется в цистернах и крупногабаритных контейнерах из полимерных материалов с тонкой стенкой. Традиционные способы их расплавления энергозатратны, не экологичны и требуют значительных затрат времени. Они основаны на подводе тепловой энергии, что малоэффективно вследствие низкой теплопроводности расплавляемых веществ. Обычно операция расплавления основывается на использовании «острого» пара [1] или на проплавлении канала контактным нагревателем. Наиболее распространенный способ расплавления основан на проплавлении канала в твердой фазе продукта с последующей рециркуляцией, т.е. прокачиванием подогреваемой вне контейнера жидкой фазы через проплавленный канал. При этом из отверстия на донной части контейнера принимается жидкая фаза, подогреваемая в отдельном теплообменнике, и подается обратно в контейнер через горловину в его верхней части. Из анализа известных публикаций с описаниями традиционных методов нагрева и плавления [1–6] очевидна необходимость минимизации энергозатрат и ускорения процесса расплавления.

В данной диссертационной работе представлены теоретические и экспериментальные исследования с целью разработки максимально эффективных методов расплавления органических веществ с просветляющейся жидкой фазой. Исследования проводили на примере синтетических жирных кислот фракции  $C_{16}$ – $C_{22}$ , выделенных ректификацией или получаемых окислением твердого парафина или смеси твердого и жидкого парафинов. Эти кислоты применяются в производстве синтетических моющих средств, в мыловаренной промышленности в качестве компонентов для получения поверхностно активных веществ и в других производствах. Поставки таких жирных кислот, как правило, осуществляются в железнодорожных цистернах, танк-контейнерах и полиэтиленовых контейнерах с формой, близкой к кубической, объемом около  $1 \text{ м}^3$ , а иногда – в форме параллелепипеда с небольшим различием размера сторон. Заливка СЖК в контейнер производится сверху через горловину круглой формы диаметром 150–300 мм, а откачка осуществляется через штуцер с запорным краном, расположенным в нижней части контейнера. В обычных условиях СЖК находится в контейнере в твердом состоянии.

Температура застывания СЖК разных сортов составляет: для высшего сорта 47–54°C, первого сорта 46,5–53°C, второго сорта 46–53°C. Не допускается длительное хранение СЖК в жидком состоянии при повышенных, свыше + 90°C, температурах. При использовании традиционных методов нагрева с подводом тепловой энергии для таких веществ нельзя применять высокотемпературные источники тепловыделений вследствие достаточно низкой температуры воспламенения (~ 120°C). Нежелательно попадание в контейнер в процессе разогрева кислоты посторонних веществ, например, конденсированной воды.

Проблемы нагрева, разжижения и плавления химических продуктов имеют общую актуальность в разных отраслях промышленности [7–11]. Традиционные способы расплавления органических веществ энергозатратны и занимают много времени, то есть требуют значительных затрат рабочего времени персонала. Однако для таких способов в литературе описаны методы расчетов, позволяющие проводить необходимые оценки основных параметров процесса.

Известный математический аппарат для расчетов фазовых переходов в средах с движущейся границей раздела фаз основан на решениях задач Стефана, Ляме и Клапейрона, а также Л. С. Лейбензона [12, 13]. Эти методы описаны и обобщены в последнее время в трудах [14, 15].

Математический аппарат для описания температурного поля и расположения границы фазового перехода в веществе, когда фазовый переход происходит только в результате теплопроводности и обуславливается теплоёмкостью вещества, разработанный Стефаном для задачи кристаллизации льда, может быть использован для описания процессов плавления органических веществ при традиционных методах перевода таких веществ из твёрдого состояния в жидкое, например, путём теплопередачи через стенку ёмкости без учёта конвекции (в производственных условиях реализуется нагревом вещества, находящегося в транспортной ёмкости или цистерне, через паровую рубашку или погружением паровой грелки [1]).

Интенсификация теплопередачи за счёт добавления в процесс плавления радиационного теплообмена, осложнённая его конвекцией резко меняет задачу, усложняет её свойствами вещества пропускать и поглощать излучение в определённом интервале спектра в разных агрегатных состояниях, которые требуется изучить. Необходимо также изучить и описать источники кондуктивного и радиационного потоков энергии. Для поставленной задачи интенсификации теплообмена не существует известного метода расчёта процесса плавления, поэтому требуется разработка нового оригинального подхода к её решению.

В последние годы также появились многочисленные публикации по вопросам теплообмена в полупрозрачных средах, в которых велика роль радиационного теплообмена [16–22]. Существуют также публикации, посвященные радиационному теплообмену с учетом фазового перехода [23–30].

Для расчетов тепловых процессов может использоваться традиционный математический аппарат, а также известные исходные данные [31–40]. Для расчетов процессов переноса излучением также существуют известные методики [41–44]. Однако для разработки методов плавления химических продуктов световым излучением до настоящего времени не существовало готовых методов расчетов. Известны методы расчетов и экспериментальные данные для моделирования процессов теплопереноса с учетом фазовых переходов, опубликованные в последнее время [45–47].

Для анализа нестационарных тепловых процессов могут применяться методы расчетов, позволяющие вычислять скорости прогревов слоев вещества при внешнем тепловом воздействии [48–52].

Важным аспектом в экспериментальных исследованиях и разработке источников тепловой и световой мощностей являются вопросы обеспечения метрологических характеристик тепловых процессов и процессов облучения твердой и жидкой фаз вещества [53–61].

В последнее время было защищено достаточное количество докторских диссертаций, близко связанных по теме с данной диссертационной работой [62–68]. Однако эти работы появились после проведенных автором исследований, результаты которых были опубликованы [69–103].

Важно подчеркнуть, что для разработки нового метода расплавления органических веществ световым излучением необходима разработка соответствующих методов расчета. Это обусловлено следующими причинами: чисто эмпирический подход к реализации данного метода неэффективен вследствие трудностей обоснования выбора параметров такого процесса. Используемый излучатель должен обеспечить две характеристики: ограничение температуры расплавляемого продукта вблизи излучателя не выше температуры воспламенения и в то же время обеспечить температуру на границе раздела жидкой и твердой фаз, достаточную для непрерывного расплавления по мере удаления границы раздела фаз от излучателя. Для обеспечения этих условий необходима информация о световых и тепловых характеристиках излучателя, о спектральных и интегральных характеристиках жидкой и твердой фаз. Данная информация должна служить основой физической и математической модели процесса. К настоящему времени такие исследования

не проводились, а поэтому модель процесса до проведения настоящих исследований является неопределённой.

## 1.2 Объект исследований

Как было указано во введении, объектом исследования является смесь синтетических жирных кислот фракции  $C_{16}$ – $C_{22}$  в твердой фазе (СЖК), а предметом исследования является процесс расплавления твердой фазы СЖК. Необходимо дополнительно оговорить, что все характеристики объекта исследований существенно конкретизируются, если учесть, что твердая фаза СЖК размещена в крупногабаритном контейнере (размером  $\sim 1 \text{ м}^3$ ). Это накладывает существенные ограничения как на скорость расплавления, так и на минимальные затраты энергии, необходимые для перевода СЖК в жидкую фазу.

Необходимо сразу разделить два направления исследований:

1. Исследования возможностей методов расплавления СЖК в крупногабаритном полиэтиленовом контейнере;
2. Вспомогательные исследования физических процессов и характеристик СЖК в уменьшенных моделях контейнеров, проводимые с целью получения необходимой информации в кратчайшее время.

Исходным и первоочередным в описании модели объекта являются его геометрические параметры, основные теплофизические свойства вещества в твердой и жидкой фазе, а также определение минимальной потребной тепловой энергии для полного расплавления всего вещества в контейнере. Следующим этапом является уточнение необходимой энергии с учетом малой теплопроводности расплавляемого вещества, ограничивающей скорость распространения внутри нагреваемого объема температурного поля. На основе таких модельных исследований требуется определить энергоемкость объекта и предельную минимальную скорость расплавления при внешнем подводе тепловой энергии.

Для определения продолжительности процесса нагрева достаточно рассмотреть одномерное температурное поле вдоль оси наименьшего размера, а для куба – вдоль любой из выбранных. Для общности рассмотрим ситуацию одновременного нагрева СЖК снаружи контейнера и изнутри – от источника, внедренного в его внутренний объем через горловину. Для упрощения будем считать поперечное сечение внутреннего нагревателя квадратным, а температуру его четырех плоских поверхностей – постоянной. Постоянство температуры поверхностей нагревателя может быть обеспечено различными способами. Для большей

наглядности будем считать, что все стороны контейнера равны, то есть имеют кубическую форму; на общность результата это не повлияет.

Схема такого кубического контейнера нагреваемого снаружи и изнутри, представлена на Рисунке 1.1 а.

Объем куба можно разделить на четыре равновеликие и равноценные в тепловом отношении зоны. В виде сверху эти зоны ограничены трапециями  $ABB'A'$ ,  $B'A'K'M'$ ,  $M'K'KM$ ,  $MKA'B$ . Для анализа процесса формирования температурного поля достаточно рассмотреть первую из перечисленных зон. Для определения времени выравнивания температуры в призме, проекция которой на плоскость  $\bar{z} = 1$  составляет трапецию  $ABB'A'$ , наиболее продуктивным подходом является рассмотрение нестационарного температурного поля в слое, ограниченном контуром  $AA'D'D$ , внутри которого задача может рассматриваться в одномерной постановке.

В результате от трехмерной задачи переходим к одномерной, соответствующей модели бесконечной пластины, нагреваемой в результате теплообмена со средами, которые эта пластина разделяет. На Рисунке 1.1 б представлено графическое изображение этой модели и качественно приведены температурные профили в проекции на плоскость  $xz$ , соответствующие различным стадиям нагрева.

Для сопоставления различных методов расплавления СЖК необходимо прежде всего определить общую энергоемкость объекта на стадии процессов нагрева и расплавления, затем повторно уточнить модель процесса с учетом реальных распределений температур в его объеме.

### **1.3 Энергоемкость объекта исследований в предположении об изотермичности процесса нагрева и дальнейшего расплавления**

Совокупность тепловых, а в более широком определении – теплоэнергетических характеристик объекта исследований включает:

- теплофизические свойства материалов (веществ), составляющих объект;
- размерный фактор или фактор массы, определяющий длительность переходных стадий теплового режима и требуемые суммарные затраты энергии;
- соотношения теплоемкости твердой фазы, жидкой фазы и процесса фазового перехода (плавления);

• соотношение теплообменных и теплопередающих свойств твердой и жидкой фаз.

Рассмотрим все перечисленные характеристики по порядку.

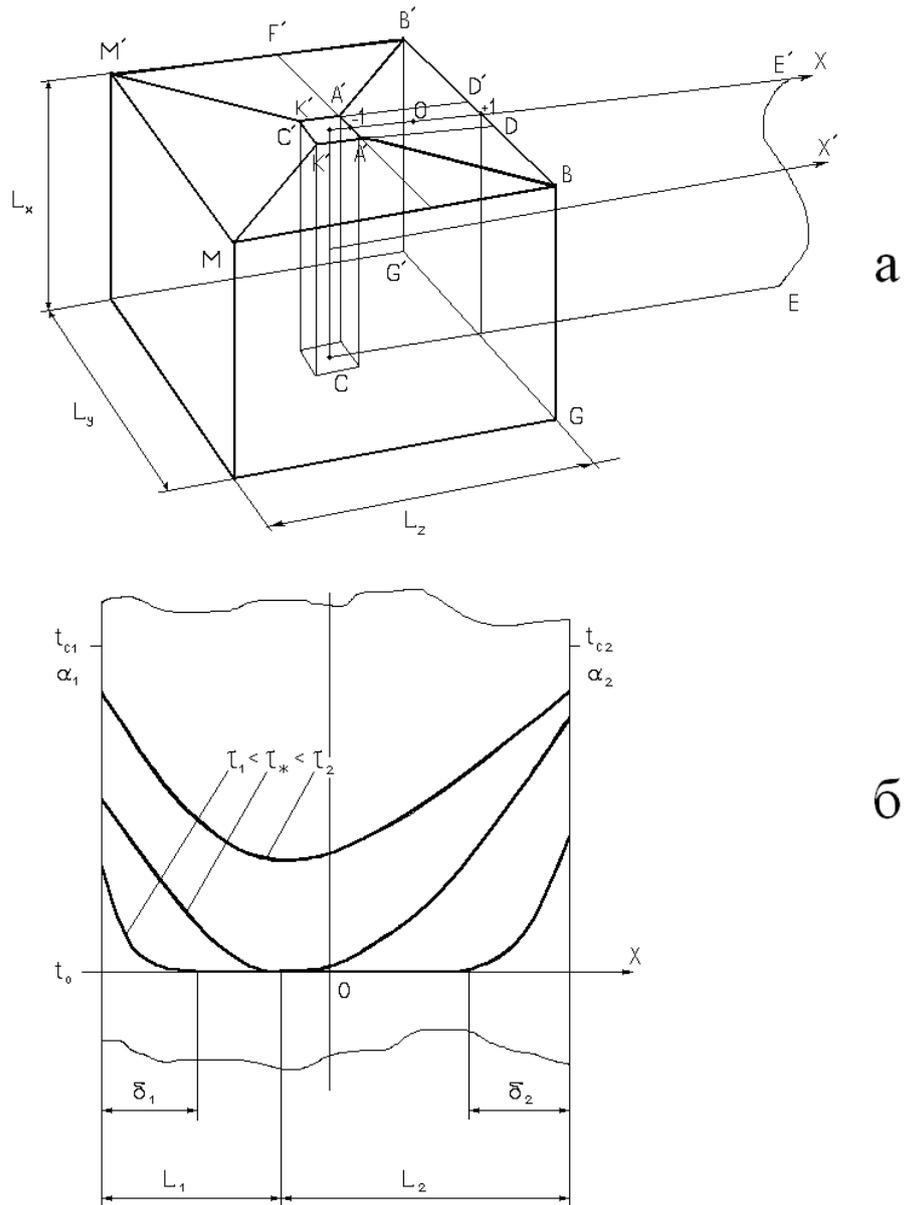


Рисунок 1.1 - Схема контейнера с СЖК (а) и распределение температур в плоском слое на разных стадиях нагрева (б)

### Теплофизические свойства жирных кислот

Усредненные данные по теплофизическим свойствам кислот фракции  $C_{16} - C_{22}$  Представлены в Таблице 1.1, где для твердой и жидкой фаз указаны: удельная теплоемкость  $C$  [Дж/(кг·К)]; плотность  $\gamma$  [кг/м<sup>3</sup>]; коэффициент теплопроводности  $\lambda$  [Вт/(м·К)]; коэффициент температуропроводности  $a$  [м<sup>2</sup>/с]; коэффициент динамической вязкости  $\eta$ , [Па·с]; коэффициент кинематической вязкости  $\nu$  [м<sup>2</sup>/с]; критерий Прандтля  $Pr$ ; скрытая теплота плавления  $Q_0$  [кДж/кг]; объемный коэффициент расширения  $\beta$  [K<sup>-1</sup>].

Таблица 1.1 - Теплофизические свойства жирных кислот фракции  $C_{16}-C_{22}$

Фаза	$C$	$\gamma$	$\lambda$	$a \cdot 10^7$	$\eta \cdot 10^3$	$\nu \cdot 10^7$	$Pr$	$Q_0$	$\beta \cdot 10^3$
Твердая	1600	850	0,2	1,4	-	-	-	47	-
	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		920	0,27						
Жидкая	3000	790	0,12	0,5	0,5	4	0,125	47	1

Из Таблицы 1.1 видно, что кислота обладает малой скрытой теплотой плавления, а также малым коэффициентом объемного расширения, что создает удобство при ее нагреве в ограниченном объеме.

### Размерный фактор

Рассмотрим два варианта габаритов контейнеров с СЖК:

Вариант I –  $0,8 \times 0,8 \times 1,2$  [м × м × м]

Вариант II –  $1 \times 1 \times 1$  [м × м × м] (кубическая тара).

Полная теплоемкость для твердой и жидкой фаз СЖК определяется из соотношений:  $C = cm$ ;  $m = \gamma V$ , где  $c$  - удельная теплоемкость;  $m$  – масса;  $\gamma$  – плотность;  $V$  – объем. Вычисленные с использованием данных Таблицы 1.1 величины объема, массы и полной теплоемкости для контейнеров, определяемых по габаритным характеристикам как Вариант I и Вариант II, представлены в Таблице 1.2. В массогабаритных характеристиках, как и в величине полной теплоемкости, не учтены стенки контейнера (толщина ~5 мм), а также такие конструктивные дополнения как горловина на верхней стенке контейнера, через которую заливается перед транспортировкой СЖК.

Таблица 1.2 - Массогабаритные характеристики и полная теплоемкость СЖК в контейнере

	V, м <sup>3</sup>	m, кг	Полная теплоёмкость C, 10 <sup>6</sup> Дж/К	
			C <sub>т</sub>	C <sub>ж</sub>
Вариант I	0,768	690	1,1	2,07
Вариант II	1	898	1,43	2,7

### Соотношение теплоемкостей

По известным значениям полных теплоемкостей можно определить минимальное количество тепловой энергии, необходимой для нагрева от начальной температуры твердой фазы  $t_n$  до точки фазового перехода  $t_\phi$ , а также жидкой фазы от температуры  $t_\phi$  до некоторого конечного значения  $t_k$ :

$$Q_T = C_T (t_\phi - t_n); \quad Q_{ж} = C_{ж} (t_k - t_\phi), \quad (1.1)$$

где  $Q_T$  – количество теплоты, требуемое для нагрева твёрдой фазы

$Q_{ж}$  – количество теплоты, требуемое для нагрева жидкой фазы

По известной массе можно определить количество тепловой энергии, необходимой для плавления кислоты

$$Q_\phi = Q_0 \cdot m, \quad (1.2)$$

где  $Q_\phi$  – количество теплоты, требуемое для фазового перехода (плавления)

$Q_0$  – скрытая теплота плавления

Результаты расчетов  $Q_T$ ,  $Q_{ж}$ , полной теплоты  $Q_n$  затрачиваемой на нагрев массы от начальной температуры  $t_n$  до конечной  $t_k$  (без учета теплоты фазового перехода), а также теплоты фазового перехода  $Q_\phi$  и суммарной требуемой энергии представлены в Таблице 1.3. Величины  $Q_n$  и  $Q_\Sigma$  определяли по формулам

$$Q_n = Q_T + Q_{ж}; \quad Q_\Sigma = Q_n + Q_\phi \quad (1.3)$$

Таблица 1.3 - Минимальные значения энергии (в МДж), необходимой для нагрева и плавления жирных кислот

	$t_f, ^\circ\text{C}$	$Q_T$	$Q_{ж}$	$Q_n$	$Q_f$	$Q_\Sigma$	$Q_m$
Вариант I	47	30	89	119	102	221	132
	54	37,5	74,5	112	102	214	139,5
Вариант II	47	39	116	155	133	288	172
	54	49	97	146	133	279	182

В расчетах принято:  $t_n = 20^\circ\text{C}$ ,  $t_k = 90^\circ\text{C}$ , вычисления проведены в двух вариантах габаритов тары и двух значениях  $t_f$ .

Из Таблицы 1.3 видно, что вариации температуры фазового перехода внутри заданного диапазона 47–54°C весьма мало влияют на суммарные энергетические затраты (в среднем до 5%).

Энергетические затраты можно снизить на 35–40% (до минимальной величины  $Q_m$  – Таблица 1.3), если сразу после фазового перехода прекратить подвод тепловой энергии

$$Q_m = Q_\Sigma - Q_{ж}. \quad (1.4)$$

По известному потребному значению суммарной тепловой энергии для идеальной ситуации адиабатического и изотермического нагрева можно определить тепловую мощность  $P_n$ , которая должна быть затрачена, если задано время  $\tau_n$ , в течение которого процесс должен быть завершен. В качестве примера такая зависимость для варианта I представлена в Таблице 1.4.

Таблица 1.4 - Зависимость требуемой тепловой мощности от заданной длительности процесса адиабатического нагрева

$\tau_n$ , час	0,5	1	2	3	4	5
$P_n$ , кВт	120	60	30	20	15	10

Необходимо еще раз подчеркнуть, что данные Таблиц 1.3 и 1.4 соответствуют предельным характеристикам, недостижимым в реальных процессах.

### Теплообменные свойства твердой и жидкой фаз

При переходе в жидкую фазу теплопроводность кислоты уменьшается (Таблица 1.1), зато возникает естественная конвекция, за счет которой тепловая энергия значительно интенсивнее передается к соседним, как жидким, так и еще не расплавленным областям.

Интенсивность естественной конвекции определяется критериями Прандтля (Pr – Таблица 1.1) и Грасгофа (Gr):

$$Gr = \beta g \frac{L^3}{\nu^2} \Delta t \quad (1.5)$$

где  $g = 9,8 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;  $\Delta t$  – перепад температур между стенкой и жидкостью, К.

При значениях параметров из Таблицы 1.1 и при  $L=1\text{м}$  (полная высота куба), а также при  $\Delta t = 25 \text{ К}$ , получим:

$$Gr = 1,6 \cdot 10^{12} \quad \text{и} \quad Gr \cdot Pr = 4 \cdot 10^{11} \quad (1.6)$$

В случае выполнения условия

$$2 \cdot 10^7 \leq Gr \cdot Pr \leq 1 \cdot 10^1 \quad (1.7)$$

теплообмен описывается так называемым законом 1/3 степени [32], тогда

$$Nu = 0,135 (Gr \cdot Pr)^{1/3} = 995 \quad (1.8)$$

где Nu – критерий Нуссельта, имеющий структуру вида:

$$Nu = \frac{\alpha_{ж} L}{\lambda_{ж}} \quad (1.9)$$

где индекс “ж” относится к жидкой фазе продукта.

Из (1.9) и (1.8) можно определить  $\alpha_{ж}$

$$\alpha_{ж} = 995 \cdot \frac{\lambda_{жс}}{L} = 995 \frac{0,12}{L} = 119 \approx 120 \frac{Вт}{м^2 К} \quad (1.10)$$

Отсюда можно определить эквивалентный коэффициент теплопроводности, а также температуропроводности, приписываемые конвективно - кондуктивному процессу переноса

$$\left. \begin{aligned} \lambda_3 &= \alpha_{жс} \cdot l = 60 \text{ Вт} / \text{мК} \\ a_3 &= \frac{\lambda_{жс}}{c\gamma} = 2,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 / \text{с} \end{aligned} \right\} \quad (1.11)$$

С учетом (1.11) запишем значения эффективных критериев подобия для жидкой фазы:

$$Bi_3 = 0,0083 \cdot \alpha, \quad Fo_3 = 10^{-4} \tau; \quad m_{03} = 2,5 \cdot 10^{-6} \alpha \text{ с}^{-1} \quad (1.12)$$

Полагая коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности  $\alpha = 5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , получим оценочную величину термической инерции в этом случае составит 22,2 часа  $\approx 1$  сутки, всего же на нагрев потребуется  $\approx 3,7$  суток что примерно в три раза меньше, чем для прогрева твердой фазы.

#### **1.4 Предельная скорость процесса нагрева синтетических жирных кислот методом подвода тепловой энергии с учетом их реальной теплопроводности**

Разработка тепловой модели объекта, представляющего собой контейнер с СЖК, находящейся первоначально в твердом состоянии, включает формальное математическое описание процесса подвода тепла к объекту. В данном случае объект классифицируется как массивное ядро в тонкой оболочке, которое имеет форму параллелепипеда, близкого к кубу. При этом влияние тонкой оболочки на тепловые процессы сводится к наличию дополнительного теплового сопротивления на границе раздела СЖК и внешней среды.

В общем случае для решения поставленной задачи следует составить дифференциальное уравнение теплопроводности с описанием краевых условий, то есть совокупности граничных и начальных условий. Однако для оценок необходимых затрат времени до прогрева внешним тепловым источником слоя СЖК вплоть до центральной зоны достаточно использовать новейшие методы оценок, основанных на разделении временных стадий нагрева. В трудах С. В. Тихонова разработан такой метод, позволяющий проводить

оценки динамики распределения температур на начальной и конечной стадиях нагрева [48]. В дальнейшем эти методики были доработаны до упрощенных, но точных формул, обеспечивающих определение времени прогрева слоя материала на заданную глубину [50–52].

Исследуем динамику прогрева объема СЖК под действием внешнего нагрева стенок контейнера. При этом примем наиболее благоприятные условия для нагрева и расплавления СЖК. Рассмотрим процесс прогрева слоев СЖК со всех поверхностей контейнера при помещении его в кипящую воду, когда на каждой поверхности задается температура  $t_m = 100^\circ\text{C}$ , что при начальной температуре  $t_0 = 20^\circ\text{C}$  соответствует мгновенному установлению температурного напора  $\vartheta_m = t_m - t_0 = 80 \text{ K}$ . Необходимо оценить время, необходимое для прогрева центральной зоны твердой фазы СЖК для начала без учета фазового перехода. Для проведения таких оценок весьма удобно использовать экспериментально апробированные аналитические формулы [50–52]. В наиболее удобном для анализа виде можно записать:

$$\tau_m = \frac{L^2}{4a}(k_1 \cdot \Delta t + k_2); \quad k_1 = 0,18(\vartheta_m)^{-0,56}; \quad k_2 = 0,11(\vartheta_m)^{-0,18}, \quad (1.13)$$

где  $\tau_m$  – время, необходимое для нагрева центральной зоны СЖК до перегрева на величину  $\Delta t$ ;  $L$  – размер стороны контейнера кубической формы;  $a$  – температуропроводность СЖК;  $\vartheta_m$  – температурный напор на поверхности прогреваемого слоя, в данном случае на стенке контейнера.

Формула (1.13) справедлива в пределах величин перегревов  $0,5 \text{ K} \leq \Delta t \leq 2 \text{ K}$ . В дальнейших расчетах будем принимать  $\Delta t = 2 \text{ K}$ , что с достаточной степенью точности может быть зафиксировано датчиком температуры. Величина  $\vartheta_m$  уже задана и составляет  $80 \text{ K}$ . В результате сомножитель в круглых скобках в формуле (1.13) равен  $0,081$ . Коэффициент температуропроводности СЖК равен  $1,4 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$ . Для контейнера кубической формы со стороной  $L = 1 \text{ м}$  из (1.13) получим  $\tau_m = 2,786 \cdot 10^5 \text{ с} = 160 \text{ ч}$ .

В результате необходимо почти 7 суток для едва заметного нагрева центральной зоны СЖК после помещения контейнера с СЖК в кипящую воду. Если учесть процесс плавления, то, с одной стороны, понадобится дополнительная тепловая энергия на нагрев и плавление, что приведет к увеличению необходимого времени, а с другой стороны при расплавлении и нагреве жидкой фазы СЖК в ней разовьется естественная конвекция, ускоряющая процесс нагрева остающейся твердой фазы. В соответствии с результатами проведенных оценок необходима разработка более эффективных ускоренных методов нагрева и плавления

твердой фазы СЖК. Расчеты показали, что при внешнем нагреве контейнера, вблизи его стенки за 40 минут образуется слой жидкой фазы толщиной 5 см.

### **1.5 Нагреватель с термостабилизированной поверхностью для плавления синтетических жирных кислот**

В качестве перспективного типа нового, высокоэффективного, безопасного, надежного и удобного в эксплуатации нагревателя для перевода из твердого в жидкое состояние СЖК в производственных условиях был предложен нагреватель с термостабилизированной поверхностью [13–14]. Он был назван нагревателем типа труба-кипятильник.

Надежная оценка параметров такого нагревателя в настоящее время невозможна без проведения экспериментальных исследований процесса функционирования трубы-кипятильника при плавлении реальной СЖК и уточнение на основе полученных результатов рабочих параметров процесса.

Целью экспериментального исследования являлось:

1. Прямое определение скорости проплавления СЖК трубой-кипятильником при различных режимах ее работы.
2. Определение коэффициента теплоотдачи СЖК в зоне плавления

Экспериментальная установка

Для проведения экспериментов был разработан и изготовлен экспериментальный образец термостабилизированного нагревательного устройства типа труба-кипятильник. Оно состоит из корпуса и нагревательной сборки. Внешний вид этих элементов показан на рис.1.2. Все геометрические размеры трубы-кипятильника и другие ее параметры соответствуют расчетным параметрам [13].

Корпус нагревательного устройства (рис.1.2) выполнен из малоуглеродистой стали и включает в себя трубу 1, полусферический наконечник 2 и фланец 3. Все элементы корпуса соединяются между собой сваркой.

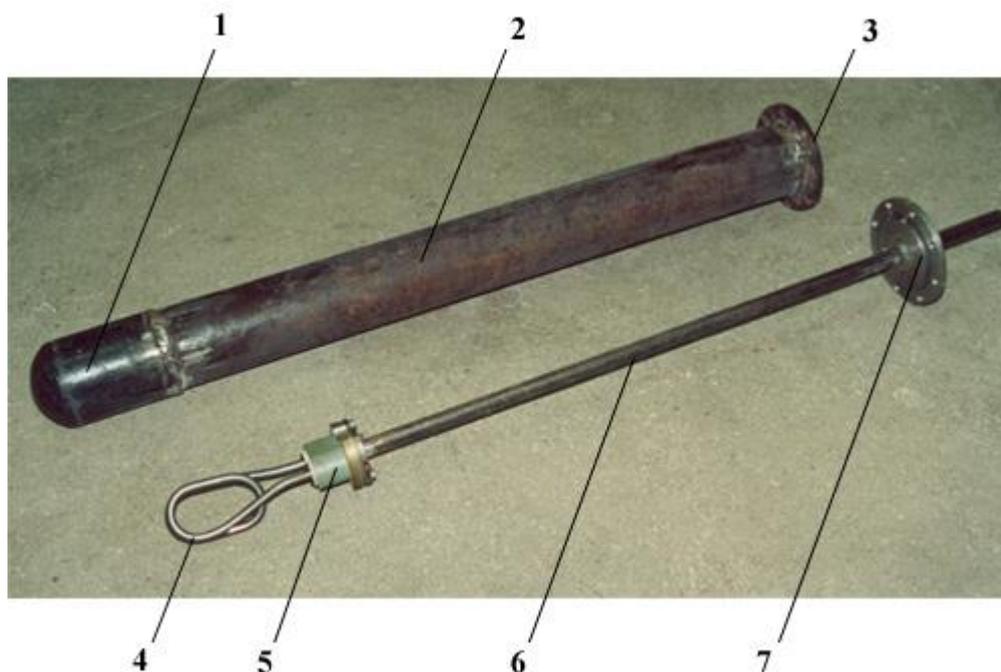


Рисунок 1.2 - Внешний вид экспериментальной трубы-кипятильника

1 – труба, 2 – сферический наконечник, 3 – фланец, 4 – термический электронагреватель (ТЭН), 5 – узел электросоединений, 6 – штанга, 7 – крышка

Нагревательная сборка состоит из термического электронагревателя (ТЭНа) 4, герметичного узла электросоединений 5, штанги 6 и крышки 7. В экспериментальном образце трубы-кипятильника использован стандартный трубчатый ТЭН мощностью 3,15 кВт в герметичном исполнении. Он рассчитан на питающее напряжение 220 В.

ТЭН через резиновые уплотнения крепится к нижнему торцу корпуса узла электрических соединений. Внутри этого герметичного узла производится подключение концов ТЭНа к электропроводке (кабелю). Дополнительная герметизация электрических соединений внутри узла обеспечивается с помощью термостойкого герметика, которым заполняется внутренняя полость узла электросоединений.

Важным элементом трубы-кипятильника является тонкостенная вставка, состоящая из цилиндрической и полусферической оболочек. Полусферическая оболочка крепится к краю цилиндрической оболочки, играя роль своеобразного днища. В куполе полусферы выполнено отверстие, а по всей поверхности – перфорация из мелких отверстий. Вставка устанавливается во внутренней полости трубы в районе наконечника равноудаленно внутренней поверхности трубы-кипятильника. Как показали результаты отработочных экспериментов, такая вставка обеспечивает циркуляцию теплоносителя внутри трубы, как у

ее цилиндрической поверхности, так и у сферического наконечника, что существенно интенсифицирует условия теплообмена.

После монтажа трубы ТЭН располагается в нижней части ее корпуса, около полусферического наконечника. Перед сборкой нагревателя внутрь его корпуса заливается дистиллированная вода.

В верхней крышке выполнено отверстие с резьбой. Через него осуществляется присоединение образцового манометра для измерения давления пара во внутренней полости трубы-кипятильника.

Испытания проводили на экспериментальной установке, схема которой показана на Рисунке.1.3. Данная установка использовалась как для calorиметрических исследований нагревателя, так и для экспериментального определения скорости плавления твердых тел, в частности СЖК.

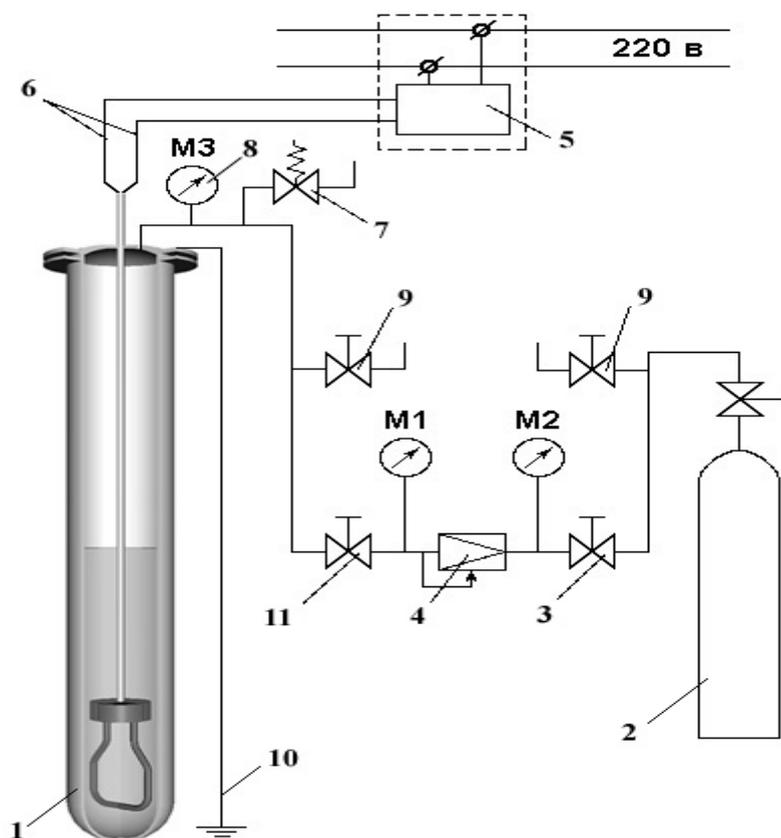


Рисунок 1.3 - Схема экспериментальной установки

1 – труба-кипятильник, 2 – баллон с воздухом, 3 – пусковой вентиль, 4 – редуктор, 5 – сетевой автомат аварийной защиты, 6 – соединительные провода, 7 – предохранительный клапан, 8 – образцовый манометр, 9 – дренажные вентили, 10 – заземляющий контур, 11 – заправочный вентиль

Основным элементом установки является описанная выше труба-кипятильник 1 (рис.1.2). ТЭН трубы-кипятильника с помощью соединительных проводов 6 через автомат аварийной защиты 5 подключался к сети напряжением 220 В. Корпус трубы соединен с заземляющим контуром 10.

Аварийная защита трубы осуществляется с помощью заземляющего контура 10 и сетевого автомата 5, а также с помощью предохранительного клапана 7, ограничивающего неконтролируемый рост давления пара внутри трубы.

Труба-кипятильник в сборе подвешивается на специальном стапеле через два блока на цепи. Тем самым обеспечивается возможность перемещения трубы в вертикальном направлении при работах с ней в ходе эксперимента.

В состав измерительной системы установки входят образцовый манометр 8 для замера давления во внутренней полости трубы, два ртутных термометра – один со шкалой 50 °С, а второй – 100 °С, а также электронные часы – секундомер.

Непосредственно под трубой устанавливается емкость с СЖК. Для измерения глубины лунки, проплавленной в веществе, использовали универсальный штангенциркуль с нутримером.

Методика эксперимента.

Каждое испытание проходило в три этапа.

На первом, подготовительном, этапе проводили:

- сборку трубы-кипятильника и ее проверка на герметичность;
- подготовку СЖК для испытаний. Планом эксперимента предусматривалось проведение опытов при трех различных значениях начальной температуры СЖК – 5°С, 15°С и 25°С. Перед проведением каждого эксперимента осуществляли тщательное выравнивание температуры по объему СЖК.

На втором этапе непосредственного проведения испытаний производили:

- подачу электропитания на ТЭН трубы-кипятильника;
- предварительный разогрев трубы до заданной температуры. Длительность разогрева контролировали по показаниям образцового манометра, в силу наличия прямой связи между величиной давления в трубе и ее температурой. Испытания начинались при достижении давлением в трубе величины 0.2 МПа (2 атм);
- установка под трубой емкости с СЖК;
- введение в соприкосновение поверхности СЖК и сферического наконечника трубы и внедрение трубы-кипятильника в кислоту. Момент начала отсчета длительности

проплавления фиксировался при внедрении сферы в СЖК. Внедрение трубы осуществлялось в процессе плавления СЖК под тяжестью самой трубы, для чего натяжение цепи, на которой она висела, ослаблялось. При этом перемещение трубы в боковых направлениях ограничивались специальными штативами;

- контроль давления внутри трубы с фиксацией его величины в ходе опыта;
- контроль перемещения трубы в ходе проплавления ею СЖК в фиксированные моменты времени. Измерения осуществлялись в момент, когда давление пара в трубе изменялось на 0.02 МПа (0.2 атм). Время фиксировалось по секундомеру, а перемещение трубы по линейке с миллиметровыми делениями;
- отключение электропитания ТЭНа при проплавлении СЖК на всю глубину емкости.

Общий вид расплавленного СЖК в проплавленной лунке показан на рис.1.4.



Рисунок 1.4 - Общий вид расплавленного СЖК в проплавленной трубой-кипятильником лунке

На третьем этапе экспериментальной обработки результатов оценивали линейную скорость проплавления СЖК трубой-кипятильником.

### **Анализ результатов: оценка скорости проплавления СЖК**

Результаты испытаний показали влияние начальной температуры СЖК на скорость ее проплавления. Характер изменения давления в трубе-кипятильнике в ходе экспериментов при разных начальных температурах СЖК представлен на рис. 1.5. Из рисунка видно, что в процессе проплавления СЖК осуществляется постоянный рост давления в трубе. При этом темп роста давления снижается по мере увеличения начальной температуры СЖК.

Характерное изменение текущей скорости проплавления во времени для случая с начальной температурой 15°C представлено на рис.1.6. Пунктирной линией показано изменение средневзвешенного значения скорости проплавления. Из графика видно, что сначала скорость проплавления снижается, а затем начинается ее рост. Это можно объяснить, вероятно, тем, что в начальный период труба имеет высокий перегрев, который снижается по мере отдачи тепловой энергии на плавление СЖК. А последующий рост скорости проплавления можно объяснить увеличением давления в трубе, что обеспечивает возрастание температурного напора.

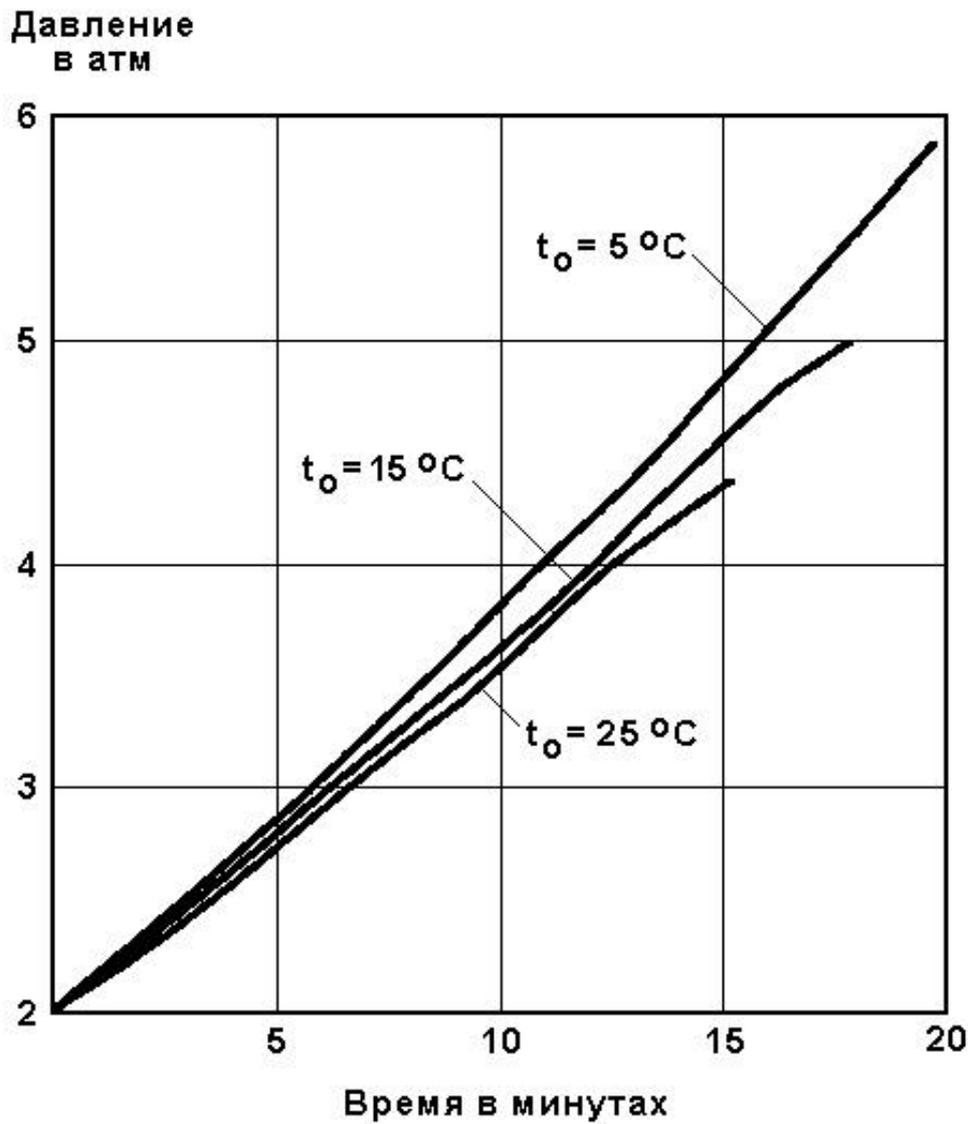


Рисунок 1.5 - Характер изменения давления пара внутри трубы-кипятильника в ходе эксперимента при различных начальных температурах СЖК

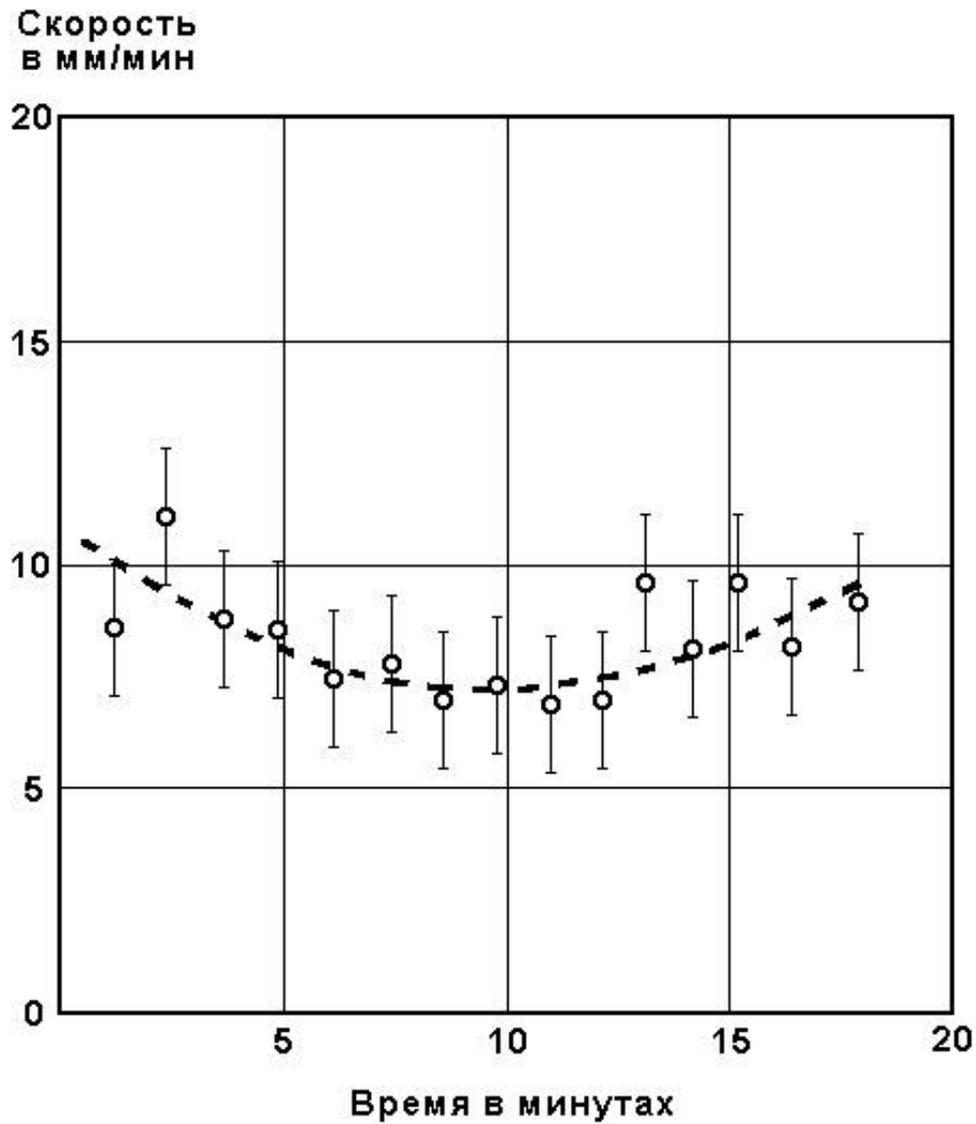


Рисунок 1.6 - Характерное изменение текущей скорости проплавления СЖК во времени при начальной температуре кислоты 15°C

Средние значения скорости проплавления СЖК представлены в таблице 1.5.

Таблица 1.5 - Значения средней скорости проплавления СЖК за весь период измерений

Начальная температура СЖК, °С	Скорость проплавления СЖК, мм/мин
5	7,37
15	8,33
25	9,29

Видно, что зависимость скорости проплавления от начальной температуры СЖК можно аппроксимировать соотношением

$$U_{\text{cp}} = 6,89 + 0,096 \cdot t_o, \quad (1.14)$$

где  $t_o$  – начальная температура СЖК в °С,  $U_{\text{cp}}$  – средняя скорость проплавления в мм/мин.

Используя это соотношение, можно предположить, что при  $t_o = -30^\circ\text{C}$  средняя скорость проплавления СЖК будет 4 мм/мин. Следует заметить также, что, вероятно, зависимость (1.14) может быть справедлива только для данной конструкции трубы-кипятильника. Вместе с тем ею вполне можно пользоваться для оценочных расчетов.

Стремление повысить скорость проплавления СЖК естественным образом наводит на мысль повысить перепад температуры, т.е. заставить трубу работать на режиме максимального давления. Поскольку мощность ТЭНа экспериментальной трубы избыточна для режима проплавления СЖК, то поддерживать максимальное давление в трубе можно только периодически включая подачу электроэнергии.

Для проведения такого эксперимента использовали СЖК с начальной температурой 10 °С. Замеры производили при достижении давления в трубе 0.5 МПа (5 атм). Далее давление доводили до 0.6 Мпа (6 атм), после чего выключали подачу электроэнергии и возобновляли её при снижении давления до 0.5 МПа (5 атм). Измерения проводились при изменении давления на 0.02 МПа (0,2 атм). Результаты измерений представлены на рис. 1.7.



Рисунок 1.7 - Характерное изменение текущей скорости проплавления СЖК во времени при повышенной разнице температур

Как видно из рисунка, изменение давления носит пилообразный характер. Причем, с увеличением глубины погружения трубы темп нарастания давления снижается. Это может быть объяснено увеличением площади поверхности теплоотвода за счет вовлечения в процесс теплопередачи боковой цилиндрической поверхности. Кроме того, темп остывания пара выше, чем темп нагревания, и почти не зависит от глубины погружения трубы. Определенная стабильность темпа остывания указывает на устойчивость процесса

конденсации. Снижение же темпа роста давления при нагреве пара свидетельствует об уменьшении интенсивности процесса парообразования.

В соответствии с изменением давления пара в трубе меняется и скорость проплавления СЖК. Причем на начальном участке она меняется от весьма высокого значения (~15 мм/мин) до низкого (~ 2–3 мм/мин).

Это можно объяснить сменой теплового состояния полусферического торца трубы от перегретого (с температурой ~ 150°C) до остывшего (с температурой ~ 100°C).

Далее скорость проплавления меняется по синусоидальному закону с тенденцией к снижению средней величины скорости проплавления.

Средняя скорость проплавления СЖК за весь период измерений составляет 4,77 мм/мин. Она существенно ниже, чем при устойчивом процессе плавления – 7,85 мм/мин, исходя из формулы (1.14). Возникает естественный вопрос – почему?

Для ответа на этот вопрос следует выполнить осреднение скорости плавления по этапам нагрева и охлаждения пара. Результаты такого осреднения представлены в таблице 1.6.

Таблица 1.6 - Значения средней скорости проплавления СЖК на различных этапах процесса

Номер этапа	Скорость плавления СЖК, мм/мин	
	На этапе нагрева пара	На этапе охлаждения
1	11	3,8
2	5,6	2,2
3	4,85	2,16
4	4,1	2,06
За весь период измерения	6,39	2,56

Как видно из таблицы, с каждым новым этапом скорость проплавления снижается. Это говорит о том, что на скорость проплавления СЖК очень сильно влияют процессы конденсации и испарения, протекающие внутри трубы.

#### **Анализ результатов: определение коэффициента теплоотдачи СЖК в зоне плавления**

Проведенные эксперименты представляются весьма важными с точки зрения исследования поведения СЖК при плавлении ее торцевой частью трубы-кипятильника. При попытке рассчитать этот процесс возникала неопределенность из-за незнания величины

коэффициента теплоотдачи от поверхности металлической сферы к СЖК. Теперь этот коэффициент можно рассчитать по результатам экспериментов.

Для этого предлагается следующая методика расчета.

Первоначально рассчитывается тепловой поток, который передается от воды к СЖК через сферический торец трубы

$$q = U_{\text{ср}} \cdot \rho \cdot S_{\text{сеч}} (Q_{\text{пл}} + C\Delta t_{\text{пл}}) \quad (1.15)$$

где  $U_{\text{ср}}$  - средняя скорость проплавления СЖК, м/с;

$\rho = 850 \text{ кг/м}^3$  – плотность твердой СЖК;

$S_{\text{сеч}} = 0,0154 \text{ м}^2$  – площадь поперечного сечения проплавляемого цилиндрического канала;

$Q_{\text{пл}} = 147 \text{ кДж/кг}$  – скрытая теплота плавления СЖК;

$C = 1600 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$  – теплоемкость твердой СЖК;

$\Delta t_{\text{пл}} = t_{\text{пл}} - t_0$ ;

$t_{\text{пл}} = 323 \text{ К}$  ( $50 \text{ }^\circ\text{C}$ ) – температура плавления СЖК;

$t_0$  – начальная температура СЖК, К.

Далее определяется коэффициент теплопередачи от воды к СЖК через полусферический торец трубы

$$K = \frac{q}{S_{\text{ср}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}} \quad (1.16)$$

где,  $S_{\text{ср}} = 0,0204 \text{ м}^2$  – площадь поверхности сферического торца трубы;

$\Delta t_{\text{ср}}$  – температурный напор, осредненный за период измерений, К.

В случае устойчивого роста давления в трубе температурный напор можно определить как

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{п}}^{\text{нач}} + t_{\text{п}}^{\text{кон}}}{2} - t_{\text{пл}}, \quad (1.17)$$

где  $t_{\text{п}}^{\text{нач}}$  - температура пара в начале периода измерений, К;

$t_{\text{п}}^{\text{кон}}$  - температура пара в конце периода измерений, К;

$t_{\text{пл}} = 323 \text{ К}$  ( $50^\circ\text{C}$ ) – температура плавления СЖК.

Вообще говоря, при определении коэффициента теплопередачи следовало бы учесть разницу наружной и внутренней поверхностей сферы. Однако, выполненные расчеты, показали незначительность возникающей погрешности, во-первых, а, во-вторых, эта погрешность несущественна на фоне неопределенности задания коэффициента теплоотдачи воды. Поэтому будем использовать формулу определения коэффициента теплопередачи через плоскую стенку

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{СЖК}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}}, \quad (1.18)$$

где,  $\alpha_{\text{СЖК}}$  – коэффициент теплоотдачи СЖК;

$\delta = 3$  мм – толщина стенки трубы на сферическом торце;

$\lambda = 50$  Вт/м·К – теплопроводность стали;

$\alpha_{\text{в}}$  – коэффициент теплоотдачи воды, величина которого определяется, исходя из таблицы 1.7 [15].

Таблица 1.7 - Значения коэффициента теплоотдачи воды и водяного пара

Условия теплоотдачи	Коэффициент теплоотдачи, Вт/м <sup>2</sup> ·К
Спокойная вода – металлическая стенка	350
Текущая вода – металлическая стенка	$350 + 2100 \sqrt{v}^*)$
Кипящая вода – металлическая стенка	3500 – 5800
Конденсирующийся водяной пар	10500

\*) значение скорости воды  $v$  в м/с.

Таким образом, величина коэффициента теплоотдачи СЖК будет определяться формулой

$$\alpha_{\text{СЖК}} = \frac{1}{\frac{1}{K} - \frac{\delta}{\lambda} - \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}}. \quad (1.19)$$

Результаты расчетов для плавления СЖК с различной начальной температурой представлены в таблице 1.8.

Таблица 1.8 - Параметры процесса проплавления СЖК

Начальная температура СЖК, °С	5	15	25
Тепловой поток, подводимый к СЖК, Вт	344	360	370
Средний температурный напор, К	88	86	83
Коэффициент теплопередачи, Вт/м <sup>2</sup> ·К	192	209	229

Теперь необходимо преодолеть неопределенность в выборе коэффициента теплоотдачи воды. В этом варианте следует учесть два аспекта.

1. Полученный коэффициент теплопередачи (> 200 Вт/м<sup>2</sup>·К) достаточно высок. Предполагать, что он достигнут за счет высокой теплоотдачи СЖК неразумно по двум причинам. Во-первых, в расчетах труб надежнее пользоваться нижними оценками коэффициента теплоотдачи СЖК. А, во-вторых, эксперимент в условиях обеспечения высокого теплового напора дает очень низкое значение коэффициента теплопередачи, что невозможно, если исходить из предположения о высоком коэффициенте теплоотдачи СЖК.

2. Анализ процесса обтекания сферического торца водой показывает, что в районе центрального отверстия сферы циркуляционной вставки происходит резкое расширение водяного потока, что сопровождается снижением давления и образованием пузырьков пара. При гейзерном эффекте, когда из полости циркуляционной вставки выбрасывается пузырьками пара вода. В этой полости постоянно меняется давление, что в свою очередь влияет на процесс парообразования в воде, омывающей сферический торец трубы. Таким образом, вода, обтекающая внутреннюю поверхность сферы, находится в состоянии кипения. А, следовательно, коэффициент ее теплоотдачи должен быть 3500 Вт/м<sup>2</sup>·К.

Исходя из этих соображений, можно рассчитать значение коэффициента теплоотдачи СЖК. Результаты расчета представлены в таблице 1.9.

Таблица 1.9 - Значения коэффициента теплоотдачи СЖК

Условия эксперимента	$\alpha_{\text{СЖК}}$ , Вт/м <sup>2</sup> ·К
при $t_o = 5 \text{ }^\circ\text{C}$	206
при $t_o = 15 \text{ }^\circ\text{C}$	225
при $t_o = 25 \text{ }^\circ\text{C}$	229
Среднее значение	227

### 1.6 Экспериментальное исследование процесса плавления синтетических жирных кислот нагревателем с термостабилизированной поверхностью в гейзерном режиме

В предыдущем параграфе [13,14] в качестве перспективного устройства для плавления СЖК в условиях производства был предложен и исследован нагреватель с термостабилизированной поверхностью, названный трубой-кипятильником. Результаты проведенных теоретических и экспериментальных исследований показывают, что эффективность работы данного типа нагревателя может быть существенно повышена при увеличении интенсивности теплообмена в районе рабочей поверхности нагревателя.

В работе [16] для этого предложено поместить внутрь трубы-кипятильника тонкостенную вставку, состоящую из цилиндрической и полусферической оболочек (рис.1.8). Полусферическая оболочка крепится к краю цилиндрической оболочки, играя роль своеобразного днища. В куполе сферы выполнено отверстие, а по всей поверхности – перфорация из мелких отверстий. Вставка устанавливается во внутренней полости трубы в районе наконечника равноудаленного от внутренней поверхности трубы-кипятильника. Наличие такой вставки обеспечивает циркуляцию теплоносителя внутри трубы, как у ее цилиндрической поверхности, так и у полусферического наконечника, что существенно интенсифицирует условия теплообмена. Фактически данная вставка играет роль своеобразного «теплового насоса».

При этом, как показали результаты экспериментов, на интенсивность процесса теплообмена, а соответственно и на интенсивность процесса проплавления СЖК очень сильное влияние оказывает скорость циркуляции горячей воды у нижнего полусферического торца трубы-кипятильника. С учетом геометрии внутритрубного канала ее величина

определяется расходом циркулирующей воды, который, в свою очередь, зависит от режима парообразования.

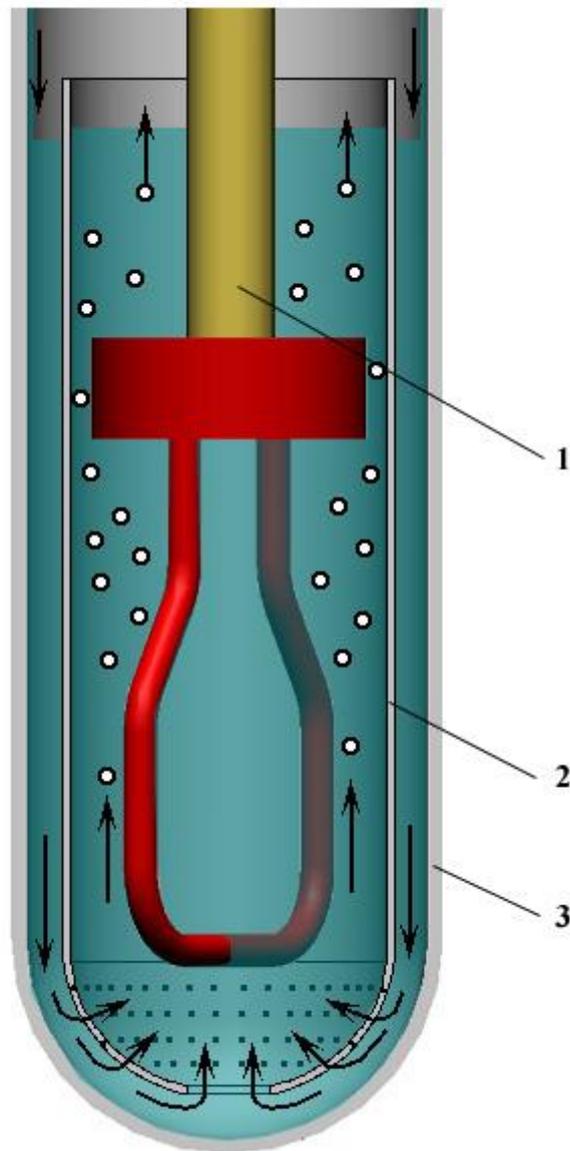


Рисунок 1.8 - Внешний вид основных элементов трубы-кипятильника с «гейзерным насосом».

1 – штанга с нагревателем (ТЭНом); 2 – тонкостенная вставка со сферическим наконечником; 3 – корпус трубы-кипятильника

Роль сопла в работе «гейзерного насоса» очень важна. Во-первых, сужение канала увеличивает скорость подъема воды и высоту ее выплескивания. Во-вторых, уменьшение проходного сечения повышает концентрацию пузырьков и устойчивость выплескивания воды за пределы кожуха. Кроме того, сопло препятствует попаданию выплеснутой воды обратно внутрь оболочки. В-третьих, сопло предотвращает «зачерпывание» воды при отклонениях трубы от вертикального положения, что часто необходимо в производственных условиях. Опыты показали устойчивость гейзерного эффекта на трубе с сопловой насадкой, наклоненной на  $45^\circ$ .

Окончательный вывод об эффективности данных технических решений можно сделать лишь по результатам экспериментальных исследований.

Для изучения влияния гейзерного эффекта на скорость плавления СЖК была разработана экспериментальная установка, внешний вид которой представлен на рис. 1.9.

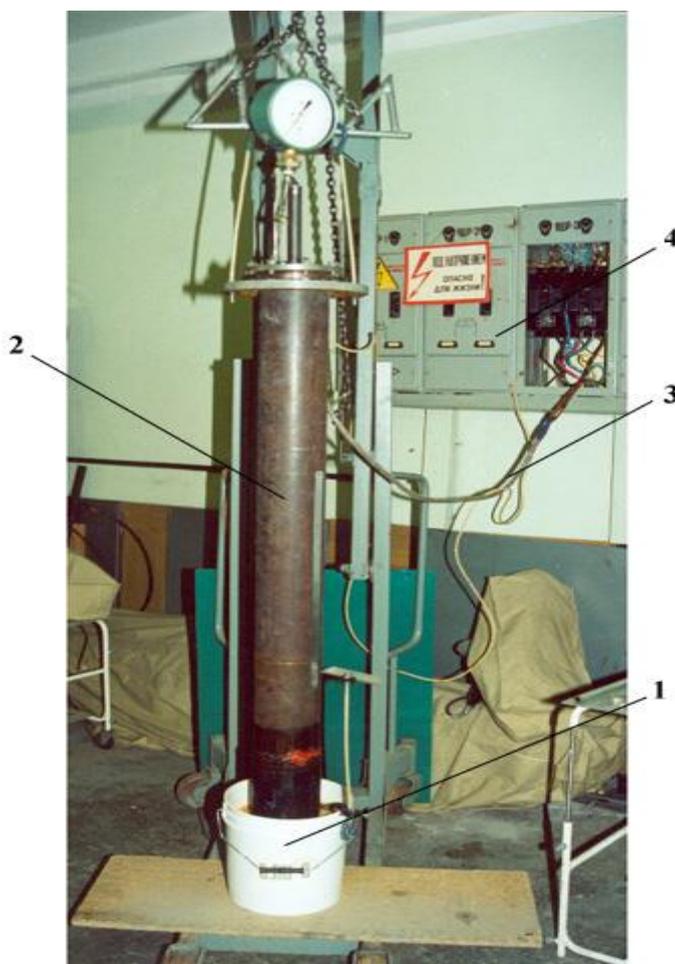


Рисунок 1.9 - Внешний вид экспериментальной установки для исследования процесса проплавления СЖК в режиме гейзерного эффекта.

1 – емкость с СЖК, 2 – труба-кипятильник, 3 - подводящие провода, 4 - сетевой автомат

Основными элементами экспериментальной установки являются емкость с СЖК и труба-кипятильник, внутри которой расположена тонкостенная вставка, описанная выше. Вставка в верхней своей части снабжена соплом, которое, исходя из технологических соображений, связанных с удобством сборки кожуха, имеет звездообразную форму.

Питание ТЭНа трубы кипятильника осуществляется от электросети через сетевой автомат защиты. Измерение скорости проплавления СЖК осуществлялось с помощью штангенциркуля с нутримером. Величина давления пара в трубе-кипятильнике определялась образцовым манометром.

Проплавление осуществлялось на всю глубину слоя СЖК. Проплаваемый канал получается практически цилиндрическим. Характерный вид проплавленной полости показан на рис.1.10.

В экспериментах использовалась СЖК охлажденная до 278 К (5 °С). До начала плавления СЖК давление в трубе-кипятильнике в процессе ее разогрева поднималось до определенной величины. Это начальное давление составляло 0,2 МПа и 0,4 МПа (2 и 4 атм). На рис.1.11 представлены кривые роста давления в трубе для каждого случая в сравнении с ростом давления в трубе до ее модернизации.

Как видно из рисунка, рост давления в трубе с устойчивым гейзерным эффектом осуществляется гораздо медленнее, что говорит о значительно большем теплосъеме. Причем, в случае, когда начальное давление в трубе составляло 0,4 МПа (4 атм), замедление роста давления шло интенсивнее, что указывает на большую теплоотдачу и стремление трубы к саморегуляции, т.е. к снижению температурного напора.

Не менее показательно изменение скорости проплавления во времени (рис.1.12). В случае, когда начальное давление в трубе 0,2 МПа (2 атм), скорость проплавления сначала уменьшается, а потом начинается ее рост. В другом случае (при 0,4 МПа (4 атм) после снижения скорости проплавления наблюдается некоторая стабилизация скорости плавления СЖК на уровне ~12 мм/мин. Это указывает, очевидно, на высокий теплосъем с боковой поверхности трубы. То есть, несмотря на большой расход циркулирующей воды, за счет высокого исходного температурного напора происходит значительная теплоотдача от воды и температурный напор в районе полусферического торца снижается. Это обстоятельство необходимо учитывать при определении коэффициента теплопередачи от воды к СЖК.

Основные параметры процесса проплавления канала в СЖК, реализованные в экспериментах, представлены в таблице 1.10.

Из таблицы видно, что труба с устойчивым гейзерным эффектом обеспечивает значительно большую скорость проплавления, чем труба без него. То же касается и величины коэффициента теплопередачи.

Таблица 1.10 - Значения параметров процесса проплавления СЖК

Начальное давление в трубе, МПа	0,2	0,4
Средняя скорость проплавления, мм/мин	11,8	12,5
Тепловой поток, отводимый с торца, Вт	542	569
Средний температурный напор, К	80	90
Коэффициент теплопередачи, Вт/м <sup>2</sup> ·К	339	316

Как показали результаты экспериментов, эффективность «гейзерной» трубы может быть еще повышена при теплоизоляции ее наружной боковой поверхности, которая обеспечит снижение потерь тепла с боковой поверхности трубы.



Рисунок 1.10 - Внешний вид лунки, проплавленной в СЖК

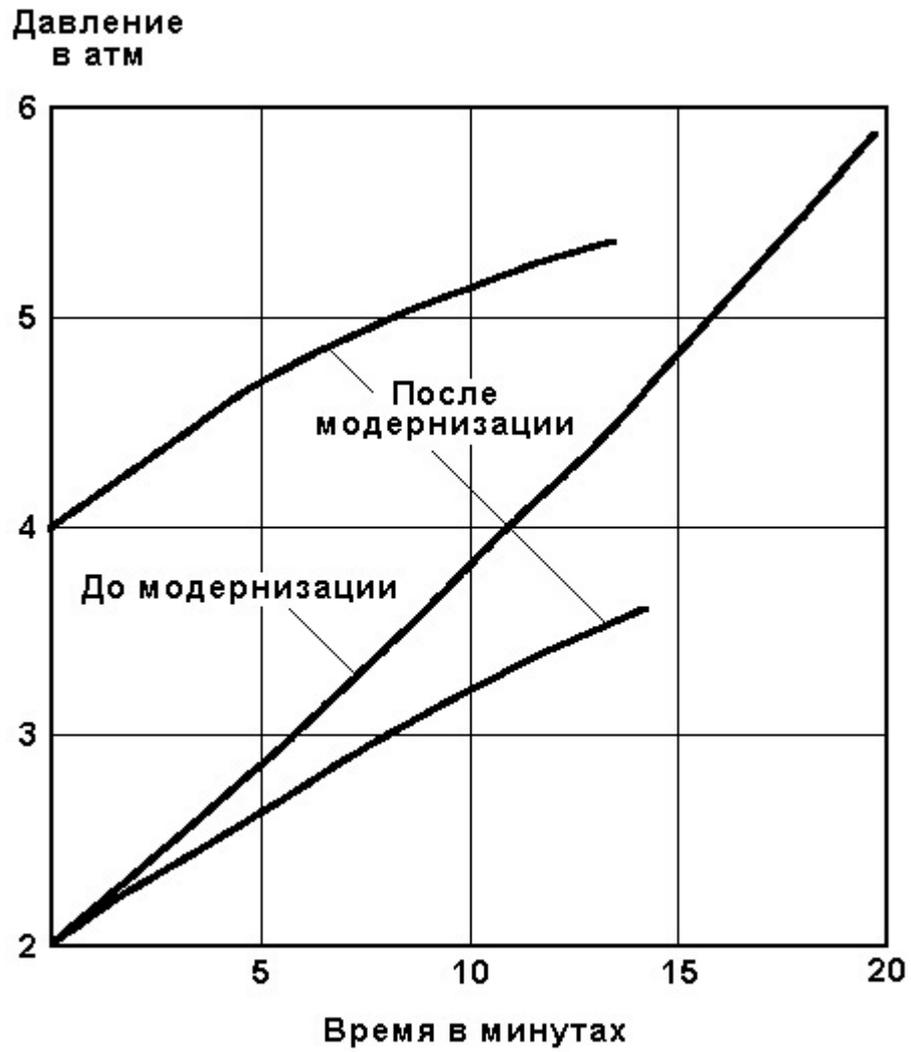


Рисунок 1.11 - Характер роста давления в трубе-кипяльнике  
в ходе проплавления канала в СЖК

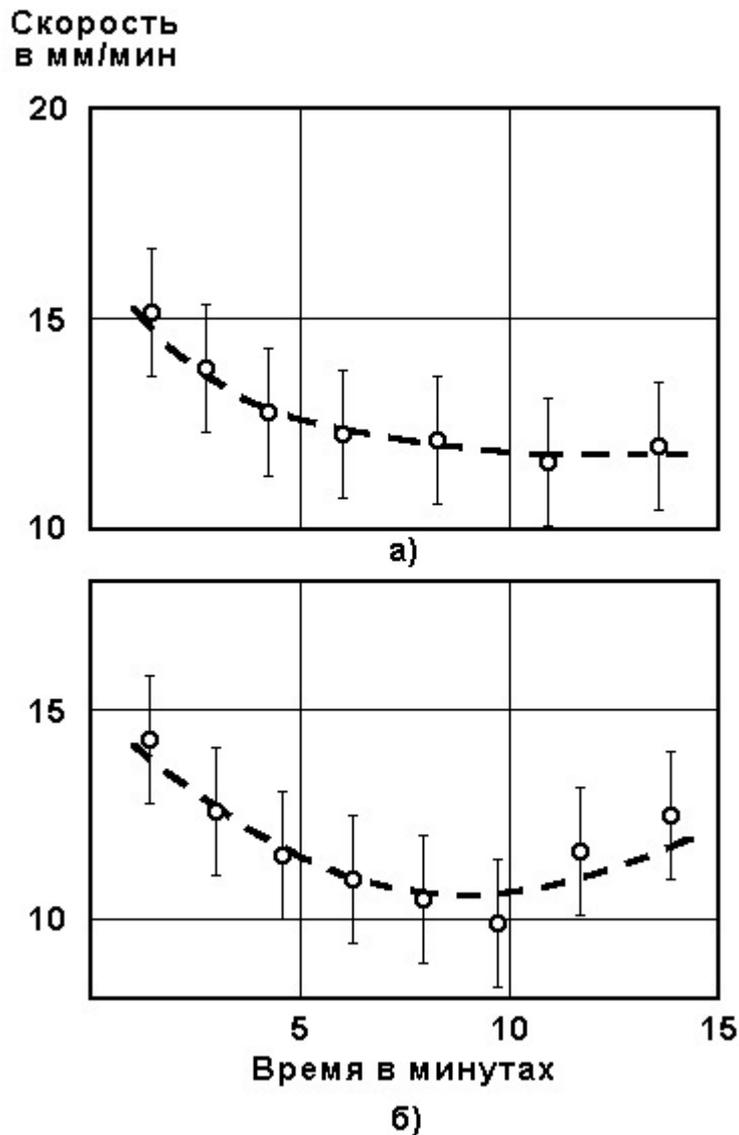


Рисунок 1.12 - Характер изменения скорости проплавления СЖК от времени

а) - начальное давление в трубе 0,2 МПа, б) - начальное давление 0,4 МПа

Следует заметить, что к конструкции теплоизоляции транспортного участка трубы-кипяtilьника, при использовании ее для проплавления канала в слое СЖК, должны быть предъявлены достаточно жесткие требования. Это обусловлено тем, что слой расплавленной СЖК у поверхности трубы, в силу специфических теплофизических свойств СЖК имеет малую толщину. В качестве перспективного варианта такой теплоизоляции может рассматриваться вакуумное напыление на боковую поверхность трубы оксидов металлов. Такое покрытие при малой толщине (что создает минимальное гидравлическое

сопротивление трубы при движении в СЖК), обеспечивает достаточно высокий температурный градиент.

Анализ результатов, полученных ранее, и данных, приведенных в таблице 1.10, показывает, что коэффициент теплопередачи от нагревателя к СЖК при реализации устойчивого гейзерного эффекта значительно вырос.

Объяснить это только увеличением коэффициента теплоотдачи воды не представляется возможным, поскольку коэффициент теплоотдачи СЖК не может быть меньше, чем общий коэффициент теплопередачи. Следовательно, в проведенных экспериментах реализован значительно больший коэффициент теплоотдачи СЖК, чем в опытах, результаты которых представлены в работе [13].

В качестве умеренно оптимистической оценки можно принять, что при устойчивом гейзерном эффекте коэффициент теплоотдачи воды составляет около  $5000 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ . Напомним, что при обработке результатов экспериментов, выполненных в работе [13] (на трубе без гейзерного эффекта) этот коэффициент оценивался величиной  $3500 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ .

С учетом этого предположения по полученным в ходе эксперимента данным были получены оценки коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи СЖК для «гейзерной трубы», которые приведены в таблице 1.11.

Для сравнения в таблице 1.11 приведены значения коэффициентов теплоотдачи СЖК для обоих значений коэффициентов теплоотдачи воды.

Таблица 1.11 - Значения коэффициентов теплопередачи от кипящей воды к плавящейся СЖК

Коэффициент теплоотдачи воды, $\text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$	Коэффициент теплопередачи, $\text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$		
	3500 без гейзерного эффекта	288	316
3500 с гейзерным эффектом	320	355	385
5000 с гейзерным эффектом	312	344	372

Из таблицы видно, что увеличение коэффициента теплопередачи к СЖК при разных величинах теплоотдачи воды больше в случае реализации гейзерного эффекта.

Такая зависимость коэффициента теплопередачи от кипящей воды к плавящейся СЖК указывает на его зависимость от гидродинамических характеристик режима обтекания расплавом СЖК полусферического торца трубы.

Однако получить эту зависимость в аналитическом виде на данном этапе не представляется возможным, поскольку неизвестны параметры движения расплава в пространстве между сферическим торцом трубы-кипятильника и твердой СЖК.

В то же время для расчета нагревателя, используемого для проплавления канала в массе СЖК (трубы-пенетратора) необходимо знать, как изменяется коэффициент теплопередачи к СЖК при варьировании скоростью проплавления. Поэтому иметь такую зависимость представляется весьма важным.

Для практических расчетов трубы-пенетратора вполне достаточно установить связь между коэффициентом теплопередачи от нагревателя к СЖК и скоростью проплавления канала а массе СЖК. В аналитическом виде эта связь существует, но она нелинейна и выражается формулой [17]

$$\alpha_{СЖК} = \left( \frac{S_T \cdot \Delta t_{cp}}{u \cdot \rho \cdot S_{сеч} \cdot (Q_{пл} + C \cdot \Delta t_{пл})} - \frac{\delta}{\lambda} - \frac{1}{\alpha_в} \right)^{-1}, \quad (1.20)$$

где  $u$  - скорость проплавления СЖК, мм/мин;

$\rho = 850 \text{ кг/м}^3$  - плотность твердой СЖК;

$S_{сеч} - \text{м}^2$ , площадь поперечного сечения проплавления канала;

$Q_{пл} = 147 \text{ кДж/кг}$  - удельная теплота плавления СЖК;

$C = 1600 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$  - теплоемкость твердой СЖК;

$\Delta t_{пл} = t_{пл} - t_0 \text{ К}$ ;

$t_{пл} = 323 \text{ К}$  ( $50 \text{ }^\circ\text{C}$ ) - температура плавления СЖК;

$t_0 - \text{К}$ , исходная температура СЖК;

$\Delta t_{cp} = t_{п} - t_{пл} - \text{К}$ , средний температурный напор;

$t_{п} - \text{К}$ , средняя температура пара, при соответствующем давлении;

$S_T - \text{м}^2$ , площадь поверхности сферического торца трубы;

$\delta - \text{м}$ , толщина стенки торца трубы;

$\lambda = 50 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$  - теплопроводность стали;

$\alpha_в - \text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$ , коэффициент теплоотдачи воды.

Как видно из формулы (1.20), в нее кроме констант входят параметры, определяемые исходным состоянием СЖК, внутритрубными процессами и конструктивными особенностями нагревателя. И все эти параметры, как установлено экспериментально, влияют на значение скорости проплавления.

Вместе с тем, для практических расчетов необходимо иметь формулу, которая позволяла бы получать приближенное значение коэффициента теплопередачи от нагревателя к СЖК, не превышающее истинную величину. Она может быть получена, если в качестве исходных данных использовать значения параметров, которые были реализованы в выполненных экспериментах и никак не повлияют на увеличение искомой величины.

В частности, исходную температуру СЖК зададим равной 273 К (0°C), коэффициент теплоотдачи воды 5000 Вт/м<sup>2</sup>·К и средний температурный напор 90 К. Тогда в диапазоне скоростей выше 12 мм/мин зависимость (1.20) будет иметь вид

$$\alpha_{\text{СЖК}} = 28 \cdot u \quad , \quad (1.21)$$

где  $u$  - мм/мин;  $\alpha_{\text{СЖК}}$  - Вт/м<sup>2</sup>·К.

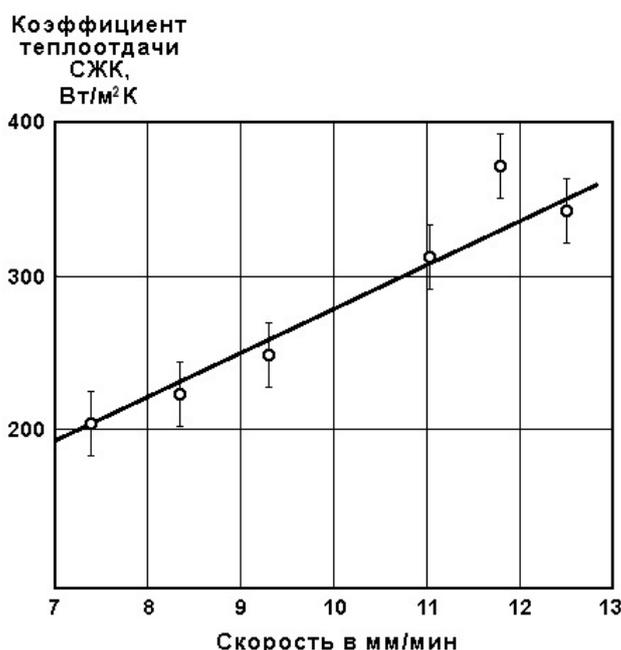


Рисунок 1.13 - Зависимость коэффициента теплоотдачи СЖК от скорости проплавления канала

На рис.1.13 показана эта зависимость и там же нанесены полученные экспериментальные данные. Как видно из рисунка, эта зависимость вполне

удовлетворительно описывает изменение коэффициента теплопередачи к СЖК и может быть использована в расчетах.

### 1.7 Критерии эффективности методов расплавления химических продуктов

Время нагрева СЖК подводом тепловой энергии является важнейшей, но не достаточной характеристикой эффективности применяемого для расплавления метода. Поэтому в диссертации разработаны критерии эффективности методов расплавления химических продуктов, по которым должен оцениваться каждый из сопоставляемых методов:

1. **Время  $\tau_r$ , затрачиваемое на нагрев от начальной температуры  $T_0$  до температуры фазового перехода  $T_f$  и на полное расплавление продукта**
2. **Конечное время  $\tau_k$ , затрачиваемое на расплавление и нагрев вещества до заданного конечного уровня температуры  $t_k$ , удовлетворяющей условию  $t_f < t_k < t_d$ , где  $t_d$  – допустимая температура вещества.**
3. **Линейная скорость плавления**, определяемая из соотношений

$$\text{Средняя: } V_{\text{ср}} = \frac{L}{\tau_k} \quad \text{мгновенная: } V_{\text{мг}} = \frac{dx}{d\tau}$$

где  $L$  – толщина слоя расплавляемого вещества [м];  $x$  – текущая координата.

4. **Объемная  $W$  и массовая  $M$  скорости прироста расплава:  $W = S \cdot V_{\text{ср}}$ ;  $M = \gamma \cdot W$ , где  $S$  – площадь сечения на пути энергетического потока [м<sup>2</sup>];  $\gamma$  – плотность жидкой фазы [кг/м<sup>3</sup>].**

5. **Удельная энергия  $W_3$ , затраченная на плавление и нагрев:**

$$W_3 = \frac{W_{\Sigma}}{m},$$

где  $m$  – полная масса расплавленного вещества [кг];

$W_{\Sigma}$  – потребляемая источником суммарная энергия [Дж].

При постоянной потребляемой мощности  $P_{\Sigma}$  [Вт]:  $W_{\Sigma} = P_{\Sigma} \cdot \tau$ ,

где  $\tau$  – длительность процесса от начала до завершения [с].

6. **Коэффициент полезного действия (КПД) процесса:**

$$\eta = \frac{W_n}{W_{\Sigma}}$$

где  $W_n$  – полезная энергия, затрачиваемая на нагрев данного объема или массы продукта от начальной температуры до точки плавления, на фазовый переход, а также на нагрев жидкой фазы от точки плавления до конечной температуры [Дж].

7. Критерий, характеризующий **эффективность метода комбинированного воздействия световым облучением** мощностью  $q_0$  и тепловым потоком  $Q_T$  - **показатель выигрыша  $n_1$** :

$$n_1 = \alpha_s \frac{Q_0}{Q_T} + 1$$

где  $\alpha_s$  – коэффициент поглощения твердой фазы

8. **Эквивалентный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{эк}$** , реализуемый при комбинированном энергетическом воздействии, равный такому контактному коэффициенту теплообмена  $\alpha_k$  от чисто теплового источника к твердой фазе, при котором достигалась бы равная для обоих источников скорость погружения, а также показатель выигрыша  $n$ , определяемый отношением мощностей:

$$n = \frac{Q_\Sigma}{Q_T} = \frac{\alpha_{эк}}{\alpha_k} \quad Q_T = \alpha_k (t_{п} - t_{ф}); \quad Q_\Sigma = \alpha_{эк} (t_{п} - t_{ф}); \quad Q_\Sigma = Q_T + Q_0,$$

где  $Q_0$  - световой компонент теплового потока.

**9. Поперечный диаметр расплавляемого канала / объём жидкой фазы.**

В группу дополнительных, но также важных критериев, относящихся к эргономическим, экономическим и экологическим показателями входят:

**10. Безопасность проведения операции расплавления.**

**11. Компактность конструкции.**

**12. Удобство в эксплуатации.**

**13. Минимальность затрат на создание и эксплуатацию плавящего оборудования.**

**14. Чистота и экологичность метода.**

Представлены экспериментальные данные по скоростям проплавления канала в твердой фазе СЖК контактными методами. На основе этих данных приведены эмпирические зависимости, описывающие скорость проплавления как функцию от определяющих параметров. Оценены предельно достижимые скорости проплавления канала и минимально возможные затраты времени.

По совокупности указанных характеристик методы светового облучения являются максимально эффективными и значительно превосходят такие наиболее эффективные, но энергоёмкие методы, как, например, разогрев острым паром.

### 1.8 Обоснование направления исследований

С учетом проведенного анализа разработаны программы теоретических и экспериментальных исследований, направленных на создание новых методов расплавления СЖК световым излучением. Программы исследований представлены в виде следующих блок-схем.

Разрабатываемые физические модели базируются на данных экспериментальной проверки обоснованности принимаемых допущений. Для использования практически применимых источников излучения (излучателей) важнейшим компонентом во всем комплексе исследований является разработка методов расчета процессов нагрева и плавления СЖК воздействием комбинированных источников светового и теплового потоков. Необходимо подчеркнуть, что применение известных методов, например, при решении задачи Стефана в рассматриваемом случае неприменимо. Это обусловлено необходимостью учета радиационной составляющей теплообмена и конвективных процессов в жидкой фазе при ее непрерывном расширении.

Теоретические исследования состоят из:

1. Разработки физических и математических моделей процессов плавления органических синтетических жирных кислот различными методами. Разрабатываемые модели должны обеспечивать наглядное сопоставление физических процессов нагрева тепловым и световым излучением, в том числе с рециркуляцией.
2. Разработки методов расчета процессов плавления СЖК внешними тепловыми источниками и внутренними погружаемыми – для проплавления канала. Разрабатываемые методы расчетов необходимы для сопоставления эффективности и скорости плавления при внешнем и внутреннем нагреве.
3. Разработки физических и математических моделей процессов расплавления СЖК световым излучением. Эти модели должны быть основаны на экспериментальном подтверждении адиабатичности процесса плавления, под этим понимается практическое отсутствие тепловых потерь в непосредственной близости к границе раздела жидкой и твердой фаз.
4. Разработки методов расчета процессов плавления комбинированными источниками тепловой и световой энергии, которые в свою очередь делятся на источники внешнего облучения и погружаемые и неподвижные внутренние источники. Необходимо получение аналитического описания процесса плавления, при этом допускается решение задач продвижения раздела жидкой и твердой фаз методом итераций.

5. Расчета и проектирования погружаемого излучателя в двух вариантах: многолампового моноблочного излучателя и излучателя с лампами в индивидуальных прозрачных корпусах (ПК). Расчет основывается на разработанном методе, который использовался для сопоставления скоростей проплавления каналов с последующим экспериментальным подтверждением. Методы расчета использовали также для выбора геометрических параметров излучателя и мощностей галогеновых ламп.

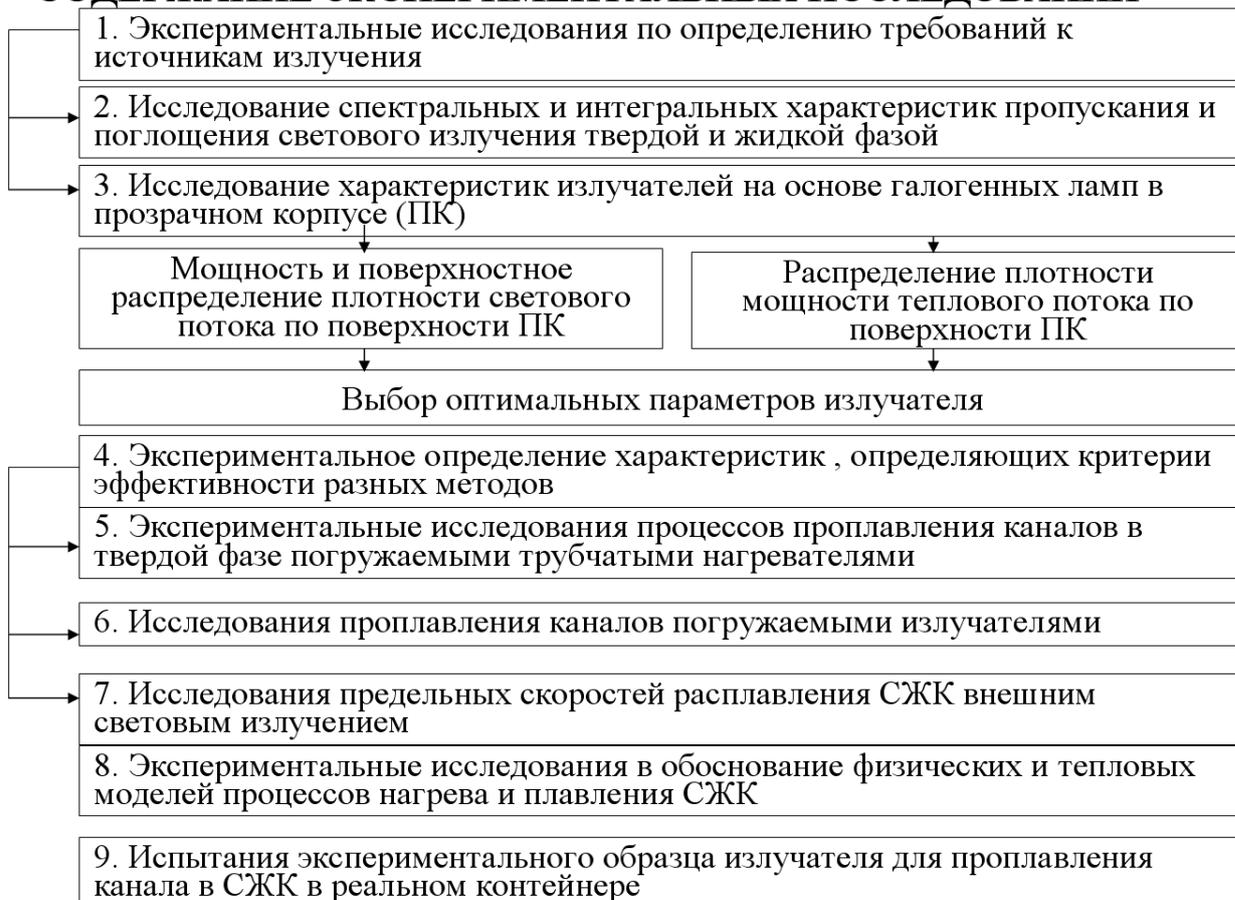
Экспериментальные исследования состоят из:

1. Определения требований к источникам излучения. Эти требования определяются на основе сопоставления скоростей плавления излучателями из галогенных ламп в прозрачных корпусах в уменьшенных моделях контейнеров. Масштабное моделирование позволяет осуществить быстрый перебор вариантов излучателей.
2. Исследования спектральных и интегральных характеристик пропускания и поглощения светового излучения твердой и жидкой фазой. До настоящего времени данные по характеристикам пропускания светового излучения твердой и жидкой фазами отсутствовали. В данной работе спектральные и интегральные характеристики пропускания СЖК получены впервые.
3. Исследования характеристик излучателей на основе галогенных ламп в прозрачном корпусе, мощности и поверхностного распределения плотности светового потока по поверхности ПК, распределения плотности мощности теплового потока по поверхности ПК, выбора оптимальных параметров излучателя. В процессе этих исследований определяли световой КПД излучателей в целом, а также реализуемую анизотропию светимости по длине и угловой координате по поверхности излучателя.
4. Исследования характеристик, определяющих критерии эффективности разных методов. Результаты экспериментов должны быть обработаны таким образом, чтобы была возможность сопоставления (сводить в одну таблицу) достижения критериев эффективности, сформулированных в разделе 1.5 данной диссертации.
5. Исследования процессов проплавления каналов в твердой фазе погружаемыми цилиндрическими нагревателями. В данных исследованиях должны определяться влияние температуры контактного нагревателя, начальной температуры твердой фазы СЖК, а также давления на контактный нагреватель на скорость проплавления канала.
6. Исследования проплавления каналов погружаемыми излучателями. При проведении данных исследований необходимо получить выводы о преимуществах погружаемых излучателей по сравнению с контактными нагревателями.

7. Исследования предельных скоростей расплавления СЖК внешним световым излучением. На основе этих исследований должны быть получены выводы о сравнительной эффективности внешнего и внутреннего светового излучения.
8. Исследования в обоснование физических и тепловых моделей процессов нагрева и плавления СЖК. В данном случае проводили исследования по обоснованию модели адиабатического нагрева границы раздела жидкой и твердой фаз.
9. Испытания экспериментального образца излучателя для проплавления канала в СЖК в реальном контейнере. В результате испытаний должны быть обоснованы разработанные методы расчетов скоростей проплавления каналов. Испытания экспериментального образца должны подтвердить достоверность методов расчета, которые были использованы при его проектировании.

### СОДЕРЖАНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ



**СОДЕРЖАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ**

## Глава 2 Характеристики пропускания и поглощения жидкой и твердой фазы синтетических жирных кислот в оптической области спектра

Принципиальные ограничения, накладываемые на скорость нагрева и расплавления СЖК источниками тепловой энергии, требует поиска иных методов нагрева. Среди таких методов наиболее перспективным представляется метод нагрева источниками светового излучения.

Для эффективного прогрева вещества световым излучением необходимо, чтобы излучение, с одной стороны, проникало на достаточную глубину жидкой фазы, а с другой стороны, достаточно эффективно поглощалось твердой фазой. Для проведения количественных оценок и для планирования экспериментов нужны экспериментальные данные по спектральным и интегральным характеристикам пропускания СЖК, которые до настоящего времени не изучались.

### 2.1 Спектральные характеристики пропускания СЖК

Эксперименты проводили на спектрофотометре СФ-16, в котором источником излучения служит лампа накаливания, а диспергирующим элементом – кварцевая призма. Измерения проводили для рабочего спектрального диапазона 0,4...1,06 мкм. Для измерений образец вещества СЖК помещался в кювету из кварца.

Результаты измерений оптической плотности  $D$  и пропускания  $\tau$  для слоя твердой фазы СЖК толщиной 300 мкм (0,3 мм) представлены в Таблице 2.1.

Результаты аналогичных измерений для слоя жидкой фазы СЖК толщиной 20 и 55 мм представлены в Таблице 2.2.

Таблица 2.1 - Зависимость оптической плотности  $D$  и пропускания  $\tau$  от длины волны  $\lambda$  твердой фазы СЖК толщиной 300 мкм

$\lambda$ , мкм	0,4	0,43	0,5	0,6	0,7	0,875	1,06
$D$	2	1,7	1,5	1,45	1,3	1,15	1
$\tau$ , %	1	2	3	3,5	5	7	10

Таблица 2.2 - Зависимость D и  $\tau$  от длины волны  $\Lambda$  жидкой фазы СЖК толщиной 20 мм (I) и 55 мм (II)

$\Lambda$ , мкм		0,42	0,45	0,48	0,55	0,58
I	D	>2	1,8	1,5	0,75	-
	$\tau$ , %	~0	2	3	18	-
II	D	-	-	-	>2	1,5
	$\tau$ , %	-	-	-	~0	3
$\Lambda$ , мкм		0,6		0,7	0,875	1,06
I	D	0,44		0,19	0,09	0,12
	$\tau$ , %	37		65	82	76
II	D	1,1		0,381	0,2	0,27
	$\tau$ , %	8		41	63	54

Как видно из Таблиц 2.1 и 2.2, пропускание твердой фазы СЖК весьма мало, даже для тончайшего слоя. В жидкой фазе пропускание даже до слоя 5,5 см весьма велико, что можно использовать для прогрева достаточно толстых слоев СЖК.

По измеренным значениям D можно пересчитать пропускание и для слоев разной толщины.

Как известно, пропускание слоя вещества толщиной  $\Delta$  [см] может быть представлено в виде экспоненциальной зависимости [41]

$$\tau = e^{-k_{\Lambda}\Delta} \quad (2.1)$$

где  $k_{\Lambda}$ - спектральный коэффициент ослабления [ $\text{см}^{-1}$ ], в данном случае учитывающий поглощение и рассеивание излучения с длиной волны  $\Lambda$  в слое СЖК.

Рассеяние нельзя считать бесполезной потерей энергии, поскольку, рассеиваясь и поглощаясь, она преобразуются в тепловую энергию и обеспечивает нагрев СЖК.

Опуская в дальнейшем для простоты индекс  $\Lambda$  при  $k$ , запишем зависимость  $k$  от оптической плотности D слоя толщиной  $\Delta$  для заданной длины волны:

$$k = \frac{D}{lq e \cdot \Delta} = \frac{D}{0,434\Delta} = \begin{cases} 1,15D & \text{при } \Delta = 2 \text{ см} \\ 0,41D & \text{при } \Delta = 5,5 \text{ см} \end{cases} \quad (2.2)$$

Зависимость коэффициента ослабления от длины волны, пересчитанная по формуле (2.2) с использованием данных Таблицы 2.1, представлена в Таблице 2.3.

Как видно из Таблицы 2.3 коэффициент ослабления зависит от толщины слоя. Хотя зависимость эта не очень сильная, и для оценок вполне успешно может использоваться экспоненциальная зависимость (2.1).

Таблица 2.3 - Зависимость коэффициента ослабления от длины волны, рассчитанная по измерениям  $D$  для толщин слоя 2 см (I) и 5,5 см (II)

$\Lambda$ , мкм		0,42	0,45	0,48	0,55	0,58
$k$ , см <sup>-1</sup>	I	2,3	2,07	1,725	0,863	-
	II	-	-	-	0,82	0,615
$\Lambda$ , мкм		0,6	0,7	0,875	1,06	
$k$ , см <sup>-1</sup>	I	2,3	2,07	1,725	0,863	
	II	0,451	0,156	0,082	0,111	

Для длины волны 0,875 мкм, приняв значение коэффициента ослабления 0,082, соответствующие  $\Delta=5,5$  см (Таблица 2.3), составляет 0,082, поэтому вместо (2.1) можно записать

$$\tau = e^{-0,082\Delta} \quad (2.3)$$

Рассчитанная по формуле (2.3) зависимость  $\tau(\Delta)$  представлена в Таблице 2.4.

Таблица 2.4 - Расчетная зависимость коэффициента пропускания от толщины слоя СЖК для длины волны 0,875 мкм

$\Delta$ , см	0	2	5,5	10	20	30	40	50
$\tau$ , %	100	84,9	63	44	19,4	8,5	3,8	1,65

Как видно из Таблицы, пропускание слоя СЖК толщиной 50 см в 39 раз меньше, чем в случае толщины слоя 5,5 см.

Из сопоставления данных Таблиц 2.2 и 2.4 видно, что при  $\Delta=2$  см имеет место незначительное различие в величинах пропускания: измеренного экспериментально  $\tau=82\%$  (Таблица 2.2) и вычисленного по формуле (2.3)

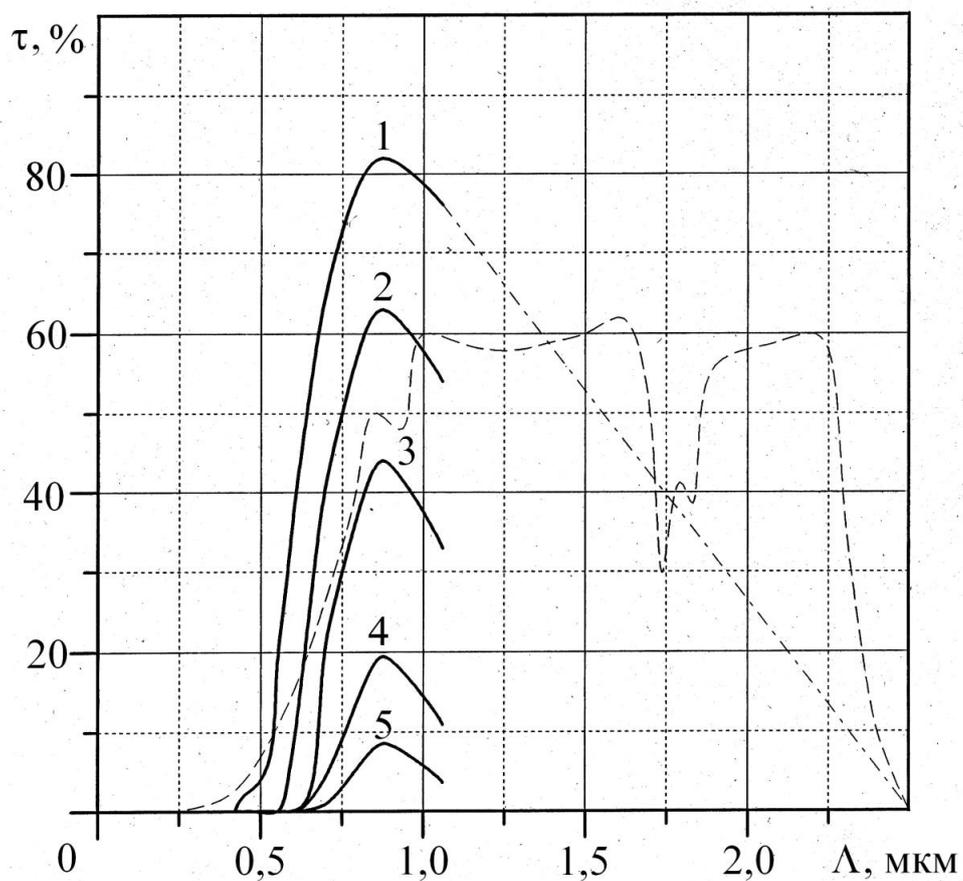


Рисунок 2.1- Спектральная характеристика пропускания слоя толщиной 1 – 2 см, 2 – 5,5 см, 3 – 10 см, 4 – 20 см, 5 – 30 см. 1,2 – эксперимент; 3,4,5 – расчет.

Штрих – пунктирная линия – экстраполяция до длинноволновой границы пропускания СЖК (2,5 мкм). Штриховая линия – пропускание полиэтиленовой стенки толщиной 1 мм

с использованием значения  $k = 0,082$ , соответствующего  $\Delta = 5,5$  см получим  $\tau = 84,9\%$  (Таблица 2.4).

Полученные результаты позволяют провести оценки спектров пропускания для слоев жидкой фазы СЖК различной толщины. Результаты соответствующих расчетов по формуле (2.4) с использованием данных Таблицы 2.3, а также экспериментальные данные из Таблицы 2.2 представлены на Рисунке 2.1. Там же штриховой линией представлена зависимость от длины волны пропускания полиэтиленовой стенки толщиной 1 мм.

Сравнение спектральных характеристик пропускания СЖК и полиэтилена позволяет сделать вывод о том, что сквозь полиэтиленовую стенку сосуда и достаточно тонкий слой жидкой фазы СЖК можно наблюдать свечение источника (лампы) только в красной области спектра ( $\lambda > 0,63 \div 0,65$  мкм).

Указанное обстоятельство позволяет использовать очень простую методику регистрации факта расплавления объема СЖК под действием облучения внутренним оптическим источником, вводимым в горловину полиэтиленовой тары. Зазор, заполненный расплавленной фазой, будет светиться рассеянным красным светом, что можно будет наблюдать сверху через горловину, а при наличии расплавленной фазы между источником излучения и стенкой тары сквозь полиэтиленовую стенку будет видно изображение источника в красном свете. В случае развития естественной конвекции в объеме жидкой фазы конвективные потоки также могут регистрироваться визуально.

В то же время слои твердой фазы будут практически непрозрачны, вследствие чего граница раздела фаз будет хорошо видна.

Спектр пропускания жидкой фазы СЖК наилучшим образом соответствует спектру излучения галогенных ламп непрерывного свечения с границами спектра  $0,25 \div 3,5$  мкм и с максимумом светимости при  $0,8$  мкм. Поэтому представляет интерес исследование интегрального пропускания слоев жидкой фазы СЖК именно по отношению к излучению источников света на основе галогенных ламп, способных обеспечить достаточно большие плотности светового потока.

## **2.2 Интегральное пропускание излучения галогенной лампы для плоского слоя СЖК и полиэтиленовой стенки**

Основной характеристикой СЖК, определяющей скорость процесса, а также устанавливающей требования к энергетическим параметрам воздействующего излучения, является интегральное пропускание жидкой фазы.

Экспериментальное исследование интегрального пропускания СЖК для излучения галогенной лампы КГМ 24×250 (границы спектрального диапазона излучения  $0,25 \div 3,5$  мкм с

максимумом при 0,8 мкм) проводили методом сравнения мощности излучения, прошедшего через пустую кварцевую кювету и кювету, заполненную СЖК. Мощность лучистого потока определяли измерителем мощности ИМО 2-М. Стационарные показания измерителя регистрировали через 20÷25 с после начала воздействия лучистого потока.

Толщина слоя, заполненного СЖК в жидкой фазе, изменялась путем смены кювет; их расстояния между внутренними поверхностями кварцевых окон составляли:  $\Delta = 1,8$  см,  $\Delta = 5$  см и  $\Delta = 13$  см. В эксперименте непосредственно измеряли интегральное пропускание  $\tau$ , а затем вычисляли коэффициент ослабления  $k$  по формуле

$$k = \frac{1}{\Delta} \ln \frac{1}{\tau} \quad (2.4)$$

Полученные данные по величинам  $\tau$  и  $k$  представлены в Таблице 2.5, там же приведены расчетные значения коэффициента ослабления  $k_{\text{расч}}$ , на которых остановимся сразу после обсуждения экспериментальных данных в Таблице 2.5.

Таблица 2.5 - Зависимость интегрального пропускания  $\tau$  и интегрального коэффициента ослабления  $k$ ,  $\text{см}^{-1}$  от длины плоского слоя жидкой фазы

$\Delta$ , см	1,8	5	13
$\tau$	0,47	0,31	0,29
$k$ , $\text{см}^{-1}$	0,42	0,23	0,097
$k_{\text{расч}}$ , $\text{см}^{-1}$	0,462	0,227	0,116

Для использования данных Таблицы 2.5 в практических расчетах необходимо аналитическое, пусть приближенное, описание зависимостей  $k(\Delta)$  и  $\tau(\Delta)$ .

Прежде всего, отметим, что эти зависимости довольно существенные. Причиной тому могут быть многие обстоятельства, в том числе, существенное изменение спектрального состава излучения, прошедшего сквозь слой. Возможно, уже при сравнительно малой толщине слоя имеет место значительное поглощение на краях спектра излучения источника – для коротких и длинных волн, что приводит к сразу же заметной потере прошедшей мощности излучения. По мере роста толщины слоя спектральный состав прошедшего излучения может стабилизироваться, что проявляется внешне, как снижение коэффициента ослабления. Возможно также, что в жидкой фазе относительно велик вклад в ослабление лучистого потока потерь на рассеяние, которые сразу же снижают долю прошедшей

мощности излучения, а по мере роста толщины слоя рассеянное излучение дает прирост мощности в направлении измерения потока.

Наилучшее описание зависимости коэффициента ослабления от толщины слоя, компромиссно сочетающее простоту и удовлетворительную для практических оценок точность, имеет вид

$$k = 0,7 x^{-0,7}, \quad (2.5)$$

где  $x$  – текущее расстояние от начала слоя (от поверхности, на которую падает излучение) до любого произвольно выбранного сечения внутри слоя, перпендикулярного направлению распространения излучения [см].

При выбранной системе единиц коэффициент пропорциональности в формуле (2.5), равный 0,7, имеет размерность  $\text{см}^{-0,3}$ , тогда  $k$  определяется в  $\text{см}^{-1}$ .

Учитывая формулу (2.5) [41], нетрудно видеть, что зависимость пропускания от толщины слоя будет иметь вид

$$\tau = \exp(-k \cdot x) = \exp(-0,7 \cdot x^{0,3}) = I_{\Pi}, \quad (2.6)$$

где  $I_{\Pi}$  – координатная функция, которая в случае плоского слоя численно равна пропусканию.

Величины  $k(x)$ , вычисленные по формуле (2.5), представлены в той же Таблице 2.5 ( $k_{\text{расч}}$ ).

Как видно из Таблицы, полученные эмпирические зависимости обладают достаточной для практических оценок точностью. Во всяком случае, более точного описания единой степенной зависимостью получить не удастся. В то же время и такая, казалось бы простая зависимость, как та, которая представлена в виде формулы (2.6), уже оказывается сложной (даже в случае плоского слоя) для определения координатной функции  $I_v$ , учитывающей поглощенную слоем жидкой фазы тепловую мощность:

$$I_v = \frac{1}{x} \int_0^x [1 - \tau(x)] dx = 1 - \frac{1}{x} \int_0^x \exp(-0,7x^{0,3}) dx \quad (2.7)$$

Зависимость  $I_v(x)$  была рассчитана с использованием численного интегрирования. Результаты расчетов представлены на Рисунке 2.2. Там же представлена зависимость  $I_n(x)$  в виде (2.6). Обе кривые  $I_v(x)$  и  $I_n(x)$  для сравнения представлены для двух случаев: при постоянном коэффициенте ослабления, равном  $k = 0,1 \text{ см}^{-1}$ , и при  $k$ , описываемым зависимостью (2.5).

По данным Рисунка 2.2 можно сделать вывод, что непостоянство коэффициента ослабления  $k$  (его зависимость от координаты) оказывает существенное влияние на вид зависимостей  $I_n(x)$  и  $I_v(x)$ . При толщинах слоя жидкой фазы менее  $\sim 16$  см для наилучшего воздействия излучения на поверхность твердой фазы выгоднее иметь дело с веществом, обладающим постоянным значением коэффициента ослабления, равным  $k = 0,1 \text{ см}^{-1}$ , однако при более толстых слоях (свыше 16 см) – наоборот, уменьшение коэффициента ослабления создает более выгодные условия для облучения твердой фазы. Применительно к поведению функции  $I_v$  наблюдается противоположная картина.

Главный вывод по полученным данным, обобщенным на Рисунке 2.2, сводится к тому, что СЖК представляет собой достаточно удобный материал для нагрева и плавления методом облучения. Это обусловлено достаточно большой глубиной проникновения излучения сквозь толщу жидкой фазы и вместе с тем достаточно эффективным поглощением излучения даже относительно тонкими слоями ( $3 \div 5$  см) жидкой фазы.

Аналогичным образом были проведены измерения интегрального пропускания для твердой фазы СЖК.

При измерении стеклянной пластины толщиной 2 мм, обе оптические поверхности которой были покрыты слоями твердой фазы толщиной по 100 мкм (общая толщина 200 мкм), было установлено, что интегральное пропускание двух таких слоев составляет  $\tau = 0,32$ . Это более чем в три раза превосходит спектральное пропускание слоя твердой фазы толщиной 300 мкм на длине волны 1,06 мкм (Таблица 2.1). Как было установлено ранее, пропускание твердой фазы увеличивалось с ростом длины волны. Возможно, большая часть прошедшей мощности излучения при измерении интегрального пропускания относится к длинноволновому излучению (в ближней инфракрасной области спектра  $\sim 1 \div 2,5$  мкм).

Интересно отметить, что при малейших признаках начала расплавления тонкой пленки твердой фазы в случае приближения к ней нагретого источника наблюдалось быстрое повышение пропускания до значения  $\tau = 0,43$ .

Пропускание слоя твердой фазы толщиной 1,8 см составило менее  $2 \cdot 10^{-3}$  ( $\tau \approx 0,17 \%$ ).

В заключение были проведены измерения интегрального пропускания полиэтиленовой стенки толщиной 2 мм. Для полиэтилена высокого давления (из которого

должны изготавливаться контейнеры, содержащие массу СЖК до  $\sim 1$  т) интегральное пропускание составило  $\tau = 0,3$ .

При проведении опытов с полиэтиленом низкого давления его пропускание оказалось равным  $\tau = 0,15$ .

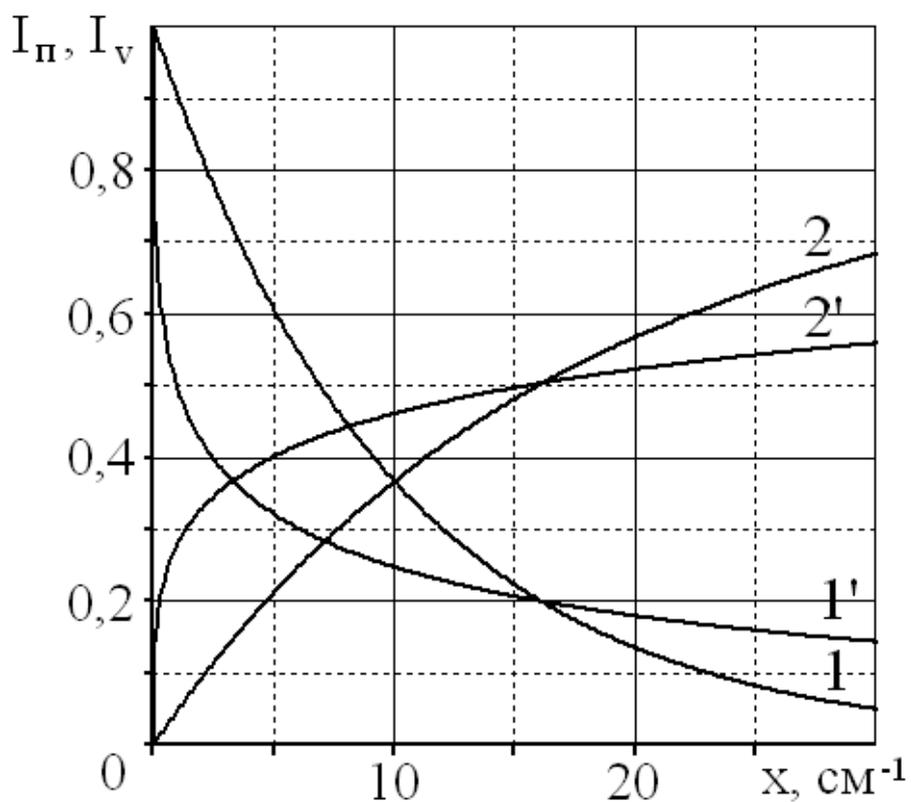


Рисунок 2.2 - Зависимость координатных функций  $I_{\text{П}}$  (кривые 1 и 1') и  $I_{\text{V}}$  (кривые 2 и 2') от толщины слоя жидкой фазы. Кривые 1 и 2 соответствуют постоянному коэффициенту ослабления  $k = 0,1 \text{ см}^{-1}$ ;

1' и 2' соответствуют случаю  $k = 0,7x^{-0,7} \text{ см}^{-1}$ .

### 2.3 Определение интегрального коэффициента поглощения поверхности твердой фазы СЖК и полиэтилена

Следующей важнейшей характеристикой, определяющей скорость проплавления, а, следовательно, и конечную эффективность применения метода светового облучения для плавления СЖК, является интегральный коэффициент поглощения поверхности твердой фазы. При этом важно знать именно коэффициент поглощения в том спектральном диапазоне, который соответствует спектру излучения галогенной лампы.

Экспериментальное определение коэффициента поглощения чаще всего основывается на измерении коэффициента отражения поверхности [104,105]. При таких измерениях для диффузно отражающих поверхностей достаточно определить зеркальную компоненту отраженного потока для углов падения, близких к нормальному [44,104, 105].

Эксперименты проводили методом сравнения отраженного потока для исследуемой поверхности и эталонного зеркала при углах падения в пределах  $30^\circ$ . В результате получено значение коэффициента отражения  $\sim 0,1$ , что соответствует коэффициенту поглощения СЖК  $\alpha_s = 0,9$ .

Соответствующие измерения для поверхности полиэтилена показали, что его коэффициент отражения составляет  $r_n \approx 0,07$ , следовательно для стенки полиэтилена толщиной 2 мм коэффициент поглощения составит

$$\alpha_n = 1 - r_n - \tau_n = 0,63. \quad (2.8)$$

Полученные результаты означают, что, во-первых, излучение галогенной лампы на  $\sim 30\%$  проходит через стенку, а еще  $63\%$  составят полезные потери на нагрев стенки. Важно, что отражение поверхности (бесполезные потери) мало.

### 2.4 Выводы

Полученные экспериментальные данные и результаты теоретического анализа прежде всего позволяют сделать вывод о том, что спектральные и интегральные характеристики пропускания жидкой фазы СЖК и высокое интегральное поглощение поверхности твердой фазы достаточно хорошо сочетаются, что обеспечивает предпосылки для достаточно эффективного и быстрого расплавления синтетических жирных кислот методом светового

облучения. При этом установлено, что в конструкциях излучателей успешно могут использоваться серийно выпускаемые галогенные лампы.

Световое облучение СЖК может осуществляться как через горловину контейнера, в том числе при погружении в СЖК кварцевых плафонов с галогенными лампами, так и через полиэтиленовую стенку контейнера.

Для обеспечения наибольшей эффективности процесса и максимальной реализации преимуществ метода светового облучения необходимо использовать источники не с максимальной полной мощностью, а с наибольшей светимостью.

Полученные данные являются необходимой основой для дальнейших теоретических и конструкторских проработок, а также для оптимального планирования экспериментальных исследований по отработке методов светового облучения.

### **Глава 3 Исследование световых и тепловых характеристик излучателей на основе галогенных ламп**

Для количественных расчетов достижимых скоростей плавления и для обоснованной оптимизации устройства для реализации способа облучения расплавляемого продукта необходима информация о достижимых светотехнических и тепловых характеристиках кварцевых излучателей. Такими характеристиками, определяющими скорость расплавления продукта, являются удельный тепловой поток  $q$ , выделяемый поверхностью источника, а также излучаемый поверхностью источника удельный световой поток  $q_0$ , который принято называть светимостью источника [41].

#### **3.1 Методика исследований тепловых характеристик излучателей**

Схема рабочей части (наконечника) излучателя представлена на Рисунке 3.1. Галогенная лампа представляет собой отдельную конструкцию, состоящую из трех основных элементов: спирали, внешнего баллона и электродов. Токопроводящие провода и устройства, обеспечивающие герметизацию и жесткость крепления, с тепловой точки зрения несущественны и рассматриваться не будут.

Прозрачный корпус излучателя (ПК) предназначен для придания источнику излучения направляющей устойчивости при погружении в СЖК, понижения уровня температуры на той поверхности излучателя, которая непосредственно контактирует с плавящейся СЖК, а также сглаживания световых потоков и выравнивания температурных профилей по рабочей поверхности.

Методика экспериментального исследования тепловых характеристик ПК основывалась на измерении распределения температур по наружной рабочей поверхности корпуса с последующим расчетным определением локальной плотности тепловых потоков.

Для привязки измеряемой температуры к конкретному характерному участку была введена система координат с главной осью  $x$ , совпадающей с осью симметрии ПК и цилиндрического участка баллона галогенной лампы (при малом зазоре между внутренней поверхностью ПК и хвостовиком лампы удавалось обеспечивать малые отклонения их осей симметрии). За начало отсчета координаты  $x$  принята центральная зона спирали накаливания, в соответствии со схемой Рисунок 3.1 отсчет ведется от горизонтальной оси спирали. Вдоль оси спирали проведена горизонтальная ось  $y$ . Система координат дополняется третьей осью  $z$ , которая перпендикулярна плоскости чертежа и проектируется

на Рисунке 3.1 в точку с координатами  $x=0$   $y=0$ . Эта ось нужна только для того, чтобы оговорить угловое положение датчиков. Для учета тепловой, а также и световой анизотропии введем угловую координату. Будем отсчитывать угол  $\theta$  в плоскости  $yOz$  от оси  $z$ . Тогда при расположении датчика в плоскости  $xOy$  (при  $z=0$ ) примем  $\theta=90^\circ$ . Если датчик размещается в плоскости  $yOz$  (при  $x=0$ ), то  $\theta=0$ .

Однако кроме тех случаев, когда специально исследуется анизотропия, связанная с определенной ориентацией вытянутой спирали, ось  $z$  и угол  $\theta$  принимать во внимание не будем. В большинстве экспериментов измерения проводились при ориентации  $\theta = 45^\circ$ . Во всех этих случаях для упрощения принимается изотропная радиальная координата, формально обозначаемая  $y$ , а боковая поверхность ПК задается координатой  $y = r_n$ . При этом, если не оговаривается угловое положение, то по умолчанию принимается  $\theta = 45^\circ$ .

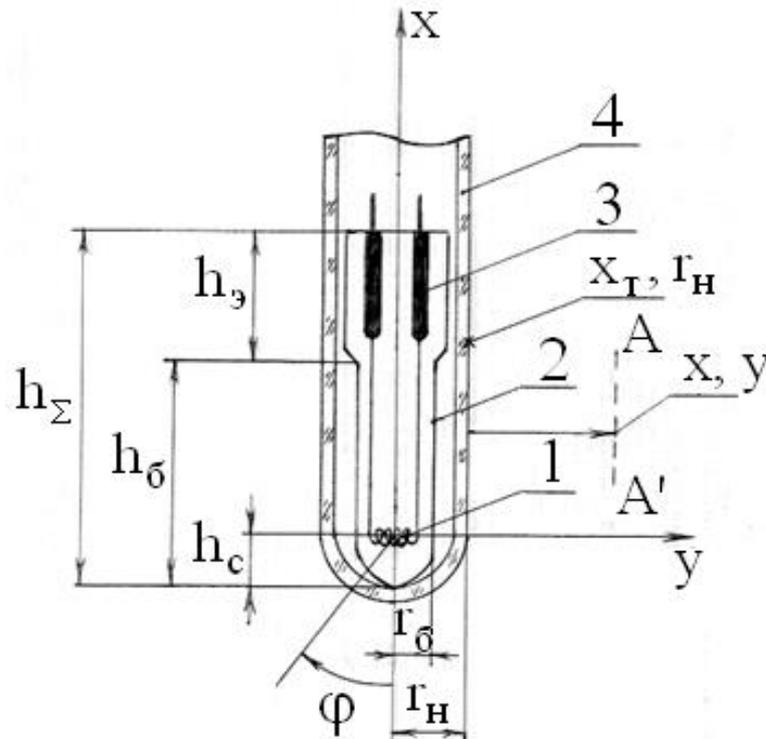


Рисунок 3.1 - Схема наконечника излучателя, состоящего из галогенной лампы в кварцевой трубке. 1 – спираль галогенной лампы; 2 – баллон лампы; 3 – электроды; 4 – кварцевая трубка.

При измерении температуры на боковой поверхности ПК координаты точки крепления термопары составляют:  $x_T, r_H$ , причем текущее значение  $x_T$  зависит от высоты крепления, а  $y = r_H$  в любом случае соответствует наружному радиусу ПК. Исключение составляет случай крепления термопары на торце ПК – в нижней точке, координаты которой соответствуют

$$x_H = -(h_c + \Delta); \quad y = 0; \quad z = 0, \quad (3.1)$$

где  $h_c$  – расстояние от оси спирали до вершины баллона лампы в торцевой области (Рисунок 3.1);  $\Delta$  - толщина стенки ПК.

В экспериментах исследовались два Варианта излучателей. В первом использовалась лампа номинальной мощностью 100 Вт, во втором – 250 Вт.

Все геометрические параметры, обозначенные на Рисунке 3.1, а также величины  $x_H$  из (3.1), представлены в Таблице 3.1.

Таблица 3.1 - Характерные размеры (в см) элементов лампы и ПК для двух вариантов излучателя

	$h_c$	$h_B$	$h_3$	$h_\Sigma$	$r_B$	$r_H$	$\Delta$	$x_H$	Размеры спирали
Вариант 1	0,9	2,1	1,5	3,6	0,5	0,9	0,2	-1,1	0,6x0,3
Вариант 2	2,1	4	2	6	0,65	1,4	0,2	-2,3	0,8x0,4

Информация, представленная в Таблице 3.1, помогает определить по заданной координате  $x$ , в какой именно зоне проводились измерения. Например, координата верхней границы баллона составляет (Рис. 3.1):

$$x = h_B - h_c = \begin{cases} +1,2 & \text{Вариант1} \\ +1,9 & \text{Вариант2} \end{cases} \quad (3.2)$$

Измерение температур проводились в различных точках поверхности ПК с помощью термопар медь – константан, отградуированных по ртутному термометру. Спай термопары крепился к поверхности кварцевой трубки ПК с помощью тонкой проволоки. Во избежание загромождения поверхности ПК проводами, что может внести искажения в режим работы

лампы, измерения температур в разных точках (до семи точек) проводились одной и той же термопарой, последовательно перемещаемой по поверхности ПК в точке с заранее определенной координатой.

Воздействие светового излучения на спай термопары может приводить к дополнительному росту температуры спая за счет поглощения им излучения. Во избежание указанной методической погрешности часто экранируют спай термопары от излучения отражающей фольгой. Однако опыт измерений температур в облучаемых элементах конструкции [104] показал, что наиболее эффективным способом исключения указанной погрешности является измерение динамики падения уровня сигнала с термопары сразу после выключения источника. В описанных ниже экспериментах быстрый спад показаний термопары не превышал уровня, соответствующего температуре 3°C.

Все эксперименты проводились на открытом воздухе. Однако определенные таким способом удельные тепловые потоки дают адекватное представление о тепловых потерях в излучателе. Тепловая компонента энергетического баланса излучателя останется неизменной и при погружении в СЖК, как останется неизменной светоотдача. При изменении условий теплообмена на рабочей поверхности ПК изменится только его температурное поле.

Рассмотрим теоретические основы методики определения распределений удельных тепловых потоков по измеренному температурному полю.

Удельный тепловой поток, выделяемый в стационарном тепловом режиме областью с температурой  $t(x,y)$ , локализованной в окрестностях точки с координатами  $x$  и  $y$ , может быть определен из соотношения

$$q[t(x,y)] = \alpha_k[t(x,y) - t_c] + q_l \quad (3.3)$$

где  $\alpha_k$  – коэффициент конвективного теплообмена [Вт/м<sup>2</sup>К];  $t_c$  – температура окружающей среды [°С];  $q_l$  – удельный тепловой поток, отдаваемый в окружающую среду излучением [Вт/м<sup>2</sup>].

Для плоской и цилиндрической вертикальной поверхности при выполнении условия [32]

$$t - t_c \leq \left( \frac{840}{L_0} \right)^3 \quad (3.4)$$

где  $L_0$  – определяющий размер в мм, для рассматриваемого случая  $L_0 = 2 r_H$ , теплообмен подчиняется закону  $1/4$  степени:

$$\alpha_k = A_2 \left( \frac{t - t_c}{2r_H} \right)^{1/4}. \quad (3.5)$$

Значения  $A_2$  для воздуха, взятые из книги [32], представлены в Таблице 3.2.

Таблица 3.2 - Значения  $A_2$  для воздуха

t°C	10	20	30	40	60
$A_2$	1,4	1,38	1,36	1,34	1,31
t°C	80	100	120	140	150
$A_2$	1,29	1,27	1,26	1,25	1,245

Для горизонтально ориентированной поверхности, обращенной нагретой стороной вниз

$$\alpha_k = 0,7 A_2 \left( \frac{t - t_c}{2r_H} \right)^{1/4}. \quad (3.6)$$

Расчет лучистой компоненты теплового потока  $q_L$  проводится по формуле

$$q_L = \varepsilon C_0 \left[ \left( \frac{t + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{t_c + 273}{100} \right)^4 \right], \quad (3.7)$$

где  $\varepsilon$  - степень черноты наружной поверхности ПК;  $C_0$  – приведенная постоянная Стефана-Больцмана,  $C_0=5,67 \text{ Вт/м}^2\text{К}^4$ .

Примем для кварца  $\varepsilon=0,9$ , а среднюю температуру окружающей среды  $t_c=18^\circ\text{C}$ .

При необходимости по известному значению  $q_L$  можно определить лучистый коэффициент теплоотдачи с помощью соотношения

$$\alpha_L = \frac{q_L}{t - t_c} \quad (3.8)$$

Соотношения (3.3), (3.5), (3.6) и (3.7) составляют методическую основу для определения распределения плотности тепловых потоков, выделяемых поверхностью ПК.

Оценка средней плотности выделяемой тепловой мощности, а также полной мощности тепловых потерь, может быть проведена по формуле

$$\bar{q} = \frac{\sum q_i \cdot S_i}{\sum S_i}; \quad P = \bar{q} \cdot S_{\Sigma}, \quad (3.9)$$

где  $q_i$  – местные значения  $q(x,y)$ , локализованные в пределах площади  $S_i$ ;  $S_{\Sigma}$  – полная площадь тепловыделяющей поверхности.

### 3.2 Тепловые характеристики излучателя с галогенной лампой мощностью 100 Вт

Перед проведением измерений температур на поверхности ПК была предпринята попытка измерения температуры на поверхности баллона галогенной лампы на открытом воздухе, которая закончилась тем, что спираль лампы перегорела вследствие контакта термопары с нагретым баллоном. Тем не менее, до того как лампа перегорела, удалось измерить температуру в двух точках: на боковой поверхности баллона на уровне спирали ( $x = 0, y = r_b$ ) и на вершине торцевой поверхности баллона ( $x = -h_c, y = 0$ ). В первой точке термопара показала  $+309^{\circ}\text{C}$ , а во второй  $+298^{\circ}\text{C}$ . Таким образом, баллон лампы без ПК нагревается в среднем до  $\sim 300^{\circ}\text{C}$ , что исключает возможность ее прямого контакта с СЖК.

Необходимо отметить, что при помещении лампы в ПК термопара, зажатая между торцом лампы и дном ПК, показала всего  $133^{\circ}\text{C}$ . Этот результат указывает на сильную теплорассеивающую способность ПК. Измеренные для излучателя, соответствующего Варианту 1 из Таблицы 3.1, температурные распределения, а также вычисленные по ним значения коэффициентов теплоотдачи и удельных тепловых потоков представлены в Таблице 3.3.

Координата  $x = -1,1$  см соответствует центру торцевой поверхности ПК. Последняя точка  $x = 4$  см находится на 1,3 см выше верхней границы лампы, и тем не менее, уровень температуры в этой области весьма высок.

Таблица 3.3 - Распределение температур, коэффициентов теплоотдачи [ $\text{Вт}/\text{м}^2 \text{ К}$ ] и удельных тепловых потоков [ $\text{кВт}/\text{м}^2$ ] по поверхности кварцевого корпуса излучателя с галогенной лампой мощностью 100 Вт.

x, см	-1,1	0	2	4
t, °С	126	129	126	69
$\alpha_{\text{к}}$	7,54	10,84	10,78	9,24
$\alpha_{\text{л}}$	8,58	8,7	8,58	6,51
$\alpha_{\Sigma}$	16,12	19,54	19,36	15,75
$q_{\text{к}}$	0,814	1,20	1,16	0,47
$q_{\text{л}}$	0,927	0,966	0,927	0,33
Q	1,74	2,17	2,09	0,8

По данным Таблицы 3.3 можно сделать ряд выводов.

Удельный тепловой поток, выделяемый торцом ПК, оказался равным  $q = q_{\text{к}} + q_{\text{л}} = 1,74 \text{ кВт}/\text{м}^2$ .

При движении ПК в объеме расплавляемой СЖК при коэффициенте контактного теплообмена  $\alpha_{\text{кт}} = 100 \text{ Вт}/\text{м}^2 \text{ К}$  перегрев поверхности ПК над слоем СЖК составит  $t_{\text{п}} - t_{\text{ф}} = 17,4^\circ\text{С}$  и, если принять верхнюю границу температуры фазового перехода  $t_{\text{ф}} = 54^\circ\text{С}$ , то температура поверхности торца ПК не превысит в рабочем режиме значения  $t_{\text{п}} = 71,4^\circ\text{С}$ .

Плотность теплового потока в зоне размещения лампы достаточно постоянна и составляет в среднем  $\sim 2 \text{ кВт}/\text{м}^2$ . За пределами размещения в ПК лампы (при  $x = 4 \text{ см}$ ) плотность потока резко падает – более чем в два раза (до  $0,8 \text{ кВт}/\text{м}^2$ ).

Для оценки анизотропии поверхностных выделяемых тепловых потоков по угловой координате были дополнительно проведены измерения температур в точках поверхности ПК с координатами  $x = r_{\text{п}}, y = 0, z = 0$  ( $\theta = 90^\circ$ ) и  $x = 0, y = 0, z = r_{\text{п}}$  ( $\theta = 0$ ). В первом случае температура оказалась ниже на  $5^\circ\text{С}$ , а во втором выше на  $5^\circ\text{С}$ , чем в среднем положении ( $\theta = 45^\circ$ ), для которого данные представлены в Таблице 3.3. Такой результат указывает на достаточно низкую угловую анизотропию теплового потока, неравномерность которого для данного излучателя не превышает 10%, что можно считать несущественным для практики.

### 3.3 Тепловые характеристики излучателя с лампой номинальной мощностью 250 Вт

При тепловых исследованиях излучателя Вариант 2 (Таблица 3.1) на галогенную лампу с целью продления ее ресурса подавалась мощность питания на 10% ниже номинальной – 225 Вт вместо 250 Вт. Для данного излучателя основные измерения проводились при размещении термопар на образующую цилиндрической поверхности ПК, соответствующую координате  $\theta=90^\circ$ , то есть перпендикулярно оси спирали. В этом направлении светимость спирали максимальна. Результаты измерения распределений температур по угловой координате представлены в конце данного раздела. Результаты исследований представлены в Таблице 3.4.

Координата  $x = -2,3$  см соответствует центру торца ПК, а  $x = -1$  см – самой нижней границе цилиндрической части поверхности ПК. За границу рабочего участка принята, как и в предыдущем случае, положительная координата, начиная с которой удельный тепловой поток падает не менее чем  $\sim 2$  раза (в данном случае –  $x = 4$  см). В рассматриваемом случае выявляется довольно протяженный участок высокотемпературной зоны ( $\sim 100^\circ\text{C}$  и выше на длине не менее 5 см), а также с плотностью потока не менее  $2 \text{ кВт/м}^2$ .

Таблица 3.4 - Распределение температур, коэффициентов теплоотдачи [ $\text{Вт/м}^2 \text{ К}$ ] и удельных тепловых потоков [ $\text{кВт/м}^2$ ] по поверхности ПК

x, см	-2,3	-1	0	1	2	3	4
t, °C	141	139	160	136	129	97	77
$\alpha_k$	7,12	10,1	10,4	10,1	10	9,26	8,74
$\alpha_l$	9,21	9,12	10,1	9	8,7	7,47	6,77
$\alpha_\Sigma$	16,33	19,22	20,5	19,1	18,7	16,7	15,5
$q_k$	0,876	1,22	1,48	1,19	1,1	0,731	0,516
$q_l$	1,13	1,1	1,43	1,06	0,966	0,59	0,4
Q	2	2,32	2,91	2,25	2,07	1,32	0,916

Следует отметить, что утечки тепла вверх по стенке трубки ПК не являются совсем бесполезными потерями, поскольку они могут способствовать подогреву расплава после прохождения через него рабочей зоны излучателя, что будет препятствовать затвердеванию СЖК в уже расплавленном канале.

В заключение было проведено исследование угловой зависимости температуры поверхности ПК на уровне спирали – при  $x = 0$ . Результаты таких исследований представлены в Таблице 3.5.

Таблица 3.5 - Распределение температур и удельных тепловых потоков [кВт/м<sup>2</sup>] на поверхности ПК по угловой координате  $\theta$

$\theta$	0	45°	90°
t, °C	163	137	78
Q	2,95	2,25	0,92

Как видно из Таблицы 3.5, в отличие от излучателя Вариант 1, в данном случае наблюдается весьма существенная угловая анизотропия – очень большая неравномерность температур и тепловыделений. Из Таблицы 3.5 следует, что  $t(\theta = 0) = 163^\circ\text{C}$ , но в той же самой точке, которая в Таблице 3.4 обозначена несколько иначе,  $t(x = 0) = 160^\circ\text{C}$ , то есть наблюдается отличие на  $3^\circ\text{C}$ . Это характеризует воспроизводимость результатов измерения температур, разброс которых в различных сериях измерений лежит в пределах  $\pm 2^\circ\text{C}$ .

### 3.4 Выводы по результатам исследований тепловых характеристик излучателя

По результатам исследований тепловых характеристик излучателей, состоящих из галогенной лампы, помещенной в прозрачный корпус из кварца, можно сделать ряд выводов.

1. Результаты проведенных исследований подтвердили правомерность для Варианта 1 ранее принятых допущений о равномерности распределения температур и плотностей выделяемых тепловых потоков по рабочему участку наружной поверхности прозрачного корпуса. Это допущение вполне можно использовать в практических оценках. Угловая неравномерность распределения температур и выделяемых тепловых потоков в излучателе с лампой номинальной мощностью 100 Вт (Вариант 1) незначительна. Максимальный перепад температур составляет  $t(\theta=90^\circ) - t(\theta=0) = 10^\circ\text{C}$ .

2. При использовании лампы номинальной мощностью 250 Вт наблюдается заметный скачок температуры и удельного потока в области спирали, которая у данной лампы достаточно массивна. Для излучателя Вариант 2 перепад температур между угловыми отметками  $\theta=90^\circ$  и  $\theta=0$  достигает  $85^\circ\text{C}$ , а максимальный тепловой поток

превышает минимальный более чем в 3 раза (Таблица 3.5). Столь различные ситуации для двух рассмотренных Вариантов можно объяснить следующими причинами. Эффективное сечение спирали в Варианте 2 для направления  $\theta=90^\circ$  превышает сечение, проектируемое на направление  $\theta=0$  намного больше, чем это имеет место в Варианте 1. Диаметр трубы ПК в Варианте 2 в 1,55 раза больше, чем в Варианте 1, а чем больше диаметр, тем более затруднено выравнивание температур теплопроводностью по стенке трубки при равной толщине ее стенки в обоих вариантах. Наконец мощность, которой пропорциональна неравномерность температур, в Варианте 2 в 2,25 раз больше, чем в Варианте 1.

3. В условиях естественной конвекции лучистые и конвективные коэффициенты теплоотдачи и соответствующие им тепловые потоки по величине примерно равны. Суммарный коэффициент теплоотдачи на рабочей поверхности ПК не выходит за пределы диапазона 15...20 Вт/м<sup>2</sup>К. При помещении излучателя в расплавляемый объем СЖК тепловой режим поверхности ПК изменится, поскольку температура жидкой фазы выше температуры воздуха (от 50 до 90°C вместо 18°C), однако конвективный коэффициент теплоотдачи в расплав намного выше, чем в воздух. Интенсивная конвекция в жидкости способствует выравниванию температурного поля по поверхности ПК. Наименьшее изменение претерпит распределение теплового потока  $q$  по поверхности ПК, что подтверждается данными исследований энергетического баланса источников светового излучения с кварцевыми баллонами [104].

### **3.5 Методика исследований распределения энергетической светимости излучателя по его поверхности**

В опытах по исследованию энергетической светимости или удельного светового потока излучателя величиной, непосредственно измеряемой в эксперименте, является мощность потока излучения, регистрируемая приемником. Светимость источника  $q_0$  пересчитывается по измеренному значению мощности.

Методика измерений основана на определении потока, приходящего на приемник в узком поле зрения. Допустим, в плоскости  $AA^1$  (Рисунок 3.1), ориентированной относительно поверхности излучателя определенным образом (например, параллельно оси источника), на некотором расстоянии от боковой поверхности ПК устанавливается входной зрачок приемника оптического излучения. В стационарном режиме работы источника (когда установился его стационарный тепловой режим и светимость стабильна во времени) мощность принимаемого излучения преобразуется в электрический сигнал и таким образом

определяется измеряемая физическая величина – мощность излучения, прошедшая на входной зрачок регистрирующей системы, прошедшая через оптический тракт и поглощенная площадкой чувствительного элемента приемника.

Зарегистрированная мощность  $P_{\Pi}$  связана с поверхностной плотностью мощности светового излучения источника на наблюдаемом участке поверхности  $q_0$  соотношением

$$P_{\Pi} = \psi \cdot \tau \cdot S \cdot q_0, \quad (3.10)$$

где  $\psi$  - угловой коэффициент;  $\tau$  - пропускание оптической системы;  $S_{зр}$  – площадь входного зрачка регистрирующей системы [ $m^2$ ].

В качестве формирующей оптики, ограничивающей поле зрения чувствительного элемента приемника излучения, использовался телескопический объектив. В проводимых экспериментах никакого качества изображения не требовалось, а необходимо было только преобразовать пучок лучистой энергии, приходящей на входной зрачок объектива, в пятно, размер которого меньше размера площадки чувствительного элемента приемника. Объектив захватывает излучение источника в пределах полного угла зрения  $6^\circ$ . В качестве регистрирующего прибора использовался измеритель мощности излучения ИМО-2М.

Пропускание оптической системы составляло  $\tau=0,8$ . Диаметр входного зрачка объектива  $D$  был равен 24 мм, следовательно, площадь входного зрачка составляла  $4,52 \cdot 10^{-4}$  м.

Измеряемая косвенным методом величина  $q_0$  определялась по измеренному значению  $P_{\Pi}$  из соотношения (3.10):

$$q_0 = \frac{P_{\Pi}}{\psi \cdot \tau \cdot S_{зр}} = 2210 \frac{P_{\Pi}}{\psi} \left[ \frac{Вт}{м^2} \right] = 2,21 \frac{P_{\Pi}}{\psi} \left[ \frac{кВт}{м^2} \right] \quad (3.11)$$

Величина  $\psi$  определяется из соотношения

$$\psi = \begin{cases} 1 & \text{при } S_0 \geq S_{\Pi} \\ \frac{S_0}{S_{\Pi}} & \text{при } S_0 < S_{\Pi} \end{cases}, \quad (3.12)$$

где  $S_0$  – площадь миделя объекта в данном ракурсе наблюдения, иначе говоря, площадь проекции объекта на входной зрачок приемной системы [ $\text{м}^2$ ];  $S_{\text{п}}$  - видимая объективом площадь на расстоянии, равном расстоянию от входного зрачка до объекта [ $\text{м}^2$ ].

В экспериментах ось объектива устанавливалась так, чтобы ее пересечение с миделем объекта осуществлялось в его геометрическом центре, что упрощает определение величины  $\psi$ . Например, при определении величины  $q_0$ , излучаемой торцом ПК, ось ПК совмещалась с осью объектива. Рассмотрим выражение для  $\psi$  в этом случае.

Величина  $S_0$  равна

$$S_0 = \pi r_{\text{н}}^2 = \pi \frac{d_{\text{н}}^2}{4}; \quad d_{\text{н}} = 2r_{\text{н}}. \quad (3.13)$$

Значение  $S_{\text{п}}$  может быть определено из соотношения

$$S_{\text{п}} = \frac{\pi D_{\text{п}}^2}{4}; \quad D_{\text{п}} = D_{\text{зр}} + L \operatorname{tg} \beta, \quad (3.14)$$

где  $\beta$  - угол поля зрения объектива, в данном случае  $\beta = 6^\circ$  и  $\operatorname{tg} \beta = 0,105$ .

Из (3.12)-(3.14) определим:

$$\psi = \frac{d_{\text{н}}^2}{(D_{\text{зр}} + L \operatorname{tg} \beta)^2} = \left( \frac{d_{\text{н}}}{D_{\text{зр}}} \right)^2 \cdot \left( 1 + \frac{0,105}{D_{\text{зр}}} \cdot L \right)^{-2}. \quad (3.15)$$

Таким образом, методика определения плотности светового потока сводится к тому, что на определенном удалении входного зрачка объектива от источника  $L$  [см] измеряется мощность падающего на входной зрачок излучения  $P_{\text{п}}$  [Вт], а затем по формулам (3.11) и (3.15) определяется  $q_0$ .

### 3.6 Результаты исследований распределения светимости по поверхности излучателя мощностью 100 Вт

Переходя к изложению результатов экспериментальных исследований распределения светимости по поверхности ПК, необходимо отметить следующее обстоятельство. Методика исследований имеет характерную специфику: светимость измеряется сразу с участка поверхности по размеру сопоставимого с диаметром входного зрачка объектива. Перемещаясь приемником с объективом вдоль исследуемой поверхности, можно осуществлять измерения с перекрытием измеряемых зон, но тем не менее привязка регистрируемого сигнала осуществляется не к конкретной координате, а сразу к целой области. При измерении потока с торца излучателя, диаметр которого меньше диаметра объектива, определить распределение светимости по торцу вообще невозможно, можно лишь определить среднюю светимость.

Вследствие указанных причин представление результатов измерений в графической форме проблематично, возможна лишь Табличная форма представления результатов. По той же причине целесообразна привязка абсолютных величин к характерным зонам с представлением распределений в относительном виде.

Первые экспериментальные исследования были проведены при помещении галогенной лампы мощностью 100 Вт в кварцевую трубку с диаметром 2 см с толщиной стенки 2 мм, при этом измерения проводились в торец – ось трубки и приемной системы совмещены. Результаты измерений представлены в Таблице 3.6.

Таблица 3.6 - Зависимость зарегистрированной мощности и определенной по формулам (3.11) и (3.15) светимости с торца излучателя, состоящего из лампы в кварцевой трубке без донной части, от расстояния между торцом трубки и входным зрачком объектива.

L, см	5	10	15
P, Вт	2,64	1,29	0,87
$q_0$ , кВт/м <sup>2</sup>	12,5	8,5	7,6

На следующем этапе были проведены аналогичные измерения для лампы, помещенной в ПК диаметром 1,8 см со сферической донной частью, что полностью соответствует Варианту 1 излучателя (Таблица 3.1). Результаты измерений представлены в Таблице 3.7.

Таблица 3.7 - Зависимость зарегистрированной мощности и определенной светимости с торца излучателя Вариант 1 от расстояния между торцом излучателя и входным зрачком объектива.

L, см	5	10	15
P, Вт	1,89	1,05	0,72
$q_0$ , кВт/м <sup>2</sup>	11	8,5	7,8

Из сопоставления данных Таблиц 3.6 и 3.7 можно сделать следующие выводы:

1. По мере удаления регистрирующей приемной системы от источника излучения определяемое значение светимости уменьшается. Такой результат может быть объяснен уменьшением вклада в регистрируемый сигнал излучения самого яркого и локализованного элемента – спирали накаливания;

2. Снижение определяемой светимости с ростом расстояния на больших расстояниях становится все менее заметным, что можно объяснить неуклонным уменьшением вклада излучения спирали в общую мощность излучения с увеличением расстояния;

3. Для излучателя с дном на торцевой части (Вариант 1 – Таблица 3.7) зависимость  $q_0(L)$  менее выражена, чем для излучателя без торцевой стенки (Таблица 3.6). Здесь очевидно сглаживающее влияние донной кварцевой стенки;

4. Несмотря на различие в величинах зарегистрированной мощности, в среднем светимости обоих излучателей одинаковы и практически совпадают при больших расстояниях.

На следующем этапе были проведены исследования зависимости светимости излучателя Вариант 1 от угла визирования  $\varphi$  (Рисунок 3.1) при постоянном удалении от источника, равном 5 см. При изменении угла  $\varphi$  между осями излучателя и приемной системы условным центром вращения был центр спирали накаливания. Принимая данные Таблицы 3.7 соответствующими  $\varphi=0$ , отметим, что  $\varphi=90^\circ$  соответствует положению оси приемной системы перпендикулярно образующей боковой цилиндрической поверхности ПК и при этом ось объектива проходит через центр спирали.

Зависимость от угла  $\varphi$  относительной светимости  $n$ , задаваемой выражением

$$n = \frac{q_0(\varphi)}{q_0(\varphi = 0)}, \quad (3.16)$$

представлена в Таблице 3.8.

Таблица 3.8 - Зависимость относительной светимости излучателя от угла наблюдения  $\varphi$

$\varphi$ , угл. град.	0	30	45	90
n	1	1.33	1.67	2

Как видно из Таблицы 3.8., минимальная светимость излучателя реализуется с его торца, а при наблюдении сбоку на уровне спирали светимость в 2 раза больше.

При положении приемника сбоку излучателя на уровне спирали были проведены исследования зависимости светимости от угла  $\theta$ . В результате установлено, что максимальное различие светимости при ориентации оси приемной системы вдоль и поперек оси спирали не превышает 0,2 Вт или  $\sim 1\%$ . Такой результат хорошо соответствует полученным данным измерений температур, показавшим отсутствие выраженной угловой зависимости. В результате окончательно можно сделать вывод об отсутствии угловой анизотропии тепловых и излучательных свойств для Варианта 1.

В следующей серии измерений осуществлялось перемещение оси приемной системы (ориентированной перпендикулярно оси излучателя) вверх по оси x. Результаты этих исследований в относительном виде представлены в Таблице 3.9. При этом для привязки к данным Таблицы 3.8 с целью получения единой картины распределения светимости принято за единицу измерения n при  $\varphi=0$ , а также учтено, что  $n(x=0)=n(\varphi=90^\circ)=2$ .

Таблица 3.9 - Зависимость светимости участков боковой поверхности излучателя от координаты пересечения оптической оси приемной системы с осью x

x, см	0	1	2	3	5
n	2	1,5	0,59	0,25	0,016

Как видно из Таблицы 3.9, границей рабочего участка излучателя можно считать  $x=5$ . Границы рабочего участка по тепловым и световым характеристикам совпадают. На основании Таблиц 3.8 и 3.9. можно составить достаточно полное представление о поверхностном распределении удельных световых потоков излучателя Вариант 1.

Максимальная светимость излучателя на уровне спирали достигает  $\sim 20$  кВт/м<sup>2</sup> или 2 кВт/см<sup>2</sup>, откуда с учетом того, что площадь поверхности рабочей части излучателя (длиной  $\sim 4,2$  см) составляет 26 см<sup>2</sup> и максимальная световая мощность достигает 52 Вт, можно определить максимальный световой КПД излучателя, потребляющего мощность 100 Вт, который составит  $\eta_{0 \max} = 52\%$ .

### 3.7 Результаты исследований распределения светимости по поверхности излучателя мощностью 250 Вт

Исследования светимости излучателя Вариант 2 проводились в той же последовательности, что и в случае Варианта 1. Для повышения ресурса лампы электрическая мощность питания была, как и при температурных измерениях на 10 % ниже номинальной и составляла 225 Вт.

Результаты измерения светимости с торца излучателя представлены в Таблице 3.10. При вычислении светимости по измеренной мощности учитывалось ограничение  $\psi \leq 1$  (3.12), поэтому в случае превышения этой границы принималось  $\psi = 1$ .

Как видно из Таблицы 3.10, в данном случае зависимость определяемой светимости от расстояния более ярко выражена, чем в случае Варианта 1. Это может быть обусловлено значительно большей дальностью влияния излучения мощной спирали накаливания на приемник излучения.

Таблица 3.10 - Зависимость величины регистрируемого лучистого потока и светимости торца излучателя Вариант 2 от расстояния между торцом и входным зрачком приемной системы

L, см	5	10	15
P <sub>п</sub> , Вт	3,7	2,8	1,4
q <sub>0</sub> , кВт/м <sup>2</sup>	8,2	6,7	4

Светимость торца по величине заметно ниже, чем у излучателя Вариант 1, что, очевидно, является следствием того, что диаметр ПК у излучателя Вариант 2 в 1,55 раз больше, а площадь торца соответственно в приблизительно 2,4 раза больше, что способствует усилению рассеяния света. Несмотря на то, что суммарная мощность Варианта 2 в приблизительно 2,25 раз больше, суммарный лучистый поток с торца (равный

произведению светимости на площадь торца) в случае Варианта 2 всего в приблизительно 1,5 раза (в среднем) больше, чем в Варианте 1. Такой результат указывает на возможную неравномерность распределения величин потоков и светимости в осевом и радиальном направлении, что и было проверено в следующем эксперименте.

В Таблице 3.11 представлена зависимость относительного изменения светимости от угла  $\varphi$  при  $L=5$  см – аналогично (3.16) и Таблица 3.8.

Таблица 3.11 - Зависимость относительного изменения светимости от угла  $\varphi$  для излучателя  
Вариант 2

$\varphi$ , угл. град.	0	45	90
n	1	1,45	2,28

Данные Таблицы 3.11 получены при повороте угла визирования относительно спирали накаливания таким образом, что протяженная проекция спирали была нормальна углу визирования, то есть  $\theta = 0$ . С целью оценки угловой анизотропии были проведены исследования зависимости относительного изменения светимости от угла  $\theta$  при  $L=5$  см, результаты которых представлены в Таблице 3.12. С целью согласования данных Таблиц 3.11 и 3.12 принято  $n(\theta=0)=2,28$ .

Таблица 3.12 - Зависимость относительного изменения светимости  
от угла  $\theta$  для излучателя Вариант 2

$\theta$ , угл. град.	0	45	90
N	2,28	1,56	1,06

Как видно из Таблицы 3.12, для излучателя Вариант 1 имела место существенная угловая анизотропия светимости, что указывает на весьма значительный вклад в светимость спирали накаливания.

В заключение для Варианта 2 были проведены исследования зависимости светимости по высоте ПК – от координаты  $x$  (Таблица 3.13) при ориентации  $\theta=0$ .

Таблица 3.13 - Зависимость относительной светимости поверхности  
излучателя от высоты линии визирования относительно спирали

$x$ , см	-1	0	1	2	3
N	1,18	2,28	1,18	0,56	0,134

Как видно из этой и предыдущей Таблицы, для Варианта 2 излучателя (в отличие от Варианта 1) характерна существенная угловая и продольная анизотропия светимости. Максимальная абсолютная светимость на уровне спирали, соответствующая  $n=2,28$ , равна  $18,7 \text{ кВт/м}^2$ , что соответствует такому же световому КПД, как у излучателя Вариант 1.

### **3.8 Выводы по результатам исследований светимости излучателей**

Результаты исследований светимости излучателей указывают как на наличие корреляций с тепловыми характеристиками, так и на отличия.

1. Основное отличие заключается в том, что распределение светимости по поверхности ПК характеризуется большими неравномерностями, чем распределение тепловых потоков. Практически в обоих исследованных вариантах нет зоны достаточной протяженности, по которой светимость была бы распределена более – менее равномерно;

2. Отсутствие световой анизотропии в угловом направлении в Варианте 1 излучателя коррелирует с равномерностью температур и тепловыделений по угловой координате. В Варианте 2 наличие угловой анизотропии светимости полностью соответствует анизотропии тепловых характеристик;

3. Светимость излучателя с лампой накаливания 100 Вт практически на всех участках поверхности превышает светимость излучателя большего диаметра с лампой мощностью 225 Вт. Отсюда можно сделать вывод о том, что светимость излучателя определяется не столько мощностью лампы, сколько площадью поверхности ПК. Излучатель, независимо от мощности лампы и диаметра ПК, имеет световой КПД около 50%.

Главный вывод из проведенных экспериментальных исследований сводится к тому, что максимальная светимость кварцевых излучателей (около  $20 \text{ кВт/м}^2$ ) почти на порядок превышает их удельную мощность поверхностных тепловыделений, что и обуславливает высокую эффективность методов светового облучения для расплавления веществ класса СЖК.

## **Глава 4 Физическая и математическая модели процессов комбинированного воздействия светового излучения и теплового потока. Метод расчета процесса распространения границы раздела твердой и жидкой фаз СЖК**

#### 4.1 Экспериментальное обоснование принятой физической и математической модели для расчета процесса проплавления синтетических жирных кислот световым излучением

Разрабатываемые ранее методы расчетов основывались на ряде допущений, которые требуют дальнейшей экспериментальной проверки. Это относится, прежде всего, к таким допущениям, которые предполагают длительную переходную стадию нагрева, характеризующуюся наличием в глубине объема СЖК изотермической зоны, в которой температура равна начальной. При этом в процессе расплавления СЖК предполагаются малые тепловые потери от слоя расплава в прилегающий слой жидкой фазы.

В данной главе исследовалась динамика нагрева и расплавления СЖК при внешнем подогреве уменьшенной модели контейнера в горячей воде, а также при внутреннем подогреве погружаемым трубчатым нагревателем и кварцевым излучателем с галогенной лампой.

В первой серии экспериментов полиэтиленовая емкость с СЖК  $\varnothing 100 \times 120$  мм с толщиной стенки 2 мм помещалась в металлический сосуд с нагреваемой на электрической плитке водой (мощность плитки – до 800 Вт). Высота слоя СЖК составляла 100 мм. В самый центр слоя твердой фазы СЖК (расстояние до верхней и нижней границы слоя, как и до ближайшей боковой стенки составляло 50 мм) устанавливалась термопара. Такая же медь - константановая термопара крепилась и на внутренней боковой стенке емкости также на высоте 50 мм. Температура воды контролировалась ртутным термометром. Начальная температура СЖК равнялась температуре окружающей среды и составляла  $t_0 = 18 \div 20^\circ\text{C}$ .

На Рисунке 4.1 представлены результаты измерения перегревов в двух контрольных точках  $\vartheta = t - t_0$  при температуре воды ниже точки фазового перехода СЖК  $t = 44 \pm 2^\circ\text{C}$ . Колебания температуры на стенке малогабаритного контейнера объяснялись небольшими колебаниями температуры воды. Изменения температуры в центре твердой фазы СЖК монотонны и не сопровождаются колебаниями. Начиная с 175 – ой минуты температура в центре объема СЖК уже не отличалась от температуры на краю. Длительность первой стадии нагрева с наличием изотермического участка можно рассчитать из соотношения

$$Fo = \frac{a\tau}{R^2} = 0,12 \text{ при } Bi = \frac{\alpha R}{\lambda} > 25, \quad (4.1)$$

где  $Fo$  – безразмерное число Фурье;  $Bi$  – безразмерный критерий Био;  $a$  – температуропроводность нагреваемого материала [ $\text{м}^2/\text{с}$ ];  $R$  – глубина изотермической зоны [ $\text{м}$ ];  $\tau$  – время до прогрева материала на глубину  $R$  [ $\text{с}$ ];  $\alpha$  – коэффициент теплопередачи от нагретой воды к СЖК [ $\text{Вт}/\text{м}^2\text{К}$ ];  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности СЖК, равный  $0,2 \text{ Вт}/\text{мК}$ .

С учетом того, что в рассматриваемом опыте условие  $Bi > 25$  заведомо выполнялось, из (4.1) можно получить

$$a = 0,12 \frac{R^2}{\tau} \quad (4.2)$$

Из данных Рисунка 4.1 следует  $\tau = 15 \text{ мин} = 900 \text{ с}$ ; глубина слоя (место установки второго датчика) составляла в опыте  $5 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ , откуда из (4.2) можно получить  $a = 3,3 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$ . Ранее в расчетах предполагалось  $a = 1,4 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$ , что с учетом погрешности определения

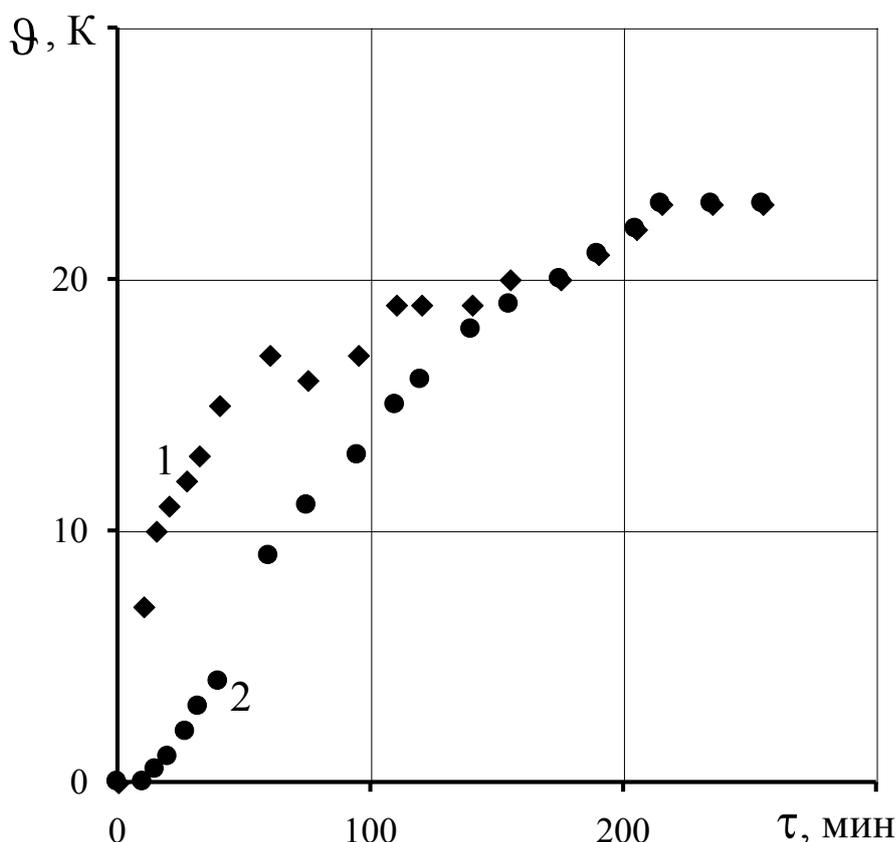


Рисунок 4.1 - Зависимость перегрева на внутренней стенке емкости с СЖК (1) и в центре объема СЖК (2) при температуре воды вокруг внешней стенки емкости  $44 \pm 2^\circ\text{C}$  от времени длительности первой стадии удовлетворительно соответствует полученному здесь из опыта значению.

На Рисунке 4.2 представлены результаты измерения температур при погружении контейнера с СЖК в воду с температурой выше температуры плавления СЖК ( $t_{пл} \approx 50^\circ\text{C}$ ). В конце процесса (к 117 – ой минуте) снизу образовался слой жидкой фазы толщиной  $\sim 15$  мм. Как видно из Рисунка 4.2, время продолжения изотермической стадии здесь, как и в предыдущем эксперименте составляло 15 мин. Существенное отставание температуры в центре твердой фазы СЖК подтверждает особенности ранее принятой тепловой модели.

На Рисунке 4.3 представлены зависимости от времени толщины слоя жидкой фазы и перегрева в центре объема СЖК при температуре воды, существенно превышающей температуру плавления СЖК. Через 19 минут после начала процесса толщина слоя жидкой фазы достигла 25 см, то есть половина толщины слоя расплавлено, тем не менее температура в центре твердой фазы выросла всего на 5 К. Далее процесс расплавления замедляется, и только через 65...70 минут весь объем расплавлен. К этому моменту температура в центре достигает точки плавления ( $\sim 50^\circ\text{C}$ ).

На Рисунке 4.4 представлены зависимости от времени перегрева на поверхности электронагревателя (кварцевая пробирка с нихромовой спиралью внутри), а также в слоях СЖК на расстоянии 1 см и 7 см от поверхности пробирки. В этом эксперименте вокруг нагревателя быстро образовывался кольцевой слой жидкой фазы. Через 15 минут после начала процесса, когда нагреватель в застывшем слое СЖК был включен, толщина слоя жидкой фазы составила 6 мм, а через 27 минут после начала процесса – 8,5 мм. Хотя при этом расстояние от жидкой фазы до ближайшего датчика в твердой фазе составило всего 1,5 мм, этот датчик показал перегрев всего  $\sim 10$  К. Датчик на расстоянии 7 см от нагревателя нагрелся всего на  $\sim 0,1$  К только через 54

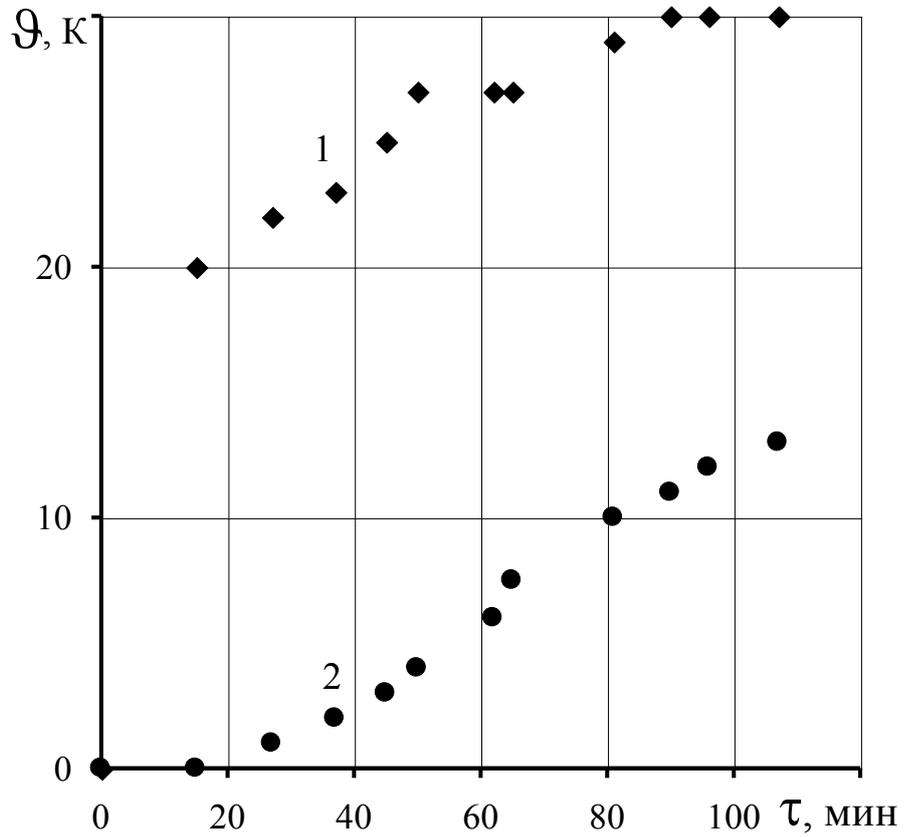


Рисунок 4.2 - Зависимость перегрева на внутренней стенке емкости с СЖК (1) и в центре объема СЖК (2) при температуре воды вокруг емкости  $60^{\circ}\text{C}$  от времени

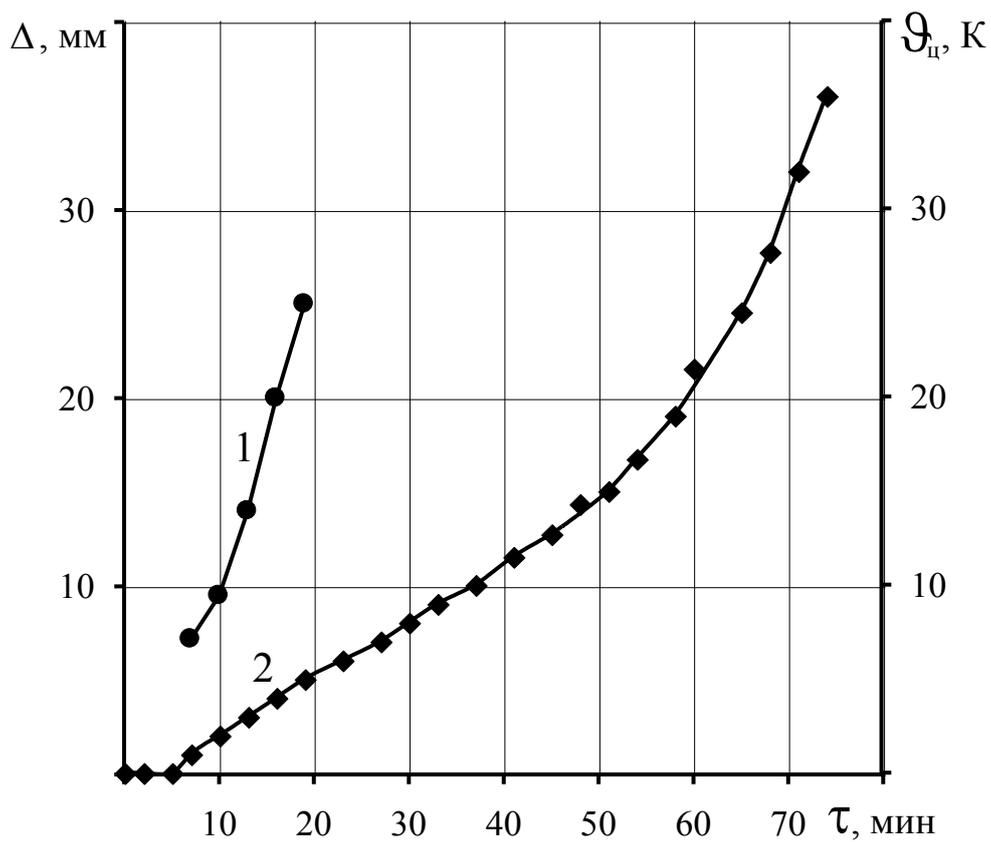


Рисунок 4.3 - Зависимость толщины слоя жидкой фазы у стенки емкости с СЖК (1) и перегрева в центре объема СЖК (2) при температуре воды вокруг емкости 76°C от времени

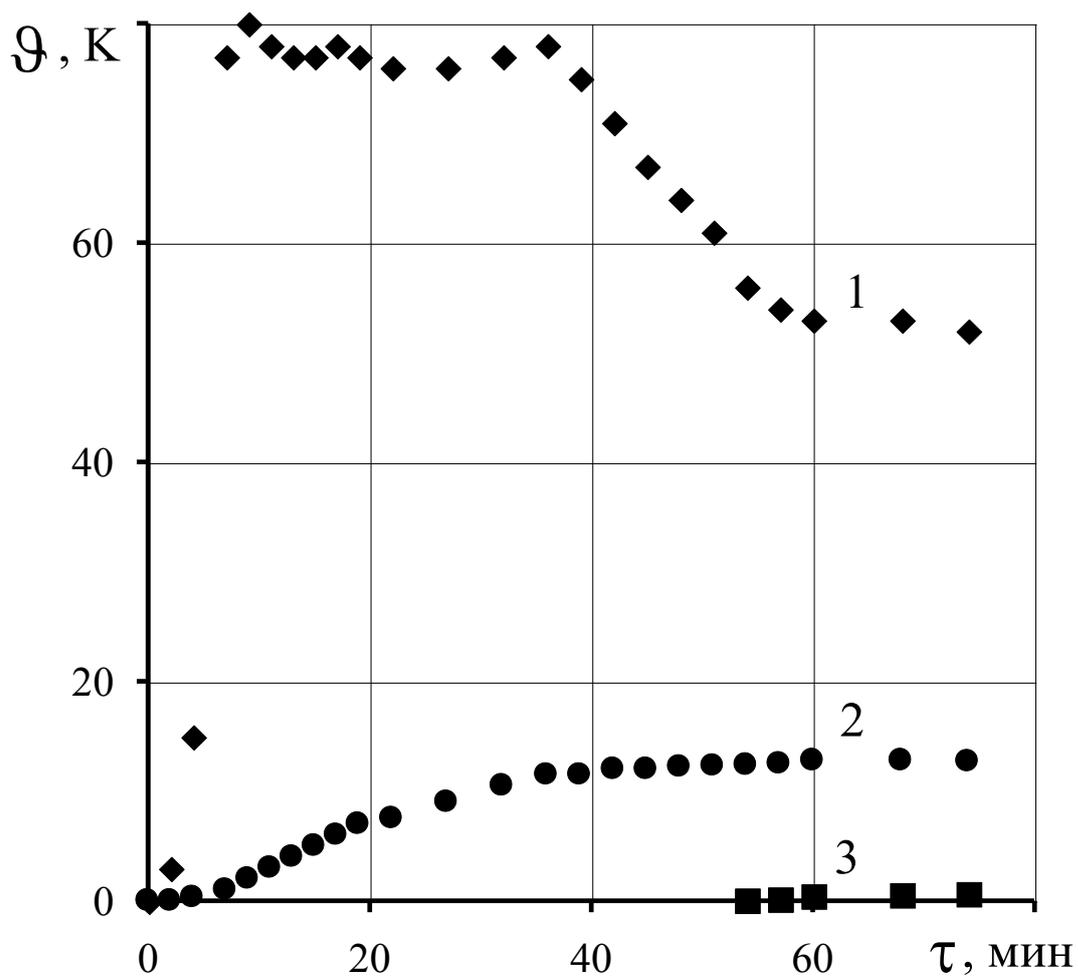


Рисунок 4.4 - Зависимость перегрева на внешней поверхности электронагревателя диаметром 3 см (1) и в объеме СЖК на расстоянии от электронагревателя 1 см (2) и 7 см (3) от времени

минуты. На 36 – ой минуте нагреватель был выключен, однако слой жидкой фазы вокруг нагревателя не позволил ему остыть ниже  $70^{\circ}\text{C}$  ( $\vartheta = 50 \text{ K}$ ). На показания двух датчиков в слое твердой фазы это практически не оказало влияния, их температура продолжала оставаться почти постоянной до 80 – ой минуты.

На Рисунке 4.5 приведены результаты измерения температур в тех же точках, но для случая, когда вместо нихромовой спирали в пробирку была помещена галогенная лампа мощностью 250 Вт. Практически сразу вокруг пробирки образовался слой жидкой фазы. Ближайший датчик оказался в расплаве уже через 7 минут. Наиболее удаленный датчик не изменял показания еще час, хотя слой расплава был уже близок к нему.

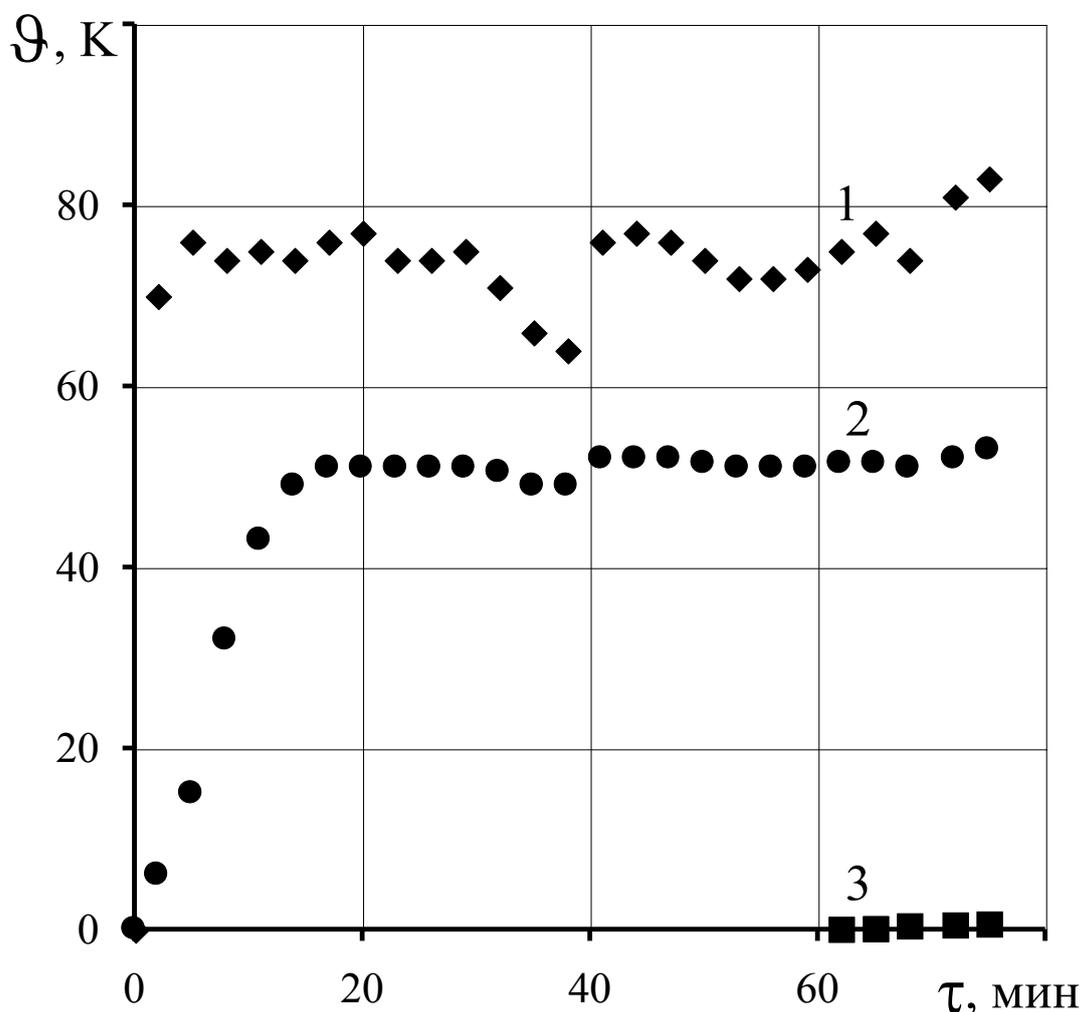


Рисунок 4.5 - Зависимость перегрева на внешней поверхности кварцевого излучателя диаметром 3 см с галогенной лампой мощностью 250 Вт (1) и в объеме СЖК на расстоянии от излучателя 1 см (2) и 7 см (3) от времени

На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что СЖК относится к классу весьма низкотемпературопроводных веществ, для которых при плавлении в прилегающем слое твердой фазы обеспечивается условие адиабатического процесса – без существенного переноса тепловой энергии вглубь твердой фазы. По скорости распространения температуры в глубь твердой фазы при условии отсутствия фазового перехода удалось оценить температуропроводность СЖК, которая оказалась весьма низкой и близкой к ранее принятому значению.

#### **4.2 Алгоритм и методика расчета скорости расплавления синтетических жирных кислот комбинированными источниками излучения**

Разработана методика расчета скорости расплавления синтетической жирной кислоты источниками светового излучения и тепловой энергии плоской, цилиндрической и сферической конфигурации с учетом переноса световой энергии через жидкую фазу, протяженность которой непрерывно увеличивается во времени.

В результате ранее проведенных экспериментальных исследований была установлена высокая эффективность методов расплавления синтетических жирных кислот, основанных на использовании источников светового излучения. При погружении в расплавляемый объем СЖК трубчатых излучателей (кварцевых пробирок с галогенными лампами) была достигнута скорость проплавления канала значительно большая, чем при погружении трубчатых контактных нагревателей с той же потребляемой электрической мощностью. В случае внешнего светового облучения СЖК через пластиковую стенку контейнера наблюдались скорости проплавления, недостижимые при чисто тепловом внешнем воздействии. Полученные результаты повышают актуальность разработки методик расчета скорости процесса при расплавлении СЖК внутренними и внешними излучателями различной конфигурации. В частности, при разработке расплавляющего устройства, содержащего пучок трубчатых излучателей, необходимо согласовать скорость поступательного движения погружающегося пучка с достижимой скоростью расплавления СЖК внутри объема между излучателями, иначе не будет обеспечено соединение кольцевых зазоров между отдельными излучателями в один общий объем жидкой фазы. При этом необходимо выбрать оптимальное сочетание ряда параметров: тип галогенной лампы, определяющий ее габариты и мощность, диаметр и длину кварцевого корпуса излучателя; количество излучателей, способ их взаимного расположения и расстояние между ними, а также целый ряд других параметров. Без расчетов трудно обосновать целесообразность размещения галогенных ламп в индивидуальных корпусах или в одном общем корпусе; затруднительно сопоставить

эффективность методов внутреннего и внешнего облучения; невозможно оценить предельно достижимые режимы плавления при использовании рассматриваемого метода.

Данный класс задач весьма специфичен для операций отогрева химических продуктов, связанных с ростом затрат и потерей времени во многих процессах, используемых в химической промышленности [1].

Необходимо отметить, что рассматриваемый здесь процесс практически не изучен. В математической физике изучены процессы, связанные с фазовыми переходами при перемещающейся границе раздела фаз, а именно, известны так называемые задачи Ляме и Клапейрона, Стефана и Л.С. Лейбензона [106]. Однако все они относятся к классу чисто тепловых задач, исключаящих учет переноса излучения через жидкую фазу.

Задачей данного этапа исследований является разработка тепловой модели процесса, составление ее математического описания, предварительный анализ основных закономерностей и определение параметров, подлежащих исследованию в интересах разработки инженерной методики расчета процесса разогрева и плавления СЖК комбинированным источником светового излучения и тепловой энергии.

### **Тепловая модель облучаемой СЖК**

Поставленная нами задача требует учета, прежде всего, следующих факторов:

1) прямого воздействия на поверхность твердой фазы светового излучения, поглощаемая мощность которого непрерывно уменьшается при удалении границы раздела фаз от источника, а кроме того, вклада в процесс расплавления СЖК той части мощности светового излучения, которая поглощается слоем жидкой фазы;

2) кондуктивно – конвективной передачи тепловой энергии от нагретой поверхности источника к жидкой фазе и от жидкой фазы к поверхности твердой фазы при непрерывном нарастании интенсивности конвекции с ростом толщины слоя жидкой фазы за счет увеличения коэффициента конвекции.

Указанные факторы определяют самые главные признаки физической модели процесса, которые в теплофизике принято называть тепловой моделью [32,33].

Дополнительные признаки тепловой модели вытекают из следующих соображений. Прежде всего, необходимо составить представление о балансе тепловых потоков в системе излучатель – жидкая фаза СЖК – ее твердая фаза – стенки и горловина контейнера – окружающая среда. Учитывая низкую теплопроводность СЖК (0,2 Вт/(м·К) для твердой фазы и 0,12 Вт/(м·К) для жидкой), а также относительно невысокую температуру фазового перехода (~50°C), можно считать, что процесс поглощения тепловой и лучистой энергии от источника локализуется в достаточно узкой пространственной области фазового перехода.

При этом потери энергии в окружающую среду будут минимальны и их в конечном счете можно не учитывать. При этом допущении об адиабатичности процесса определяемые из расчета скорости плавления будут максимальны.

Кроме того, разрабатываемый метод будет применим к такому классу химических продуктов (кроме СЖК), которые в расплавленном состоянии достаточно хорошо пропускают световое излучение в видимом диапазоне, в то же время поверхность твердой фазы хорошо поглощает световое излучение. Именно эти свойства СЖК обусловили эффективность применения для ее расплавления методов светового облучения.

Реальное распределение светимости и плотности мощности тепловыделения по поверхностям источников до проведения специальных исследований задать невозможно, а потому все расчеты будем проводить только при допущении о равномерном распределении указанных физических величин по поверхностям характерных канонических форм.

Поскольку характеристики источников излучения до настоящего времени не изучались, затруднительно предвидеть их термоинерционные свойства, поэтому модель процесса необходимо упростить, считая, что в начальный момент тепловой режим самого излучателя установился на стационарном уровне.

Несмотря на отсутствие ряда исходных данных, постановку задачи разработки расчетной методики нельзя считать преждевременной, наоборот, из анализа результатов предварительных расчетов можно уточнить необходимые направления дальнейших исследований.

Переходя к составлению математической модели процесса, окончательно сформулируем ограничения, накладываемые на физическую (тепловую) модель процесса:

1. Рассмотрению подлежат только вещества класса СЖК, а именно: малотеплопроводные с относительно невысокой температурой фазового перехода, а также «радиационно-восприимчивые» с высоким поверхностным поглощением излучения твердой фазой и с просветляющейся жидкой фазой (то есть достаточно прозрачной для излучения источника);

2. Математическая модель описывает только одномерные процессы, реализующиеся в плоских, цилиндрических и сферических прослойках. Двух – и трехмерные модели могут конструироваться по тому же принципу, но они обладают избыточной громоздкостью;

3. Математическая модель не включает описание начальной стадии нагрева, когда не завершены переходные тепловые процессы в элементах источника излучения до и после погружения в СЖК.

**Общая математическая модель процесса нагрева и  
плавления СЖК источником оптического излучения**

Математическая модель процесса в рамках принятых ограничений основывается на уравнении мгновенного теплового баланса в системе источник – СЖК – окружающая среда:

$$dQ_3 = dQ_{\Pi} + dQ_B, \quad (4.3)$$

где  $dQ_3$  – мгновенное приращение затрачиваемой энергии, поступающей от источника [Дж];  $dQ_{\Pi}$  – приращение энергии в текущий момент времени за малый промежуток времени  $dt$ , потребляемой на нагрев и плавление СЖК [Дж];  $dQ_B$  – мгновенные потери энергии, потребляемой внешними по отношению к СЖК объектами, обычно – окружающей средой [Дж].

С учетом (4.3) можно дать следующее определение мгновенного КПД процесса:

$$\eta_m = \frac{dQ_{\Pi}}{dQ_3} = \frac{dQ_{\Pi}}{dQ_{\Pi} + dQ_B} \quad (4.4)$$

При постоянной потребляемой мощности энергия, выделяемая в момент времени  $\tau$  за малый промежуток времени  $d\tau$  задается соотношением

$$dQ_3 = P d\tau = q S_d d\tau, \quad (4.5)$$

где  $P$  – мощность, выделяемая источником в виде оптического излучения и тепловой энергии [Вт];  $q$  – суммарный удельный поток энергии источника [Вт/м<sup>2</sup>];  $S_d$  – площадь поверхности источника, а точнее та ее часть, которая участвует в передаче энергии к СЖК (действующая площадь) [м<sup>2</sup>].

Полезная, потребляемая СЖК мгновенная энергия, определяется по формуле

$$dQ_{\Pi} = W_1 dm = W_1 \gamma S_p dx; \quad W_1 = c_{\tau} (t_{\Phi} - t_0) + Q_0, \quad (4.6)$$

где  $W_1$  – удельная полезная энергия, достаточная для нагрева 1 кг СЖК до температуры фазового перехода и для плавления, но без дальнейшего повышения температуры жидкой фазы [Дж/кг];  $dm$  – мгновенное приращение массы жидкой фазы [кг];  $\gamma$  – плотность СЖК

[кг/м<sup>3</sup>];  $S_p$  – площадь раздела жидкой и твердой фаз [м<sup>2</sup>];  $dx$  – приращение толщи жидкой фазы [м];  $c_T$  – удельная теплоемкость твердой фазы СЖК [Дж/(кг·К)];  $t_f$  – температура фазового перехода [°C];  $t_0$  – начальная температура СЖК [°C];  $Q_0$  – скрытая теплота плавления СЖК [Дж/кг].

Проведенные исследования [71-74] показали возможность использования бросового тепла паровоздушной смеси в производстве СМС для предварительного разогрева контейнеров с СЖК.

Потери вовне объема СЖК состоят из двух главных компонент – потери от нагретой СЖК через стенку контейнера в окружающую среду  $dQ_1$  и потери от нагретой зоны источника напрямую (через горловину контейнера) в окружающую среду  $dQ_2$ :

$$dQ_B = dQ_1 + dQ_2;$$

$$dQ_1 = \alpha_c S_c (t_j - t_c) \cdot dt; \quad dQ_2 = \sigma_m (t_{эн} - t_c) \cdot dt, \quad (4.7)$$

где  $\alpha_c$  – эффективный коэффициент теплопередачи от жидкой фазы в окружающую среду [Вт/(м<sup>2</sup>·К)];  $S_c$  – теплоотдающая площадь [м<sup>2</sup>];  $t_j$  – температура жидкой фазы СЖК [°C];  $\sigma_m$  – тепловая проводимость теплового моста, соединяющего источник с внешней средой [Вт/(м<sup>2</sup>·К)];  $t_{эн}$  – эффективная температура нагретой зоны источника [°C].

Уравнения (4.3) – (4.7) дают полное описание общей модели процесса нагрева и плавления СЖК любым выделяющим энергию источником – излучающим или контактным.

Ограничимся анализом случая адиабатического нагрева, полагая  $dQ_B = 0$ , что позволит сосредоточиться на наиболее важных закономерностях процесса. Подставив (4.5) и (4.6) в (4.3) с учетом  $dQ_B = 0$ , нетрудно получить

$$\frac{dx}{dt} = V(\tau) = \frac{q}{W_1 \gamma} \cdot \Phi_i; \quad \Phi_i = \frac{S_d}{S_p}, \quad (4.8)$$

где  $\Phi$  – геометрический фактор, определяемый конфигурацией объекта.

Для тел канонической формы фактор  $\Phi$  может быть представлен в общем виде

$$\Phi_i = \left( \frac{r}{x} \right)^n; \quad n = \begin{cases} 0 - \text{для плоского ослоя} \\ 1 - \text{для цилиндрического ослоя} \\ 2 - \text{для сферического ослоя} \end{cases} \quad (4.9)$$

где  $r$  – радиус цилиндрического или сферического источника;  $x$  – координата в направлении, нормальном поверхности источника, отсчитывается от начального значения  $x = r$ ;  $x$  и  $r$  могут одновременно задаваться как в метрах, так и в сантиметрах.

Индекс  $i$  соответствует плоскому (п), цилиндрическому (ц) и сферическому (с) слою.

Задача вычисления скорости плавления по формуле (6) сводится к определению потока источника  $q\Phi_i$ , поглощаемого твердой фазой, который на первом этапе можно представить в виде суммы двух компонент

$$q\Phi_i = (q_{\text{п}} + q_{\text{к}}) \Phi_i, \quad (4.10)$$

где  $q_{\text{п}}$  – поглощенный поверхностью твердой фазы удельный поток светового излучения [ $\text{Вт}/\text{м}^2$ ];  $q_{\text{к}}$  – поглощенный удельный тепловой поток, подводимый к поверхности твердой фазы от жидкой фазы конвективно – кондуктивным способом [ $\text{Вт}/\text{м}^2$ ].

Общие выражения для компонент удельного потока были получены ранее:

$$\left. \begin{aligned} q_{\text{п}} \Phi_i &= \varepsilon \cdot q_0 \cdot I_{\text{п}}; \quad q_0 = \xi_0 q; \quad I_{\text{п}} = \Phi_i \exp[-k(x-r)] \\ q_{\text{к}} \Phi_i &= \left[ \frac{\alpha_{\text{эф}}}{\alpha_{\text{к}}} \cdot q_{\text{в}} + \alpha_{\text{эф}} (t_{\text{п}} - t_{\text{ф}}) \right] \cdot \Phi_i, \end{aligned} \right\} \quad (4.11)$$

где  $\alpha_{\text{эф}}$  – эффективный коэффициент теплоотдачи от нагретой до температуры  $t_{\text{п}}$  поверхности источника до поверхности твердой фазы [ $\text{Вт}/\text{м}^2\text{К}$ ];  $\alpha_{\text{к}}$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности источника в жидкую фазу [ $\text{Вт}/\text{м}^2\text{К}$ ];  $q_{\text{в}}$  – удельный поверхностный поток, определяемый поглощением жидкой фазой оптического излучения [ $\text{Вт}/\text{м}^2$ ];  $q_0$  – светимость источника [ $\text{Вт}/\text{м}^2$ ];  $\xi_0$  – световой КПД излучателя.

Раскроем структуру параметров  $I_{\text{п}}$ ,  $q_{\text{в}}$ ,  $\alpha_{\text{эф}}$ .

Координатная функция  $I_{\text{п}}$  является произведением экспоненциальной функции пропускания на фактор  $\Phi_i$ , определяемый из (4.9). Координата  $x$  отсчитывается от минимального значения  $x = r$  (область допустимых значений аргумента  $x \geq r$ ), в том числе, и для плоского слоя, для которого формально можно отсчитывать аргумент экспоненты от  $x = r$ . Однако для плоского слоя можно принять и упрощенный вариант описания координатной функции

$$I_{\Pi} = \exp(-kx), \quad (4.12)$$

которая в этом случае полностью совпадает с пропусканием слоя толщиной  $x$

Величина  $q_v$  может быть определена из соотношения

$$q_v = q_0 \cdot I_v; \quad I_v = \frac{\int_r^x S_i(x) \cdot (1 - I_{\Pi i}) dx}{\int_r^x S_i(x) dx}, \quad (4.13)$$

$$S_{\Pi} = \text{const}; \quad S_{\text{ц}} = 2\pi l x; \quad S_{\text{с}} = 4\pi x^2,$$

где индексы п, ц, с соответствуют плоской, цилиндрической и сферической прослойкам.

Для плоской прослойки

$$I_v = 1 - \frac{1}{x} \int_0^x \exp(-kx) dx \quad (4.14)$$

Для цилиндрической прослойки

$$I_v = 1 - \frac{2r}{x^2 - r^2} \int_r^x \exp[-k(x - r)] dx \quad (4.15)$$

Для сферической прослойки:

$$I_v = 1 - \frac{3r^2}{x^3 - r^3} \int_r^x \exp[-k(x - r)] dx \quad (4.16)$$

В общем случае, если  $k = \text{const}$ , то вместо (4.14) – (4.16) можно записать

$$I_{vi} = 1 - A_i \cdot \varphi_{\text{л}}(x);$$

$$\varphi_{\text{л}}(x) = \frac{1}{k(x-r)} \{1 - \exp[-k(x-r)]\}; \quad (4.17)$$

$$A_i = \begin{cases} 1 & \text{— при } i = \text{п (плоский слой)} \\ \frac{2}{1 + \bar{x}} & \text{— при } i = \text{ц (цилиндрический слой)} \\ \frac{3}{1 + \bar{x} + \bar{x}^2} & \text{— при } i = \text{с (сферический слой)} \end{cases} \quad \bar{x} = \frac{x}{r}$$

В данном случае для плоской прослойки отсчет производится формально от начального значения  $x = r$ , а не от нуля, как в (4.14).

Эффективный коэффициент теплоотдачи определяется из соотношения [19].

$$\alpha_{\text{эф}} = \frac{\lambda_{\text{ж}}}{x-r} \cdot \varepsilon_{\text{к}} \cdot f;$$

$$f = \begin{cases} 1 & \text{— для плоскогослая} \\ \frac{\bar{x}-1}{\ln \bar{x}} & \text{— для цилиндрического слоя} \\ \bar{x} & \text{— для сферического слоя} \end{cases}, \quad (4.18)$$

где  $\lambda_{\text{ж}}$  — теплопроводность жидкой фазы СЖК [Вт/м К].

Коэффициент конвекции  $\varepsilon_{\text{к}}$  определяется произведением критериев Грасгофа Gr и Прандтля Pr [32].

$$\varepsilon_{\text{к}} = \begin{cases} 1 & \text{при } Gr \cdot Pr < 1000 \\ 0,18 \sqrt[4]{Gr \cdot Pr} & \text{при } Gr \cdot Pr > 1000 \end{cases} \quad (4.19)$$

В соответствии с результатами расчетов с использованием данных по свойствам СЖК конвекция отсутствует ( $\varepsilon_{\text{к}} = 1$ ) только в зазорах толщиной 1,5...3 мм, а начиная с 5 мм, приняв свойства СЖК, можно записать:

$$\varepsilon_{\kappa} = 352 \sqrt[4]{(x-r)^3}; \quad \lambda_{\varepsilon\kappa} = \lambda_{\varepsilon\kappa} \varepsilon_{\kappa} = 42 \sqrt[4]{(x-r)^3}. \quad (4.20)$$

Подставив (4.20) в (4.18), после преобразований получим

$$\alpha_{\varepsilon\phi} = \frac{a}{\sqrt[4]{r}} \cdot F_i;$$

$$F_i = \begin{cases} z_1^{-1} & i = \text{п}, \\ z_1^3 \cdot z_2^{-1} & i = \text{ц}, \quad F_i = z_1^{-1} \cdot f_i; \quad z_1 = \sqrt[4]{\bar{x}-1}; \\ \bar{x} \cdot z_1^{-1} & i = \text{с}, \end{cases} \quad (4.21)$$

$$z_2 = \ln \bar{x}$$

Коэффициент  $a$  равен 42, если радиус  $r$  подставляется в метрах и  $a = 133$ , если  $r$  отсчитывается в сантиметрах. В дальнейших расчетах для удобства будем подставлять  $r$  в сантиметрах и все перемещения вычислять также в сантиметрах, а потому примем значение  $a = 133$ . При этом  $\alpha_{\varepsilon\phi}$  определяется в Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Из (4.21) и (4.11) следует, что передаваемый чисто конвективным способом (излучение отсутствует) удельный тепловой поток от нагревателя к поверхности твердой фазы равен

$$q_{\tau} = \alpha_{\varepsilon\phi} (t_{\text{п}} - t_{\phi}) \cdot \Phi_i = \frac{133}{\sqrt[4]{r}} (t_{\text{п}} - t_{\phi}) \cdot \varphi_i; \quad \varphi_i = \Phi_i \cdot F_i; \quad (4.22)$$

$$\varphi_i = \begin{cases} z_1^{-1} & i = \text{п}, \\ z_1^3 (\bar{x} \cdot z_2)^{-1} & i = \text{ц}, \\ (\bar{x} \cdot z_1)^{-1} & i = \text{с}. \end{cases}$$

Представим (4.22) в следующем виде

$$q_{\tau} = q_1 \cdot \varphi_i; \quad q_1 = \frac{133}{\sqrt[4]{r}} (t_{\text{п}} - t_{\phi}) \quad (4.23)$$

Отметим, что только в кратковременный промежуток времени, пока  $\bar{x} < 2$ , величина  $\varphi_i > 1$ . Этот промежуток совпадает со стадией нагрева, когда конвекция еще не развита ( $\varepsilon_k = 1$ ) или только начинает развиваться. На основном же временном участке работы, когда толщина зазора с жидкой фазой больше, чем половина диаметра нагревателя (при  $\bar{x} > 1$ ) величина  $q_1$  может рассматриваться как амплитудное значение. Для нагревателя диаметром  $2r = 2$  см при реальных температурах  $t_n = 100^\circ\text{C}$  и  $t_\phi = 50^\circ\text{C}$  имеет место равенство.

$$q_1 = 6650 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} = 6,65 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2} \quad (4.24)$$

Поскольку температуру нагревателя нельзя повышать свыше  $110 - 120^\circ\text{C}$ , температура фазового перехода неизменна, а радиус нагревателя всегда несколько больше 1 см, можно установить пределы изменения величины  $q_1$  в  $\text{кВт}/\text{м}^2$

$$6 \leq q_1 \leq 9,3 \quad (4.25)$$

Нижняя граница соответствует значениям параметров  $r = 1,5$  см,  $t_n = 100^\circ\text{C}$ , а верхняя  $r = 1$  см,  $t_n = 120^\circ\text{C}$ . Коэффициент пропорциональности между перегревом  $t_n - t_\phi$  и удельным потоком  $q_1$  в (4.23) имеет размерность коэффициента теплоотдачи.

$$\alpha_1 = \frac{133}{\sqrt[4]{r}} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad (4.26)$$

Будем называть величину  $\alpha_1$  амплитудным значением  $\alpha_{\text{эф}}$ .

Подставим (4.10) с учетом (4.11), (4.17) и (4.22) в (4.8), и после преобразований получим

$$V(\tau) = V_0 \left[ \varepsilon I_n + \frac{133\varphi_i}{\alpha_k \sqrt[4]{r}} I_v + \frac{q_\tau}{q_0} \right]; \quad V_0 = \frac{q_0}{W_1 \gamma} \quad (4.27)$$

Амплитудное значение скорости  $V_0$  не всегда может рассматриваться как начальное, поскольку сумма в квадратных скобках может быть теоретически заметно меньше единицы, например, при  $\varepsilon \ll 1$ , или больше единицы, в частности при малых  $q_0$  и больших  $\alpha$ .

Зависимость  $V(\tau)$  существенно нелинейна, что определяется зависимостью от  $x$  функций  $I_{\pi}$ ,  $I_v$ ,  $q_r$ , а текущая координата  $x$ , в свою очередь является функцией времени.

Для численных расчетов может быть рекомендован следующий алгоритм.

Вначале определяется величина  $V_0$  и вычисляется начальная максимальная скорость  $V_m$  по формуле (4.27), которую в данном случае удобно представить в виде

$$V_m = V_0 [n_1(x=r) + n_2(x=r) + n_3(x=r)];$$

$$n_1 = \varepsilon I_{\pi}; \quad n_2 = \frac{133}{\alpha_k \sqrt[4]{r}} \Phi_i \cdot I_{vi}; \quad n_3 = \frac{133(t_{\pi} - t_{\phi})}{q_0 \sqrt[4]{r}} \cdot \Phi_i. \quad (4.28)$$

Затем задается определенный шаг по времени, и на каждом шаге определяется приращение координаты  $\Delta x_n$ , координата  $x_n$  и скорость  $V_n$ . На каждом временном шаге с порядковым номером  $n$ , начиная с первого, расчет ведется по схеме

$$\Delta x_n = V_{n-1} (\tau_n - \tau_{n-1});$$

$$x_n = x_{n-1} + \Delta x_n; \quad V_n = V(x_n) \quad (4.29)$$

Вычисления проводятся до тех пор, пока не будет достигнуто определенное значение  $L$ :

$$x_m(\tau_m) = L; \quad \tau_m = \tau_{\pi}, \quad (4.30)$$

где  $L$  – определяющий размер, в данном случае расстояние от источника до внутренней стенки контейнера.

Конечной целью расчетов является получение зависимости мгновенной скорости плавления от времени, толщины зоны расплава на любой стадии процесса, а главное, определение общего времени от начала до окончания процесса нагрева и расплавления всего объема СЖК в контейнере заданного размера.

Для удобства практических расчетов аналитические выражения для координатных функций  $I_{\pi}$ ,  $I_{vi}$ ,  $\Phi_i$  представлены в Таблице 4.1.

В Таблице 4.1 приняты следующие обозначения:

$$J_0 = \exp[-k(x-r)]; \quad J_1 = \int_r^x \exp[-k(x-r)] dx. \quad (4.31)$$

Таблица 4.1 - Аналитические выражения для координатных функций в разных системах координат

Параметр	Форма поверхности излучателя		
	плоская	цилиндрическая	сферическая
$I_{ni}$	$J_0$	$\frac{1}{\bar{x}} J_0$	$\frac{1}{\bar{x}^2} J_0$
$I_{vi}$	$1 - \frac{1}{\bar{x} - r} J_1$	$1 - \frac{2r}{\bar{x}^2 - r^2} J_1$	$1 - \frac{3r}{\bar{x}^3 - r^3} J_1$
$\varphi_i$	$\frac{1}{\sqrt[4]{\bar{x} - 1}}$	$\frac{\sqrt[4]{(\bar{x} - 1)^3}}{\bar{x} \ln \bar{x}}$	$\frac{1}{\bar{x} \sqrt[4]{\bar{x} - 1}}$

#### 4.3 Результаты расчетов скоростей расплавления синтетических жирных кислот источниками различной конфигурации

По данным оценок светимость источника излучения с концентрирующей оптикой может достигать  $q_0 = 60 \text{ кВт/м}^2$ . Используем известные значения теплофизических параметров СЖК из [1]:  $E = \gamma W_1 = 180 \cdot 10^6 \text{ Дж/м}^3$ . При таких условиях  $V_0 = 2 \text{ см/мин}$ . Расчеты будем проводить для  $r = 1 \text{ см}$ , примем, что  $\varepsilon = 0.9$ ;  $\alpha_k = 100 \text{ Вт/м}^2$ ;  $t_{п} - t_{ф} = 50^\circ\text{С}$ . При указанных значениях параметров безразмерные компоненты скоростей в (26) примут вид

$$n_1 = 0.9 I_{ni}; \quad n_2 = 1.33 \varphi_i \cdot I_{vi}; \quad n_3 = 0.11 \varphi_i \quad (4.32)$$

Алгоритм (4.28) – (4.30) с учетом (4.32) и выражений Таблицы 1 использовался для проведения расчетов, направленных на получение предварительных выводов о характере протекания процесса проплавления и для установления основных закономерностей. Все расчеты проводились для

$$k = 0.7 (x - r)^{-0.7}.$$

На Рисунках 4.6 и 4.7 представлены зависимости от текущего значения координаты функций  $I_n$  и  $I_v$  для различных конфигураций источников. Как видно из этих Рисунков, наибольшее

дальное действие светового потока достигается в плоских прослойках, а наименьшее – в сферических.

На Рисунках 4.8 и 4.9 представлены, соответственно, зависимости от времени скоростей и глубин проплавления толщи СЖК при разных конфигурациях погруженного в него источника излучения и тепловой энергии.

На Рисунках 4.10 и 4.11 представлены те же зависимости, что и на Рисунках 4.8, 4.9, но при  $I_{\text{п}} = I_{\text{в}} = 0$ , что означает переход к чисто контактному методу нагрева.

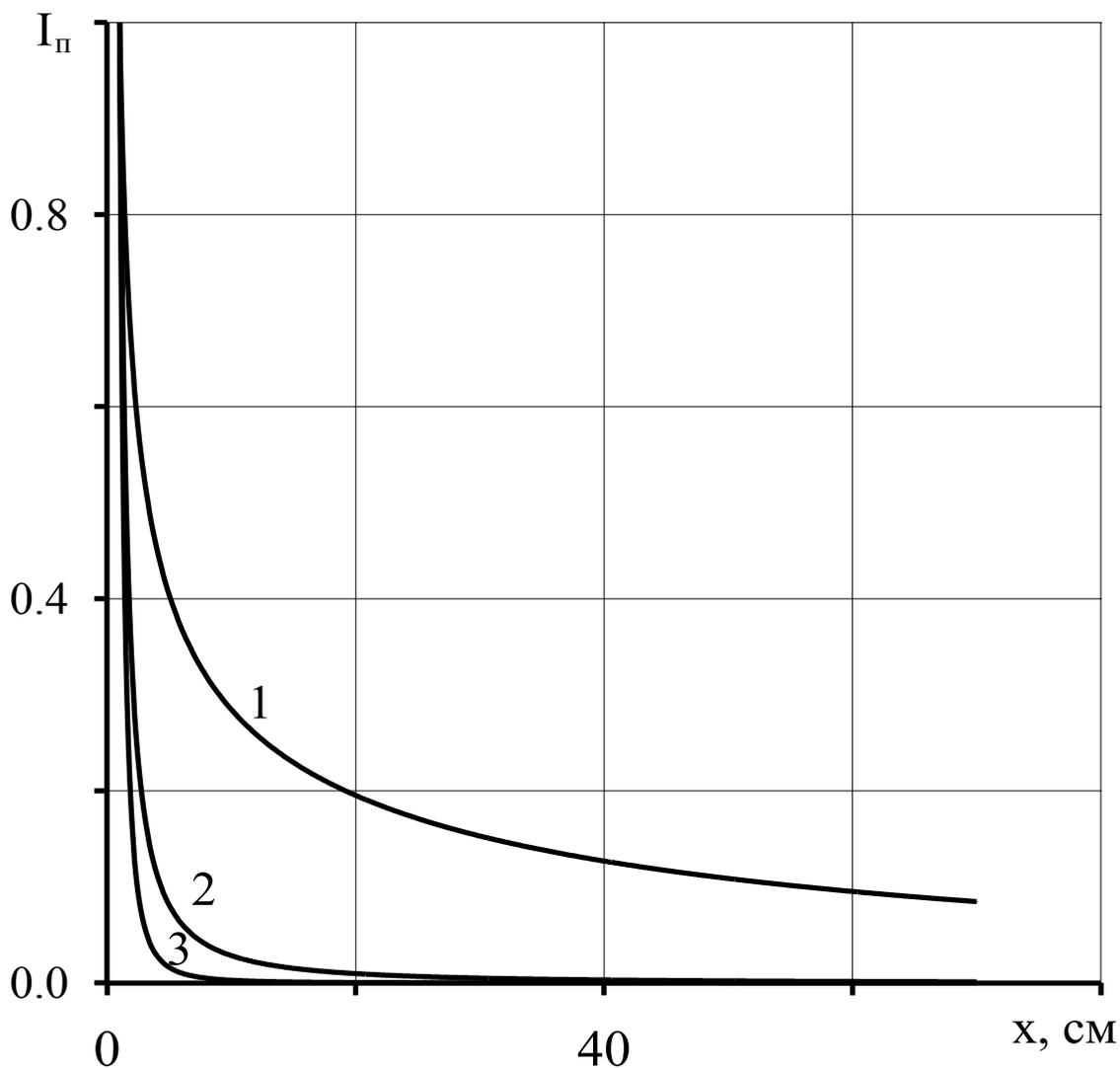


Рисунок 4.6 - Зависимость координатных функций  $I_{\text{п}}(x)$   
при  $k = 0,7 (x - r)^{-0,7}$ .

Форма поверхности источника: 1 – плоская;

2 – цилиндрическая; 3 – сферическая

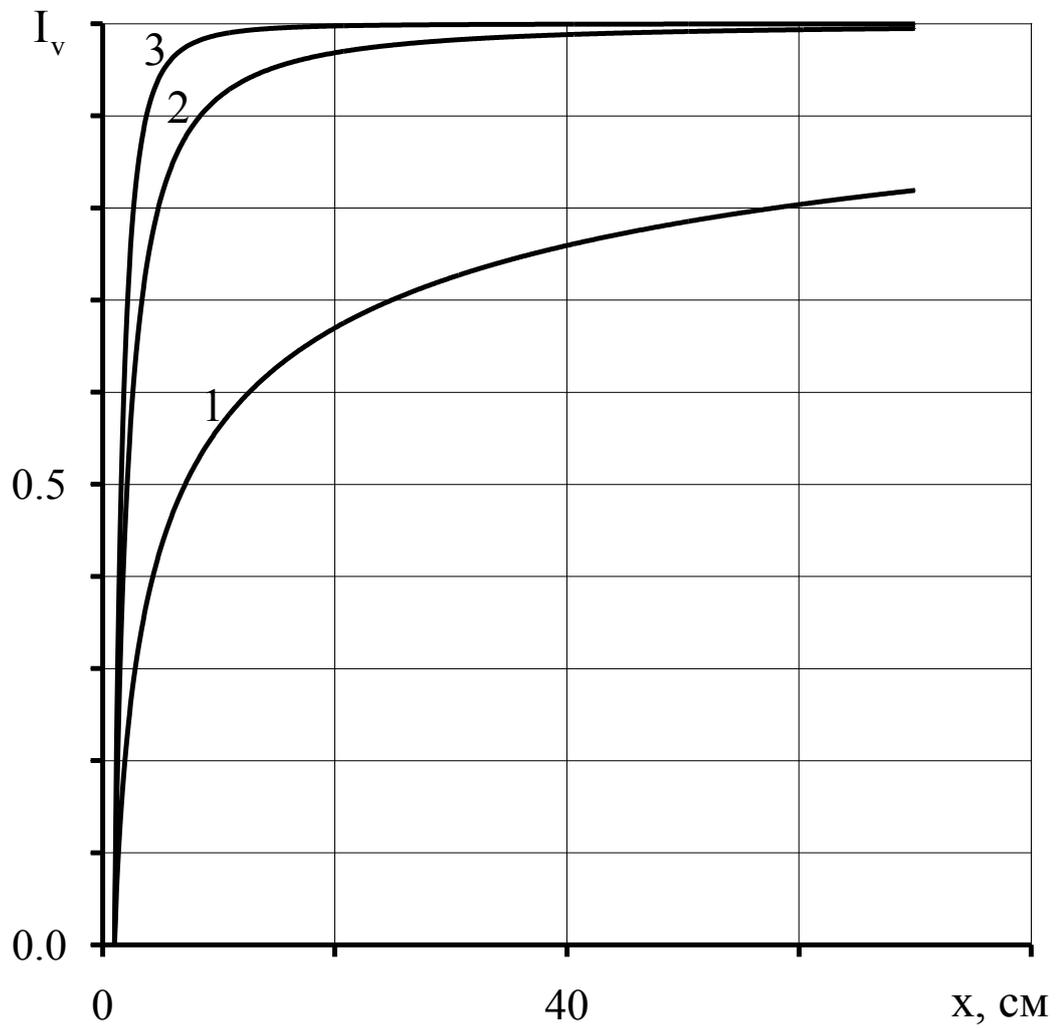


Рисунок 4.7 - Зависимость координатных функций  $I_v(x)$

при  $k = 0,7 (x - r)^{-0,7}$ .

Форма поверхности источника: 1 – плоская;

2 – цилиндрическая; 3 – сферическая

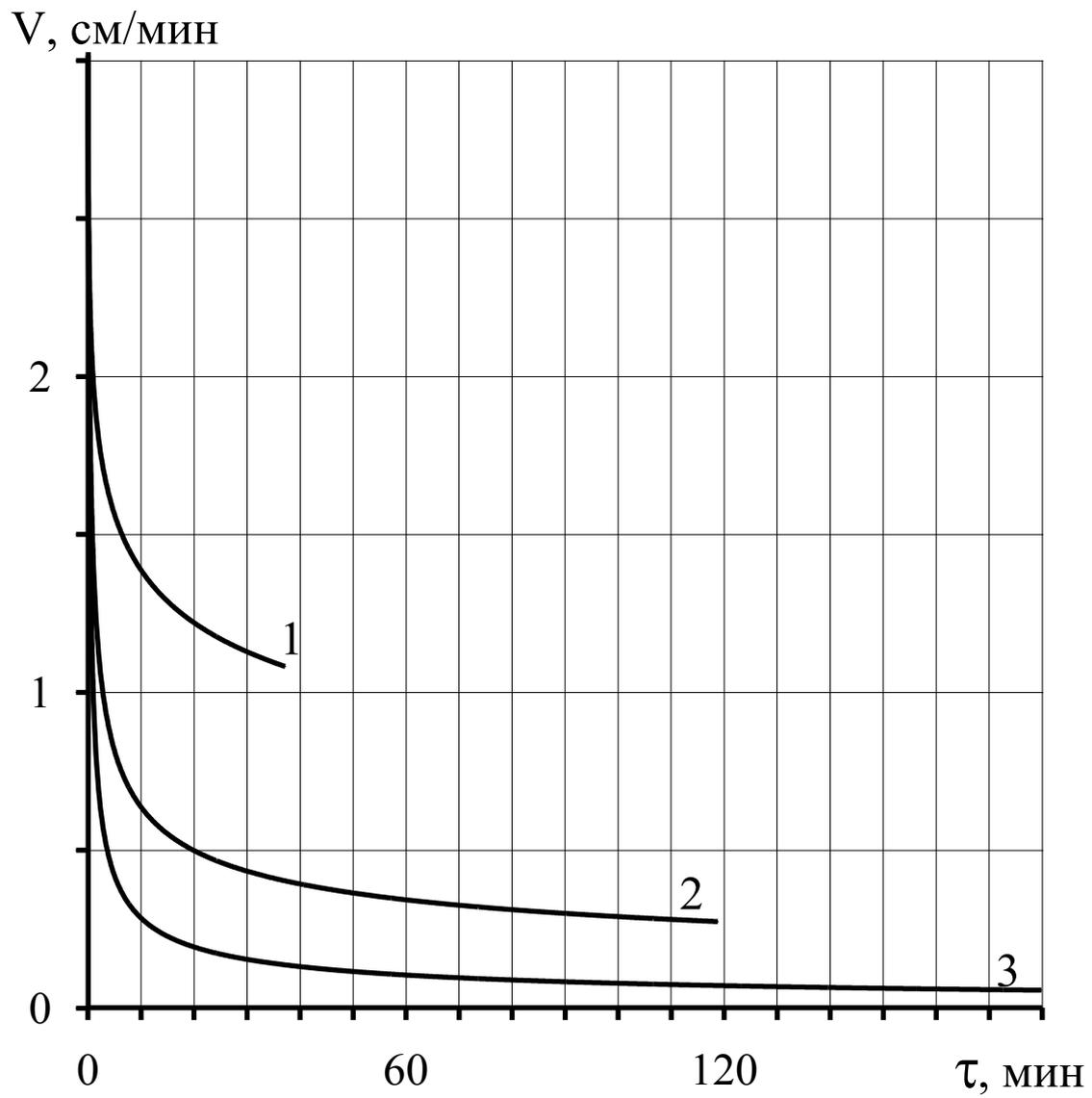


Рисунок 4.8 - Зависимость скорости плавления от времени для плоского (1), цилиндрического (2), и сферического (3) источников излучения и тепловой энергии

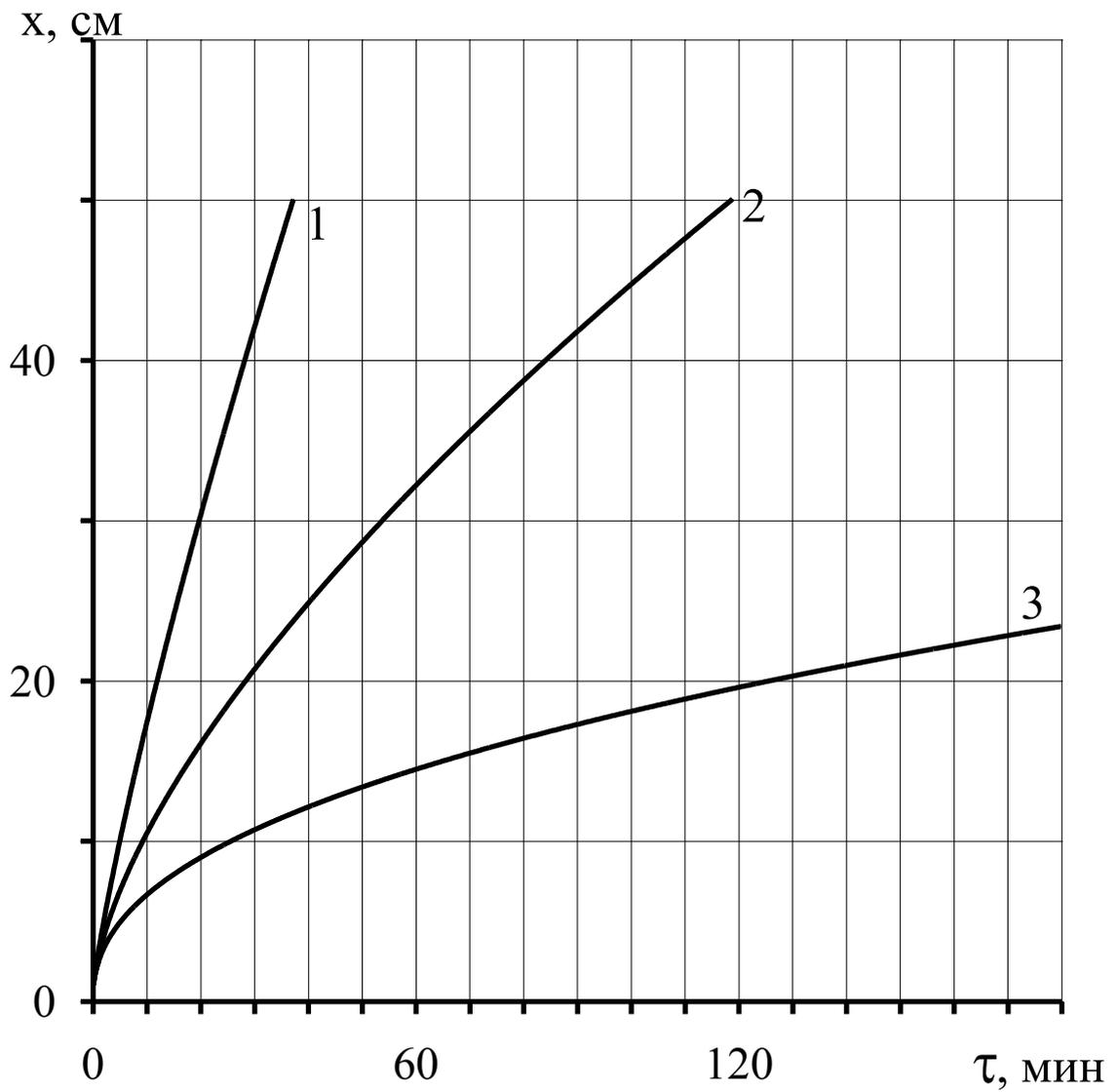


Рисунок 4.9 - Зависимость толщины слоя жидкой фазы от времени для плоского (1), цилиндрического (2), и сферического (3) источников излучения и тепловой энергии

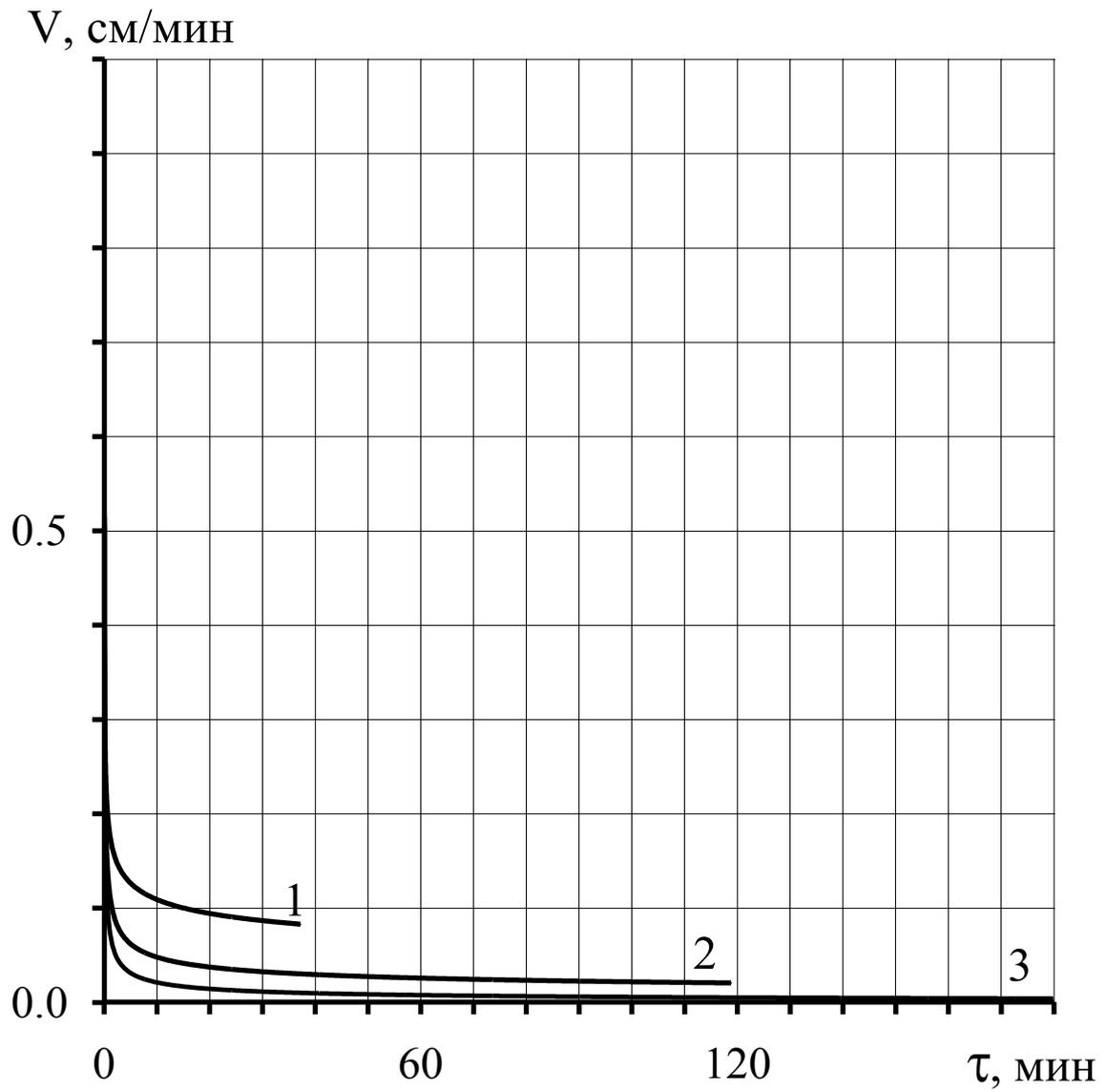


Рисунок 4.10 - Зависимость скорости плавления от времени для плоского (1), цилиндрического (2), и сферического (3) источников тепловой энергии

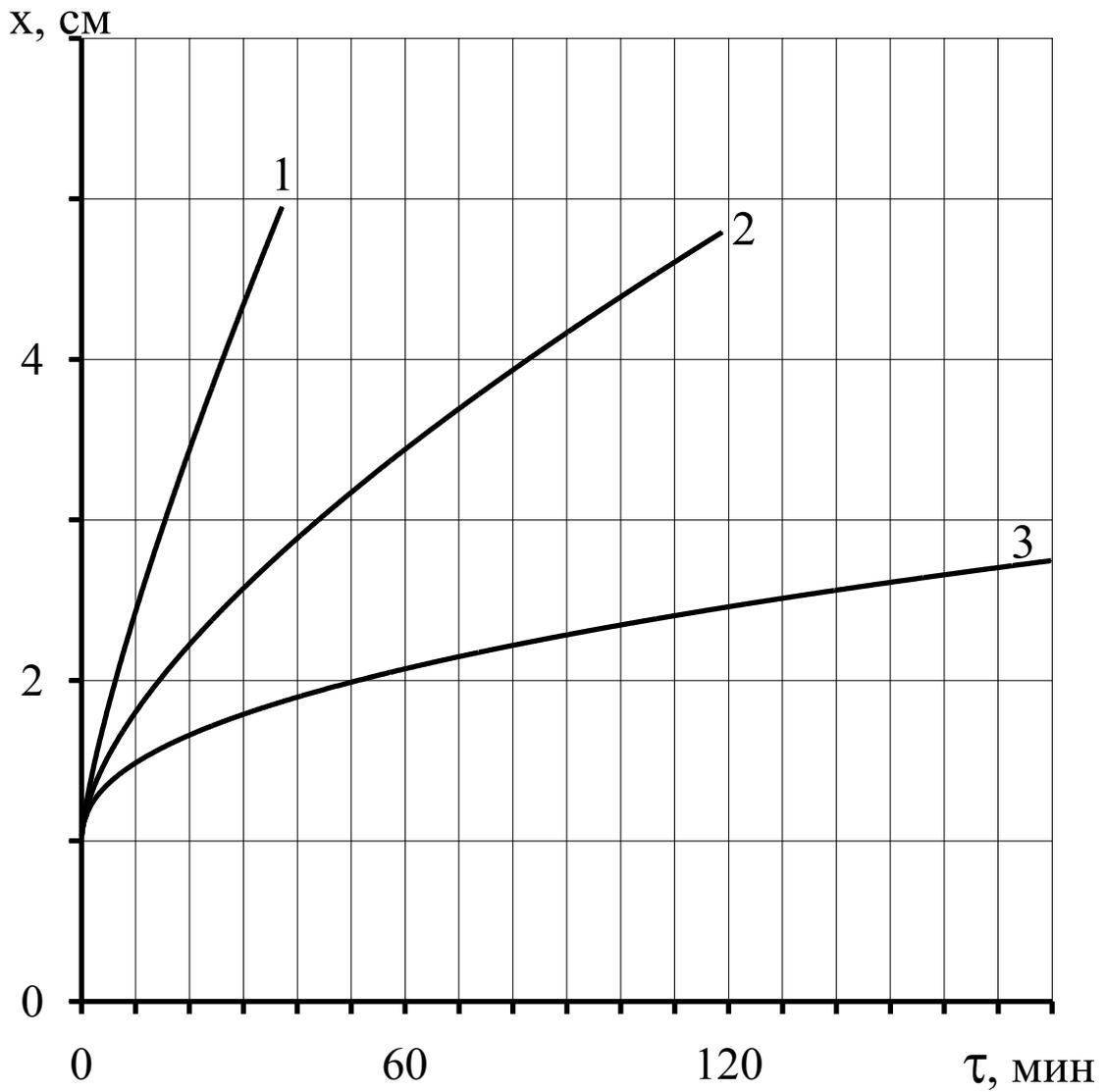


Рисунок 4.11 - Зависимость толщины слоя жидкой фазы от времени для плоского (1), цилиндрического (2), и сферического (3) источников тепловой энергии

#### 4.4 Выводы

1. Предложенная методика представляет собой алгоритм решения нелинейной задачи, хотя основу ее составляет аналитическое описание процесса в каждый момент времени.

2. Скорость процесса для излучателей любой конфигурации монотонно убывает во времени, за исключением короткого начального участка, который в заданном на Рисунках масштабе незаметен. Толщина слоя расплава нарастает с некоторым замедлением.

3. Из всех конфигураций излучателя наибольшую скорость процесса обеспечивает плоская поверхность, а наименьшую – сферическая, что связано с дополнительным рассеянием мощности обратно пропорционально удалению от источника для цилиндрического излучателя и обратно пропорционально квадрату удаления для сферического.

4. О реальных скоростях процесса вследствие отсутствия точных исходных данных говорить преждевременно, однако уже можно сделать вывод о том, что метод светового облучения может обеспечить скорости процесса на порядок выше, чем метод нагрева, что видно из сопоставления данных Рисунков 4.8 и 4.10, а также 4.9 и 4.11.

## **Глава 5 Результаты экспериментальных исследований методов расплавления синтетических жирных кислот источниками светового излучения**

### **5.1 Результаты экспериментальных исследований параметров процесса расплавления синтетических жирных кислот в уменьшенных моделях контейнеров погружаемыми пробирками с галогенными лампами**

Результаты исследований спектральных и интегральных характеристик пропускания и поглощения жидкой и твердой фазы СЖК показали, что оптические свойства рассматриваемого химического продукта должны позволить с достаточной эффективностью нагреть и расплавить его воздействием светового излучения. Определен и оптимальный по спектру источник светового излучения – галогенная лампа. На следующем этапе необходимо проведение экспериментов по погружению в СЖК кварцевых пробирок со светящимися галогенными лампами, что позволит опытным путем оценить перспективность предлагаемого метода.

#### **Последовательность экспериментов и способ оценки эффективности метода светового облучения**

С наименьшими затратами времени и средств планируемый эксперимент может быть проведен на уменьшенной модели объекта, а поскольку желательно в эксперименте выделить фактор нагрева световым излучением, необходимо разделить эффект нагрева СЖК поверхностью источника (колбы, пробирки) и оптическим излучением.

Поэтому эксперимент проводился в три этапа.

На первом этапе в прозрачную пробирку, внедряемую в СЖК, устанавливался источник светового излучения, энергия излучения которого затрачивалась как на нагрев пробирки за счет суммарных тепловых потерь части мощности на поглощение в баллоне лампы и в кварцевой пробирке, так и на нагрев СЖК вследствие поглощения лучистой энергии объемом ее жидкой фазы и поверхностью твердой фазы.

На втором этапе излучение лампы экранировалось (светящийся баллон лампы закрывался алюминиевой фольгой). В этом случае лампа работала просто как электрический нагреватель, передающий тепловую мощность через стенку пробирки к СЖК. Этим достигалась имитация обычного поверхностного источника с заданной выделяемой мощностью.

На третьем этапе в пробирку помещался обычный электрический нагреватель.

Принятая последовательность проведения экспериментов должна обеспечить выявление эффективности воздействия именно лучистого светового компонента энергии на объем СЖК в процессе его нагрева и проплавления.

В качестве критерия эффективности метода светового воздействия проще всего было бы принять скорость погружения пробирки с галогенной лампой в расплавляемый объем СЖК, а для количественного сравнения можно сопоставлять указанную скорость со скоростью контактного теплового (неизлучающего) нагревателя. Однако скорость погружения нагревателя в СЖК зависит от ряда факторов (температуры нагревателя, давления, оказываемого его торцевой поверхностью на расплавляемый объем, начальной температуры СЖК), а поэтому простое сопоставление скоростей не может служить достаточно информативной характеристикой.

Для выбора наиболее информативного критерия эффективности рассмотрим ранее полученное соотношение для скорости процесса расплавления при совместном воздействии на расплавляемый объем светового излучения и теплового потока от источника:

$$V_{\Sigma} = V_T \left[ \alpha_s I_{\Pi} \frac{q_0}{q_T} + \frac{\alpha_{\text{эф}}}{\alpha_k} I_V \frac{q_0}{q_T} + 1 \right];$$

$$V_T = \frac{q_T}{E}; \quad q_T = \alpha_{\text{эф}} (t_{\Pi} - t_{\Phi}),$$
(5.1)

Где  $V_T$  – скорость проплавления для случая только теплового воздействия ( $q_0 = 0$ ) [м/с];  $e$  – энергия, необходимая для нагрева единицы объема СЖК до температуры плавления и осуществления фазового перехода [Дж/м<sup>3</sup>].

В случае непрерывно погружающегося излучателя его торцевая поверхность постоянно соприкасается с расплавляемым прилегающим слоем твердой фазы. В этом случае по определению координатных функций  $I_{\Pi} = 1$ ,  $I_V = 0$ . Кроме того, в указанных условиях  $\alpha_{\text{эф}} = \alpha_k$ . С учетом этих обстоятельств соотношение (5.1) может быть упрощено и преобразовано к виду

$$V_{\Sigma} = \frac{\alpha_{\text{эк}} (t_{\Pi} - t_{\Phi})}{E}; \quad \alpha_{\text{эк}} = \alpha_k \left( \alpha_s \frac{q_0}{q_T} + 1 \right).$$
(5.2)

Вводя понятие эквивалентного коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{\text{эк}}$ , мы получаем удобный критерий преимущества использования вместо контактного нагревателя равного ему по

внешнему габариту излучателя при условии равенства температур поверхностей нагревателя и излучателя. В данном случае выигрыш легко оценить по формуле

$$n = \frac{V_{\Sigma}}{V_T} = \frac{\alpha_{эф}}{\alpha_k} = \alpha_s \frac{q_0}{q_T} + 1, \quad (5.3)$$

Однако для этого необходимо иметь информацию о светимости излучателя  $q_0$  и плотности поверхностного тепловыделения нагревателя  $q_T$  (величина  $\alpha_s$  определена ранее:  $\alpha_s = 0,9$ ).

На первом этапе исследований удобнее всего определить  $\alpha_{эк}$  из эксперимента по измеренной скорости погружения излучателя  $V_{\Sigma}$ . Раскрыв структуру знаменателя в (5.2), а затем, подставив конкретные значения теплофизических параметров, определяющих величину энергии  $e$ , необходимую для нагревания и плавления единицы объема сжк, можно получить формулу, аналогичную той, которая уже была выведена ранее, связывающую  $\alpha_{эк}$  с характерными температурами процесса и со скоростью, которая задается в см/мин:

$$\alpha_{эк} = 240 \cdot \frac{142 - t_0}{t_{п} - 50} \cdot V_{\Sigma} \quad (5.4)$$

Критерием эффективности можно будет считать значение  $n = \alpha_{эк}/\alpha_k$ , полученное сравнением экспериментальных величин  $\alpha_{эк}$  с исследованными ранее при разных режимах подачи величинами  $\alpha_k$  при контактном методе расплавления.

#### Схема экспериментального макета и методика проведения эксперимента

Схема макета, использованного в экспериментальных исследованиях очень проста. В тонкостенный полиэтиленовый контейнер цилиндрической формы диаметром 110 мм, и высотой 165 мм, заливается через горловину  $\sim 1$  кг СЖК в жидком состоянии и затем охлаждается до затвердевания. После выравнивания в течение суток температуры в объеме твердой фазы СЖК начинается рабочая стадия эксперимента.

В горловину уменьшенной модели контейнера вводится пробирка из оптического кварца (границы диапазона пропускания спектра  $\sim 0,25 \dots 3,5$  мкм). Внутри пробирки на дне ее размещается галогенная лампа, к электродам которой подпаяны токопроводящие провода. Питание лампы может осуществляться от источника переменного тока (через лабораторный

автотрансформатор - ЛАТР) или постоянного тока (например, универсальный источник питания типа УИП 2), питаемого от сети 220 В.

Спектр излучения галогенной лампы ограничен диапазонами  $0,25 \div 3,5$  мкм, максимум излучения приходится на  $0,8$  мкм.

Характеристики используемых в эксперименте ламп приведены в Таблице 5.1.

Таблица 5.1 - Характеристики галогенных ламп

Номер варианта	1	2	3
Тип лампы	КГМН 20×12	КГМ9×70	КГМ12×100
Номинальная потребляемая мощность, Вт	20	70	100
Рабочее напряжение, В	12	9	12
Внешний габарит баллона, мм × мм	5×10	12×30	12×30
Размер спирали накаливания, мм × мм	1,5×3	3×6	3×6

В паре с указанными источниками использовались соответственно номерам Таблица 5.1. Пробирки, параметры которых представлены в Таблице 5.2.

Контейнер устанавливается на керамическую теплоизолирующую подставку, на поверхность которой и под дно контейнера подстилается фольга. Этим, насколько возможно, достигается теплоизоляция контейнера с СЖК, а также возвращение света, который в случае наличия над дном контейнера жидкой фазы и при отсутствии под дном фольги мог бы после прохождения сквозь полиэтиленовую стенку дна малоэффективно затрачиваться на нагрев подставки.

Таблица 5.2 - Характеристики пробирок

Номер варианта	1	2	3
Длина пробирки $l$ , мм	200	185	210
Наружный диаметр пробирки $2r_n$ , мм	12	18	28
Внутренний диаметр пробирки $2r_b$ , мм	8	14	25
Масса пробирки, г	28	30	55
Внешний профиль донной части	Сферический	Конический, высота конуса 30 мм	Сфери- ческий

Поступательное движение пробирки сверху вниз осуществляется с той скоростью, с какой позволяет быстрота проплавления СЖК в торцевой зоне у основания пробирки.

Расширение кольцевого слоя расплавленной фазы СЖК можно наблюдать визуально через горловину контейнера. Это возможно вследствие резкого увеличения прозрачности СЖК после перехода в жидкую фазу, благодаря чему кольцевой слой жидкой фазы становится отчетливо виден, так как эта кольцевая зона ярко освещена рассеянным излучением лампы и должна светиться красным светом.

В радиальном направлении излучение лампы можно наблюдать через стенку контейнера только сквозь жидкую фазу. При этом изображение лампы видно в красном свете. При большей длине волны (0,63...0,69 мкм) существенно возрастает поглощение полиэтиленовой стенки, а для меньших длин волн нарастает поглощение объемом жидкой фазы СЖК.

Сквозь твердую фазу СЖК свет лампы не виден вследствие ее непрозрачности.

При длительном нахождении лампы на одной и той же глубине погружения возникает ситуация, когда выше и ниже этого уровня может находиться твердая фаза, а в узкой полосе этого уровня сбоку можно наблюдать узкую полосу светящегося слоя жидкой фазы СЖК. Это обусловлено тем, что в направлении, нормальном цилиндрической стенке пробирки, а так же через дно пробирки (вниз) излучение проходит с малыми потерями. Однако под углом к горизонтали излучение проходит плохо, поскольку по мере увеличения угла падения на внутреннюю поверхность пробирки относительно нормального возрастает отражение излучения внутрь объема пробирки вплоть до полного внутреннего отражения.

Помимо визуального наблюдения за процессом плавления осуществлялся контроль температуры в СЖК на уровне источника излучения на удалении от поверхности пробирки в 1 см. С этой целью параллельно с пробиркой в объем СЖК внедрялась термопара.

#### Результаты экспериментальных исследований процесса плавления СЖК световым излучением галогенных ламп

Всего было проведено три варианта экспериментальных исследований, в которых использовались сочетания галогенных ламп и пробирок, соответствующие номерам вариантов из Таблицах 5.1 и 5.2.

#### Эксперимент 1

В первом эксперименте, носившем пробный характер, использовался наименее мощный излучатель (вариант 1 Таблицы 5.1 и 5.2). Температура воздуха в помещении была равна 12°C. При том усилии подачи, которое было возможно, пробирка погрузилась до дна за 5 минут, преодолев глубину 165 мм. Таким образом, средняя скорость подачи составила 3,3 см/мин или 2 м/час. Свечения ни сверху, ни сбоку не наблюдалось, поскольку слой жидкой фазы был весьма тонок. Сразу после погружения пробирки до дна подача напряжения на галогенную лампу была прекращена, и опыт был остановлен. Пробирка с источником была в таком положении оставлена на ночь.

Интересно отметить, что вычисленное по формуле (5.4) значение  $\alpha_{\Sigma}$  при  $v_{\Sigma} = 3,3$  см/мин,  $t_0 = 12^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\text{п}} = 100^{\circ}\text{C}$  составило  $\alpha_{\Sigma} = 2059$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). При том же самом диаметре контактного нагревателя 1,2 см, давящем на СЖК только собственным весом,  $\alpha_{\text{к}} = 5$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), и даже при давлении  $\sim 4$  кг/см<sup>2</sup>  $\alpha_{\text{к}} = 120$  Вт/м<sup>2</sup>·К. В первом случае  $n = 400$ , а во втором  $n = 17$ . Во столько же раз скорость проплавления излучателем превышала скорости проплавления контактным нагревателем при соответствующих давлениях. Это указывает на чрезвычайно высокую эффективность метода светового облучения.

Новый эксперимент был начат через сутки. Температура воздуха в помещении составляла 15°C. Через 30 минут после начала опыта появилось свечение у дна, и на уровне источника света в придонной области образовался узкий слой жидкой фазы, а выше в течение последующих двух часов сохранялся толстый слой твердой фазы.

Очевидно, вследствие невозможности развития конвекции в узком горизонтальном слое, передача тепла от жидкой фазы к твердой была затруднена из-за весьма низкой теплопроводности СЖК как в жидкой фазе, так и твердой. На этом первый эксперимент был прекращен, поскольку сгорела лампа. Термопара при этом показывала, что в твердой фазе в непосредственной близости к жидкой температура не превышала 40°C.

Из этого первого опыта расплавления СЖК методом светового облучения можно сделать следующие выводы:

- Эффективность метода проплавления канала в СЖК воздействием светового излучения весьма высока; скорость проплавления излучателем на один – два порядка превышает скорость того же процесса при использовании контактного нагревателя;
- Малая мощность источника излучения может в неподвижном его положении не позволить расплавить объем СЖК за пределами непосредственно облучаемой зоны;
- В этом случае в системе тел источник – пробирка - жидкая фаза - твердая фаза может создаться высокое суммарное тепловое сопротивление, способное привести к перегреву источника и выходу его из строя;
- Описываемая неблагоприятная ситуация может быть исключена одним из двух способов: 1) непрерывным движением источника с последовательным разогревом различных слоев (отдаваемая при этом тепловая мощность способствует термостабилизации баллона лампы на допустимом уровне); 2) применением нескольких источников, распределенных по высоте с таким интервалом, чтобы расплавленная зона была сквозной и в ней развивалась бы конвекция. Однако возможен и более простой способ – увеличение мощности источника излучения.

#### Эксперимент 2

В этом эксперименте использовался более мощный источник – 70 Вт в пробирке большего диаметра – 18 мм (вариант 2 – в Таблицах 5.1 и 5.2). Температура воздуха в помещении составляла 17°C. Через 5 минут пробирка дошла до дна. Термопара на удалении до ~ 10 мм от поверхности пробирки в этот момент показывала 20°C. Еще через 10 минут возникло свечение в узком кольцевом слое вокруг пробирки, наблюдаемое сверху через горловину, то есть образовался кольцевой слой жидкой фазы. Термопара в этот момент зарегистрировала температуру 29°C.

Дальнейший рост показаний термопары и толщина светящегося кольцевого слоя жидкой фазы представлен в зависимости от времени относительно начала опыта в Таблице 5.3.

После этого у стенки полиэтиленового сосуда еще остался тонкий слой твердой фазы – толщиной от 10 до 15 мм. Возможно, несколько не хватало мощности, чтобы компенсировать потери тепла от стенки сосуда в окружающую среду.

Таблица 5.3 - Изменение во времени температуры в СЖК на удалении 10 мм от пробирки и толщины слоя жидкой фазы СЖК

Время, прошедшее после включения источника, мин	Показания термопары, °С.	Толщина слоя жидкой фазы, см
20	40	
25	52	
30	59	0,1
35	67	0,85
45	72	1,6
55	100	2,1
65	100	3,1
85	100	3,6

В данном опыте наблюдалась точно такая же скорость погружения пробирки (3,3 см/мин) и, соответственно процесс можно охарактеризовать тем же значением  $\alpha$ ,  $\approx 2000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ . Интересно отметить, что в этом опыте уже достаточно быстро прирастал слой жидкой фазы в радиальном направлении. На временном участке от 25<sup>ой</sup> до 65<sup>ой</sup> минуты скорость нарастания толщины слоя жидкой фазы с высокой точностью может считаться постоянной и равной 0,0775 см/мин.

Из данного опыта можно сделать вывод о том, что при достаточно большой излучаемой мощности возможно не только быстрое проплавление канала от горловины до дна, но и расплавление значительного объема (даже большей его части) в радиальном направлении от пробирки.

### Эксперимент 3

При использовании источника излучения с лампой мощностью 100 Вт в пробирке увеличенного диаметра – 28 мм (вариант 3 в Таблицах 5.1 и 5.2) наблюдалась следующая картина. Эксперимент был начат при температуре воздуха в помещении 17°С и закончен через 1 час практически полным расплавлением всего объема СЖК. Однако при этом наблюдались следующие особенности. Через 10 минут после начала опыта пробирка погрузилась только на половину глубины, зато диаметр жидкой фазы к этому же моменту составил 60 мм (толщина кольцевого слоя  $\delta = 1,6 \text{ см}$ ). Еще через 5 минут пробирка достигла дна, а большая часть объема была расплавлена. Еще через 10 минут (а всего от начала опыта – через 25 минут) термопара показывала 90°С. Средняя скорость погружения в первые 10

минут 0,825 см/мин, а в последующие 5 минут 1,65 см/мин. Соответственно значение  $\alpha_{\text{эк}}$  на этих временных участках составили  $\sim 500$  и  $1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

По данным этого эксперимента можно сделать ряд предварительных выводов:

1. По-видимому, вследствие значительного увеличения диаметра пробирки произошло определенное перераспределение плотностей мощностей излучения, отдаваемых в осевом и радиальном направлениях. Это, очевидно, и привело к тому, что скорость проплавления канала упала, а скорость объемного расплавления вещества возросла.

2. По данным расчетов для модели однородных объемных внутренних источников тепла (а эта модель соответствует предельной скорости нагрева и плавления) на нагрев одного килограмма СЖК от  $17^\circ\text{C}$  до точки плавления и на фазовый переход за один час требуется мощность внутренних источников 63 Вт. В опыте источник составлял 100 Вт, следовательно, если учесть тепловые потери мощности источника, а также потери лучистой энергии за пределы объема сосуда, то можно считать, что достигнутый режим близок к предельному – адиабатическому.

Дальнейшее существенное повышение мощности источника излучения не привело к столь же существенному увеличению скорости процесса. Это было установлено в результате эксперимента, воспроизводящего только что описанный, но при помещении в ту же пробирку диаметром 28 мм галогенной лампы мощностью 250 Вт. Следует уточнить, что лампы мощностью 100 и 250 Вт отличаются не только габаритами (высотой), но и размерами и расположением спирали накаливания относительно баллона. Лампа мощностью 100 Вт могла опуститься в пробирку на большую глубину, при этом расстояние от дна пробирки до спирали этой лампы составляло всего 0,6 см. Для лампы мощностью 250 Вт при полном ее углублении в пробирку расстояние от дна пробирки до спирали лампы составляло 1,5 см. Это, очевидно, должно было приводить к перераспределению излучаемой световой мощности в осевом и радиальном направлении.

В эксперименте напротив спирали у поверхности пробирки размещалась термопара. Эксперимент проводился при температуре окружающего воздуха  $15^\circ\text{C}$ . Зависимость от времени глубины погружения пробирки и толщины цилиндрического зазора жидкой фазы у стенки пробирки представлена в Таблице 5.4.

Через 30 минут после начала опыта пробирка опустилась на дно банки, а в верхней области кольцо жидкой фазы вокруг пробирки стало сплошным. Соответствующие цифры в Таблице 5.4 отмечены звездочками. Однако в нижней части банки еще оставались остатки твердой фазы. Еще через 10 минут размер слоя твердой фазы у стены банки составлял 1 см. Спустя еще 5 мин наблюдались интенсивные конвективные токи, в которых плавали твердые

частички, а за следующие 10 минут (всего через 55 минут после начала эксперимента) все было расплавлено.

После проведенного опыта пробирка была оставлена на ночь в погруженном состоянии до полного затвердевания СЖК.

Утром лампа была включена, и сразу стало наблюдаться свечение у дна. Процесс шел с плавным нарастанием высоты жидкой фазы и ее расширением и закончился через 40 минут после начала эксперимента полным расплавлением всего объема СЖК.

Таблица 5.4 - Зависимость от времени глубины погружения пробирки и толщины цилиндрического зазора жидкой фазы у стенки пробирки, а также температуры

Время, прошедшее после включения источника, мин	Глубина расплавленного канала, см	Зазор кольцевого слоя расплавленной фазы, см	Показания термопары, °С
05	0	0	15
15	4	0	95
20	7	2	110
25	10	3	118
30	13	4	118
35	16*	4,1*	118

Сравнивая эти результаты с предыдущими можно заметить, что в обоих случаях проплавление канала до дна было осуществлено за 15 минут, и в обоих случаях за 25 минут большая часть объема была расплавлена. По-видимому, преимущества повышения мощности галогенной лампы должны наиболее существенно проявиться при больших объемах СЖК.

#### Исследование процесса плавления СЖК экранированной галогенной лампой

Эксперимент с экранированной лампой мощностью 100 Вт поставлен с целью наглядной демонстрации вклада в нагрев и плавление СЖК лучистой составляющей тепловой мощности, выделяемой источником.

Если наружную поверхность баллона лампы полностью обернуть металлической фольгой, не пропускающей световое излучение, то вся излучаемая энергия после многократных переотражений (с поглощением части энергии при каждом отражении) целиком перейдет в тепловую. Суммарная выделяемая мощность лампы сохранится, но лучистая составляющая трансформируется в тепловой эквивалент. В результате выделяемая

источником тепловая мощность будет передаваться к СЖК только поверхностью пробирки, являющейся в таком случае зоной контакта источника и расплавляемого вещества.

Однако для большей наглядности в проводимом эксперименте баллон лампы был экранирован фольгой толщиной 0,2 мм таким образом, что в верхней части лампы осталась узкая и короткая щель из которой под углом  $\sim 30^\circ$  к горизонту, по направлению вверх выпускался тонкий луч. В эксперименте использовались лампа и пробирка, соответствующие варианту 3 из Таблиц 5.1 и 5.2.

Эксперимент проводился при исходном положении пробирки в состоянии полного погружения в твердую фазу. Накануне пробирка была погружена в расплавленный объем СЖК при проведении эксперимента № 3.

Эксперимент был начат подключением экранированного (с узкой щелью в верхней части) источника к питанию при температуре окружающей среды  $17^\circ\text{C}$ .

Через 40 минут на стенке пластикового контейнера на высоте  $\sim 6$  см появилось красное свечение диаметром  $\sim 15$  мм, В это же время на расстоянии 1 см от пробирки вблизи дна, куда не достигал свет лампы, температура СЖК, зарегистрированная термопарой, составила  $30^\circ\text{C}$ .

Динамика роста температуры на расстоянии 1 см от пробирки на уровне источника тепловыделения представлена в Табл.5.5.

Через 1 час 30 минут после начала опыта диаметр светящегося пятна на стенке составлял  $\sim 45$  мм, а через 2 часа 40 минут – до 65 мм. К этому моменту пробирка уже свободно перемещается в канале жидкой фазы, заполняющей зазор не менее 2 мм. У дна слой не проплавлен кроме лунки, на которую опирается пробирка.

Таблица 5.5 - Динамика нагрева СЖК на удалении от пробирки 1 см

Время, прошедшее от начала опыта, час. мин	Показания термопары, $^\circ\text{C}$
1.05	42
1.15	54
1.30-2.00	60
2.40	62
3.00	65

Температура поверхности пробирки через 2 часа составляла  $90^\circ\text{C}$ , а через 3,5 часа после начала опыта -  $115^\circ\text{C}$ , в связи с чем в этот момент времени источник был отключен от питания и эксперимент прекращен.

Проведенный опыт однозначно указывает на высокую эффективность воздействия на СЖК оптического излучения.

Во-первых, только в направлении распространения светового луча осуществляется быстрое (за 40 минут на длину более 6 см) плавление СЖК, причем диаметр расплавленной зоны неуклонно увеличивается во времени.

Во-вторых, во всем объеме СЖК, за исключением облучаемой зоны, процесс нагрева и плавления идет крайне медленно (свыше 3,5 часов), причем поверхность пробирки прогревается выше допустимого уровня (до  $\sim 115^{\circ}\text{C}$ ).

Для того чтобы исключить последние сомнения, этот же опыт был повторен во всех деталях, с той лишь разницей, что источник света не был экранирован фольгой. Эксперимент был начат при температуре в помещении  $16^{\circ}\text{C}$ .

Динамика изменения температуры на удалении 1 см от источника, а также расширения зоны плавления во времени представлены в Таблице 5.6.

Таблица 5.6 - Динамика нагрева и плавления СЖК

Время, прошедшее от начала опыта, час. мин	Показания термомпары, $^{\circ}\text{C}$	Высота расплавленной зоны относительно дна, см
0.05	28	0
0.10	55	1
0.15	75	3,5
0.20	78	4
0.25	82	4,5
0.30	85	5
0.40	85	6
0.50	80	7
1.00	80	8
1.10	78	10
1.20	78	13
1.30	78	16

Через 10 минут после начала опыта зона проплавления высотой 10 мм занимала все пространство от пробирки до стенки сосуда, и в дальнейшем прирост расплавленной фазы осуществлялся только за счет повышения высоты уровня расплава.

Через час после начала опыта в расплавленном объеме СЖК визуально наблюдалась естественная конвекция, которая сопровождалась отрывом и падением частичек твердой

фазы СЖК размером до 5 мм, что отчетливо было видно сквозь стенку сосуда на фоне светящейся пробирки. Этим, очевидно, объясняется падение температуры в наиболее нагретой зоне СЖК. К концу опыта (через 1,5 часа после начала) незначительные фрагменты твердой фазы (менее 7 мм) были видны только в кольцевой зоне вокруг горловины.

Важно отметить также, что температура наружной поверхности пробирки в течение всего процесса в данном эксперименте не превышала 90°C.

Средняя скорость повышения слоя жидкой фазы, заполняющей все пространство внутри стенок сосуда, составила 0,178 см/мин.

Сопоставление данных экспериментов с экранированной и не экранированной лампой исключает всякие сомнения в весьма высокой эффективности метода расплавления СЖК воздействием светового излучения.

#### Исследование процесса проплавления канала в СЖК пробиркой, содержащей полностью экранированную галогенную лампу

Последний эксперимент был проведен при полном экранировании баллона лампы КГМ 12 x 100 фольгой толщиной 0,2 мм. При этом полностью воспроизводилась последовательность действий из эксперимента №3. Термопара крепилась на поверхности пробирки. Температура в помещении составляла 16°C.

Процесс шел крайне медленно (Таблица 5.7).

Таблица 5.7 - Динамика плавления СЖК

Время, прошедшее от начала опыта, час. мин	Показания термопары, °С.	Глубина расплавленного канала, см	Зазор кольцевого слоя расплавленной фазы, см	
			у горловины	у основания пробирки
0.15	60	2		
0.30	78	5		-
0.45	90	8	0,03	-
1.00	90	11	1,6	0,4...0,5
1.15	90	16	1,85	0,5...0,6
1.30	90	16	2,6	0,6...0,7

В последующие 2 часа 20 минут (через 3 часа 50 минут от начала) наблюдался постепенный рост объема жидкой фазы, в конце эксперимента почти весь объем расплавился, температура поверхности пробирки достигла  $95^{\circ}\text{C}$ .

Как видно из Табл. 5.7, сквозное проплавление канала (16 см) достигнуто за 1 час и 15 минут (средняя скорость  $V_{\Sigma} = 0,213$  см/мин,  $\alpha_{\text{жк}} = 126$  Вт/м<sup>2</sup>К, что близко к характеристикам чисто контактного метода). В эксперименте №3 (при полном использовании излучения лампы) для этого потребовалось всего 15 минут, то есть в пять раз меньше времени.

Эксперимент с полностью экранированной лампой продолжался 3 часа 50 минут, в то время как эксперимент с полностью открытым баллоном (эксперимент №3) длился всего 25 минут.

Исследование процесса проплавления канала в СЖК пробиркой, внутри которой помещен электрический нагреватель

Эксперимент с электрическим нагревателем, поставлен с целью уточнить сопоставление эффективности оптического метода с контактным. При экранировании лампы полная чистота сопоставления не наблюдалась, поскольку невозможно было полностью заэкранировать области баллона у электродов, и определенная часть излучения все же подсвечивала верхнюю часть пробирки.

В опыте с электронагревателем использовалась нихромовая спираль, установленная внутри пробирки (вариант 3 из Таблицы 5.2), Мощность, выделяемая спиралью, по факту измерения составила 110 Вт. На поверхности пробирки на 1,5 см выше дна крепилась термопара. Температура в помещении составляла  $16^{\circ}\text{C}$ .

Динамика плавления СЖК представлена в Таблице 5.8.

Через 1 час после начала зазор кольцевого слоя у горловины достиг 41 мм. Это значение отмечено звездочкой; таким образом отмечен факт расплавления верхнего слоя по всему диаметру полиэтиленового контейнера.

Через 40 минут от начала опыта у тепловыделяющей поверхности пробирки стали появляться отдельные пузырьки в жидкой фазе, медленно поднимающиеся вверх.

В данном опыте с электрическим нагревателем источника внутренней подсветки не было, уже через 1 час 10 минут глубина жидкой фазы плохо просматривалась, а потому размер кольцевого слоя жидкой фазы у основания пробирки не фиксировался. Лучше было видно глубину верхней, широкой части зазора. Начиная с момента времени через 1 час 10 минут и до 2 часов 50 минут от начала опыта, эта глубина была меньше глубины погружения пробирки на 5...6 см.

Через 2 часа 50 минут пробирка достигала дна – глубина погружения составила 16 см – эта цифра в Таблице 5.8 также помечена звездочкой. Начиная с этого момента, происходило постепенное расплавление удаленных от пробирки слоев СЖК в нижней части емкости. Этот процесс расплавления практически полностью завершился, когда опыт был остановлен. Вся продолжительность эксперимента составила 3 часа 50 минут.

Скорость подачи пробирки в осевом направлении сверху вниз, равная фактической скорости проплавления канала, в течении всего опыта была практически постоянна и составляла  $V_x = 0,1$  см/мин = 6 см/час ( $\alpha_{\text{ЭК}} = 120$  Вт/(м<sup>2</sup>·К)). Это на порядок медленнее, чем при использовании светового излучения галогенной лампы с той же потребляемой мощностью (даже меньше - 100 Вт) - эксперимент 3.

Таблица 5.8 - Динамика плавления СЖК

Время, прошедшее от начала опыта, час. мин	Показания термопары, °С	Глубина расплавления канала, см	Зазор кольцевого слоя расплавленной фазы, см	
			у горловины	у основания пробирки
0.10	65	-	-	-
0.20	78	1	-	0,2
0.30	86	2	-	0,3
0.40	97	3	1,1	0,4
0.50	100	4	1,6	0,5
1.00	100	5	2,85	0,6
1.10	100	6	3,6	не видно
1.20	100	7	4,1*	не видно
1.30	100	8	4,1*	не видно
1.50	100	10	4,1*	не видно
2.10	100	12	4,1*	не видно
2.30	100	14	4,1*	не видно
2.50	100	16*	4,1*	не видно
3.10	92	16*	4,1*	не видно
3.30	100	16*	4,1*	не видно
3.50	100	16*	4,1*	не видно

## Выводы

1. Эксперименты на уменьшенной модели объекта показали значительное преимущество методов светового облучения перед контактными (время плавления СЖК снижается не менее, чем на порядок).

2. Высокая эффективность светового метода плавления в полной мере реализуется при достаточно высокой мощности источника - самое быстрое плавление достигалось при мощности галогенной лампы 100 Вт. В эксперименте 3 с использованием такой лампы, по-видимому, был достигнут предел эффективности. По данным расчета, для модели однородных объемных внутренних источников тепла в адиабатическом режиме, соответствующей предельной скорости процесса, на нагрев и плавление одного килограмма СЖК за один час требуется мощность внутренних источников 63 Вт. В опыте потребляемая мощность источника составляла 100 Вт при предположительной мощности светового излучения 60 Вт (КПД – 60%), а полное расплавление килограмма СЖК было достигнуто как раз за один час.

3. Из сопоставления экспериментов с полностью экранированной лампой и с электрическим нагревателем, то есть из сопоставления данных Таблиц 5.7 и 5.8, следует что скорость подачи минимальна при чисто контактном методе расплавления. При использовании электрического нагревателя полное проплавление канала на всю глубину канала достигнуто за 2 часа 50 минут (Таблица 5.8), а в случае экранированной лампы – за 1 час 15 минут (Таблица 5.7). В то же время в эксперименте с электрическим нагревателем расплавление СЖК в радиальном направлении протекало быстрее, чем в опыте с экранированной лампой, что видно из сопоставления данных Таблиц 5.7 и 5.8. Такой результат может быть объяснен тем, что при меньшей подаче имело место перераспределение тепловой энергии. Положение пробирки при медленной подаче оказывается более близким к фиксированному, и тепловой поток вынужденно отдавался в радиальном направлении. Интересно отметить тот факт, что в обоих экспериментах – с экранированной лампой и с электрическим нагревателем практически полное проплавление СЖК достигнуто за одно и то же время - за 3 часа 50 минут (смотри Таблицы 5.7 и 5.8). Следует признать, что наблюдаемый в этих двух опытах различный характер протекания процессов не до конца понятен, он не мог бы быть предсказан теоретически. Возможно объяснение этого эффекта заключено в том, что экранированная галогенная лампа компактна, а следовательно источник тепловой мощности локализован на дне пробирки, в то же время электрический нагреватель в виде нихромовой спирали

имеет большую протяженность, и тепловыделение в этом случае (при практически той же мощности) распределено в этом случае более равномерно по поверхности пробирки.

Результаты проведенных исследований позволяют сделать вывод о несомненной актуальности проведения дальнейших исследований и разработок в направлении развития и оптимизации методов расплавления СЖК, основанных на воздействии светового излучения.

## **5.2 Результаты экспериментальных исследований процесса расплавления синтетических жирных кислот внешним излучением через полиэтиленовую стенку контейнера**

Поскольку пропускание полиэтиленовой стенки контейнера в том же видимом диапазоне электромагнитного излучения достаточно велико, появляется возможность расплавления СЖК при дистанционном облучении сквозь стенку контейнера. В связи с этим были проведены экспериментальные исследования скоростей расплавления СЖК методом внешнего светового облучения. На первом этапе исследования проводились на уменьшенных моделях контейнера СЖК.

Эксперименты с внешним облучением СЖК проводились в несколько этапов.

Сначала были проведены предварительные опыты с использованием в качестве источника обычной лампы накаливания мощностью 100 Вт, помещенной в обыкновенный полусферический колпак – отражатель с белой эмалью на внутренней поверхности в качестве отражающего слоя (отражение диффузное). Подсветка осуществлялась поочередно со стороны дна и боковой поверхности полиэтиленового контейнера цилиндрической формы с СЖК. Данный опыт был необходим для того, чтобы исключить по завершении всех исследований вопросы о выборе источника. Затем в той же цилиндрической емкости были поставлены опыты с внешней подсветкой галогенной лампой повышенной мощностью 250 Вт. После этого проводились опыты на малогабаритном контейнере в форме параллелепипеда с использованием в качестве источника галогенной лампы с потребляемой мощностью 250 Вт при внешней подсветке со стороны дна, сбоку, а также изнутри объема СЖК. Придерживаясь указанной последовательности, можно наилучшим способом обеспечить объективное сопоставление эффективности внутренних и внешних методов.

Экспериментальное исследование процесса плавления СЖК при внешнем облучении полиэтиленового контейнера цилиндрической формы электрической лампой накаливания

Эксперименты с облучением лампой накаливания проводились при использовании в качестве модели контейнера полиэтиленового сосуда цилиндрической формы. Размеры контейнера с СЖК составляли: диаметр - 110 мм, толщина боковой стенки – 2 мм, высота по уровню верхней поверхности СЖК от дна – 165 мм. Контейнер устанавливался дном на решетку из металлических прутков диаметром 1,5 мм с зазором между прутками 15 мм.

#### Подсветка со стороны дна

Лампа устанавливалась над решеткой так, что поверхность баллона лампы находилась на расстоянии 1,5 см от дна контейнера, а ее излучение направлялось отражателем вертикально вверх.

Внутрь СЖК на глубину 5 мм вводилась через горловину контейнера термопара. Внутри колпака – отражателя устанавливался ртутный термометр между центром и краем окружности колпака.

Описание динамики процесса представлено в Таблице 5.9.

Как видно из Таблицы 5.9, через 5 часов после начала процесса весь объем СЖК в контейнере (общая масса – 1 кг) расплавился. С момента начала плавления и почти до его окончания скорость плавления была практически постоянна и равна

$$V = 0,05 \text{ см/мин} = 3 \text{ см/час} \quad (5.5)$$

При такой скорости проплавление СЖК на высоту ~ 1 м заняло бы ~ 33 часа, при условии, что под всем днищем реального контейнера обеспечивалась бы постоянная плотность поглощаемого теплового потока. В данном опыте твердая фаза не имела возможности погружаться в жидкую, поскольку она удерживалась внутренней поверхностью контейнера (в радиальном направлении зазор между стенкой и твердой фазой отсутствовал).

Тот же эксперимент был повторен при увеличенном зазоре между поверхностью лампы и донной стенкой контейнера (5,5 см вместо 1,5 см). Все остальные условия опыта были те же. В этом опыте только через 4 часа после начала нагрева у дна появился слой жидкой фазы толщиной не более 5 мм. Еще через час (а с начала опыта – через 5 часов) толщина слоя жидкой фазы достигла 8 мм. При этом термопара показывала 16° С, а термометр 48 °С. Как видно из сравнения этого результата с данными Таблицы 5.1, удаление источника нагрева дополнительно всего на 4 см сделало практически нереализуемой задачу расплавления СЖК в данном объеме.

Таблица 5.9 - Изменение во времени температуры в верхнем слое СЖК и под дном контейнера, а также высоты столба жидкой фазы над дном

Время, прошедшее с начала опыта, час. мин	Показания термомпары, °С	Показания термометра, °С	Высота столба жидкой фазы над дном контейнера, см
0.00	15	15	0
0.05	15	80	0
0.10	15	90	0
0.20	15	92	0
0.30	15	93	0,3
0.40	15	94	0,5
1.00	15	96	1,5
1.10	15	96	2,0
1.20	15	96	2,5
1.30	15	96	3,0
1.40	15	96	3,5
1.50	15	96	4,0
2.00	18	96	4,5
2.10	20	96	5,0
2.20	21	96	5,5
2.30	21	96	6,0
2.40	22	96	6,5
2.50	23	96	7,0
3.00	24	96	7,5
3.10	25	96	8,0
3.30	27	96	9,0
4.00	29	96	11,0
4.30	31	96	13,0
5.00	80	96	16,5

В третьем эксперименте осуществлялось облучение СЖК той же лампой путем боковой подсветки контейнера. Полное расплавление объема СЖК было достигнуто примерно за то же время (5 часов), за которое осуществлялось плавление при подсветке со стороны дна (Таблица 5.9), при расстоянии от лампы до боковой поверхности контейнера равном 0,8 см. Картина плавления имела сложный характер. Первоначально зона плавления появилась в виде круглого пятна в зоне напротив лампы (диаметром 3...3,5 см через 15

минут после начала опыта). Затем постепенно оформилась зона сложной конфигурации вблизи стенки, заполненная жидкой фазой. Через 1...1,5 часа слой жидкой фазы приобрел упорядоченную конфигурацию, плавно расширяясь снизу вверх, постепенно увеличиваясь в объеме.

Проведенные эксперименты с лампой накаливания показали весьма низкую эффективность такого способа внешнего подогрева.

#### Внешнее облучение цилиндрического контейнера с СЖК галогенной лампой мощностью 250 Вт

Экспериментальное исследование скорости расплавления СЖК внешним излучением проводилось при подсветке боковой поверхности того же цилиндрического контейнера, который использовался в предыдущих опытах.

Для обеспечения максимально эффективного облучения с минимумом потерь световой энергии контейнер с исследуемой СЖК помещался в простейшую замкнутую осветительную систему. Схема экспериментального макета представлена на Рисунок 5.1. Кварцевая трубка с помещенной внутри нее галогенной лампой КГМ24-250 (потребляемая мощность 250 Вт, внешние габариты баллона  $\varnothing 1,2 \times 3,5$  см) устанавливалась параллельно вертикальной оси контейнера на некотором удалении от него. Контейнер вместе с трубкой окружался листом достаточно толстой и жесткой алюминиевой фольги, образуя замкнутую отражающую поверхность. Таким образом, экспериментальный макет содержал минимум элементов и включал в себя облучаемый объект (контейнер с СЖК) и осветительную систему, состоящую из источника излучения и замкнутого отражателя. Значения геометрических параметров, указанных на схеме Рис.5.1, составляли:  $h_1=18$  см,  $h_2=16,5$  см,  $h_3=5$  см,  $D=11$  см,  $d=2$  см,  $\Delta_1=4$  см,  $\Delta_2=0,5$  см.

Внутри контейнера через горловину в центральную зону объема СЖК была внедрена термопара на глубину 3 мм. У боковой поверхности банки на уровне, соответствующем высоте размещения галогенной лампы, устанавливалось основание ртутного термометра.

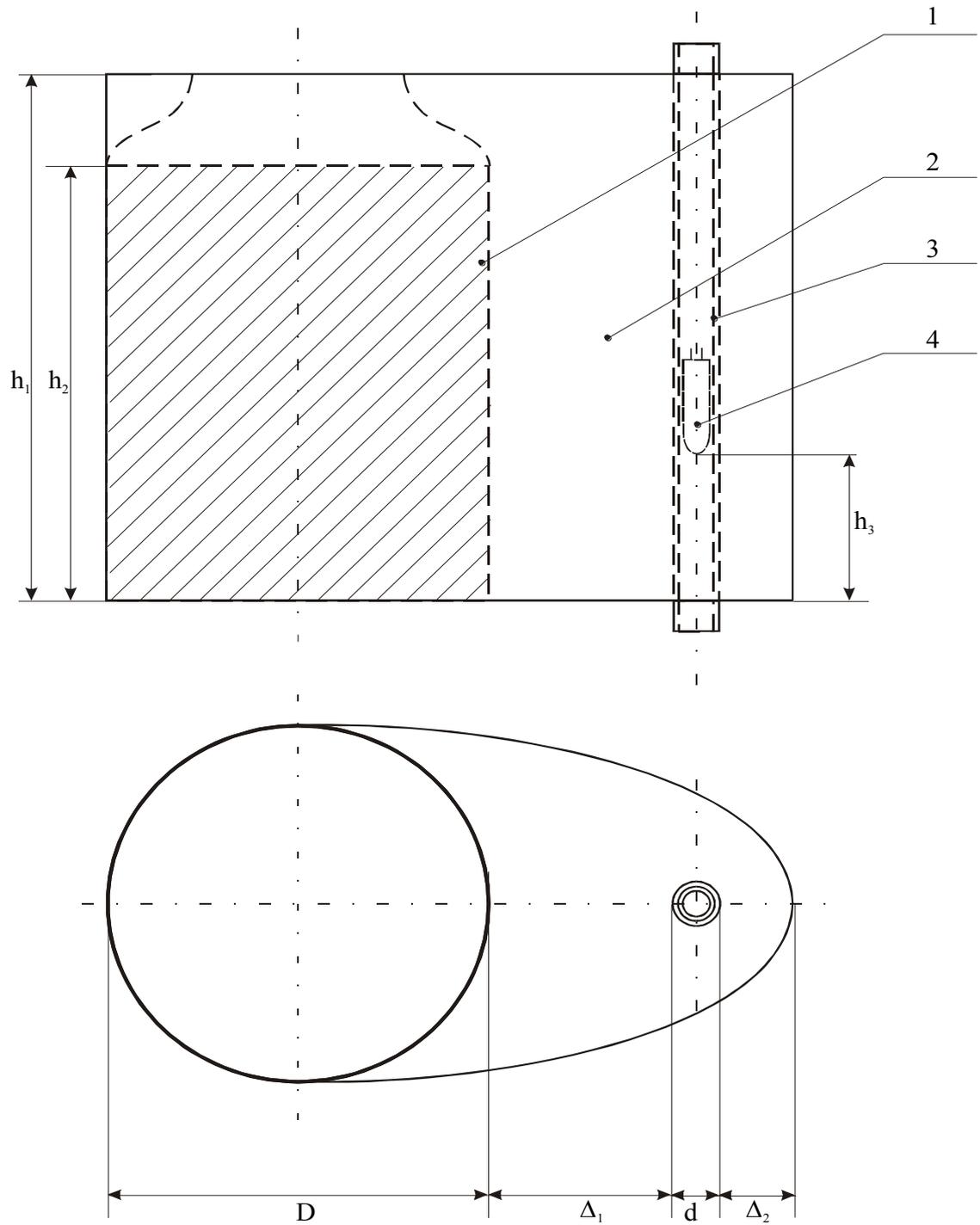


Рисунок 5.1 - Схема внешнего облучения цилиндрического контейнера СЖК галогенной лампой. 1- контейнер с СЖК; 2- отражатель из толстой металлической фольги; 3- кварцевая трубка; 4- галогенная лампа.

Описание наблюдавшегося в опыте процесса трудно формализовать, поэтому результат приведем не в виде Таблицы, а в виде описания наблюдаемой картины в хронологической последовательности, задавая время в часах и минутах.

00.00. Включена в сеть питания галогенная лампа. Начало отсчета процесса.

00.15. Стала наблюдаться прозрачность слоя СЖК, прилегающего к правой области стенки (наиболее близкой к лампе) шириной по поверхностной зоне  $\sim 7$  см и высотой примерно 10 см от дна. Это означает начало фазового перехода.

00.30. Слой жидкой фазы распространился на всю высоту при той же ширине поверхностной зоны. Глубина проплавленной зоны в направлении, перпендикулярном внутренней поверхности стенки, достигла  $\sim 5$  мм.

00.45. Расплав по всей высоте занимает зону вблизи стенки протяженностью  $\sim 1/3$  диаметра банки. Показание термометра  $92^{\circ}\text{C}$ , термопары  $14^{\circ}\text{C}$  (начальная температура).

01.00. Расплавлена половина объема СЖК – ровно по диаметру. Термопара попала в жидкую фазу и показывает температуру  $90^{\circ}\text{C}$ . Показания термометра установились на уровне  $92^{\circ}\text{C}$  и в дальнейшем не менялись.

На поверхности полиэтиленовой стенки точно напротив спирали лампы появилось вздутие  $\varnothing 2\dots 3$  мм.

01.15. Расплавилось  $2/3$  объема СЖК. Показания термопары и термометра выровнялись и до конца процесса составляли  $92^{\circ}\text{C}$ .

01.30. Расплавлено  $3/4$  объема СЖК. Зона вздутия полиэтиленовой стенки достигла диаметра  $\sim 10$  мм и выступила наружу на  $\sim 3$  мм.

02.00. Расплавилось  $5/6$  объема. Внизу у дна противоположной от источника стенки контейнера - твердая фаза, которая в диаметральном сечении занимает область, ограниченную прямоугольным треугольником с основанием 4,5 см и высотой (а точнее, вторым катетом) 2,5 см.

02.12. Через образовавшееся в зоне вздутия отверстие в стенке контейнера стала просачиваться наружу жидкая фаза СЖК. Однако процесс продолжен.

02.25. Процесс завершен полным расплавлением всего объема СЖК.

По результатам описанного опыта можно сделать вывод о достаточно высокой эффективности примененной схемы внешнего облучения СЖК, особенно на первой стадии процесса. Так, половина объема СЖК была расплавлена всего за один час. Полное расплавление достигнуто за 2 часа и 25 минут, то есть замедление процесса плавления –

незначительное. Полученный результат позволяет надеяться на возможность весьма результативного взаимного дополнения методов внутреннего и внешнего облучения СЖК.

Особое внимание следует обратить на возникающую при внешнем облучении опасность расплавления стенки полиэтиленовой тары. Эта опасность, очевидно, обусловлена высоким поглощением оптического излучения полиэтиленом. Показания термометра снаружи стенки не превышали  $92^{\circ}\text{C}$ , однако выделяющаяся вследствие поглощения тепловая энергия может вызывать недопустимо высокий перегрев стенки, особенно, если учесть высокий уровень температур сред по обе ее стороны.

Внешнее облучение боковой поверхности малогабаритного контейнера с СЖК в форме параллелепипеда галогенной лампой мощностью 250 Вт

Следующий эксперимент с внешним облучением проводился на относительно объемном полиэтиленовом контейнере в форме параллелепипеда с внутренним объемом более 4,5 литров и с толщиной стенки 2 мм. Одна из сторон контейнера была достаточно протяженной (18 см), для того, чтобы можно было экспериментально оценить возможности эффективного расплавления СЖК при воздействии излучения на относительно высокой удаленности поверхности твердой фазы от источника.

Условия проведения эксперимента лучше всего будут понятны из рассмотрения Рисунка 5.2. Контейнер (Рисунок 5.2а) имеет следующие размеры сторон: высота  $H = 20$  см, стороны основания  $l = 13$  см и  $L = 18$  см. После залива жидкой фазы СЖК общей массой 1,8 кг в контейнер, после ее затвердевания высота уровня твердой фазы СЖК в контейнере составила  $h = 8$  см (Рисунок 5.2 а).

Источник излучения – кварцевая трубка с галогенной лампой - устанавливался так, чтобы прогрев осуществлялся со стороны наименьшей по площади грани  $ABB'A'$ . Трубка 3 устанавливалась горизонтально на высоте от основания контейнера  $l \delta = 2$  см на удалении от грани  $ABB'A'$  равном  $\Delta_1 = 4,5$  см (Рисунок 5.2 б). С наружной стороны устанавливался отражатель 2 из металлической фольги, что позволяет концентрировать световой поток в направлении поверхности  $EA$  (Рисунок 5.2б). Указанные на схеме Рисунок 5.2б размеры равны:  $d = 2$  см,  $\Delta_2 = 0,5$  см. Заполненная СЖК область контейнера в поперечном сечении ограничена прямоугольником  $AEFD$ .

Под дном контейнера вблизи стенки  $EA$  был установлен ртутный термометр, а в верхнем слое СЖК – термопара.

Наблюдавшийся в эксперименте процесс лучше всего может быть описан в виде хронологической последовательности наблюдаемой картины.

00.00. Начало опыта. Температура в помещении составляла 14°C.

00.15. У вертикальной стенки АЕВ (Рисунок.5.2б) появился слой жидкой фазы со средней толщиной 0,5 см. Показания датчиков температуры: ртутного термометра под дном контейнера 82°C, термопары в слое еще твердой фазы СЖК 30°C.

00.30. Толщина слоя расплава у вертикальной стенки достигла 1,5 см. Термометр показывает 80°C, термопара 70°C.

00.45. Толщина вертикального слоя жидкой фазы составила 2,5 см. На поверхности наметилась протяженная зона расплава. Термометр показывает 86°C, термопара 88°C.

01.00. Толщина вертикального слоя расплава составила 3 см. Вся поверхность СЖК покрыта тонким зеркальным слоем жидкой фазы. Показания термометра и термопары с этого момента одинаковы и постоянны и составляют 88°C.

01.15. По визуальной оценке расплавлена 1/3 объема СЖК.

01.40. Расплавлена 1/2 объема СЖК (~0,9 кг)

После этого слой твердой фазы локализуется в области, которая в проекции на плоскости АЕFD (Рисунок 5.2б и в) имеет форму практически правильного треугольника GHD (Рисунок 5.2в) со сторонами а и b. Дальнейшая динамика процесса может быть наиболее информативно описана уменьшением сторон треугольника GHD а и b.

02.00. а = 15 см, b = 7 см

02.25. а = 14 см, b = 6 см

03.00. а = 13 см, b = 4 см

03.25. а = 12 см, b = 3 см

03.45. а = 12 см, b = 2 см

04.15. а = 12 см, b = 1,5 см

05.00. а = 11 см, b = 1 см

Дальнейший процесс плавления протекает крайне медленно. Судя по полученным данным, в случае двухстороннего встречного облучения противоположных граней АВ и CD можно ожидать существенного ускорения процесса.

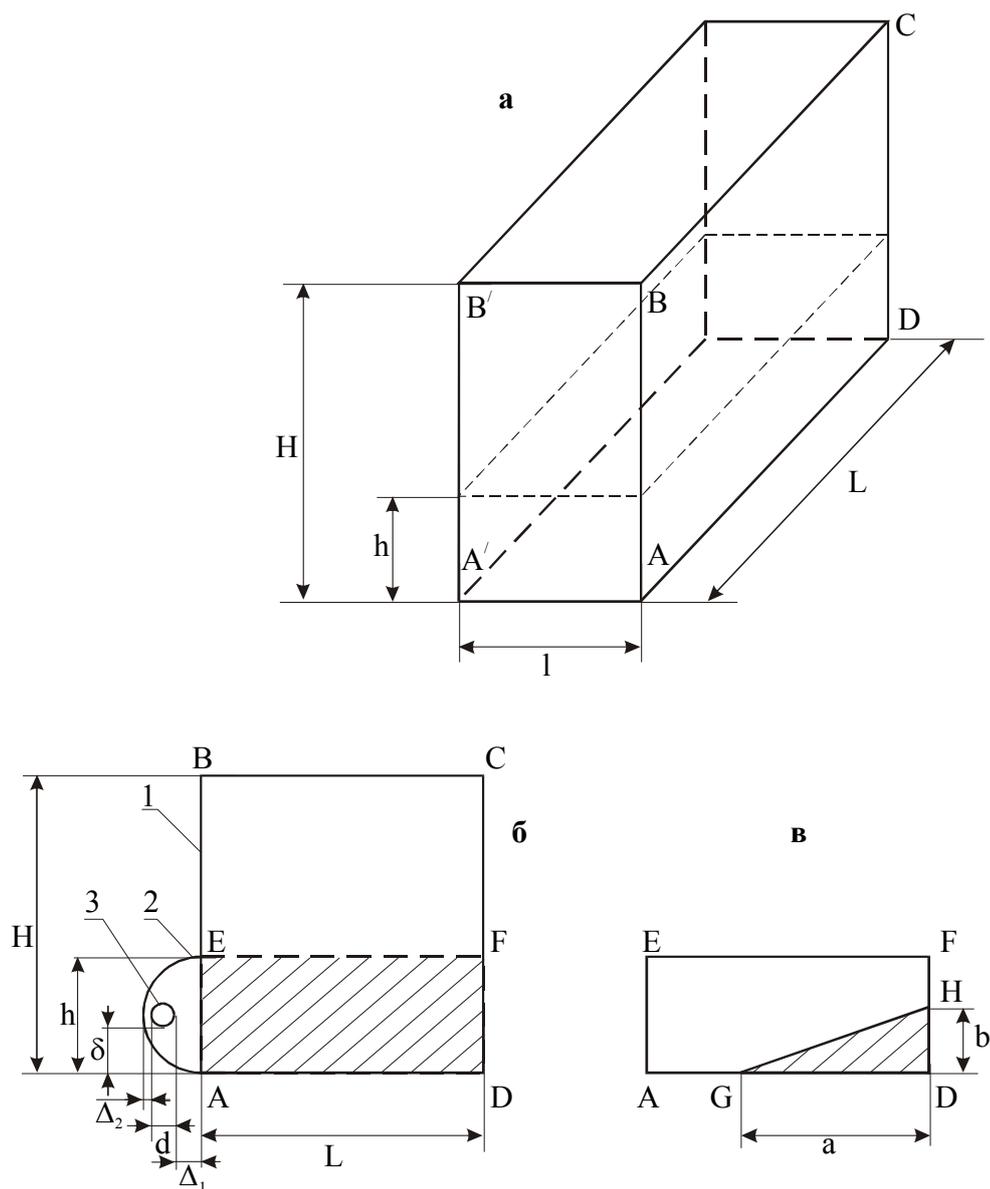


Рисунок 5.2 - Схема внешнего облучения уменьшенной модели контейнера с СЖК в форме параллелепипеда. а- схема подготовленного к эксперименту контейнера, заполненного на высоту  $h$  застывшей СЖК; б- проекция контейнера со стороны наибольшего основания длиной  $L$ : 1- контейнер, 2-отражатель из фольги, 3- трубка с установленной в её полости галогенной лампой; в- соотношение объёмов твёрдой фазы – внутри проекции  $GHD$  и жидкой – в пределах проекции  $AEFHG$ .

Исследование процесса плавления СЖК в малогабаритном контейнере в форме параллелепипеда при подсветке снизу источником с галогенной лампой мощностью 250 Вт

В следующем эксперименте контейнер устанавливался на решетку из металлических прутьев, которая уже использовалась в предыдущих опытах. Кварцевая трубка с галогенной лампой мощностью 250 Вт устанавливалась под дном контейнера горизонтально и была ориентирована так, что ось трубки была параллельна наибольшей стороне основания длиной  $L = 18$  см. Расстояние между дном контейнера и трубкой (воздушный зазор) составляло 5 см. Под трубкой подстилалась отражающая металлическая фольга. Описанная схема размещения источника под дном контейнера, очевидно, соответствует наилучшим условиям облучения СЖК, поскольку удаление источника от краевых зон при этом минимально.

Под дном контейнера на расстоянии от него 2 см между противоположными вертикальными гранями контейнера (если смотреть на плоскость ABCD) устанавливался ртутный термометр, а вблизи стенки контейнера ABCD – на расстоянии 0,5 см на глубину 0,5 см внедрялась в СЖК термопара.

В эксперименте процесс развивался следующим образом.

00.00. Начало эксперимента.

00.05. Ничего не изменилось кроме показаний термометра ( $78^{\circ}\text{C}$ ).

00.15. У дна контейнера образовался слой жидкой фазы со средней толщиной ~ 5 мм с максимумом в центре (~ 8 мм).

00.28. Расплавился шов в донной части контейнера, из которого потекла жидкая фаза СЖК. Вытекло примерно 150 грамм жидкости, прежде, чем удалось остановить опыт.

Опыт был повторен при использовании в качестве контейнера полиэтиленового сосуда цилиндрической формы  $\varnothing 16 \times 40$  см. Высота слоя СЖК в этой банке составила ~ 10 см.

Процесс на этот раз развивался следующим образом.

00.00. Начало эксперимента.

00.25. Появился слой жидкой фазы высотой ~ 4 мм. Термометр показал нагрев под дном до  $72^{\circ}\text{C}$ .

01.00. Слой жидкой фазы составил  $18 \div 20$  мм. Термометр показывает  $72^{\circ}\text{C}$ .

01.23. В центре дна произошло расплавление полиэтиленовой стенки, и эксперимент был прекращен.

Проведенные исследования указывают на серьезную опасность расплавления полиэтиленовой стенки, особенно при подсветке со стороны дна.

Экспериментальное исследование процесса плавления СЖК при комбинированном внутреннем и внешнем облучении контейнера в форме параллелепипеда

В эксперименте с комбинированным облучением СЖК использовался малогабаритный контейнер почти такой же, как изображенный на Рисунке 5.2, но с меньшей толщиной стенки – 1 мм вместо 2 мм. Незначительно изменились и габаритные размеры, в данном случае они равны  $H = 22$  см,  $l = 13$  см,  $L = 17$  см (обозначения соответствуют принятым на Рисунке 5.2). Общая масса СЖК составляла 1,7 кг, а высота ее уровня в контейнере была равна  $h = 7,5$  см.

Схема внешней подсветки полностью соответствует изображенной на Рисунке 5.2б, вплоть до сохранения неизменными всех размеров. Отличие заключалось только в том, что слева от стенки CD (Рисунок 5.2б) в поверхность СЖК внедрялась пробирка с наружным диаметром 28 мм с галогенной лампой КГМ24 – 250. Расстояние от стенки CD до наружной поверхности пробирки составляло 6 см. В непосредственной близости к стенке АВ (на расстоянии  $\sim 3$  мм) в объем СЖК на глубину  $\sim 3$  мм внедрялась термопара. Наружная поверхность стенки CD, а также поверхность дна AD (Рисунок 5.2б) были экранированы отражающей алюминиевой фольгой.

Наблюдавшаяся картина протекания процесса может быть описана следующим образом.

00.00. Начало процесса. Обе галогенные лампы мощностью по 250 Вт каждая включены в сеть питания.

00.05. Пробирка достигла дна. Вокруг пробирки образовался кольцевой слой расплава, толщина которого в верхней части составляла  $\sim 1$  см. Средняя скорость подачи до сквозного проплавления канала составила  $V_{\text{п}} = 1,5$  см/мин = 0,9 м/час.

00.10. Толщина кольцевого слоя жидкой фазы вокруг пробирки составила 3 см. У стенки АВ под действием внешнего источника образовался вертикальный слой расплавленной фазы толщиной  $\sim 5$  мм. Термопара попала в зону расплава и показывала  $90^{\circ}\text{C}$ .

00.20. Средняя толщина кольцевого слоя расплава вокруг пробирки равна  $\sim 5$  см. С левой стороны у стенки АВ (Рисунок 5.2 б) вертикальный слой расплавленной

СЖК толщиной ~ 1 см. Сверху по всей поверхности образовался слой жидкости толщиной ~ 2 см. Термопара показывает 95°C.

00.30. Сверху сплошной слой жидкой фазы глубиной не менее 4 см. На дне вокруг пробирки остался на некотором удалении от ее поверхности кольцевой слой твердой фазы высотой до ~ 1,5 см. Слева от поверхности АВ на дне слой твердой фазы начинается на удалении от нее ~ 3 см. Таким образом, на части пространства между стенкой АВ и пробиркой на дне сохраняется перемычка из твердой фазы средней высоты ~ 1,5 см и с полушириной ~ 1 см.

00.40. Все расплавилось.

Таким образом, полная продолжительность процесса расплавления СЖК составила 40 минут.

При проведении эксперимента с использованием только внутреннего источника (пробирки с галогенной лампой), погружаемого в центральную зону поверхности СЖК, когда боковые поверхности АВ и CD обе были экранированы фольгой, оказалось, что время до полного расплавления составляло 1 час 10 минут, что почти в два раза больше, чем при одновременном действии внутреннего и внешнего источников.

### Выводы

По результатам проведенных экспериментальных исследований можно сделать ряд выводов.

1. Метод внешнего облучения гораздо менее эффективен, чем метод внутреннего облучения. Это проявляется не только в уменьшении скорости расплавления СЖК, но и в ограниченности возможностей воздействия на удаленные остатки твердой фазы. При использовании внутреннего источника возможности метода могут быть расширены за счет перемещения его в объеме жидкой фазы, что исключено для внешнего источника.
2. Дополнение действия внутреннего облучения внешней подсветкой может существенно ускорить процесс расплавления (~ в 2 раза).
3. Метод внешней подсветки имеет принципиальные ограничения, связанные с опасностью расплавления (или хотя бы порчи) полиэтиленовой стенки контейнера. В этом отношении наиболее опасна ситуация подсветки со стороны дна, поскольку при этом еще затрудняется и конвективный теплообмен как снаружи, так и внутри контейнера, что может приводить к наибольшему перегреву стенки. Пути обеспечения безопасной внешней подсветки требуют дополнительного анализа.

4. Галогенная лампа является эффективным (а возможно и оптимальным) источником при внутреннем облучении и при внешней подсветке. Использование в качестве внешнего источника лампы накаливания не оптимально.
5. Рассмотренный метод дистанционного облучения СЖК сквозь стенку контейнера обеспечивает значительное увеличение скорости расплавления по сравнению с конвективными методами внешнего нагрева контейнера.

### 5.3 Сравнительная эффективность методов расплавления синтетических жирных кислот источниками световой и тепловой энергии

Результаты проведенных экспериментальных исследований требуют обобщения и сопоставления по ряду критериев эффективности, изложенных в разделе 1.2.

Варианты проведенных экспериментов приведены в Таблице 5.10.

Таблица 5.10 - Характеристики вариантов проведения экспериментов

Номер варианта	Размещение Источника	Номер контейнера	Характеристики источника
1	ВД	1	ЭН 110 Вт
2	ВД	1	ГЛ 100Вт
3	ВД	1	ГЛ 250 Вт
4	ВН	1	ГЛ 250 Вт
5	Н	1	ЛН 100 Вт
6	Н	1	ГЛ 250 Вт
7	ВН	2	ГЛ 250 Вт
8	К	2	2 × ГЛ 250 Вт

Примечание: ВД – внутренний движущийся, ВН – внутренний неподвижный, Н – наружный, К – комбинированный, ЭН – электрический нагреватель, ГЛ – галогенная лампа, ЛН – лампа накаливания.

В экспериментах непосредственно измерялось время до полного расплавления СЖК, а для движущихся погружаемых источников – еще и время проплавления канала в СЖК до дна контейнера. Остальные параметры процесса рассчитывались по измеренному времени и всем известным исходным данным. Основные характеристики исследуемых процессов для всех рассмотренных вариантов сведены в Таблицах 5.11 и 5.12.

Как видно из Таблицы 5.11, метод светового облучения погружаемым источником (вариант № 2) обеспечивает существенные преимущества по всем показателям по сравнению

с методом расплавления погружаемым контактным нагревателем (вариант №1) при почти той же потребляемой мощности (в контактном нагревателе мощность была даже на 10% выше).

За счет повышения мощности галогенной лампы до 250 Вт процесс расплавления может быть несколько ускорен, но незначительно – вследствие повышения удельных энергозатрат в  $1,5 \div 2$  раза.

Эффективность метода наружного облучения значительно ниже, чем при использовании погружаемого излучателя. Этот вывод можно сделать из сопоставления вариантов 3 и 6.

Внешняя подсветка контейнера лампой накаливания (имеющей весьма низкий световой КПД и являющейся в значительной степени источником тепловой энергии) обеспечивает характеристики процесса, близкие к тем, которые реализуются при расплавлении СЖК погружаемым контактным нагревателем, что видно из сопоставления вариантов 1 и 5, в которых потребляется практически одинаковая мощность.

Чрезвычайно высокие показатели могут быть реализованы при использовании комбинированного внутреннего и внешнего облучения (вариант 8). Однако при использовании только внутреннего источника излучения (вариант 7 – Таблица 5.11), когда потребляемая мощность уменьшается в два раза,

Таблица 5.11 - Характеристики эффективности процесса расплавления при разных способах подвода энергии

№ Варианта	Время расплавления, минуты	Средняя массовая скорость расплавления, кг/час	КПД процесса, %	Удельная затраченная энергия, $\frac{\text{кВт} \cdot \text{час}}{\text{кг}}$
1	230	0,287	24,3	0,382
2	70	0,94	88	0,106
3	55	1,2	44,7	0,208
4	40	1,65	61,4	0,152
5	280	0,236	22	0,425
6	145	0,455	17	0,549
7	70	1,46	54,3	0,172
8	40	2,7	47,5	0,196

Таблица 5.12 - Достигнутые скорости проплавления канала в твердой фазе СЖК

Номер варианта	1	2	3	8	5
Скорость проплавления, см/мин	0,1	1,1	1,1	1,1	0,05

продолжительность процесса увеличивается менее, чем в два раза – с 40 до 70 минут, но при этом возрастает КПД процесса и снижаются удельные энергозатраты.

Наилучший результат достигается в варианте 4 Таблица 5.11, где при минимальном времени расплавления обеспечивается весьма высокий КПД (более 60%) при невысоких энергозатратах. Однако в варианте 2 при почти вдвое большем времени процесса реализуется максимальный КПД (почти 90%) при минимальных энергозатратах. Этот вариант можно рассматривать как образец экономичного процесса.

По показателю достигаемой скорости проплавления канала в СЖК метод светового облучения, как это видно из Таблицы 5.12, на порядок превосходит возможности контактного метода. При внешнем облучении скорость перемещения границы раздела фаз оказывается вдвое меньшей, чем при погружении контактного нагревателя. Вариант 5, хотя и не относится к решению задачи проплавления канала, тем не менее указывает на потери, возникающие при дистанционном облучении СЖК.

По результатам экспериментальных исследований составлена Таблица 5.13, в которой приведены в сопоставлении все характеристики эффективности двух способов расплавления СЖК. Как видно из данных Таблицы 5.13, метод светового облучения превосходит метод контактного нагрева по всем критериям. Оба устройства одинаково компактны, недороги, удобны в эксплуатации и обеспечивают экологическую чистоту процесса.

Объективные показатели – критерии эффективности указывают на целесообразность разработки специального оптического излучателя для проплавления каналов в СЖК, транспортируемых в крупногабаритных пластиковых контейнерах, а также для расплавления и разжижения и других химических продуктов с просветляющейся жидкой фазой.

Таблица 5.13 - Характеристики эффективности процесса расплавления СЖК при двух способах подвода энергии

Характеристика процесса	Источник энергии	
	Кварцевый излучатель	Контактный нагреватель
1	2	3
Потребляемая мощность, $P_{\Sigma}$ , Вт	100	110
Конечная температура расплава, $t_k$ , °С	90	90
Время расплавления Всего объема, $\tau_k$ , мин	70	230
Средняя массовая скорость расплавления, $m$ , кг/час	0,94	0,29
Удельные энергозатраты, $W_z$ , (кВт·час)/кг	0,11	0,38
КПД процесса, $\eta$ , %	88	24
Средняя линейная скорость проплавления канала, $\bar{V}$ , см/мин	1	0,1
Контактный коэффициент теплообмена, $\alpha_k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	-	75
Эквивалентный коэффициент теплообмена, $\alpha_{эк}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	750	-
Показатель выигрыша, $n = \alpha_{эк}/\alpha_k$	10	-
Диаметр проплавленного канала через 70 минут после начала процесса, мм	110	40

## **Глава 6 Применение разработанного метода расчета для проектирования погружаемого излучателя и интерпретации результатов натуральных экспериментов**

Экспериментальные исследования проводились на реальном объекте – крупногабаритном контейнере с СЖК, с целью проверки эффективности разработанного устройства, спроектированного с использованием разработанных методов расчета. Излучатель использовался в качестве насадки на контактный нагреватель, погружаемый в объем расплавляемой СЖК. Общий вид технологической установки для проплавления канала в твердой фазе СЖК представлен на Рисунке 6.1.

### **6.1 Расчет характеристик многоламповых моноблочных излучателей**

В предыдущих главах рассматривались такие типы оптических излучателей, которые можно отнести к классу одноламповых. Возможности таких излучателей ограничены локальностью их действия. Одноламповый излучатель в трубчатом кварцевом корпусе способен быстро проплавить канал малого диаметра, а расширение слоя расплава в радиальном направлении требует слишком много времени. Этот недостаток может быть скомпенсирован при использовании пучка трубчатых одноламповых излучателей. Однако исследование будет неполным без изучения возможности многоламповых моноблочных излучателей, в которых несколько ламп размещаются в одном корпусе с общим выходным прозрачным окном. Только на основе сравнения рабочих характеристик пучков одноламповых излучателей с многоламповыми моноблочными можно проводить обоснованный выбор типа конструкции излучающего устройства применительно к конкретным условиям их применения.

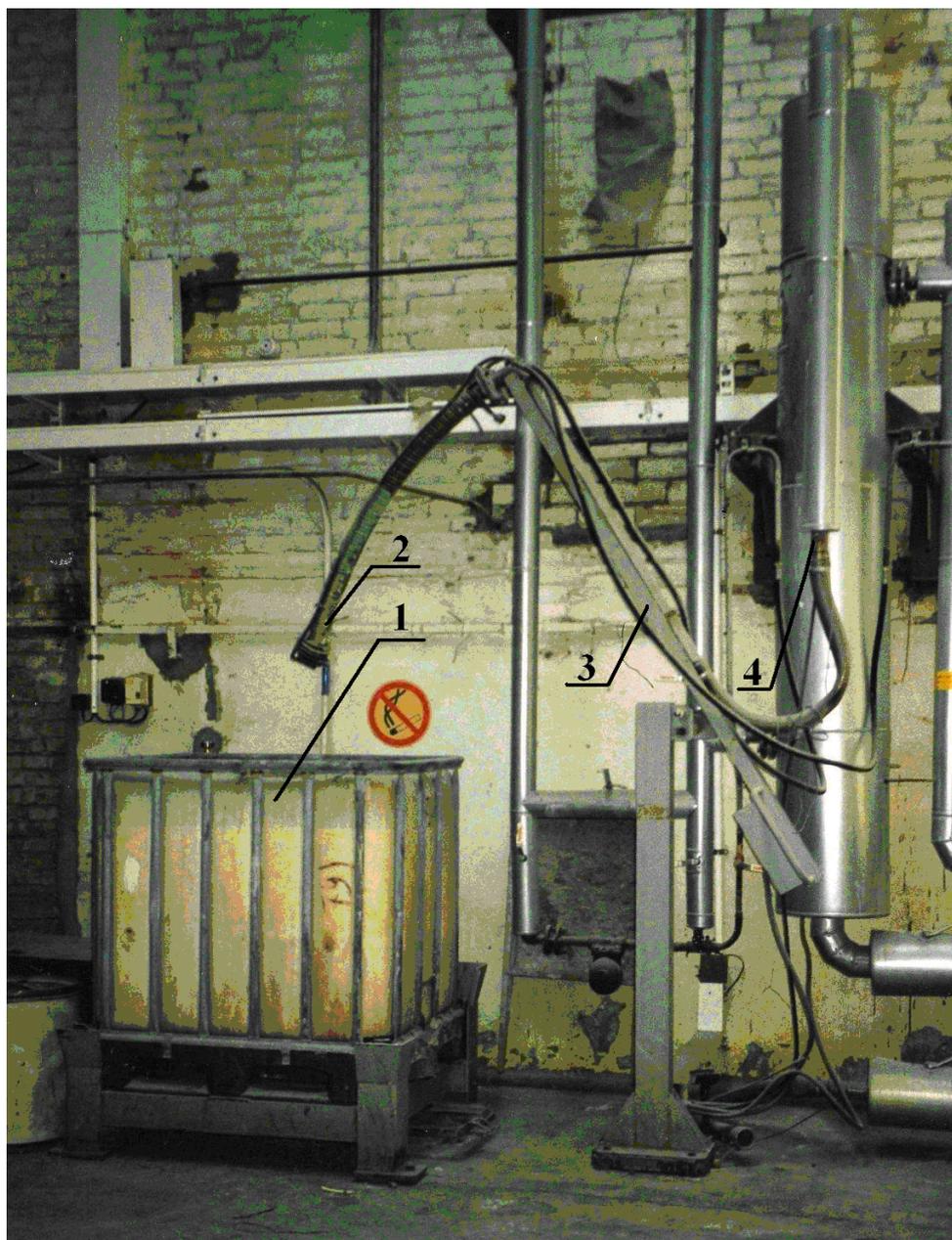


Рисунок 6.1 - Технологическая установка для расплавления синтетических жирных кислот в полиэтиленовом контейнере: 1 – контейнер с СЖК; 2 – контактный нагреватель с трубопроводом, в который подается горячая вода или пар; 3 - рычаг для подачи контактного нагревателя; 4 - узел для снабжения паром теплообменника, размещенного на контактном нагревателе

В моноблочном излучателе источники излучения – галогенные лампы могут быть размещены максимально близко друг к другу, что позволяет обеспечить максимально однородную светимость на рабочей поверхности излучателя (на выходном ее окне). Это, в

принципе, должно создать условия для наиболее равномерного прогрева плавящегося вещества (СЖК) по всему сечению проплавляемого канала большого диаметра [92-93].

Можно предвидеть, что слишком плотная компоновка ламп, в частности, их установка вплотную друг к другу, может вызвать недопустимо высокий перегрев внутри и на поверхности (в том числе, на выходном окне) моноблочного излучателя. Поэтому исследование моноблочных излучателей должно включать расчеты светимости и анализ теплового режима возможных конструктивных схем с различными типами источников излучения (галогенных ламп с различными габаритами и потребляемой мощностью). Целью таких исследований является определение перспективности данных схем излучателей, без чего целесообразность дальнейших конструктивных проработок остается неочевидной.

### **Устройство моноблочного излучателя**

Рассмотрим в самых общих чертах особенности конструктивной схемы многолампового моноблочного излучателя. Основными его элементами являются: кварцевая пластинка, выполняющая функции прозрачного окна, отделяющего источники излучения от расплавляемого вещества, а также герметичная полость, в которой размещаются галогенные лампы.

Герметичность внутренней полости должна обеспечиваться элементами несущей конструкции внешнего корпуса, верхней крышки и поджимающим кольцом (или внутренним корпусом). Для обеспечения герметичности могут использоваться прокладки и клей - герметик, выдерживающий требуемые температуры. Внутренний корпус и верхняя крышка одновременно должны выполнять функции отражателей, для чего их внутренние поверхности должны снабжаться покрытиями, обеспечивающими высокий коэффициент отражения для спектрального диапазона, соответствующего спектру излучения галогенных ламп.

Конфигурация внутренней полости, тип отражающего покрытия (зеркальное, диффузное) определяются и обосновываются на этапе проектирования. Здесь же, на этапе предварительных расчетных исследований, будут учитываться только наиболее общие черты рассматриваемого устройства.

Уже на самом первом этапе можно сформулировать общие требования к основным элементам моноблочного излучателя.

Выходное окно должно быть весьма прозрачным и хорошо пропускать излучение галогенных ламп. Оно должно достаточно равномерно прогреваться как в радиальном

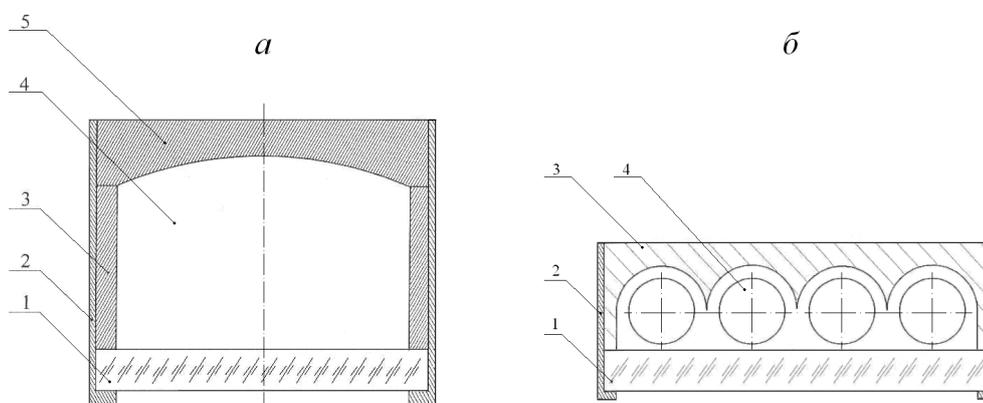


Рисунок 6.2 - Схема моноблочного излучателя. Вариант а – с размещением ламп в общем корпусе. Вариант б – с размещением ламп в общем корпусе с индивидуальными отражателями. 1 – кварцевая пластина; 2 – внешний корпус; 3 – внутренний корпус с отражающим покрытием на внутренней части; 4 – полость излучателя (вариант а) или излучатель (вариант б); 5 – крышка излучателя с отражающим покрытием на внутренней полости

направлении, так и по толщине, то есть обладать достаточно высокой теплопроводностью. Материал окна должен быть способен выдерживать тепловой удар при развивающихся в его объеме температурных напряжениях (что неизбежно в переходном тепловом режиме при быстром нагреве). Всем указанным свойствам в наилучшей степени удовлетворяет кварцевое стекло. Оно весьма прозрачно в видимом диапазоне; его теплопроводность выше, чем у простых стекол и составляет  $\lambda = 1,2 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$  [36]. Термическая прочность кварцевого стекла определяется весьма низким коэффициентом линейного расширения, который составляет  $\sim 10^{-7} \text{ К}^{-1}$ , что на два порядка ниже, чем у обычных (например, силикатных стекол) [36]. Таким образом, в качестве выходного окна должна использоваться кварцевая пластина, толщина которой окончательно выбирается при проектировании на основании тепловых расчетов.

Конструктивные элементы моноблочного излучателя выполняют довольно простую функцию несущей конструкции и герметичной оболочки. Требования к теплофизическим свойствам элементов корпуса и крышки могут быть определены по результатам тепловых расчетов, из которых может выясниться, какие участки требуется теплоизолировать, а от каких обеспечить максимальный теплоотвод. Заранее, до проведения расчетов, можно предвидеть, что внутренние поверхности корпуса и крышки должны либо полироваться и сохранять при значительных нагревах высокие отражающие свойства, либо хорошо держать на своих поверхностях отражающие покрытия. Подробности описания деталей конструкции излишни на этапе проведения предварительных расчетов.

### Геометрические параметры источников излучения

Конкретизация конструктивной схемы моноблочного излучателя возможна после выбора типа источника, когда определяется его конфигурация, габариты и рабочая мощность, а также общее количество источников, которое может быть установлено во внутреннюю полость излучателя.

В качестве источников излучения могут быть использованы уже опробованные и достаточно хорошо исследованные галогенные лампы трех типов, с учетом Рисунка 3.1 их характеристики представлены в Таблицы 6.1.

Таблица 6.1 - Геометрические размеры ламп

№ варианта	Потребляемая мощность, Вт	Размеры, соответствующие Рисунку 3.1, мм							
		$h_c$	$h_b$	$h_э$	$l$	$d_b$	$b$	$a$	$h_r$
1	20	3	8	4	2	3,9	2	5	23
2	100 и 70	10	21	15	5	11	3,5	13	47
3	250	21	40	20	8	13	4	17	67

Последние два размера в Таблицы 6.1 –  $a$  и  $h_r$  фактически означают максимальные габариты ламп с учетом хвостовой части. Вариант 2 может отличаться номинальной мощностью (100 и 70 Вт). Эти лампы отличаются только размерами спирали, однако все остальные размеры у них равны, что обуславливает целесообразность объединения их в один вариант. В дальнейших расчетах мы исключим из рассмотрения мощность 70 Вт и будем рассматривать три варианта мощности.

Из Таблицы 6.1 видна существенная разница в габаритах между лампами на 20 и 250 Вт. Несмотря на малую мощность лампы Вариант 1, ее малые габариты, по-видимому, могут

позволить установить в полость излучателя большее их количество, что при определенных условиях может обеспечить некоторые преимущества. Поэтому Вариант 1 нецелесообразно сразу исключать из рассмотрения; для обоснования выбираемого типа источника необходимо провести анализ световых и тепловых характеристик излучателя.

### **Варианты схем размещения ламп в моноблочном излучателе**

Прежде всего, необходимо отметить, что излучатель может использоваться в одноламповом варианте, и такого рода компоновка излучателя уже рассматривалась на предыдущих этапах исследований.

Установка нескольких или большого числа ламп в излучателе с одним выходным оптическим окном может осуществляться различными способами, из которых особого внимания заслуживают три наиболее характерных способа.

В первом варианте лампы могут располагаться у выходного окна горизонтально, во втором - вертикально, когда нижняя излучающая торцевая зона лампы обращена к выходному окну. В третьем варианте каждый источник излучения может иметь индивидуальный отражатель. При этом каждый излучатель может быть составным и содержать по две лампы в общем трубчатом корпусе из кварцевого стекла. Индивидуальные отражатели могут иметь и вертикально установленные составные излучатели.

Неизменной характерной особенностью моноблочного излучателя остается наличие одного общего выходного оптического окна, которое и служит общей излучающей поверхностью. Выбор конкретной схемы построения моноблочного излучателя определяется на основании светотехнических и тепловых расчетов.

### **Обобщение формулы проплавления для моноблочного излучателя с большим диаметром выходного окна**

Полученная ранее формула для расчета скорости проплавления вещества в твердой фазе при непрерывной подаче излучателя (при его равномерном поступательном движении вглубь расплавляемого вещества) предполагает однородную по рабочей поверхности корпуса излучателя плотность выделяемой световой и тепловой мощности, соответственно:  $q_0$  и  $q_T$  [Вт/м<sup>2</sup>].

Теперь рассмотрим случай неоднородных по сечению потока лучистой энергии и теплового потока, выделяемых наружной поверхностью выходного окна - кварцевой пластины.

Предположим, что для конкретной компоновки источников излучения в полости моноблочного излучателя на наружной поверхности кварцевого окна, обращенной к расплавляемому слою и соприкасающейся с ним, в стационарном тепловом режиме реализуются конкретные распределения светимости и теплового потока:

$$\left. \begin{array}{l} q_0(r, \varphi) \text{ и } q_T(r, \varphi) \text{ или} \\ q_0(x, y) \text{ и } q_T(x, y), \end{array} \right\} \quad (6.1)$$

где  $r, \varphi$  - цилиндрические координаты;  $x, y$  – прямоугольные декартовы координаты.

Выбор типа системы координат определяется как характером распределений потоков, так и конфигурацией кварцевой пластины (круглая, прямоугольная).

При неравномерном по сечению распределении удельных потоков скорость плавления  $V$  [м/с] определяется минимальной плотностью потока в данном сечении, что позволяет записать ранее полученную формулу для  $V$  в виде

$$V = \frac{\varepsilon q_{0\min} + q_{T\min}}{\gamma W}, \quad W = c(t_\phi - t_0) + Q_0 \quad (6.2)$$

Минимальная плотность мощности теплового потока  $q_{T\min}$  определяется температурой наружной поверхности кварцевого окна в той области, где  $q_T = q_{T\min}$ , то есть минимальной температурой  $t_{T\min}$  на поверхности окна:

$$q_{T\min} = \alpha_k (t_{T\min} - t_\phi), \quad (6.3)$$

Необходимо отметить следующие обстоятельства.

1) Распределение плотности светового потока (светимости)  $q_0(r, \varphi)$  практически никогда не может совпадать с распределением плотности теплового потока  $q_T(r, \varphi)$ , хотя области, в которых реализуются минимальные и максимальные значения  $q_0$  и  $q_T$  совпадать могут. Это обусловлено тем, что распределение светимости определяется распределением источников и конфигурацией отражателя, а поверхностное распределение выделяемого теплового потока определяется температурным полем, которое в стационарном тепловом режиме зависит от процессов теплопроводности в пластине и от

условий теплоотдачи на ее поверхностях (граничных условий) в большей степени, чем от распределения объемных и поверхностных источников тепла [37].

2) В ряде типовых случаев возможно все же относительное подобие распределений  $q_0$  и  $q_T$ . Примером такого подобия может служить осесимметричное распределение обоих потоков – с максимумами в центре (при  $r=0$ ) и с минимумами на периферии пластины – у ее боковой поверхности. В таком случае относительно несложными мерами можно добиться значительного выравнивания неравномерностей распределения обоих потоков. Сложнее обстоит дело, когда источники излучения в полости моноблока существенно локализованы, и светимость распределена по поверхности пластины немонотонно.

3) Неоднородность светимости приводит к потерям используемой световой энергии, поскольку процесс плавления тормозится запаздыванием в наименее освещенной и прогретой зоне. Трубчатые одноламповые излучатели с малым диаметром кварцевого корпуса (1...2 см) свободны от такого недостатка, который почти неизбежен при диаметре светящегося торца 8...10 см и размещении нескольких локальных источников у поверхности пластины внутри полости моноблока.

4) Тепловой поток  $q_T$  не может превышать величины  $q_T \leq 5 \text{ кВт/м}^2$ , ограниченной величиной  $\alpha_k \approx 100 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$  и предельно допустимым перегревом  $t_{\text{п}} - t_{\text{ф}} \leq 50^\circ\text{С}$ . При неравномерном распределении  $q_T$  ограничения накладываются на максимальную величину потока, следовательно минимальные значения (в самых недогретых областях поверхности) еще меньше, чем  $5 \text{ кВт/м}^2$ . Однако поскольку преимущества оптического метода основаны на задаваемом условии

$$q_0 \gg q_T, \quad (6.4)$$

для оценок в расчет можно закладывать  $q_T = 5 \text{ кВт/м}^2$ .

Примем ранее определенные значения параметров для СЖК:

$$\varepsilon = 0,9; \quad \gamma W = 180 \cdot 10^6 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3} \quad (6.5)$$

С учетом (6.5) соотношение (6.2) можно записать в виде

$$\left. \begin{aligned} V &= A \left( 1 + \frac{q_{0\min}}{5,6} \right); \\ A &= 28 \frac{\text{МКМ}}{\text{с}} = 1,68 \frac{\text{ММ}}{\text{МИН}} = 0,1 \frac{\text{М}}{\text{ЧАС}} \end{aligned} \right\} \quad (6.6)$$

где  $q_{0\min}$  задается в кВт/м<sup>2</sup>.

Из (6.6) следуют выводы:

- 1) зависимость  $V(q_{0\min})$  – линейная;
- 2) минимальная скорость плавления, реализуемая при чисто контактном способе плавления (без свечения), составляет 0,1 м/час;
- 3) двукратный выигрыш при использовании оптического метода по сравнению с контактными реализуется при условии

$$q_0 \leq 5,6 \text{ кВт/м}^2, \quad (6.7)$$

что может служить критерием требований к минимальной светимости в наименее освещенной зоне пластины. При этом канал глубиной 1 м может быть проплавлен за 5 часов.

Необходимо отметить, что определение реального распределения светимости расчетным путем представляет собой весьма сложную задачу, поэтому априорная оценка величины  $q_{0\min}$  затруднена. Однако известно, что вследствие переотражений, особенно при диффузном переотражении наблюдается существенное выравнивание световых потоков на освещаемой поверхности. В связи с этим можно отметить, что в отражателях моноблочного излучателя предпочтительно использование диффузных отражающих покрытий, поскольку скорость процесса определяется не максимальной, а минимальной освещенностью. По этой же причине в моноблоке нецелесообразно использование каких-либо фокусирующих систем и концентраторов.

### **Экспериментальные данные по светимости галогенных ламп**

По данным ранее проведенных исследований, результаты которых представлены в главе 3, можно сделать следующие выводы:

- 1) распределение светимостей по высоте баллона весьма неравномерно. Максимальная светимость, реализуемая на уровне спирали, на порядок больше, чем в верхней приэлектродной области лампы;

2) торцевая зона лампы излучает поток, примерно соответствующий среднему значению для боковой поверхности;

3) светимость лампы мощностью 100 Вт даже несколько выше светимости более мощной лампы, потребляющей 250 Вт.

Однако весьма полезно предварительно оценить достоверность полученных экспериментальных данных, начав с уточнения светотехнических единиц измерения.

### **Система единиц измерения светотехнических величин и оценка достоверности экспериментальных данных**

В проспекте, содержащем описание галогенной лампы мощностью 70 Вт, полностью соответствующей Варианту 2 из Таблицы 6.1, приводится без дальнейших уточнений величина «габаритной яркости» данной лампы, равная  $2 \cdot 10^7$  кд/м<sup>2</sup> (кандел на м<sup>2</sup>). Поскольку никакими другими данными (кроме собственных экспериментальных результатов) мы не располагаем, целесообразно выразить известную габаритную яркость в единицах системы СИ и провести сопоставление полученных экспериментальных данных с указанной паспортной величиной.

Кандела относится к числу основных единиц системы СИ и служит для измерения силы света (до 1970 года эту величину называли свечой, св). Это очень своеобразная единица, имеющая различные определения [107-109].

С позиции регистрации света глазом человека, с учетом особенностей физиологии зрения, находящих отражение в кривой видности [107-109], считается, что формальное сопоставление канделы с Вт/ср (Ватт на стерадиан) не информативно, так как при этом учитывается количество энергии, а не зрительное ощущение. С таких позиций логично сопоставлять единицы силы света для излучения в узкой линии спектра, соответствующей максимуму кривой видности, то есть для длины волны  $\lambda = 0,555$  мкм. Коэффициент перевода между обсуждающимися здесь единицами (Вт/ср и кд) принято называть «механическим эквивалентом света». Для указанных условий принято [38]

$$1 \text{ кд} = \frac{1}{683} \frac{\text{Вт}}{\text{ср}} = 1,464 \cdot 10^{-3} \frac{\text{Вт}}{\text{ср}}, \quad (6.8)$$

а по данным [108]:

$$1 \text{ кд} = 1,6 \cdot 10^{-3} \frac{\text{Вт}}{\text{ср}}. \quad (6.9)$$

Другое определение канделы дается иначе, с позиции сопоставления энергии в непрерывном спектре абсолютно черного тела (АЧТ) [108-110]. При этом принимается, что  $60 \text{ св} = 60 \text{ кд}$  соответствует полному излучению площадки площадью  $1 \text{ см}^2$  при ее температуре, равной температуре затвердевания платины (2042 К) [41]. В другом (но полностью эквивалентном предыдущему) определении принимается, что сила света, равная 1 кд, излучается площадкой площадью  $1/600000 \text{ м}^2$  при температуре затвердевания платины [108-110].

При таком определении канделы с учетом соотношения для силы света и светимости АЧТ [19] можно записать

$$J[1 \text{ кд}] = \frac{1}{\pi} S_3 \sigma_0 \left( \frac{T_3}{100} \right)^4 [\text{Вт/ср}] = 5,23 \cdot 10^{-5} [\text{Вт/ср}], \quad (6.10)$$

где  $J [1 \text{ кд}]$  – сила света, равная 1 кд;  $S_3$  – площадь затвердевающей поверхности [ $\text{м}^2$ ];  $T_3$  – температура затвердевания платины [К];  $\sigma_0$  – приведенная постоянная Стефана-Больцмана [ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{К}^4)$ ];  $\pi$  – известное число  $\pi$ , выражающее в данном случае телесный угол в стерadianах.

Перевод канделы в Вт/ср в формуле (6.10) осуществляется с учетом принятых в определении канделы значений  $S_3 = 1/600000 \text{ м}^2$  и  $T_3 = 2042 \text{ К}$ . Остальные параметры в формуле (6.10) равны, как известно,  $\pi = 3,14$ ,  $\sigma_0 = 5,67$ .

Как видно из сопоставления (6.8), (6.9) и (6.10), определенные разными способами соотношения между единицами существенно отличаются. Поскольку нас в данном случае интересует соотношение между единицами не с позиции визуального восприятия, а с точки зрения излучаемой полной энергии (то есть не в пике кривой видности, а в интеграле), то пользоваться в дальнейших пересчетах следует соотношением (6.10).

С учетом (6.10) габаритная яркость лампы мощностью 70 Вт, выраженная в  $\text{Вт/ср} \cdot \text{м}^2$ , составит

$$B = 2 \cdot 10^7 \frac{\text{кд}}{\text{м}^2} = 1,046 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{ср} \cdot \text{м}^2} \approx 1,05 \frac{\text{кВт}}{\text{ср} \cdot \text{м}^2} \quad (6.11)$$

Это соответствует светимости

$$q = 4\pi B = 13,2 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2} \quad (6.12)$$

Пересчитав при тех же габаритах лампы светимость от мощности 70 Вт к 100 Вт, можно получить

$$q_0 = \frac{100}{70} \cdot q_0' = 18,86 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2} \approx 19 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2} \quad (6.13)$$

Сопоставив полученный результат с данными Главы 3, можно увидеть, что это почти точно совпадает с ранее полученными данными, если считать пределами рабочей зоны лампы высоту над спиралью до  $\sim 1$  см.

Проведенные оценки показывают, что полученные экспериментальные данные по светимости ламп можно считать достоверными.

### **Определение эффективных светимостей галогенных ламп с боковой и торцевой поверхностей**

При расчете светимости моноблочного излучателя необходима информация о светимости каждой из используемых ламп. При этом для практических расчетов необходимо исключить необходимость учета конкретных распределений светимости по поверхности баллонов ламп и перейти к использованию эффективных величин  $q_0$  эф.

Для торцевых областей ламп Вариант 2 и Вариант 3 можно принять соответствующие значения из экспериментальных данных.

Для боковых поверхностей при выборе эффективной светимости целесообразно ориентироваться на тот факт, что скорость плавления СЖК моноблочным излучателем с горизонтально ориентированными лампами будет определяться минимальными значениями светимости. По данным Главы 3 видно, что как раз в этом направлении светимость по всей габаритной длине лампы падает на порядок. Вместе с тем при установке многих ламп горизонтально действие отражателя приведет к тому, что выходной световой поток будет выравниваться. Очевидно, что целесообразно принимать в оценках значения светимостей, усредненных по всей общей длине ламп. Такие усредненные значения близки к светимостям торцов. Поэтому во всех дальнейших оценках будем принимать эффективную светимость всей поверхности лампы равной светимости торца. В этом случае:

$$q_{0 \text{ эф}} = \begin{cases} q_2 = 11 \text{ кВт} / \text{м}^2 & \text{Вариант 2} \\ q_3 = 8 \text{ кВт} / \text{м}^2 & \text{Вариант 3} \end{cases}, \quad (6.14)$$

где  $q_2$  и  $q_3$  – средние по всей поверхности значения светимостей ламп Вариант 2 и Вариант 3.

Принятие средних эффективных светимостей существенно упрощает расчеты, при этом следует ожидать, что результаты расчетов окажутся не завышенными.

Сложнее оценить эффективную светимость для лампы Вариант 1. Однако, если учесть соотношение потребляемых мощностей и габаритных площадей (исходя из принципов равенства КПД), то можно принять, что эффективная светимость лампы Вариант 1 в ~ 2 раза выше, чем у лампы Вариант 2, откуда можно принять

$$q_1 = 22 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2} \quad (6.15)$$

Полученные в этой главе данные достаточны, чтобы проводить светотехнические и тепловые оценки характеристик моноблочных излучателей при различных вариантах компоновок источников излучения в полости моноблока.

### **Расчеты достижимых значений светимости многоламповых моноблочных излучателей**

На данном этапе на основе предварительных оценок должен быть решен вопрос о целесообразности разработки такого типа излучателей, и, если ответ на этот вопрос будет положительным, следующим этапом исследований должно быть решение задачи синтеза. На этапе синтеза тепловой схемы осуществляется выбор параметров, определяющих светотехнические и тепловые характеристики излучателя. При этом определяется структура и элементная база излучателя, а также предварительно прорабатывается конструкция устройства. Только после этого решается задача анализа – проводится уточненный расчет всех выходных характеристик и на основании полученных данных оптимизируются элементы конструкции.

В соответствии с указанной последовательностью действий в рамках данного раздела приходится ограничиться рассмотрением возможных вариантов и оценкой их выходных характеристик. Начнем с сопоставления различных вариантов построения излучателя с позиции достижимых светимостей.

Поскольку изначально конструктивная схема не определена, возможно проведение расчетов для упрощенной физической модели многолампового излучателя. При этом в первую очередь необходимо рассмотреть шесть вариантов компоновок ламп в полости излучателя, а именно, случаи горизонтальной и вертикальной ориентации каждой из трех вариантов галогенных ламп (Таблице 6.1).

Для оценки предельных характеристик в каждом из вариантов выбирается самая плотная из возможных компоновок, когда лампы устанавливаются вплотную или настолько близко друг к другу, насколько позволяет их конфигурация и внешний ограничивающий контур выходного окна.

Выходное окно выбирается преимущественно круглой формы с диаметром не менее 77 мм или чуть больше (если потребуется для оптимизации компоновки). Указанный диаметр определяется исходя из того, что излучатель должен использоваться (по крайней мере, на первом этапе экспериментов) в качестве насадки к контактному нагревателю.

Для решения поставленной задачи необходимо принять простую и достаточно эффективную методику расчета светимости многолампового моноблочного излучателя. Анализ тепловых характеристик рассматриваемых схем после расчета светимости.

### **Методика расчета светимости многолампового моноблочного излучателя**

Вначале не требуется получение точной информации о достижимой светимости излучателя, да это и невозможно при отсутствии чертежей конкретной конструкции.

Приближенные расчеты светимости будем вести для упрощенной модели устройства в рамках следующих допущений.

1. Выходное окно излучателя абсолютно прозрачно для спектра излучения галогенных ламп.
2. Внутренняя полость излучателя ограничена стенками, обеспечивающими абсолютное диффузное отражение.
3. В каждом рассматриваемом варианте моноблочного излучателя используется только один тип ламп: или Вариант 1, или Вариант 2, или Вариант 3. Совмещение различных типов ламп в одном излучателе на данном этапе не рассматривается.
4. Первичное излучение лампы (исзначальное собственное, а не отраженное от внутренней стенки) в сторону выходного окна определяется только светимостью и площадью проекции баллона лампы на плоскость выходного окна. Эта площадь проекции в дальнейшем именуется миделем.

5. Из отраженного от внутренних стенок излучения полезно используется (а именно, выходит через оптическое окно) только та часть, которая проходит через зазоры между лампами. Это обеспечивает существенный выравнивающий эффект, обеспечивая на выходе более – менее равномерную светимость.

6. Отраженное излучение, падающее обратно на лампы, будем считать безвозвратно потерянными, затраченными на дополнительный нагрев баллона лампы. Таким образом, лампу в рабочем режиме, излучающую свет, будем считать непрозрачной для собственного же отраженного стенкой излучения.

7. Лампы устанавливаются в один ряд вплотную друг к другу (насколько это позволяет их геометрия).

С учетом принятых допущений оценку эффективной светимости моноблока можно проводить по формуле

$$q_M = Nq_i \frac{S_M}{S_0}; \quad i = 1, 2, 3; \quad (6.16)$$

где  $N$  – число ламп, расположенных в полости излучателя;  $q_i$  – эффективная светимость данного типа лампы,  $i$  – номера вариантов;  $S_M$  – площадь миделя (или просто мидель) лампы [ $m^2$ ];  $S_0$  – площадь круга, в который вписаны лампы (площадь выходного окна) [ $m^2$ ].

Формула (6.16) дает оценку светимости по минимуму, поскольку не учитывает отраженного излучения, проходящего через зазоры между лампами.

Площадь  $S_0$  определяется световым диаметром выходного окна  $D_c$  и может быть вычислена по формуле

$$S_0 = \pi \frac{D_c^2}{4}. \quad (6.17)$$

Площадь миделя галогенной лампы зависит от ее ориентации.

При горизонтальной ориентации

$$S_M = h_\Sigma \cdot d_B; \quad h_\Sigma = h_B + h_\Omega, \quad (6.18)$$

где  $h_\Sigma$  – общая высота лампы без электродов [ $m$ ].

Размеры  $d_B$ ,  $h_B$  и  $h_\Omega$  представлены в Таблице 6.1.

Определенные по этим данным значения  $S_M$  для трех вариантов ламп представлены в Таблице 6.2.

Таблица 6.2 - Значения миделей ламп  $S_M$ ,  $\text{см}^2$  при их горизонтальной ориентации в полости излучателя

Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
0,468	3,96	7,8

При вертикальной ориентации ламп их мидель равен площади круга с диаметром  $d_B$  и вычисляется по формуле, аналогичной (6.17). Вследствие этого в случае вертикальной ориентации ламп вместо формулы (6.16) удобнее записать:

$$q_M^B = N q_i \left( \frac{d_B}{D_C} \right)^2 \quad (6.19)$$

С учетом всего вышеизложенного можно рекомендовать следующую последовательность определения светимости многолампового моноблочного излучателя.

1. Подбирается наиболее плотная компоновка ламп данного типа в окружности диаметром не менее 7,7 см. Для обеспечения максимальной заполненности окружности ее диаметр варьируется в сторону увеличения.
2. При выбранной компоновке по известному количеству ламп  $N$  данного типа (Вариант  $i$ ) и диаметру  $D_C$  определяется  $q_M$  – для горизонтальной ориентации ламп по формуле (6.16) с учетом данных Таблицы 6.2, а при вертикальной – по формуле (6.19).

### **Расчет светимости излучателя с лампами**

#### **мощностью 20 Вт**

#### Горизонтальная ориентация

При горизонтальной ориентации галогенных ламп Вариант 1 (мощностью 20 Вт) удастся разместить их в количестве 41 штуки в круге диаметром 8 см.

При компоновке ламп внутри окружности в качестве их максимальной длины выбран габаритный размер с электродами, поскольку необходимо оставить место для монтажа

электропроводов, которых в данном случае будет всего 82. Это приведет практически к полному затенению отраженного светового потока, что оправдывает учет только прямого излучения ламп.

Площадь круга  $S_0$  в данном случае составит

$$S_0 = 50,24 \text{ см}^2 \quad (6.20)$$

Подставив все исходные данные с учетом Таблицы 6.2 и (6.15) в формулу (6.16), в результате получим

$$q_M = 41 \cdot 22 \cdot \frac{0,468}{50} = 8,4 \text{ кВт/м}^2 \quad (6.21)$$

#### Вертикальная ориентация

При вертикальной ориентации лампы, насколько это возможно, устанавливаются вплотную. Зазоры не нужны, поскольку провода от электродов ламп уходят вверх, полностью перекрывая все отраженное излучение, что повышает степень достоверности при расчете по формуле (6.19).

Подставив в формулу (6.15) вычисленные значения ( $N=316$ ,  $D_c=8,25$  см), а также (6.16) и  $d_B$  из Табл. 6.1, получим

$$q_M^B = 316 \cdot 22 \cdot \left( \frac{0,39}{8,25} \right)^2 = 15,5 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2} \quad (6.22)$$

#### Предварительные выводы

Проведенные оценки дали достаточно хорошие результаты по величинам светимости.

Оценки по формуле (6.6) позволяют оценить достижимые скорости плавления для горизонтальной и вертикальной ориентации ламп мощностью 20 Вт

$$V_{\Gamma} = 0,25 \frac{\text{м}}{\text{час}}; \quad V_B = 0,376 \frac{\text{м}}{\text{час}}. \quad (6.23)$$

Очень сильными недостатками рассмотренных компоновок ламп данного типа в моноблочном излучателе являются:

- 1) чрезмерно большое количество ламп, необходимых для достижения указанных светимостей и скоростей плавления, что само по себе неудобно и дорого. Изложенные выше простые аналитические формулы позволяют быстро оценить, что снижение количества ламп до приемлемого уровня приводит к уменьшению светимостей и, соответственно, скоростей плавления до неприемлемо низкого уровня;
- 2) ожидаемый очень напряженный тепловой режим излучателя при столь плотной компоновке;
- 3) слишком высокая концентрация большого количества электрических проводов в чрезвычайно ограниченном объеме.

Указанные недостатки ставят под сомнение перспективность моноблочного излучателя на основе ламп данного типа.

### **Расчет светимости излучателя с лампами мощностью 100 Вт**

#### Горизонтальная ориентация

В случае использования ламп Вариант 2 мощностью 100 Вт в круге диаметром 7,7 см размещается 7 ламп. При таких габаритах ламп достаточно плотную компоновку обеспечить не удастся.

Площадь круга  $S_0$  в данном случае равна

$$S_0 = 46,5 \text{ см}^2 \quad (6.24)$$

Подставив в (6.16), все значения параметров, получим

$$q_M = 7 \cdot 11 \cdot \frac{3,96}{46,5} = 6,55 \text{ кВт/м}^2 \quad (6.25)$$

#### Вертикальная ориентация

При вертикальной компоновке данного типа ламп возможна их достаточно плотная установка. В круге диаметром 7,7 см их размещается 35 штук.

После подстановки всех исходных данных в формулу (6.19) можно получить

$$q_M^B = 35 \cdot 11 \cdot \left( \frac{1,1}{7,7} \right)^2 = 7,85 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2} \quad (6.26)$$

#### Предварительные выводы

Полученные значения светимостей позволяют оценить достижимые скорости плавления при горизонтальной  $V_r$  и вертикальной  $V_B$  ориентации ламп

$$V_r = 0,22 \frac{\text{м}}{\text{час}}; \quad V_B = 0,24 \frac{\text{м}}{\text{час}}. \quad (6.27)$$

Хотя в данном случае достижимые скорости плавления несколько ниже, чем для Варианта 1, однако требуемое количество ламп более приемлемо, хотя и достаточно велико.

В данном случае уже можно серьезно рассматривать случай горизонтальной установки семи ламп.

#### **Расчет светимости излучателя с лампами мощностью 250 Вт**

##### Горизонтальная ориентация ламп над окном в виде круглого диска

В данном случае в круге 8 см уместится 3 лампы.

Подставив все значения параметров в формулу (6.16), получим

$$q_M = 3 \cdot 8 \cdot \frac{7,8}{50} = 3,74 \text{ кВт} / \text{м}^2 \quad (6.28)$$

Полученные значения светимости неприемлемо мало, поскольку не удовлетворяет условию (6.7). Это вынуждает искать другие варианты компоновок.

##### Горизонтальная ориентация ламп над окном в виде квадратной пластины

При использовании окна в виде квадратной пластины возможно размещение пяти ламп в границах квадрата со стороной 8 см.

В данных условиях светимость будет равна

$$q_M = 5 \cdot 8 \cdot \frac{7,8}{64} = 4,88 \text{ кВт / м}^2 \quad (6.29)$$

Полученное значение также мало и не удовлетворяет условию (6.7).

#### Вертикальная компоновка

При вертикальной ориентации ламп мощностью 250 Вт в круге диаметром 7,7 см умещается 22 штуки.

При заданных значениях параметров светимость излучателя составит

$$q_M = 22 \cdot 8 \cdot \frac{7,8}{46,5} = 4,95 \text{ кВт / м}^2 \quad (6.30)$$

При использовании ламп мощностью 250 Вт не при какой их ориентации не удастся достичь удовлетворительной светимости, которая позволила бы увеличить скорость плавления по сравнению с контактным методом хотя бы в 2 раза.

#### **Предварительные выводы**

1. Прежде всего, необходимо отметить, что не следует ожидать существенного повышения скорости проплавления канала в СЖК при замене одноламповых трубчатых излучателей многоламповыми моноблочными. По-видимому главным преимуществом моноблочного излучателя следует считать большой диаметр излучающего торца, обеспечивающий возможность проплавления в толще СЖК канала большего диаметра. Та же задача может быть решена и пучком трубчатых излучателей в плотной компоновке – при малых расстояниях между трубками. Обоснованный выбор оптимального решения возможен после окончательной доработки схем излучателей и достижения предельных светотехнических и тепловых характеристик. На данном этапе окончательные выводы делать преждевременно.

2. Выбор типа галогенных ламп для моноблочного излучателя требует дополнительных исследований, направленных на поиск оптимальных вариантов компоновок. Компактные лампы мощностью 20 Вт каждая смогут обеспечить высокую

светимость только при очень большом их числе. Теоретически весьма высокая светимость излучателя и, соответственно, очень большая скорость плавления может быть достигнута при плотной упаковке ламп Вариант 1 с их вертикальной ориентацией. Однако для этого необходимо совершенно нереальное количество ламп – свыше 300 штук, что соответствует общей потребляемой мощности излучателя более 6 кВт. Снижение количества ламп до более – менее реалистического количества 50-60 штук приведет к уменьшению светимости в  $\sim 5$  раз, что означает утрату преимуществ такого излучателя. Применение ламп мощностью 100-250 Вт не обеспечивает высокой светимости моноблочного излучателя.

3. Отмеченные недостатки указывают на необходимость поиска иных схемных решений. Оптимизация может проводиться в направлении создания комбинированных компоновок из ламп разного типа, построения многоярусных конструктивных схем, а также применения формирующих оптических систем. Все эти проработки должны быть направлены на повышение и концентрацию плотности светового потока на выходном зрачке.

4. Если не ставить целью достижение весьма высоких скоростей плавления, то уже сейчас просматривается возможность создания моноблочной насадки к контактному нагревателю из трех ламп мощностью по 250 Вт и нескольких дополнительных ламп меньшей мощности. Такое устройство позволит уверенно проплавить в СЖК канал длиной более метра и диаметром 8-10 см за 5-6 часов.

5. Нетрудно предвидеть, что при получающихся весьма плотных компоновках ламп в полости моноблочного излучателя никакая реальная оптимизация не возможна без учета тепловых процессов и без оптимизации тепловых схем конструкции. Уже на данном этапе необходимо проведение предварительного теплового анализа.

### **Тепловые эффекты в моноблочном излучателе**

Внешние проявления тепловых процессов, протекающих в элементах конструкции излучателя при его работе в заданном режиме, можно разделить на три группы:

- 1) тепловые эффекты, обеспечивающие саму возможность работы излучателя;
- 2) тепловые эффекты, выполняющие полезную работу;

3) тепловые эффекты, нарушающие нормальную работу излучателя или ограничивающие его рабочие режимы.

К первой группе, которую можно назвать группой необходимых тепловых эффектов, в рассматриваемом случае относится нагрев галогенных ламп – их спиралей, баллонов и заполняющих внутренний объем колбы паров. Нагрев лампы осуществляется вследствие неизбежных тепловых потерь – внутренних тепловыделений. Температура колбы лампы при работе в номинальном режиме должна находиться в пределах 300-600° С. Значительное повышение температуры лампы может привести к выходу лампы из строя.

Вторая группа содержит полезные тепловые эффекты. К ним относится нагрев в пределах допустимой температуры наружных поверхностей выходного окна и внешнего корпуса излучателя. Поддержание заданной температуры наружной поверхности излучателя обеспечивает передачу к объему СЖК дополнительного теплового потока  $q_T$ , расходуемого на фазовый переход и поддержание температуры жидкой фазы.

К третьей группе вредных тепловых эффектов относятся те, которые могут вызвать недопустимо высокий перегрев.

При нагреве до температур, превышающих определенные значения возможны следующие недопустимые явления:

- 1) недопустимо высокий перегрев СЖК, который может привести к изменению ее качеств и порче, а также и к воспламенению;
- 2) ухудшение отражающих свойств внутренних поверхностей полости излучателя, например, вследствие отставания от стенок отражающих покрытий;
- 3) нарушение герметичности внутренней полости отражателя из-за порчи герметика, которое может привести к заполнению полости жидкой фазой СЖК;
- 4) перегорание спиралей и разрушение колб галогенных ламп при их чрезвычайно интенсивном нагреве.

В условиях обеспечения нормального теплового режима необходимые и полезные тепловые эффекты реализуются естественным образом.

Задачей анализа тепловых процессов является своевременное выявление опасности перегрева и принятие мер по предотвращению проявления вредных тепловых эффектов

Главной задачей теплового проектирования является обеспечение двух основных условий: поддержание температур баллонов галогенных ламп в допустимом диапазоне 300÷600°С и ограничение температуры внешних поверхностей кварцевого окна и наружного корпуса в пределах 100°С, максимум ~120°С.

На данном этапе исследований необходимо предварительно оценить условия обеспечения допустимого перегрева кварцевого окна и галогенных ламп, а дальнейший тепловой расчет целесообразен после уточнения вариантов конструктивных схем.

### **Анализ условий ограничения перегрева кварцевого окна**

Тепловую модель кварцевого окна можно описать следующим образом.

Окно представляет собой кварцевую плоскопараллельную пластину. Поскольку толщина этой пластины много меньше диаметра, а преимущественное направление потоков тепла перпендикулярно плоскости пластины, данную пластину можно свести к модели бесконечной стенки с одномерным температурным полем.

Что касается тепловых воздействий, то вследствие малого поглощения кварцем излучения ламп можно считать, что внутренние источники тепла в пластине отсутствуют. Единственным источником нагрева является теплоприток от галогенных ламп. На противоположной стороне пластины осуществляется контактный теплообмен с расплавляемым слоем СЖК.

В рамках принятой модели в стационарном тепловом режиме распределение температур внутри пластины – линейное.

В расчетах будем использовать усредненные по поверхности пластины плотности тепловой мощности поверхностного источника тепла.

Определим, какие тепловые условия должны быть обеспечены на внутренней (обращенной к внутренней полости излучателя) поверхности пластины, для того, чтобы на ее наружной поверхности обеспечивался нормальный тепловой режим, задаваемый условиями

$$t_{\text{П}} \leq 100^{\circ}\text{C}; \quad q_{\text{T}} \leq 5 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}. \quad (6.31)$$

Заодно оценим требования к толщине пластины.

Следует отметить, что при температуре фазового перехода  $t_{\text{ф}} = 50^{\circ}\text{C}$  и величине контактного коэффициента теплообмена на наружной поверхности  $\alpha_{\text{к}} = 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  выполнение одного из условий (6.31) автоматически влечет за собой выполнение второго условия. Это вытекает из очевидного соотношения

$$\left. \begin{aligned} q_T &= \alpha_k (t_{\Pi} - t_{\Phi}) \\ q_T &= 100t_{\Pi} - 5000 \end{aligned} \right\} \quad (6.32)$$

Величина  $q_T$  будет находиться в допустимых пределах при условии, определяемом из соотношения

$$q_T = \frac{\lambda_K}{\delta_K} (t_B - t_{\Pi}) \leq 5 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}, \quad (6.33)$$

где  $\lambda_K$  – коэффициент теплопроводности кварца [ $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ];  $\delta_K$  – толщина кварцевой пластины [ $\text{м}$ ];  $t_B$  – температура внутренней поверхности кварцевой пластины [ $^{\circ}\text{C}$ ].

С учетом теплопроводности кварца, равной  $\lambda_K = 1,2 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$  [36], условие (6.33) можно переписать в виде

$$\Delta t_K \leq 4166\delta_K; \quad \Delta t_K = t_B - t_{\Pi}. \quad (6.34)$$

В случае кварцевой пластины толщиной 0,01 м (1 см) оказывается, что должно выполняться условие

$$\Delta t_K \leq 41^{\circ}\text{C} \text{ или } t_B \leq 141^{\circ}\text{C}. \quad (6.35)$$

С учетом того, что в непосредственной близости от внутренней поверхности (реально – на самой поверхности) располагаются лампы с температурой баллона  $\sim 300\div 600^{\circ}\text{C}$ , условие (6.35) выполнить затруднительно.

Оценим, какова должна быть тепловая связь баллона лампы с кварцевым окном для выполнения условия (6.35). Интенсивность тепловой связи будем характеризовать соответствующим коэффициентом теплоотдачи  $\alpha_T$ . Примем температуру лампы в нагретой зоне  $t_L = 600^{\circ}\text{C}$  и запишем условие

$$\alpha_T \leq \frac{q_T}{t_L - t_B} \approx 11 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (6.36)$$

Условие (6.36) означает, что лампы должны быть достаточно хорошо теплоизолированы от внутренней стенки бокового окна.

При достаточно плотной компоновке выполнение условия (6.36) практически невозможно, поскольку единственным направлением теплоотвода является отдача тепла вниз к кварцевой пластине. Если изготавливать данную часть излучателя в виде двойного кварцевого окна с воздушным зазором, то неизбежен перегрев ламп.

Для разрешения указанного противоречия необходима тщательная проработка тепловой схемы и основательная перекомпоновка внутренней структуры излучателя, сопровождаемые на каждом этапе тепловыми расчетами.

Таким образом, первые же тепловые оценки показали, что многоламповый моноблочный излучатель является сложным тепловым объектом, требующим преодоления технических сложностей для его реализации.

#### **Тепловой режим лампы в плотной упаковке в полости моноблочного излучателя**

При работе лампы в условиях свободного естественного охлаждения на открытом воздухе ее средняя поверхностная температура определяется из простого соотношения

$$t_{\text{л}} = t_{\text{с}} + \frac{\bar{Q}_{\text{T}}}{\alpha}, \quad (6.37)$$

где  $t_{\text{с}}$  – температура окружающей среды [°C];  $\bar{Q}_{\text{T}}$  – средняя по поверхности плотность мощности выделяемого теплового потока [Вт/м<sup>2</sup>];  $\alpha$  – среднее значение суммарного лучистого и конвективного коэффициента теплоотдачи от баллона лампы в окружающую среду [Вт/м<sup>2</sup>·К].

В случае, когда лампа находится внутри пучка таких же ламп, ее боковая поверхность теплоизолирована и отвод тепла осуществляется только с торца. В этом случае можно оценить температуру лампы по минимуму, полагая ее поверхность изотермической. Тогда вместо (6.37) можно записать

$$t'_{\text{Л}} = t_{\text{В}} + \frac{\bar{q}_{\text{T}}}{\alpha_{\text{T}}} \cdot \frac{S_{\Sigma}}{S_{\text{T}}}, \quad (6.38)$$

где  $t_{\text{В}}$  – температура внутренней поверхности пластины [ $^{\circ}\text{C}$ ];  $\alpha_{\text{T}}$  – коэффициент теплоотдачи от торца лампы к внутренней поверхности пластины [ $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$ ];  $S_{\Sigma}$  – суммарная площадь наружной тепловыделяющей поверхности баллона лампы [ $\text{м}^2$ ];  $S_{\text{T}}$  – площадь поверхности торца лампы [ $\text{м}^2$ ].

Для приближенной оценки можно принять

$$\frac{S_{\Sigma}}{S_{\text{T}}} = 1 + 4 \frac{h_{\text{Б}}}{d_{\text{Б}}} \quad (6.39)$$

Для лампы мощностью 20 Вт по данным Табл. 6.1 это отношение равно  $\sim 9$ .

С учетом этого вместо (6.38) можно записать

$$\vartheta'_{\text{Л}} = \vartheta_{\text{В}} + \vartheta \frac{\bar{q}_{\text{T}}}{\alpha_{\text{T}}}; \quad \vartheta'_{\text{Л}} = t_{\text{Л}} - t_{\text{С}}; \quad \vartheta_{\text{В}} = t_{\text{В}} - t_{\text{С}}, \quad (6.40)$$

где  $\vartheta'_{\text{Л}}$  и  $\vartheta_{\text{В}}$  – соответствующие перегревы относительно температуры окружающей среды [ $^{\circ}\text{C}$ ].

Из (6.40) и (6.37) можно получить

$$\delta\vartheta = \frac{\vartheta'_{\text{Л}}}{\vartheta_{\text{Л}}} = \frac{\alpha\vartheta_{\text{В}}}{\bar{q}_{\text{T}}} + \vartheta \frac{\alpha}{\alpha_{\text{T}}} \quad (6.41)$$

Учтем те требования к  $t_{\text{В}}$  и  $\alpha_{\text{T}}$ , которые были определены в предыдущем параграфе, и примем

$$\vartheta_{\text{В}} = 120^{\circ}\text{C}; \quad \alpha_{\text{T}} = 11 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \quad (6.42)$$

Для самой приближенной предварительной оценки примем  $\alpha$  с учетом допустимого значения  $q_T$ :

$$\alpha = 15 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}; \quad q_T = 5000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}. \quad (6.43)$$

Подставив (6.42) и (6.43) в (6.41) можно получить

$$\delta\vartheta \approx 13,2 \quad (6.44)$$

Если в воздухе перегрев лампы составлял  $\vartheta_{\text{л}} = 300^\circ\text{C}$ , то в замкнутом объеме полости моноблока он составит

$$\vartheta'_{\text{л}} = 13,2 \vartheta_{\text{л}} \approx 3960^\circ\text{C} \quad (6.45)$$

Таким образом, уже предварительные приближенные оценки указывают на то, что с обеспечением теплового режима ламп в замкнутой полости моноблочного излучателя возникнут серьезные проблемы.

### **Вспомогательные данные температурных измерений**

Тепловые характеристики излучателей с лампами мощностью 100 и 250 Вт были исследованы ранее. Для ламп мощностью 20 Вт таких исследований не проводилось. Однако, поскольку рассматривались излучатели с таким типом ламп, представляется необходимым оценить их рабочие температуры.

В первом приближении отношение перегревов ламп двух типов можно определить по формуле

$$\frac{\vartheta_2}{\vartheta_1} = \frac{P_2}{P_1} \frac{S_{\Sigma 1}}{S_{\Sigma 2}}, \quad (6.46)$$

где  $P_i$  – потребляемая лампой мощность [Вт],  $i=1,2$ .

Сравнивая характеристики ламп мощностью 250 Вт ( $i=1$ ) и 20 Вт ( $i=2$ ), можно получить:

$$\frac{Q_2}{Q_1} \approx 1,33 \quad (6.47)$$

Таким образом, ожидаемый перегрев галогенной лампы мощностью 20 Вт на  $\sim 1/3$  больше, чем у лампы мощностью 250 Вт.

Провести прямую экспериментальную проверку этого вывода затруднительно, поскольку баллон лампы не выдерживает в горячем состоянии контакта с термопарой и разрушается.

Однако можно сделать косвенные выводы, если измерять температуры на поверхностях кварцевых трубок, в которых устанавливаются лампы.

Для лампы Вариант 1 (мощностью 20 Вт), помещенную в кварцевую пробирку с внутренним и внешним диаметрами, соответственно, 9 и 13 мм и длиной 70 мм термопарные измерения показали следующие результаты.

На торце пробирки температура составляет 212°C. На боковой поверхности пробирки напротив спирали лампы температура была равна 181°C. На расстоянии 15 мм от торца пробирки вблизи электродной области - 135°C. На удалении 25 мм от торца - 90°C.

С целью дальнейшего повышения теплоотвода от лампы и рассеяния тепловой мощности на следующем этапе пробирка с лампой была помещена в дополнительную кварцевую трубку с внутренним диаметром 20 мм и внешним – 24 мм и длиной 190 мм.

По данным измерений температура на наружной поверхности внешней трубки напротив спирали лампы составила 160°C, а на удалении 25 мм от торца пробирки – 65°C.

Измеренные значения температур действительно выше, чем наблюдавшиеся в экспериментах с более мощными лампами.

Таким образом, и с тепловой точки зрения (как и со светотехнической) малогабаритные лампы мощностью 20 Вт нельзя устанавливать в замкнутую полость излучателя, особенно при плотной упаковке.

### **Предварительные выводы**

1. Галогенные лампы в замкнутой полости моноблочного излучателя при установке их в значительном количестве будут работать в условиях чрезвычайно напряженного теплового режима, если только сразу не выйдут из строя. Тем не менее, при ограниченном числе ламп вполне возможна тепловая оптимизация.

2. Весьма сложной проблемой является ограничение перегрева рабочей поверхности кварцевого окна.

3. Требование к параметрам для оптимизации теплового режима ламп и кварцевого окна находятся в противоречии. В целом оптимизация тепловых характеристик моноблочного излучателя требует тщательного анализа и значительных затрат усилий.

4. Возможно решение тепловых проблем с использованием принудительной термостабилизацией ряда элементов излучателя, в первую очередь кварцевого окна.

### **Заключение по разделу 6.1.**

Проведенные исследования выявили серьезные проблемы на пути создания высокоэффективных многоламповых моноблочных излучателей. Сложность решения светотехнических и тепловых проблем, накладывающих противоречивые требования, столь существенны, что вопрос о выборе между моноблочным излучателем и пучком трубчатых одноламповых излучателей пока остается открытым. Несомненным достоинством моноблочного излучателя остается возможность проплавление канала большого диаметра удобной монолитной насадкой на контактном нагревателе.

Вместе с тем, если не ставить задачу обеспечения значительного выигрыша по скорости плавления, уже в ближайшее время можно сделать относительно простую конструкцию, обеспечивающую проплавление в объеме СЖК канала диаметром 8÷10 см за 5-6 часов.

Возможно создание высокоэффективной конструкции при комбинированном использовании источников излучения, при их многоярусном размещении и при использовании концентрирующих оптических систем.

Очень важную роль в создании моноблочных излучателей играет этап теплового проектирования, включающий оптимальный синтез тепловой схемы и тщательный выбор элементов тепловой модели на основе анализа тепловых процессов.

Достоверность полученных результатов и выводов определяется использованием в исследованиях простых методик, адекватных уровню начальной проработки решаемой задачи.

## **6.2 Многоламповый излучатель с расположением ламп в индивидуальных прозрачных корпусах**

На предыдущем этапе исследований теоретическим путем была доказана ограниченная эффективность моноблочных многоламповых конструкций излучателей простейшего типа – при установке в полости кварцевого корпуса ламп с вертикальной или горизонтальной ориентацией в один ряд. Не будем пока рассматривать сложные варианты технических решений, в которых могут использоваться концентрирующие оптические системы.

Вместо этого рассмотрим конструкцию с пучком излучателей, в каждом из которых галогенная лампа установлена в индивидуальном прозрачном корпусе. Возможности такой схемы далеко не исчерпаны, она обладает определенными преимуществами перед многоламповыми моноблочными излучателями, которые ниже будут проанализированы.

Предлагаемое устройство предназначается для экспериментального изучения возможности быстрого проплавления канала в твердой фазе СЖК в случае использования жестко закрепленного параллельного пучка одноламповых излучателей.

При использовании такого многолампового излучателя в качестве насадки к контактному нагревателю несущей конструкцией, направляющей движение излучателя, является сам контактный нагреватель, поскольку заранее можно предвидеть, что при значительном углублении излучателя в СЖК на длительное время не исключено затвердевание СЖК в проплавленном канале.

Эту компактную излучающую конструкцию в дальнейшем для краткости можно называть излучающим наконечником (ИН), что соответствует его назначению и способам применения.

Принцип действия ИН – многолампового излучателя основан на воздействии светового излучения на поглощающую поверхность твердой фазы СЖК, причем, в отличие от моноблочного излучателя, в рассматриваемой здесь пучковой конструкции световое излучение от каждой из ламп воздействует не только в осевом направлении – на ниже расположенный слой твердой фазы, но и в радиальном направлении, расплавляя остатки твердой фазы в пространстве внутри пучка. Вследствие этого работа пучкового многолампового излучателя значительно эффективнее, чем моноблочного, а, кроме того, в пучковом излучателе значительно облегчается обеспечение нормального теплового режима каждой из ламп. В моноблочном излучателе, как было показано ранее, обеспечение теплового режима составляет серьезную проблему.

### Схема многолампового излучателя

Конструктивная схема излучателя, называемого, как уже было сказано, ИН, представлена на Рисунке 6.3. Штанга, к которой крепится ИН, электропроводка и источник питания, а также дополнительные нагреватели на штанге – все эти узлы должны изготавливаться дополнительно и далее не рассматриваются.

Принципиально важным габаритом ИН является диаметр текстолитовой и дюралевой шайб (поз. 1 и 2 на Рисунке 6.3), определяющий значение диаметра проплавляемого канала. Этот внешний диаметр выбран равным диаметру контактного нагревателя (КН) вместе с трубопроводом  $D_T$ , и с минимальным превышением – на  $\sim 1$  мм принято  $D_T = 78$  мм (такой КН использовался в конкретном производстве с применением СЖК).

Дюралюминиевая шайба служит посадочным местом для кварцевых корпусов галогенных ламп – 3 на Рисунке 6.3. Каждый кварцевый корпус имеет внешний диаметр  $d = 21$  мм и длину  $l = 40 \div 42$  мм. Внутренний диаметр кварцевого корпуса составляет  $\sim 16$  мм. Внутри кварцевых корпусов помещаются галогенные лампы 4, потребляющие мощность 100 Вт.

Для установки корпусов ламп в дюралюминиевую шайбу (толщина которой составляет  $h_1 = 11$  мм) в ней высверливаются семь сквозных отверстий диаметром чуть больше 21 мм (размер подбирается индивидуально). Торцы кварцевых трубчатых корпусов опираются в текстолитовую шайбу 1 толщиной  $h_2 = 5$  мм, в которой высверлены небольшие отверстия 6 для подсоединения электродов ламп к электрическим проводам. В дюралюминиевую шайбу устанавливается 7 ламп – одна в центре так, что ось трубчатого кварцевого прозрачного корпуса (ПК) совпадает с осью дисковых шайб 1 и 2. Остальные шесть ламп устанавливаются с равным отстоянием осей друг от друга по окружности с центром на оси центрального корпуса. Диаметр окружности, проходящей через центры шести корпусов, составляет  $D_0 = 50$  мм. Таким образом, расстояние между наружными стенками ПК составляет  $\sim 5$  мм – между соседними корпусами, расположенными по окружности, а между центральным и каждым из внешних излучателей – по  $\sim 4$  мм. Установка ПК в шайбе 2 и соединение шайб 1 и 2 между собой осуществляется с использованием силиконового герметика, заполняющего зазоры. Слой герметика между шайбами может составлять  $\sim 0,2 \div 0,3$  мм. Применение герметика преследует цель предварительного закрепления конструкции и придания жесткости и герметичности креплениям корпусов.

Окончательное крепление шайб 1 и 2 между собой обеспечивается болтовыми соединениями, для чего в обеих шайбах просверливаются сквозные отверстия 7, оси которых равномерно размещаются на окружности диаметром  $\sim 68 \div 70$  мм. Диаметры отверстий составляют  $\sim 5$  мм. Выступающие в сторону рабочей зоны (вниз, параллельно корпусам излучателей) фрагменты болтовых соединений желательно делать как можно более короткими, что бы они не оказались главной причиной застревания оптического наконечника на остатках твердой фазы (а плавление вблизи этих зон – у болтовых соединений будет осуществляться позже, чем в любой другой области сечения в пределах границ шайбы 2). Для этого желательно гайки и выступающие части болтов ориентировать вверх – над верхней поверхностью шайбы 1.

Для улучшения процесса удаления жидкой фазы из нагретой зоны в промежутке между корпусами излучателей целесообразно просверлить дополнительные отверстия 8 в шайбах 1 и 2 (Рисунок 6.3). Во внешнюю сторону от излучателей жидкая фаза может отводиться с затруднениями вследствие малой толщины зазора между внешним диаметром шайб и границей твердой фазы, ограничивающей объем расплавленной СЖК. Наибольшие усилия могут потребоваться для выдавливания жидкой фазы из центральной зоны, поэтому отверстия здесь могут оказаться очень полезными. Диаметры отверстий, а также их размещение между излучателями должны выбираться на самом последнем этапе – после проведения экспериментов без отверстий, что позволит в конечном счете оценить эффективность работы таких отверстий. Возможно также, что в процессе исследований, на последующих этапах с той же целью будет полезно вырезать на внешней границе дисков углубления, через которые жидкая фаза может выдавливаться наверх.

В целом конструкция оптического наконечника, представленная на Рисунке 6.3, обладает достаточно малыми габаритами и обеспечивает значительную концентрацию световой и тепловой энергии в проплавляемой зоне.

### **Зоны замедленного плавления и оптимизация конфигурации крепежных шайб**

Конфигурация оптического наконечника должна отвечать требованиям равного отстояния наружных стенок излучателей, расположенных по окружности, от наружной поверхности корпуса центрального излучателя и от границы круговой поверхности дисков, если рассматривать сечение в проекции вид снизу, изображенное в верхней части Рисунка 6.3. В рассматриваемой конструкции эти расстояния составляют  $\sim 4$  мм, а расстояние между корпусами соседних излучателей, расположенных по окружности равны  $\sim 5$  мм. Однако

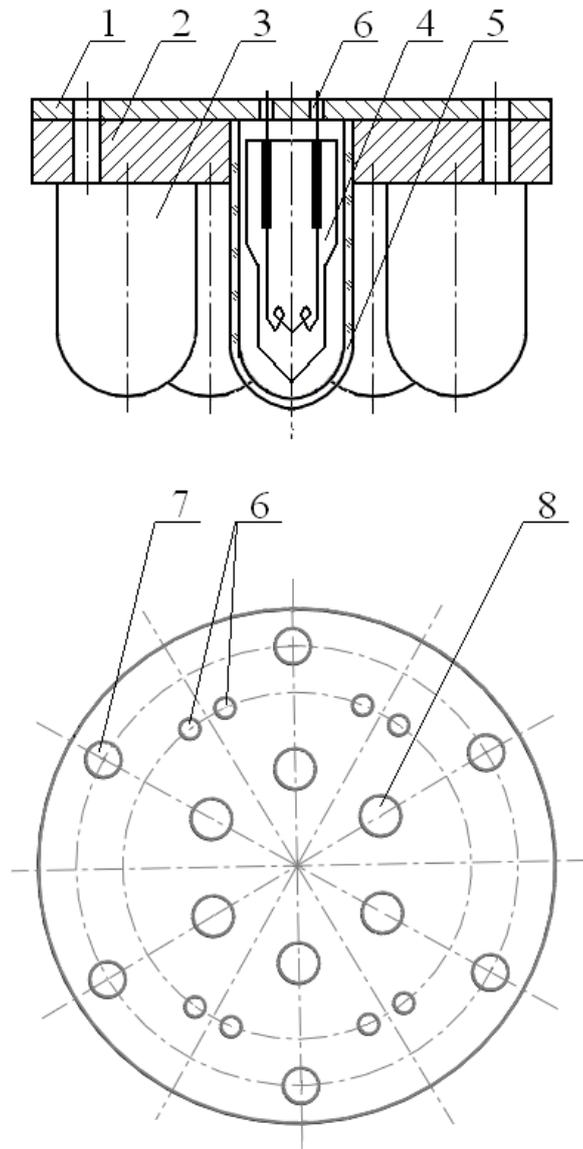


Рисунок 6.3 - Конструктивная схема оптического наконечника семилампового излучателя для проплавления канала в СЖК

1 – текстолитовая шайба; 2 – шайба из дюралюминия с отверстиями для установки галогенных ламп; 3 – кварцевый корпус излучателя; 4 – галогенная лампа; 5 – прозрачная стенка кварцевого корпуса.

достижимая скорость плавления будет ограничиваться временем, необходимым для расплавления СЖК в наиболее удаленных от источника зонах.

Наиболее удаленными от поверхностей кварцевых корпусов зонами являются точки пересечения радиальных лучей, перпендикулярных оси симметрии оптического наконечника, с окружностью ограничивающей контуры шайб, при этом имеются в виду лучи, проходящие через центры отверстий под болтовые соединения 7.

Величина максимального удаления  $x$  от поверхности источника до точки на границе контура дисковой шайбы, о которой идет речь, может быть выражена через заданные параметры с помощью соотношения

$$x = \frac{1}{2} \left( \sqrt{D_0^2 - 2D_0D_T \cos\alpha + D_T^2} - d \right), \quad (6.48)$$

где  $\alpha$  - половина угла, заключенного между радиальными лучами, ограничивающими сектор, занимаемый каждым излучателем, расположенным на окружности радиусом  $D_0/2$ .

Поскольку число таких излучателей всего шесть, нетрудно определить, что  $\alpha = 360/12 = 30^\circ$ .

Подставив все необходимые данные в формулу (6.48), получим

$$\begin{aligned} x &= \frac{1}{2} \left( \sqrt{50^2 - 2(50 \cdot 78) \cdot 0,866 + 78^2} - 21 \right) = \\ &= 10,88 \text{ мм} \approx 11 \text{ мм} \end{aligned} \quad (6.49)$$

Величина  $x$  является размером, ограничивающим скорость плавления, поэтому будем называть  $x$  определяющим размером. Использование величины  $x$  позволяет оценивать максимально достижимые скорости плавления.

Рассмотрим возможности оптимизации конфигурации оптического наконечника, направленной на уменьшение расстояния от источника излучения до самой дальней точки сечения шайбы с целью обеспечения беспрепятственного погружения наконечника в СЖК со скоростью, определяемой скоростью проплавления в осевом направлении. Поскольку наиболее удаленными от источников излучения являются зоны, удаленные от центра за

пределы болтовых соединений 7 (Рисунок 6.3 с максимальным расстоянием  $x = 11$  мм, ускорение процесса плавления может быть достигнуто за счет вырезания этих участков из объема шайб. Однако при этом проплавляемый канал будет иметь не цилиндрическую, а лепестковую конфигурацию, и в случае установки ИН на контактный нагреватель, последний будет застревать в такой конфигурации. Поэтому на первом этапе можно проводить эксперименты с ИН без каких-либо вырезов, хотя и в ущерб скорости проплавления канала.

При вырезании указанных участков из объемов шайб 1 и 2 (Рисунок 6.3) болтовые соединения могут быть перемещены ближе к центру и расположены в непосредственной близости к корпусам излучателей. При этом возможно выполнение такого условия, что ни одна из точек на поверхности дюралюминиевого диска не будет удалена от корпуса источника более чем на 5 мм.

Для оценки эффективности и целесообразности такой оптимизации необходимо проведение расчетов по согласованию скоростей плавления в осевом и радиальном направлениях.

### Осевые скорости плавления

Диаметр кварцевого корпуса каждого из одноламповых излучателей, а также мощность галогенных ламп подобраны так, что поверхностная светимость излучателя равна той же величине светимости, которая реализовывалась для ранее изготовленных излучателей с лампами мощностью 70 Вт. При этом следует учесть, что в рассматриваемом оптическом наконечнике применяются короткие кварцевые корпуса – практически по размерам ламп. Вследствие этого по высоте кварцевого баллона перепад светимости незначительный.

Используя результаты предыдущих этапов, можно достаточно уверенно считать, что как с торцевой, так и с боковой поверхности можно принять значение светимости  $12 \text{ кВт/м}^2$ , причем эта величина не завышена.

В соответствии с этим, скорость проплавления в осевом направлении составит

$$V_x = 0,4 \frac{\text{см}}{\text{мин}} = 0,24 \frac{\text{м}}{\text{час}}. \quad (6.50)$$

Если не возникнет никаких непредвиденных препятствий, то оптический наконечник пройдет в осевом направлении расстояние, равное выступающей части кварцевого корпуса  $l = 3,2$  см, за время

$$\tau = \frac{l}{V_x} = 8 \text{ мин} \quad (6.51)$$

Для беспрепятственного погружения оптического наконечника все пространство между лампами должно быть заполнено жидкой фазой. Для выполнения этого условия радиальная компонента скорости плавления должна быть достаточной, чтобы за 8 мин самая удаленная от излучателя зона внутри круговой проекции несущего диска содержала СЖК в расплавленном виде.

### Радиальные компоненты скорости плавления

Скорость плавления в радиальном направлении постоянно убывает по мере удаления границы раздела твердой и жидкой фаз от источника излучения. Соответственно, скорость плавления в радиальном направлении непрерывно убывает во времени.

Для интересующих нас оценок данные по скоростям плавления в каждый момент времени интереса не представляют, а нужна зависимость толщины зоны расплава от времени.

На основе результатов расчетов по методике, изложенной в Главе 4, построена Таблица зависимости перемещения  $x$  в см от времени непрерывного действия излучателя  $\tau$  в мин (Таблице 6.3).

Таблица 6.3 - Зависимость удаления от источника излучения границы раздела твердой и жидкой фаз от времени, отсчитываемого от начала воздействия излучения на СЖК

$\tau$ , мин	1,8	3	3,5	5
$x$ , см	0,5	0,75	0,85	1,1

По данным Таблицы 6.3 можно сделать следующие выводы.

1.

Максимально удаленная от источника зона в рассматриваемом оптическом наконечнике

М

(расстояние 11 мм или 1,1 см) будет проплавлена за 5 мин, то есть меньше чем за 8 минут (6.51). Поэтому никакого изменения конфигурации дисков очевидно не потребуется.

2.

О

бъем во внутреннем пространстве между излучателями (максимальные расстояния 5 мм или 0,5 см) будет весь проплавлен еще быстрее – за 1,8 мин. Поэтому за время погружения оптического наконечника на глубину кварцевых корпусов жидкая фаза даже успеет прогреться выше температуры фазового перехода.

### **Энергетические характеристики излучающего наконечника**

Вопрос о предельно достижимых скоростях плавления при использовании каждого нового источника оптического излучения и тепловой мощности тесно связан с энергетическими характеристиками самого источника, как преобразователя потребляемой энергии в полезную.

В конструкциях простейшего типа, таких, как одноэлементный (одноламповый) источник, мерилom эффективности излучателя в полной мере может служить энергетический КПД, который оценивался ранее для различных вариантов применения одноламповых излучателей разного типа.

В рассматриваемом здесь варианте конструкции многолампового излучателя анализ энергетической эффективности усложняется. Это особенно относится к тепловой компоненте выделяемой энергии, что определяется значительными трудностями анализа теплового режима в системе многих тел – семь источников, общий корпус, среда СЖК.

Тем не менее, предварительный анализ не только возможен, но и полезен для уточнения модели процесса в случае использования предлагаемого варианта оптического наконечника.

Прежде всего, определим предельно достижимую скорость плавления при полном преобразовании потребляемой мощности в полезную, что соответствовало бы КПД устройства

$$\eta_{\gamma} = 100 \% \tag{6.52}$$

Предельная скорость плавления определяется полным удельным потоком мощности  $q_{\Sigma}$  [Вт/м<sup>2</sup>], выделяемой торцевой зоной, и свойствами СЖК:

$$V_{\pi} = \frac{q_{\Sigma}}{\gamma W}, \quad (6.53)$$

Полный предельный поток, который мог бы быть выделен идеальным преобразователем, определяется величиной потребляемой мощности  $P$  [Вт] и площадью торца  $S$ :

$$q_{\Sigma} = \frac{P}{S}; \quad S = \frac{\pi D_{\Gamma}^2}{4}, \quad (6.54)$$

то есть в рассматриваемом случае принимается площадь сечения шайбы диаметром  $D_{\Gamma} = 78$  мм, что соответствует  $S = 48 \text{ см}^2$ . Поэтому для семилампового источника с лампами мощностью по 100 Вт, полагая  $P = 700$  Вт, получим

$$q_{\Sigma} = 147 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2} \quad (6.55)$$

С учетом (6.55) и ранее принятого значения  $\gamma \cdot W = 180 \cdot 10^6 \text{ Дж/м}^3$  из (6.53) можно получить

$$V_{\pi} = 4,9 \frac{\text{см}}{\text{мин}} \quad (6.56)$$

Это значение на порядок превышает фактическое определенное для данного оптического наконечника значение  $V_x = 0,4 \text{ см/мин}$  из (6.50).

Формально можно ввести КПД процесса  $\eta_{\pi}$  относительно предельно достижимых характеристик:

$$\left. \begin{aligned} \eta_{\pi} &= \frac{q}{q_{\Sigma}} = \frac{12}{147} = 0,082 = 8,2\% \\ \eta_{\pi} &= \frac{V_x}{V_{\pi}} = \frac{0,4}{4,9} = 0,082 = 8,2\% \end{aligned} \right\} \quad (6.57)$$

Для более подробного анализа рассмотрим световые мощности, выделяемые торцами излучателей.

Площадь сечения торца одного кварцевого корпуса однолампового излучателя в рассматриваемом случае (при  $d = 2,1$  см) составляет

$$S_T = \frac{\pi d^2}{4} = 3,46 \text{ см}^2 \quad (6.58)$$

Суммарное сечение семи торцов кварцевых излучателей равно

$$S_{T\Sigma} = 7S_T = 24,22 \text{ см}^2 = 24,22 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \quad (6.59)$$

При светимости каждой лампы  $q_0 = 12 \cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup> можно с учетом (6.59) определить суммарную излучаемую всеми торцами световую мощность

$$P_{0\Sigma} = q_0 \cdot S_{T\Sigma} = 29 \text{ Вт} \quad (6.60)$$

Отсюда световой КПД для осевого направления можно определить как

$$\eta_x = \frac{P_{0\Sigma}}{P} = \frac{29}{700} = 0,041 = 4,1\% \quad (6.61)$$

Это значение вдвое меньше  $\eta_n$  в (6.57), однако в  $\eta_x$  учитывается только световая энергия и не учитывается тепловая.

Рассмотрим теперь общий КПД светового излучения семи излучателей с учетом светимости боковых поверхностей кварцевых корпусов, площадь каждого из которых равна

$$S_6 = \pi dl = 27,7 \text{ см}^2 \quad (6.62)$$

Суммарная поверхность одного кварцевого корпуса  $S_1$ , а также общая поверхность всех семи излучающих корпусов  $S_{\text{общ}}$  равны

$$S_1 = S_T + S_6 = 31,16 \text{ см}^2, S_{\text{общ}} = 7 S_1 = 218 \text{ см}^2 \quad (6.63)$$

Полную световую мощность  $P_{c\Sigma}$  можно определить, подставив  $S_{\text{общ}}$  в м<sup>2</sup> в формулу

$$P_{c\Sigma} = q_0 \cdot S_{\text{общ}} = 261,6 \text{ Вт} \quad (6.64)$$

Отсюда можно получить фактическое значение светового КПД всего устройства (ИН) в целом

$$\eta_0 = \frac{P_{c\Sigma}}{P} = \frac{261,6}{700} = 0,374 = 37,4\%. \quad (6.65)$$

Это значение соответствует полученным ранее как расчетно, так и экспериментально.

Определить тепловой КПД на данной стадии, без дополнительных экспериментальных данных, крайне затруднительно.

Важно отметить, что очень низкая степень использования энергии в нужном – осевом направлении (малое значение  $\eta_x$ ) оправдана заботой о прогреве боковой поверхности расплавляемого канала и поддержании в нагретом состоянии уже расплавленного объема СЖК, во избежание его затвердевания выше рабочей зоны, где идет процесс расплавления.

### **Предварительные выводы**

1. Конструкция ИН по всем показателям должна обеспечивать беспрепятственное его погружение в объем СЖК со скоростью примерно 0,4 см/мин.
2. Весьма значительная доля световой мощности в конструкции многолампового излучателя с индивидуальными корпусами будет затрачена на расширение проплавления каждым источником канала до их полного перекрытия и на запаздывающий подогрев уже расплавленных масс СЖК.
3. Вопрос о том, возможно ли использование ИН без дополнительного подогрева уже расплавленной СЖК выше рабочей зоны требует дополнительных оценок.

### **Оценка скорости затвердевания СЖК над рабочей зоной излучателя**

В случае, когда источник тепловой или лучистой энергии, имеет компактную структуру, в которой выделяемая энергия не распределена по всей длине направляющей, а сосредоточена на его окончании, необходимо предусмотреть опасность затвердевания расплава выше рабочей зоны. Если такое случится, то не только дальнейшее движение

источника к сливному отверстию контейнера станет невозможным, но и возникнут проблемы с удалением расплавляющего инструмента из объема СЖК. Для предотвращения указанной ситуации необходимо оценить условия и вероятность затвердевания СЖК в проплавленном канале.

Проведение расчетов скорости затвердевания жидкой фазы СЖК в проплавленном канале в полном объеме представляет собой достаточно сложную задачу, тем более, что для ее решения должны быть определены все необходимые условия и задан целый ряд параметров.

Целесообразно решение задачи в самом упрощенном виде. Такое решение должно быть направлено на оценки максимальных скоростей затвердевания, поскольку лучше оставить определенный запас по времени, чем запоздать с извлечением плавящего инструмента из канала.

Важно установить, на какую допустимую глубину можно погружать плавящий инструмент с компактным источником без Риска его затвердевания в расплавляемом продукте.

Поставленная задача решалась при следующих допущениях:

- рассматривается одномерная задача, при условии, что в любом сечении канала выше рабочей зоны тепловые условия одинаковы;
- предполагается, что температура жидкой фазы в канале убывающего диаметра равномерна по сечению и равна температуре фазового перехода;
- при затвердевании СЖК, распространяющемся в радиальном направлении от цилиндрической стенки твердой фазы к оси канала, стенке канала непрерывно передается энергия скрытой теплоты плавления, а также тепловая энергия уже затвердевшей, но еще перегретой относительно стенки массы тонкого кольцевого слоя СЖК;
- в определенном противоречии с предыдущим допущением все же считается, что стенка канала, контактирующая с расплавом, в любой момент имеет постоянную температуру, равную конечной температуре процесса, то есть температуре окружающей среды.

В рамках принятых допущений решаемая задача дает оценку предельно быстрого затвердевания, хотя необходимо оговорить, что речь идет не о затвердевании на уровне температуры плавления, а о полном остывании СЖК по всему сечению канала. Однако это может внести компенсирующий эффект по определяемому времени процесса всего до ~ 20 %. Математическая модель процесса при принятых допущениях сводится к описанию энергетического баланса без рассмотрения теплового режима двух фаз СЖК.

**Математическое описание теплового баланса  
для слоя затвердевающей СЖК**

В рамках рассматриваемой модели процесса тепловая мощность  $P_1$ , выделяемая при застывании и охлаждении цилиндрического слоя жидкой фазы любой наперед заданной высоты  $L$ , равна тепловой мощности  $P_2$ , поглощаемой стенкой канала той же высоты с постоянной температурой  $t_0$ :

$$P_1 = P_2 \quad (6.66)$$

Выделяемая затвердевающей СЖК мощность  $P_1$  определяется в любой момент времени уменьшением объема жидкой фазы

$$P_1 = \gamma W \frac{dV_{\text{ж}}}{d\tau}, \quad V_{\text{ж}} = \frac{\pi D_{\text{T}}^2}{4} L, \quad (6.67)$$

где  $dV_{\text{ж}}$  – мгновенное уменьшение объема жидкой фазы [ $\text{м}^3$ ];  $d\tau$  – бесконечно малое приращение времени [с].

Поглощаемая стенкой тепловая мощность при заданной температуре фазового перехода  $t_{\text{ф}}$  и температуре стенки  $t_0$  для теплоотдачи по закону Ньютона задается формулой

$$P_2 = \alpha S_{\text{с}} (t_{\text{ф}} - t_0); \quad S_{\text{с}} = \pi D_{\text{T}} L, \quad (6.68)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от жидкой фазы СЖК к стенке канала [ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ];  $S_{\text{с}}$  – площадь теплообмена, ограниченная поверхностью цилиндрического канала в зоне контакта [ $\text{м}^2$ ].

Подставим (6.67) и (6.68) в (6.66) и после преобразований получим

$$\frac{1}{S_{\text{с}}} \frac{dV_{\text{ж}}}{d\tau} = \frac{\alpha (t_{\text{ф}} - t_0)}{\gamma W} \quad (6.69)$$

Учтем, что из (6.67) и (6.68) следует

$$\frac{dV_{\text{ж}}}{S_c} = \frac{1}{4} dx; \quad dx \equiv dD_{\tau}, \quad (6.70)$$

где вместо обозначения диаметра канала введена тождественная ему переменная  $x$ .

Используя соотношение (6.70), удобно уравнение (6.69) представить в виде

$$V(\tau) = A \cdot \alpha(\tau); \quad V(\tau) = \frac{dx}{d\tau}; \quad A = \frac{4(t_{\phi} - t_0)}{\gamma W} \quad (6.71)$$

Подставив в выражение для  $A$  все ранее принятые значения параметров, можно вместо (6.71) записать уравнение

$$V(\tau) = 0,67 \cdot 10^{-6} \alpha(\tau) \quad (6.72)$$

Уравнение (6.72) является нелинейным, поскольку  $\alpha$  зависит от диаметра канала  $x = D_{\tau}(\tau)$ , а следовательно и скорость затвердевания  $V$  зависит от времени.

Используя результаты, полученные в главе 4, можно записать:

$$\alpha = \frac{2\lambda_{\text{ж}}}{x} \varepsilon_{\text{к}}; \quad \varepsilon_{\text{к}} = 140 \sqrt[4]{x^3}, \quad (6.73)$$

Подставив в (6.73)  $\lambda_{\text{ж}} = 0,12$  Вт/(м·К), можно преобразовать (6.73) к виду

$$\alpha = 33,6 \sqrt[4]{\frac{1}{x}} \quad (6.74)$$

После подстановки (6.74) в (6.72) можно окончательно получить

$$V = \frac{dx}{d\tau} = 22,4 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\sqrt[4]{x}} \quad (6.75)$$

Нелинейное уравнение (6.75) решается численно по алгоритму, использованному ранее:

$$\Delta x_n = V_{n-1} (\tau_n - \tau_{n-1}); \quad x_n = x_{n-1} - \Delta x_n; \quad V_n = V(x_n) \quad (6.76)$$

При расчете должно быть задано начальное условие

$$x(\tau=0) = x_0 \quad (6.77)$$

Совокупность соотношений (6.75-6.77) представляет собой упрощенную методику расчета процесса затвердевания канала, заполненного жидкой фазой СЖК.

### Результаты расчетов

Предположим, что ИН в СЖК проплавлен канал минимального диаметра  $x_0 = 8$  см. Проплавление проведено с максимально возможной скоростью, и стенки канала прогреться не успели. Необходимо определить, как будет во времени изменяться скорость прироста слоя твердой фазы на стенке канала, а главное, как будет уменьшаться во времени диаметр канала и за какое время осуществится полное затвердевание СЖК, вплоть до центра канала.

Из результатов расчетов следует, что полное затвердевание канала (в рамках рассматриваемой модели) должно произойти за 26 минут. Первые 20 минут процесс идет практически с постоянной скоростью  $V \approx 0,25 \div 0,3$  см/мин. Этому участку соответствует линейное во времени уменьшение диаметра канала. Физически это объясняется тем, что когда передача тепла осуществляется на постоянно убывающее расстояние, интенсивность конвекции (определяемая величиной  $\varepsilon_k$ ) также убывает, одновременно уменьшается площадь поверхности теплообмена. На последней стадии процесс скачкообразно ускоряется, однако это почти незаметно, поскольку на этой стадии размеры канала столь малы, что, при любом ускорении, времени на окончательное затвердевание останется мало.

По результатам этих расчетов можно сделать вывод, что пока ИН,двигающийся со скоростью 0,4 см/мин углубится в толщу СЖК на 10 см, верхняя часть канала уже полностью затвердеет. Этот вывод относится к случаю, когда диаметр канала составляет всего 8 см, то есть слой жидкой фазы между стенкой канала составляет  $\sim 1$  мм. Гораздо хуже то обстоятельство, что уменьшение диаметра канала до размеров на  $\sim 1$  мм меньше диаметра ИН наступит всего через 2 минуты. Работать такой излучатель автономно (без поддержки тепловыделением от контактного нагревателя) не сможет.

Целесообразно поставить вопрос иным образом, а именно: до какого диаметра следует проплавливать канал, чтобы его диаметр уменьшился до значения, начиная с которого возможно застревание наконечника, за приемлемое время. С погрешностью ~ 2% полученная зависимость линейна и может быть описана формулой

$$\tau = 4,54 x_0 - 36 \quad (6.78)$$

В формуле (6.78)  $x_0$  задается в сантиметрах, а  $\tau$  - в минутах.

Полученный результат означает, что даже при начальном диаметре канала  $x_0 = 20$  см его полное затвердевание наступит менее, через 1 час (точнее – за 55 минут). За такое время, даже при максимально быстром погружении излучатель пройдет менее четверти полной необходимой глубины ~ 1 м. Однако проплавить канал такой ширины практически невозможно даже при гораздо меньших, но сколь – нибудь приемлемых скоростях погружения.

Полученные в рамках принятой модели выводы указывают на невозможность использования компактного ИН для плавления СЖК в автономном режиме – без движущегося за ним контактного нагревателя.

### **6.3 Результаты экспериментальных исследований процесса проплавления канала в СЖК семиламповым нагревателем**

В результате проведения экспериментальных исследований выявлены следующие закономерности.

1. При использовании в качестве насадки к контактному нагревателю с потребляемой мощностью от 5 до 10 кВт и с постоянной температурой ~ 100°C (ограниченной температурой пара во внутреннем теплообменнике и теплоотдачей в СЖК) семилампового излучателя описанной конструкции с потребляемой мощностью 0,7 кВт достигнута скорость погружения в расплавляемую СЖК ~ 0,3 см/мин или 18 см/час, что позволяет проплавить сквозной канал глубиной 1м за 5...6 часов; таким образом применение предложенного метода позволяет при увеличении энергопотребления всего на 7% достичь увеличения скорости проплавления канала в ~ 3 раза.

2. Через два часа после начала опыта с излучающей насадкой почти вся поверхность СЖК, наблюдаемая через горловину, была покрыта слоем жидкой фазы, что

обусловлено усиленной естественной конвекцией при быстром расширении диаметра расплавленного канала, в то время как при использовании чисто теплового нагревателя диаметр расплавленного канала до конца процесса незначительно превышает диаметр нагревателя.

3. При отсутствии в насадке – излучателе центральной пробирки скорость проплавления резко снижалась до  $\sim 0,1$  см/мин вследствие застревания центральной зоны шайбы на остатках твердой фазы, поэтому необходим тщательный выбор параметров конструкции излучателя, обеспечивающий оптимальные скорости плавления.

4. Опыты с излучателями, содержащими галогенные лампы повышенной мощности (250 Вт), показали, что при скоростях до 0,5 см/мин возникает сильный перегрев жидкой фазы СЖК с отдельными очагами воспламенения, однако видны направления оптимизации конструкций излучателя, обеспечивающей быстрое и безопасное расплавление, но уже по данным проведенных исследований можно сделать вывод о эффективности предложенного метода, внедрение которого может дать значительный экономический эффект за счет ускорения операций разгрузки контейнеров и цистерн от химических продуктов.

#### ***Заключение по главам 1-6***

В данной диссертации представлены новые теоретические и экспериментальные результаты, представляющие научную и практическую значимость. На основе анализа современного состояния вопроса сформулирована научная проблема. Разработаны критерии эффективности методов нагрева и расплавления химических продуктов различными способами. Показано, что применение методов расплавления химических продуктов, в частности, СЖК, основанных на подводе тепловой энергии не позволит существенно повысить основные показатели эффективности технологического процесса по сформулированным критериям. Предложена новая технология расплавления химических продуктов с просветляющейся жидкой фазой, основанная на использовании методов светового облучения и комбинированного воздействия световой и тепловой энергии.

По итогам проведенных исследований получены новые конкретные результаты.

1. Разработаны и опробованы методы расчета:

- процессов расплавления веществ с просветляющейся жидкой фазой воздействием комбинированных источников светового излучения и тепловой энергии;
- процессов разогрева веществ в крупногабаритных контейнерах под воздействием внешнего нагрева и светового облучения;

- процессов проплавления каналов в веществе тепловыми контактными нагревателями.
- 2. Разработана методика и проведены исследования спектральных и интегральных характеристик пропускания и поглощения жидкой и твердой фазы вещества типа СЖК.
- 3. Разработана и реализована методика исследований световых и тепловых характеристик излучателей на основе галогенных ламп в прозрачных кварцевых корпусах.
- 4. Представлены многочисленные результаты экспериментальных исследований процессов расплавления СЖК различными методами при использовании уменьшенных моделей контейнеров с твердой фазой СЖК.
- 5. Проведенные натурные испытания образца излучателя, используемого в качестве насадки на контактный нагреватель для проплавления канала в твердой фазе СЖК в крупногабаритном контейнере, показали высокую эффективность предложенного метода.

## **Глава 7 Ресурсосбережение путём совершенствования процессов в огневых агрегатах распылительной сушилки**

### **7.1 Характеристика особенностей конструкции и условий эксплуатации огневых агрегатов. Источники повышенного расхода ресурсов**

Одним из важнейших элементов технологической установки по производству СМС является генератор топочных газов (газогенератор). Его назначение состоит в обеспечении распылительной сушилки сушильным агентом с заданной температурой и с заданным расходом. Этот сушильный агент (смесь воздуха и топочных газов) используется в технологическом процессе при сушке композиции для получения порошка СМС. Характеристики газогенератора в решающей степени влияют на производительность всей установки.

В отечественной практике в технологических установках для производства СМС, построенных по схеме фирмы «Баллестра», получили распространение двухзонные газогенераторы (разработчик НИИХиммаш). Такой газогенератор включает в себя корпус, топочную камеру и газовую горелку (рис. 7.1.1). Газовая горелка устанавливалась на днище топочной камеры цилиндрической формы. Сама топочная камера помещалась внутри металлического корпуса газогенератора с определенным зазором.

В первой зоне газогенератора, которая представляет собой топочную камеру, обеспечивается достаточно высокая полнота сгорания природного газа за счет обеспечения соответствующего соотношения компонентов. Поскольку образующиеся в этой зоне продукты сгорания имеют высокую температуру, то во второй зоне, находящейся над топочной камерой происходит их смешение с холодным (вторичным) воздухом, подаваемым в газогенератор специальным вентилятором. Подача вторичного воздуха осуществляется в кольцевое пространство между корпусом газогенератора и топочной камерой.

Тепловая защита стального корпуса топочной камеры осуществляется путем его теплоизоляции от продуктов сгорания с помощью слоя огнеупорного высокоглиноземистого кирпича. Кроме того, оболочка корпуса камеры охлаждается потоком вторичного воздуха, омывающего ее снаружи.

Подобные конструкции были рассчитаны на использование газовых горелок, так называемого, осевого типа. Фактически такая горелка представляла собой осевую двухкомпонентную форсунку с коаксиальным расположением струй. Природный газ подавался в центре через прямой патрубок, а воздух – по периферии этого патрубка

коаксиально. Такая горелка давала узкий факел большой протяженности. Исходя из размеров и формы факела, были выбраны и размеры топочной камеры. Ее длина примерно соответствовала длине факела, а диаметр был выбран из условия обеспечения работоспособности элементов конструкции камеры, которая определялась, прежде всего, ее теплонапряженностью. Так, например, при номинальной производительности горелки в 12 МВт теплонапряженность камеры составляла примерно  $0,6 \text{ МВт/м}^3$ .

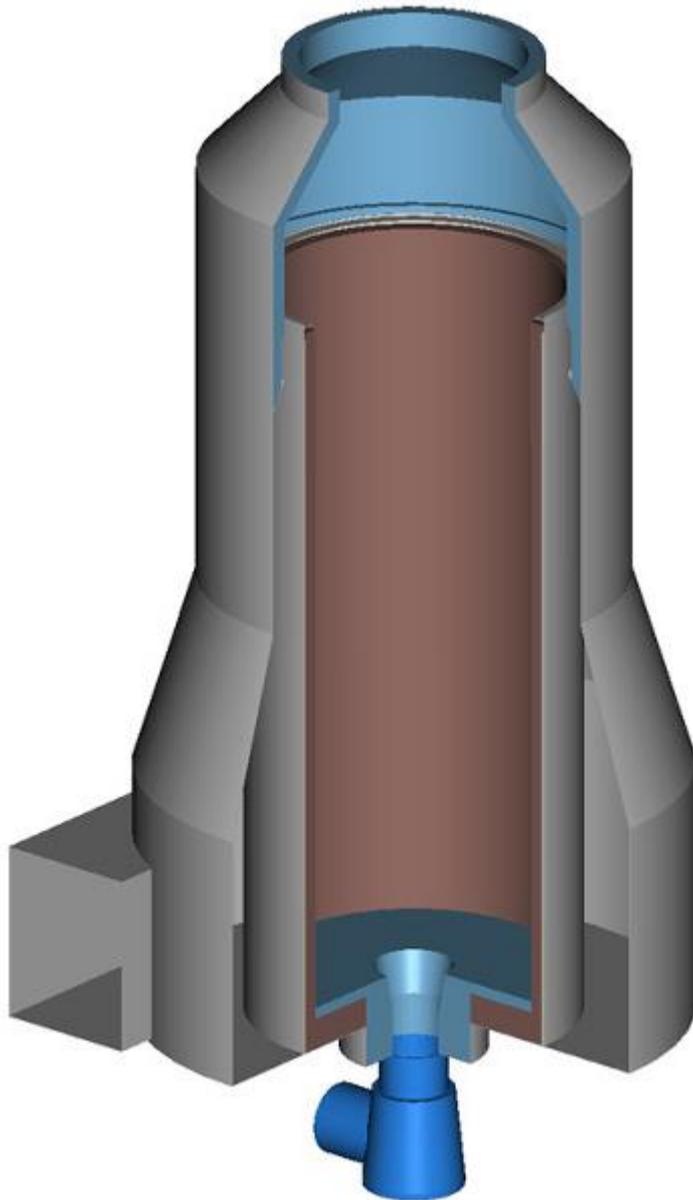


Рисунок 7.1.1 - Общий вид газогенератора со струйной грелкой

Такая конструкция огневого агрегата оказалась весьма удачной с точки зрения обеспечения его работоспособности и многолетнего функционирования без необходимости

проведения каких-либо значимых регламентных работ по техническому обслуживанию и ремонтных работ, прежде всего наиболее нагруженной в тепловом отношении футеровки камеры.

Данная характеристика особенностей конструкции газогенератора позволяет оценить его с точки зрения затрат ресурсов при эксплуатации. Следует отметить, что в технологической установке для производства СМС это один из наиболее ресурсозатратных агрегатов. При этом газогенератор «поглощает» ресурсы различного вида. Прежде всего, это энергетические ресурсы в виде природного газа, при сжигании которого выделяет тепло, используемое для нагрева технологического воздуха.

Вместе с тем, поскольку газогенератор является и самым энергонапряженным агрегатом, элементы которого работают при высоком уровне теплового нагружения, то для поддержания его работоспособности в течение длительного времени требуется расходовать и другие виды ресурсов (материальные, людские – при проведении ремонтов и технического обслуживания). Между энергетическими и «ремонтными» ресурсами существует диалектическая взаимосвязь. Она обусловлена следующими обстоятельствами.

Снижение расхода энергетических ресурсов может быть обеспечено путем совершенствования конструкции газовых горелок в направлении повышения полноты сгорания газа, решением вопроса автоматизации их работы и т.п. При этом стремление увеличить полноту сгорания, особенно в сочетании со стремлением поднять производительность газогенератора (тепловую мощность), как правило, приводит к увеличению тепловой нагрузки на элементы газогенератора и к их быстрому изнашиванию. Таким образом, экономя на энергетическом ресурсе – природном газе, проигрываем в других видах ресурсов.

В описанной выше конструкции газогенератора упор был сделан на снижение «ремонтных» видов ресурсов [111-113]. Во многом это, по-видимому, было обусловлено тем, что в те годы, когда она проектировалась, не существовало острой энергетической проблемы, и действовали другие экономические принципы. Учитывая все возрастающую стоимость энергетических ресурсов, такой подход в современных условиях не может быть оправдан.

В настоящее время созданы и выпускаются серийно высокоэффективные газовые горелки, которые обеспечивают значительную экономию топлива по сравнению с использовавшимися в газогенераторах ранее. К числу таких горелок относятся горелки вихревого типа. В них более высокая полнота сгорания топлива обеспечивается за счет более интенсивного перемешивания газообразного горючего (природного газа) и окислителя (кислорода воздуха), достигаемого путем их закрутки с помощью специальных направляющих лопаток. Такая горелка дает очень мощный компактный факел с высокой

температурой в ядре. Уровень температуры в центре ядра составляет 1500 – 2000° С. Для обеспечения работоспособности элементов конструкции топки в месте установки горелки, а также для снижения температуры газов по всему объему камеры, через данную горелку, коаксиально патрубку вихревой форсунки подается, так называемый, вторичный воздух горелки. Он также закручивается с помощью специальных лопаток в направлении, противоположном направлению вращения потока топочных газов. Важной особенностью этих горелок является малое время их выхода на номинальный режим.

Установка такой горелки в газогенератор традиционной конструкции вместо осевой приводит к резкому изменению характера теплового нагружения топочной камеры. Результатом является быстрая потеря работоспособности наиболее теплонапряженным элементом камеры – ее футеровкой и необходимость проведения частых ремонтов со значительными ресурсными затратами.

Здесь на газогенераторе описанной конструкции вместо осевой горелки была смонтирована высокоэкономичная автоматизированная газовая горелка вихревого типа фирмы «Oilon», которая обеспечивала снижение энергетических затрат. После ввода в эксплуатацию газогенератора с новой горелкой примерно через три недели произошло катастрофическое разрушение внутренней футеровки топочной камеры. Глубина зоны разрушения в кирпичах достигала 4 – 5 см. Наиболее поврежденными оказались кирпичи в нижней части кладки, что привело к потере ими прочности и обвальному разрушению всей кладки. Повреждения получил и металлический корпус топочной камеры. Необходимо отметить, что до этой аварии вихревая горелка эксплуатировалась на режиме тепловой мощности, соответствующей мощности старой горелки.

После аварии новая футеровка была выполнена трестом «Союзтеплострой» из перспективного материала термоизол. Данный материал был выбран с учетом эксплуатационных режимов горелки, прежде всего из-за своей малой тепловой инерционности. Его рабочая температура составляет до 1450 °С. Предельно допустимая температура поверхности – 1600 °С. В ходе сертификационных испытаний данного материала, в том числе и за рубежом, была подтверждена его работоспособность в течение длительного времени (более 1 года). Однако, после месячной эксплуатации газогенератора произошло разрушение футеровки из термоизола. В ходе экспертизы, проведенной Институтом огнеупоров, было установлено, что разрушение произошло в результате превышения предельной температуры эксплуатации термоизола в 1600 °С.

Третья кладка также была выполнена трестом «Союзтеплострой» из волокнистых плит типа ШВП. Между стальным корпусом топочной камеры и плитами ШВП был

проложен слой теплоизоляции из войлока марки МКРВ-200. Кроме замены футеровки была также произведена переналадка горелки до уровня температуры 1200°C. Тем самым технологическая установка была переведена на менее экономичный режим работы с пониженной производительностью. При дальнейшей эксплуатации газогенератора примерно через 5 суток стало наблюдаться эрозионное разрушение плит ШВП в нижней части топочной камеры.

В ходе дальнейших ремонтов поверх плит ШВП был установлен дополнительный слой внутренней футеровки из термостойкого хромомagneзитового кирпича на высоту до 1,2 м. Однако и это не привело к желаемому результату. Тогда кладка из хромомagneзитового кирпича была заменена кладкой из более термостойкого муллитокремнеземного кирпича, но уже на высоту 3,0 м. При этом внутренний диаметр топочной камеры сократился до 180 см. Была также изменена форма горелочного камня путем уменьшения угла конусности его горла (рис.7.1.2). Тем самым, была предпринята попытка изменить, т.е. сделать более вытянутой форму факела горелки. Были сохранены также ограничения на режимы работы горелки. Но как показал опыт дальнейшей эксплуатации, особенно при попытке повысить производительность установки, данный путь оказался тупиковым.

Таким образом, приведенный пример показывает, что стремление снизить энергетические затраты при сохранении существующей конструкции газогенератора привело к резкому увеличению расхода «ремонтных» ресурсов. В то же время полная замена существующей конструкции газогенератора сопряжена со значительными капитальными затратами. Выход может быть найден в поиске новых технических решений, обеспечивающих работоспособность газогенератора в течение заданного времени при высокоэкономичных энергетических режимах и сохранении базовых, наиболее материалоемких элементов конструкции газогенератора.

При разработке таких предложений необходимо, прежде всего, проанализировать условия эксплуатации газогенератора с горелкой нового типа.

При функционировании топочной камеры газогенератора внутри нее протекают сложные газодинамические и тепловые процессы. Они обусловлены, прежде всего, особенностями работы газовой горелки вихревого типа в условиях достаточно ограниченного пространства цилиндрической топочной камеры.

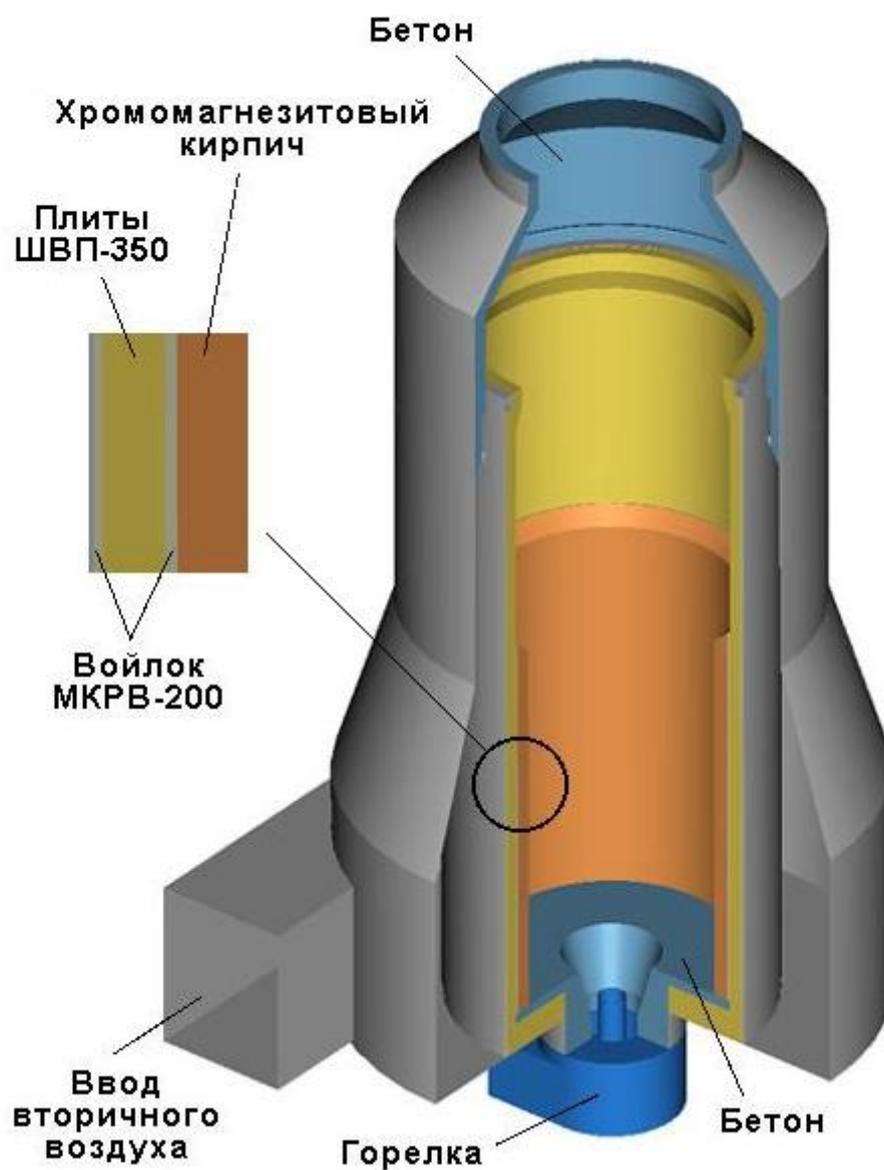


Рисунок 7.1.2 - Общий вид газогенератора после модернизации

Общая картина течения газового потока внутри камеры и поле температур в нем показаны на рис. 7.1.3. Расчеты выполнены фирмой "Oilon" [31]. Как видно из анализа поля течения структура потока очень сложная и характеризуется наличием вихревого движения газа. Особо следует отметить наличие тороидального вихря по периметру топочной камеры в районе стыка подины и цилиндрической стенки. Здесь наблюдается возвратное движение газа.

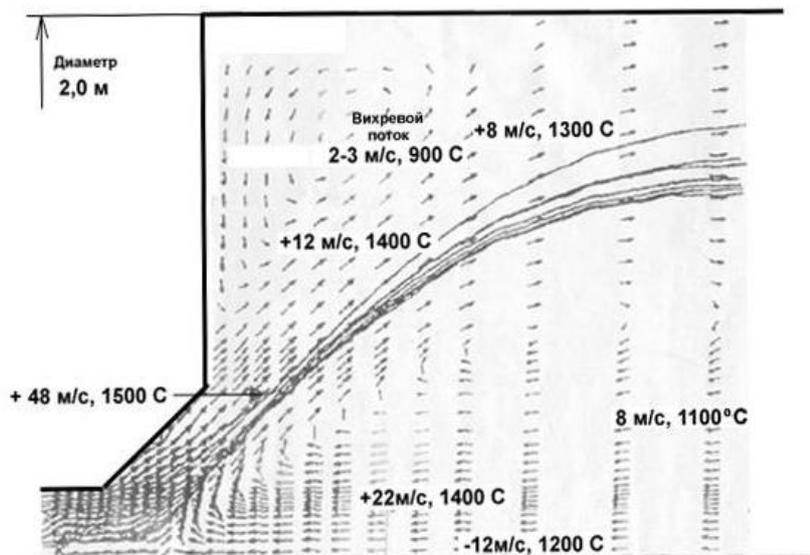


Рисунок 7.1.3 - Параметры газового потока, формируемые горелкой вихревого типа

Анализ диаграммы распределения температур и скоростей по продольному сечению топочной камеры, предоставленных фирмой "Oilon", указывает на то, что пламя горелки имеет высокотемпературное ядро и периферийные зоны с меньшей температурой. Причем футеровку обтекает газовый поток со сравнительно невысокой температурой. При этом скорость потока в пристеночном слое за счет окружной составляющей, создаваемой центробежной горелкой, может достигать 70...80 м/с. Поэтому коэффициент теплопередачи между газом и стенкой может составлять  $\sim 40 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ . Таким образом, конвективный теплообмен между продуктами сгорания и поверхностью футеровки будет существенным.

В то же время, газовый поток вторичного воздуха, обтекающий снаружи металлическую стенку топочной камеры, может иметь скорость 5...6 м/с. Такой поток, соответственно, обеспечивает коэффициент теплопередачи  $\sim 14 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ . Учитывая, что температура стальной стенки, ввиду ее хорошей внутренней теплоизоляции, невысока, ожидать больших конвективных тепловых потоков от стенки к газу не приходится.

Если бы нагрев футеровки обуславливался только конвективным подводом тепла со стороны продуктов сгорания и отводом его через стальную стенку во вторичный воздух, то стационарный режим теплопередачи достигался бы при температуре материала приповерхностного слоя футеровки со стороны газа почти равной температуре обтекающих ее продуктов сгорания. В этом случае термическое состояние футеровки обуславливалось бы конвективным теплообменом между стальной стенкой и вторичным воздухом, а также температурой продуктов сгорания в пристеночном слое.

Однако, такая картина теплового процесса возможна только при температурах в ядре пламени ниже 1000...1200 °С. Используемая же в газогенераторе горелка обеспечивает температуру в ядре пламени ~ 1500 °С и более. А при такой температуре очень важную роль начинает играть лучистый теплообмен.

Лучистый теплообмен в газах имеет ряд особенностей. Одно- и двухатомные газы практически прозрачны для тепловых лучей, т.е. их излучательная и поглощательная способность чрезвычайно мала. Значительной излучательной и поглощательной способностью обладают трехатомные газы[1]. А в продуктах сгорания горелки достаточно большое количество паров воды (H<sub>2</sub>O) и углекислого газа (CO<sub>2</sub>). Причем, их массовое содержание максимально в ядре пламени и минимально в пристеночном слое, где больше составляющая воздуха (O<sub>2</sub> и N<sub>2</sub>). Это означает, что ядро пламени хорошо излучает тепловой поток, а пристеночный газовый поток его слабо поглощает и поэтому весь лучистый тепловой поток поглощается поверхностью футеровки.

Таким образом, на первый план выдвигается тепловой поток, получаемый футеровкой излучением. Причем, если конвективный теплообмен футеровки с обтекающим ее газовым потоком окажется недостаточным, то вполне возможна ситуация, когда температура футеровочных материалов вплотную приблизится к температуре в ядре пламени. И при этом температура стальной стенки будет невысокой в силу того, что она хорошо теплоизолирована.

Плотность этого лучистого потока в самом первом приближении может быть рассчитана по формулам:

$$q_{\text{я}} = \varepsilon_{\text{ст.эф}} C_0 \cdot \varepsilon_{\text{г}} \left( \frac{T_{\text{г}}}{100} \right)^4 \quad (7.1.1)$$

$$q = \varepsilon_{\text{ст.эф}} C_0 \cdot \varepsilon_{\text{г}} \left( \frac{T_{\text{г}}}{100} \right)^4 \cdot \left( \frac{r_{\text{я}}}{r} \right)^2, \quad (7.1.2)$$

где,

$q_{\text{я}}$  - плотность лучистого потока в ядре пламени газовой горелки;

$q$  - плотность лучистого потока на расстоянии  $r$  от ядра пламени;

$\varepsilon_{\text{ст.эф}}$  - условная, или эффективная, степень черноты поверхности стенки;

$C_0$  - постоянная Стефана-Больцмана;

$\varepsilon_{\text{г}}$  - излучательная способность газа при температуре  $T_{\text{г}}$ ;

- $T_r$  - температура газа в градусах Кельвина;  
 $r_я$  - радиус ядра пламени;  
 $r$  - расстояние между ядром пламени и стенкой.

На рис.7.1.4 показана зависимость относительной плотности лучистого потока на стенке от относительного расстояния до нее, а в таблице 7.1.1 даны величины плотности мощности лучистого потока в ядре пламени в зависимости от температуры газа.

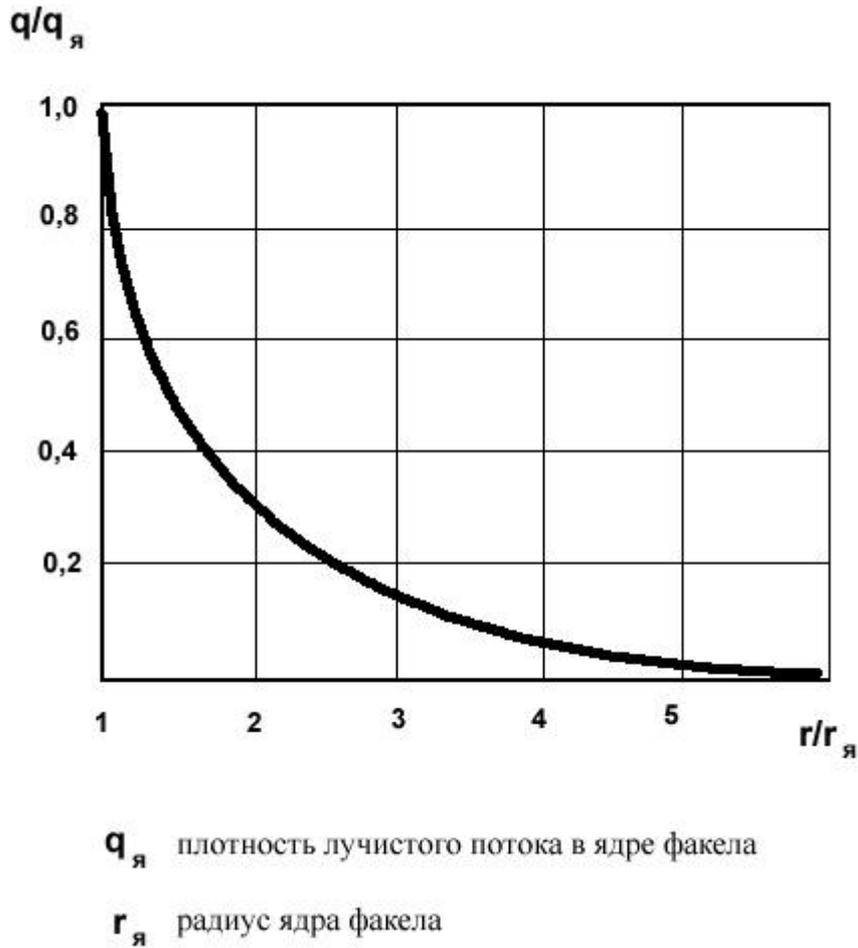


Рисунок 7.1.4 - Изменение относительной плотности лучистого потока от расстояния.

Таблица 7.1.1 - Величина плотности лучистого потока в ядре пламени

Температура газа, °C	1500	1750	2000
Плотность лучистого потока, кВт/м <sup>2</sup>	13,1	19,2	25,6

Анализ данных, представленных на рис.7.1.4 показывает, что плотность лучистого потока резко падает при удалении стенки от ядра пламени даже на сравнительно небольшое расстояние. Так плотность лучистого потока на внутренней стенке корпуса газогенератора, если бы топочная камера отсутствовала, была бы в 5 раз ниже, чем на стенке топочной камеры!

Наоборот, даже сравнительно небольшое уменьшение расстояния между стенкой и ядром пламени, которое было сделано при установке дополнительного слоя муллитокремнеземного кирпича при последнем ремонте, приводит к значительному увеличению тепловой нагрузки на футеровку из-за возрастания плотности лучистого потока.

Другой важной особенностью вихревых горелок оказывается их быстрый выход на номинальный режим. Для сравнения – время выхода на режим старой горелки осевого типа составляло около 1 часа, а вихревой горелки – всего 15 минут. Быстрый выход на режим приводит, вследствие высоких теплоизоляционных свойств футеровочных материалов, к появлению весьма больших температурных градиентов, и даже к термоударам. В то же время, малая инерционность вихревой горелки позволяет экономить природный газ, так как на переходных режимах горелка работает с меньшей экономичностью.

В заключение обратим внимание на то, что работа топочной камеры газогенератора происходит в условиях частых теплосмен, обусловленных технологическими особенностями процесса и самого производства. Работа теплонапряженных элементов топочной камеры на предельно допустимых температурных режимах в этих условиях приводит к быстрому накоплению в них повреждений и потере ими работоспособности.

Поэтому, с учетом указанных особенностей вихревых горелок, очень важно обеспечить умеренное тепловое состояние "горячих" элементов газогенератора.

## **7.2 Методика и результаты расчета теплового состояния футеровки топочной камеры**

Для оценки теплового состояния футеровки на различных режимах горелки, а также для проведения сравнительного анализа эффективности тех или иных конструктивных мероприятий, обеспечивающих снижение рабочей температуры футеровки, требуется создание расчетной методики. Учитывая назначение методики, а также уровень и полноту исходных данных, эта методика может носить инженерный характер. В тоже время ее разработка не является тривиальной задачей, прежде всего в силу необходимости учета лучистого теплообмена, который на некоторых режимах оказывает решающее влияние на тепловое состояние футеровки.

Разработку такой методики начнем с расчета параметров лучистого теплообмена.

В топочной камере пламя горелки окружено цилиндрической стенкой. Эта стенка, нагреваясь, сама излучает тепло, и это излучение частично поглощается газом. Поэтому тепловой поток, который получает стенка, определяется разностью между излучением газа и той части излучения стенки, которая поглощается газом

$$q_{л} = \varepsilon_{ст.эф} C_o \left[ \varepsilon_{г} \left( \frac{T_{г}}{100} \right)^4 - A_{г} \left( \frac{T_{ст}}{100} \right)^4 \right], \quad (7.2.1)$$

где,

$C_o = 5,67 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$  - коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела (постоянная

Стефана-Больцмана);

$\varepsilon_{ст.эф}$  - условная, или эффективная, степень черноты поверхности стенки;

$T_{г}$  - температура газа по шкале Кельвина;

$T_{ст}$  - температура стенки по шкале Кельвина;

$\varepsilon_{г}$  - излучательная способность газа при температуре  $T_{г}$ ;

$A_{г}$  - поглощательная способность газа при температуре  $T_{ст}$ .

Величина эффективной степени черноты стенки  $\varepsilon_{ст.эф}$  находится между величиной степени черноты поверхности стенки  $\varepsilon_{ст}$ , учитывающей поглощение тепла при однократном падении луча, и единицей, соответствующей полному поглощению тепла при многократных отражениях от поверхности футеровки. Кроме того,  $\varepsilon_{ст.эф}$  учитывает угол  $\alpha$  падения луча на поверхность данного участка футеровки со стороны ядра пламени горелки. С достаточной степенью приближения можно считать

$$\varepsilon_{ст.эф} = \frac{\varepsilon_{ст} + 1}{2} \sin \alpha. \quad (7.2.2)$$

Для поверхности футеровки, несколько загрязненной сажей, можно принять  $\varepsilon_{ст} = 0,8$ .

Излучательная способность продуктов сгорания с учетом только излучения  $H_2O$  и  $CO_2$  может быть рассчитана по формуле

$$\varepsilon_{г} = \varepsilon_{H_2O} + \varepsilon_{CO_2} - \Delta\varepsilon. \quad (7.2.3)$$

Здесь величина  $\Delta\varepsilon$  учитывает, что интервалы длин волн излучения  $\text{H}_2\text{O}$  и  $\text{CO}_2$  частично совпадают, поэтому энергия излучения  $\text{H}_2\text{O}$  частично поглощается  $\text{CO}_2$  и наоборот. При температурах, превышающих 1000 К, поправка  $\Delta\varepsilon = \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \varepsilon_{\text{CO}_2}$ .

Излучательная способность отдельного газа определяется температурой, парциальным давлением и линейным размером излучающего газового слоя.

На рис.7.2.1 приведены данные для расчета коэффициента излучения  $\varepsilon_{\text{CO}_2}$  в зависимости от температуры  $T$  [ К ], парциального давления  $P_{\text{CO}_2}$  [ атм ] и длины пути луча  $l$  [ м ].

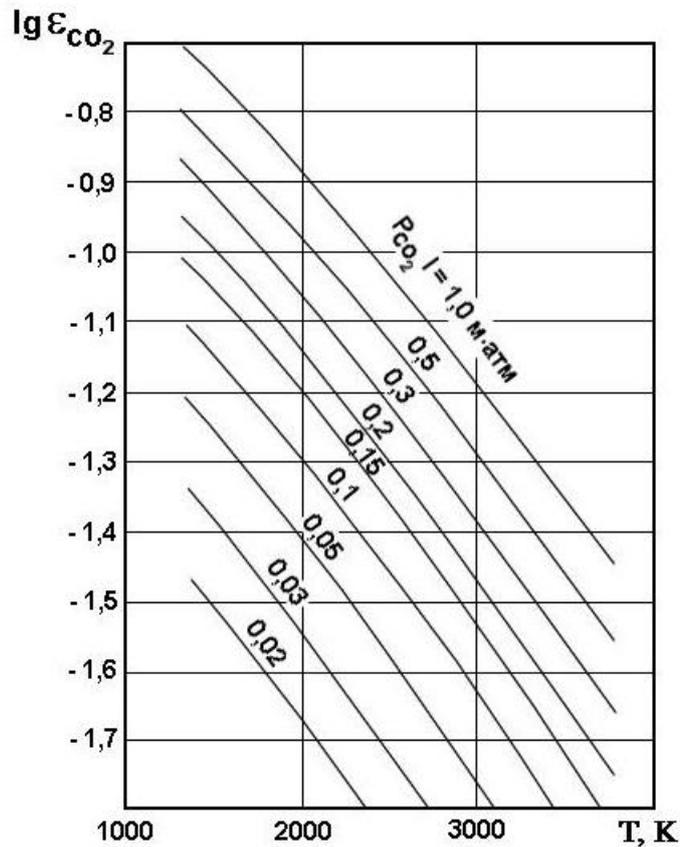


Рисунок 7.2.1 - Зависимость коэффициента излучения углекислого газа от температуры при различных парциальных давлениях.

Для водяного пара такие же данные представлены на рис. 7.2.2, но уже в зависимости от плотности  $\rho_{\text{H}_2\text{O}}$  [ кг/м<sup>3</sup> ], которая связана с парциальным давлением формулой

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 212,3 \cdot P_{\text{H}_2\text{O}}/T. \quad (7.2.4)$$

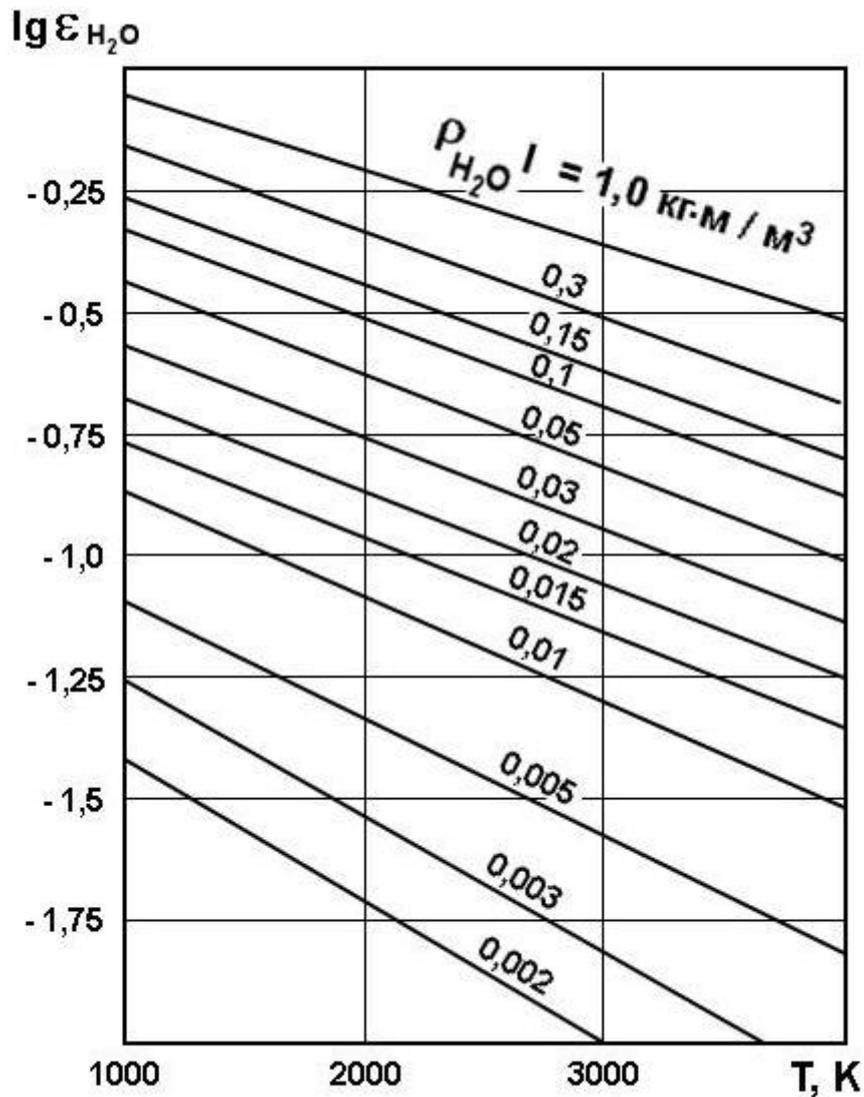


Рисунок 7.2.2 - Зависимость коэффициента излучения водяного пара от температуры при различных плотностях.

Поглощательная способность газа  $A_{\text{r}}$  определяется по тем же графикам и формулам, поскольку считается, что  $A_{\text{r}}(T_{\text{ст}}) \approx \epsilon_{\text{r}}(T_{\text{ст}})$ .

Парциальное давление соответствующего газа в смеси определяется из соотношения

$$\frac{N_i}{P_i} = \frac{N_\Sigma}{P_\Sigma}, \quad (7.2.5)$$

где,

$N_i$  и  $N_\Sigma$  - соответственно число молей  $i$ -го газа и всей смеси;

$P_i$  и  $P_\Sigma$  - соответственно парциальное давление  $i$ -го газа и полное давление смеси газов.

Для точного расчета необходимо знать массовые расходы и состав природного газа и воздуха, а также концентрации составляющих продуктов сгорания.

В условиях точности инженерного расчета зададимся некими усредненными исходными данными, полученными на основе отдельных экспериментальных замеров, выполненных при проведении пусконаладочных работ на газогенераторе, и справочных данных.

В частности, будем иметь ввиду, что при стехиометрическом соотношении ( $K_o = 3,628$ ) кислорода ( $O_2$ ) и метана ( $CH_4$ ) в продуктах сгорания образуется ~ 50 % водяного пара ( $H_2O$ ) и ~ 12 % диоксида углерода ( $CO_2$ ) [114]. Далее, предположим, что соотношение первичного воздуха, поступающего в газогенератор, и природного газа в среднем составляет 10. В таком случае парциальные давления приблизительно равны

$$P_{CO_2} = 0,053 \text{ атм};$$

$$P_{H_2O} = 0,15 \text{ атм}.$$

Далее определяем значения излучательной способности продуктов сгорания при различных температурах в ядре факела горелки. Полученные результаты для  $l = 1$  м представлены в таблице 7.2.1.

Таблица 7.2.1 - Значения излучательной способности продуктов сгорания

$t, ^\circ C$	1250	1500	1750	2000
$\epsilon_r$	0,16	0,14	0,12	0,1

Для определения поглотительной способности газа при  $T_{ст}$ , требуется знание величины  $T_{ст}$ , для расчета которого необходимо знать поле температур футеровки. Для этого, в свою очередь, требуется решить систему уравнений теплового баланса, учитывающую все тепловые потоки, подводимые и отводимые от футеровки топочной камеры.

Степень точности исходных данных такова, что для решения данной задачи вполне допустимо представить стенку топочной камеры как набор плоских пластин разной толщины, для которого будет справедлива следующая система уравнений теплового баланса при стационарной теплопроводности через пакет пластин

$$\left\{ \begin{array}{l} q = \varepsilon_{ст.эф} C_o \left[ \varepsilon_{г} \left( \frac{T_{г}}{100} \right)^4 - A_{г} \left( \frac{t_{ст} + 273}{100} \right)^4 \right] - \alpha_{г} (t_{ст} - t_{гп}); \\ q = \frac{\lambda_i}{\delta_i} \Delta t_i; \\ q = \alpha_{вв} (t_{м} - t_{вв}), \end{array} \right. \quad (7.2.6)$$

где,

$t_{ст}$  - температура поверхности футеровки, обтекаемой продуктами сгорания, по шкале Цельсия;

$t_{гп}$  - температура газового потока, обтекающего поверхность футеровки;

$\Delta t_i$  - перепад температур на  $i$ -ом слое;

$t_{м}$  - температура поверхности стальной стенки, обтекаемой вторичным воздухом;

$t_{вв}$  - температура вторичного воздуха;

$\lambda_i$  - теплопроводность  $i$ -го слоя;

$\delta_i$  - толщина  $i$ -го слоя;

$\alpha_{г}$  и  $\alpha_{вв}$  - соответственно коэффициенты теплопередачи продуктов сгорания и вторичного воздуха.

Данная задача решалась итерационным методом. На каждом шаге итерации для полученной величины температуры стенки  $t_{ст}$  вычислялась поглотительная способность продуктов сгорания  $A_r$ , и для этого значения  $A_r$  определяется поле температур.

Поле температур в многослойном пакете материалов вычислялось с помощью метода конечных элементов.

Сходимость итерационного процесса и, соответственно, точность получаемого решения в большей степени зависит от значения  $t_{ст}$  и в меньшей от  $A_r$ . Это указывает на то, что, несмотря на имеющуюся неопределенность в вычислении величины  $A_r$ , точность полученных результатов вполне удовлетворительная.

С помощью разработанной методики были выполнены расчеты теплового состояния футеровки при различных режимах работы вихревой газовой горелки [114].

При проведении расчетов рассматривались три режима работы горелки, которые обеспечивали соответствующую температуру в ядре факела и в пристеночном слое. Температура вторичного воздуха оказывает слабое влияние на тепловое состояние стенки, и поэтому во всех случаях выбиралась равной  $20^\circ\text{C}$ . Значения расчетных температур приведены в таблице 7.2.2.

Таблица 7.2.2 - Расчетные значения исходных параметров

Режим	1	2	3
Температура в ядре факела, $^\circ\text{C}$	1500	1750	2000
Температура в пристеночном слое, $^\circ\text{C}$	1100	1250	1400

Результаты выполненных расчетов представлены на рис. 7.2.3 - 7.2.5. Из анализа данных, представленных на этих рисунках, видно, что температура материалов футеровки значительно выше, чем температура обтекающего футеровку газового потока. Это указывает на то, что лучистый тепловой поток очень большой и горячий газовый поток в пристеночном слое не нагревает футеровку, а охлаждает ее!

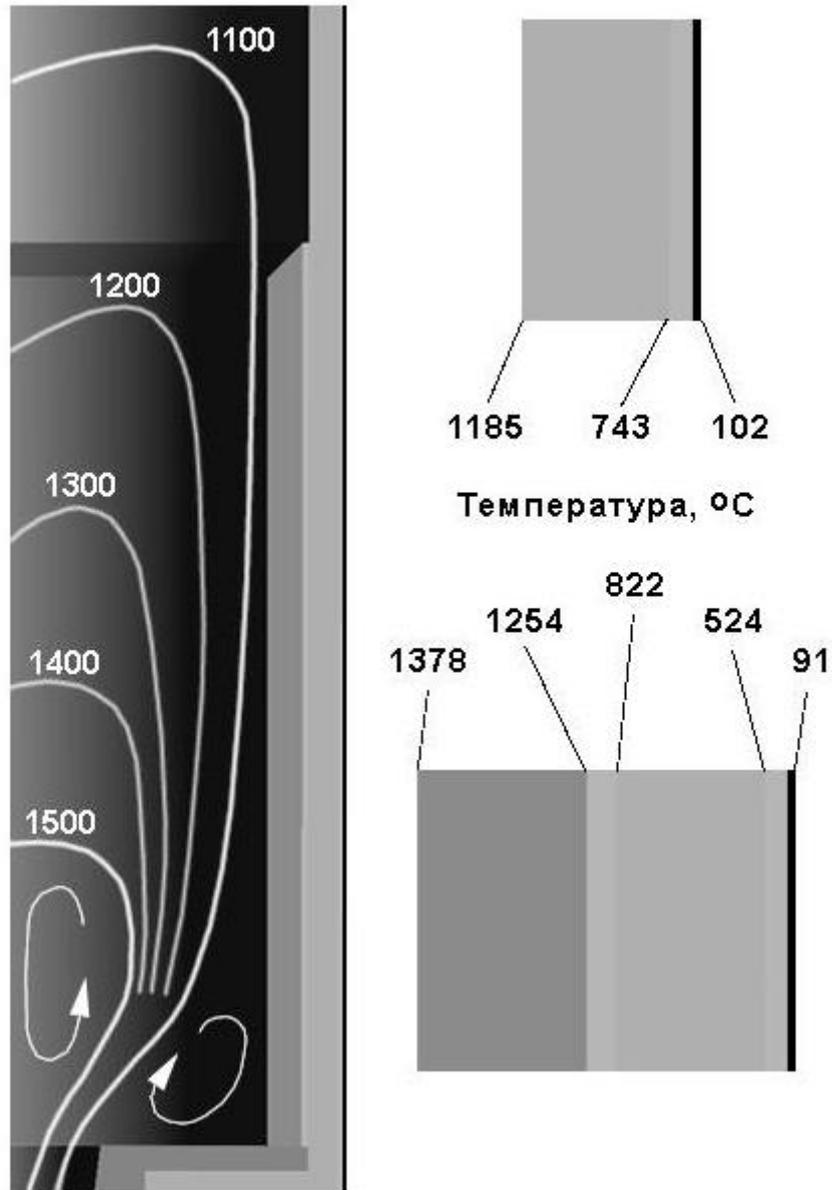


Рисунок 7.2.3 - Температурное поле стенки при 1-м режиме работы горелки.

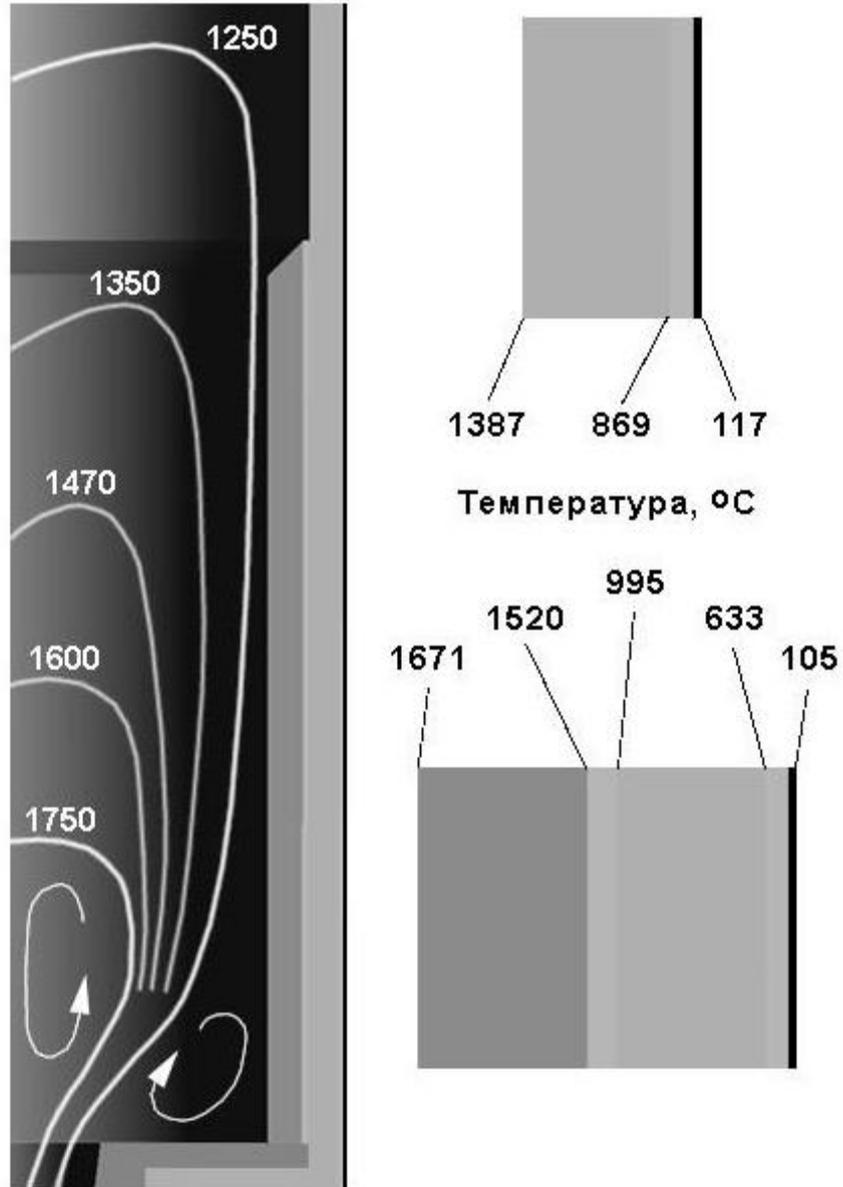


Рисунок 7.2.4 - Температурное поле стенки при 2-м режиме работы горелки.

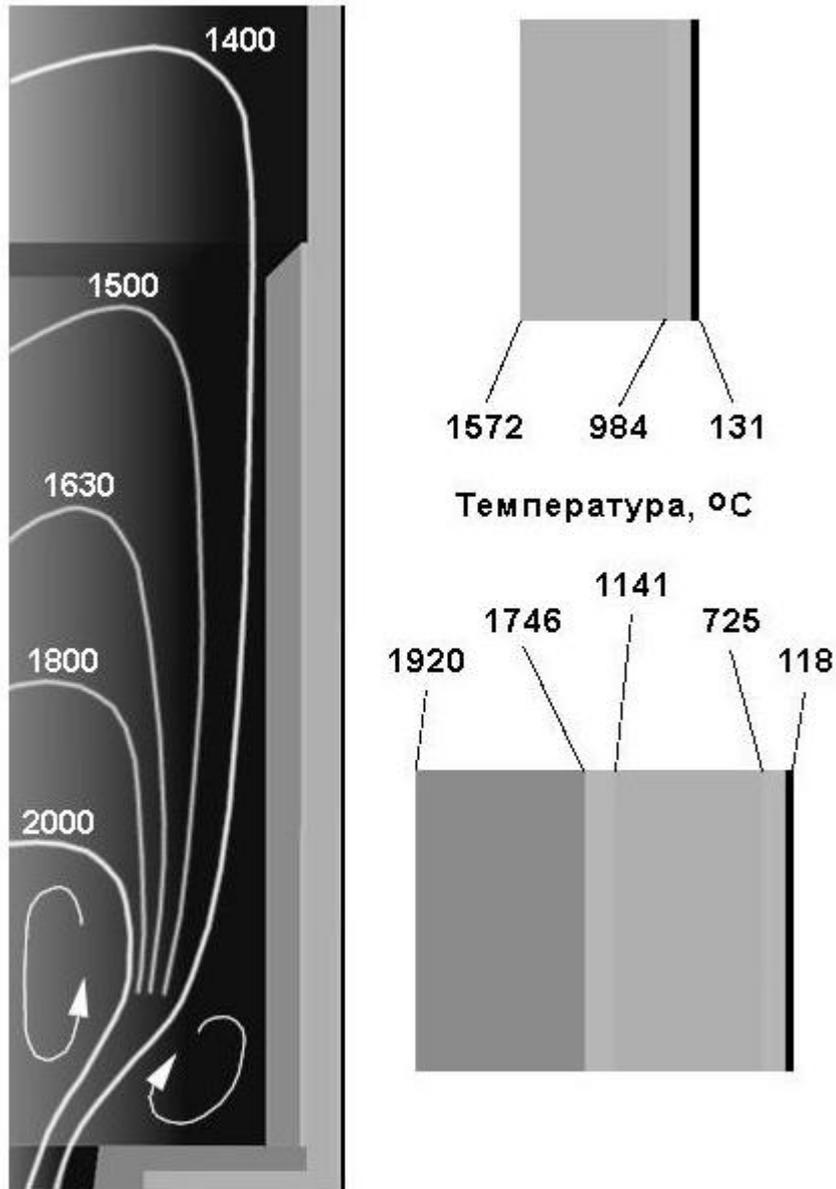


Рисунок 7.2.5 - Температурное поле стенки при 3-м режиме работы горелки.

Результаты расчетов также показывают, что при линейном росте температуры в ядре пламени и в пристеночном слое увеличение температуры материалов футеровки существенно нелинейное (приближается к температуре в ядре факела), в то время как температура металлической стенки растет почти линейно.

Таким образом, результаты проведенных расчетов показывают, что футеровка работает в очень тяжелых термических условиях. Причем, это характерно как для нижней, так и для верхней части топочной камеры. При этом сама стальная стенка корпуса топочной камеры нагревается слабо и пропускает через себя небольшое количество тепла.

Очевидно, что длительная работа топочной камеры в таких условиях и особенно при наличии частых теплосмен приводит к появлению и накоплению термических повреждений футеровки с необходимостью проведения ее регулярных ремонтов. Более того, как показал опыт эксплуатации, существующая конструкция топочной камеры газогенератора с горелкой рассматриваемого типа вообще практически неработоспособна в течение длительного времени.

### **7.3 Совершенствование конструкции газогенератора путем использования газовых поясов завесы для обеспечения охлаждения внутренней стенки.**

Результаты выполненного выше анализа теплового состояния футеровки топочной камеры показывают, что при уровне теплового нагружения, создаваемого современными высокоэкономичными газовыми горелками, в рамках существующей «классической» геометрии камеры требуется принятие специальных конструктивных мер для обеспечения ее работоспособности. Эти меры должны быть направлены на снижение рабочей температуры футеровки. В противном случае, как показывает опыт реальной эксплуатации, даже при использовании весьма термостойких и дорогих футеровочных материалов потребуются проведение периодических ремонтов топочной камеры, как правило, с частичной или полной заменой футеровки.

Следует отметить, что величина рабочей температуры футеровки самым непосредственным образом влияет как на стоимость самого огневого агрегата, так и на стоимость его эксплуатации. Это обусловлено тем, что при низком значении рабочей температуры становится возможным использование в конструкции газогенераторов сравнительно дешевых и технологичных футеровочных материалов, в частности термостойких бетонов.

При высоких значениях рабочей температуры (свыше 1500°С) футеровки возможно использование лишь «тяжелых» термостойких материалов типа муллитокорундового кирпича или карбидокремниевых плит. Заметим, что эти материалы, помимо высокой стоимости, весьма чувствительны к теплосменам, а также в силу высоких прочностных свойств крайне нетехнологичны. Фактически футеровку из таких материалов надо набирать из отдельных кирпичей специальной формы, каждый из которых обрабатывается механическим способом дорогостоящим инструментом. Удержание ряда кладки таких кирпичей обеспечивается, так называемым, замыкающим кирпичом, который подгоняется по месту.

При использовании же бетонов футеровка наносится на стенку простыми и дешевыми промышленными методами заливки или напыления.

Снизить температуру футеровки можно различными способами.

Наиболее простой из них заключается в увеличении тепловой проводимости пакета футеровочных материалов. Снижение теплового сопротивления стенки позволит увеличить тепловой поток, отдаваемый через стальную стенку вторичному воздуху, омывающему наружную поверхность топочной камеры. Для реализации данного предложения достаточно заменить слой муллитокремнеземистого войлока между стальной стенкой и футеровкой слоем другого, более теплопроводного материала, например, асбеста (теплопроводность 0,6 Вт/м·К).

В качестве примера на рис.7.3.1 представлены результаты расчета теплового состояния футеровки с асбестовыми прослойками. Как видно из рисунка, в этом случае существенно возрастает температура стальной стенки, однако температура футеровки уменьшилась незначительно. Таким образом, первый способ снижения рабочей температуры футеровки оказывается малоэффективным.

Более кардинальный способ решения этой задачи состоит в отводе тепла с поверхности футеровки газовым потоком. Для его реализации по периметру топочной камеры в пристеночном слое организуется газовый поток с низкой температурой – так называемая «газовая завеса»[136-191]. Конструктивное исполнение данного предложения рассмотрим на примере организации газовой завесы в топочной камере газогенератора технологической установки производства СМС комбината «Хенкель - Эра», выполненной на основе разработанных рекомендаций.

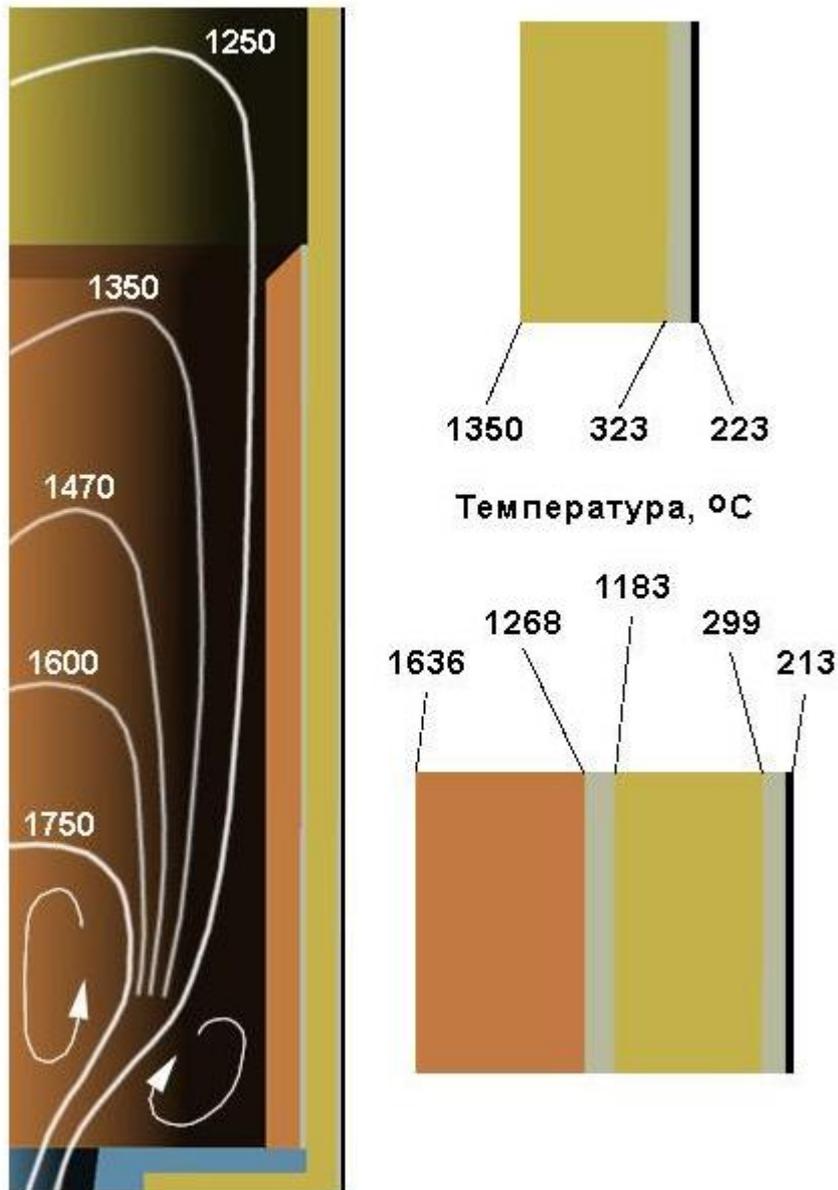


Рисунок 7.3.1 - Тепловое состояние футеровки с асбестовыми прокладками.

Общий вид газогенератора с модернизированной топочной камерой показан на рис. 7.3.2. Эта камера состоит из стального корпуса, бетонной футеровки внутренней поверхности корпуса, теплоизолирующего слоя между футеровкой и корпусом, газовой горелки, узла газовой завесы и аэродинамического стекателя. При этом от исходной камеры остались лишь стальной корпус и газовая горелка. Футеровка выполнена из термостойкого бетона марки АЛИТ-66 и крепится к корпусу с помощью анкеров, изготовленных из стальных полос в виде усов. Анкеры равномерно распределяются по всей внутренней поверхности стенки корпуса. Между бетонной футеровкой и стальной стенкой проложен

теплоизолирующий слой из войлока марки МКРВ-200. В подовой части камеры теплоизоляция выполнена из плит марки ШВП.

Газовая завеса образуется за счет части потока вторичного воздуха, подаваемого внутрь топочной камеры через специальный узел газовой завесы. Газовая завеса обеспечивает существенное снижение тепловых нагрузок на футеровку топочной камеры. При этом она практически не влияет на процессы, протекающие в газовой горелке, так как создается в тонком пристеночном слое у футеровки. Завеса формируется по периметру подовой части топочной камеры и направляется вверх. При этом из-за различной плотности газа, подаваемого в завесу, и топочных газов, истекающих из горелки, завеса сохраняется на достаточном протяжении на поверхности футеровки. Для повышения устойчивости газовой завесы при ее подаче в камеру обеспечивается тангенциальная закрутка газа.

Двигаясь вдоль поверхности футеровки, холодный воздух газовой завесы обеспечивает съем тепла от футеровки. При этом происходит постепенный нагрев этого газа по мере его движения вверх и его перемешивание с топочными газами. Так как расход газа в завесу достаточно велик, то это перемешивание приводит к снижению температуры топочных газов в верхней части камеры также и за счет их баллаستировки газом завесы.

Подина топочной камеры на большей своей части выполнена плоской, однако на периферии по всему периметру она имеет специальный профиль для устранения застойных зон топочных газов в стыке днища и цилиндрической стенки. Общий вид профилированной подовой части камеры показан на рис. 7.3.3.

Установка на верхний торец топочной камеры специального аэродинамического стекателя позволяет существенно снизить уровень динамического нагружения корпуса камеры при обтекании торца камеры газовыми потоками. А это, в свою очередь, обеспечивает уменьшение уровня вибраций корпуса. Кроме того, установка стекателя приводит к уменьшению гидравлических сопротивлений в кольцевом канале газогенератора. Как следует из описанного выше принципа работы газовой завесы, при ее организации необходимо выполнить ряд важных требований:

1. Пленка газа должна быть достаточно тонкой, чтобы не изменять параметры процесса горения в топочной камере.
2. Пленку газа необходимо равномерно распределить по окружности с тем, чтобы обеспечить устойчивый съем тепла с футеровки топочной камеры.
3. Пленка газа не должна быстро разрушаться потоком продуктов сгорания.
4. Необходимо обеспечить прилегание пленки газа к поверхности футеровки.

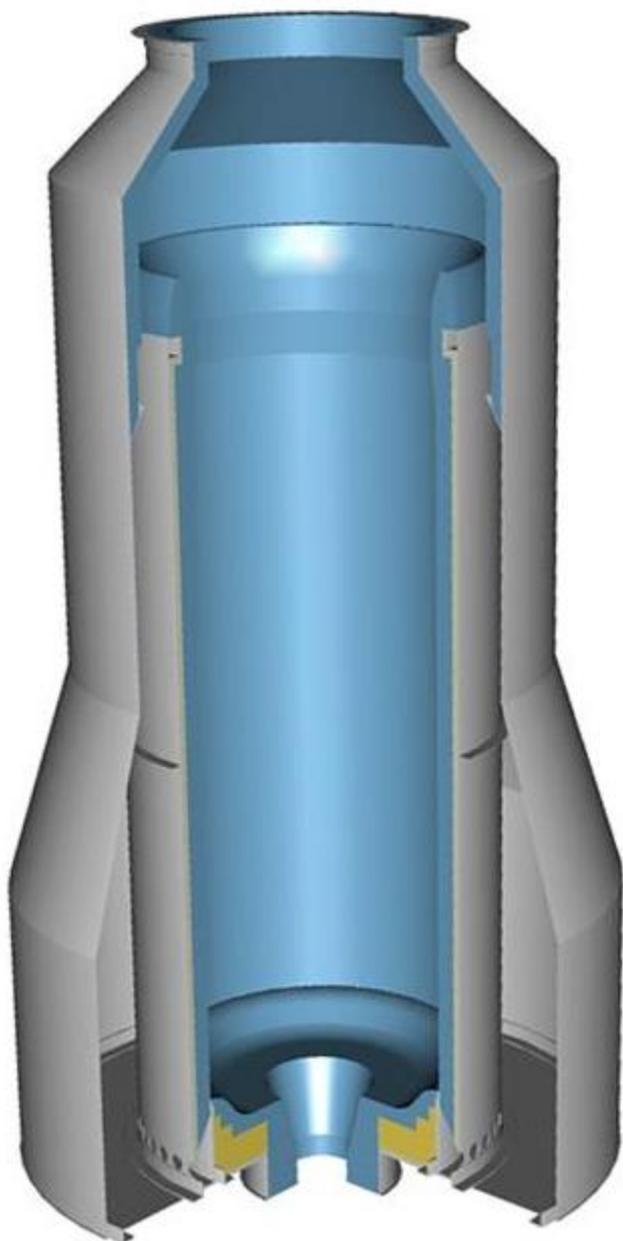


Рисунок 7.3.2 - Общий вид модернизированной топочной камеры.

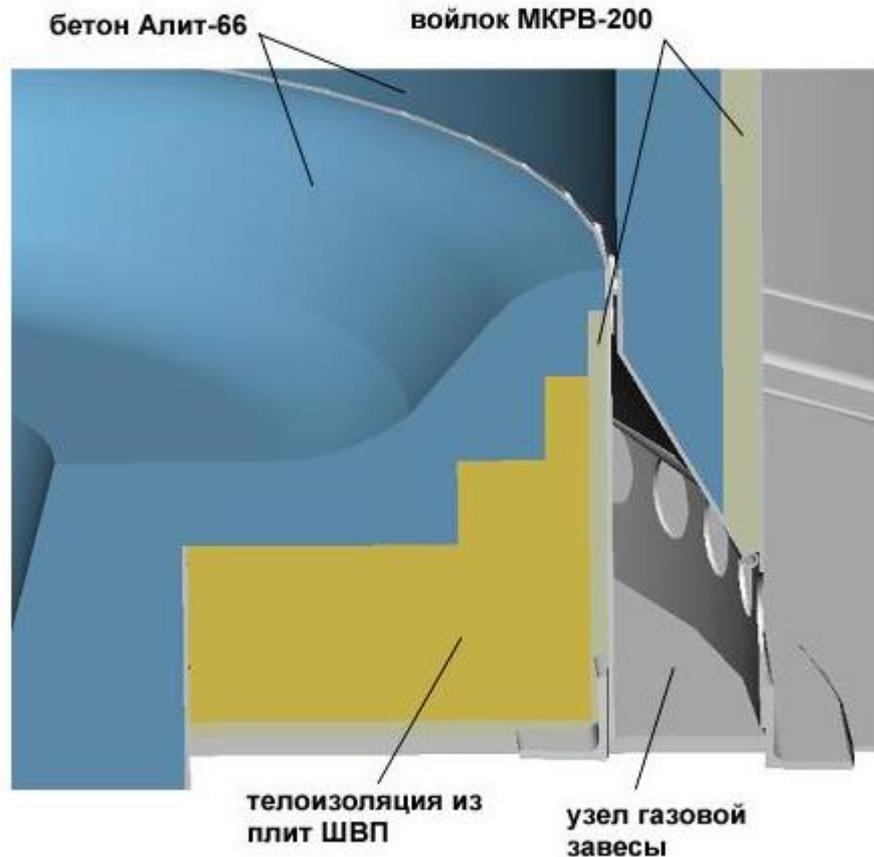
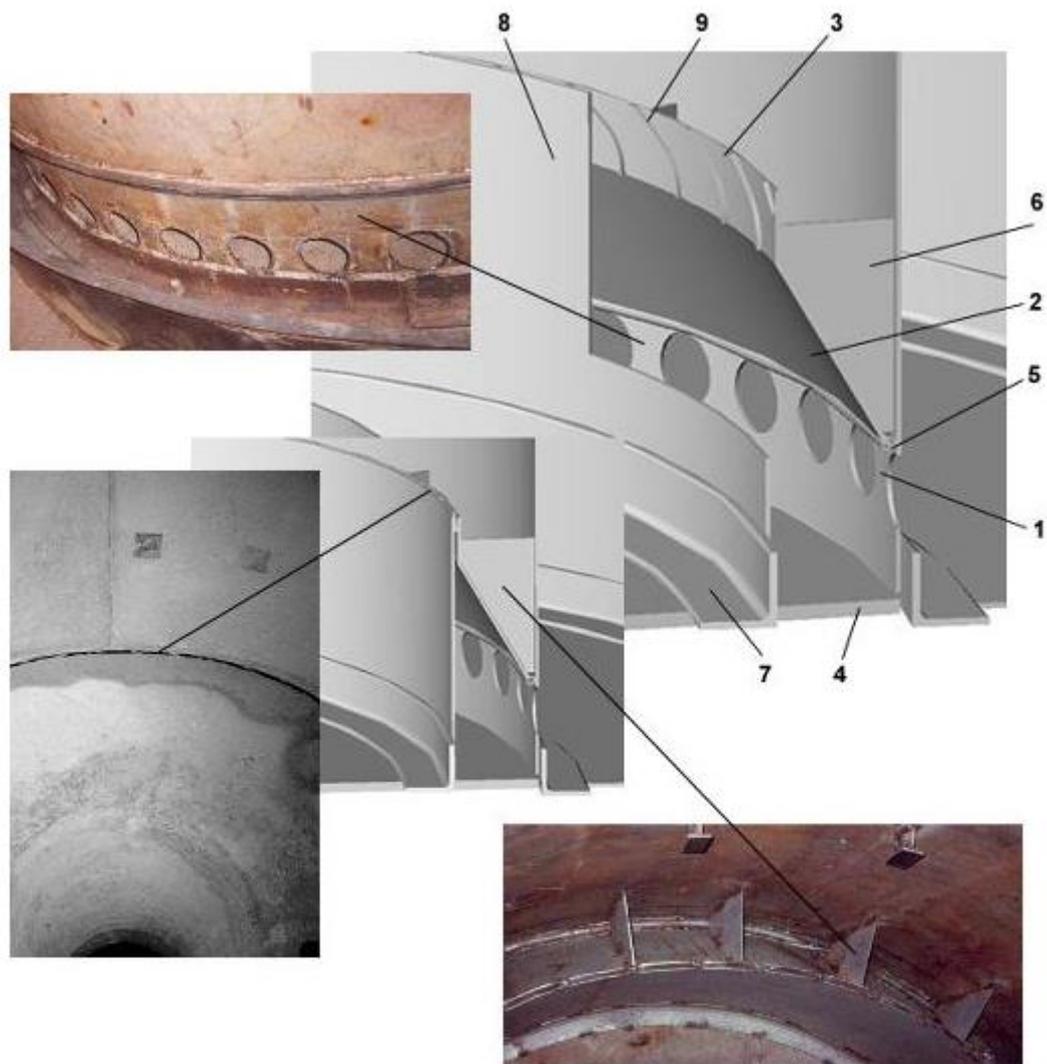


Рисунок 7.3.3 - Подовая часть топочной камеры.

Чтобы обеспечить выполнение всех этих требований, в нижней части топочной камеры выполняется кольцевой коллектор, в который из контура вторичного воздуха газогенератора беспрепятственно может поступать воздух. Коллектор обеспечит равномерное распределение газа по окружности и дает устойчивый перепад давления по отношению к внутренней полости топочной камеры. Чтобы использовать этот перепад давления для разгона газа, над коллектором выполняется кольцевое сопло, имеющее сужающуюся часть и калибровочный участок с постоянным сечением. Калибровочный участок призван сформировать тонкий слой газа с установившимся полем скоростей. С учетом этих соображений была разработана конструкция узла газовой завесы.

Узел газовой завесы (рис. 7.3.4) состоит из тороидального коллектора, проходящего по периметру нижнего торца корпуса, и соплового блока. Коллектор выполнен из стали. Он образуется из части оболочки корпуса топочной камеры 1, конической оболочки 2, цилиндрической оболочки 3 и части днища топочной камеры 4.

Коническая оболочка 2 крепится сваркой к корпусу камеры 1 через шпангоут 5 трубчатого профиля. Этот шпангоут также монтируется на оболочке 1 с помощью сварки. Оболочка 2 для удобства монтажа выполнена в виде отдельных секций, которые свариваются между собой в процессе сборки. Также для удобства установки узла газовой завесы и повышения его несущей способности между конической оболочкой 2 и корпусом 1 со стороны бетонной футеровки установлены стальные радиальные перегородки 6.



- 1- корпус топочной камеры, 2 - коническая оболочка,  
 3 - цилиндрическая оболочка, 4- днище топочной камеры,  
 5 - шпангоут, 6 - радиальная перегородка, 7 - уголкоый  
 шпангоут, 8 - цилиндрическая оболочка,  
 9 - направляющее ребро.

Рисунок 7.3.4 - Конструкция узла газовой завесы.

Пространство между перегородками 6 и оболочками 2 и 8 заливается бетоном. В нижней части силовой оболочки корпуса топочной камеры 1 по ее периметру выполнены отверстия для подачи вторичного воздуха в газовую завесу. Края отверстия обрабатываются для снижения гидравлических сопротивлений.

Цилиндрическая оболочка 3 крепится к днищу топочной камеры 4 с помощью болтового соединения через уголкового шпангоут 7. Последний приваривается к оболочке 3. Между уголкового шпангоутом и днищем устанавливается прокладка для герметизации коллектора газовой завесы.

Сопловой блок узла газовой завесы представляет собой узкий щелевой канал. Он образуется стальными концентрическими цилиндрическими оболочками 3 и 8.

Для надежного прилегания пленки газа к поверхности футеровки, а также предотвращения ее разрушения потоком продуктов сгорания при выходе из кольцевого сопла, необходимо обеспечить тангенциальный выход газа из него. Причем, направление закрутки воздушного потока газовой завесы должно совпадать с направлением тангенциальной скорости продуктов сгорания в топочной камере. Для этого в кольцевом сопле устанавливаются направляющие лопатки (ребра) 9, обеспечивающие осевой вход газа и тангенциальный выход под углом  $25...30^\circ$  к плоскости поперечного сечения топочной камеры (плоскости подины). Входные и выходные участки ребер обрабатываются на "ус" для снижения гидравлических сопротивлений.

Весьма важным преимуществом использования газовой завесы является возможность применения в качестве футеровочных материалов более дешевых и технологичных термостойких бетонов. В частности, в рассматриваемой установке на основе результатов выполненных расчетов было предложено выполнить футеровку из огнеупорного бетона на основе жаростойкой массы АЛИТ-66.

Футеровка выполнялась в виде слоя бетона толщиной 120 мм, и слоя теплоизоляции из муллитокремнеземистого войлока МКРВ-200 между бетоном и металлической стенкой. При использовании в качестве футеровки слоя бетона важнейшее значение приобретает способ крепления этого слоя к стенке топочной камеры. В рассматриваемой конструкции слой бетона крепится к стальной стенке с помощью 280-ти анкеров, выполненных из стали 20Х23Н18. Анкеры имеют у-образную форму и удерживают бетонный слой от радиальных перемещений. Предполагалось изготовить эти анкера из стальной полосы толщиной 4 мм и шириной 25 мм путем продольного разреза и отгиба образовавшихся «усов» в разные стороны. Расположены анкера в шахматном порядке с интервалом 350 мм в осевом направлении и 360 мм – в окружном. При этом ориентация усов у соседних анкеров разная.

Наличие анкеров создает существенную неравномерность температурного поля в футеровке, поскольку каждый анкер образует тепловой мост от бетона к стальной стенке. Причем характеристики самих мостов различаются в зависимости от ориентации анкеров.

Очевидно, что окончательный вывод об эффективности предлагаемого технического решения можно сделать лишь после исследования теплового состояния футеровки на различных режимах работы огневого агрегата.

Для рассматриваемого газогенератора это исследование было выполнено с использованием теоретических и экспериментальных методов. Теоретическое исследование проводилось при обосновании проектных параметров установки.

Для оценки теплового состояния бетонной футеровки использовалась методика, основные положения которой изложены выше. Однако данная методика была модифицирована с целью учета теплового состояния крепежных анкеров, расположенных в толще бетона и играющих роль тепловых мостов.

Для расчетов были взяты значения теплопроводностей, представленные в таблице 7.3.1.

Таблица 7.3.1 - Теплопроводности материалов топочной камеры

Материал	Бетон Алит-66	Войлок МКРВ-200	Ст 20Х23Н18
$\lambda$ , Вт/(м К)	1	0,04	20

Граничные условия соответствовали расчетному режиму работы горелки, при котором температура в ядре пламени составляет 1750 °С. Температура вторичного воздуха 20 °С, коэффициент теплопередачи продуктов сгорания 40 Вт/м<sup>2</sup>К, а вторичного воздуха 14 Вт/м<sup>2</sup>К.

С целью повышения точности расчетов для решения рассматриваемой задачи была разработана трехмерная конечно-элементная модель, которая соответствует участку стенки топочной камеры с расположением анкеров, показанным на рис.7.3.5. Потребность в разработке такой модели возникла из-за большой неравномерности температурного поля бетонной футеровки с анкерами. При этом модель включает только половину каждого анкера, разрезанного вдоль. Причем, условно считается, что основания усов сходятся в вершине нижней части анкера симметрично ей. С помощью данной модели были выполнены расчеты температурных полей многослойной стенки топочной камеры, описанной выше конструкции. Результаты расчета представлены на рис. 7.3.5.

Анализ температурного поля, изображенного на рис. 7.3.5 показывает, что его неравномерность весьма существенна. Это оправдывает необходимость решения трехмерной задачи.

На рис. 7.3.5 указаны температуры (в градусах Цельсия) в характерных точках стальной стенки, анкеров и футеровки. Видно, что максимальный нагрев стенки осуществляется на участке, где установлен анкер. Впрочем, промежуток между анкерами оказывается достаточным, чтобы вторичный воздух снял избыток тепла, и температура стенки оказывается в пределах нормы.

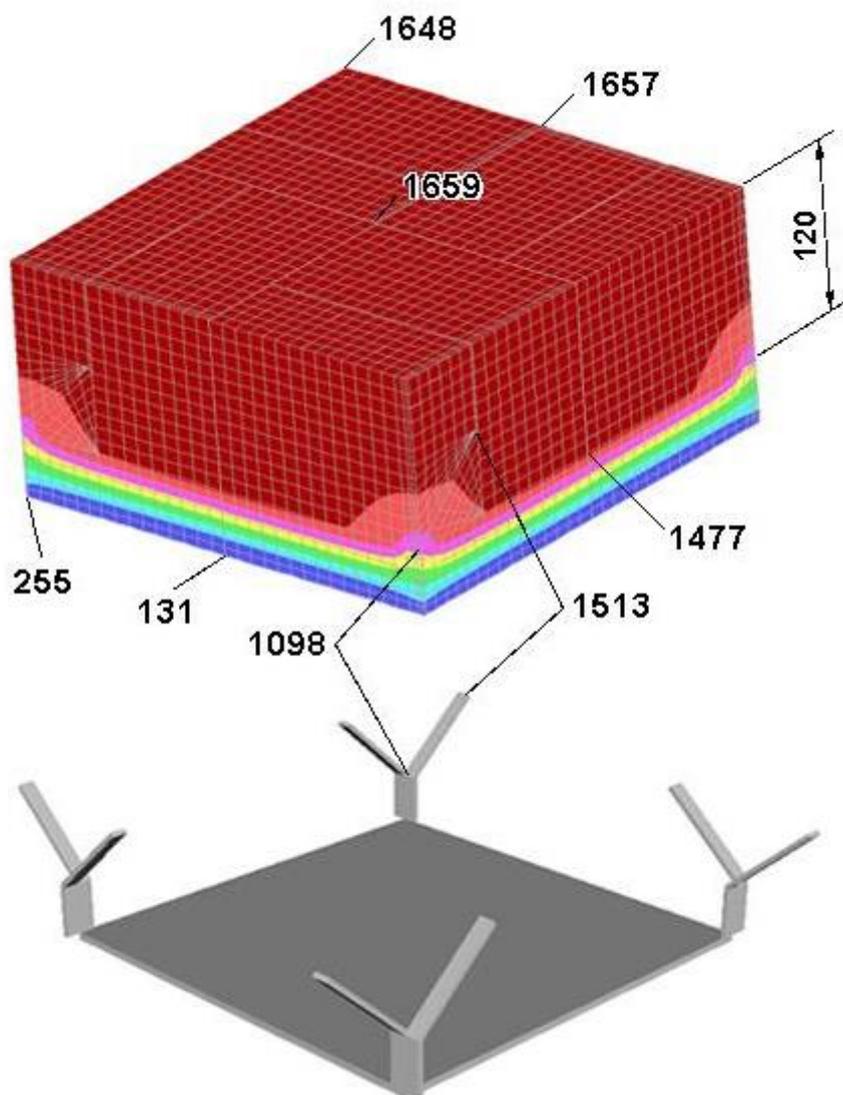


Рисунок 7.3.5 - Температурное поле бетонной футеровки.

Что касается самого анкера, то здесь ситуация более тяжелая. Температура анкера у основания уса составляет свыше  $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а у вершины превышает  $1500\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Учитывая цикличность нагружения, возможно постепенное разрушение анкера в результате малоциклового усталости.

Температура футеровки лежит в диапазоне  $1600\text{...}1700\text{ }^{\circ}\text{C}$ , который является пределом огнеупорности для бетона согласно его сертификата качества. Очевидно, что для нормальной длительной работы топочной камеры рабочая температура футеровки должна быть существенно ниже указанного диапазона.

Уменьшить теплоподвод к анкерам можно различными способами. Наиболее простой состоит в снижении тепловой проводимости бетонного слоя за счет увеличения его толщины. Более сложный, но и более перспективный способ связан с уменьшением тепловой нагрузки на футеровку путем организации газовой завесы в приповерхностном слое бетонной футеровки. Очевидно, что уменьшение температуры футеровки автоматически приводит к снижению и температуры анкеров, находящихся внутри ее.

Для анализа эффективности этих способов были решены две задачи. В первой задаче рассматривался слой бетонной футеровки увеличенной толщины. Для ее решения была построена трехмерная конечно-элементная модель, учитывающая, что слой бетона  $150\text{ мм}$ . Граничные условия заданы те же, что и в предыдущем случае. Результаты расчета представлены на рис. 7.3.6.

Во второй задаче рассматривалась футеровка с толщиной слоя бетона  $120\text{ мм}$ , которая омывается газовой завесой. При этом использовалась трехмерная конечно-элементная модель, отличающаяся граничными условиями. В частности, предполагалось, что коэффициент теплопередачи воздуха в газовой завесе  $20\text{ Вт/м}^2\text{К}$ , а температура этого воздуха  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Результаты решения этой задачи также представлены на рис. 7.3.6.

При решении обеих задач расчеты выполнялись методом конечных элементов.

В обоих случаях расчеты проводились для наиболее теплонапряженного сечения, находящегося в нижней части топочной камеры. Напомним, что в верхней части камеры будет иметь место дополнительное снижение тепловой нагрузки, обусловленное разбавлением горячих топочных газов воздухом газовой завесы.

Анализ данных, представленных на рисунке 7.3.6 показывает, что увеличение толщины слоя бетона не приводит к существенному снижению температуры анкера. Это объясняется достаточно высокой теплопроводностью бетона.

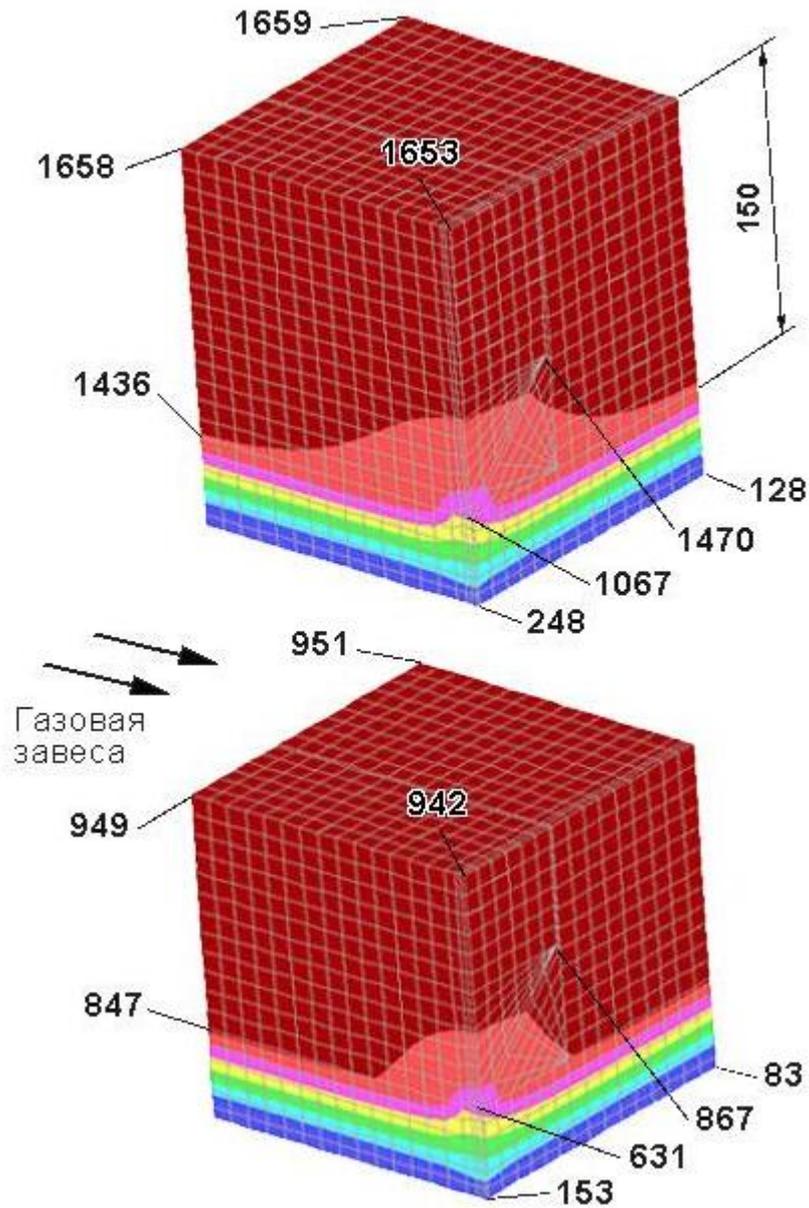


Рисунок 7.3.6 - Температурное поле бетонной футеровки.

Использование же газовой завесы дает значительное снижение температуры как футеровки, так и анкера, но окончательно «проблему анкеров» не снимает. Температура у вершины уса достигает более 850 °С, а у основания уса она остается выше 600 °С.

Для дальнейшего уменьшения теплоподвода к анкеру требуется принятие специальных конструктивных мер, например, теплоизоляция тела анкера (например, путем наматывания на него войлока МКРВ-200, либо путем применения керамической обмазки) или выполнение верхней части анкера из более термостойкого материала, например, из керамики. Для реальной конструкции на основе полученных данных вершины анкеров были выполнены керамическими.

Таким образом, результаты выполненного теоретического исследования теплового состояния футеровки топочной камеры показывают высокую эффективность использования защитных газовых завес для снижения рабочей температуры футеровки.

Учитывая большую сложность рассматриваемой тепловой задачи, с целью проверки расчетных методик, а также для оценки реального теплового состояния бетонной футеровки топочной камеры, снабженной узлом газовой завесы, было выполнено также экспериментальное исследование теплового состояния футеровки.

Это исследование проводилось на реальной топочной камере, в условиях натурального эксперимента. Топочная камера газогенератора технологической установки по производству СМС в ходе модернизации по установке узла газовой завесы и бетонной футеровки была снабжена соответствующей измерительной и регистрирующей аппаратурой.

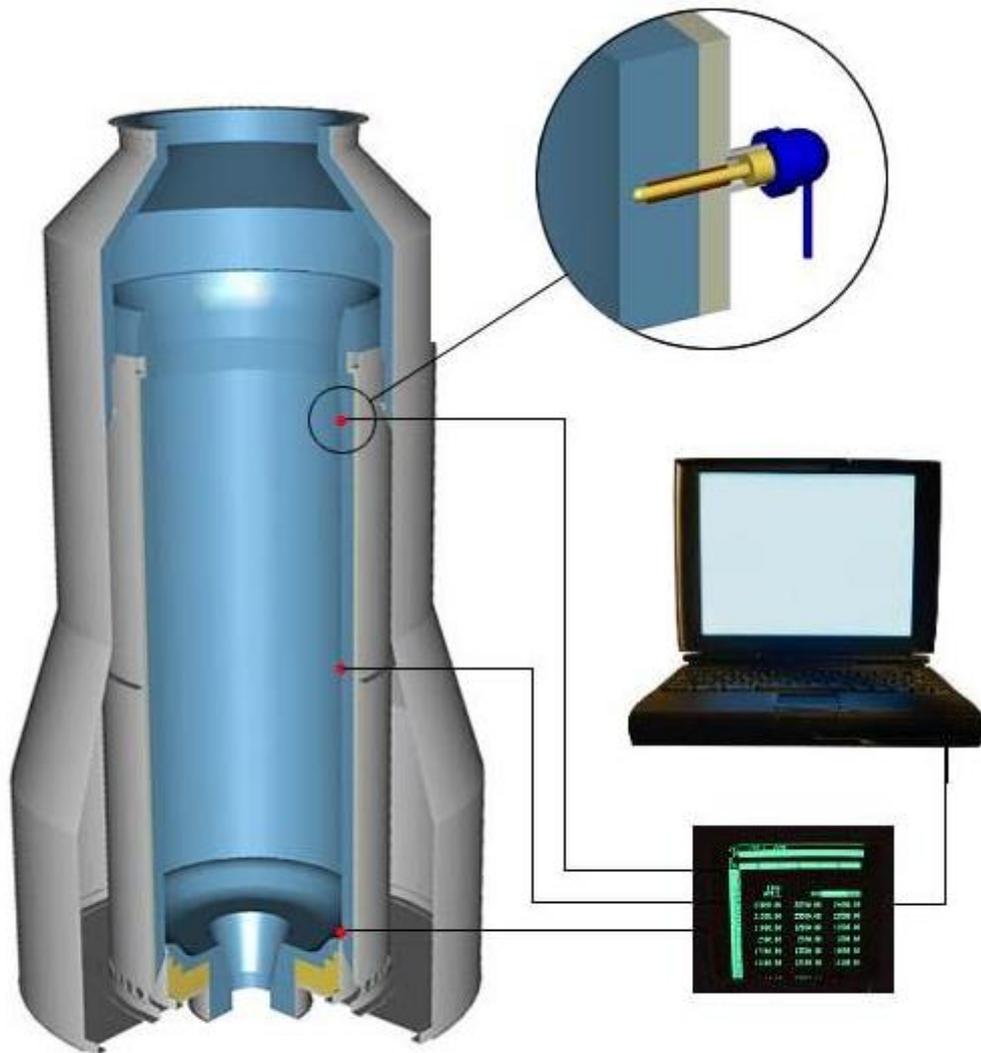
В качестве датчиков использовались высокотемпературные вольфрам-рениевые термопары в штатном исполнении. Термопары устанавливались в различных сечениях топочной камеры по ее высоте. Схема установки термопар показана на рис. 7.3.7. Головки термопар заделывались непосредственно в толщу бетона в ходе его заливки на расстоянии 5 сантиметров от «огневой» поверхности. Тем самым обеспечивался хороший тепловой контакт термопары с бетоном и минимальные искажения температурного поля.

В качестве регистрирующего прибора использовался автоматический самописец типа LOGOSCREEN модель 95.5010pdf(219k). Этот многоканальный прибор обеспечивает непрерывную запись измеряемых параметров в электронном виде. Отображение параметров процесса у самописца LOGOSCREEN производится с помощью цветного 5,7"- дисплея, на котором в различных видах представления (числа, диаграмма, столбиковая диаграмма...) показываются данные измерений.

Данные измерений сохраняются в электронном виде и могут быть использованы для оценки как на месте, так и на персональном компьютере. Важным преимуществом данного прибора является возможность записи и хранения больших объемов измерительной информации.

Методика эксперимента состояла в проведении непрерывных измерений значений температур в заданных сечениях (по высоте) топочной камеры на всех режимах работы топочной камеры, которые имели место в ходе ее штатной эксплуатации, включая пусковые режимы и режимы останова. Обработка экспериментальных данных проводилась по стандартным методикам с определением погрешностей полученных результатов.

Схема установки термопары



1,2,3 - термопары; 4 - автоматический самописец LOGOSCREEN модель 95.5010 pdf (219k); 5 - персональный компьютер

Рисунок 7.3.7 - Принципиальная схема экспериментальной установки.

Анализ полученных данных позволяет сделать следующие выводы:

1. Использование газовой завесы позволяет существенно снизить рабочую температуру футеровки и тем самым обеспечить ее долговечность на всех режимах работы горелки.
2. Разработанные расчетные методики обладают необходимой точностью ( $\pm 2^\circ\text{C}$ ) и могут быть использованы при обосновании конструктивных параметров огневых агрегатов.

#### 7.4 Перспективные схемы огневых агрегатов технологической установки производства СМС.

Анализ результатов, представленных выше показывает, что использование газовых завес для снижения рабочей температуры топочной камеры является весьма эффективным даже в существующих «классических» конструкциях газогенераторов. Следует, однако, отметить, что такие конструкции плохо приспособлены к использованию современных высокоэкономичных вихревых горелок, так как разрабатывались для использования горелок осевого типа. Кроме того, при такой схеме практически отсутствует возможность использования вихревой горелки на полную (номинальную) мощность, так как в силу большой "зажатости" по габаритам топочной камеры повышение производительности горелки приведет к увеличению теплонапряженности в ней.

В этой связи представляется актуальной задача поиска новых, перспективных конструктивных схем газогенератора. При разработке таких направлений учитывалось важное ограничивающее требование, состоящее в сохранении внешних габаритов газогенератора, учитывая наличие существующего здания и другого оборудования.

Представляется, что решающие преимущества могут быть получены при отказе от топочной камеры, размещаемой внутри газогенератора. Напомним, что наличие такой топочной камеры данной конструкции было обусловлено особенностями использовавшейся ранее осевой газовой горелки.

Установка в данную камеру новой горелки принципиально другого типа было проведено без должного согласования характеристик горелки и камеры. Очевидно, что для используемой горелки должна быть рассчитана "своя" камера. Для снижения затрат на реконструкцию предлагается использовать в качестве новой топочной камеры самого газогенератора. При этом возможны следующие технические решения (рис.3.4.1):

а) существующая топочная камера полностью удаляется из газогенератора. Внутренняя поверхность корпуса газогенератора футеруется

термостойким бетоном марки "Алит-66", при этом между слоем бетона и металлическим корпусом прокладывается слой войлока марки МКРВ-200. Бетонная футеровка крепится к корпусу газогенератора с помощью анкеров. В районе верхнего торца нижней цилиндрической обечайки корпуса газогенератора организуется ввод вторичного воздуха внутрь с помощью газовой завесы. Подача вторичного воздуха к этой завесе осуществляется

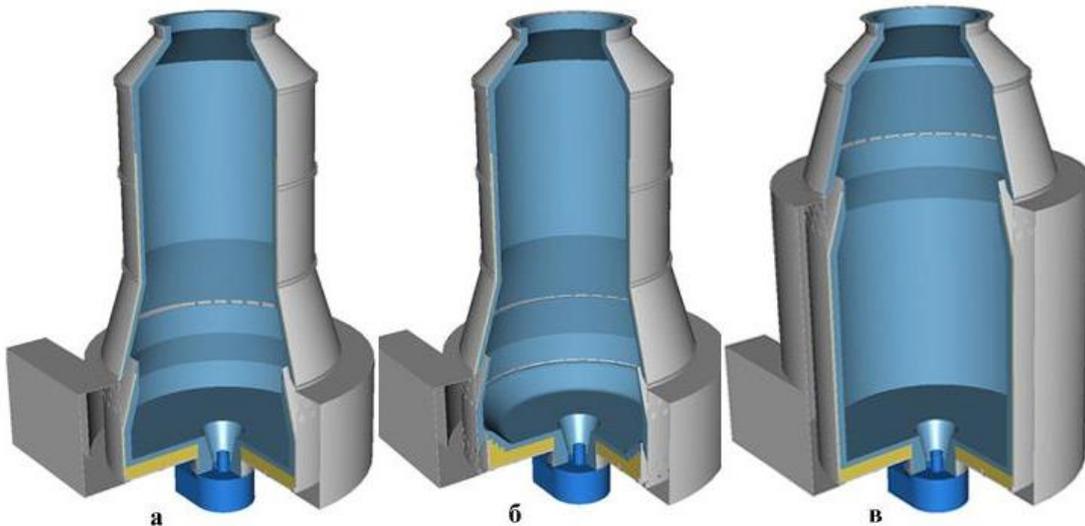


Рисунок 7.4.1 - Перспективные схемы газогенераторов.

через специальный кольцевой коллектор. Он располагается вокруг нижней цилиндрической обечайки существующего корпуса газогенератора и изготавливается заново. При этом за счет существенного увеличения объема новой топочной камеры падает ее теплонапряженность, резко уменьшается (примерно в 5 раз) плотность лучистого потока, падающего на футеровку. Таким образом, тепловая нагрузка на внутреннюю стенку существенно уменьшается;

б) вариант конструктивного исполнения, аналогичный описанному выше в пункте а), отличающийся от него дополнительным поясом газовой завесы, расположенным в нижней части газогенератора, в районе его подовой части. Через эту нижнюю газовую завесу также подается вторичный воздух. Таким образом, вторичный воздух распределяется в определенной пропорции между нижней и верхней газовыми завесами. Установка нижней газовой завесы позволяет обеспечить приемлемое тепловое состояние футеровки даже при условии повышения мощности газовой горелки, в случае необходимости увеличения производительности установки;

в) вариант конструктивного исполнения газогенератора, аналогичный описанному выше в пункте а), отличающийся увеличенным объемом внутренней полости и расположением узла ввода вторичного воздуха. В данной конструкции верхняя цилиндрическая часть корпуса газогенератора удаляется полностью, но на ее длину увеличивается длина нижней цилиндрической части. Это достигается за счет использования специальной вставки. Ввод вторичного воздуха внутрь газогенератора при этом осуществляется уже через газовую завесу, расположенную в верхней части новой цилиндрической вставки. Наружный коллектор, охватывающий цилиндрическую часть

корпуса газогенератора, также имеет большую высоту, при этом его конструкция может быть упрощена путем отказа от "улиточного" подвода вторичного воздуха.

Наиболее простой с конструктивной точки зрения является первая схема газогенератора. Кроме того, в силу чисто геометрических соображений, при прочих равных условиях она будет являться и наиболее теплонапряженной. Поэтому оценка ее теплового состояния при различных режимах работы горелки (в том числе и при повышенной производительности) представляет наибольший интерес. Однако прежде проанализируем некоторые особенности газодинамического процесса в такой конструкции.

Как указано выше, в рассматриваемой конструкции газогенератора топочная камера отсутствует, а корпус газогенератора защищается футеровкой. Подвод вторичного воздуха осуществляется в районе верхнего торца нижней цилиндрической части корпуса. Для этого здесь организуется газовая завеса. Через этот пояс должен проходить весь вторичный воздух и смешиваться с продуктами сгорания в верхней части газогенератора.

Чтобы вторичный воздух не влиял на процесс циркуляционного перемешивания и реакцию горения природного газа, предлагается осуществлять подачу вторичного воздуха с окружной составляющей скорости, в несколько раз превышающей ее осевую составляющую. В таком случае центробежные силы будут прижимать вторичный воздух к стенкам газогенератора и компенсировать радиальную составляющую скорости, возникающую за счет существенной разницы плотностей вторичного воздуха и продуктов сгорания в пристеночном слое.

Величину радиальной скорости на границе потоков можно оценить по формуле [115]

$$U_r = \frac{\Delta p}{C_o \rho_o}, \quad (7.4.1)$$

где,  $C_o = \sqrt{\gamma p_o / \rho_o}$  - скорость звука во вторичном воздухе;

$\rho_o$  - плотность вторичного воздуха;

$P_o$  - давление вторичного воздуха;

$\gamma = 1,4$  - показатель адиабаты;

$\Delta P$  - перепад давлений между потоком вторичного воздуха и продуктов сгорания.

Перепад давлений по измерениям на реальном газогенераторе составляет не более 210...930 Па. Учитывая, что при  $\rho_o = 1,2 \text{ кг/м}^3$  скорость звука  $C_o = 342 \text{ м/с}$ , получаем величину местной радиальной скорости, которая не превышает значений 0,5...2 м/с.

Чтобы компенсировать радиальное перемещение воздуха, необходимо создать центробежное давление в противоположном направлении

$$\Delta p_{ц} = \frac{\rho_0 U_{\tau}^2}{r_{ср}} \delta, \quad (7.4.2)$$

где  $U_{\tau}$  - тангенциальная составляющая скорости потока вторичного воздуха;  
 $r_{ср}$  - средний радиус воздушного потока;  
 $\delta$  - толщина слоя воздушного потока.

При  $\delta = 150$  мм и  $r_{ср} = 1600$  мм для создания перепада  $\Delta p_{ц} = 50 \dots 100$  Па тангенциальная составляющая скорости должна быть  $U_{\tau} = 20 \dots 30$  м/с.

Таким образом, закручивая вторичный воздух в тангенциальном направлении, можно полностью исключить его влияние на процесс горения, организуемый центробежной горелкой.

Весьма желательно также обеспечить циркуляционное движение вторичного воздуха в том же направлении, в котором движется основная масса воздуха горелки (вторичный воздух горелки). Для этого необходимо обеспечить тангенциальный подвод вторичного воздуха к газогенератору в данном направлении.

Только организация такого подвода вторичного воздуха при расходах от 42000 м<sup>3</sup>/час до 82000 м<sup>3</sup>/час дает тангенциальную составляющую

$$U_{\tau} = 9 \dots 18 \text{ м/с.}$$

Дальнейшее увеличение тангенциальной составляющей скорости, при необходимости, возможно путем установки лопаток в поясе газовой завесы.

Как следует из рис. 3.4.2 футеровка, установленная изнутри на стенку корпуса газогенератора, будет испытывать наибольшее термическое нагружение в нижней цилиндрической и конической частях корпуса. Именно эти два участка и были выбраны в качестве расчетных. В процессе численных расчетов было исследовано тепловое состояние для двух вариантов реализации конструкции.

В первом варианте футеровка цилиндрической части корпуса омывается только высокотемпературными продуктами сгорания с высокой окружной скоростью, а вторичный воздух с полным расходом движется по наружному кольцевому каналу, охлаждая стенку корпуса, и подается внутрь выше цилиндрической части. Расчетные параметры конвективного и лучистого потоков для этого варианта представлены в табл.3.4.1

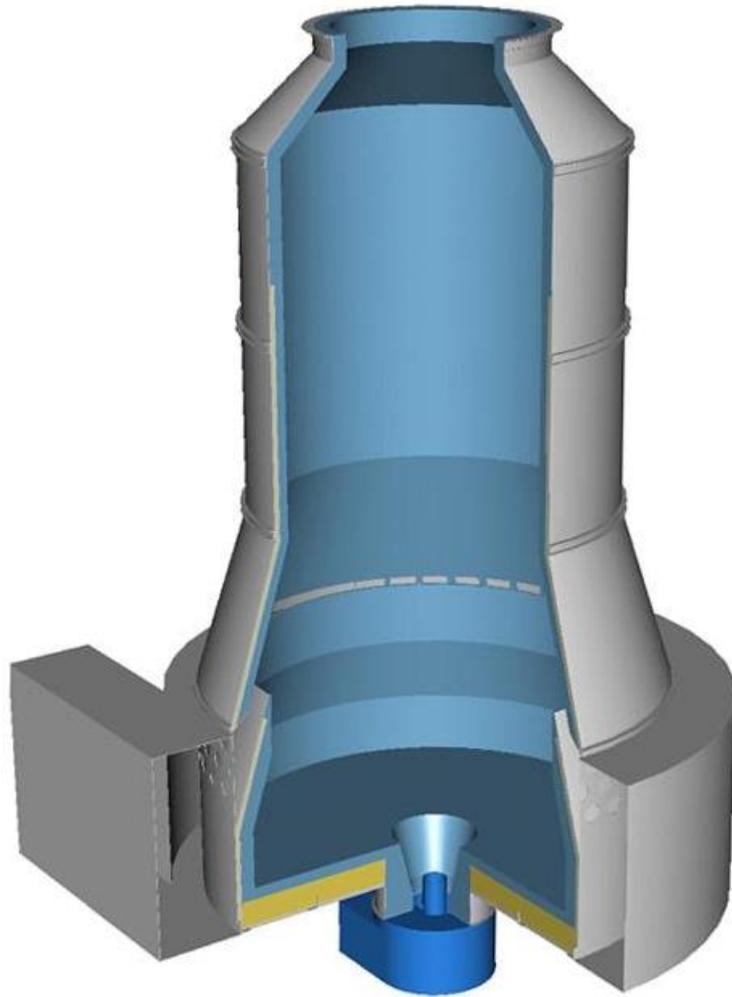


Рисунок 7.4.2 - Общий вид перспективного газогенератора с одним поясом газовой завесы.

Таблица 7.4.1 - Расчетные параметры для первого варианта исполнения цилиндрической части корпуса

Плотность лучистого потока, Вт/м <sup>2</sup>	Температура, °С		Коэффициент теплоотдачи, Вт/м <sup>2</sup> К	
	продуктов сгорания	вторичного воздуха	продуктов сгорания	Вторичного Воздуха
5700	1000	20	40	20

Второй вариант конструкции газогенератора (рис. 3.4.3), предусматривает организацию двух поясов газовой завесы: в нижней части цилиндра и перед конусом. В этом случае конструкция будет с двух сторон омываться вторичным воздухом, причем в кольцевом канале расход и скорость воздуха существенно изменятся. Расчетные параметры для второго варианта конструкции приведены в табл.3.4.2

В первом варианте футеровка соприкасается с продуктами сгорания, поэтому в ее состав обязательно должен быть включен как теплозащитный, так и теплоизоляционный слой. В качестве теплоизоляции может использоваться, например, войлок МКРВ-200, а в качестве теплозащиты - жаростойкий бетон или плитка ШВП-350. На рис. 3.4.4 представлены температурные поля в футеровках, имеющих такой состав. Толщина теплоизоляции принята равной 40 мм, а теплозащиты - 120 мм. Теплозащита соединяется со стальной стенкой стальным анкером Y-образной формы.

Таблица 7.4.2 - Расчетные параметры для второго варианта исполнения цилиндрической части корпуса

Плотность теплового потока, Вт/м <sup>2</sup>	Температура вторичного воздуха, °С		Теплоотдача вторичного воздуха, Вт/м <sup>2</sup> К	
	снаружи	изнутри	снаружи	Изнутри
5700	20	100	14	20

Как видно из рисунков, величины температуры как теплозащиты, так и стенки далеки от критических. Проблема остается с выполнением анкеров. Анкеры должны быть металлокерамическими.

Что же касается материала теплозащиты, то разница между бетоном и плиткой ШВП-350 незначительная. Может быть выбран более дешевый и технологичный материал

Во втором варианте исполнения цилиндрической части корпуса теплоизоляционный слой не обязателен. Это иллюстрируется результатами расчетов, представленными на рис. 7.4.5. Анализ данных этих рисунков показывает, что температуры всех элементов конструкции весьма далеки от критических как в случае, когда используется теплоизоляция (верхний рисунок), так и в случае, когда он отсутствует (нижний рисунок).

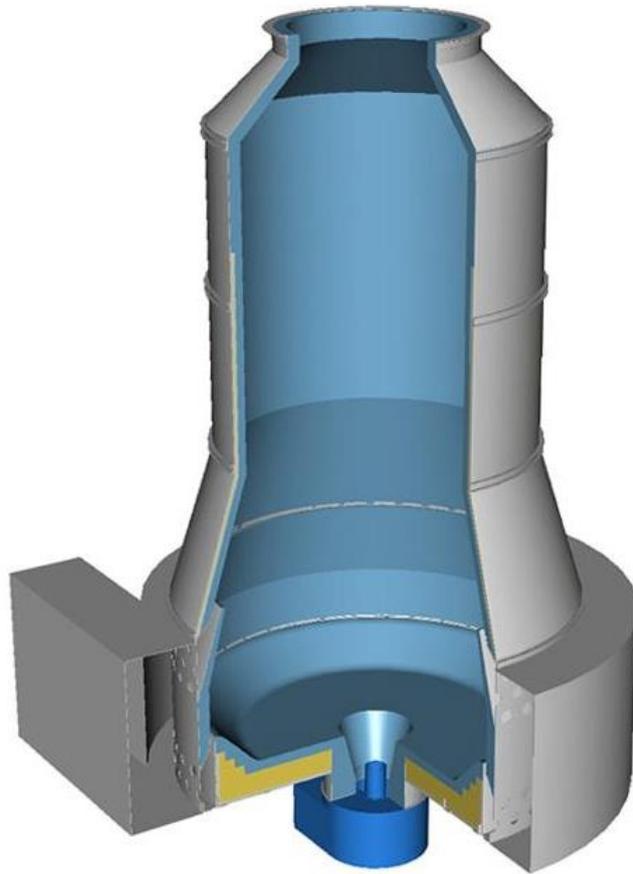
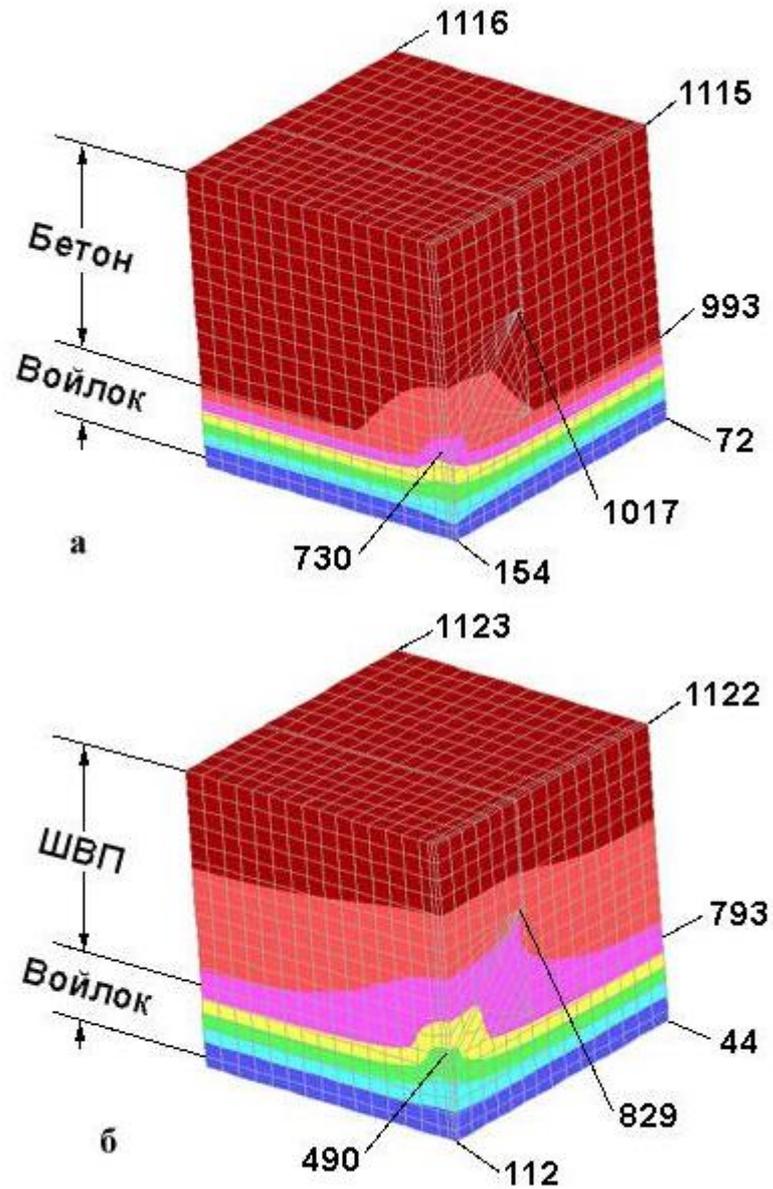


Рисунок 7.4.3 - Общий вид перспективного газогенератора с двумя поясами газовой завесы.



а - футеровка из бетона "Алит-66", б - футеровка из плит ШВП-350

Рисунок 7.4.4 - Температурные поля в цилиндрической части газогенератора с одним поясом газовой завесы.

Для конической части корпуса расчеты проведены с параметрами, представленными в таблице 7.4.3.

Таблица 7.4.3 - Расчетные параметры для конической части корпуса газогенератора

Плотность лучистого потока, Вт/м <sup>2</sup>	Температура, °С		Теплоотдача, Вт/м <sup>2</sup> К	
	наружного воздуха	вторичного воздуха	наружного воздуха	Вторичного Воздуха
4000	20	200	5,66	20

Расчет выполнялся для режима работы горелки с повышенной производительностью, при котором температура в ядре пламени составляет 2000 °С.

Здесь учитывается, что наружный воздух неподвижен, а изнутри футеровка обтекается вторичным воздухом, подающимся через пояса газовой завесы и частично нагретым.

Поскольку в данном случае футеровка с продуктами сгорания не соприкасается, то также рассмотрены варианты футеровки с теплоизолирующим слоем и без него.

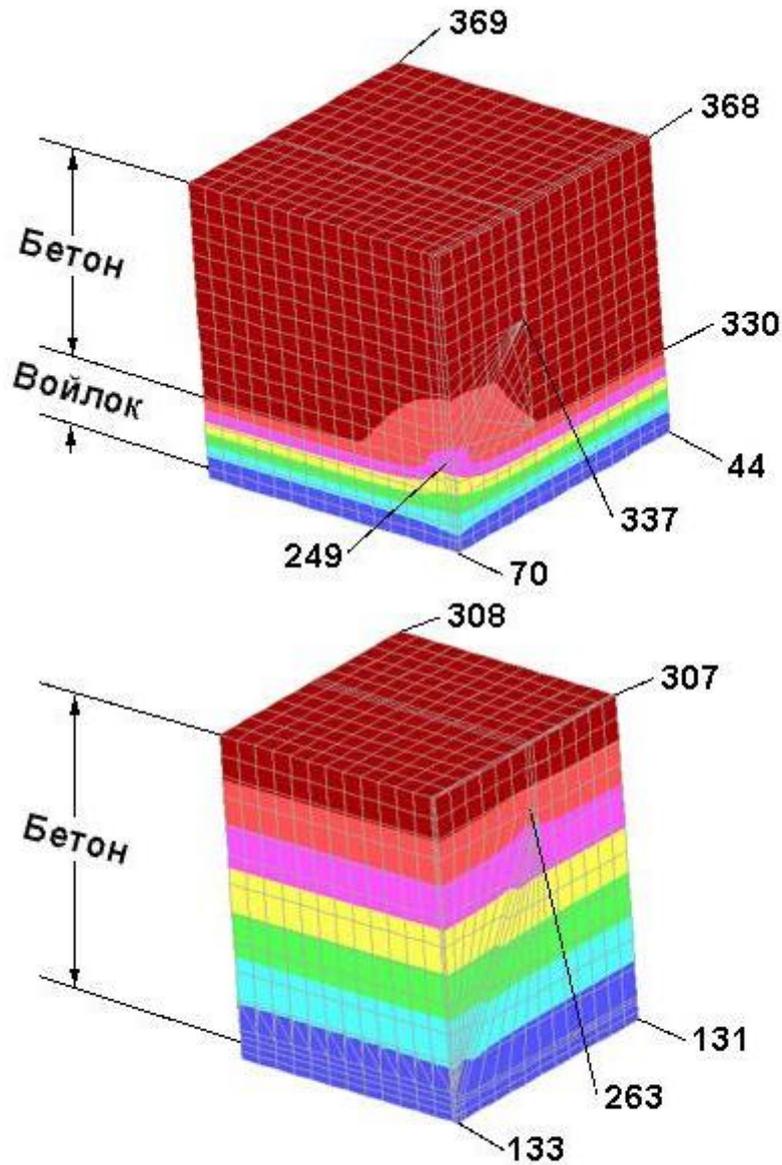
Результаты расчетов представлены на рис.7.4.6. Анализ данных, представленных на этих рисунках показывает, что все элементы конструкции весьма далеки от критических. Однако, между различными вариантами конструктивного исполнения футеровки есть существенная разница. Она заключается в том, что футеровка без теплоизоляции сбрасывает в окружающую среду в несколько раз больше тепла. Это вызывает, во-первых, большие потери тепла из газогенератора, а во-вторых, ухудшает экологическую обстановку в здании. Поэтому установка теплоизоляции (как внутренней, так и наружной) весьма желательна.

Особую актуальность при анализе рассматриваемых конструкций приобретает вопрос о тепловом состоянии свода в верхней части газогенератора, где максимальный лучистый поток от пламени горелки максимальный.

В существующей конструкции этот свод защищен бетонной футеровкой толщиной 115 мм, которая крепится непосредственно к стальной стенке корпуса при помощи V - образных анкеров. Анкеры выполнены из стальной проволоки диаметром 5 мм и установленных в шахматном порядке с шагом 200 мм.

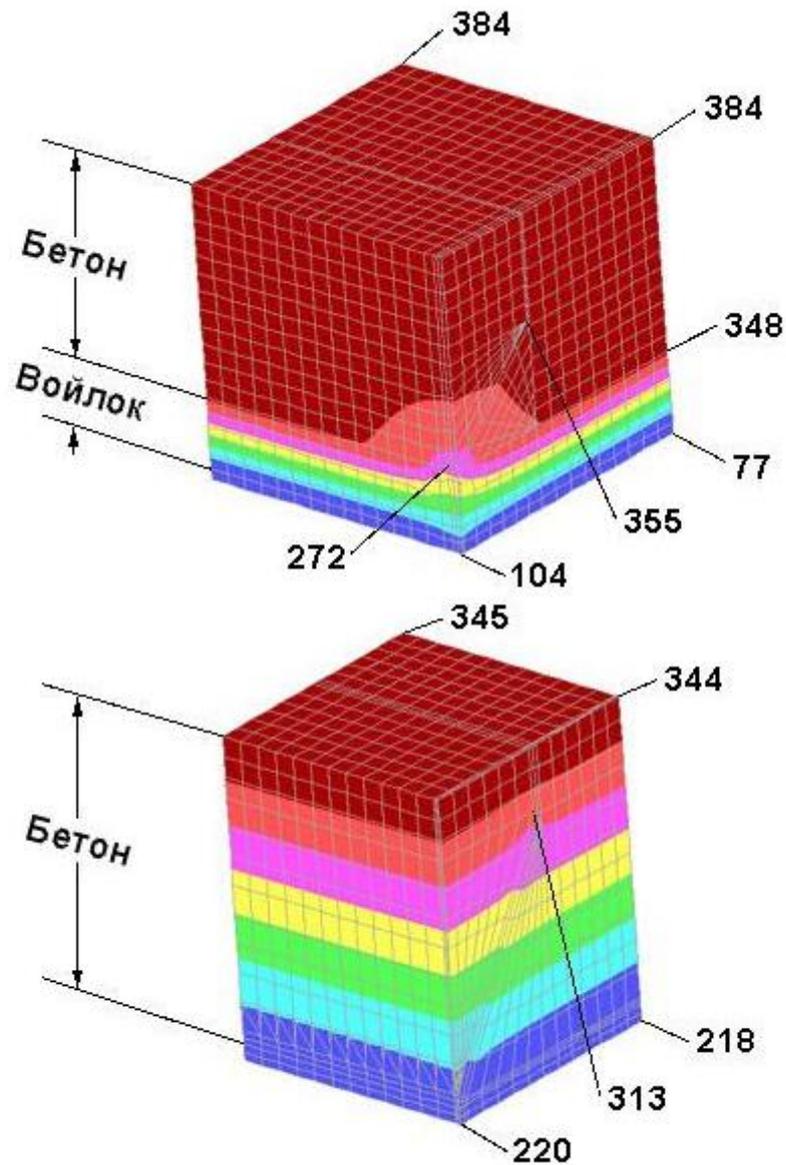
Опыт эксплуатации показывает, что данная конструкция хорошо себя зарекомендовала на всех режимах работы газовой горелки. Поэтому анализ ее теплового состояния представляется также весьма интересным и с точки зрения проверки достоверности используемой расчетной методики.

Для решения задачи данного анализа разработана конечно-элементная модель бетонной футеровки, соединенной V-образным анкером со стальной стенкой. С использованием этой модели были выполнены расчеты теплового состояния конического



а - с теплоизолирующим слоем, б - без теплоизоляции.

Рисунок 7.4.5 - Температурные поля в цилиндрической части газогенератора с двумя поясами газовой завесы.



а - с теплоизолирующим слоем, б - без теплоизоляции.

Рисунок 7.4.6 - Температурные поля в конической части газогенератора с двумя поясами газовой завесы.

участка свода топки для максимального режима работы горелки, при котором мощность газогенератора составляет 7,9 МВт. При этом, согласно проведенным замерам температура газов в пристеночном слое верхней части свода топки составляет 313 °С.

В расчетах предполагалось, что температура в ядре пламени 2000°С, а температура вторичного воздуха, обтекающего коническую часть свода топки, составляет 300 °С. Скорость вторичного воздуха не менее 8 м/с, а учитывая щелевидный характер газового потока, коэффициент его теплоотдачи к стенке (и наоборот) составит не менее 20 Вт/м<sup>2</sup>К.

Наружный воздух предполагается неподвижным с температурой 20 °С. Его теплоотдача характеризуется значением 5,6 Вт/м<sup>2</sup>К.

Расчет лучистого потока проводился исходя из нескольких предположений о структуре пламени и выборе границ его ядра. Для расчетов взяты нижняя и верхняя границы диапазона полученных значений. В таблице 7.4.4 представлены результаты расчета температурного поля конструкции для двух значений лучистого потока. При этом сам характер температурного поля практически одномерный.

Таблица 7.4.4 - Результаты расчета теплового состояния конической части свода топки

Лучистый поток, Вт/м <sup>2</sup>	Температура, °С		
	Свободная поверхность бетона	Наиболее нагретая верхняя часть анкера	Свободная поверхность стальной стенки
700	289	263	184 -185
2000	345	313	218 – 220

Анализ результатов, представленных в табл. 7.4.4, показывает, что в одном случае футеровка нагревается потоком вторичного воздуха, а во втором - охлаждается. Что касается стальной стенки, то разница в полученных значениях температуры составляет 35 °С. Это около 15 % максимального значения температуры, что вполне допустимо для погрешностей физических экспериментов.

Само полученное значение температуры стенки не вызывает подозрений, поскольку оно не превышает уровень, выше которого начинается деструкция краски, которая не наблюдалась в ходе эксплуатации газогенератора. Следует отметить также, что в случае, когда между бетоном и стальной стенкой отсутствует теплоизолирующий войлок, наличие анкера крепления практически не оказывает влияния на тепловое состояние конструкции.

Полученные результаты показывают, что предложенные перспективные варианты конструкции газогенераторов обеспечивают достижение весьма низких уровней рабочих температур футеровки, что решает поставленную задачу ресурсосбережения. С учетом имеющихся опытных данных футеровка с подобным уровнем теплового нагружения даже с учетом специфических особенностей производства (частые теплосмены, жесткие пусковые и пусконаладочные режимы и т.п.) могут работать весьма продолжительное время без проведения каких-либо заметных регламентных мероприятий.

Особый интерес в этой связи представляет конструкция газогенератора с вводом вторичного воздуха внутрь камеры в двух поясах. Этот вариант практически полностью соответствует базовому, отличаясь от него наличием второго узла (пояса) подвода вторичного воздуха.

Этот узел располагается в нижней части топочной камеры газогенератора. Его конструкция идентична конструкции узла газовой завесы, описанного выше в п.7.3, отличаясь от нее геометрическими размерами и некоторыми деталями. Распределение расходов вторичного воздуха между нижней и верхней газовыми завесами равно примерно 40 % и 60 % общего расхода соответственно.

Как было показано выше, наличие второй газовой завесы, омывающей бетонную футеровку нижней цилиндрической части корпуса газогенератора, существенно снижает уровень ее теплового нагружения.

Представляет также интерес и другой перспективный вариант газогенератора, который обеспечивает ряд серьезных преимуществ (рис.7.4.7). Он отличается от базового варианта прежде всего переносом узла газовой завесы в верхнюю часть корпуса. При этом общая высота газогенератора остается неизменной за счет увеличения высоты нижней цилиндрической части корпуса и коллектора подвода вторичного воздуха.

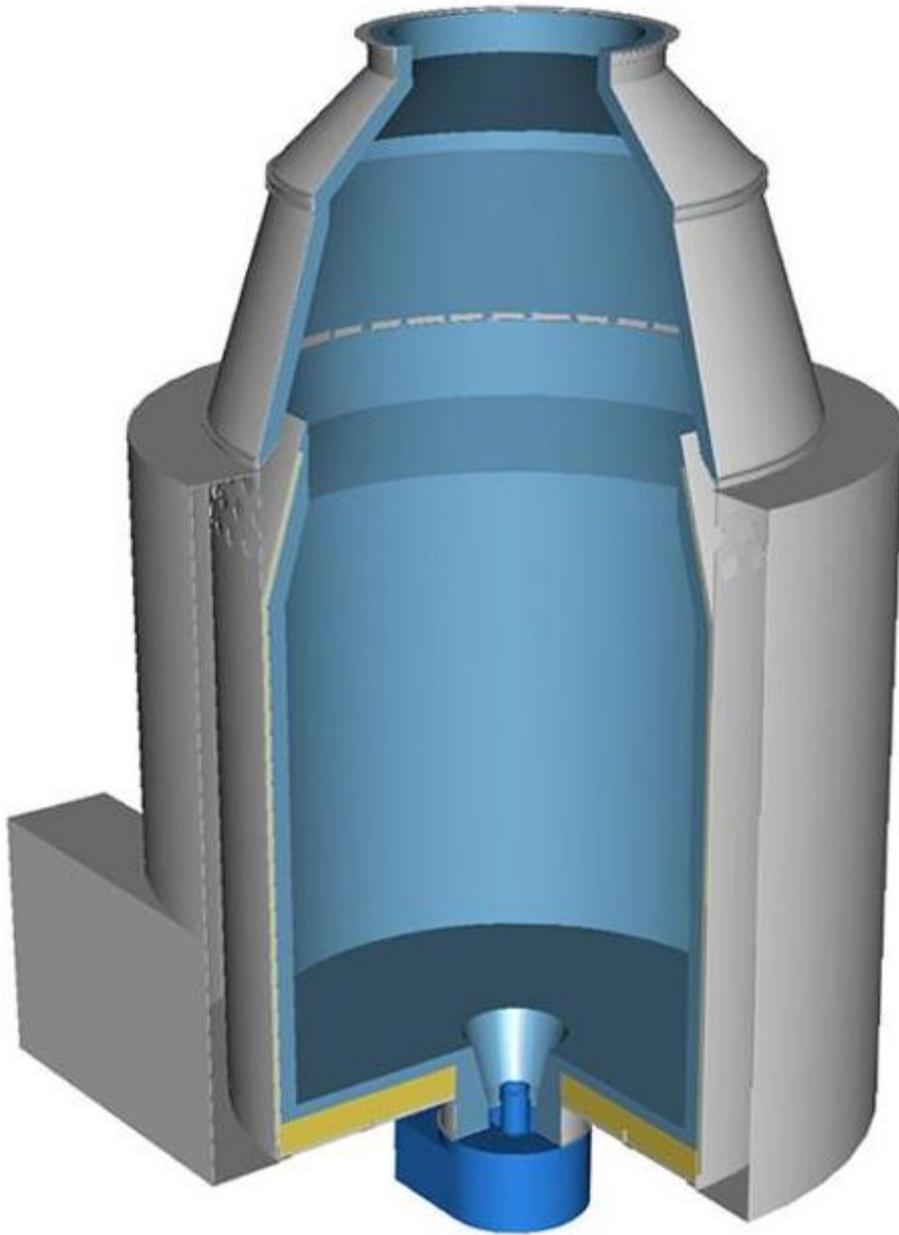


Рисунок 7.4.7 - Общий вид перспективного газогенератора с увеличенным объёмом внутренней полости.

Такая конструкция газогенератора позволяет:

Во-первых, существенно увеличить внутренний объем топочной камеры, что снижает ее теплонапряженность.

Во-вторых, важные и конструктивно сложные элементы газогенератора (узел подвода вторичного воздуха - газовой завесы) максимально удаляются от ядра пламени горелки. Это приводит к снижению тепловой нагрузки на них. Конструкция такого узла может быть упрощена, прежде всего в плане его теплозащиты.

В-третьих, практически вся наружная поверхность корпуса газогенератора при таком исполнении будет омываться вторичным воздухом, что приведет к снижению тепловых потерь в окружающую среду.

Особую привлекательность данному варианту обеспечивает также и то, что он открывает широкие перспективы в плане повышения мощности газовой горелки.

## Глава 8 Ресурсосбережение путем совершенствования конструкции продуктопроводов дисперсных сред (аэролифтов)

### 8.1 Анализ процессов, протекающих в продуктопроводах дисперсных сред (аэролифтах). Причины повышенного расхода ресурсов.

В технологических установках по производству СМС для транспортировки дисперсных сред (порошков) широко используется пневмотранспорт, в котором перемещение частиц порошка в пространстве производится несущей средой, которой, как правило, выступает воздух. Особенностью рассматриваемых технологических установок является то, что в них пневмотранспорт используется для вертикального перемещения частиц порошка на высоту до нескольких десятков метров. Подобные устройства называются аэролифтами.

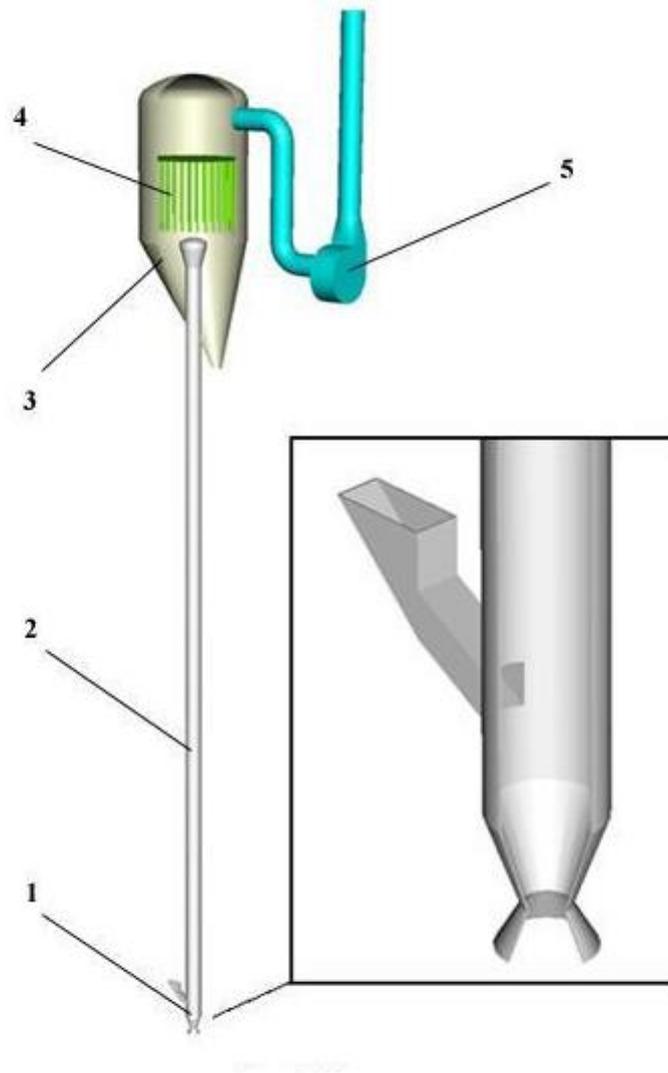
Таким образом, аэролифт является важной составной частью технологической установки для производства СМС. Он предназначен для доставки сыпучего исходного сырья (порошка) к агрегатам технологической установки, расположенным на значительной высоте (~ 30÷40 метров). При этом, в ходе транспортировки осуществляется охлаждение порошка.

Типовая схема аэролифта представлена на рис.8.1.1. Основными элементами аэролифта являются входное устройство 1, вертикальный канал 2, приемный бункер 3, фильтр 4, вентилятор 5. Во входном устройстве, расположенном в нижней части канала, осуществляется забор воздуха, являющегося средой, несущей (транспортирующей) частицы порошка. Ввод порошка в аэролифт производится вблизи заборного отверстия воздуха с помощью специального устройства, как правило, бункерного типа.

В канале 2 осуществляется стационарное движение двухфазной смеси, в процессе которого происходит также охлаждение дисперсной фазы. На выходе из канала смесь попадает в приемный бункер 3, где осуществляется ее разделение. При этом, несущая фаза (воздух), проходя через фильтры 4, попадает на вход вентилятора 5, с выхода которого, как правило, выбрасывается в атмосферу. Дисперсная фаза (частицы порошка) остаются в приемном бункере, где накапливаются и откуда поступают в другие агрегаты технологической установки.

Наиболее типичными проблемами, возникающими при эксплуатации аэролифта, по опыту многих предприятий, является сильное налипание порошка на стенки канала аэролифта. Наиболее интенсивное налипание имеет место, как правило, в районе входного устройства аэролифта и в месте ввода порошка в канал. Здесь толщина налипшего слоя порошка может

достигать 10-20 см. На остальном протяжении канала налипания также имеют место, хотя и меньшей толщины.



**1 - входное устройство, 2 - канал, 3 - приемный бункер, 4 - фильтр, 5 - вентилятор**

Рисунок 8.1.1 - Принципиальная схема аэролифта.

Появление таких образований на внутренней поверхности канала приводит к потере части продукции, дополнительным затратам на ее переработку, увеличению гидравлических сопротивлений канала, а соответственно, и затрат энергии на привод вентилятора, большим издержкам на эксплуатацию аэролифта. Налипшие образования из порошка имеют достаточно плотную консистенцию, часто высокую механическую прочность и хорошую адгезию со стенками канала. Это требует значительных усилий для их удаления. Как

правило, оно осуществляется путем стряхивания образований в результате импульсного механического воздействия (удара) по наружной оболочке канала. Источником такого воздействия, как правило, является кувалда. Такие воздействия приводят к деформации канала (появлению вмятин), что приводит к еще большему налипанию порошка. Кроме того, из-за ограниченного доступа к каналу на всем его протяжении, такое воздействие не всегда возможно. Известны и другие способы борьбы с налипаниями: использование эластичных стенок канала и др. Заметим, что они конструктивно сложны и фактически нацелены на устранение не причин, а последствий этого неприятного явления.

Основной причиной возникновения налипаний на внутренней поверхности стенок канала аэролифта является сильная турбулизация потока в канале. Частицы порошка, двигаясь в вихревом потоке, соударяются между собой и со стенками канала. Вследствие высокой адгезии и когезии частиц теплого порошка, а также высоких местных скоростей движения частиц в нестационарных вихрях происходит слипание частиц и их укрупнение (агрегирование), а также интенсивное налипание на стенки.

Анализ существующих конструкций аэролифтов показывает, что основными источниками возникновения вихрей является их входные устройства и, прежде всего, входное отверстие и бункерное устройство ввода порошка в канал.

При существующих традиционных конструктивных исполнениях этих элементов в районе входного устройства возникают мощные нестационарные вихри, охватывающие все пространство входного устройства с образованием застойных зон, возвратных течений и пр. Вихревые течения возникают как при обтекании входной кромки трубы (отрывы потока), так и вследствие "подсосов" воздуха из атмосферы, например, в районе бункера ввода порошка. Учитывая, кроме того, что во входном устройстве порошок имеет наибольшую температуру, то, как указывалось выше, именно здесь налипание наиболее интенсивное.

Заметим, что существующие конструкции входных устройств, как правило, имеют очень большие гидравлические сопротивления, для преодоления которых требуется избыточная мощность вентилятора, а, соответственно, и энергозатраты.

Таким образом, входное устройство аэролифта в решающей степени влияет на процессы, протекающие в его канале, и во многом определяет характеристики аэролифта.

## **8.2 Совершенствование конструкции аэролифта для транспортировки нагретого порошка.**

Как следует из результатов проведенного выше анализа процессов, протекающих в аэролифте, к числу важнейших требований по входному устройству аэролифта следует отнести обеспечение малых гидравлических потерь, а также обеспечение условий течения потока исключаящих, либо резко уменьшающих, налипание сырья (порошка) на стенки канала. Выполнение этих требований позволит снизить издержки производства, связанные с потерей части сырья и необходимостью его частичной переработки, уменьшить расход энергии, снизить затраты на эксплуатацию установки.

Реализация этих требований может быть достигнута за счет обеспечения течения потока во входном устройстве и в начальной части канала аэролифта в режиме, близком к ламинарному [116]. Для этого требуется, прежде всего, организовать безотрывный, с малыми гидравлическими потерями ввод потока в аэролифт, обеспечить равномерное течение в месте ввода порошка, как путем установки специальных устройств, так и улучшением герметизации канала и входного устройства.

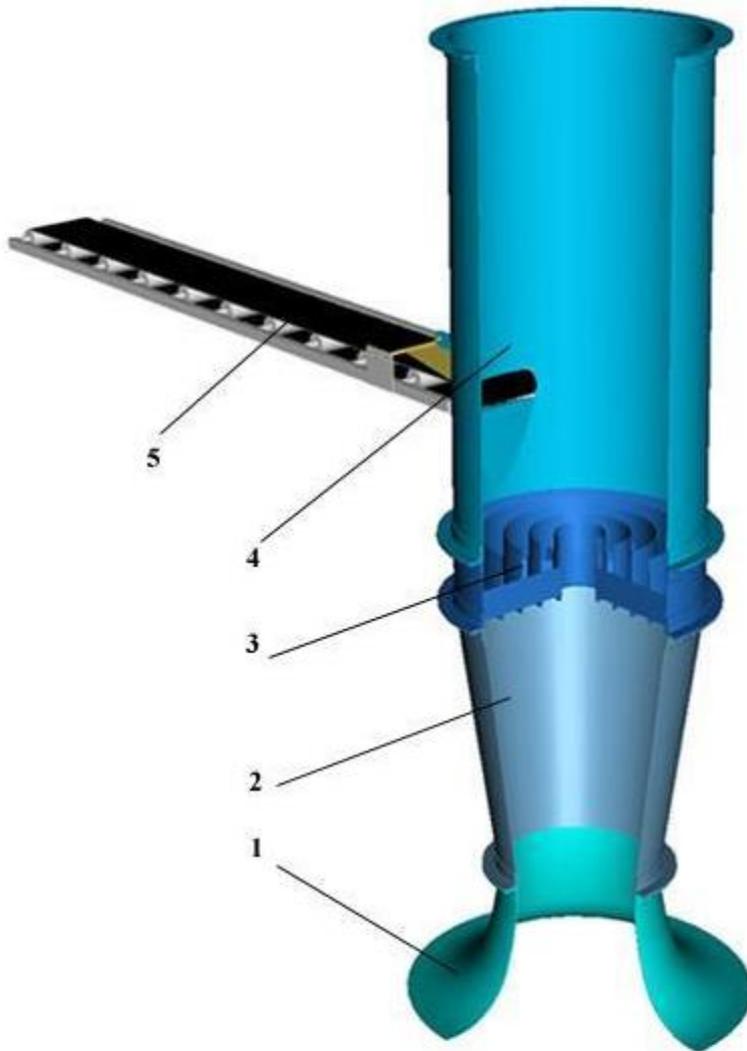
Исходя из сформулированных выше требований, было разработано входное устройство для аэролифта, обеспечивающего транспортировку порошка в технологической установке для производства СМС. Данное входное устройство было внедрено на комбинатах в городах Тосно и Энгельсе.

При разработке входного устройства аэролифта основные усилия были направлены на обеспечение безотрывного ламинарного течения воздуха во входном устройстве и канале аэролифта, снижение гидравлических сопротивлений на его входе, исключение «подсосов» воздуха в канал аэролифта из внешней атмосферы (герметизацию канала).

### **8.2.1 Основные элементы и общая компоновка входного устройства.**

Общий вид предлагаемого входного устройства аэролифта показан на рис.4.2.1. Оно состоит из расположенных друг за другом входного коллектора 1, диффузора 2, хонейкомба (спрямляющей решетки) 3 и устройства ввода порошка 4. Подача порошка к аэролифту осуществляется питающим транспортером 5. Входной коллектор 1 достаточно сложной геометрической формы предназначен для выравнивания скоростного поля на входе и уменьшения гидравлических сопротивлений последующих элементов воздушного тракта аэролифта, связанных с этой неравномерностью. Коллектор обеспечивает безотрывное течение воздуха на входе в диффузор.

Диффузор 2 представляет собой конический расширяющийся участок трубы. Он служит для уменьшения скорости и повышения давления перед устройством ввода порошка.



**1 - входной коллектор, 2 - диффузор, 3 - хонейкомб,  
4 - устройство ввода порошка, 5 - подающий транспортер**

Рисунок 8.2.1 - Компоновка входного устройства аэролифта.

Спрямяющая решетка (хонейкомб) 3 обеспечивает выравнивание воздушного потока, разбиения крупных вихрей на мелкие и гашения их. Кроме того, данная решетка обеспечивает удобство обслуживания внутренней поверхности входного устройства и канала аэролифта, так как является своеобразным полом, на котором может находиться обслуживающий персонал.

Устройство ввода порошка 4 предназначено для подачи порошка непосредственно внутрь канала аэролифта, по которому этот порошок транспортируется воздушным потоком вверх в приемный бункер.

Все элементы входного устройства аэролифта изготавливаются из тонколистовой стали. Края листов соединяются встык и свариваются. При этом сварной шов должен располагаться снаружи, чтобы обеспечить как можно более гладкую внутреннюю поверхность тракта входного устройства. Вмятины, погибы, деформации элементов входного устройства не допускаются, так как они служат источниками возникновения отрывных течений и вихрей.

Соединение элементов входного устройства аэролифта между собой осуществляется болтами через уголковые шпангоуты, расположенные в торцевых сечениях элементов. При этом сборка элементов осуществляется через герметик, чтобы исключить подсос воздуха из внешней атмосферы через неплотности торцевого соединения. На это должно быть обращено пристальное внимание, так как в местах подсоса будут возникать мощные вихри.

Внутренняя поверхность тракта входного устройства должна быть очень тщательно обработана для максимально возможного уменьшения ее шероховатости, особенно в месте стыка входного коллектора 1 и диффузора 2, где скорость потока будет наибольшая (здесь наименьшая площадь проходного сечения аэролифта).

Входное устройство аэролифта должно располагаться на достаточном расстоянии от пола и не загромождаться различными предметами (тарой, сборными коробками и пр.).

Минимальное расстояние между нижним сечением входного коллектора и сборным ящиком должно быть не менее 0,8 м, что исключит местное возмущение входного потока при его движении в зазоре между ящиком и коллектором.

Ниже основные конструктивные особенности элементов входного устройства аэролифта рассмотрены более подробно.

### **8.2.2. Входной коллектор имеет сложную геометрическую форму двоякой кривизны (рис.8.2.2).**

Коллектор представляет собой тело вращения, образующая которого состоит из двух сопряженных дуг окружностей (рис.8.2.3). Диаметр в выходном сечении коллектора является базовым для определения всех его остальных геометрических размеров. Основные расчетные соотношения для их определения представлены на рис.8.2.3. Эти соотношения установлены опытным путем. Они позволяют создать более простой с точки зрения изготовления коллектор, обладающий хорошими характеристиками. Напомним в этой связи,

что наиболее рационально применение для коллекторов, всасывающих воздух из атмосферы, лемнискаты Бернулли, у которой в точке сопряжения с каналом радиус кривизны равен  $\infty$ .

Однако, большой опыт, накопленный в практической аэродинамике, показал, что плавные на глаз очертания коллектора обычно оказываются удовлетворительными и в отношении потерь, и в отношении скоростного поля за ними. Поэтому применение указанных выше расчетных соотношений представляются вполне оправданным.



Рисунок 8.2.2 - Общий вид входного коллектора

Исходя из этого, рационально изготовить коллектор из двух оболочек вращения двойкой кривизны, образующие которых представляют собой дуги окружностей. Особое внимание следует обратить на обработку внутренней поверхности коллектора, вдоль которой движется всасываемый воздух.

**8.2.3. Входной диффузор представляет собой усеченный конус с углом конусности 8 градусов** (рис.8.2.4). Данный угол выбран из условия минимизации гидравлических потерь в диффузоре и обеспечения высокой равномерности потока (безотрывного течения). Следует отметить, что входной диффузор является наиболее ответственным, и в то же время, наиболее трудным для проектирования и расчета элементом воздушного тракта аэролифта. Это обусловлено сложностью потока в диффузоре, весьма чувствительного к углу его раскрытия, сильным влиянием поля скоростей на входе и другими факторами.



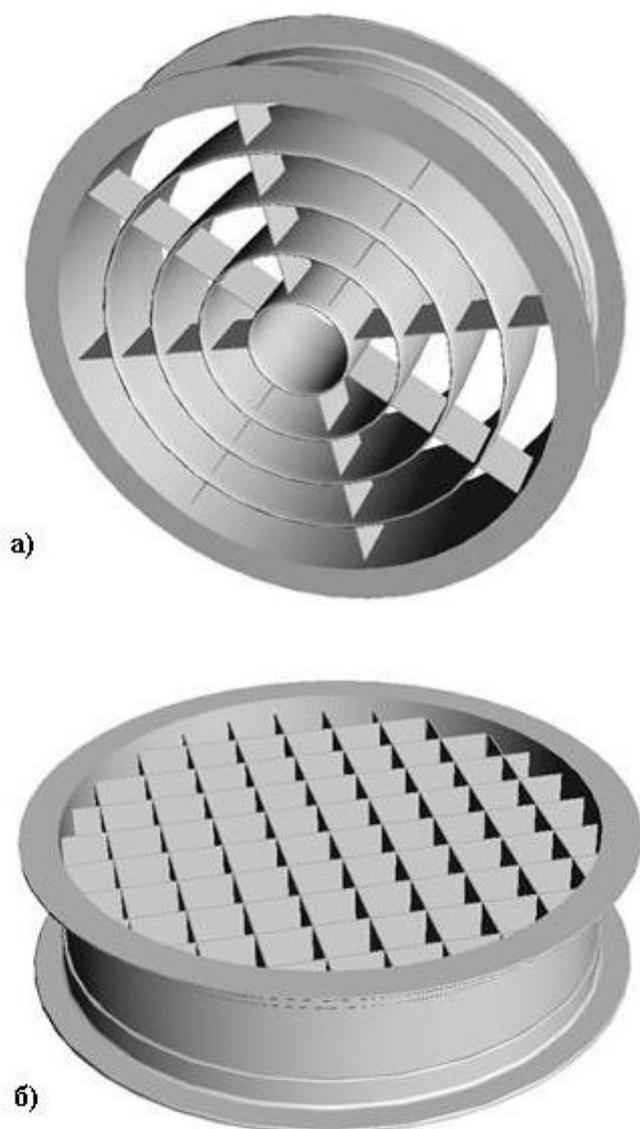
Рисунок 8.2.4 - Конструкция диффузора.

В конструктивном же отношении входной диффузор достаточно прост. Он представляет собой тонкостенную коническую оболочку, на торцевых сечениях которой установлены уголковые шпангоуты. Как указывалось выше, внутренняя поверхность диффузора не должна иметь никаких вмятин, неровностей, погибов. Особое внимание следует уделить месту соединения диффузора с входным коллектором. Никакие уступы, выступы, неровности в этом месте не допускаются.

**8.2.4. Спрямяющая решетка (хонейкомб)** обеспечивает выравнивание воздушного потока, разбиения крупных вихрей на мелкие и гашения их. Общий вид спрямяющей решетки или хонейкомба представлен на рис.8.2.5а и 8.2.5б в различных вариантах его конструктивного исполнения. На рис.8.2.5а показана конструкция хонейкомба с ребрами.

Кольцевое ребро имеет в поперечном сечении достаточно сложную форму. Для уменьшения гидравлических потерь в средней части, оно имеет постоянную толщину. В этом месте к ребру привариваются радиальные ребра. Их передние и задние кромки

концентрическими круговыми



**а - вариант с кольцевыми ребрами; б - вариант с плоскими ребрами**

Рисунок 8.2.5 - Устройство спрямляющей решетки (хонейкомба).

скруглены. Носовая часть кольцевого ребра образована сопряжением дуг окружностей с радиусами 90 мм и 2 мм (носик). В более простом варианте она должна быть скруглена. Хвостовая часть кольцевого ребра имеет в поперечном сечении клиновидную форму с толщиной задней кромки не более 1 мм.

На рис.8.2.5б показан вариант упрощенного конструктивного выполнения хонейкомба с обычными плоскими ребрами. К этой конструкции также относятся все требования по обработке краев ребер и соединению их между собой, указанные выше.

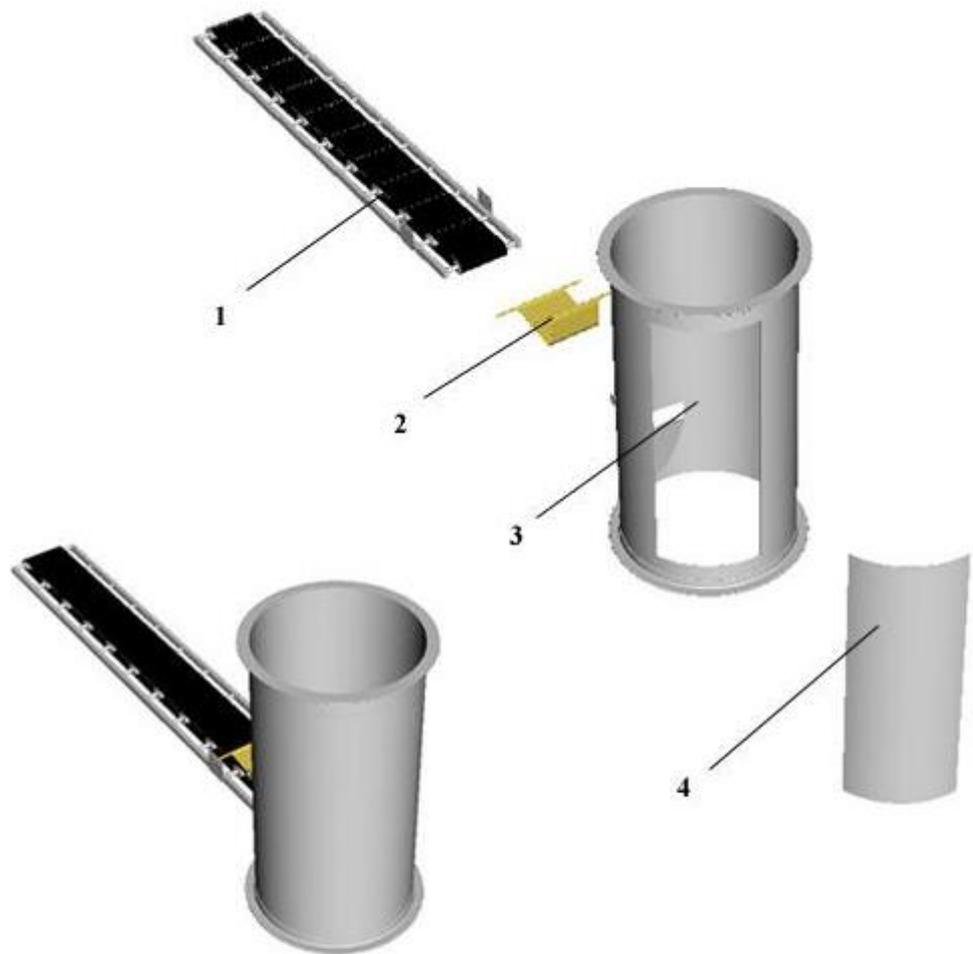
Корпус хонейкомба в обоих вариантах представляет собой короткую цилиндрическую оболочку, на торцах которой установлены уголки шпангоуты. В процессе эксплуатации аэролифта следует особое внимание уделить предупреждению деформаций (загибов) концов ребер хонейкомба. Даже небольшие забоины и загибы кромок недопустимы.

**8.2.5 Устройство ввода порошка в аэролифт** должно обеспечивать отсутствие подсоса воздуха из внешней атмосферы в канал аэролифта в месте ввода порошка.

Общий вид предлагаемого варианта устройства показан на рис.8.2.6. Оно состоит из цилиндрического корпуса 3, в котором выполнена прямоугольная дверь 4, герметизирующего элемента 2 и подающего транспортера 1.

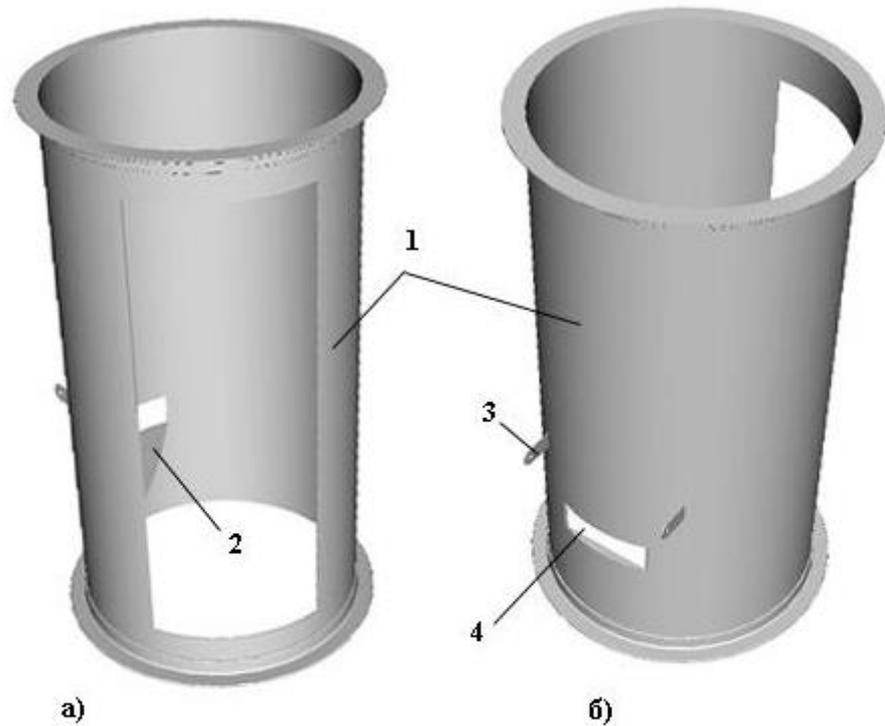
Корпус является основным элементом устройства для ввода порошка. Он представляет собой тонкостенную цилиндрическую оболочку. На внутренней поверхности корпуса под щелью 4 приваривается специальный обтекатель 2 (рис.8.2.7). Он представляет собой плоскую пластину фарообразной формы, которая прикрывает снизу участок входного транспортера, врезающийся внутрь корпуса. Установка этого элемента обеспечивает более благоприятные условия обтекания выступающего валика транспортера и уменьшение вихреобразования.

Внутреннюю полость обтекателя (между стенкой корпуса и пластиной обтекателя) должна быть чем-либо заполнена, либо загерметизирована.



1 - подающий транспортер, 2 - герметизирующий элемент, 3 - корпус,  
4 - дверь

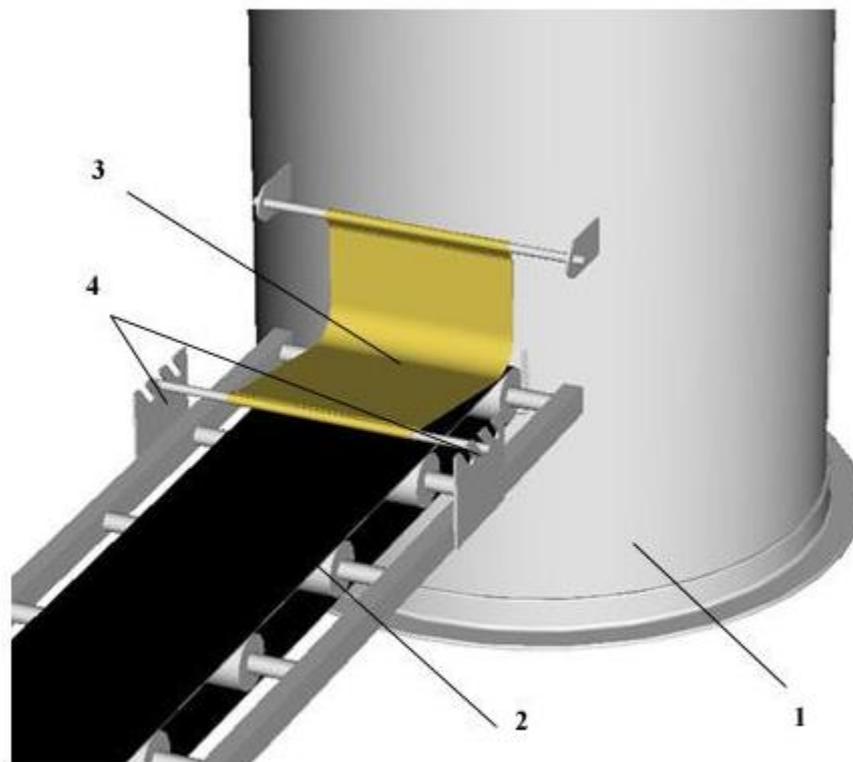
Рисунок 8.2.6 - Общий вид устройства ввода порошка.



**а - вид со стороны люка обслуживания;**  
**б - вид со стороны щели для ввода порошка**  
**1 - оболочка корпуса, 2 - нижний обтекатель,**  
**3 - кронштейн, 4 - щель для ввода порошка**

Рисунок 8.2.7 - Корпус устройства для ввода порошка в аэролифт.

Герметизирующий элемент (рис.8.2.8) представляет собой прямоугольный кусок достаточно мягкой ткани (например, типа ткани – 500 – «серебрянки»), по краям которой установлены две металлические оси. Одна из этих осей крепится на кронштейнах корпуса устройства ввода порошка, а вторая – на специальных гребенках подающего транспортера (рис.8.2.8). Таким образом ткань накрывает сверху находящийся на ленте транспортера порошок. Давлением окружающего воздуха ткань частично втягивается в щель на корпусе, через которую по транспортеру подается порошок.



**1 - корпус, 2 - транспортер, 3 - герметизирующий элемент,  
4 - гребенки для крепления оси герметизирующего элемента**

Рисунок 8.2.8 - Устройство ввода порошка в сборе.

Степень натяжения ткани подбирается таким образом (за счет установки оси в разных положениях на гребенке 4), чтобы порошок свободно проходил в щель, слегка приподнимая ее. Тем самым обеспечивается минимизация подсоса воздуха из окружающей среды в аэролифт и соответственно – уменьшение вихреобразования.

Следует отметить, что весьма полезным является также установка внутри в районе щели и верхнего обтекателя, аналогичного по устройству нижнему обтекателю, описанному выше (рис.4.2.7 поз.2).

### 8.3 Теоретический расчет гидравлических потерь в аэролифтах

Всасываемый в аэролифт воздушный поток последовательно проходит несколько элементов, на каждом из которых имеет место падение напора, вызванное различными причинами. К числу таких элементов входного устройства прежде всего относится входной коллектор, входной диффузор и спрямляющая решетка. Заметим, что отдельного рассмотрения требует устройство ввода порошка, однако потери в нем с приемлемой точностью могут быть определены, по-видимому, лишь экспериментальным путем. Однако это не имеет принципиального значения, так как в условиях, когда основные проектные параметры аэролифта (длина и диаметр трубопровода, вытяжной вентилятор) уже реализованы в существующей конструкции, более важно определение гидравлических сопротивлений первых трех элементов входного устройства.

Оно имеет практический смысл, так как позволит получить сравнительные оценки гидравлических потерь предлагаемого входного устройства по отношению к другим, более простым конструкциям. Кроме того, знание гидравлических сопротивлений входного устройства важно для настройки числа оборотов вентилятора при отладке аэролифта и оценке затрат электроэнергии на привод вентилятора.

Гидравлические потери во входном устройстве аэролифта  $\Delta P_{вх.у}$  складываются из потерь на его различных участках:

$$\Delta P_{вх.у} = \Delta P_{в.к} + \Delta P_{д} + \Delta P_{хк}, \quad (8.3.1)$$

где  $\Delta P_{в.к}$  - потери на входном коллекторе;

$\Delta P_{д}$  - потери на входном диффузоре;

$\Delta P_{хк}$  - потери на хонейкомбе.

Потери во входном коллекторе невелики и практически сводятся к потерям на трение. Коэффициент потерь в коллекторе, отнесенный к скорости  $U_0$  в его входном сечении (где она максимальна), обычно равен  $\xi_k \approx 0,01 \div 0,02$ . Таким образом:

$$\Delta P_{в.к} = \xi_k \rho \frac{U_0^2}{2} \quad (8.3.2)$$

Потери давления в диффузоре складываются из потерь на трение и дополнительных потерь на расширение потока

$$\Delta P_{\text{д}} = \Delta P_{\text{тр.д}} + \Delta P_{\text{расш.}} \quad (8.3.3)$$

При больших углах раскрытия диффузора  $\alpha$  основными являются потери на расширение. При выбранном значении  $\alpha = 8^\circ$  оба члена последнего равенства примерно одного порядка.

Потери на трение, особенно при малых  $\alpha$ , принято определять по обычным формулам

$$\Delta P_{\text{тр.д}} = \xi_{\text{тр.д}} \rho \frac{v_0^2}{2} \quad (8.3.4)$$

где  $v_0$  – скорость в определяющем (обычно наименьшем) сечении с площадью  $F_0$ .

Для круглых диффузоров

$$\xi_{\text{тр.д}} = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{\bar{F}a^2 - 1}{\bar{F}a^2}, \quad (8.3.5)$$

где  $\lambda = \frac{C}{Re^x}$  - коэффициент трения

при  $10^5 < Re < 3 \cdot 10^6$   $C = 0,09$ ,  $x = 1/7$

при  $Re \leq 10^5$  коэффициент трения определяется по уравнению

$$\text{Блазиуса } \lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[0,25]{Re}}.$$

$\bar{F}a = F_a / F_0$ ,  $F_a$  – площадь выходного сечения диффузора.

При расчетах потерь на расширение в диффузоре удобнее использовать другой подход, при котором потеря напора в диффузоре

$\Delta P_{\text{расш.}}$  сравнивается с потерей на удар  $\Delta P_{\text{уд}}$  при внезапном расширении канала от площади  $F_0$  до площади  $F_a$

$$\Delta P_{\text{уд}} = \frac{\rho v_0^2}{2} \left( 1 - \frac{1}{\bar{F}a} \right)^2. \quad (8.3.6)$$

Как показали систематические исследования диффузоров с прямолинейными образующими и постоянной формой поперечного сечения, коэффициент смягчения удара, т.е. отношение

$$\bar{\Delta P}_{\text{расш.}} = \frac{\Delta P_{\text{расш.}}}{\Delta P_{\text{уд}}} \quad (8.3.7)$$

в широком диапазоне  $\alpha$  и  $F$  зависит только от  $\alpha$  и практически не зависит от длины диффузора и от  $\bar{F}a$ .

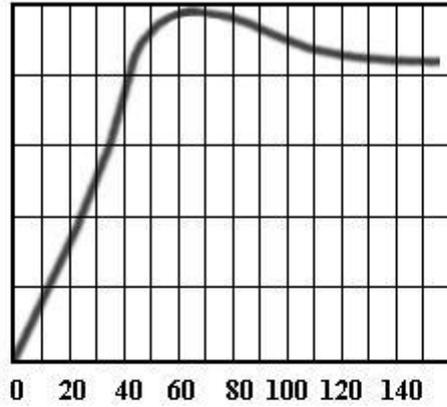
Эта зависимость для диффузора с круглым и квадратными сечением показана на рис.8.3.1. Приведенные на рисунке кривые получены для диффузоров с умеренными скоростями во входном сечении, когда сжимаемость газа можно не учитывать.

Таким образом, потери на расширение в диффузоре могут быть определены по формуле

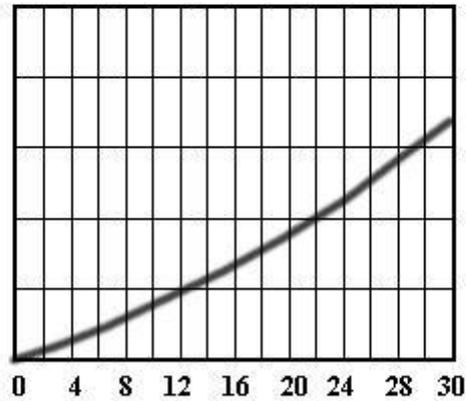
$$\Delta P_{\text{расш.}} = \bar{\Delta P}_{\text{расш.}} \cdot \frac{\rho v_0^2}{2} \left( 1 - \frac{1}{\bar{F}a} \right)^2, \quad (8.3.8)$$

где  $\bar{\Delta P}_{\text{расш.}}$  - величина коэффициента смягчения удара, которая берется

из графика на рис.8.3.1 в зависимости от угла раскрытия диффузора  $\alpha$ .



а)



б)

б - начальный участок диаграммы а)

Рисунок 8.3.1 - Зависимость коэффициента смягчения удара для диффузоров с прямолинейными образующими от угла его раскрытия.

Гидравлические потери на хонейкомбе складываются из потерь на входе, потерь на трение и потерь на выходе. При малом стеснении потока, что имеет место в данном случае (решетка достаточно редкая, а толщина ребер мала), потерями на входе и выходе можно пренебречь.

С учетом этого потери на хонейкомбе будут обусловлены, в основном, потерями на трение. Последние могут быть определены стандартным способом

$$\Delta P_{\text{хк}} = \xi_{\text{тр.хк}} \frac{\rho v_a^2}{2}, \quad (8.3.9)$$

где  $\xi_{\text{тр.хк}} = \lambda \cdot \frac{l_p}{d_r}$ ;

$l_p$  – длина ребра;

$d_r = \frac{4f}{\Pi}$  – гидравлический диаметр ячейки решетки;

$f$  – площадь проходного сечения ячейки;

$\Pi$  – периметр ячейки решетки.

Коэффициент трения  $\lambda$  может быть определен по соотношениям, представленным выше в зависимости от числа Рейнольдса.

С учетом полученных выражений конечную формулу для определения гидравлических потерь во входном устройстве аэролифта можно представить в виде

$$\Delta P_{\text{вх.у}} = \frac{\rho v_0^2}{2} \left[ \xi_{\text{тр.в.к.}} + \xi_{\text{тр.д.}} + \overline{\Delta P}_{\text{расш.}} \left( 1 - \frac{1}{\overline{Fa}} \right)^2 + \frac{1}{\overline{Fa}^2} \xi_{\text{тр.хк}} \right]. \quad (8.3.10)$$

Величины коэффициентов потерь, входящие в эту формулу, могут быть вычислены по соотношениям, представленным выше.

Для оценки величин гидравлических потерь во входном устройстве аэролифта с помощью формулы (8.3.10) требуется предварительно оценить значение критерия Рейнольдса, реализуемое при течении газа. На основании имеющихся исходных данных о напорных характеристиках вентилятора и проектных параметрах трубы было установлено, что скорость в канале аэролифта будет находиться в пределах 50÷75 м/с. Расчеты проводились по методике, для случая течения газа в цилиндрической трубе с трением при заданной величине отношения давлений на входе и выходе трубы.

Этим значениям скорости для условий аэролифта соответствуют значения чисел  $Re = (2\div 3) \cdot 10^6$ . С учетом этого, по соотношениям, представленным выше были получены оценки величин гидравлических потерь в различных элементах входного устройства. В соответствии с формулой (8.3.10) имеем

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{вх.у}} &= \frac{\rho v_0^2}{2} \left[ \xi_{\text{тр.в.к.}} + \xi_{\text{тр.д}} + \bar{\Delta P}_{\text{уд}} \left( 1 - \frac{1}{\text{Fa}} \right)^2 + \frac{1}{\text{Fa}^2} \xi_{\text{тр.хк}} \right] = \\ &= \frac{\rho v_0^2}{2} (0,015 + 0,015 + 0,03 + 0,0045) = 0,0645 \frac{\rho v_0^2}{2}. \end{aligned} \quad (8.3.11)$$

Анализ структуры потерь показывает, что наиболее велики потери на расширение газа в диффузоре. Потери на трение во входном коллекторе и в диффузоре примерно равны (для входного коллектора была взята средняя из рекомендованных оценка коэффициента потерь). Таким образом, во входном устройстве аэролифта предлагаемой конструкции теряется примерно 6,5 % скоростного напора. Много это или мало?

Для сравнения в первом приближении оценим потери во входном устройстве аэролифта традиционной конструкции типа, изображенной на рис.8.1.2. Такое устройство применялось раньше на комбинате «Хенкель- Эра» и до сих пор используется на ряде зарубежных предприятий. Как правило, оно использует короткий входной диффузор с углом раскрытия  $\sim 60^\circ \div 80^\circ$ . Для таких диффузоров даже при всех прочих равных условиях потери на расширение будут примерно в 12 раз больше! То есть, потери напора только для одной составляющей будут достигать 37%. При этом следует иметь в виду, что при больших углах раскрытия диффузора и отсутствии организованного ввода потока в него (коллектор) картина течения существенно меняется и другие виды потерь также резко возрастают.

При этом, кроме больших гидравлических потерь, и, следовательно, увеличенному расходу электроэнергии, затрачиваемой приводом вентилятора, таким устройствам свойственно сильное налипание порошка на стенки, по причинам, рассмотренным выше.

## **Глава 9 Ресурсосбережение путём совершенствования газодинамических процессов в распылительной сушилке**

### **9.1 Анализ газодинамических процессов, протекающих в распылительной сушилке и ее агрегатах. Причины повышенного расхода ресурсов.**

Распылительная сушилка является одним из основных элементов технологической установки для производства СМС как по своему функциональному назначению, так и по габаритам, материалоемкости и энергопотреблению.

От совершенства процессов, протекающих в сушилке, в решающей степени зависит расход различных ресурсов на производство СМС.

Общий вид распылительной сушилки (РС) и примыкающих к ней элементов показан на рис. 9.1. Сама сушилка представляет собой вертикально расположенную башню цилиндрической формы с двумя коническими днищами. Основное функциональное назначение РС состоит в получении порошкообразного моющего средства. Этот порошок производится путем сушки горячим воздухом капель суспензии композиции. Заранее приготовленная суспензия композиции распыляется в цилиндрической части РС с помощью системы форсунок.

Смесь топочных газов и воздуха, получающаяся в газогенераторе, подводится к РС по газоходу и подается внутрь РС через прямоугольные сопла, равномерно расположенные по образующей РС в районе стыка нижнего конуса и ее цилиндрической части. Процесс сушки осуществляется в противотоке – горячий воздух поднимается вверх, а образующийся порошок падает вниз. Сбор порошка происходит в конусе, а его удаление – через вершину конуса. Паровоздушная смесь удаляется из РС через газоход, расположенный в её верхней части. Кроме того, через вершину нижнего конуса-днища в РС проникает холодный воздух. Вся наружная поверхность РС теплоизолирована.

Непроизводительный расход ресурсов при эксплуатации сушилки связан с потерями на преодоление значительных гидравлических сопротивлений при подаче горячего воздуха, а также с потерями на удаление из РС и переработку конгломератов (комков) порошка, налипающих на внутренние стенки цилиндрической и конической частей РС. Кроме того, РС покидает горячая паро-воздушная смесь, которая затем выбрасывается в атмосферу. Значительная экономия ресурсов может быть достигнута путем рекуперации этого тепла. Эта задача будет рассмотрена самостоятельно в следующей главе.

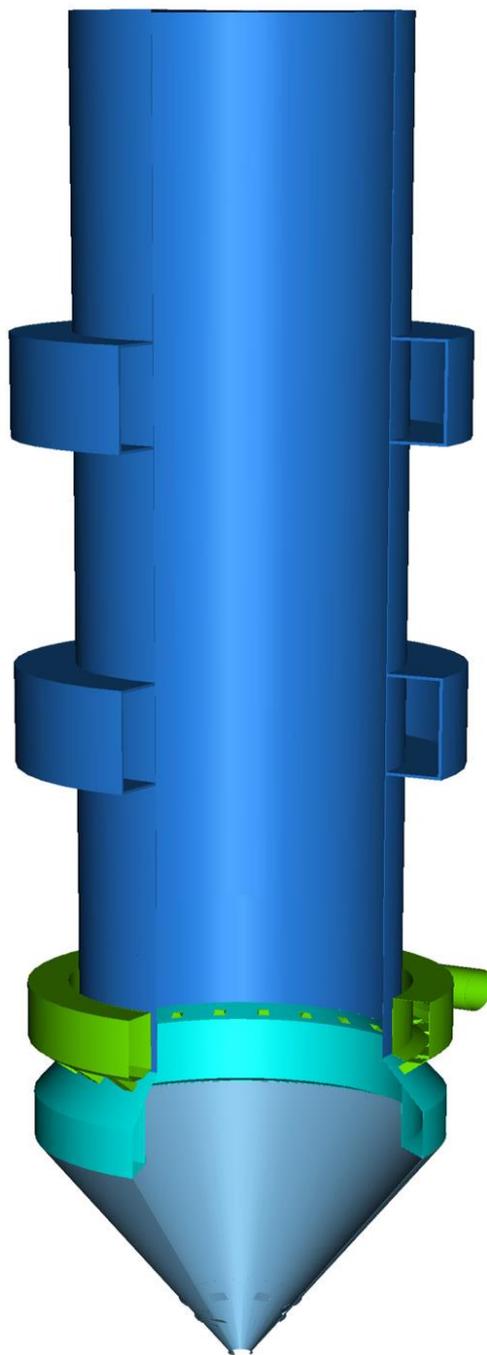


Рисунок 9.1 - Общий вид распылительной сушилки.

Гидравлические потери и потери, связанные с налипанием порошка обусловлены прежде всего несовершенством аэродинамических процессов, протекающих в самой РС и элементах ее подводящего тракта. Для анализа причин повышенного расхода ресурсов, связанных с этими потерями, необходимо, прежде всего, проанализировать структуру гидравлических потерь на различных элементах подводящего тракта, а также проанализировать картину течений воздушных масс внутри сушилки.

**9.1.1 Гидравлические потери, возникающие в подводящем тракте**, в решающей степени определяются конструктивными особенностями самого тракта, а также параметрами подаваемого газа. Подвод горячего воздуха к сушилке в производства СМС осуществляется от газогенератора по специальному контуру, компоновочная схема которого показана на рис.9.2.

В верхней части газогенератора формируется смесь вторичного воздуха с продуктами сгорания топлива. В образовавшейся смеси не более 2,5 % диоксида углерода, менее 0,01 % диоксида азота и несколько процентов водяного пара. Такую смесь вполне можно называть горячим воздухом и использовать в расчетах контура генераторного газа параметры чистого воздуха.

После газогенератора горячий воздух поступает в расходную магистраль, по которой он подается в сопловый аппарат сушилки. В сопловом аппарате происходит распределение газа по окружности вокруг цилиндрической части РС и вдув газа внутрь РС через 24 сопла прямоугольного сечения.

Внешний вид расходной магистрали в сборе с сопловым аппаратом показан на рис.5.3. Изображенные конструктивные элементы выполняют задачу доставки генераторного газа в РС, поэтому будем называть их совокупность подводящим контуром генераторного газа. От правильного устройства этого контура зависит качество подвода горячего воздуха в РС.

При анализе контура генераторного газа примем следующие допущения.

1. Поскольку перепад давлений в контуре небольшой, будем пренебрегать сжимаемостью газа, т.е. считать плотность транспортируемого воздуха неизменной по всей длине контура.

2. Горячий воздух движется в контуре без теплообмена с окружающей средой.

3. На входе в магистраль контура воздушный поток имеет скорость  $u_1$  и статическое давление  $p_1$ , а на выходе из сопел контура скорость потока  $u_2$  при статическом давлении  $p_2$ .

С учетом этих допущений можно записать баланс полных давлений на входе и выходе из контура

Гидравлические потери целесообразно разделить на потери в расходной магистрали и в сопловом аппарате, т.е.

$$\Delta p_{\text{гидр}} = \Delta p_{\text{маг}} + \Delta p_{\text{са}},$$

где  $\Delta p_{\text{гидр}}$  - гидравлические потери в контуре.

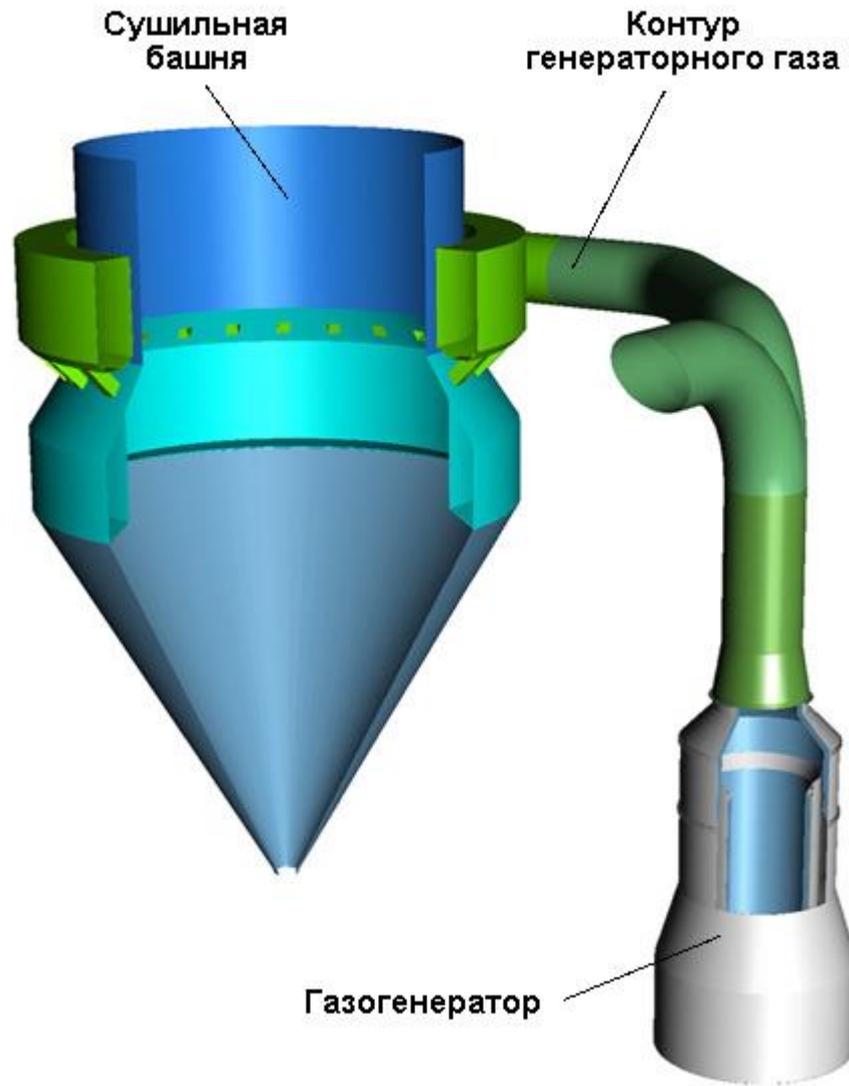


Рисунок 9.2 - Компонентная схема подвода горячего воздуха в сушилку.

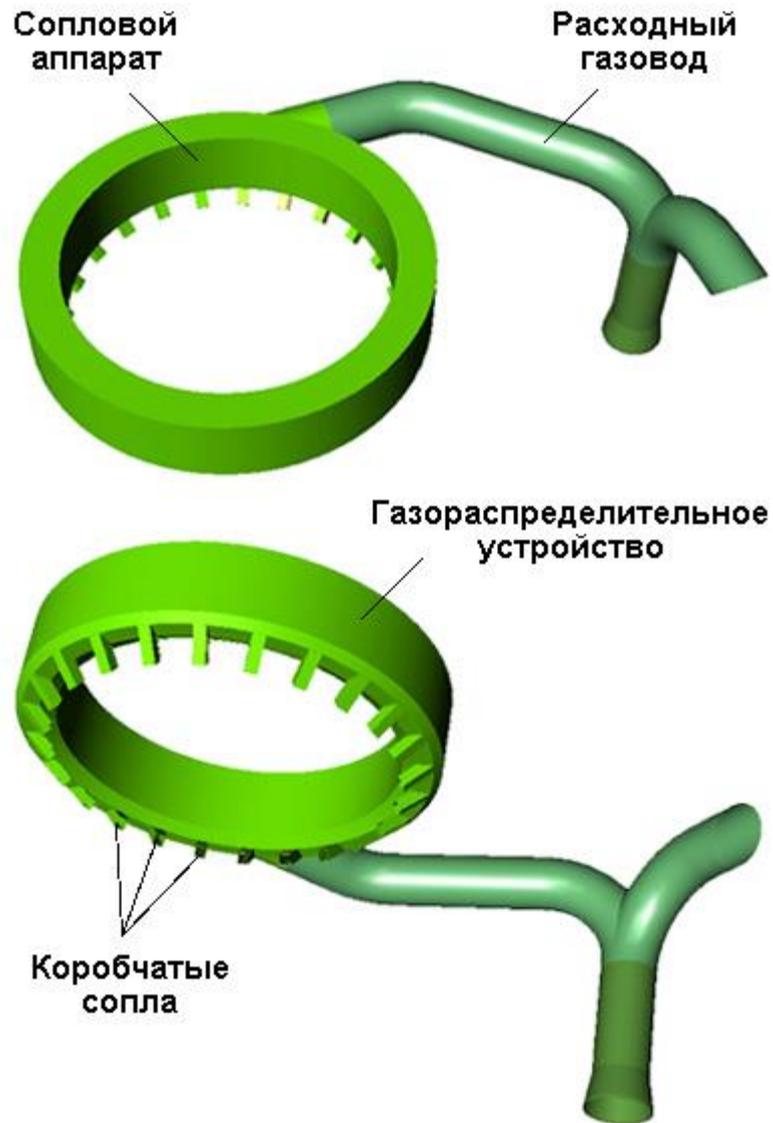


Рисунок 9.3 - Внешний вид расходной магистрали в сборе с сопловым аппаратом.

Задачей анализа является определение перепада давлений между входом и выходом контура, при котором в РС будет подаваться горячий воздух с заданными температурой и объемным расходом. Для этого балансовое уравнение следует записать в виде

$$\Delta p = \Delta p_{\text{гидр}} + \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \rho g \Delta h, \quad (9.1.1)$$

где  $\rho$  - плотность воздуха;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$  - ускорение свободного падения;

$h_1$  и  $h_2$  - нивелирные высоты точек входа и выхода воздуха;

$\Delta p = p_1 - p_2$  - перепад давлений между входом и выходом контура;

$\Delta h = h_2 - h_1 = 5 \text{ м}$  - перепад высот между точками выхода и входа в контур.

Для решения данной задачи необходимо задаться требуемыми значениями температуры и объемного расхода горячего воздуха. По известной геометрии для каждого сечения контура можно определить среднюю скорость потока.

$$u_i = \frac{W}{S_i},$$

где  $W$  - объемный расход воздуха в  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$S_i$  - площадь  $i$ -го сечения контура.

Далее определяются значения гидравлических потерь в элементах контура

$$\Delta p_i = \xi_i \rho \frac{u_i^2}{2},$$

где  $\xi_i$  - коэффициент гидравлических потерь, определяемый конкретно для каждого элемента контура, который включает в себя расходную магистраль и сопловой аппарат.

Гидравлические потери в расходной магистрали определяются рядом гидравлических сопротивлений, обусловленных трением, поворотом потока и расширением воздуха при выходе из газохода.

$$\Delta p_{\text{маг}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{пов 1}} + \Delta p_{\text{пов 2}} + \Delta p_{\text{уд}},$$

где  $\Delta p_{\text{тр}}$  - потери на трение;

$\Delta p_{\text{пов 1}}$  - потери на поворот потока на  $90^\circ$ ;

$\Delta p_{\text{пов 2}}$  - потери на поворот потока на  $45^\circ$ ;

$\Delta p_{\text{уд}}$  - потери на удар при выходе воздуха из газохода в сопловой

аппарат.

Потери на трение в газоходе определяются следующим образом

$$\Delta p_{\text{тр}} = f \frac{L}{d} \rho \frac{u^2}{2} \quad (9.1.2)$$

где  $f = \frac{0,3161}{\text{Re}^{0,25}}$  при  $\text{Re} \leq 10^5$ ;

$f = \frac{0,09}{\text{Re}^{0,143}}$  при  $10^5 < \text{Re} < 3 \cdot 10^6$ ;

$\text{Re} = \frac{u \cdot d}{\nu}$  - число Рейнольдса;

$u$  - скорость потока;

$d$  - диаметр газовода;

$L$  - длина газовода;

$\nu$  - кинематическая вязкость воздуха;

$\rho$  - плотность воздуха.

Параметры воздуха, необходимые для расчета, приведены в таблице 9.1. Из таблицы видно, что с ростом температуры свойства воздуха существенно изменяются.

Таблица 9.1 - Параметры горячего воздуха

Температура, ° С	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Кинематическая вязкость, 10 <sup>-6</sup> м <sup>2</sup> /с
200	0,746	34,85
250	0,674	40,61
300	0,615	48,33
400	0,524	63,06

Для определения потерь на поворот потока в газоходе круглого сечения целесообразно воспользоваться формулой

$$\Delta p_{\text{пов}} = \xi_{\text{пов}} \rho \frac{u^2}{2},$$

где  $\xi_{\text{пов}}$  - коэффициент потерь на поворот потока, который определяется из графика на рис. 9.4.

Отношение радиуса поворота  $R$  к диаметру газовода  $d$  при повороте газа на  $90^\circ$  составляет  $R/d = 1,6$ , а при повороте на  $45^\circ$  -  $R/d = 1,47$ . При таких значениях отношения  $R/d$  до 40 % потерь обусловлено перестройкой течения в трубе за коленом. Поэтому потери на поворот сравнительно велики.

Потери на удар при внезапном расширении потока на входе в газораспределительное устройство соплового аппарата можно определить следующим образом

$$\Delta p_{\text{уд}} = \xi_{\text{уд}} \rho \frac{u^2}{2},$$

где  $\xi_{\text{уд}} = (1 - S_{\text{отн}})^2$ ;

$$S_{\text{отн}} = S_{\text{маг}}/S_{\text{гр}};$$

$S_{\text{маг}}$  - площадь сечения газовода;

$S_{\text{гр}}$  - площадь сечения газораспределителя.

В качестве примера выполнен расчет гидравлического сопротивления магистрального газохода для разных величин расхода генераторного газа при двух значениях его температуры:  $300^\circ\text{C}$  и  $400^\circ\text{C}$ . Полученные результаты представлены в таблице 9.2.

Таблица 9.2 - Значения гидросопротивлений газохода в Па

Объемный расход, м <sup>3</sup> /час	Температура газа, °C	
	300	400
90000	46	39
72000	29	25
54000	18	14
36000	7,5	6,4

Как видно из таблицы, при росте объемного расхода газа в 2,5 раза гидравлические потери увеличиваются в 6 раз. Кроме того, с возрастанием температуры генераторного газа гидравлические потери в магистрали уменьшаются.

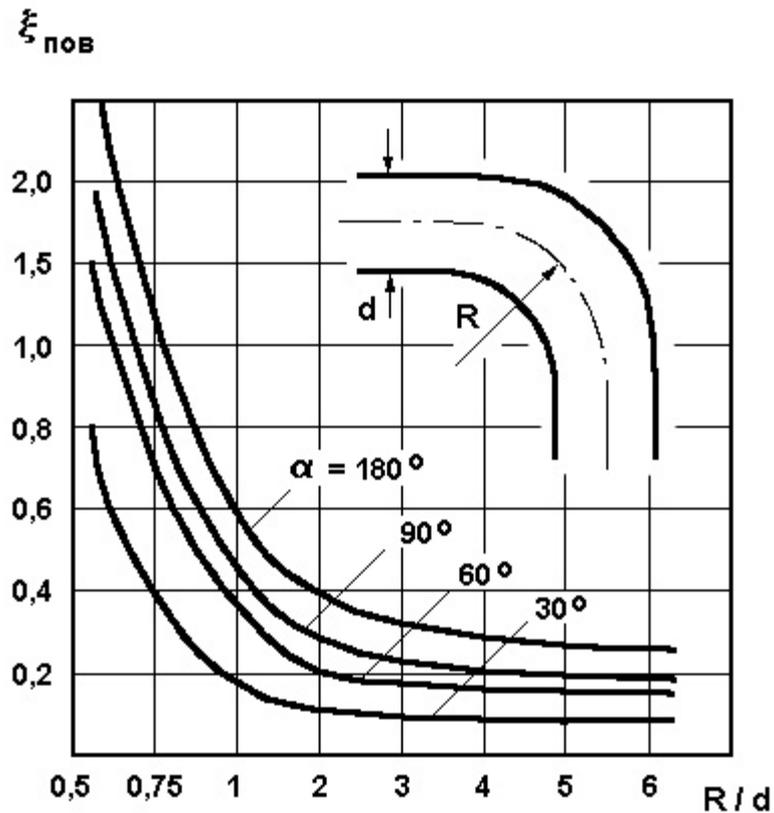


Рисунок 9.4 - Зависимость коэффициента потерь на поворот потока от соотношения  $R/d$ .

Гидравлические потери в сопловом аппарате складываются из потерь в газораспределительном устройстве и в 24 коробчатых соплах. Газораспределительное устройство (рис.9.5) образует кольцевой канал прямоугольного сечения с высотой  $H$  и шириной  $B$ . Воздух из расходной магистрали входит в этот канал тангенциально и далее движется по кольцу. При этом гидравлические потери связаны с трением воздуха о стенки канала и с поворотом потока:

$$\Delta p_{\text{гр}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{пов}} .$$

Потери на трение могут быть определены с помощью формулы (9.1.2). Для вычисления же потерь, связанных с поворотом потока, необходимо учесть несколько обстоятельств.

В тороидальных каналах с цилиндрическими стенками при повороте потока неизбежно появление поперечного (вдоль радиуса кривизны) градиента давления, приводящего к ускорению, а затем замедлению

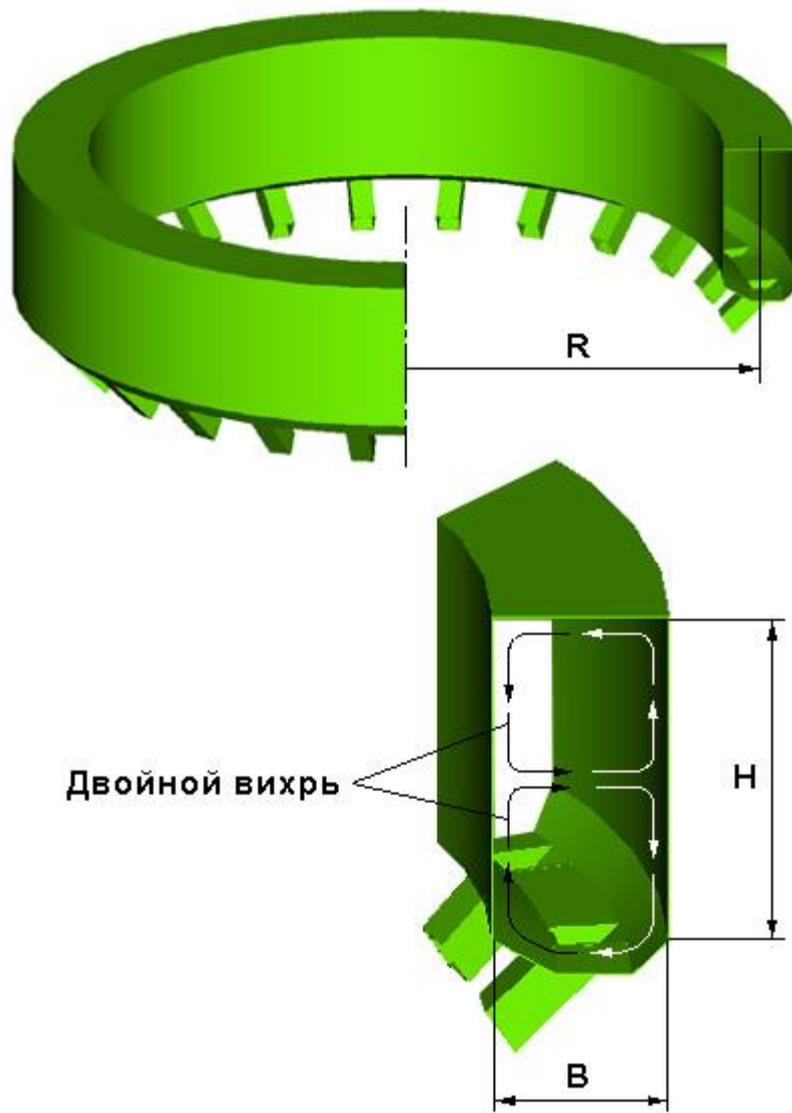


Рисунок 9.5 - Схема газораспределительного устройства.

движения струек, примыкающих к внутренней поверхности канала. Обратная картина формируется для наружных струй воздуха. При малых  $B/H$  (рис. 9.5) вследствие трения о верхнюю и нижнюю стенки канала связанное с этими явлениями вихреобразование усиливается и соответственно растут гидравлические потери на поворот.

Например при  $B/H = 1$  за счет образования двойного (парного) вихря можно отнести 50 % всех потерь на поворот. Уменьшение  $B/H$  заметно влияет на повышение интенсивности именно этих вихрей. Влияние параметра  $B/H$  может быть учтено введением переменного коэффициента

$$k = 0,55 + 0,1 \frac{B}{H}.$$

Тогда для данной геометрии канала вычислить гидравлические потери на поворот потока можно следующим образом

$$\Delta p_{\text{пов}} = \xi_{\text{пов}} \rho \frac{u^2}{2},$$

где  $\xi_{\text{пов}} = \xi_{\alpha} \cdot \xi_R$ ;

$$\xi_{\alpha} = \left( \frac{\alpha}{90} \right)^{0,67};$$

$$\xi_R = 1 - k \left( \frac{2R}{B} \right)^{0,1};$$

$\alpha$  - угол поворота канала в градусах;

$R$  - радиус кривизны поворота потока;

$B$  - ширина канала.

Из кольцевого газораспределителя воздух поступает в коробчатые сопла, через которые он подается внутрь РС. Гидравлические потери в сопле складываются из сопротивлений на трение и поворот потока из газораспределителя в сопло

$$\Delta p_c = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{пов}}.$$

Потери на трение определяются по формуле (9.1.2), а для нахождения потерь на поворот потока следует учесть ряд обстоятельств. Определяющим для поворота потока

является внутренний радиус закругления. Внешний радиус закругления оказывает минимальное влияние на поворот потока.

В газораспределителе воздух движется по кольцу и должен быть повернут и введен в сопло под прямым углом. При этом внутренний радиус поворота равен нулю. Заметим, что это худший вариант организации поворота потока ( $\xi_{\text{пов}} = 1$ ).

Для соплового аппарата выполнен расчет гидравлических сопротивлений при температурах воздуха 300 °С и 400 °С. Результаты вычислений приведены в таблице 9.3.

Таблица 9.3 - Значения гидравлических потерь в сопловом аппарате в Па

Объемный расход, м <sup>3</sup> /час	Температура газа, °С	
	300	400
90000	<b>87</b>	<b>75</b>
72000	<b>56</b>	<b>48</b>
54000	<b>38</b>	<b>31</b>
36000	<b>15</b>	<b>13</b>

Из таблицы видно, что потери в сопловом аппарате почти вдвое больше, чем в подводящей магистрали. Это, несмотря на то, что путь, проходимый воздухом в сопловом аппарате намного короче, чем в расходной магистрали.

Вычисленные значения гидравлических потерь в контуре позволяют с помощью формулы (9.1.1.) определить перепад давлений между выходом газогенератора и внутренней полостью РС, необходимый для поддержания требуемого расхода генераторного газа. Результаты расчетов представлены в таблице 9.4.

Таблица 9.4 - Перепад давлений в Па, требуемый для обеспечения соответствующего расхода генераторного газа

Объемный расход, м <sup>3</sup> /час	Температура газа, °С	
	300	400
90000	193	165
72000	134	115
54000	90	80
36000	57	49

По результатам данных таблицы 9.4 на рис.9.6 построены зависимости расхода генераторного газа от перепада давлений между выходом газогенератора и полостью РС. Из рисунка видно, что дроссельная характеристика контура нелинейная, т.е. с ростом расхода генераторного газа наблюдается ускоренное увеличение требуемого перепада давлений. Кроме того, с уменьшением температуры газа возрастает требуемый перепад давлений.

Заметим, что при увеличении расхода горячего воздуха через РС, что может потребоваться для увеличения ее производительности гидравлические потери резко возрастают. Результаты проведенного анализа показывают, что основные причины повышенных гидравлических потерь в данных элементах состоят в следующем:

Во-первых, существующее газораспределительное устройство имеет коробчатое сечение, которое было выбрано лишь из условий упрощения и

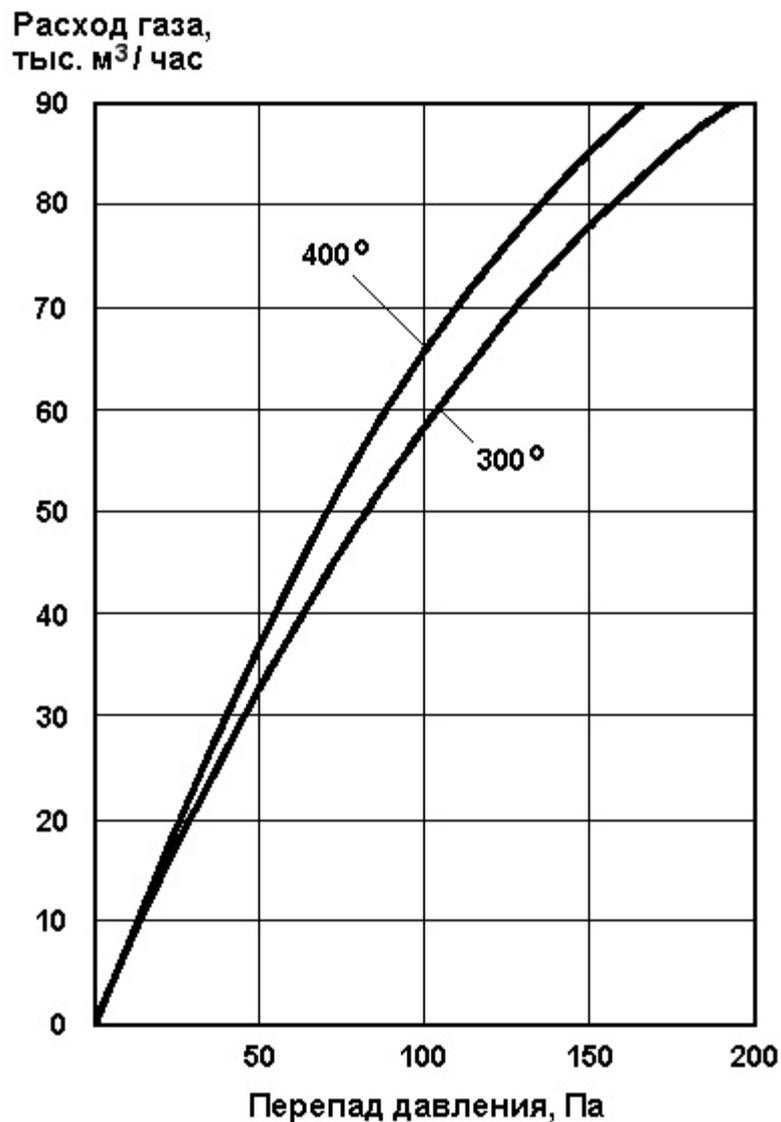


Рисунок 9.6 - Зависимости расхода генераторного газа от перепада давлений между выходом газогенератора и полостью РС.

удешевления этой достаточно материалоемкой конструкции. При этом соотношение ширины и высоты сечения данного короба таковы, что благоприятствуют формированию в нем паразитного парного вихря, при котором гидравлическое сопротивление прямоугольного кольцевого канала резко возрастает.

Во-вторых, вход газа из кольцевого канала в прямоугольные сопла, расположенные по периметру его нижней части, осуществляется с поворотом потока на 90 и более градусов без скругления обтекаемой входной кромки по периметру сопел. Заметим, что даже незначительное “облагораживание” этой кромки (например, ее скругление радиусом в несколько миллиметров) приводит к двукратному снижению гидравлических потерь.

Кроме того, выход горячего газа из сопел в объем РС происходит с большими гидравлическими потерями на удар при внезапном расширении газового потока при его попадании из сопла в во внутренний свободный объем РС.

Естественно, что гидравлические потери в сопловом аппарате обусловлены и другими причинами (трение о стенки, местные гидравлические сопротивления и пр.). Однако возможности существенного влияния на эти составляющие гидравлических потерь достаточно ограничены и они не будут существенно различаться в трактах различного конструктивного исполнения.

Необходимо особо отметить, что расход энергетических и других ресурсов в РС существующей конструкции будет резко возрастать при увеличении производительности установки по производству СМС, что неизбежно связано с увеличением расхода горячего газа через РС. Увеличение же расхода газа через сопловой аппарат приводит к квадратичному росту гидравлических потерь, повышению давления в газогенераторе и может вызвать перегрузку вентиляторов. Кроме того, увеличение уровня механического нагружения элементов подводящего тракта высокоскоростным потоком горячего воздуха при сохранении его существующей конструкции может породить ряд сложных проблем связанных с обеспечением работоспособности аппарата в течение заданного времени эксплуатации. Увеличение же частоты и длительности регламентов технического обслуживания и ремонтно-восстановительных работ соплового аппарата неизбежно приведет к снижению суммарной (за заданный период времени) производительности установки.

**9.1.2 Агрегатирование частиц порошка в процессе его сушки** является важной причиной повышенного расхода ресурсов. Оно происходит при столкновении частиц между собой и со стенками РС в процессе сушки. Особенно интенсивно этот процесс протекает, когда порошок теплый и с высокой остаточной влажностью. Такие столкновения становятся возможными при вихревом движении сушильного агента (воздуха) в РС, которое возникает

при его истечении из окон кольцевого коллектора существующей традиционной конструкции. Кроме того, частицы соприкасаются между собой и слипаются, попадая на стенки обечайки и нижнего конуса РС, будучи недостаточно охлажденными.

Для традиционной конструкции РС характерно также обильное налипание порошка на внутренние стенки цилиндрической и конусной частях РС. При этом частицы порошка образуют достаточно плотную и прочную корку, часть которой периодически удаляется с этих поверхностей механическими скребками или смываются водой. Приводы этих скребков работают практически непрерывно в течение всего производства СМС, что приводит к значительному потреблению электроэнергии, а при смыве водой требуются дополнительные затраты на повторную сушку.

Падая вниз фрагменты налипшего слоя попадают на транспортер, затем в аэролифт. Необходимость их транспортировки и переработки также приводит к непроизводительному расходу ресурсов.

Таким образом, совершенствование газодинамических процессов, протекающих в РС, прежде всего в ее нижнем конусе, может в значительной степени снизить издержки производства СМС и повысить эффективность использования ресурсов.

Анализ внутренней аэродинамики конуса РС представляется целесообразным проводить с использованием теории свободной затопленной струи, поскольку она позволяет получить наглядное представление о потоках воздуха в большом объеме. Хорошо развитые в настоящее время численные методы решения задач гидродинамики при их использовании в больших объемах с дискретным характером струй и небольшими перепадами давлений и скоростей сталкиваются с проблемой численной неустойчивости, которая резко снижает доверие к полученным результатам. В то же время, в технической аэродинамике, где рассматриваются потоки несжимаемого воздуха, теория свободной затопленной струи показала себя весьма хорошо.

Особенности истечения струи из коробчатого сопла в полость конуса состоят в том, что, во-первых, она истекает не в неподвижный воздух, а в поднимающийся воздушный поток, средняя скорость которого составляет  $0,1...0,3$  м/с. И, во-вторых, струи истекая из всех сопел взаимодействуют между собой и с осевой струей, поднимающейся из выходного отверстия конуса РС. Кроме того, выходное сечение сопла прямоугольное, и возникает вопрос о том, какая будет сформирована струя: плоская или круглая.

Одно из наиболее характерных свойств свободной струи - быстрая потеря индивидуальных особенностей. Уже на небольшом расстоянии от сопла характеристики струи практически полностью определяются начальными массой, импульсом и

теплосодержанием и мало зависят от формы сопла, начального распределения скоростей, пульсации скорости и т.п.

Взаимное влияние 24 струй, истекающих из сопел, расположенных рядом друг с другом по окружности, уже на полпути к оси РС образует струю, которую вполне можно считать плоской. Для наглядности на рис.5.7 изображена схема взаимопроникновения двух струй, показывающая, что по мере приближения к оси РС профиль скоростей выравнивается. Расчет произведен для расхода горячего воздуха  $57000 \text{ м}^3/\text{час}$  и температуры  $300 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Как видно из рис.9.7 скорость воздуха в струе во много раз превышает скорость поднимающегося потока воздуха в конусе РС. Поэтому восходящий поток не будет оказывать существенного влияния на истечение струй из сопел.

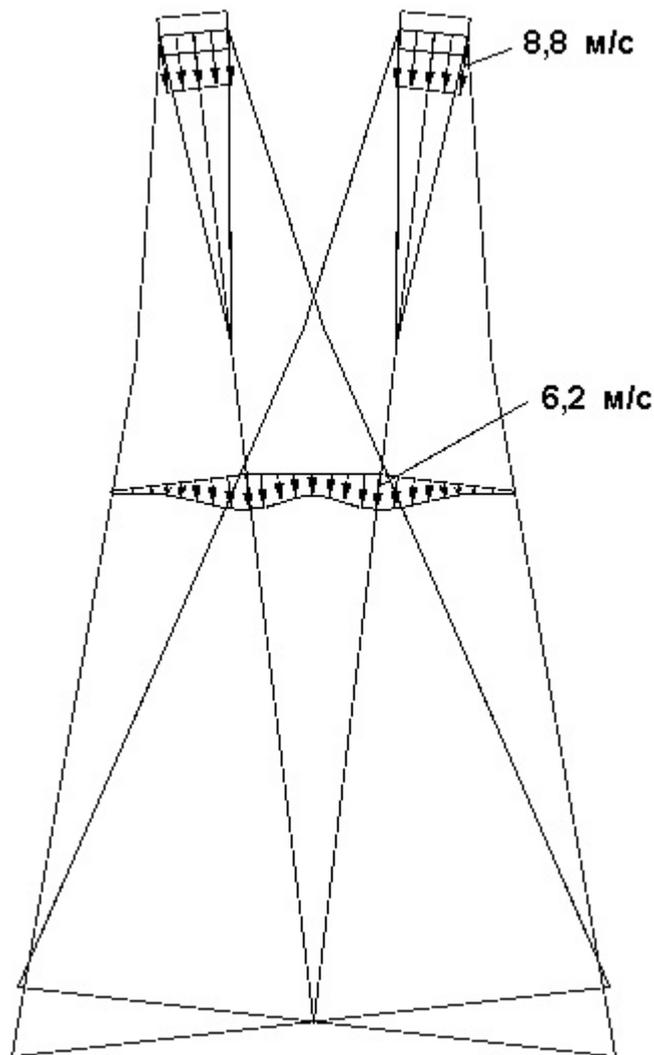


Рисунок 9.7 - Схема взаимопроникновения двух струй.

В существующей конструкции РС сопла расположены под углом  $45^\circ$  к оси РС. За счет этого соударение противоположных струй осуществляется под углом, близким к  $90^\circ$ . Это значит, что проекции скоростей на ось РС складываются, а проекции скоростей, перпендикулярных к оси РС, гасят друг друга, повышая местное статическое давление.

На рис.9.8 изображены геометрические параметры струи, истекающей из сопла. Там же изображены профили скоростей. Расчеты выполнены для расхода воздуха  $57000 \text{ м}^3/\text{час}$  и температуры  $300^\circ\text{C}$ . С ростом расхода газа значения скоростей увеличатся, но профили и форма струи останутся теми же.

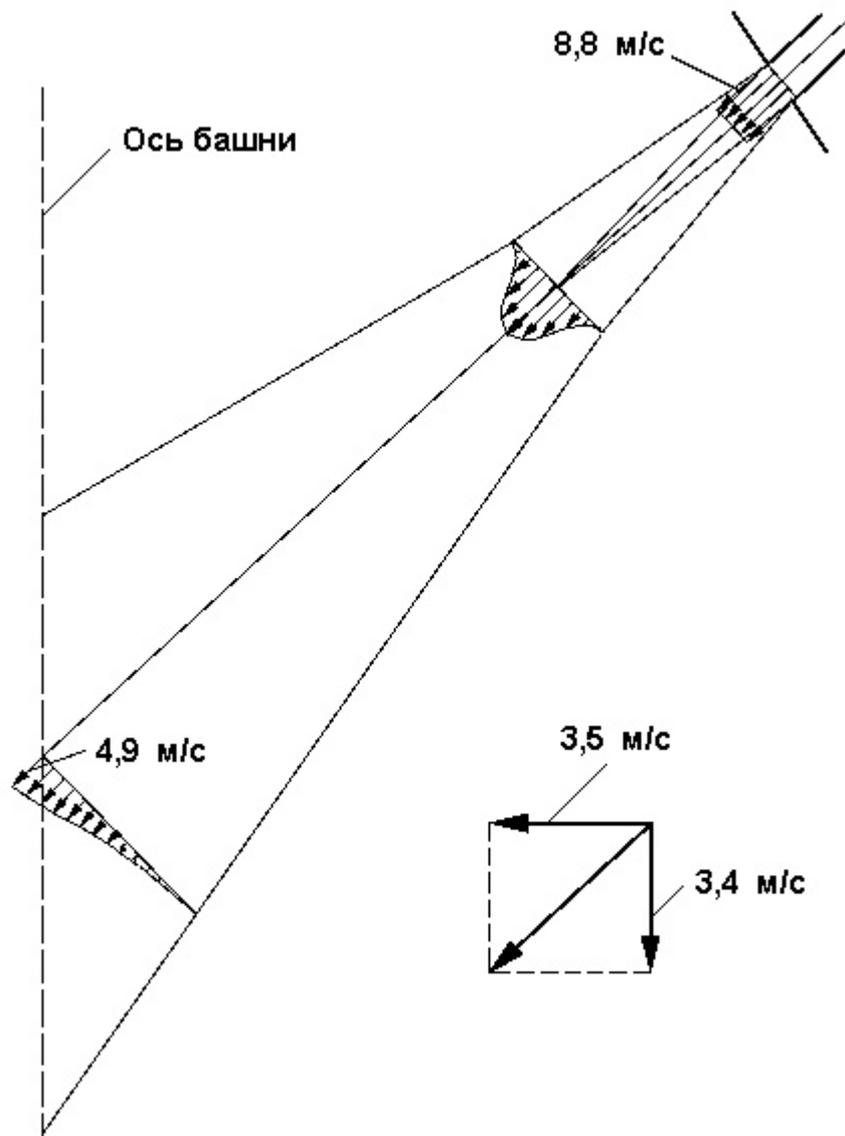


Рисунок 9.8 - Геометрические параметры струи, истекающей из сопла и профили скоростей.

Из рисунка видно, что даже при весьма умеренном расходе генераторного газа скорость его у оси РС достаточно высока. Учитывая, что снизу движется струя холодного воздуха, можно сделать вывод о возникновении в верхней части конуса РС зоны повышенного давления (рис.9.9).

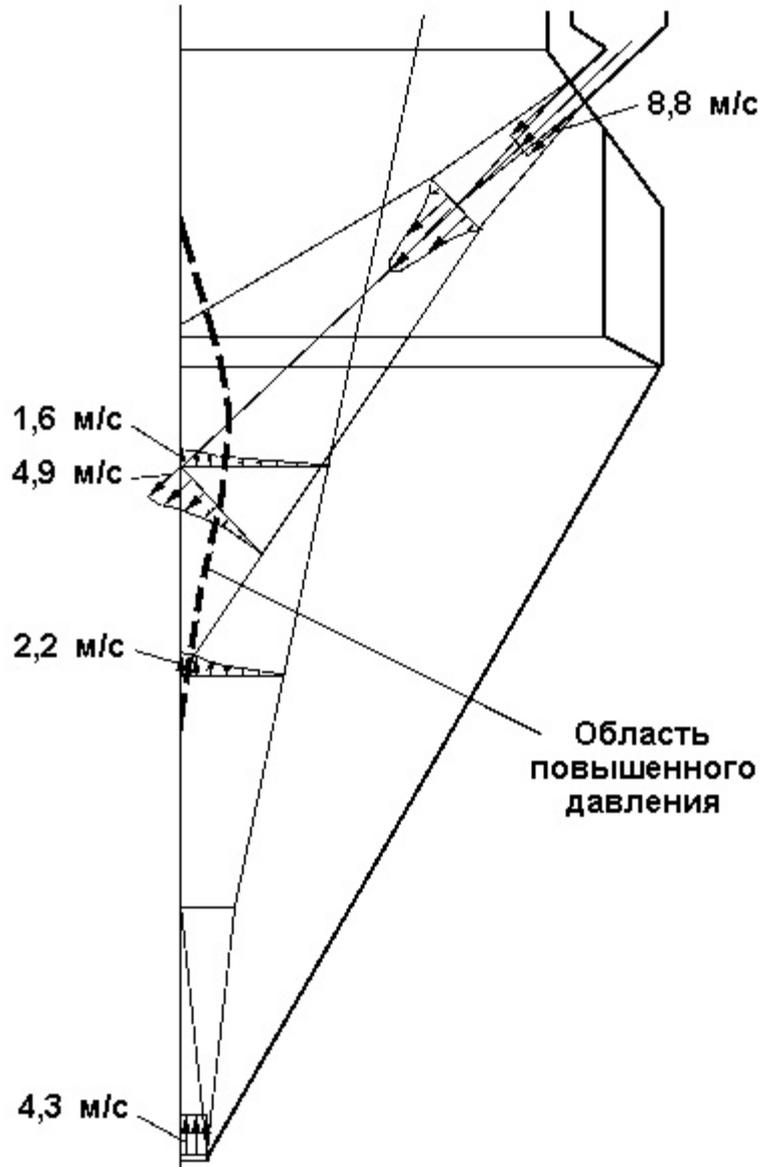


Рисунок 9.9 - Возникновение в верхней части конуса РС зоны повышенного давления.

Если изменить геометрию сопла, например, уменьшив высоту проходного сечения до 150 мм, то картина формирования струи существенно изменится (рис.9.10). Ось струи поднимется выше, а скорость генераторного газа возрастет. Это приведет к перемещению зоны повышенного давления вверх и увеличению давления в ней.

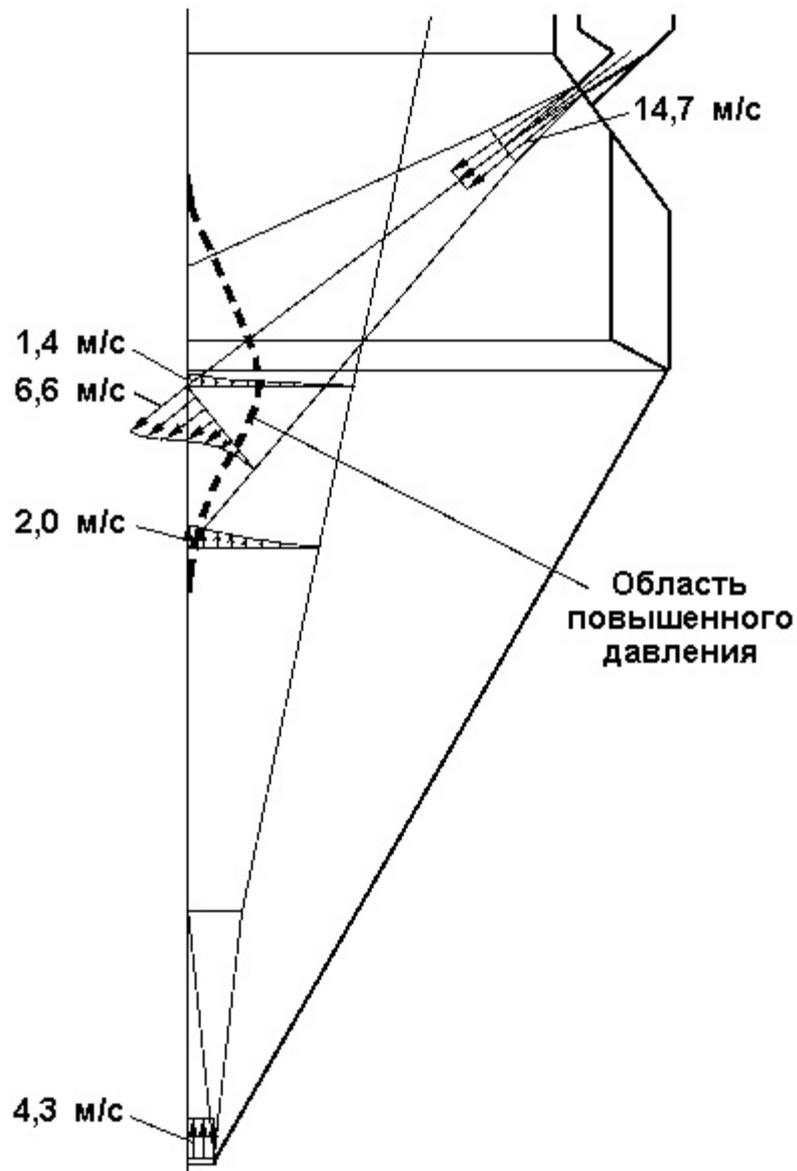


Рисунок 9.10 - Изменение картины образования зоны повышенного давления при уменьшении высоты проходного сечения сопла до 150 мм.

Образование зоны повышенного давления вдоль оси РС в верхней части конуса оказывает существенное влияние на внутреннюю аэродинамику конуса РС. На рис.9.11 показана картина наиболее вероятного распределения воздушных потоков и возникновения вихрей.

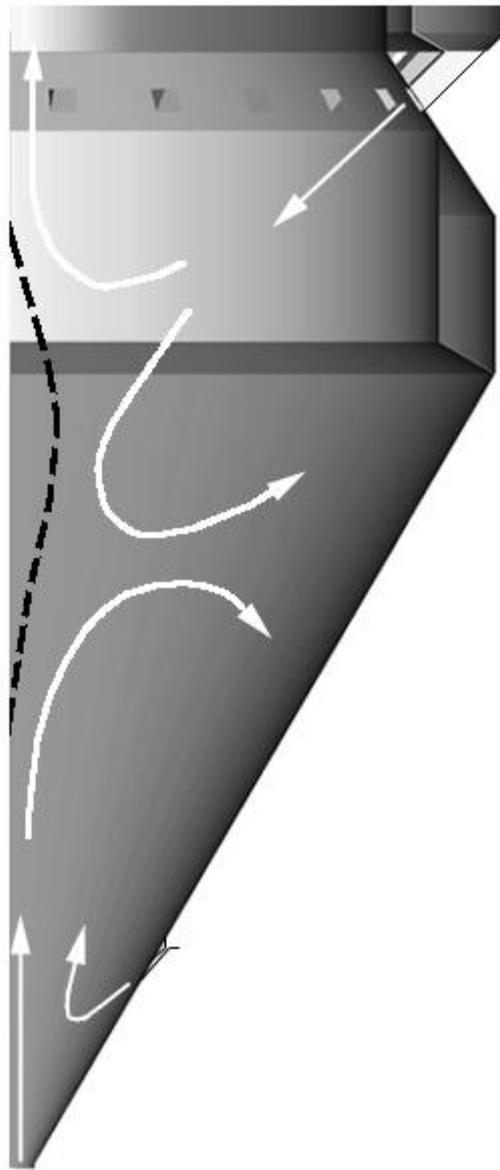


Рисунок 9.11 - Картина наиболее вероятного распределения воздушных потоков и возникновения вихрей.

Из рисунка видно, что примерно половина горячего воздуха, обтекая зону повышенного давления, поднимается вверх вдоль оси РС. Этот восходящий поток постепенно расширяется, унося падающие сверху частицы порошка от оси в сторону цилиндрической оболочки РС.

Нижняя половина горячей струи, обтекая зону повышенного давления снизу, сталкивается с осевой струей холодного воздуха. В результате образуются два вихря, которые вовлекают падающие сверху частицы порошка в боковое движение. Такое движение способствует попаданию порошка на стенку конуса.

Общим движением восходящего потока воздуха вихри вдоль стенки конуса поднимаются вверх, постепенно распадаясь в потоке, а на их месте рядом с зоной повышенного давления появляются новые парные вихри.

Таким образом, при существующем сопловом аппарате порошок может перемещаться вниз к выходной горловине только вдоль стенки конуса. А в центральной части конуса формируется зона повышенного давления, которая способствует попаданию порошка на стенку конуса.

## **9.2 Снижение гидравлических сопротивлений в подводящем тракте и сопловом аппарате распылительной сушилки.**

Как указывалось выше, гидравлические сопротивления в подводящем тракте складываются из гидравлических сопротивлений газохода, кольцевого газораспределительного устройства и сопротивлений дискретных сопел. Величины гидравлических сопротивлений этих элементов могут быть уменьшены путем рационального их профилирования.

**9.2.1 Большие гидравлические потери в газоходе** для доставки сушильного агента из газогенератора в сопловый аппарат распылительной сушилки (рис.9.12) обусловлены его большой протяженностью и наличием поворотов потока под прямым углом. Снижение гидравлических и тепловых потерь в газоходе может быть обеспечено при выборе перспективных компоновочных схем газоходов, изображенных на рис.9.13 и 9.14. С точки зрения гидравлических и тепловых потерь они равноценны. Важной особенностью этих вариантов конструктивного выполнения газохода является сокращение его длины и существенное «сглаживание» потока, за счет устранения поворотов под большими углами. Выбор одного из этих вариантов должен обуславливаться возможностью и удобством компоновки газохода в имеющееся пространство между силовыми элементами капитального сооружения, а также между установленными в сооружении агрегатами, механизмами и прочими устройствами.

**9.2.2 Гидравлические потери в кольцевом газораспределительном устройстве** могут быть уменьшены путем устранения парного вихря, возникающего в прямоугольном канале при течении по нему газа.

Устранения парного вихря в газораспределительном устройстве можно достичь изменением геометрических параметров его проходного сечения. Наилучшим образом это можно сделать путем поджатия струи при ее повороте. Наиболее простое конструктивное

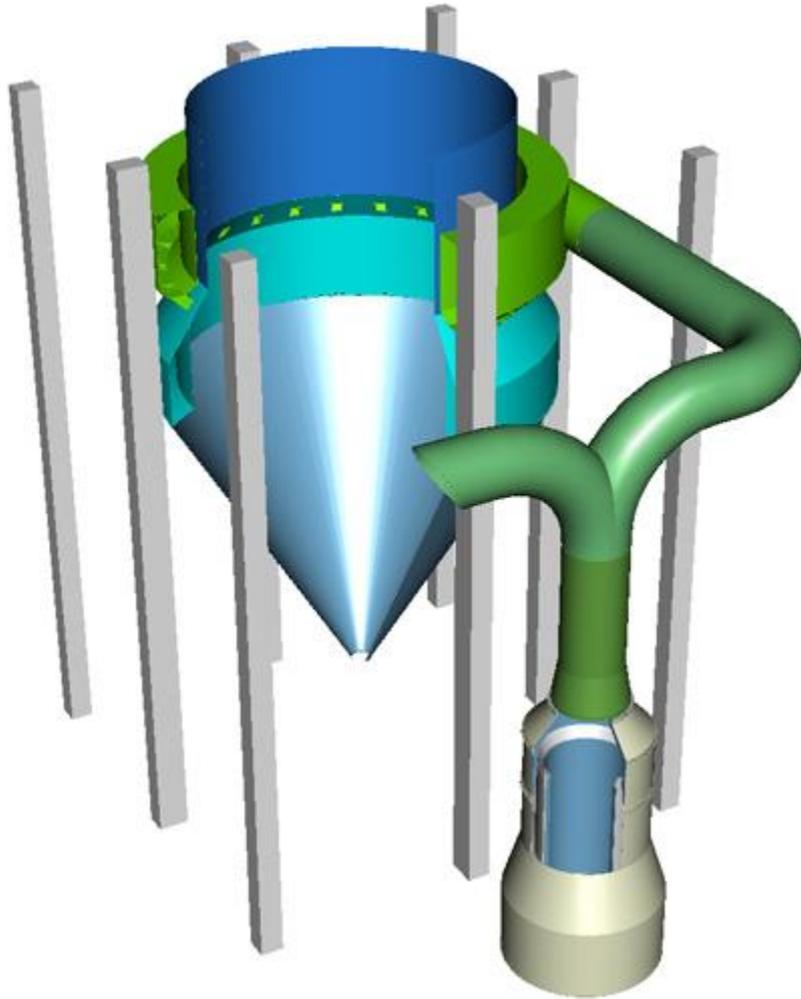


Рисунок 9.12 - Схема газохода для доставки сушильного агента из газогенератора в сопловой аппарат распылительной сушилки.

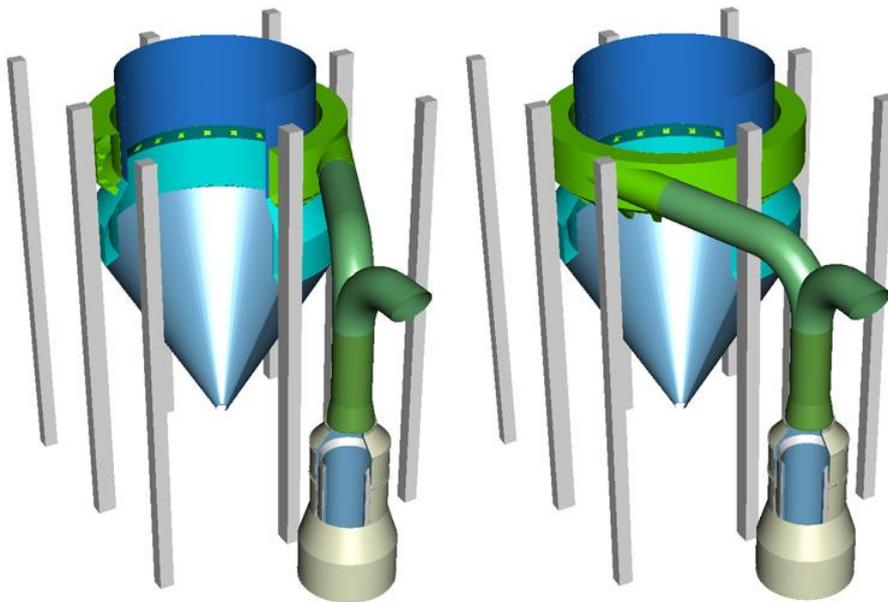


Рисунок 9.13 - Варианты газохода с сокращением его длины и «сглаживания» газового потока за счёт более острого угла ввода в коллектор.

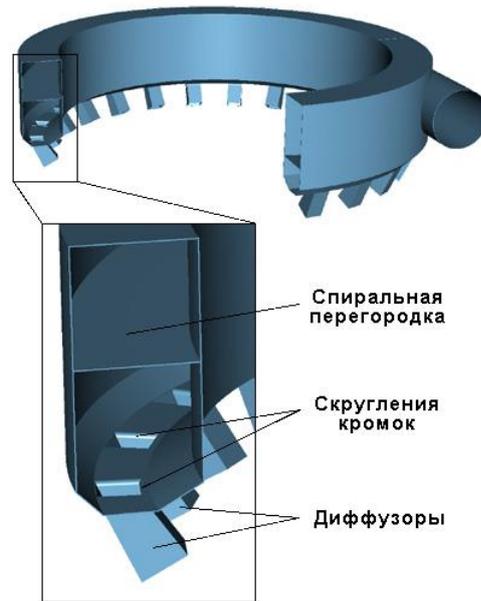


Рисунок 9.14 - Установка спиральной кольцевой перегородки в верхней части газораспределителя.

решение состоит в установке спиральной кольцевой перегородки в верхней части газораспределителя (рис.9.14).

Эта перегородка обеспечит постепенное уменьшение площади проходного сечения газораспределительного устройства при повороте воздушной струи, что снизит радиальный градиент давления и обеспечит равномерный подвод газа ко всем соплам. Таким образом, данная перегородка при сохранении существующей конструкции корпуса кольцевого газораспределительного устройства явится своеобразным фальшпотолком, высота которого будет понижаться к концу кольцевого канала. Следует обратить особое внимание на необходимость хорошей герметизации стыка потолка с боковыми стенками короба. Наличие негерметичностей будет приводить к дополнительным гидравлическим сопротивлениям.

Другим полезным и важным мероприятием, обеспечивающим уменьшение гидравлического сопротивления в газораспределительном устройстве является установка дополнительной вертикальной перегородки у входного патрубка газораспределителя. Реализация данного мероприятия обеспечит устранение кольцевого паразитного движения газа. Это позволит погасить окружную составляющую скорости газа, повысить статическое давление, уменьшить потери в пристеночном пограничном слое и улучшить условия входа газа в сопла.

### 9.2.3 Гидравлические потери в дискретных соплах

Основным мероприятием, позволяющим снизить гидравлические потери непосредственно в самом сопле, является его корректное профилирование.. Следует заметить однако, что на профиль сопла могут оказывать влияние и другие обстоятельства, например, необходимость обеспечения определенных условий движения газового потока во внутреннем объеме РС. Рассмотрим, прежде всего дискретные сопла, которые не установлены в существующей традиционной конструкции соплового аппарата.

Профиль классического сопла, как известно, включает в себя входной участок (коллектор) плавно переходящий в выходной участок (диффузор). Установка коллектора имеет целью выравнивание скоростного поля и уменьшение гидравлических сопротивлений последующих элементов сопла, связанных с неравномерностью скоростного поля.

Один из наиболее приемлемых вариантов геометрии коллектора с диффузором показан на рис.9.15. Однако данный вариант отличается сложной геометрической формы коллектора, содержащей двойную кривизну.

Вместе с тем известно, что при профилировании коллекторов допустим значительно больший произвол, чем при проектировании диффузоров и даже каналов постоянного сечения. Как правило, плавные на глаз очертания коллектора обычно оказываются удовлетворительными и в отношении потерь, и в отношении скоростного поля за ними. Поэтому вполне можно ограничиться более простыми геометрическими формами. Один из возможных вариантов такой упрощенной геометрии коллектора представлен на рис.9.16.

Наиболее ответственным и в то же время наиболее трудным (с точки зрения проектирования, расчета и выполнения) элементом сопла является диффузор. Его задача состоит в снижении скорости потока и повышении давления воздушной струи.

Чрезвычайно сложный поток в диффузоре, притом весьма чувствительный к углу раскрытия, полю скоростей на входе, форме поперечного сечения и т.д., затрудняет количественную оценку его гидравлических характеристик. К этому еще добавляется значительная неравномерность поля на выходе, из-за чего приходится дополнительно учитывать процесс повышения давления и потерю полного напора за выходным сечением на длине, равной 6...8 диаметрам диффузора на выходе.

Потери напора в диффузоре складываются из потерь на трение и дополнительных потерь на расширение потока

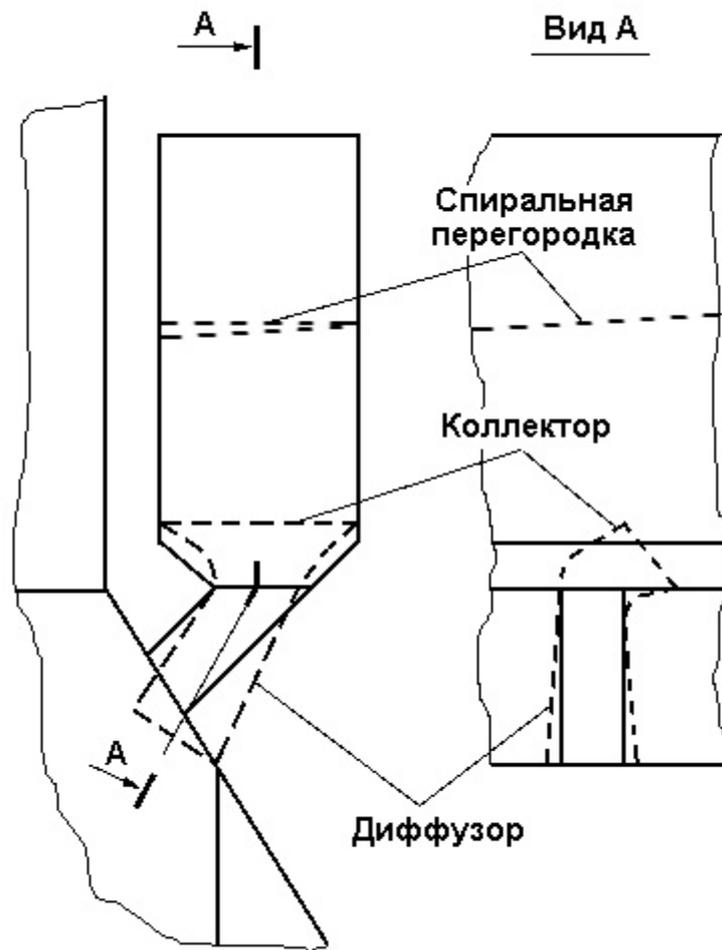


Рисунок 9.15 - Вариант конструкции коллектора с диффузором.

При больших углах  $\alpha$  раскрытия диффузора основными являются потери  $\Delta p_{\text{расш}}$ ; при малых  $\alpha$  (порядка  $4...8^\circ$ ) обе составляющие потерь примерно одного порядка, а при еще меньших углах потеря напора в основном определяется потерями на трение.

В существующих, широко распространенных соплах постоянного сечения, кроме потерь на трение очень существенными являются потери на удар  $\Delta p_{\text{уд}}$  при внезапном расширении канала от площади поперечного сечения сопла  $F_c$  парциальной площади свободного сечения конуса  $F_k$

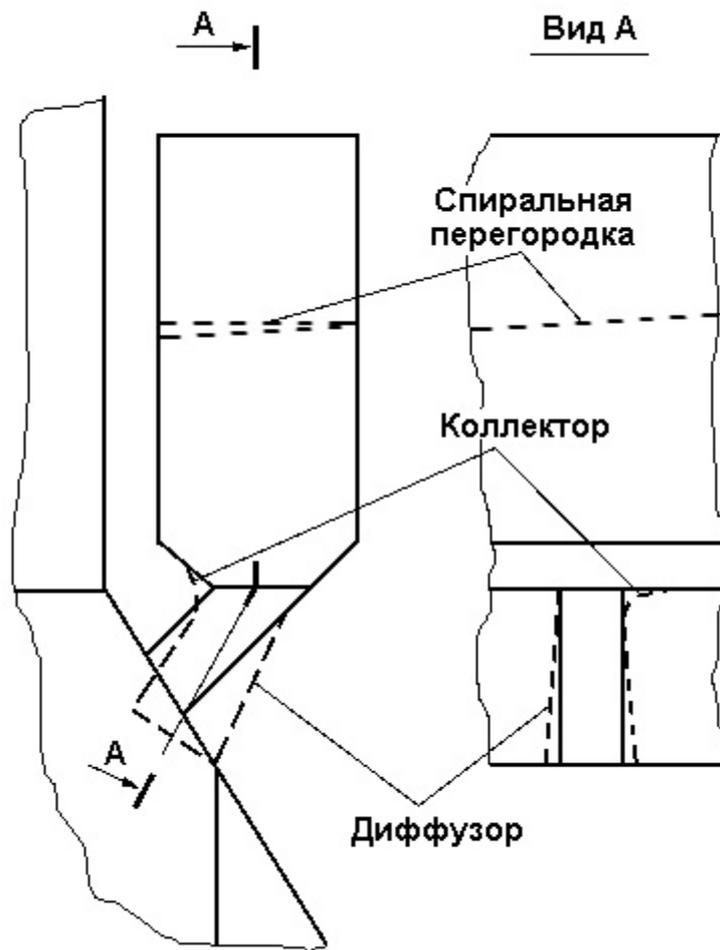


Рисунок 9.16 - Упрощенный вариант геометрии коллектора

$$\Delta p_{\text{д}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{расш.}}$$

$$\Delta p_{\text{уд}} = \frac{\rho v^2}{2} \left( 1 - \frac{1}{F_{\text{отн}}} \right)^2,$$

где  $\rho$  - плотность генераторного газа;

$v$  - скорость газа в сопле;

$$F = F_{\text{к}} / F_{\text{с}}.$$

Удобно сравнивать потерю напора в диффузоре с потерей на удар с помощью коэффициента смягчения удара. Как показали систематические исследования диффузоров с прямолинейными образующими и постоянной формой поперечного сечения, коэффициент смягчения удара в широком диапазоне  $\alpha$  и  $F$  зависит только от  $\alpha$  и практически не зависит от длины диффузора и от  $F_{отн}$ .

Эта зависимость для диффузора с круглым и квадратным сечением показана на рис.9.17. Как видно из рисунка, диффузор с круглым сечением оказывается лучше диффузора с прямоугольным сечением.

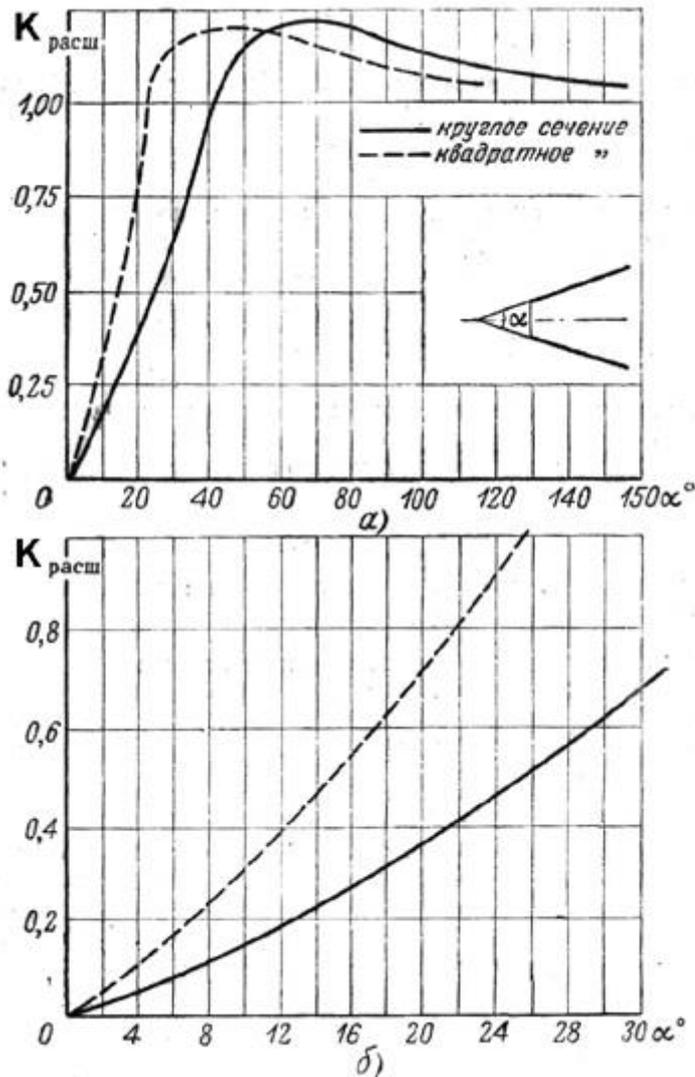


Рисунок 9.17 - Зависимость  $K_{расш}$  от величины угла  $\alpha^\circ$  для круглого и квадратного сечения диффузора.

Поэтому одним из возможных мероприятий по совершенствованию подводных сопел может явиться изменение их формы с квадратного сечения на круглое, что существенно уменьшит потери. Из рис.9.17 также видно, что при углах  $40^\circ$  (при круглом

сечении диффузора) и при углах  $25^\circ$  (при квадратном сечении)  $K_{\text{расш.}} \approx 1$ , т.е. потери в диффузоре делаются равными потерям на удар при внезапном расширении. При еще больших углах раскрытия потери в диффузоре становятся даже больше, чем потери на удар.

Наивыгоднейший угол расширения  $\alpha$ , при котором сумма потерь на трение и на расширение близка к линейной, равен для диффузоров с круглым сечением примерно  $6^\circ \dots 10^\circ$  и для диффузоров с квадратным сечением  $5^\circ \dots 8^\circ$ .

Как указывалось выше, рациональный профиль сопла должен обеспечить не только снижение гидравлического сопротивления, но и требуемые параметры газового потока, подаваемого внутрь РС. В частности, для уменьшения вихреобразования внутри РС, необходимо снижать скорость потока, истекающего из сопла.

Однако, чтобы снизить скорость газа в диффузоре с прямолинейными образующими и оптимальными углами раскрытия в 2 раза, его длина должна составлять 2,4...4,5 поперечного размера входного сечения диффузора. Как правило, такая длина диффузора не может быть обеспечена из-за существующих конструктивных ограничений.

Чтобы в рамках существующих ограничений обеспечить достаточную степень расширения газового потока, можно установить диффузор с криволинейной образующей (рис.9.18), у которого в области больших скоростей угол раскрытия мал, а в области малых скоростей угол велик. В таких диффузорах в дополнение к переводу малых углов  $\alpha$  в область больших скоростей кривизна стенок определяет положительный градиент давления от стенки к оси, в связи, с чем уменьшается опасность отрыва струи и допустимые местные (на выходе) углы раскрытия становятся больше, чем у диффузора с прямолинейными образующими.

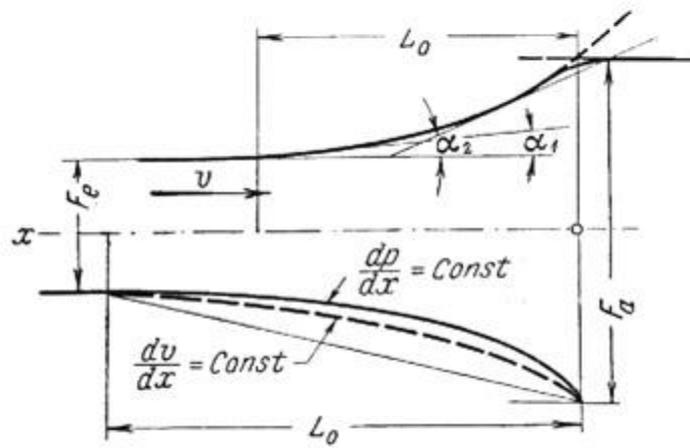


Рисунок 9.18 - Диффузор с криволинейной образующей

Из криволинейных диффузоров наиболее удачными являются диффузоры с постоянным градиентом давления по всей длине  $L_0$

$$\frac{dp}{dx} = \frac{p_a - p_e}{L_0}$$

и с постоянным градиентом скорости

$$\frac{dv}{dx} = \frac{v_e - v_a}{L_0}$$

Как показывает опыт, в случае проектирования коротких каналов с большой степенью торможения наилучшими оказываются диффузоры, у которых  $dp/dx = \text{const}$ .

Таким образом, если использовать диффузор с криволинейной образующей с углом раствора во входном участке  $\alpha_1 = 6^\circ \dots 8^\circ$  и в выходном участке  $\alpha_2 = 35^\circ \dots 40^\circ$ , то его вполне можно «вписать» в существующую геометрию сопловых аппаратов. При этом он без труда обеспечит торможение потока в 2...3 раза. А это создаст благоприятные условия для уменьшения вихреобразования в конусе РС.

**9.2.4. Дроссельная характеристика подводящего тракта**, в котором реализованы предлагаемые выше мероприятия по снижению гидравлических сопротивлений, является наглядной интегральной характеристикой эффективности этих мер.

Расчет данной характеристики был выполнен по методике, изложенной в п.9.1. Расчеты были проведены для режима работы газогенератора с максимальной проектной теплопроизводительностью 11,6 МВт, поскольку именно на этом режиме потери будут максимальными.

Расчеты были выполнены для трех значений температуры сушильного агента  $300^\circ\text{C}$ ,  $400^\circ\text{C}$  и  $500^\circ\text{C}$ . Такой температурный диапазон позволяет проследить зависимость гидравлических потерь от температуры газа.

Результаты расчетов представлены на рис 9.19. Анализ данных показывает, что предлагаемые мероприятия позволяют снизить гидравлические потери в подводящем тракте РС почти в два раза. При этом достигаемый эффект увеличивается при увеличении расхода газа через РС.

Очевидна зависимость гидравлических потерь в подводящем контуре от температуры рабочего тела. Так при увеличении его температуры гидравлические потери снижаются. Это объясняется тем, что с ростом температуры газа уменьшаются его массовый расход и плотность. В результате довольно резко снижаются гидравлические потери.

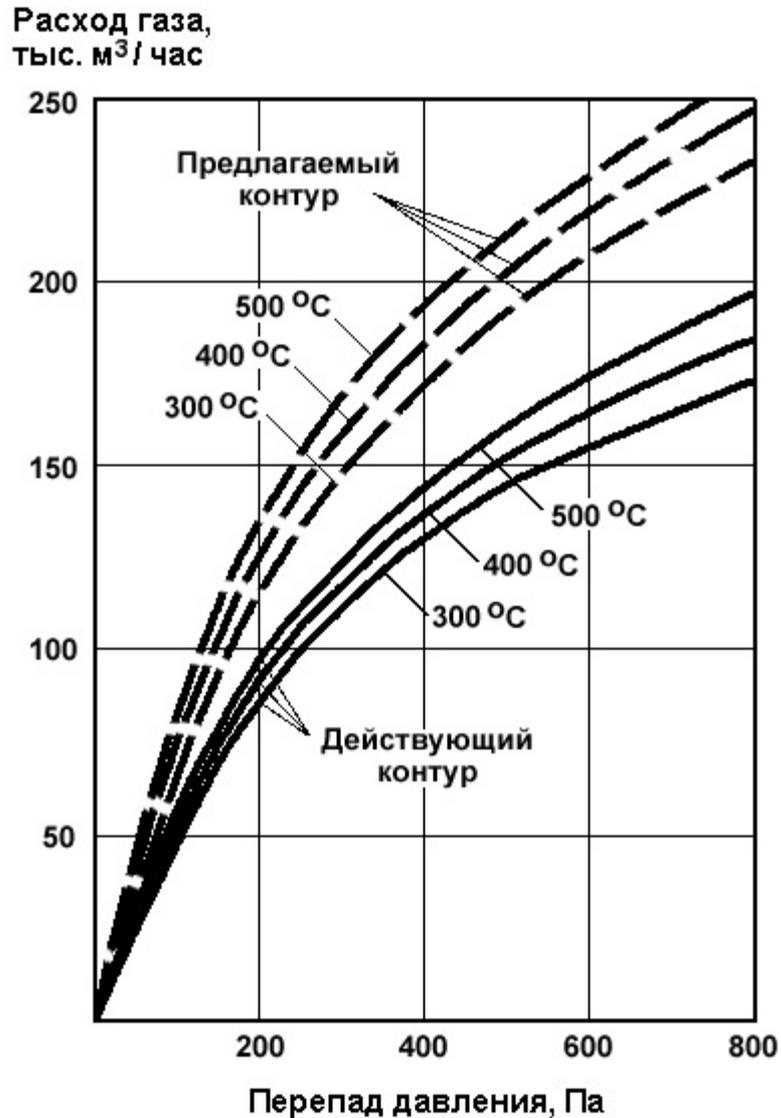


Рисунок 9.19 - Зависимость расхода сушильного агента от перепада давления при различных температурах.

Так, даже в газоходе существующей конструкции при увеличении температуры газа на 200 °C гидравлические потери снижаются вдвое. Понятно в связи с этим стремление поднять температуру газа для увеличения производительности РС. Однако это требует увеличения температурного режима газогенератора, что при неправильной настройке процесса горения может привести к возникновению определенных проблем в самом газогенераторе, некоторые из которых рассмотрены ранее.

### 9.3 Совершенствование внутренней аэродинамики распылительной сушилки.

Значительная доля непроизводительного расхода ресурсов связана с явлением налипания частиц порошка на внутренние стенки РС [253-254]. Данный процесс протекает

настолько интенсивно, что требуется непрерывная очистка внутренних поверхностей РС непосредственно в процессе ее работы или периодическое смывание водой. Такая очистка осуществляется скребками механического типа. Помимо затрат энергии на привод этих устройств очистки большие потери возникают в процессе переработки образующихся конгломератов порошка, которые удаляются из РС [255-256].

Как было показано в п.9.1., интенсивность налипания порошка на стенки РС определяется, в основном, процессами вихреобразования в конусе РС, а также степенью охлаждения порошка.

Таким образом, имеются как минимум два пути снижения интенсивности налипания. Первый путь связан с обеспечением более интенсивного охлаждения порошка в конусе РС, а второй – с совершенствованием структуры газодинамических потоков внутри РС.

**9.3.1 Охлаждение порошка в конусе РС** может быть организовано путем подачи в конус дополнительного расхода холодного воздуха. Кроме того, этому будет также способствовать полное удаление теплоизоляции с наружной поверхности конуса. Отсутствие теплоизоляции сразу включает механизм радиационного охлаждения, что позволяет сбрасывать излишки тепла с конструкции конуса. Подача воздуха внутрь конуса может осуществляться как за счет естественного перепада давлений в полости конуса и атмосферы, а также за счет принудительной подачи воздуха вентиляторами.

Для оценки эффективности данного мероприятия необходимо оценить возможную степень охлаждения порошка в конусе РС.

Порошок, образующийся в РС в результате сушки композиции, представляет собой смесь твердых мелкодисперсных частиц со сложным химическим составом. Химический состав изменяется в зависимости от рецептуры соответствующей марки СМС. Следует отметить, что не для всех химических веществ, входящих в состав порошка имеются надежные справочные данные об их теплофизических свойствах.

Вместе с тем, представляется вполне оправданным исследовать поведение порошка модельной рецептуры, а на базе полученных результатов выполнять настройку технических устройств для каждой конкретной марки СМС. В качестве такого модельного порошка была выбрана смесь, состав и свойства которой представлены в таблице 9.5.

Таблица 9.5 - Состав и свойства «модельного» порошка

Вещество	Химическая формула	Процентное содержание	Удельная теплоемкость, Дж/кг·К
Сульфат натрия	$\text{Na}_2 \text{SO}_4$	34	896
Силикат натрия	$\text{Na}_2 \text{SiO}_3$	17	917
Кислота стеариновая	$\text{C}_{17} \text{H}_{35} \text{COOH}$	16	1671
Триполифосфат натрия	$\text{Na}_5 \text{P}_3 \text{O}_{10}$	15	900*
Сода	$\text{Na}_2 \text{CO}_3$	12	1043
Прочие добавки		6	1000*
Смесь			1050

Знаком \* ) помечены средневзвешенные данные, взятые ввиду отсутствия точного справочного значения по аналогии с подобными веществами.

Теплоемкость смеси несколько выше теплоемкости воздуха в рабочем диапазоне температур, который определяется температурами порошка и воздуха на входе в конус РС. Температура порошка в нижней части конуса РС составляет около 80°C, а температура воздуха в помещении в непосредственной близости от РС не опускается ниже 20...30°C. Таким образом, рабочий диапазон температур составит 20...80°C. Свойства воздуха в этом диапазоне представлены в таблице 9.6.

Таблица 9.6 - Свойства сухого воздуха при нормальном давлении

Температура, °С	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Теплоемкость, Дж/(кг·К)
20	1,205	1005
40	1,128	1005
60	1,060	1005
80	1,000	1009

Твердые частички порошка легко перемещаются воздушным потоком и поэтому порошок в воздушной среде ведет себя подобно жидкости. В силу этого порошок в воздушном потоке считают псевдооживленным. В таком состоянии порошок хорошо

перемешивается с воздухом, в силу чего поверхность контакта становится достаточной для полного теплообмена между порошком и воздухом. Это означает, что после взаимного контакта температура порошка и воздуха выравниваются.

Для расчета теплообмена примем следующие допущения, в достаточной мере отражающие особенности поведения порошка в потоке воздуха.

1. Будем считать, что твердые частицы движутся в режиме идеального перемешивания, при котором температура выровнена по объему псевдооживленного потока и соответствует температуре порошка, попадающего на ленточный транспортер.
2. Поверхность контакта частиц порошка с оживающим воздухом настолько велика, что воздух покидает псевдооживленный поток с температурой твердых частиц в этом потоке.

Иными словами, теплообмен происходит в условиях балансовой задачи, которая может быть сформулирована в следующем виде

$$G_{\text{п}} C_{\text{п}} (t_{\text{п}} - t_{\text{к}}) = G_{\text{в}} C_{\text{в}} (t_{\text{к}} - t_{\text{в}}),$$

где  $G_{\text{п}}$  и  $G_{\text{в}}$  – массовый расход соответственно порошка и воздуха в кг/с;

$C_{\text{п}} = 1050 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$  – теплоемкость порошка;

$C_{\text{в}} = 1005 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$  – теплоемкость воздуха;

$t_{\text{п}} = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$  – температура порошка до охлаждения;

$t_{\text{в}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$  – температура воздуха на входе в конус РС;

$t_{\text{к}}$  = конечная температура порошка и воздуха.

Если известна производительность РС  $G_{\text{п}}$ , то можно определить потребный массовый расход воздуха  $G_{\text{в}}$ , обеспечивающий охлаждение порошка до температуры  $t_{\text{к}}$ . Для этого используется зависимость

$$G_{\text{в}} = G_{\text{п}} \cdot 1,045 \frac{80 - t_{\text{к}}}{t_{\text{к}} - 30}.$$

Далее, чтобы определить требуемый объемный расход воздуха  $W_{\text{в}}$ , необходимо воспользоваться формулой

$$W_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}} \cdot 3600,$$

где  $\rho_v$  – плотность воздуха в кг/м<sup>3</sup>;

$W_v$  – имеет размерность м<sup>3</sup>/час.

Производительность сушилки может изменяться в некотором диапазоне. В качестве расчетного был выбран диапазон от 12 до 18 т/час. При этом считалось, что в верхней части конуса РС порошок нагревается генераторным газом до температуры 80°С. Вообще говоря, при подаче через конус охлаждающего воздуха с большим расходом, соизмеримым с расходом генераторного газа, такой нагрев будет невозможен. Но при умеренных расходах охлаждающего воздуха такое предположение вполне уместно. Достаточно только ограничить доверительный интервал получаемых значений.

Например, если будет подаваться холодный воздух с расходом 20000 м<sup>3</sup>/час, что обеспечит охлаждение порошка с 80°С до 50 °С (при производительности РС 15 т/час), то генераторный газ с расходом 77000 м<sup>3</sup>/час и температурой 200 °С охлаждается до 177 °С, а при расходе 51000 м<sup>3</sup>/час и температуре 400 °С охлаждение генераторного газа произойдет до 314 °С. При этом расход воздуха в РС в первом случае возрастет до 97000 м<sup>3</sup>/час, а во втором – до 71000 м<sup>3</sup>/час. Подобное изменение режима работы РС, как показывают замеры, приводит к снижению температуры порошка примерно на 5 °С. А это означает, что воздух с расходом 20000 м<sup>3</sup>/час будет реально охлаждать порошок с 75 °С до 48 °С. Таким образом, расчет изменения температуры порошка в интервале от 0 до 30 °С имеет погрешность не выше 4 %. А это вполне удовлетворительная точность.

Результаты расчетов охлаждения порошка при различной производительности сушилки представлены в табл. 9.7.

Таблица 9.7 - Значения объемного расхода воздуха (м<sup>3</sup>/час) с температурой 30°С, необходимого для охлаждения порошка

Изменение температуры, °С	Производительность сушилки, т/час		
	12	15	18
5	1190	1490	1780
10	2680	3350	4020
15	4590	5750	6880
20	7140	8940	10700
25	10700	13400	16060
30	16060	20100	24100

Для наглядности эти данные представлены на рис.9.20 в виде графиков. Из рисунка видно, что зависимость объемного расхода охлаждающего воздуха от требуемого снижения температуры существенно нелинейная.

Рассмотрим вначале наиболее простую схему ввода холодного воздуха в конус РС. Она предусматривает использование естественного перепада давлений и щелевых сопел с фиксированной геометрией. Холодный воздух в конус РС подводится в его вершине со стороны ленточного транспортера по трубчатому газоходу, а также через шесть щелевых сопел, выполненных в нижней части конуса на высоте 1,5 м от фланцевого соединения трубчатого газохода.

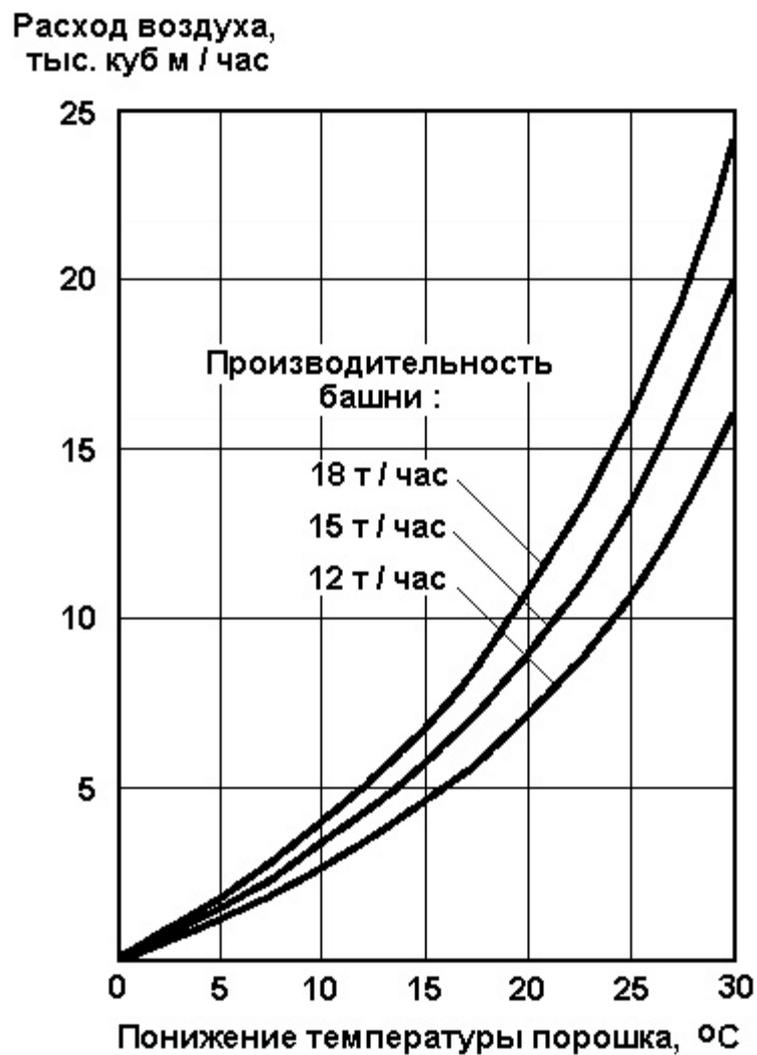


Рисунок 9.20 - Значения объемного расхода воздуха ( $\text{м}^3/\text{час}$ ) с температурой  $30^\circ\text{C}$ , необходимого для охлаждения порошка.

Выход воздуха в конус РС осуществляется через фланцевое соединение газохода. Выходное сечение имеет площадь  $0,226 \text{ м}^2$ . Вход же воздуха в газоход производится через зазор между лентой транспортера и нижним торцом газохода. Площадь входного сечения составляет  $0,11 \text{ м}^2$ . Таким образом, во входном сечении газохода скорость воздуха максимальная. Она определяется следующим образом

$$U_{\max} = \sqrt{\frac{2(\Delta P - \Delta P_{\text{гидр}})}{\rho}}, \quad (9.3.1)$$

где  $\Delta P$  – перепад давления между атмосферой и полостью конуса РС;

$\Delta P_{\text{гидр}}$  – гидравлические потери в газоходе;

$\rho$  – плотность воздуха.

Гидравлические потери в газоходе складываются из потерь на трение и поворот потока

$$\Delta P_{\text{гидр}} = \Delta P_{\text{тр.}} + \Delta P_{\text{пов.}}$$

Потери на трение можно определить следующим образом

$$\Delta P_{\text{тр.}} = f \frac{l}{d} \Delta P,$$

где  $l$  – длина газохода;

$d$  – диаметр газохода;

$$f = 0,0125 + \frac{0,011}{d} \text{ - формула Блесса для воздухопроводов.}$$

Потери на поворот потока

$$\Delta P_{\text{пов.}} = \xi_{\text{пов.}} \cdot \Delta P,$$

где,  $\xi_{\text{пов.}} = \xi_{\alpha} \cdot \xi_r$ ;

$\xi_{\alpha} = \alpha/90$  – коэффициент, учитывающий угол поворота  $\alpha$ ;

$\xi_r = 1 - 0,75 \cdot r^{0,1}$  – коэффициент, учитывающий внутренний радиус поворота  $r$ .

Если перепад давлений между полостью конуса РС и атмосферой составляет 100 Па, то потери на трение в газоходе будут 17 Па, а потери на поворот потока 38 Па. Таким образом, скорость воздуха на входе в газоход оказывается равной 8,77 м/с. Учитывая проходное сечение на входе, получаем объемный расход воздуха 3470 м<sup>3</sup>/час.

Воздух с таким расходом будет иметь скорость на выходе из газохода 4,28 м/с. Это средняя скорость. При этом выходной поток существенно неравномерен. Таким образом, уже при осевом входе воздуха из газохода в конус РС существуют условия для вихреобразования и налипания порошка на стенки.

Как указывалось выше, ввод холодного воздуха в конус производится также через пояс щелевых сопел. Для анализа их внутренней аэродинамики следует рассмотреть геометрию профильного сечения сопел. На рис.9.21. показан профиль сопла с центральной линией тока воздуха. Сечение с минимальной площадью 0,019 м<sup>2</sup> находится в средней части сопла. Перед этим сечением воздушный поток сужается и разгоняется. За наименьшим сечением расположен клиновидный диффузор с углом раствора 14°. В диффузоре поток тормозится и выравнивается. (Площадь выходного сечения сопла составляет 0,038 м<sup>2</sup>).

При выходе из сопла формируется свободная затопленная струя. Поскольку ось газового потока в диффузоре наклонена к образующей конуса РС под углом 7°, воздушный поток на выходе из диффузора должен отклоняться так, чтобы угол наклона оси струи стал не меньше 12,5°. Для определения максимальной скорости воздуха воспользуемся формулой (9.3.1). При этом гидравлические потери в сопле будут складываться из потерь на входе в сопло, а также потерь на расширение и трение в диффузоре. Потери на входе главным образом составят потери на поворот воздуха у острой кромки, примыкающей к наименьшему сечению.

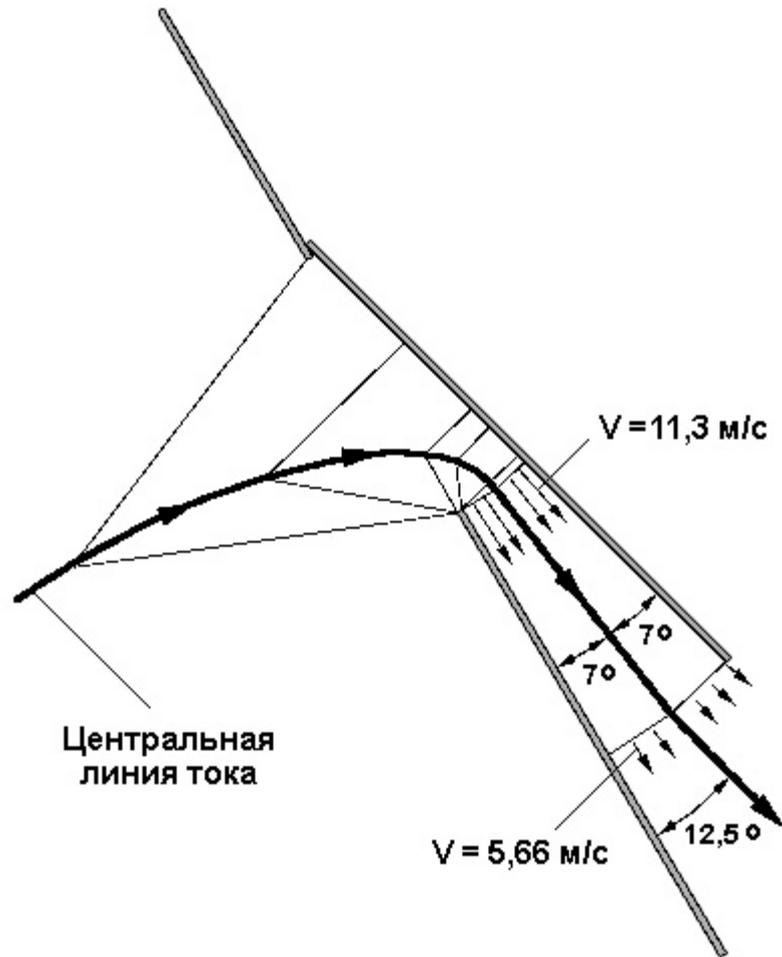


Рисунок 9.21 - Профиль сопла с центральной линией тока воздуха.

Потери на расширение в диффузоре определяются следующим образом

$$\Delta P_{\text{расш}} = K_{\text{расш}} \left( 1 - \frac{1}{F_{\text{отн}}} \right)^2 \cdot \Delta P,$$

где,  $K_{\text{расш}}$  - коэффициент смягчения удара, который для данного

коробчатого диффузора имеет значение, равное 0,47;

$F_{\text{отн}}$  - отношение площадей выходного и входного сечений диффузора.

Потери на трение определяются по формуле

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{0,015}{8 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{F_{\text{отн}}^2 - 1}{F_{\text{отн}}^2} \cdot \Delta P,$$

где,  $\alpha = 14^\circ$  - угол раствора диффузора.

Если перепад давлений между полостью конуса РС и атмосферой составляет 100 Па, то потери на входе в сопло составят 12,5 Па, а потери в диффузоре на расширение 11,8 Па и на трение 1,2 Па. Тогда максимальная скорость воздуха в сопле будет 11,3 м/с, а объемный расход составит 773 м<sup>3</sup>/час.

Суммарный расход воздуха через 6 сопел будет равен 4640 м<sup>3</sup>/час, а всего в конус РС будет подаваться 8110 м<sup>3</sup>/час. Используя графики на рис.9.21, можно сделать вывод, что при производительности сушилки 12 т/час порошок будет охлаждаться на 21,5 °С.

Простейшая конструкция сопел не позволяет регулировать расход воздуха через них и соответственно изменять температуру порошка. Большого эффекта можно достичь при использовании регулируемого ввода воздуха в сопло. Один из возможных вариантов подобной конструкции представлен на рис.9.22.

Вход в сопло образуется двумя пластинами, нижняя из которых шарнирно связана с верхней кромкой диффузора сопла. Верхние края пластин изогнуты так, чтобы образовывался плавный входной коллектор. Когда пластины размещены параллельно, то между ними возникает канал с постоянным сечением, где потери на трение составляют 5 Па. На входном коллекторе потери составят не более 1,5 Па. Таким образом, гидравлические потери сопла даже уменьшатся и расход через него будет несколько выше.

Когда же возникнет необходимость уменьшить расход воздуха, то поворотом нижней пластины можно уменьшить проходное сечение на входе в сопло. Можно вообще перекрыть доступ воздуха в сопло. Настройка расхода воздуха через сопло должна выполняться, исходя из рецептуры порошка.

Кроме того, регулируемое входное устройство позволит существенным образом уменьшать скорость воздуха на выходе из сопла.

При существующей конструкции и перепаде давлений 100 Па скорость воздуха на выходе из диффузора составляет 5,66 м/с, что существенно выше выходной скорости из центрального газохода.

Полученные данные позволяют проанализировать структуру газодинамических потоков в конусе РС при наличии в нем устройств для подвода холодного воздуха.

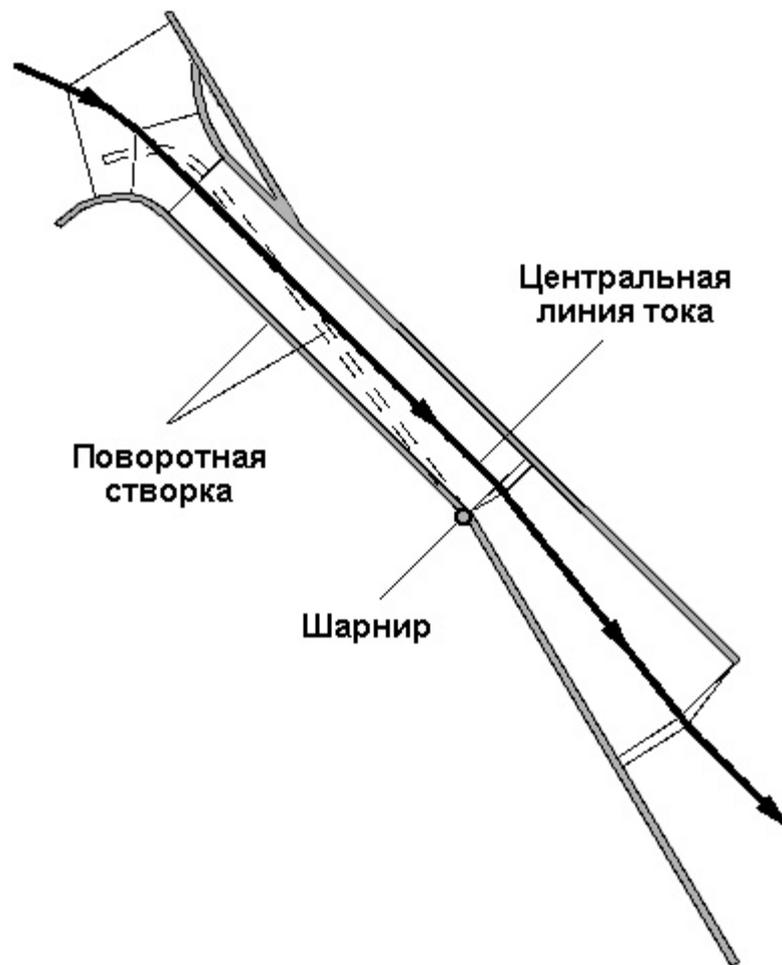


Рисунок 9.22 - Вариант конструкции регулируемого ввода воздуха в сопло.

Холодный воздух, поступающий в конус РС с большой скоростью, формирует в полости РС несколько свободных затопленных струй (струя называется свободной и затопленной, если она не ограничена твердыми стенками и распространяется в пространстве, заполненном тем же газом, находящимся в покое).

Воздух, выходящий из газохода, формирует осевую струю круглого сечения, а щелевые сопла создают шесть плоских струй, направленных вдоль образующей конуса к основанию осевой струи. Геометрические параметры струй и профили скоростей в них представлены на рис.9.23. Из рисунка видно, что боковые струи ударяются в основание осевой струи, в результате чего центральная струя поджимается к оси, а воздух из боковых струй поворачивается и поднимается вверх.

Наиболее вероятная картина движения воздуха показана на рис.9.24. Столкновение струй приводит к возникновению мощных вихрей, которые переносят частицы порошка из центральной части конуса к стенкам. Поскольку скорости воздушных потоков достаточно велики, то частицы порошка, ударяясь о стенки, налипают на стенки и друг на друга, образуя комки.

Таким образом, установка дополнительных щелевых сопел не улучшила картину вихреобразования. Вместе с тем установка щелевых сопел дает ряд положительных моментов.

Во-первых, струя, формируемая соплом, предотвращает налипание порошка в той части конуса, которая находится ниже сопла (в то же время над соплами и между ними могут образовываться целые «сугробы» из порошка).

Во-вторых, продувка через сопла снижает температуру стенки конуса, что в сочетании с удалением теплоизоляции препятствует образованию комков.

В-третьих, несомненно, решена задача по охлаждению порошка, что уменьшает степень агрегирования частиц порошка.

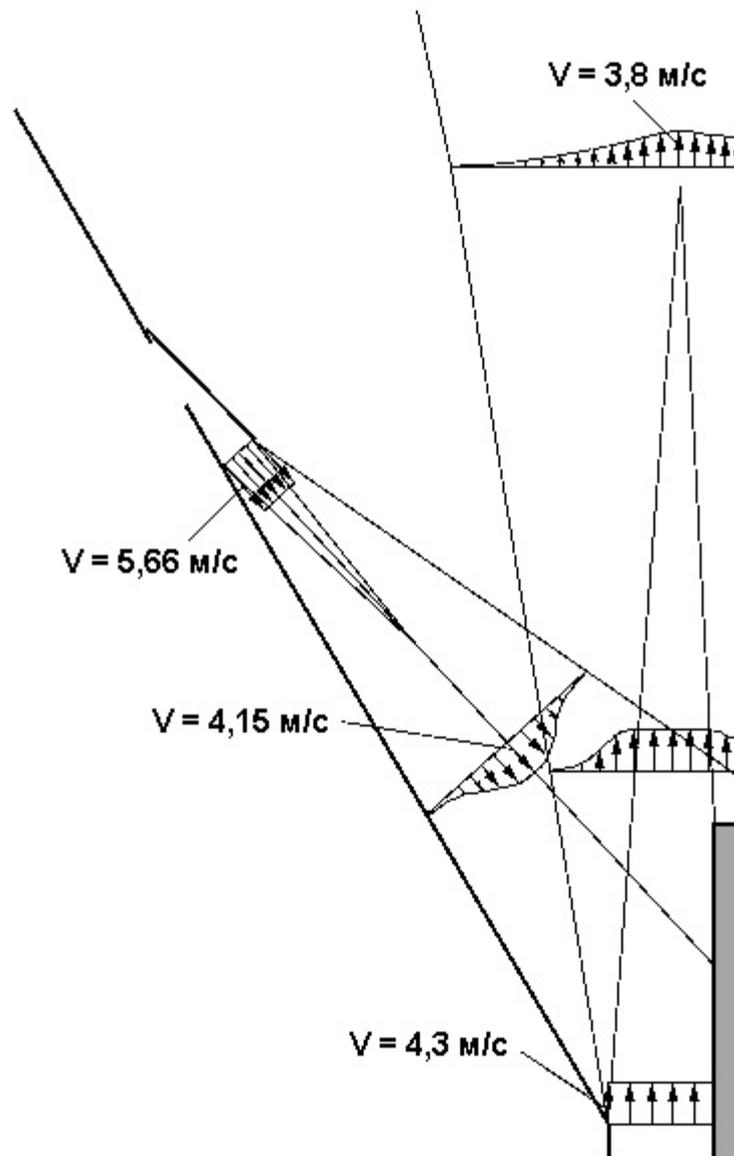


Рисунок 9.23 - Геометрические параметры струй и профили скоростей.

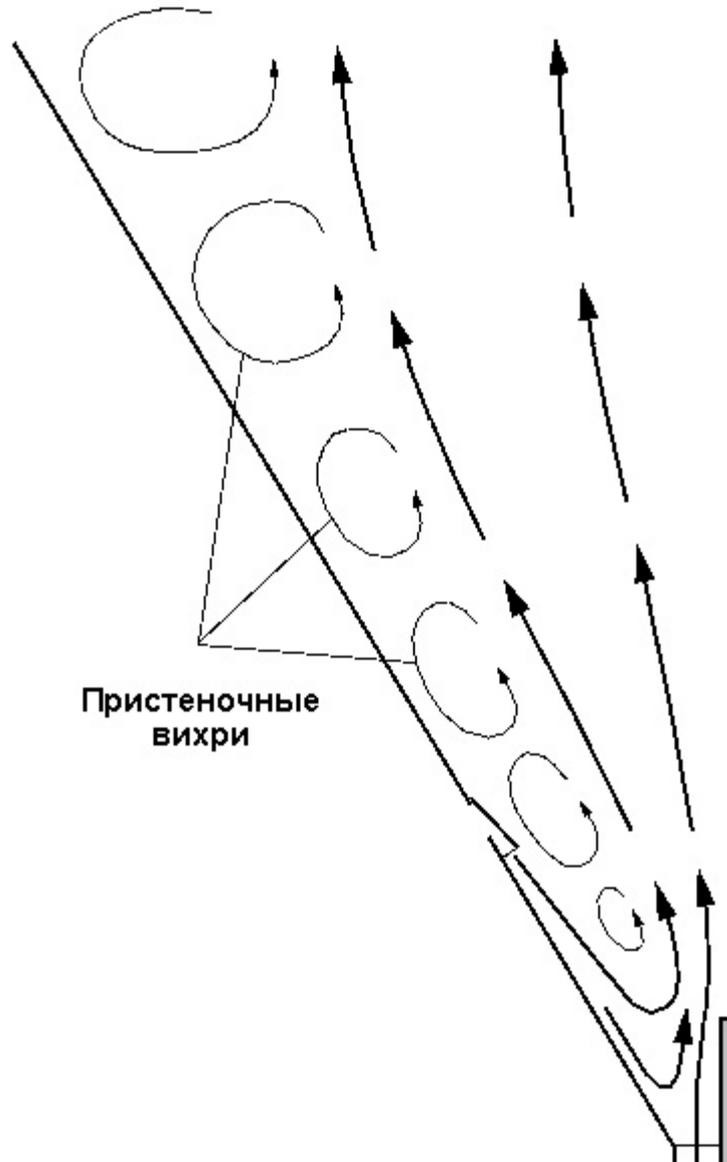


Рисунок 9.24 - Столкновение струй приводит к возникновению мощных вихрей, которые переносят частицы порошка из центральной части конуса к стенкам.

Существенно большего эффекта можно достичь при реализации мер по регулируемому вводу охлаждающего воздуха в конус РС. Общая направленность этих мер состоит в том, чтобы резко уменьшить скорость воздуха на выходе из щелевых сопел, а снижение расхода воздуха через них компенсировать созданием еще нескольких поясов щелевых сопел, расположенных выше существующего пояса.

Конструктивно сопла должны несколько отличаться от существующих. Возможная схема предлагаемого сопла представлена на рис.9.25.

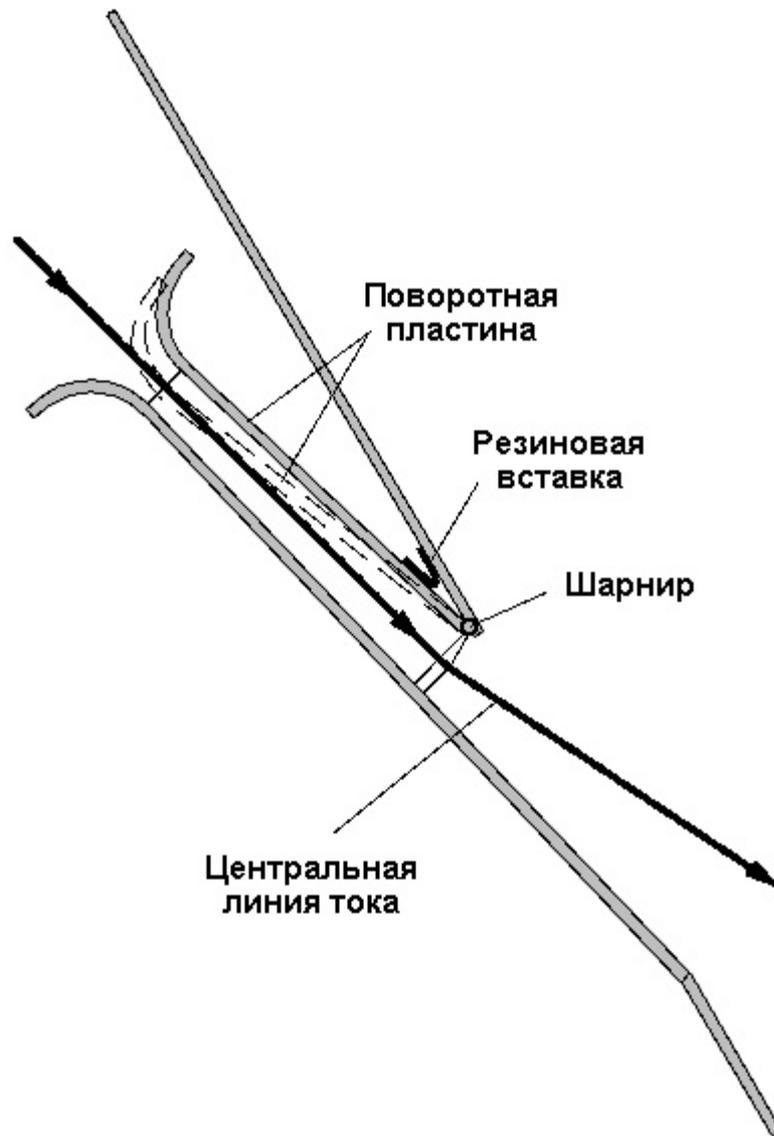


Рисунок 9.25 - Щелевое сопло новой конструкции.

Щелевое сопло новой конструкции состоит из двух профилированных пластин, одна из которых приварена к поверхности конуса, а вторая выполнена подвижной. Входные кромки сопла выполнены в виде коллектора плавной формы. Сопло имеет также вертикальные боковые стенки, приваренные к нижней пластине. Данное щелевое сопло выполнено регулируемым. Регулирование расхода осуществляется с помощью подвижной верхней пластины, которая крепится шарнирно. Шарнирный узел герметизируется резиновой вставкой (уплотнением).

Уменьшение проходного сечения в узкой части сопла позволяет обеспечить скорость воздуха в выходном сечении 2...3 м/с. При этом должный расход воздуха смогут создать 4...5 поясов с 8...12 соплами в каждом поясе.

Снижение скорости на выходе из сопла позволит исключить соударение боковых струй с центральной осевой. Таким образом, будет устранен мощный источник вихреобразования.

С другой стороны, каждое сопло будет формировать струю вдоль образующей конуса. Эта струя призвана способствовать движению частиц порошка, занесенных вихрями или падающих сверху, вниз к выходному отверстию конуса. Кроме того, эти струи будут создавать устойчивый нисходящий поток воздуха, в котором будет реализовано организованное движение частиц и псевдооживление порошка с целью его охлаждения.

С периферии пристеночного нисходящего потока часть воздуха будет увлекаться центральной струей вверх в цилиндрическую часть РС. Таким образом, может быть достигнуто регулярное движение воздушных потоков, резко уменьшающее вихреобразование. Схема таких потоков представлена на рис.9.26.

Как видно из схемы, основное охлаждение порошка будет происходить в пристеночном нисходящем потоке холодного воздуха. Нагретый же порошком воздух будет перемещаться вверх, обеспечивая естественный поворот воздуха и создавая восходящие воздушные потоки.

Следует отметить, что при реализации целевого регулируемого сопла должно быть разработано устройство для одновременного отклонения всех створок одного пояса на одинаковый угол. Хотя это и не отрицает наличие индивидуального устройства отклонения створки (например, с помощью ходового винта). Это, кстати, обеспечит дополнительные возможности по управлению структурой потока внутри конуса.

Определенный интерес может представить и нерегулируемое круглое сопло, ввариваемое под требуемым углом в стенку конуса. Очевидно, что число таких круглых сопел в одном поясе в 4 – 5 раз будет превышать число целевых сопел для обеспечения требуемого расхода при соблюдении равномерности подвода воздуха.

Внедрение данных предложений позволит решить ряд проблем:

- улучшить дисперсный состав порошка и его однородность;
- снизить энергозатраты на привод механических скребков конуса (или, в принципе, от них отказаться);
- уменьшить издержки производства на переработку комков СМС.

Другой вариант решения данной задачи состоит в организации подвода охлаждающего воздуха по всей поверхности конуса. Такое решение может быть обеспечено, например, при перфорации конуса.

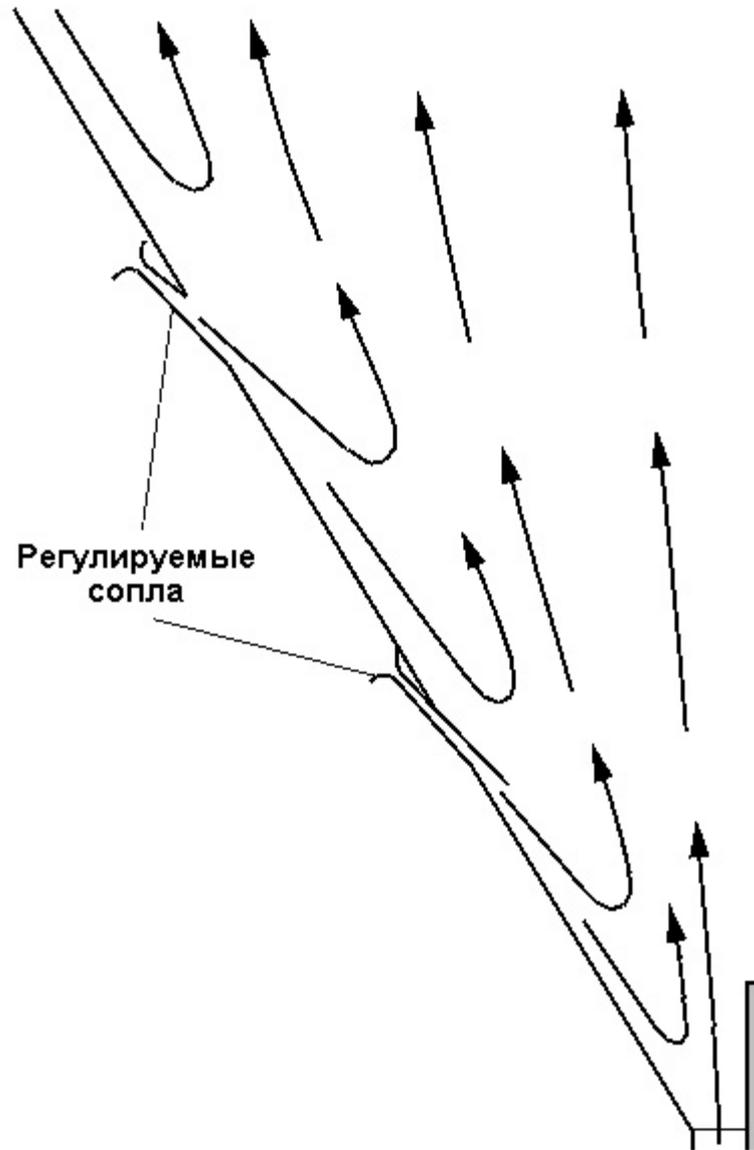


Рисунок 9.26 - Охлаждение порошка происходит в пристеночном нисходящем потоке холодного воздуха.

Так, если выполнить в конусе несколько десятков тысяч отверстий диаметром 1...2 мм, то наряду с охлаждением конуса и порошка будет обеспечена воздушная подушка в пристеночном слое. Эта воздушная подушка даст равномерный восходящий поток, в котором будут созданы идеальные условия для псевдооживления порошка. Кроме того, будут устранены вихри в пристеночном слое конуса и исключено соударение частиц между собой и о стенку конуса.

Вполне возможно в качестве рубашки использовать сам корпус конуса РС. В этом случае внутри конуса устанавливается перфорированная структура, которая даст тот же эффект. Анализу данного решения посвящен п.9.4.

**9.3.2 Решающее влияние на структуру потока в РС** оказывают струи горячего воздуха, подаваемого в РС через сопловой аппарат.

Как установлено, интенсивность налипания порошка на стенки РС определяется процессами вихреобразования в конусе РС. Таким образом, улучшение внутренней аэродинамики РС связано, прежде всего, с уменьшением вихреобразования в ее конусе и выравниванием газового потока в цилиндрической части РС.

Как следует из результатов анализа, выполненного в п.9.1 для уменьшения вихреобразования следует во-первых прежде всего затормозить газовый поток на выходе из сопел. Этого можно достичь при использовании диффузоров с криволинейной образующей и увеличенным проходным сечением сопла. С целью улучшения компоновки расширение проходного сечения каждого сопла следует выполнять за счет увеличения размера сечения вдоль окружной координаты газораспределительного устройства. В пределах все дискретные сопла могут быть заменены единым кольцевым соплом.

Во-вторых, желательно переместить зону повышенного давления в нижнюю часть конуса. Эта зона образуется в результате столкновения воздушных струй, истекающих из сопел. Чтобы сместить зону повышенного давления вниз, необходимо изменить угол установки сопел. В традиционной существующей конструкции этот угол составляет  $45^\circ$ . Целесообразно сделать его примерно  $60^\circ$ .

В-третьих, необходимо максимально выровнять газовый поток, поднимающийся из конуса РС вверх. Для этого следует соответствующим образом спрофилировать верхнюю выходную кромку сопла. Ее профиль должен способствовать равномерному развороту газового потока вверх.

В-четвертых, по возможности, необходимо исключить вихри в пристеночном слое цилиндрической части РС. Для этого можно сначала поджать поток в пристеночном слое переходной от конуса к цилиндру области, а затем затормозить струю на коническом диффузоре. Соответствующий профиль будет разбивать вихри в пристеночном слое цилиндрической обечайки РС и выравнивать газовый поток.

Для оценки картины газодинамического течения при изменении угла установки сопел рассмотрим в качестве примера наиболее простые в конструктивном исполнении прямолинейные сопла прямоугольного сечения. Внутренние поверхности таких сопел будут плоскими (исключая коллекторный участок). При этом они будут образовываться плоскими панелями. При этом верхняя панель будет привариваться к специальной криволинейной пластине, которая должна образовывать переходный участок для поворота потока в РС. Контур рассмотренной конструкции показан на рис.9.27 пунктирной линией. На этом же

рисунке изображена струя, формируемая модернизированным сопловым аппаратом при расходе генераторного газа через него  $120000 \text{ м}^3/\text{час}$  и температуре газа  $40^\circ\text{C}$ .

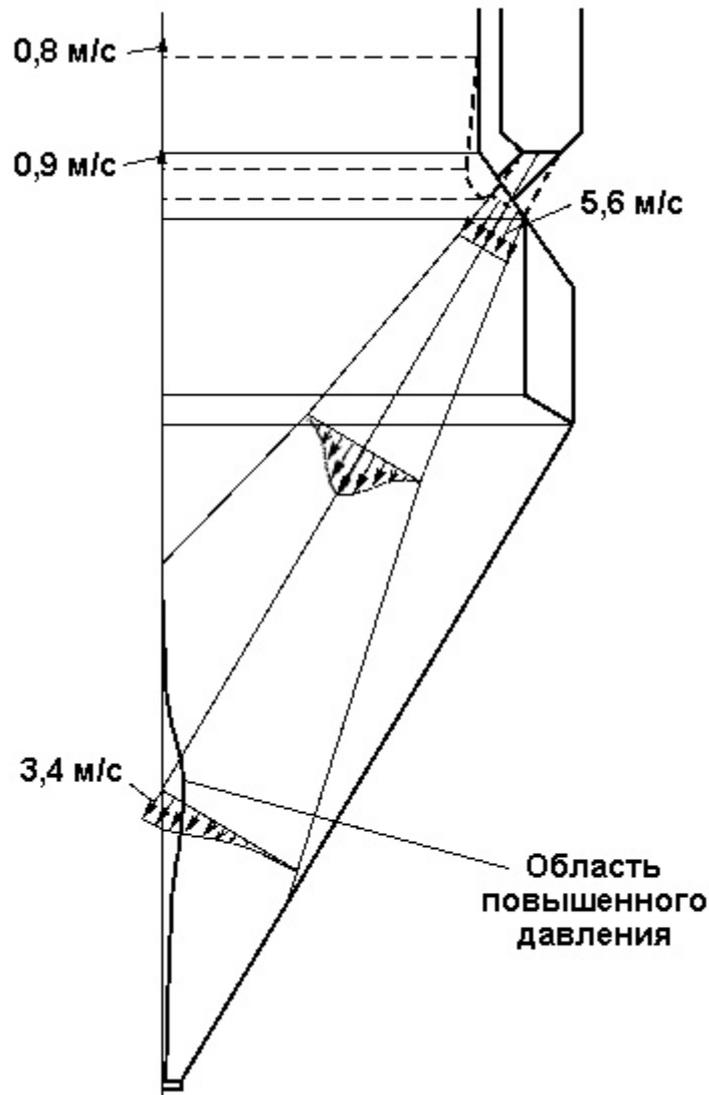


Рисунок 9.27 - Конструкция соплового аппарата и распределение струй.

Из рисунка видно, что даже при таком большом расходе генераторного газа скорости потока сравнительно невелики. Кроме того, область повышенного давления, возникающая в результате кумулятивного столкновения струй вдоль оси РС, переместилась в нижнюю часть конуса. Эта область повышенного давления должна снизить отрицательный градиент давления на патрубке выхода порошка, за счет чего может уменьшиться подсос в РС холодного воздуха.

При такой конструкции струи создаются лучшие, чем раньше, условия для поворота газового потока вверх в цилиндрическую часть РС. Вихри будут возникать только в нижней части конуса и подниматься вверх вдоль стенки конуса. Эти вихри должны ликвидироваться в профилированном сопле на входе в цилиндрическую часть РС. Таким образом, в

цилиндрическую часть РС будет подниматься достаточно равномерный безвихревой газовый поток. В таком потоке частицы порошка должны опускаться плавно, без радиальных перемещений. Общий вид модернизированного соплового аппарата с дискретными соплами без устройства сопряжения с РС показан на рис.5.28.

Препятствие для порошка возникает только в нижней части конуса в виде области повышенного давления. Здесь возникающими вихрями порошок будет перемещаться к стенкам конуса и затем вдоль стенок конуса станет опускаться к выходному патрубку. Для предотвращения налипания порошка на стенки конуса необходимо принимать дополнительные конструктивные меры, например, монтажа устройства подвода холодного воздуха в виде пористой структуры или системы щелевых сопел вдува холодного воздуха и прочее.

Чтобы устранить препятствие для порошка в виде области повышенного давления в нижней части конуса, можно также еще больше снизить скорость в газовой струе, истекающей из соплового аппарата. Это может быть достигнуто при использовании единого кольцевого сопла для подвода горячего воздуха в РС, которое должно заменить собой систему дискретных прямоугольных сопел существующего соплового аппарата.

Реализация всей совокупность перечисленных выше мер способна улучшить внутреннюю аэродинамику РС и исключить аэродинамические предпосылки для налипания порошка на её стенки.

По мере приближения частицы к наклонной поверхности конуса она будет испытывать все возрастающее действие аэродинамической силы сопротивления, обусловленной действием воздушного потока, протекающего через полотно (рис.9.4.2). Изменение этой силы сопротивления обусловлено тем, что скорость потока, истекающего из пор полотна, уменьшается по мере удаления от его поверхности. Воздушный поток истекает их ткани нормально к ее поверхности. Действие аэродинамической силы сопротивления на частицу будет совпадать с вектором скорости этого потока. Действие же результирующей силы на частицу будет приводить к ее отклонению от первоначального движения в сторону оси конуса.

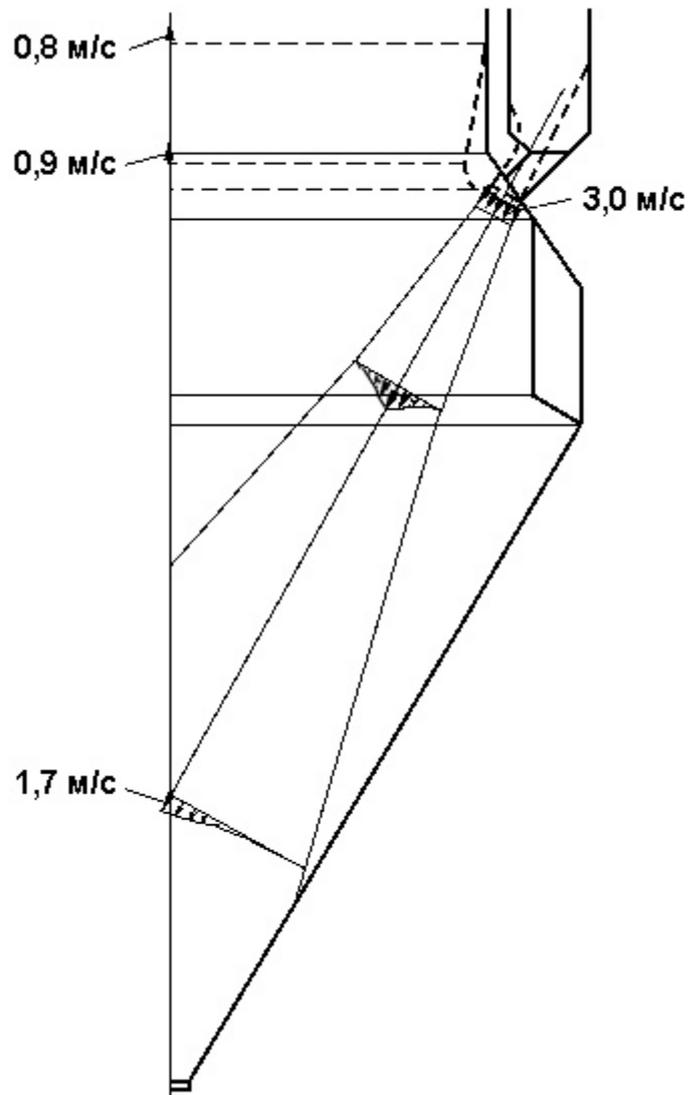


Рисунок 9.28 - Общий вид модернизированного соплового аппарата с дискретными соплами без устройства сопряжения с РС.

#### 9.4 Разработка конструктивных ресурсосберегающих мероприятий на основе использования пористых структур

Результаты теоретических исследований внутренней аэродинамики РС, представленные выше, показывают, что перспективным решением является организация подвода охлаждающего воздуха по всей поверхности нижнего конуса. Оно может быть реализовано, например, при перфорации конуса, либо более простым способом - путем

установки над внутренней поверхностью конуса перфорированной структуры. В этом случае, при равномерной подаче охлаждающего воздуха по всей поверхности конуса, наряду с охлаждением конуса и порошка будет обеспечена воздушная подушка в пристеночном слое. Эта воздушная подушка даст равномерный восходящий поток, в котором будут созданы идеальные условия для псевдооживления порошка. Кроме того, будут устранены вихри в пристеночном слое конуса и снизится вероятность соударения частиц между собой и о стенку конуса. Это, в свою очередь, сведет к минимуму агрегирования частиц порошка при их столкновении между собой и практически исключит налипание частиц на стенки.

В качестве перспективного мероприятия, реализующего данную идею, было предложено использовать для этой цели пористую структуру из текстильного полотна, покрывающую всю внутреннюю поверхность конуса. В этом случае воздух подавался бы в зазор между конусом и этой пористой структурой и затем истекал через нее во внутренний объем конуса. Возможны и другие варианты: использование перфорированной металлической фольги, металлических мелкоячеистых сеток, перфорирование стенки конуса отверстиями малого диаметра и др. Однако, как показал проведенный анализ, эти способы отличаются большей сложностью и стоимостью.

Таким образом, реализация данного мероприятия обеспечила бы решение, по крайней мере, двух важнейших задач:

- во-первых, равномерного подвода охлаждающего воздуха по всей поверхности конуса и резкое снижение вихреобразования;
- во-вторых, создание своеобразной "воздушной подушки" над внутренней поверхностью конуса, что должно (при правильном выборе параметров устройства подвода) практически исключить налипание порошка на внутреннюю поверхность пористой структуры.

При решении последней задачи - использование внутреннего конуса из полотна обеспечивалось бы также за счет его колебаний, так как его форма удерживалась бы только за счет перепада давления на нем. Колебания же полотнища неизбежно имели бы место из-за флуктуаций перепада давления.

Общий вид предлагаемого устройства с равномерным подводом охлаждающего воздуха внутрь конуса РС на основе пористой структуры в виде полотняного конуса показан на рис.9.4.1.

Основным элементом данного устройства является чехол из полотна в форме усеченного конуса, размещенный внутри конуса РС на некотором расстоянии от его внутренней поверхности. Периметр усеченной вершины конуса охватывает горловину устройства для эвакуации порошка из РС осушки. Следует отметить, что это устройство

выполнено герметичным, что позволяет исключить подсос воздуха из внешней атмосферы в РС и формирование осевой струи, как это имеет место в существующих РС. При этом, устройство очистки конуса РС скребкового типа демонтируется вместе с приводом.

Основание полотняного конуса по периметру крепится в месте стыка цилиндрической вставки РС, расположенной ниже соплового аппарата ввода горячего воздуха и короткой конической оболочки с конусностью, обратной нижней конусу РС.

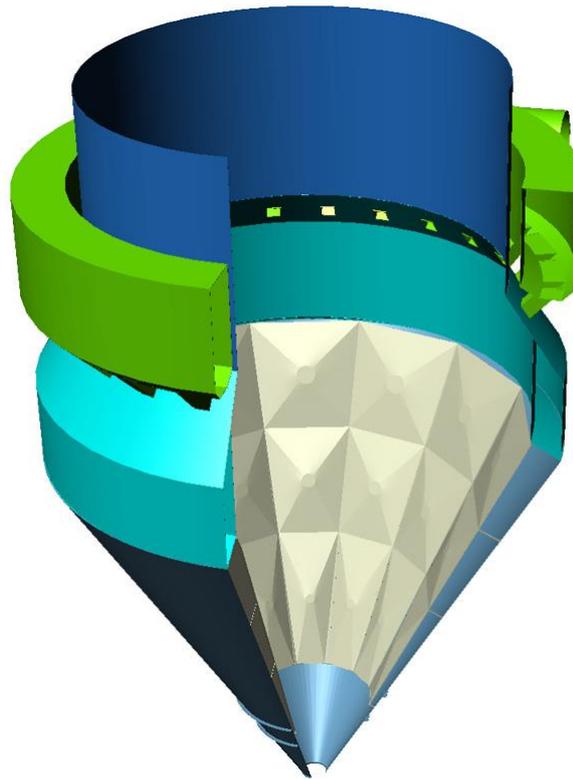


Рисунок 9.4.1 - Общий вид устройства с равномерным подводом охлаждающего воздуха внутрь конуса РС на основе пористой структуры в виде полотняного конуса.

Тем самым, с помощью полотняного конуса облагораживается форма внутренней поверхности РС в районе нижнего конуса путем ликвидации кольцевой ниши у основания нижнего конуса, негативно влияющей на внутреннюю аэродинамику РС.

Подвод охлаждающего воздуха в зазор между конусом РС и полотном осуществляется через отверстия, которые выполняются дополнительно в металлическом конусе. При этом возможны варианты как "свободного" подвода воздуха за счет существующего перепада между давлением внутри РС и во внешней атмосфере, так и с помощью специального нагнетателя. Второе решение может обеспечить определенные преимущества за счет возможности обеспечения регулирования перепада давления на полотне.

Важным преимуществом использования внутреннего конуса из текстильного полотна является также возможность обеспечения удовлетворительного теплового состояния металлического нижнего конуса

РС. Полотняный экран, охлаждаемый к тому же потоком воздуха, будет резко уменьшать подвод тепла к этому конусу, кроме того, он будет охлаждаться подаваемым внутрь воздухом. Приемлемые температурные условия металлического конуса обеспечат комфортные условия в рабочем помещении, где обычно наблюдается повышенная температура. Кроме того, такое конструктивное решение позволит более эффективно решать задачу энергосбережения, по сравнению с теплоизоляцией конуса, при которой ухудшалось качество порошка и он налипал на стенки конуса.

Достижение указанных выше преимуществ предлагаемого устройства для ввода воздуха в конус по сравнению с существующим может быть обеспечено лишь при правильном выборе параметров полотняного конуса и подводящей системы.

Как указывалось выше, предлагаемое устройство обеспечивает решение двух принципиальных задач: подвода охлаждающего воздуха и создания "воздушной" подушки для падающих вниз частиц порошка.

При решении первой задачи преимущества данного устройства по сравнению с существующим состоят в обеспечении высокой равномерности подвода воздуха, практически по всей поверхности конуса без местных струй и течений, что должно исключить вихреобразование внутри конуса.

Следует однако отметить, что полностью задача снижения и практического исключения вихреобразования в конусе может быть решена, как указывалось выше, при комплексном решении задачи предусматривающем и усовершенствование устройства ввода горячего воздуха с целью снижения скорости потока горячего воздуха, подаваемого в РС. Однако анализ внутренней аэродинамики РС, выполненный выше, показывает, что можно рассматривать процессы, протекающие в конусе, достаточно изолированно.

Оценим величину потребного расхода воздуха на примере РС комбината «Хенкель-Эра». Для сохранения существующей технологии производства СМС расход охлаждающего воздуха, поступающего через конус РС, должен находиться на уровне  $8000 \div 20000 \text{ м}^3/\text{час}$  при различных ее производительностях. Так как подвод воздуха осуществляется равномерно по всей поверхности полотна конуса, то расход, приходящийся на единицу площади, должен быть на уровне  $54 \div 136 \text{ м}^3/\text{час} \cdot \text{м}^2$ . Заметим, что в первом приближении мы считаем, что расход одинаков для всех участков полотняного конуса, а площадь его поверхности составляет  $\sim 147 \text{ м}^2$ .

Данный расход может быть обеспечен двумя путями:

1. За счет выбора воздухопроницаемости ткани при располагаемом перепаде давления на устройстве ввода.

2. За счет изменения перепада давления на устройстве ввода.

В этом случае, как указывалось выше, потребуется установка дополнительной нагнетательной системы.

Для оценки возможности технической реализации идеи, определим, в первом приближении, требуемый уровень воздухопроницаемости полотна при располагаемом естественном перепаде давления во внутренней полости РС и в атмосфере.

Воздухопроницаемость текстильных полотен оценивается так называемым коэффициентом воздухопроницаемости  $V_p$ , который равен количеству воздуха  $V$  в кубических метрах, проходящего через площадь полотна  $S = 1 \text{ м}^2$  за время  $\tau = 1 \text{ с}$  при постоянной разности давлений

$$\Delta p = p_1 - p_2, \text{ Па:}$$

$$V_p = V / (S \cdot \tau). \quad (9.4.1)$$

Экспериментально установлено, что чем выше перепад давления, тем больше воздухопроницаемость [33]. Обычно воздухопроницаемость ткани оценивают при перепадах давления 10; 50 или 100 Па.

Среди других факторов, влияющих на воздухопроницаемость ткани, следует отметить влажность и температуру самого полотна, а также температуру воздуха, проходящего через полотно. С увеличением влажности полотен их воздухопроницаемость снижается. С повышением температуры с 20 до 120 °С воздухопроницаемость полотен также снижается [117].

С учетом принятых выше величин потребного расхода охлаждающего воздуха и площади поверхности полотна получаем следующий диапазон потребных величин воздухопроницаемости ткани

$$V_{p100} = 15 \div 40 \text{ дм}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2).$$

Величина  $V_{p100}$  является определяющей для подбора типа текстильного изделия, используемого для изготовления полотняного конуса. Она получена для перепада давления 100 Па.

Задача создания "воздушной подушки" у поверхности стенки конуса является новой и имеет свою специфику. Правильная организация воздушной подушки может полностью решить проблему попадания частиц порошка на стенку и, соответственно, налипания их на внутренней поверхности стенки. Это позволит, в том числе, избавиться и от громоздких механических чистящих устройств, существующих в настоящее время.

Заметим, что термин "воздушная подушка" в данном случае достаточно условен, так как в классическом понимании такая подушка создается между двумя твердыми поверхностями (например, землей и корпусом судна) при создании в зазоре между ними области повышенного давления. В данном случае одна твердая поверхность отсутствует - ее роль играют падающие сверху частицы порошка, поэтому с точки зрения физики процесса более близкой была бы аналогия с псевдооживленным слоем. Однако, исходя из смысла решаемой задачи - затормозить движение частиц порошка по мере продвижения к поверхности конуса, термин "воздушная подушка" представляется более точным.

Рассмотрим силы, действующие на одиночную частицу порошка, падающую сверху на наклонную поверхность конуса. Будем считать, что на нее уже не действуют вихревые течения, обусловленные процессами, формируемыми при истечении горячего воздуха из соплового аппарата. Частица падает вниз под действием силы тяжести, испытывая при этом также действие аэродинамической силы сопротивления, зависящей от ее скорости падения и геометрических параметров.

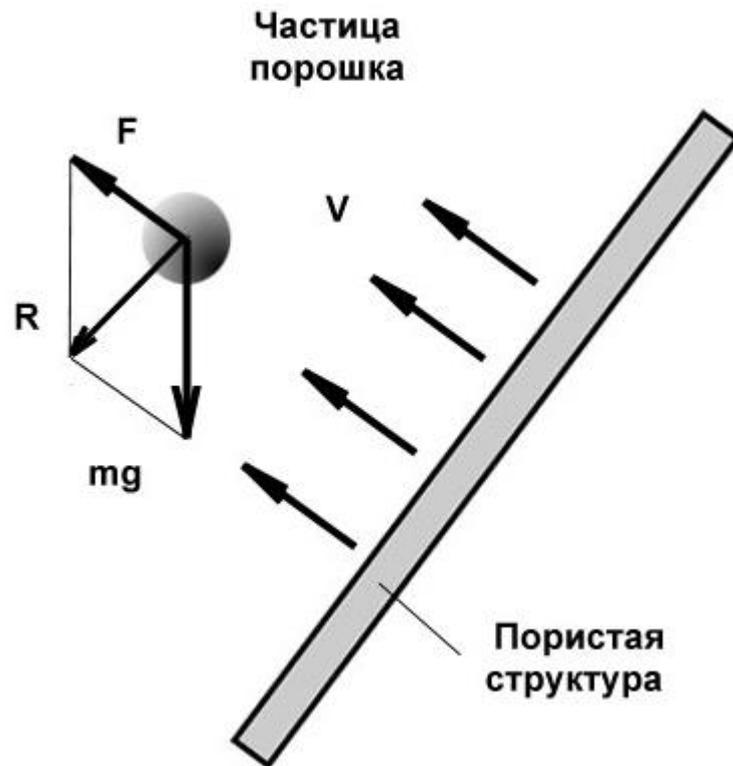


Рисунок 9.4.2 - Схема действующих сил на частицу порошка СМС.

Из рассмотренной картины сил, действующих на одиночную частицу, следует, что решающее влияние на характер ее движения при прочих равных условиях будет оказывать величина скорости воздушного потока, истекающего из ткани. Она, в свою очередь, будет определяться строением ткани, ее воздухопроницаемостью и перепадом давления на ткани. Соответствующим подбором данных параметров можно управлять движением частиц в пристеночном слое полотняного конуса.

При организации такого управления необходимо учитывать следующие особенности. Площадь поверхности полотняного конуса уменьшается к его вершине. Поскольку расход частиц в поперечном сечении в районе основания конуса примерно постоянен, то расход частиц, приходящихся на единицу площади поверхности конуса, будет увеличиваться к вершине конуса. Отсюда следует, что для обеспечения "равных" условий частицам на всех участках их движения параметры воздушного потока, истекающего из полотняного конуса, должны изменяться вдоль образующей конуса.

Очевидно, что в районе основания конуса, где поток частиц, падающих на стенку, относительно небольшой, можно установить пониженный расход воздуха через единицу

поверхности ткани. По мере перемещения к вершине конуса этот расход должен увеличиваться, достигая максимального значения в нижнем поясе. При этом, здесь его величина должна быть выбрана такой, чтобы возникающая аэродинамическая сила сопротивления предотвращала бы попадание частиц порошка на поверхность чехла с учетом большого массового расхода частиц.

Технически данная идея может быть реализована, как минимум, двумя путями. Первый путь состоит в изменении перепада давления на различных участках (поясах) полотняного конуса, а второй - в изменении характеристик полотна (прежде всего его воздухопроницаемости) на различных участках при сохранении постоянным перепада давления в полости между стальной стенкой нижнего металлического конуса РС и полотняного конуса (рис.9.4.3).

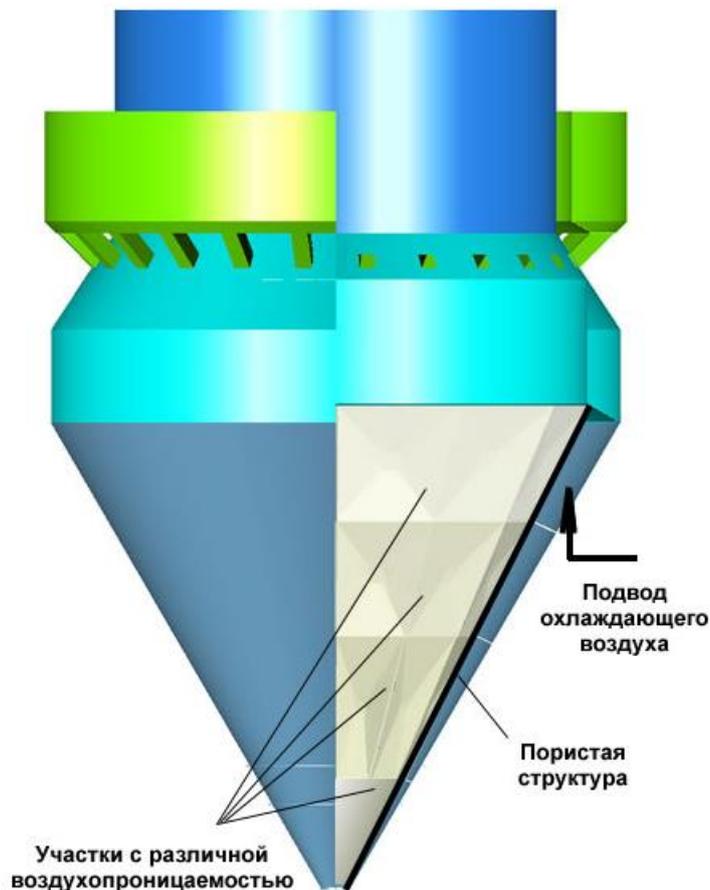


Рисунок 9.4.3 - Конструкция с различными характеристиками полотна (прежде всего его воздухопроницаемости) на различных участках.

Второй путь конструктивно проще, но требует использования уже нескольких сортов ткани. Заметим, что по специальному заказу может быть изготовлено полотно с

изменяющейся по длине воздухопроницаемостью. Однако его стоимость может быть достаточно велика.

Выполнение пористой структуры из текстильного полотна открывает новые возможности по совершенствованию процессов внутри конуса РС и соответственно качества порошка. Они связаны, прежде всего, с возможностью обеспечения конструктивно простого влияния на форму полотняного конуса. Путем соответствующего раскроя ткани можно обеспечить практически любую форму поверхности внутреннего полотняного конуса. Так, весьма перспективным является выполнение тканевого конуса в виде перевернутого колокола с двойной кривизной (рис.9.4.4).

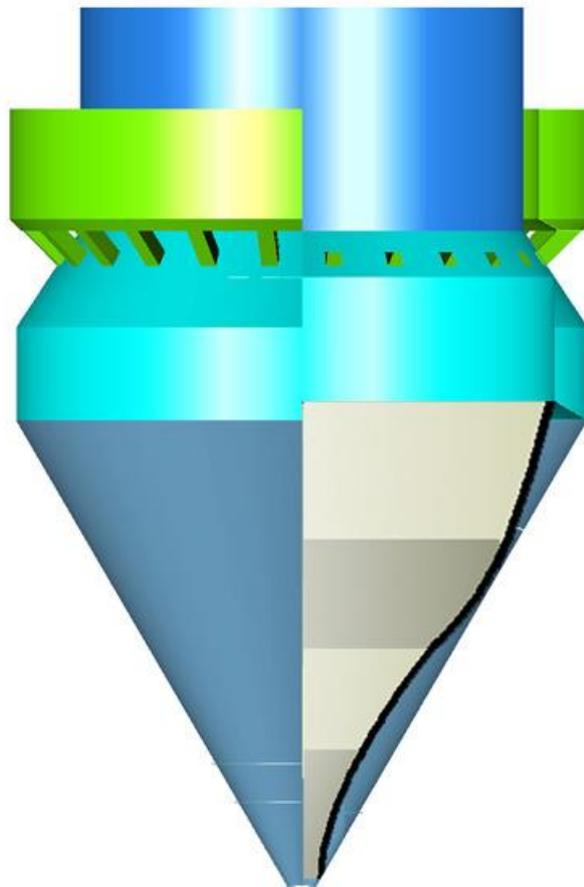


Рисунок 9.4.4 - Конструкция тканевого конуса в виде перевернутого колокола с двойной кривизной.

В этом случае можно существенно улучшить условия движения частиц в нижней, наиболее "напряженной" части конуса, куда стекается весь расход порошка. Это обеспечивается за счет уменьшения угла конусности, что приводит к большему отклоняющему эффекту со стороны истекающего из полотна воздушного потока. Таким образом, при подобной конструкции в нижней части конуса фактически образуется

слабоконическая труба со своеобразной воздушной "смазкой" стенок. Кроме того, в данном случае для лучшего псевдооживления слоя частиц, падающих в эту трубу - приемную горловину, можно обеспечить подачу в нее через отводящее порошок устройство небольшого расхода охлаждающего воздуха.

Как указывалось выше, исключение налипания частиц порошка на поверхность тканевого конуса обеспечивается также за счет колебания его поверхности. Эти колебания будут иметь место из-за флуктуаций перепада давления на полотнище, обусловленных как особенностями работы напорного вентилятора, так и условиями истечения воздуха через поры полотна. Частицы порошка, попадая на колеблющуюся поверхность полотна, будут получать механический импульс и отбрасываться обратно в поток.

Даже в случае гипотетического налипания частиц порошка на полотно (например, на некоторых его участках) при остановке РС, когда перепад давления на полотнище исчезнет, полотняный конус потеряет свою форму и сложится, что неизбежно приведет к разрушению тонкой корки из частиц порошка и падению ее фрагментов вниз. Более того, в ходе эксплуатации подобного устройства может быть отработан профилактический режим "встряхивания" полотняного конуса путем периодической подачи давления под него.

Для обоснования выбора материала пористой структуры и разработки конструкции устройства ввода воздуха в конус РС необходимо, хотя бы кратко, проанализировать условия функционирования этой пористой структуры и сформулировать основные требования к ней.

Анализ процессов, протекающих в конусе РС при ее функционировании, показывает, что пористая структура будет находиться в сложных эксплуатационных условиях. Они характеризуются:

- высоким уровнем ее нагружения растягивающими усилиями под действием перепада давления. При этом на различных участках будет наблюдаться существенная анизотропия действующих напряжений;
- флуктуацией действующих нагрузок, что будет приводить к колебаниям пористой структуры;
- цикличностью нагружения, обусловленной периодичностью работы технологической установки с неизбежными ее остановками;
- значительной длительностью нахождения пористой структуры под нагрузкой в течение единичного цикла;
- значительным по величине тепловым нагружением, неравномерно распределенным по образующей пористой структуры;
- наличием неблагоприятной в химическом отношении среды в виде частиц СМС сложного состава.

В то же время, предлагаемая пористая структура должна обеспечить:

- равномерный по всей поверхности конуса подвод охлаждающего воздуха в РС с требуемым расходом во всем диапазоне его изменения при изменении производительности РС;
- исключение попадания вредных посторонних частиц в СМС, например, фрагментов нитей и волокон;
- большую долговечность на уровне сотен тысяч циклов производства;
- сохранение существующей конструкции конуса РС - по крайней мере, исключение "необратимых" конструктивных изменений;
- небольшие трудозатраты на монтаж и ремонт и невысокую стоимость.

В работе [118] было показано, что в качестве пористой структуры целесообразно использовать текстильные полотна. Это позволит применить ряд перспективных решений, решающих поставленные задачи. Однако для этого требуется подобрать полотно, удовлетворяющее целому комплексу достаточно жестких требований. При выборе такого полотна необходимо, прежде всего, учитывать:

- строение полотна;
- механические свойства полотна, включая прочностные и деформационные характеристики, в том числе при многократном нагружении;
- воздухопроницаемость;
- тепловые свойства, включая тепло и термостойкость;
- эксплуатационные свойства, включая изменение линейных размеров полотна в ходе применения, а также его износостойкость;
- наличие соответствующего ассортимента полотен и их стоимость.

Необходимо также учитывать, что не все показатели данных основных свойств могут быть найдены в литературе для подходящих сортов полотен, либо вообще отсутствуют показатели свойств и методики их определения применительно к конкретным специфическим условиям эксплуатации полотняного конуса в РС. Это может потребовать проведения специальных экспериментальных исследований. Однако, в целом, они будут носить уточняющий характер и иметь место уже после выбора типа полотна, для осуществления которого в первом приближении имеющихся "стандартных" данных достаточно.

Результаты исследований, выполненных в работе [118], показывают, что наиболее критичными, с точки зрения реализуемости данного решения, являются вопросы обеспечения теплового режима и прочности тканевой пористой структуры.

Анализ тепловых и аэродинамических процессов, протекающих в конусе РС при ее функционировании, показал, что поле температур внутри РС существенно неравномерно. Наибольшие тепловые нагрузки испытывает верхняя часть конуса, в районе его основания, вблизи которой расположен сопловой аппарат, через который осуществляется подвод горячего воздуха от газогенератора в РС.

Существующая неравномерность теплового поля будет усиливаться при подавлении вихреобразования в конусе РС, что и является одной из целей работы. В этой связи определяющими, с точки зрения теплового состояния, будут условия в верхней части конуса РС.

При выборе режима работы установки для проведения анализа условий функционирования пористой тканевой структуры, будем ориентироваться на максимальную производительность установки, составляющую до 20 тонн порошка в час. Для обеспечения такой производительности расход генераторного газа должен составлять 100...120 тыс. м<sup>3</sup>/час.

Примем начальную скорость газовой струи на выходе из соплового аппарата на уровне 10...11 м/с. Как показано выше, данная скорость может быть легко обеспечена при простейшей модернизации существующей конструкции соплового аппарата, заключающейся в создании расширяющегося канала сопла в виде плоского диффузора. При более радикальных изменениях соплового аппарата, которые предложены выше, эта скорость может быть снижена еще больше, что предпочтительно. Однако данный диапазон скоростей представляет определенный интерес, так как позволяет получить оценку для более жестких условий эксплуатации.

Схема возникающей в этом случае газовой струи показана на рис.9.4.5. На этом же рисунке изображена схема установки тканевой пористой структуры и подвода к ней холодного воздуха. Расход холодного воздуха в зависимости от производительности РС должен изменяться в пределах 10...25 тыс.м<sup>3</sup>/час.

Как видно из рис. 9.4.5, тканевая структура (полотнище) будет омываться как холодным, так и горячим воздухом.

Горячий воздух может иметь температуру 300...400°С, а средняя скорость его движения в верхней части конуса РС не будет превышать 0,5...0,6 м/с. Скорость движения горячего воздуха вблизи тканевого полотнища будет меньше, учитывая влияние пограничного слоя. Однако для определенности зададимся именно такими значениями скорости, обеспечивающими более тяжелые условия теплового нагружения ткани.

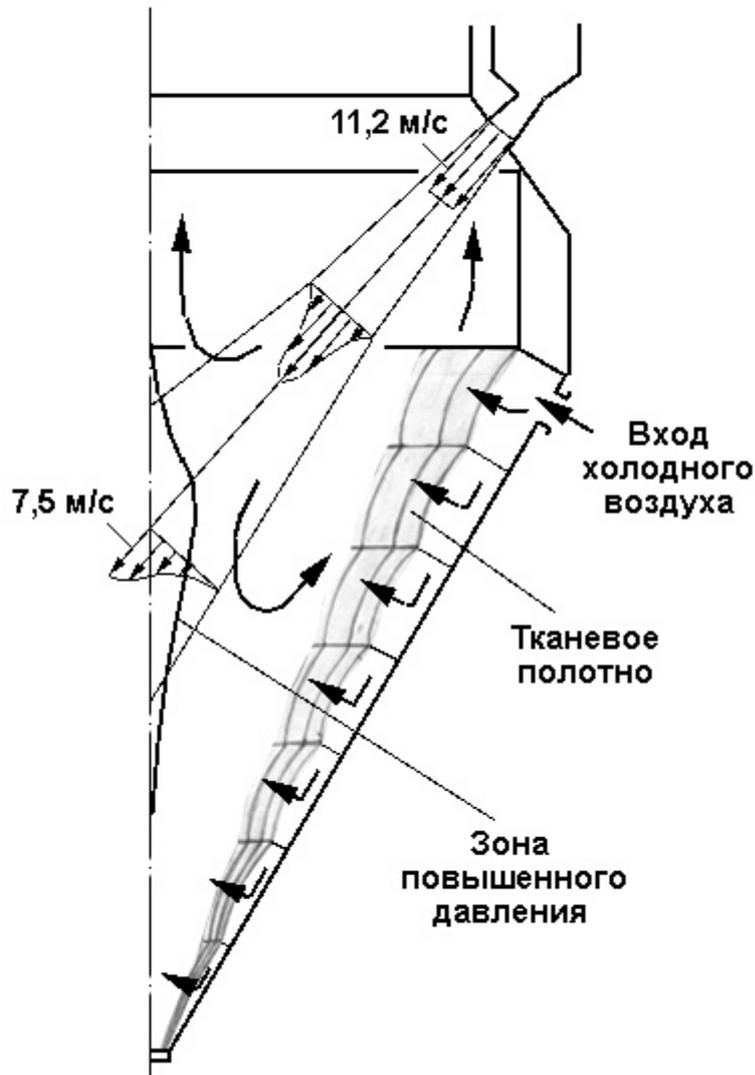


Рисунок 9.4.5 - Схема возникающей газовой струи.

Холодный воздух будет обтекать тканевое полотно с другой стороны со скоростью 0,15...0,5 м/с в зависимости от расхода холодного воздуха и местоположения участка ткани. Кроме того, холодный воздух будет омывать нити ткани и при прохождении через поры. Учитывая, что воздухопроницаемость ткани должна составлять 15...40  $\text{дм}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  [117], скорость движения холодного воздуха через поры составит 0,1...0,3 м/с.

Таким образом, ткань будет нагреваться горячим воздухом и охлаждаться холодным воздухом. Для расчета ее температуры необходимо решить задачу стационарной теплопроводности с граничными условиями третьего рода.

В ходе анализа строения тканей было установлено, что в конусе РС наиболее целесообразно использовать ткань полотняного переплетения с первой фазой строения. Ее структура показана на рис. 5.4.6. Прямые нити являются основой, а изогнутые составляют уток.

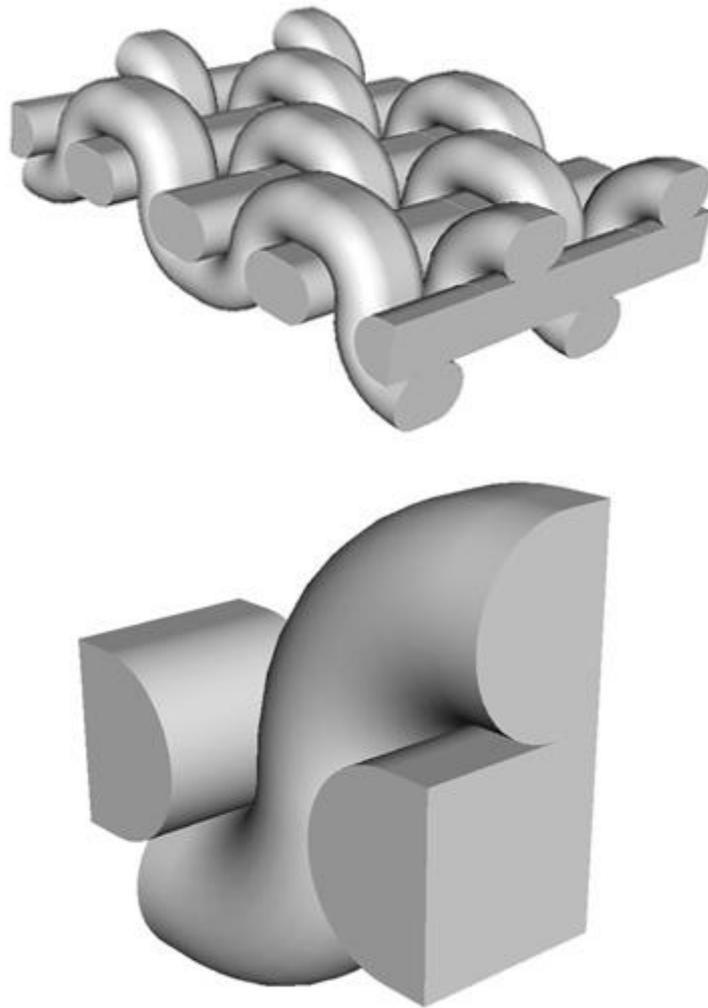


Рисунок 9.4.6 - Структура ткани полотняного переплетения с первой фазой строения.

Наиболее вероятно, что максимальному воздействию обтекающего ткань горячего и холодного воздуха будут подвергаться нити утка. Просачивающийся же через поры холодный воздух будет взаимодействовать как с нитями утка, так и основы.

Поскольку ткань имеет правильную структуру, то для теплового расчета достаточно выделить один элемент, имеющий с соседними элементами симметрию относительно плоскостей, по которым осуществляется это выделение. Такой элемент представлен на рис. 9.4.6.

Достаточно определить температурное поле в этом элементе, чтобы судить о тепловом состоянии всей ткани.

Выделенный элемент ткани имеет достаточно сложную геометрическую форму, вследствие чего использовать для его расчета аналитические методы не представляется

возможным. Поэтому для решения задачи предлагается использовать метод конечных элементов. Для этого выделенный элемент ткани делится на множество объемных конечных элементов, в узлах которых определяются температуры в результате решения задачи стационарной теплопроводности.

В качестве тестового примера на рис. 9.4.7 представлено распределение температур в элементе ткани, выполненной из стекловолоконной нити диаметром 0,2...0,3 мм. В данном случае температура горячего воздуха 400 °С, а коэффициент его теплоотдачи 7 Вт/м<sup>2</sup>·К. Холодный воздух имеет температуру 20 °С, а коэффициент его теплоотдачи 6 Вт/м<sup>2</sup>·К, что соответствует расходу холодного воздуха 10 тыс. м<sup>3</sup>/час. Теплопроводность стекловолокна взята равной 0,7 Вт/м·К. Как видно из рисунка, максимальная и минимальная температуры различаются всего на 1°С. Это обусловлено малым термическим сопротивлением ткани в силу ее невысокой пористости и небольшим продольным размером утка.

Для нитей с большей теплопроводностью (например, из кварцевого волокна -  $\lambda = 1,36$  Вт/м·К) разница между температурами становится еще меньше. Поэтому для анализа теплового состояния ткани предлагается использовать минимальное значение теплопроводности  $\lambda = 0,17$  Вт/м·К, что соответствует органическим волокнам.

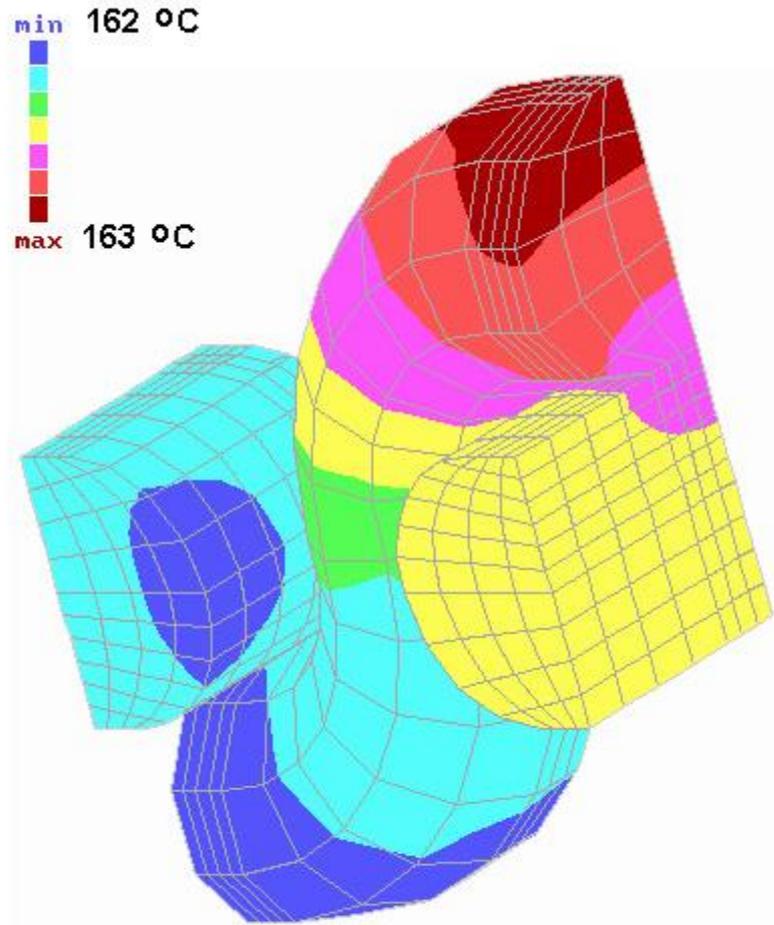


Рисунок 9.4.7 - Распределение температур в элементе ткани, выполненной из стекловолокнистой нити диаметром 0,2...0,3 мм.

Оценим тепловое состояние ткани в различных условиях работы.

Наиболее тяжелые условия работы характерны для тканей из органических волокон, поскольку они имеют наименьшую теплопроводность.

Температура ткани снижается, когда увеличивается расход холодного воздуха. На рис. 9.4.8 представлено распределение температур в ткани, когда она обдувается холодным воздухом с расходом 25 тыс. м<sup>3</sup>/час. При этом температура горячего воздуха 400°C.

И, конечно же, температура ткани уменьшается при снижении температуры генераторного газа.

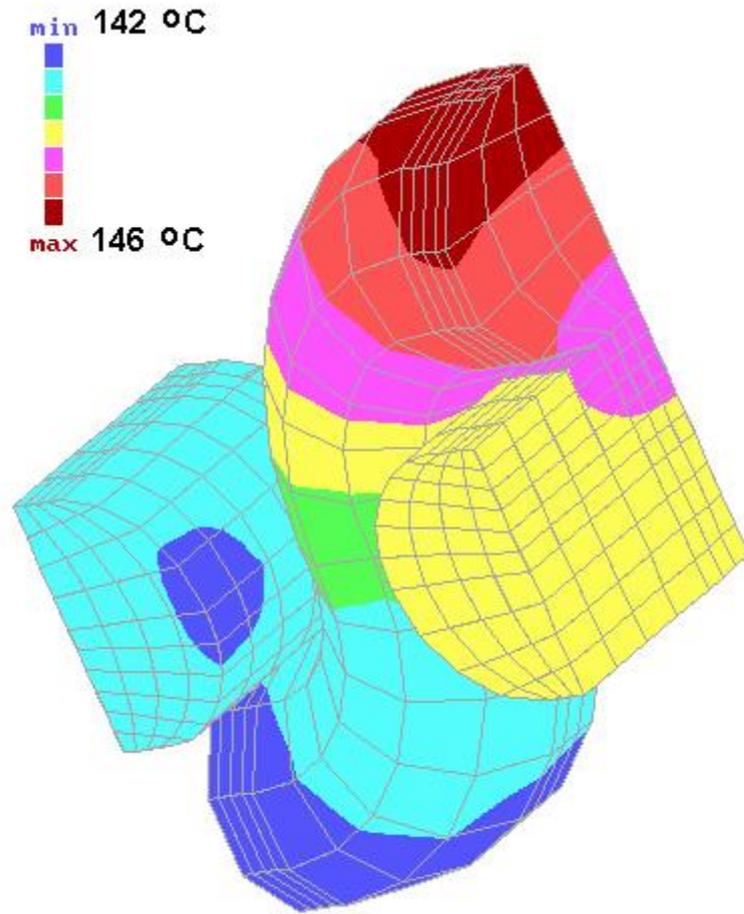


Рисунок 9.4.8 - Распределение температур в ткани, когда она обдувается холодным воздухом с расходом 25 тыс. м<sup>3</sup>/час. При этом температура горячего воздуха 400 °С.

В таблице 9.4.1 приведены значения температур ткани при различных условиях ее функционирования.

Таблица 9.4.1 - Температуры тканей в разных условиях работы

Горячий воздух		Холодный воздух		Температура ткани, °С	
Температура, °С	Расход, тыс. м <sup>3</sup> /час	Температура, °С	Расход, тыс. м <sup>3</sup> /час	min	Max
400	120	20	10	161	165
400	120	20	25	142	146
300	120	20	10	124	127

Из таблицы видно, что температура ткани оказывается достаточно высокой. Это существенно ограничивает номенклатуру тканей при их выборе для использования в конусе РС. Номенклатура волокон, которые могут сохранять работоспособность в условиях функционирования ткани, представлена в таблице 9.4.2.

Напомним, что столь напряженное тепловое состояние характерно лишь для тканей, размещаемых в верхней части конуса, где тепловые нагрузки наибольшие. По мере смещения к вершине конуса условия работы ткани становятся более благоприятными, так как температура горячего воздуха резко снижается.

Таким образом, указанное выше ограничение на номенклатуру тканей, здесь существенно ослабляется. Однако необходимо иметь в виду, что из-за ограниченной термостойкости ткани с учетом уровня температур горячего воздуха, подаваемого из соплового аппарата, необходимо обеспечить опережающую подачу холодного воздуха через пористую структуру для ее охлаждения. В противном случае она просто будет разрушена.

Таблица 9.4.2 - Показатели теплостойкости при нагревании волокон и нитей [119]

Волокно и нити	Температура, °С			
	начала снижения прочности	размягчения (липкости)	плавления (разложения)	Воспламене ния
Анидное	150	235	245-260	532
Полиэфирное (лавсановое)	160-170	230-249	248-256	560
Виниловое	180	200	200-235	-
Полиакрилонитрильное (нитроновое)	180-200	235	-	530
Полифеновое (тефлон)	205	327	-	-
Стеклоанное	250-300	500-838	1200-1600	-

Знание теплового состояния ткани позволяет провести ее прочностной анализ, на основе которого могут быть сформированы предложения по конструктивному облику тканевой пористой структуры.

Пористую структуру в конусе РС целесообразно выполнять в виде тканевых полотнищ, тем или иным способом закрепляемых на металлическом конусе РС. Эти полотнища в процессе функционирования РС будут растягиваться под действием избыточного давления в полости между тканью и конусом. Такие полотнища имеют свою специфику. Так, в отличие от металлических пластин и оболочек тканевые полотнища обладают эластичностью. Кроме того, им свойственны низкие значения модуля упругости и большие относительные удлинения. В силу этих качеств деформирование и несущая способность тканевых полотнищ имеет ряд особенностей.

Во-первых, тканевые полотнища склонные к сильному формоизменению в зависимости от граничных условий (способа крепления) и нагружения (системы приложения сил).

Во-вторых, у них абсолютно отсутствует цилиндрическая жесткость (жесткость на изгиб), в силу чего для них свойственно действие только "цепочных" напряжений.

В-третьих, им не свойственны сдвиговые напряжения и в соответствие с этим перераспределение напряжений в зонах "сингулярности" (вырезов, точечных креплений, точечных нагрузок и т.п.).

В связи с этим, проектирование и расчет несущей способности изделий из тканевых полотнищ требует особых подходов. К ним не применима линейная теория пластин и оболочек. А использование геометрически нелинейной теории возможно только с помощью численных методов решения. Поэтому для анализа несущей способности тканевых полотнищ целесообразно использовать метод конечных элементов.

К сожалению, в литературе недостаточно сведений о механических свойствах тканей, что затрудняет расчет изделий из них. Вместе с тем, представляется возможно проводить качественный анализ деформирования тканевых полотнищ с последующим уточнением их несущей способности в ходе экспериментальной отработки.

Имеющиеся прочностные характеристики для волокон и нитей тканей, подходящих по термостойкости для работы в конусе РС, представлены в таблице 9.4.3.

Таблица 9.4.3 - Характеристики, полученные при растяжении химических волокон и нитей [120]

Волокно или нить	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Разрывное напряжение, МПа	Разрывное относительное удлинение, %
Стекловолоконная нить	2500	800	1,5
Нитроновое волокно	1200	330	18
Лавсановое волокно	1400	750	35

Как видно из таблицы, наименьшей эластичностью обладает стекловолоконная нить. Вследствие этого целесообразно использовать стеклоткань в качестве базовой ткани для проведения прочностного анализа.

Очевидно, что полотнища ткани должны иметь форму трапеции, чтобы из них можно было сшить конус. Если куски ткани вырезать из стандартного рулона шириной 1400 мм, то целесообразно края тканевой полосы использовать как нижнее и верхнее основания трапеции, а по боковым сторонам осуществлять разрез. Большее основание трапеции нет смысла делать больше, чем 1500 мм. Если из этих принципов осуществлять раскрой ткани, то для изготовления тканевой пористой структуры в конусе существующей РС необходимо 7 поясов полотен, причем, в верхнем поясе должно быть 19 трапециевидных полотнищ. При этом, каждая трапеция имеет высоту 1400 мм и основания - 1500 мм и 1240 мм.

В остальных поясах размеры полотнищ будут меньше, поэтому для анализа выберем полотнище верхнего пояса.

В качестве расчетного выберем давление 100 Па. Именно такой перепад создается вытяжным вентилятором РС.

Крепление полотнища к металлической стенке конуса целесообразно осуществлять по вершинам трапеции. В этом случае к конусу необходимо будет приварить не менее 130 узлов крепления. Если же размеры полотнища уменьшить вдвое, то креплений понадобится, уже как минимум, 520.

Каждое полотнище будет соединяться с соседним по стороне трапеции, что исключает перемещения места стыка в плоскости, образованной срединной поверхностью полотнища, а также угол поворота, лежащий в этой плоскости.

Таким образом, в вершинах трапеции следует задать жесткое крепление, а вдоль сторон трапеции оставить три степени свободы (перемещение по нормали к срединной поверхности полотнища и два угла вращения, не лежащих в его плоскости).

Краевая задача с такими граничными условиями дает решение, которое представлено на рис. 9.4.9. Как видно из рисунка, максимальные эквивалентные напряжения возникают в углах полотнища, причем, их значения в два раза превышают предел прочности стеклянной нити. Таким образом, произойдет отрыв полотнища от узлов крепления.

Если уменьшить размеры полотнища в два раза по одной стороне, то существенно снизятся и действующие напряжения (рис. 9.4.10). Однако такой путь не решает проблем.

Более плодотворным представляется установка силового набора в виде ленты из ткани. Самым простым является двойное утолщение ткани по местам стыка полотнищ, возникающее за счет подворота и прострочки стыкуемых краев полотнищ. Картина деформирования в таком случае представлена на рис. 9.4.11. Как видно из рисунка, напряжения снижены весьма существенно.

Дальнейшим шагом является пристрочка более толстой ленты или сложенной в несколько слоев исходной ткани. При этом ленту можно пристрочить по осям симметрии трапеции, разделив таким образом полотнище на четыре части.

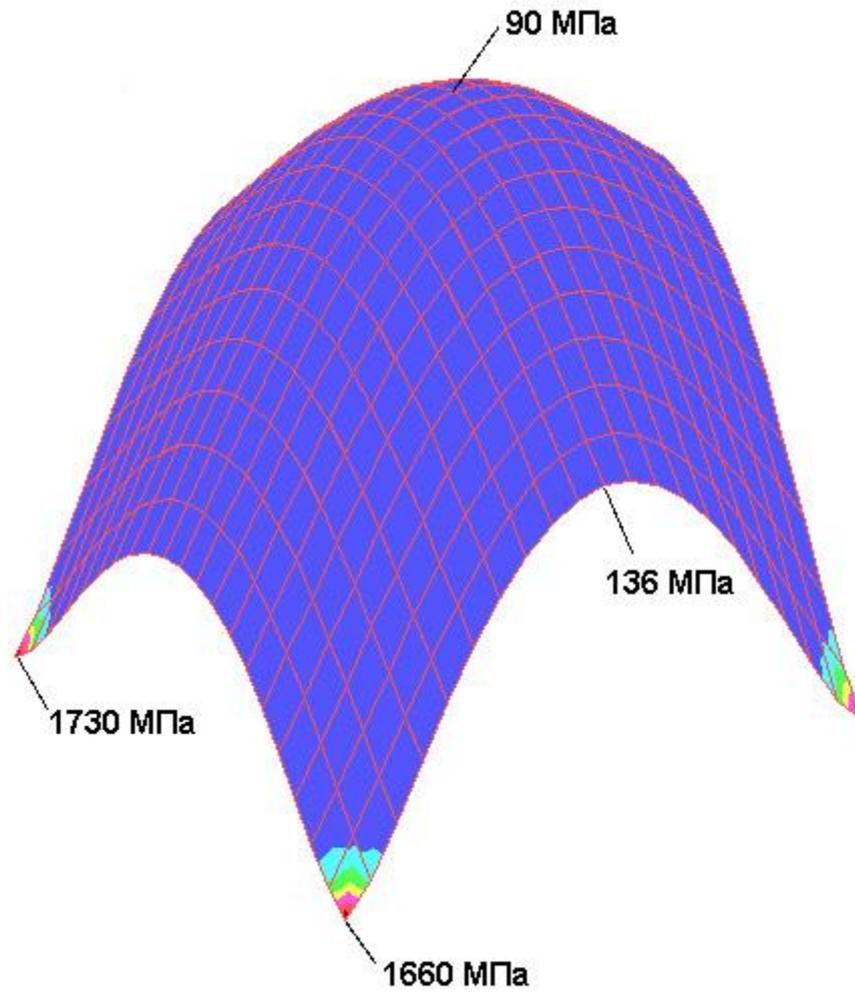


Рисунок 9.4.9

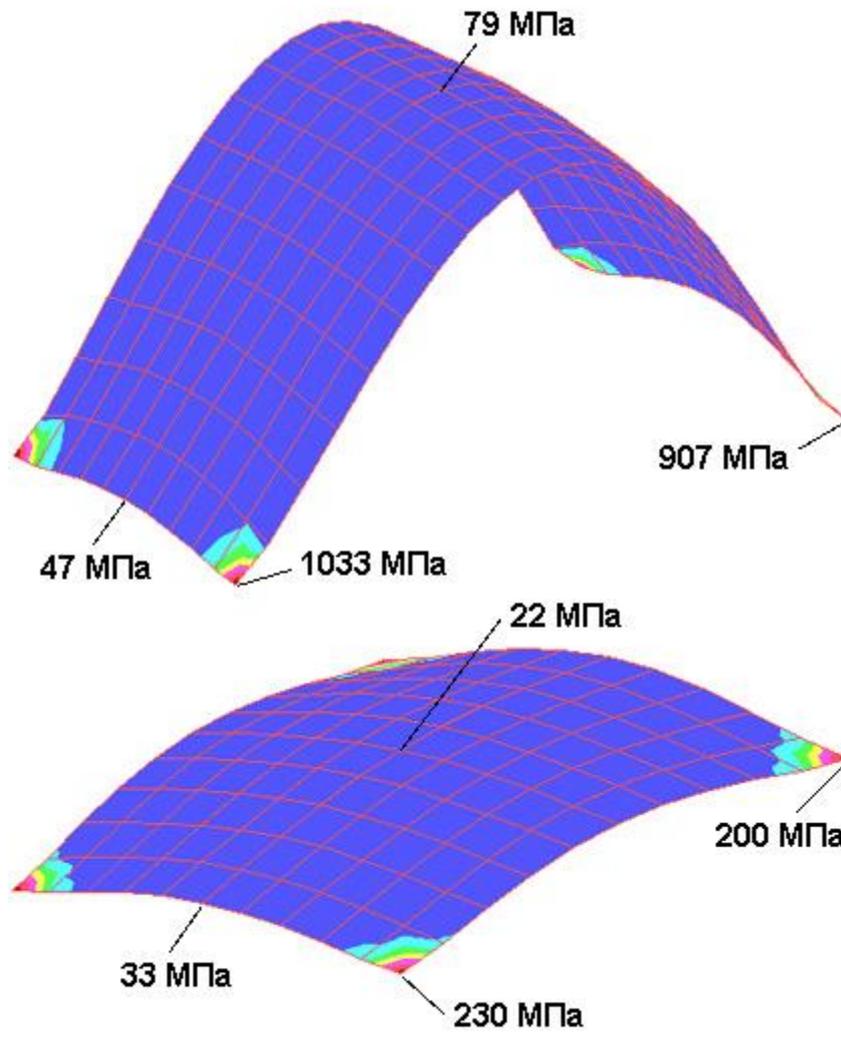


Рисунок 9.4.10

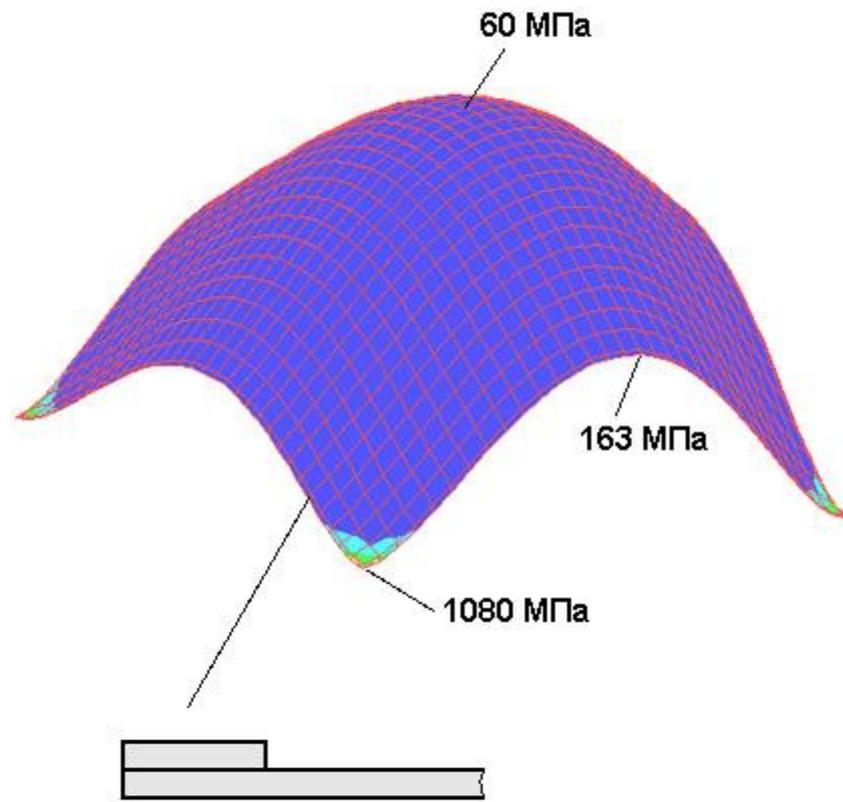


Рисунок 9.4.11

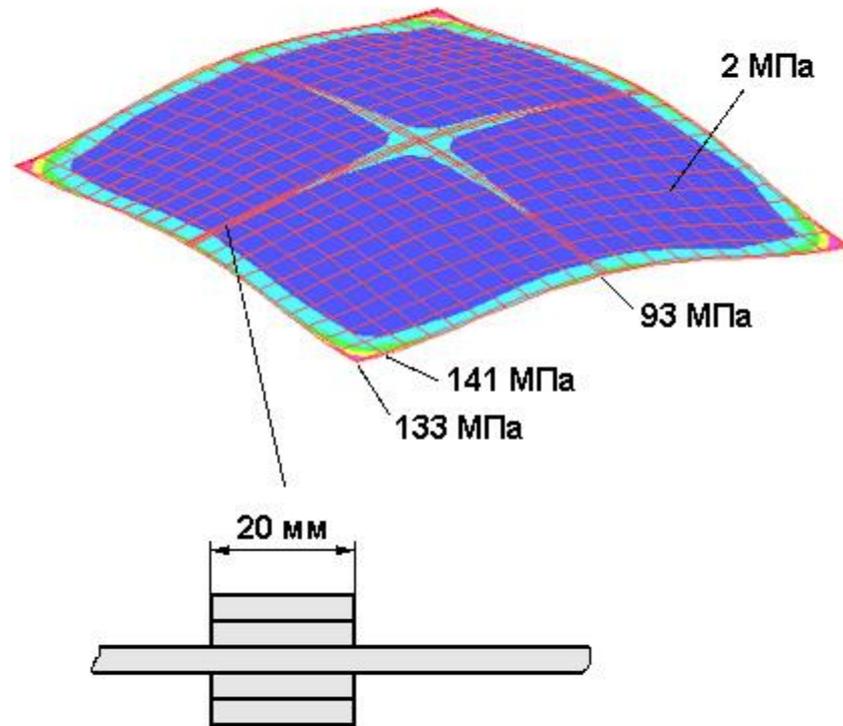


Рисунок 9.4.12 - Деформация полотнища и тип его крепления

На рис. 9.4.12 представлена деформация полотнища при таком виде его укрепления. Причем, толщина ленты, пристроенной к полотнищу, в 4 раза больше его толщины, а ширина ленты 20 мм. Как видно из рисунка, уровень напряжений в 10 раз ниже, чем в полотнище без подкрепления.

При таком подкреплении можно безболезненно уменьшать толщину полотнища, о чем свидетельствует решение, представленное на рис. 9.4.13. В этом случае толщина полотнища уменьшена вдвое, а уровень действующих напряжений и деформирование существенно не изменилось.

Переход к другому, более эластичному, материалу значительно меняет картину деформирования. На рис. 9.4.14 показана деформация полотнища из нитронового волокна. Причем, силовой набор по сравнению со стеклотканью (рис. 9.4.12) имеет толщину в 2 раза больше, а толщина полотнища больше в 5 раз. При этом, если величины действующих

напряжений не сильно отличаются от стеклотканевого варианта, то деформирование имеет совершенно неприемлемую форму. Поэтому для использования нитроновых или лавсановых тканей требуются ленты силового набора из менее эластичного материала. Например, из той же стеклоткани.

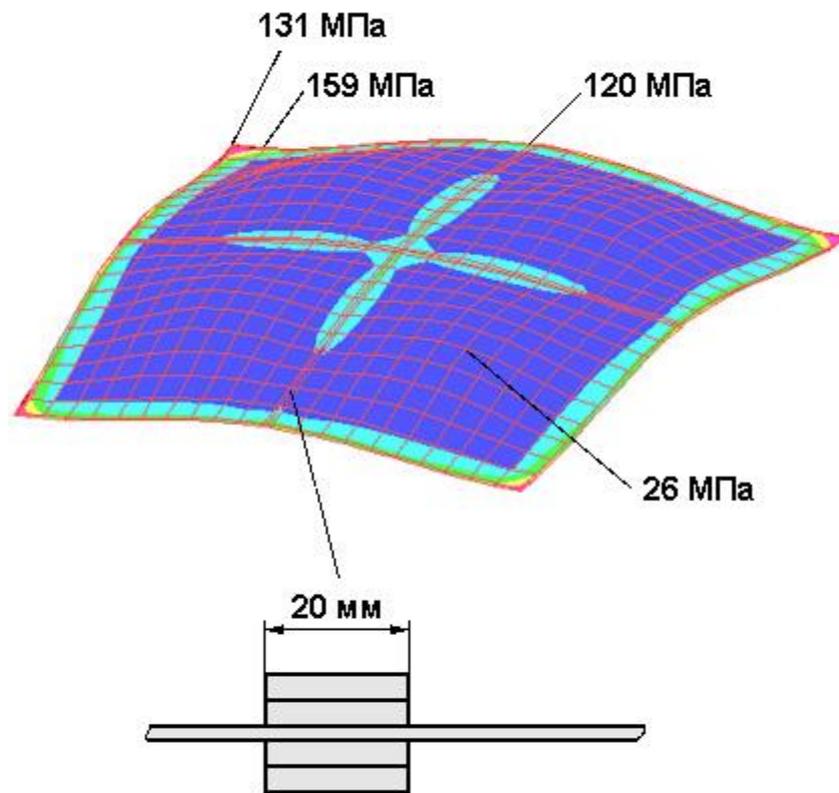


Рисунок 9.4.13 - Деформация полотнища уменьшенной вдвое толщины и тип его крепления

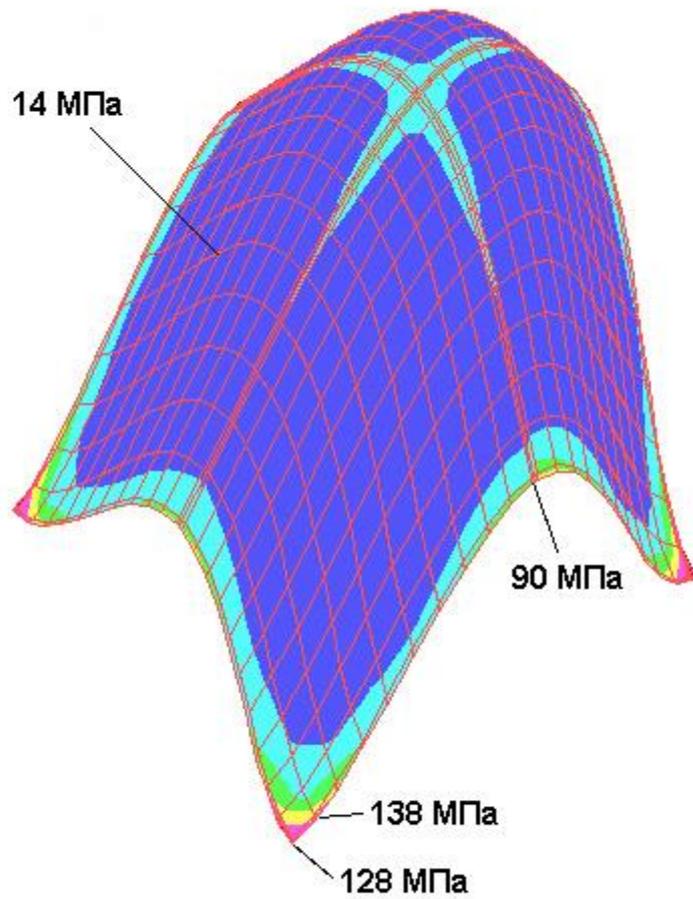


Рисунок 9.4.14 - Деформация полотна из нитронового волокна и тип его крепления

Таким образом, качественный прочностной анализ показывает, что проблем с точки зрения прочности при создании пористой структуры в виде тканевого полотна в конусе РС не существует. Несущую способность и необходимую форму при использовании любого тканевого полотна можно обеспечить с помощью соответствующего силового набора из стеклотканевой ленты или другой высококомодульной ткани.

## Глава 10 Энергосбережение за счет рекуперации тепла в распылительной сушилке

### 10.1. Термодинамический анализ работы распылительной сушилки

При производстве СМС имеют место значительные потери тепловой энергии, прежде всего из-за того, что энергия влажного воздуха из распылительной сушилки выбрасывается в окружающую среду. Необходимо определить возможности рекуперации этой энергии, а именно обосновать, какая ее часть в пределе может быть использована вторично с целью повышения коэффициента полезного действия всей системы (экономии природного газа, затрачиваемого для подогрева исходного воздуха), какие существуют принципиальные ограничения на этом пути, и как практически реализовать возможности утилизации тепла. Эти вопросам посвящено большое количество работ известных исследователей [192-252, 255, 256].

Утилизация тепла может основываться только на переносе энергии от источника к месту потребления (потребителю). Источником является труба с потоком влажного нагретого воздуха, а потребителем – газогенератор [120,121].

Энергоперенос может осуществляться различными способами, однако исходя из специфики решаемой задачи в практическом плане могут рассматриваться:

- 1) теплоперенос;
- 2) массоперенос;
- 3) перенос энергии на фазовых переходах.

Теплоперенос сводится к передаче энергии в виде тепла (теплопередача) и может осуществляться: конвекцией (как свободной, так и вынужденной), излучением и теплопроводностью. Обычно все три вида сопутствуют друг другу в той или иной мере - или усиливая доминирующий процесс переноса, или ослабляя путем создания паразитных тепловых потерь. Обеспечение направленной теплопередачи к заданному месту является достаточно сложной задачей.

Массоперенос сводится к подаче нагретых масс сушильного агента непосредственно к месту потребления. Этот механизм при решении поставленной задачи может быть использован, но лишь частично, что связано с особенностями технологического процесса производства СМС.

Использование фазовых переходов - в данном случае конденсация - позволяет одновременно решить две задачи: с одной стороны - осушать часть воздуха из трубы и затем подавать этот сухой воздух в газогенератор; с другой стороны - использовать

выделяющуюся в процессе конденсации пара теплоту для подогрева воздуха, нагнетаемого во вторичном контуре.

Все три механизма энергопереноса сопровождаются как потерями тепла, так и перегревами именно там и тогда, где и когда это вредно и препятствует решению основной задачи. Поэтому доминирующим, требующим особого внимания является теплоперенос. Именно учет теплопередачи имеет важнейшее значение, хотя последующие два механизма (массоперенос и конденсация) будут по значению доминирующими. Они же взаимосвязаны - без отделения влаги (конденсации) невозможно получение сухого воздуха, а без значительного массового расхода не удастся достичь достаточной производительности конденсата, и все это контролируется теплообменными процессами.

Для практической реализации рассмотренных механизмов энергопереноса могут быть использованы теплообменные аппараты трех основных типов:

- рекуперативные, или поверхностные, в которых тепло от одного теплоносителя к другому передается через разделяющую их стенку;
- регенеративные, в которых чередуются процессы нагревания и охлаждения некой третьей промежуточной среды;
- смесительные, в которых теплообмен осуществляется при непосредственном соприкосновении теплоносителей.

Аппараты первых двух типов реализуют механизм теплопереноса, а в смесительных теплообменниках осуществляется массообмен, сопровождаемый в ряде случаев конденсацией паров.

Конструктивное исполнение современных теплообменных аппаратов, применяемых в промышленности, отличается большим разнообразием. Например, среди рекуперативных теплообменников различают кожухотрубные, типа "труба в трубе", оросительные, погружные, пластинчатые, спиральные, с оребренной поверхностью и т.д.

Выбор типа и конструктивного исполнения системы для утилизации тепла в установке СМС в значительной степени определяется существующими ограничениями как экономического, так и технического плана.

При рассмотрении ограничивающих условий будем учитывать, прежде всего, технические требования, имея ввиду, однако, что модернизация установки должна быть проведена с возможно меньшими экономическими затратами и с условием получения значимого экономического эффекта за счет экономии газа на производственный цикл.

К числу наиболее важных технических требований, учет которых необходим при выборе схемы утилизации тепла, исходя из условий реального производства, целесообразно отнести следующие:

- простота конструкции и минимальное изменение облика существующей системы;
- простота эксплуатации. Исключение необходимости проведения дополнительных регламентов и использования дополнительного обслуживающего персонала;
- сохранение существующей производительности технологической установки;
- обеспечение эксплуатации в любых сезонных условиях;
- приспособленность к циклическому характеру работы установки (частые пуски-остановы);
- обеспечение быстрого монтажа дополнительного оборудования для утилизации тепла без специальной остановки производства (осуществление его в периоды плановых остановов);
- обеспечение возможности поэтапной модернизации установки с целью повышения ее тепловой эффективности;
- обеспечение возможности возврата к исходной схеме использования установки, например, в нештатных ситуациях.

Список возможных требований не ограничивается указанным перечнем. Однако при учете даже этих требований диапазон возможных типов теплообменников, использование которых возможно в данной установке, существенно сужается. Так, в частности, практически исключается возможность применения рекуперативных теплообменных аппаратов типа оросительных, погружных, спиральных и некоторых других.

Резко ограничивается применение аппаратов регенеративного типа с промежуточным жидкостным замкнутым контуром с двумя газожидкостными теплообменниками, один из которых расположен в выхлопной трубе РС, а второй - в напорной магистрали нагнетателя вторичного воздуха газогенератора. Помимо большой конструктивной сложности эта схема, как показывают расчеты, обладает также малой тепловой эффективностью при существующих условиях теплообмена (предельный тепловой поток, "забираемый" от трубы, не превышает 9 кВт!).

Касаясь особенностей термодинамических процессов в выходном газоходе распылительной сушилки, следует отметить, что воздух в нем достаточно сильно турбулизирован (так, в частности, величина критерия Рейнольдса  $Re \approx 0,12 \cdot 10^6$ ), а значение критерия Нуссельта составляет  $Nu \approx 900$ .

С учетом большого диаметра газохода (1,7 м) в этих условиях теплоотвод от горячего контура в его исходном неизменном состоянии затруднен (величина коэффициента теплоотдачи не превышает 17 Вт/м<sup>2</sup>К). Поэтому для интенсификации теплообмена

необходимо уже на самом раннем этапе выбора схемы установки предусматривать применение специальных мер.

С учетом рассмотренных выше требований и ограничений для дальнейшего рассмотрения были отобраны варианты схем утилизации, которые учитывают их в наибольшей степени. Они названы базовыми. Практически все они используют теплообменные аппараты рекуперативного типа.

Первый вариант является наиболее простым. Он представляет собой кожухотрубный теплообменник. Возможный вид его изготовления представлен на рис.10.1.1. В данном случае простой кожух прямоугольного сечения, который охватывает обе параллельно идущие трубы газоваода, монтируется на существующей опорной конструкции. Забор воздуха в кожух осуществляется сверху, а газовод, идущий на вход нагнетателя газогенератора, смонтирован внизу.

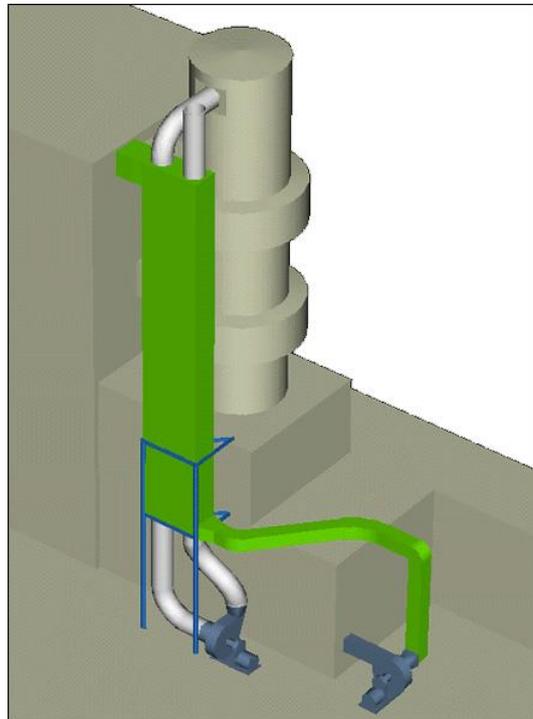


Рисунок 10.1.1 - Общий вид распылительной сушилки с кожухотрубным рекуперативным теплообменником (показан зелёным цветом).

Во втором варианте, изображенном на рис.10.1.2., реализуется теплообменник типа «труба в трубе», где наружная "труба" выполняется прямоугольного сечения. Входной глушитель устанавливается на отметке 11 м, а газовод к вентилятору вторичного воздуха протягивается по отметке 3 м. Таким образом, холодный воздух поднимается по правому колену вверх и опускается по левому колену вниз, то есть реализуется движение воздуха и паровоздушной смеси в одном направлении.

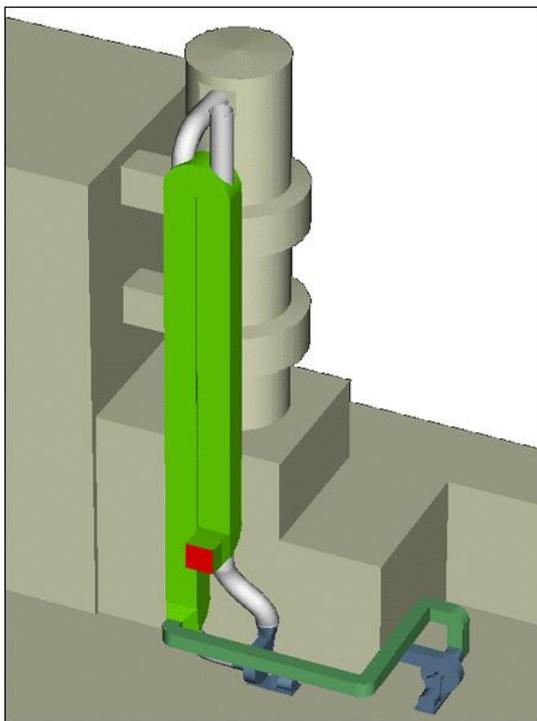


Рисунок 10.1.2 - Рекуперативный теплообменник типа «труба в трубе», где наружная «труба» выполняется прямоугольного сечения.

Третий вариант, изображенный на рис.10.1.3, предполагает установку наружной коаксиальной трубы. Кроме того, в данном случае ввод холодного воздуха осуществляется снизу в левое колено, а отвод к вентилятору вторичного воздуха организуется на отметке 11 м из правого колена. Таким образом, реализуется противоточная схема теплообмена.

Прежде чем проводить анализ базовых вариантов схем утилизации тепла, необходимо заметить, что в методическом плане задача теплового проектирования делится на два крупных этапа:

- 1) анализ исходной системы;
- 2) синтез оптимизированной системы.

По завершению синтеза проводятся уточняющие расчетные исследования, тем не менее обсуждения заслуживают два вышеуказанных этапа. Бывают ситуации, когда два перечисленных этапа не дополняют друг друга, и любой из них может составлять самостоятельный объект использования. В нашем случае оба этапа взаимосвязаны и используются и поочередно и одновременно.

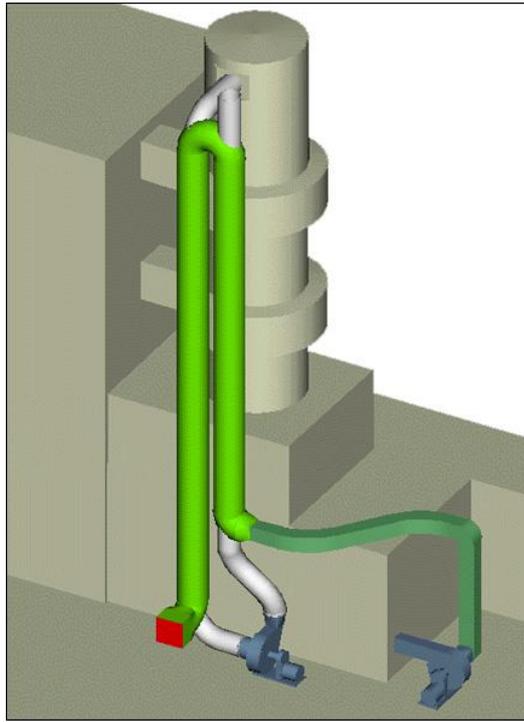


Рисунок 10.1.3 - Рекуперативный противоточный типа «труба в трубе», где наружная "труба" выполняется круглого сечения.

Следует отметить, что задачи синтеза в тепловом (да и не только в тепловом) проектировании до настоящего времени не оформились методологически и далеки от завершения.

Синтез тепловых схем плохо формализуется. Приведем далеко не полный перечень причин такого положения:

- 1) Значительная часть обратных тепловых задач относится к классу некорректных;
- 2) Большинство зависимостей, получаемых при решении сколь-нибудь сложных прямых тепловых задач (задач анализа) не допускают аналитических выражений и решаются численно;
- 3) Объектом исследований являются, как правило, многоэлементные объекты и сложносоставные тела с неоднородной структурой, находящиеся во взаимном нелинейном конвективном, кондуктивном и лучистом теплообмене. Такие объекты исследований подобны многоэлементным нелинейным электрическим цепям, с той лишь разницей, что в тепловых цепях отдельные элементы не часто можно представить в виде сосредоточенных параметров (как, например, сопротивления и емкости в электрических цепях). Тепловые цепи чаще включают так называемые элементы с распределенными параметрами, которые описываются нелинейными дифференциальными уравнениями в частных производных.

Для преодоления указанных проблем необходимо использовать методики [122-126], обеспечивающие точные и достоверные инженерные расчеты проточных систем термостатирования и криостатирования объектов - систем тел на разных температурных уровнях. Следует заметить, что с точки зрения формального математического аппарата термо- и криостатирование идентичны. В указанных методиках были решены проблемы основных задач синтеза при проектировании оптимальных систем, обеспечивающих заданный тепловой режим при распределении газовых потоков по объектам. Это позволило упростить задачу согласования тепловых цепей с учетом тепловыделений, тепловых потерь и дополнительных нагрузок.

В дальнейших расчетах будут использоваться элементы этих расчетных методик без дополнительных ссылок.

Начинать усовершенствование системы с целью реализации задачи утилизации тепла необходимо с анализа собственных энергетических характеристик этой системы.

Первой исходной характеристикой является изменение энтальпии или потеря мощности при течении газа в трубе:

$$\Delta P_1 = CM(t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}}), \quad (10.1.1)$$

где,  $C$  - удельная теплоемкость парогазовой смеси [Дж/кг·К];

$M$  - ее массовый расход [кг/с];

$t_{\text{вых}}$  и  $t_{\text{вх}}$  - соответственно температуры газа на выходе из трубы и на входе в нее.

Поскольку данных по  $\Delta P$  и  $t_{\text{вых}}$  и  $t_{\text{вх}}$  нет, придется провести оценку  $\Delta P_1$  по данным дальнейших расчетов.

Важнейшей характеристикой для всех расчетов служит мощность тепловой энергии газового потока:

$$P_o = CM(t_f - t_c), \quad (10.1.2)$$

где,  $t_f$  - средняя температура газового потока,

$t_c$  - температура окружающей среды.

Средняя температура потока обычно определяется как среднелогарифмическая, а в отдельных частных случаях как среднеарифметическая. Таким образом, средняя

температура паровоздушной смеси составляет  $77^{\circ}\text{C}$ . Температура же окружающей среды летом имеет среднее значение  $17^{\circ}\text{C}$ , а зимой  $-23^{\circ}\text{C}$ .

При этом примем во внимание то обстоятельство, что вторичный воздух в идеальном случае может быть нагрет от  $17$  до  $77^{\circ}\text{C}$  на летнем режиме работы и от  $-23$  до  $77^{\circ}\text{C}$  на зимнем режиме, что соответствует максимальному подводу к нему теплового потока в  $978$  кВт летом и  $1630$  кВт зимой. Больше количество тепла подвести нельзя, поэтому для оценки тепловой эффективности с целью большей наглядности подведенный к холодному воздуху тепловой поток будем относить к этим значениям, то есть для летнего времени  $P_0 = 0,98$  МВт, а зимой  $P_0 = 1,63$  МВт.

Следующей характеристикой, во многом определяющей характер теплообмена, следует считать тепловую проводимость стенки трубы в радиальном  $G_1$  [Вт/К] и осевом  $G_2$  направлениях:

$$G_1 = 2\pi\lambda l \left(\ln \frac{r_H}{r_B}\right)^{-1}, \quad (10.1.3)$$

$$G_2 = \pi\lambda \frac{r_H^2 - r_B^2}{l}, \quad (10.1.4)$$

где  $\lambda$  [Вт/мК] - коэффициент теплопроводности материала труб;

$l$  - ее длина;

$r_H$  и  $r_B$  соответственно наружный и внутренний радиусы труб.

В рассматриваемом случае  $r_H = 0,85$  м, а толщина стенки  $\Delta = r_H - r_B = 5$  мм =  $5 \cdot 10^{-3}$  м, т.е.  $\Delta \ll r$ , и формулы (6.1.3) и (6.1.4) упрощаются до вида

$$G_1 = 2\pi\lambda l \frac{r}{\Delta} = 2\pi\lambda r \frac{l}{\Delta}, \quad (10.1.5)$$

$$G_2 = 2\pi\lambda r \frac{\Delta}{l}, \quad (10.1.6)$$

и оказывается, что  $G_1/G_2 = (l/\Delta)^2$ .

Труба выполнена из стали ( $\lambda = 45$  Вт/мК) и имеет длину  $l = 42$  м.

В этом случае:

$$2\pi\lambda r = 240 \text{ Вт/К}; \quad 1/\Delta = 8400; \quad G_1/G_2 = 7 \cdot 10^7;$$

$$G_1 = 2 \text{ МВт/К}; \quad G_2 = 0,028 \text{ Вт/К}.$$

Практически это означает, что перепадом температур по толщине стенки можно пренебречь, ведь даже если бы тепловой поток  $P_0$  проходил только через стенку трубы и никуда больше (что совершенно невозможно), то перепад температур не превысил бы  $\Delta t = P_0/G_1 = 1^\circ\text{C}$ . При боковых потерях  $\sim 10\%$  ( $P_{\text{п}} = 0,01 \text{ МВт}$ ), что несколько ближе к действительности, перепад составит всего  $\Delta t \approx 0,1^\circ\text{C}$ . Поэтому стенку трубы следует считать изотермичной по толщине, и во всех дальнейших расчетах считать температуру трубы одинаковой и для внутреннего и для внешнего потоков.

В то же время, вследствие малой проводимости трубы в осевом направлении, следует считать, что тепловой поток, проходящий по трубе снизу вверх, ничтожно мал. Заметим, что даже если бы перегретый влажный воздух в самом конце трубы остывал бы до температуры окружающей среды, то есть  $\Delta t = 60^\circ\text{C}$ , то это вызвало бы осевой поток по трубе  $P_{\text{т}} = \Delta t G_2 = 1,7 \text{ Вт}$ , что на 6 порядков меньше исходной мощности  $P_0$ .

Проведя все эти оценки, можно переходить к составлению уравнения теплообмена системы "поток-труба". Существуют различные исходные модели, описывающие теплоотдачу при вынужденном течении. Наиболее распространенные - две модели, одна из которых предполагает постоянство температуры стенки в направлении течения потока газа, а другая - постоянство теплового потока, передаваемого газом стенке. Проведенные оценки позволяют с уверенностью принять вторую модель. В этом случае отдаваемая стенке тепловая мощность описывается уравнением:

$$\Delta P_1 = CM (t_{\text{вх}} - t_{\text{w}}) E; \quad (10.1.7)$$

где  $E = 1 - \exp(-m)$ ;

$$m = \frac{\alpha S}{CM};$$

$\Delta P_1$  полностью равно тому же  $\Delta P_1$  из (6.1.1);

$t_{\text{w}}$  - среднелогарифмическая температура стенки;

$m$  - показатель интенсивности теплоотдачи;

$\alpha \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}} \right]$  - коэффициент конвективного теплообмена газа со стенкой;

$S = 2\pi r l$  - площадь боковой поверхности трубы. При длине трубы  $l=42$  м получим  $S = 224 \text{ м}^2$ .

В случае, когда в (10.1.7) величина  $m > 4$  выражение для  $\Delta P$  упрощается до вида:

$$\Delta P_1 = CM (t_{\text{вх}} - t_w), \quad (10.1.8)$$

а при  $m \ll 1$  принимает вид:

$$\Delta P_1 = \alpha S (t_{\text{вх}} - t_w) \quad (10.1.9)$$

При малом изменении температуры газа от входа к выходу в (10.1.7), (10.1.8) и (10.1.9) обычно величину  $t_{\text{вх}}$  заменяют на  $t_f$ , которая фигурирует в (10.1.2).

Соотношение (10.1.8) определяет максимально возможную мощность, которую способен отдать стенке газ. Это соответствует случаю  $\alpha \rightarrow \infty$ . Формула (6.9) описывает случай, когда отдаваемая мощность полностью определяется интенсивностью конвективного теплообмена.

Для того, чтобы определить, какой из формул (10.1.7) - (10.1.9) следует пользоваться, необходимо вычислить значение коэффициента конвективного теплообмена ( $\alpha$ ) при внутреннем движении газа в трубе.

Теплоотдача на внутренней поверхности трубы определяется критерием Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{ud}{\nu} = \frac{4M}{\pi d \rho \nu} = 1,2 \cdot 10^6 \quad (10.1.10)$$

При значении критерия Рейнольдса  $\text{Re} > 4 \cdot 10^4$  зависимость критерия Нуссельта от числа Рейнольдса имеет вид:

$$\text{Nu} = 0,032 \text{ Re}^{0,8}, \quad (10.1.11)$$

где  $u$  - скорость течения потока;

$d$  - диаметр трубопровода;

$\nu$  - коэффициент кинематической вязкости газа;

Re и Nu - соответственно критерии Рейнольдса и Нуссельта.

В случае  $Re = 1,2 \cdot 10^6$  получим:

$$\alpha_B = Z \cdot \frac{u^{0,8}}{d^{0,2}} = 17 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}; \quad (10.1.12)$$

Теплоотдача на внешней поверхности трубы определяется естественной конвекцией и излучением.

Коэффициент теплоотдачи естественной конвекцией рассчитывался по двум методикам, и в обоих случаях получена одна и та же величина  $\alpha_H = 6 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ .

Произведение критериев Грасгофа и Прандтля составило  $(Gr \cdot Pr) = 2,5 \cdot 10^{14}$ , что соответствует турбулентному режиму течения.

Критерий Нуссельта равен  $Nu = 8,5 \cdot 10^3$ .

В результате получается, что конвективный коэффициент теплоотдачи на внутренней стенке трубы составляет  $\alpha_B = 17 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ , а на наружной  $\alpha_H = 6 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ .

Уравнение теплового баланса трубы имеет следующий вид:

$$\alpha_B(t_f - t_w) = \alpha_H(t_w - t_c) + \varepsilon \sigma_o \left[ \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_c}{100} \right)^4 \right], \quad (10.1.13)$$

где  $\varepsilon$  - степень черноты поверхности трубы,

$\sigma_o = 5,67 \text{ Вт/м}^2\text{К}^4$  - приведенная постоянная Стефана-Больцмана,

$T_w = 273 + t_w$ ,

$T_c = 273 + t_n$ ;

$t_f, t_w, t_n$  - соответственно температура паровоздушной смеси, стенки трубы и окружающей среды.

Результаты расчетов представлены в таблице 10.1.1.

Таблица 10.1.1- Расчетные значения коэффициентов теплоотдачи

$\varepsilon$	$t_c, ^\circ\text{C}$	$t_w$	$\alpha_\wedge$	$P_K$ кВт	$P_\wedge$ кВт	$P_\Sigma$ кВт	$t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}}, ^\circ\text{C}$
0,2	+17	59	1,37	56,5	12,9	67,4	$3,2 \cdot 10^{-3}$
	-23	48	1,07	95,2	75,8	171	$8,1 \cdot 10^{-3}$
1	+17	52	6,6	47	51,7	98,7	$4,6 \cdot 10^{-3}$
	-23	37,5	5,1	363	308,6	671	$3,2 \cdot 10^{-2}$

$$\alpha_\wedge = \varepsilon \sigma_0 \left[ \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_c}{100} \right)^4 \right] \cdot (T_w - T_c)^{-1};$$

$$P_K = \alpha_h (t_w - t_c) S;$$

$$P_\wedge = \alpha_\wedge (T_w - T_c) S; \quad (10.1.14)$$

$$P_\Sigma = P_K + P_\wedge$$

Суммарный поток  $P_\Sigma$  должен соответствовать потере мощности при течении газа в трубе  $\Delta P_1$ , записанной в виде (10.1.1), т.е.

$$P_\Sigma = \Delta P_1;$$

$$t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}} = \frac{P_\Sigma}{CM}.$$

Расчеты проведены для двух значений степени черноты:  $\varepsilon = 0,2$  и  $\varepsilon = 1$ . Последнее значение  $\varepsilon = 1$  соответствует абсолютно черной поверхности трубы. Площадь поверхности одного колена трубы принята  $S = 224 \text{ м}^2$ . Потери мощности в трубе на одно колено составляют 5,6 - 8 % при  $\varepsilon = 0,2$  и приводят к охлаждению парогазовой смеси на ничтожно

малую величину менее  $0,01^{\circ}\text{C}$ . Это является хорошим обоснованием принятой модели изотермичности потока:

$$t_{\text{ВЫХ}} \approx t_{\text{ВХ}} \approx t_f, \quad (10.1.15)$$

В таблице 10.1.2 представлены результаты расчетов тепловых потерь через боковую стенку трубы

$$\eta = \frac{P_{\Sigma}}{P_o} \quad (10.1.16)$$

Как видно из таблицы 10.1.2 в морозный день тепловые потери могут достигать весьма значительной величины - 41,2 %.

Для утилизации тепла необходимо обеспечить теплоизоляцию трубы в объеме внешнего короба и прогонять в зазоре между трубой и коробом воздух.

Таблица 10.1.2 - Тепловые потери

$\varepsilon$	$t_c, ^{\circ}\text{C}$	$P_{\Sigma}$ кВт	$P_o$ кВт	$\eta$ %
0,2	+17	67,4	980	6,9
	-23	171	1630	10,5
1	+17	98,7	980	10,1
	-23	671	1630	41,2

На рис. 10.1.4 схематично изображены основные размеры системы "труба-короб". Диаметр трубы составляет  $d = 1,7$  м, расстояние между осями труб  $H = 3,2$  м. Если составить короб так, чтобы его стенка между трубами была общей, то размер короба будет:

$$a = H = 3,2 \text{ м} \quad (10.1.17)$$

Массовый расход в зазоре между трубой и коробом составляет 16 кг/с. При этом критерий Рейнольдса составит  $Re = 10^5$  и коэффициент теплоотдачи будет равен:

$$\alpha_B = Z \frac{u^{0,8}}{l^{0,2}} = 5,75 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}} \quad (10.1.18)$$

Увеличить величину  $\alpha_B$  можно повышая скорость потока в зазоре. Для этого необходимо уменьшить площадь зазора. Если ее уменьшить в 4 раза - до  $2 \text{ м}^2$ , то сторона короба составит 2 м, а эквивалентная толщина зазора будет  $\sim 0,35 \text{ м}$  (минимальный зазор  $b = 0,15 \text{ м}$ , а максимальный  $0,707a - d/2 = 0,56 \text{ м}$  (см. рис. 10.1.4).

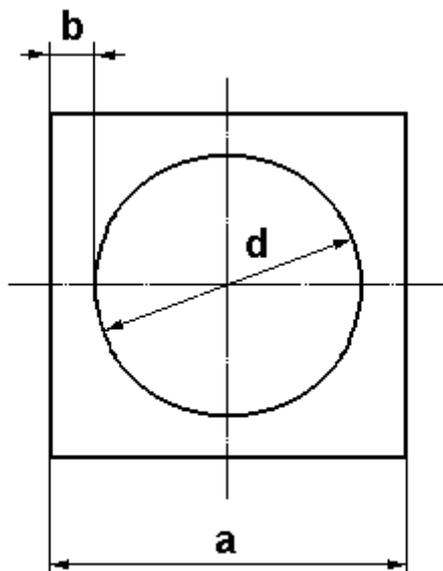


Рисунок 10.1.4 - Поперечное сечение теплообменника «труба в трубе» с прямоугольной внешней трубой.

В этом случае рассчитанный по формуле (10.1.18) коэффициент теплоотдачи составит  $\alpha_B = 21,5 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ , и тогда в расчете на одно колено отбираемая мощность составит до:

$$P_T = \alpha_B S (t_w - t_B) = \begin{cases} 150 \text{ кВт летом} \\ 250 \text{ кВт зимой} \end{cases} \quad (10.1.19)$$

В летнее и зимнее время это составит величину  $P/P_o \approx 15 \%$ .

Представленная методика расчета позволяет оценить действенность базовых схем рекуперации тепла, представленных на рис. 10.1.1 – 10.1.3. В таблице 10.1.3 представлены расчетные величины тепловой мощности, которая может быть снята с выходного газохода путем конвекции при реализации вариантов 1÷3.

Таблица 10.1.3 - Расчетные величины тепловой мощности, которая может быть снята с выходного газохода

Вариант	1	2	3
Мощность, кВт	45	230	230

В таблице 10.1.4 для этих же наиболее простых в конструктивном отношении вариантов приведены данные по утилизируемой части общей мощности.

Таблица 10.1.4 - Утилизируемая часть мощности

Вариант	1	2	3
Термический КПД, %	4,6	23,5	23,5

Все три варианта имеют примерно одинаковую сложность и материалоемкость, однако существенно различаются по тепловой эффективности. Наиболее предпочтительными здесь выглядят варианты 2 и 3, которые отличаются друг от друга лишь конструкцией внешнего кожуха и направлением движения газовых потоков. Вариант 3 может оказаться предпочтительнее при условии подбора стандартных цилиндрических секций подходящих размеров, подобных тем, из которых изготовлен основной газоход. Кроме того, в 3 варианте реализуется противоточный теплообмен, при котором температурный напор выше (см. рис. 10.1.5). Однако приведенная методика это обстоятельство не учитывает.

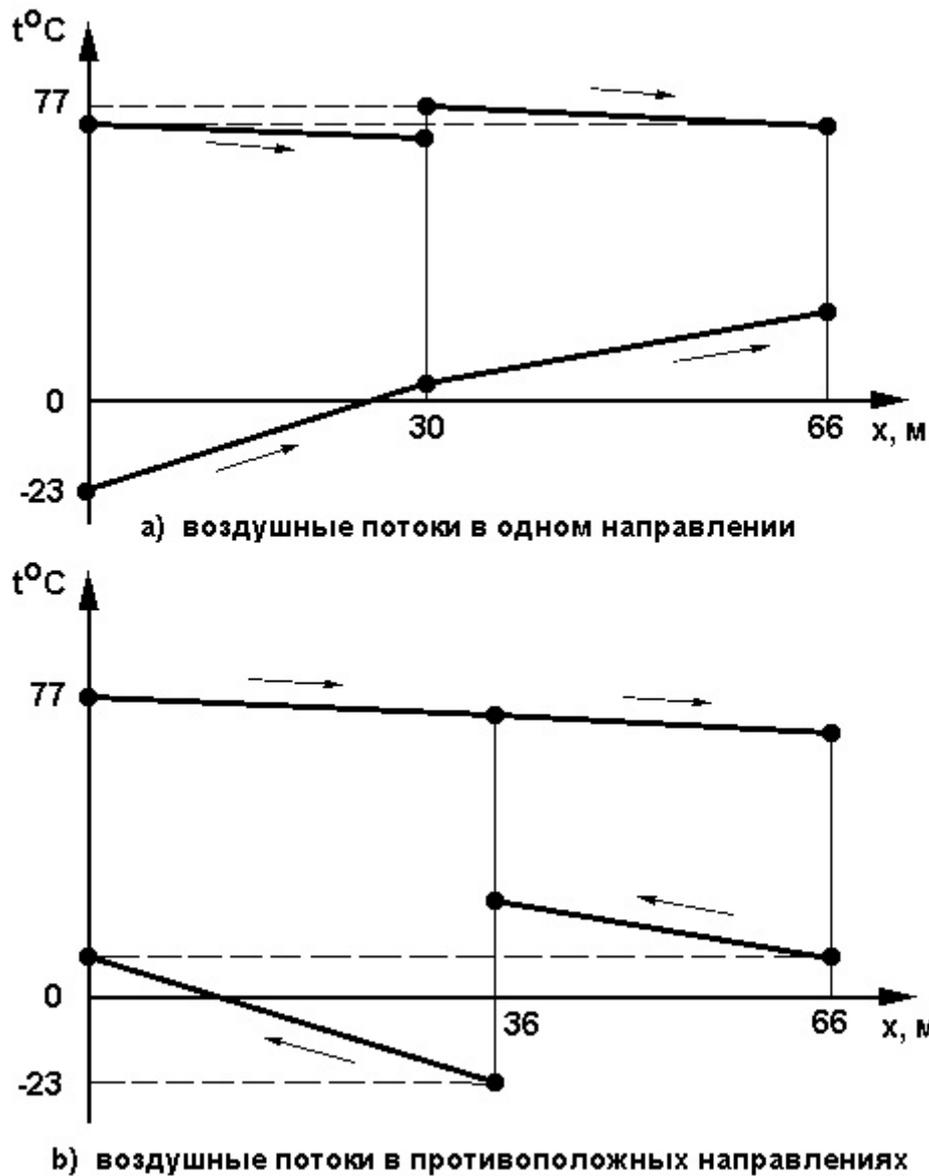


Рисунок 10.1.5 - Изменение температуры потоков по длине теплообменника.

Вместе с тем, несмотря на приблизительность, представленные в таблице 10.1.4 результаты показывают в целом низкую эффективность базовых вариантов рекуперации тепла и требуют как разработки других схем теплообмена, так и методов их расчета.

В связи с этим был проведен поиск, показавший, что, во-первых, не существует стандартного теплообменного устройства, которое можно было бы использовать в данном случае, и, во-вторых, что среди существующих наибольший термический КПД обеспечивает кожухотрубный теплообменник противоточного типа [128, 129]. Один из вариантов такого кожухотрубного теплообменника с пучком труб представлен на рис. 10.1.6.

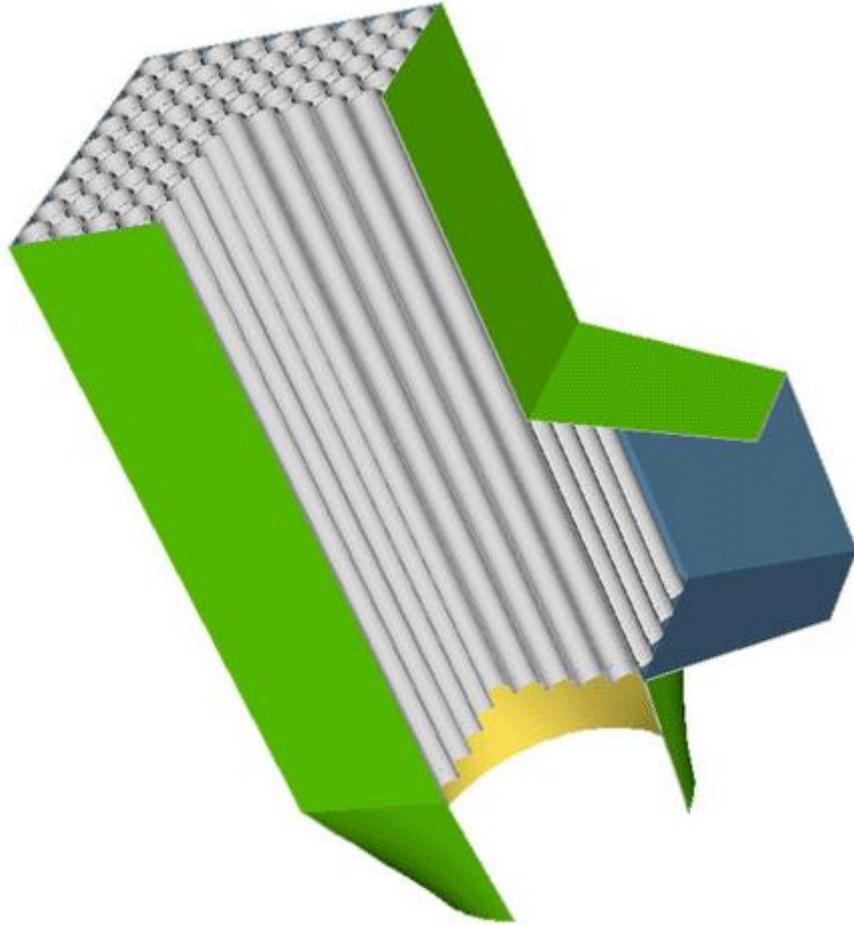


Рисунок 10.1.6 - Вариант кожухотрубного теплообменника с пучком труб.

Кроме того, следует заметить, что теплосъем может быть существенно увеличен при переходе к схемам с конденсацией, поскольку при этом высвобождается скрытая теплота фазового перехода. А решение тепловой задачи в этом случае требует новой, в том числе численной методики расчета.

### **10.1.1 Аналитическое решение задачи теплообмена встречных потоков через разделяющую стенку**

#### Постановка задачи

Поток влажного воздуха в трубе большого диаметра в данном случае рассматривается как источник тепловой энергии, подлежащей частичной и по возможности наиболее полной утилизации. Рассматриваемый объект исследования (труба с парогазовым потоком) имеет ряд характерных особенностей:

1) Как было показано в предыдущих материалах, труба имеет бесконечную тепловую проводимость в радиальном направлении – по толщине стенки и не имеет в этом направлении сколь-нибудь значимого температурного перепада. В то же время в осевом

направлении (как и в тангенциальном) труба не обеспечивает переноса потока тепла по стенке (тепловая проводимость – нулевая) что может в расчетах моделироваться нулевой теплопроводностью.

2) Вследствие указанной первой особенности распределение температур по длине (точнее – высоте) трубы определяется распределением температур в потоке парогазовой смеси в направлении ее движения. В естественных условиях – при естественном охлаждении боковой наружной поверхности трубы теплоотдачей в окружающую среду – эти естественные боковые потери мощности сравнительно невелики, а подавляющая часть тепловой мощности уносится вместе с потоком влажного воздуха в атмосферу – за пределы трубы. В этих условиях поток внутри трубы с достаточной для практики точностью можно считать изотермическим, что приводит, соответственно, и к достаточно высокой изотермичности трубы в осевом направлении. Поэтому в данном случае было уместно принять модель теплоотдачи через стенку с постоянной температурой.

3) Нет никакой иной возможности снять с наружной поверхности трубы тепловую энергию, кроме как воздушным потоком при принудительном обдуве наружной поверхности трубы. При этом утилизируется часть энтальпии влажного воздуха либо за счет понижения температуры потока внутри трубы, либо за счет потребления скрытой теплоты конденсации, а в общем случае – и того и другого.

4) Дальнейший анализ результатов предварительных теоретических исследований показал, что если потоки внутри и снаружи трубы попутные (обдув трубы снаружи осуществляется в том же продольном направлении, в котором перемещается внутри трубы влажный воздух), то по мере перемещения по трубе в направлении движения потоков их температуры сближаются. При согласовании скоростей потоков и коэффициентов теплоотдачи внутри и снаружи трубы и при согласовании температурных напоров на входе в том диапазоне изменения параметров, сочетание которых близко к оптимальному, расчетная модель может быть представлена формальным математическим аппаратом, хорошо соответствующим модели изотермической стенки.

5) Эффективность попутных потоков ограничена именно вследствие совместного сближения температур. С увеличением интенсивности теплосъема с наружной поверхности за счет роста коэффициента теплоотдачи или применения оребрения возможно наступление более раннего насыщения снимаемого потока, чем при встречных потоках.

6) При реализации встречных потоков возможно пересечении линии средней изотермы, что дает выигрыш в снимаемом потоке. При этом модель изотермической стенки становится неприемлемой. Зато весьма неплохо реальная система может быть описана в

рамках модели постоянного теплового потока, передаваемого через стенку трубы в разных сечениях.

Будем считать основной задачей теоретического описания процессов теплопередачи получение простейших, но адекватных решений, которые позволят выявить основные закономерности и определить требования к системе, а также получить достоверные оценки снимаемой тепловой энергии.

При этом, сведем рассматриваемую модель к системе трех тел – два потока и стенка, а рассмотрение кожуха оставим на этап уточняющих расчетов. Главное, что полученные таким способом оценки одинаково пригодны для гладкой и оребренной трубы, а также для пучков труб, как с дополнительными тепловыделениями при конденсации, так и без них.

### Тепловая модель цилиндрической стенки, разделяющей встречные потоки

Разработку тепловой модели начнем, как и положено, с формулировки ограничений и допущений.

#### Ограничения

1) С целью максимального обобщения выводов по результатам данного этапа и для исключения избыточной конкретизации конструктивного выполнения ограничимся рассмотрением только доминирующего процесса – конвективного теплообмена. Поэтому не будем рассматривать лучистый теплообмен от трубы к внешнему кожуху и дальнейшие потери с кожуха, т.е. будем рассматривать поверхность трубы как бы имеющую степень черноты, близкую к нулевой (реально – менее 0,1).

2) Будем рассматривать только стационарный тепловой режим трубы.

3) С достаточным для того основанием на данном этапе можно исключить из рассмотрения гидравлическую задачу, и не рассматривать локальные искажения полей скоростей течений на местных гидравлических сопротивлениях.

#### Допущения

1) Задача решается в линейном приближении, т.е. все параметры задачи считаются постоянными. Это относится, главным образом, к коэффициентам теплоотдачи, что позволяет получать аналитические зависимости в явном виде. Параметры задачи считаются независимыми от температуры, а потому постоянными по длине. Отказаться от данного

допущения и провести уточняющие расчеты будет целесообразно только в том случае, если результаты решения линейной задачи покажут неправомочность данного допущения, а если расчеты это допущение подтвердят, то решение задачи в линейной постановке следует считать окончательным.

2) Задача утилизации части энтальпии влажного воздуха в главной трубе решается в два этапа. Предполагается, что отвод тепла от внутреннего потока за счет конвективной теплоотдачи может решаться самостоятельно и составляет первый независимый этап расчетов. На втором этапе определяется возможность утилизации части энтальпии потока за счет использования тепла, выделяющегося при конденсации части водяного пара в потоке. Целесообразность такого подхода определяется следующими соображениями:

- расчеты первого этапа сразу выявят степень неизотермичности трубы. Если перепад температур по трубе достаточно мал, то это резко упрощает дальнейшую задачу расчетов процесса конденсации;
- если перепад температур по длине стенки велик, то это кардинально меняет методический подход к решению задачи конденсации;
- в первом случае возможно получение явных аналитических решений, связанных общей последовательностью расчетов. Такой алгоритм, связывающий задачу конвективного теплообмена и массопереноса с фазовым переходом может быть доведен до инженерного метода расчета;
- во втором случае может возникнуть необходимость в разработке программы численного расчета в нелинейной постановке.

3) Заранее предполагаем, что задача утилизации тепловой энергии для первого участка трубы (36 метров) – до нижнего колена и для второго участка (30 метров) могут решаться независимо с одной оговоркой – температуры на входе второго колена отличаются от температур на входе первого колена, а именно – равна температурам на выходе из первого колена. Такое допущение справедливо в том случае, если температура парогазовой смеси на выходе из первого колена достаточно близка к температуре на его входе, т.е., если температура влажного воздуха в первом колене меняется незначительно. Это допущение оправдано тем обстоятельством, что перетока тепла вдоль стенки трубы практически нет, и при вхождении парогазовой смеси во второе колено температура стенки как бы восстанавливается, она определяется лишь балансом обмена энергии между встречными потоками – изнутри и снаружи трубы. В случае подтверждения данного допущения естественным образом выявляется общая стратегия утилизации тепла: на первом колене – главным образом за счет конденсации, а на втором – за счет конвективного теплосъема при

максимально развитой площади теплосъема, возможно путем разведения общего потока по ряду параллельных труб.

С учетом принятых допущений и ограничений тепловая модель системы предельно упрощается. Ее кратко можно сформулировать так: теплообмен встречных потоков через перегородку – тонкую цилиндрическую стенку.

#### Математическое описание задачи

Теплообмен встречных потоков через стенку при условии постоянства плотности теплового потока по длине стенки описывается системой уравнений, представляющих частный случай общей системы уравнений, рассмотренной в отчете по второму этапу, с учетом вышеизложенных особенностей в рамках принятых допущений и ограничений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dt_B}{d\bar{x}} + \varphi_B (t_B - t_w) &= 0; \\ \frac{dt_H}{d\bar{x}} + \varphi_H (t_w - t_H) &= 0; \\ t_w - t_H &= n(t_B - t_w). \end{aligned} \right\} \quad (10.1.1)$$

В системе уравнений (10.1.1) приняты следующие обозначения:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_B &= \frac{\sigma_B}{CM_B}; & \varphi_H &= \frac{\sigma_H}{CM_H}; & \sigma_B &= \alpha_B S; & \sigma_H &= \alpha_H S; \\ \bar{x} &= \frac{x}{l}; & n &= \frac{\alpha_B}{\alpha_H} = \frac{\sigma_B}{\sigma_H}, \end{aligned} \right\} \quad (10.1.2)$$

а граничные условия к системе (10.1.1) задаются следующими соотношениями:

$$\left. \begin{aligned} t_B &= (\bar{x} = 0) = t_{B0} = t_o; \\ t_H &= (\bar{x} = 1) = t_{H1} = t_c, \end{aligned} \right\} \quad (10.1.3)$$

где:

$t_w$  - температура стенки трубы;

$t_b$  - температура потока внутри трубы;

$t_n$  - температура потока снаружи трубы;

$\alpha_b$  - коэффициент теплоотдачи на внутренней стенке трубы;

$\alpha_n$  - коэффициент теплоотдачи на наружной стенке трубы;

$M_b$  - массовый расход потока парогазовой смеси внутри трубы;

$M_n$  - массовый расход воздуха на наружной поверхности трубы;

$C$  - удельная теплоемкость воздуха;

$S$  - площадь боковой поверхности трубы, которая ввиду малой толщины стенки при большом диаметре трубы с высокой степенью точности одинакова изнутри и снаружи;

$l$  - длина рассматриваемого участка трубы;

$x$  - осевая координата.

Система (10.1.1) содержит два линейных дифференциальных уравнения первого порядка, описывающих распределение температур в газовых потоках, и одно алгебраическое уравнение, описывающее теплообмен стенки с двумя потоками.

Граничные условия для встречных потоков задаются на противоположных концах рабочего участка трубы. Если за начало отсчета координаты  $\bar{x}$  принимается сечение трубы на входе в нее внутреннего потока ( $\bar{x} = 0$ ), то начальная температура встречного потока задается на противоположном конце трубы ( $\bar{x} = 1$ ) - там, где в ее сечении на наружную поверхность подается поток воздуха из окружающей среды ( $t_{n1} = t_c$  - температура атмосферного воздуха за пределами трубы). Соответственно, все три температуры  $t_w, t_b, t_n$  на входном сечении внутреннего потока - при  $\bar{x} = 0$  будем помечать индексом «0», а в сечении  $\bar{x} = 1$  - индексом «1».

Заметим, что коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_b$  и  $\alpha_n$  считаются постоянными и независимыми от  $\bar{x}$  (по крайней мере в расчетах принимаем их средние интегральные значения). Кроме того, выполняется условие постоянства потоков тепла в каждом сечении, что соответствует ограничениям, которые могут быть записаны в виде:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_b (t_b - t_w) &= \text{const}; \\ \varphi_n (t_w - t_n) &= \text{const}. \end{aligned} \right\} \quad (10.1.4)$$

Аналитическое решение задачи

Решение системы (10.1.1) с учетом условий (10.1.4) в наиболее удобном для практического использования виде может быть представлено следующими аналитическими зависимостями:

$$\left. \begin{aligned} t_B(\bar{x}) &= t_o - F_B(t_o - t_c)\bar{x}; \\ t_H(\bar{x}) &= t_c + \Phi_H(t_o - t_c)(1 - \bar{x}); \\ t_W(\bar{x}) &= b_1 t_H(\bar{x}) + b_2 t_B(\bar{x}). \end{aligned} \right\} \quad (10.1.5)$$

В аналитических формулах введены следующие безразмерные параметры:

$$\left. \begin{aligned} F_B &= \frac{\sigma_\Sigma}{CM_B}; & \Phi_H &= \frac{F_H}{1 + F_H}; & F_H &= \frac{\sigma_\Sigma}{CM_H}; \\ \sigma_\Sigma &= \frac{\sigma_H \cdot \sigma_B}{\sigma_H + \sigma_B} = b_1 \cdot \sigma_B; & b_2 &= nb_1; & b_1 &= \frac{1}{1 + n}. \end{aligned} \right\} \quad (10.1.6)$$

В окончательном виде температурные распределения в воздушных потоках внутри и снаружи трубы, а также по длине стенки трубы описываются формулами (10.1.5) с учетом обозначений (10.1.6) и (10.1.2).

Снимаемый с рабочего участка трубы удельный тепловой поток может быть определен одним из трех способов

$$q(\bar{x}) = \frac{P(\bar{x})}{S}; \quad P(\bar{x}) = \sigma_B \Delta t_B = \sigma_H \Delta t_H = \sigma_\Sigma \Delta t_{вн}. \quad (10.1.7)$$

В рамках принятой тепловой модели производства каждой из тепловых проводимостей  $\sigma_B, \sigma_H, \sigma_\Sigma$  на соответствующие температурные напоры  $\Delta t, \Delta t_H, \Delta t_{вн}$  должны быть равны между собой.

Выражение для температурных напоров могут быть получены из (10.1.5), в окончательном, наиболее удобном для анализа виде, могут быть представлены через  $\Delta t_{\text{вн}}$

$$\left. \begin{aligned} \Delta t_{\text{в}}(\bar{x}) &= t_{\text{в}}(\bar{x}) - t_{\text{в}}(\bar{x}) = b_1 [t_{\text{в}}(\bar{x}) - t_{\text{н}}(\bar{x})] = b_1 \Delta t_{\text{вн}}; \\ \Delta t_{\text{н}}(\bar{x}) &= t_{\text{в}}(\bar{x}) - t_{\text{н}}(\bar{x}) = b_2 [t_{\text{в}}(\bar{x}) - t_{\text{н}}(\bar{x})] = b_2 \Delta t_{\text{вн}}; \\ \Delta t_{\text{вн}}(\bar{x}) &= \Delta t_{\text{м}} [(1 - \Phi_{\text{н}}) + (\Phi_{\text{н}} - F_{\text{в}}) \bar{x}]; \quad \Delta t_{\text{м}} = t_{\text{о}} - t_{\text{с}}. \end{aligned} \right\} \quad (10.1.8)$$

Структура формул (10.1.8) показывает, что, строго говоря, температурные напоры  $\Delta t_{\text{в}}$ ,  $\Delta t_{\text{н}}$ ,  $\Delta t_{\text{вн}}$  непостоянны по длине и зависят от  $\bar{x}$ , а следовательно существует определенная зависимость  $q(\bar{x})$ .

Такая зависимость отсутствует полностью только при выполнении условия

$$\Phi_{\text{н}} - F_{\text{в}} = 0, \quad (10.1.9)$$

и может считаться незначимой, если

$$\left. \begin{aligned} \Phi_{\text{н}} - F_{\text{в}} &\ll 1 - \Phi_{\text{н}}, \quad \text{то есть} \\ \Phi_{\text{н}} - F_{\text{в}} &< 0,1(1 - \Phi_{\text{н}}). \end{aligned} \right\} \quad (10.1.10)$$

Из (10.1.5) и (10.1.8) можно определить для крайних сечений три характерные температуры и три характерных температурных перепада.

*Сечение  $\bar{x} = 0$*

$$\left. \begin{aligned} 1) t_{\text{в}}(\bar{x} = 0) &= t_{\text{о}}; \\ 2) t_{\text{н}}(\bar{x} = 0) &= t_{\text{но}} = t_{\text{с}} + \Phi_{\text{н}} \cdot \Delta t_{\text{м}}; \\ 3) t_{\text{в}}(\bar{x} = 0) &= t_{\text{во}} = b_1 t_{\text{но}} + b_2 t_{\text{о}}; \\ 4) \Delta t_{\text{в}}(\bar{x} = 0) &= \Delta t_{\text{во}} = b_1 (t_{\text{о}} - t_{\text{но}}); \\ 5) \Delta t_{\text{н}}(\bar{x} = 0) &= \Delta t_{\text{но}} = b_2 (t_{\text{о}} - t_{\text{но}}); \\ 6) \Delta t_{\text{вн}}(\bar{x} = 0) &= \Delta t_{\text{вно}} = t_{\text{о}} - t_{\text{но}}. \end{aligned} \right\} \quad (10.1.11)$$

*Сечение  $\bar{x} = 1$*

$$\left. \begin{aligned}
 1) t_B(\bar{x} = 1) &= t_{B1} = t_o - F_B \Delta t_m; \\
 2) t_H(\bar{x} = 1) &= t_{H1} = t_c; \\
 3) t_w(\bar{x} = 1) &= t_{w1} = b_1 t_c + b_2 t_{B1}; \\
 4) \Delta t_B(\bar{x} = 1) &= \Delta t_{B1} = b_1 (t_{B1} - t_c); \\
 5) \Delta t_H(\bar{x} = 1) &= \Delta t_{H1} = b_2 (t_{B1} - t_c); \\
 6) \Delta t_{BH}(\bar{x} = 1) &= \Delta t_{BH1} = t_{B1} - t_c.
 \end{aligned} \right\} \quad (10.1.12)$$

Из всего изложенного вытекает следующий вывод: вначале целесообразно вычислять характерные температуры и температурные напоры для двух крайних сечений по формулам (10.1.11) и (10.1.12), а затем проводить оценки потоков для этих же сечений по формулам (10.1.7). Сравнение потоков для двух сечений, а также выполнение условия (10.1.10) являются основанием для подтверждения принятого предположения о постоянстве потока по длине трубы. Это предположение следует считать достаточно адекватным, если различие между потоками не превысит 20%, тогда действующее значение потока – среднеарифметическое.

Распределение потока влажного воздуха в главной трубе  
в параллельные потоки по трубам меньшего диаметра

Для сохранения массового расхода не важны ни соотношения площадей, ни количество труб, т.е. исходная предпосылка такова (все малые трубы одинакового сечения):

$$kM_i = M_o, \quad (10.1.13)$$

где  $k$  - количество труб (малых или вторичных);

$M_i$  - массовый расход в одной малой трубе;

$M_o$  - начальный массовый расход в главной трубе.

Если все малые трубы имеют одинаковый диаметр, то можно записать следующие соотношения:

Скорость потока в одной трубе  $u_i$  равна

$$u_i = \frac{V_i}{S_i} = \frac{M_i}{\gamma F_i} = \frac{M_o}{\gamma k F_i}, \quad F_i = \frac{\pi d_i^2}{4}, \quad (10.1.14)$$

где  $V_i$  - объемный расход в одной трубе;

$\gamma$  - плотность парогазовой смеси;

$F_i$  - площадь поперечного сечения малой трубы;

$d_i$  - диаметр малой трубы.

Критерий Рейнольдса

$$\left. \begin{aligned} Re_i &= \frac{u_i d_i}{\nu} = \frac{4M_i}{\pi d_i \rho \nu} = \frac{4M_o}{\pi d_i k \rho \nu}; \\ Re_o &= \frac{u_o d_o}{\nu} = \frac{4M_o}{\pi d_o \rho \nu}, \end{aligned} \right\} \quad (10.1.15)$$

$$Re_i = \frac{d_o}{d_i k} Re_o. \quad (10.1.16)$$

Можно задать условие сохранения скорости потока

$$u_i = u_o, \quad (10.1.17)$$

выполняющееся, как видно из (10.1.14), при условии

$$kF_i = F_o, \quad d_i = \frac{d_o}{\sqrt{k}}. \quad (10.1.18)$$

Целесообразность обеспечения условия (10.1.18) следует обосновать, однако принятие этого условия упрощает оценки.

Например, с учетом (10.1.18) соотношение (10.1.16) примет вид

$$Re_i = \frac{1}{\sqrt{k}} Re_o, \quad (10.1.19)$$

что позволяет считать при всех реальных вариантах, что турбулентный режим сохраняется при разводке первичного потока по параллельным трубам, т.к. значение  $Re_o$  на два порядка выше того, начиная с которого режим будет турбулентным.

Следовательно, коэффициент теплоотдачи в каждой из труб будет по-прежнему определяться формулой

$$\alpha_i = Z \frac{u_i^{0,8}}{d_i^{0,2}}. \quad (10.1.20)$$

Подставим (10.1.14) в (10.1.20) и получим

$$\alpha_i = Z \left( \frac{4M_o}{\pi\gamma k} \right)^{0,8} \cdot \frac{1}{d_i^{1,8}}. \quad (10.1.21)$$

В формуле (10.1.21) удобно выделить постоянные параметры и представить зависимость уже только от числа и диаметра труб

$$\alpha_i = A_o \frac{1}{k^{0,8} d_i^{1,8}}; \quad A_o = Z \left( \frac{4M_o}{\pi\gamma} \right)^{0,8} = 44. \quad (10.1.22)$$

При сохранении площади и, следовательно, скорости потока (10.1.17) и (10.1.18) вместо (П1.22) получим

$$\alpha_i = 44 \frac{k^{0,1}}{d_o^{1,8}} = 17k^{0,1}. \quad (10.1.23)$$

Как было представлено в предыдущем отчете (по второму этапу), коэффициент теплоотдачи внутри главной трубы составлял  $\alpha = 17 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ . Формула (10.1.23) дает обобщение расчетов - при  $k = 1$  осуществляется предельный переход  $\alpha = 17 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ , а, например, при  $k = 10$  получим

$$k^{0,1} = 1,26 \text{ и } \alpha = 21,4 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

Рассмотрим теперь, какой можно получить выигрыш в площади теплоотдачи. Площадь боковой поверхности исходной трубы составляет

$$S_o = \pi d l = 160 \text{ м}^2 \quad (10.1.24)$$

Площадь боковой поверхности одной трубы и  $n$  труб равна при условии (10.1.18)

$$S_i = \pi d_i l = \frac{S_o}{\sqrt{k}}. \quad (10.1.25)$$

$$S_\Sigma = k S_i = \sqrt{k} S_o. \quad (10.1.26)$$

Сравним тепловые потоки, отдаваемые одной большой (главной) трубой и одной малой (вторичной)

$$P_o = \alpha_o S_o \Delta T_o. \quad (10.1.27)$$

$$P_i = \alpha_i S_i \Delta T_i = \alpha_o k^{0,1} \cdot k^{-0,5} S_o \Delta T = \frac{P_o}{k^{0,4}},$$

при  $\Delta T_i = \Delta T_o = \Delta T.$  (10.1.28)

Полный тепловой поток, отдаваемый общим количеством  $n$  труб, составит

$$P_\Sigma = k P_i = K^{0,6} P_o. \quad (10.1.29)$$

Это максимальный выигрыш, т.к. в действительности  $\Delta T_i$  должно падать быстрее, чем  $\Delta T_o$ .

Максимальный выигрыш составляет

$$\eta = \frac{P_\Sigma}{P_o} = k^{0,6}. \quad (10.1.30)$$

Результаты расчетов зависимости  $\eta$  ( $n$ ) – в таблице 10.1.1

Таблица 10.1.1

k	1	2	4	8	10	16	20
$\eta$	1	1,52	2,3	3,48	3,98	5,28	6,03

Более точно выигрыш при использовании параллельного пучка труб можно определить из уравнения теплового баланса

$$\sigma_{\text{в}i}(t_{\text{в}i} - t_{\text{в}i}) = \sigma_{\text{н}i}(t_{\text{в}i} - t_{\text{с}}), \quad (10.1.31)$$

где индекс  $i$  подчеркивает принадлежность параметра одной из труб пучка.

Из (10.1.31) можно получить

$$t_{\text{в}i} = \frac{\sigma_{\text{н}i}t_{\text{с}} + \sigma_{\text{в}i}t_{\text{в}i}}{\sigma_{\text{н}i} + \sigma_{\text{в}i}} = \frac{t_{\text{с}} + nk^{0,1}t_{\text{в}i}}{1 + nk^{0,1}}. \quad (10.1.32)$$

Крайняя правая часть равенства (10.1.32) получена с учетом соотношений (10.1.2) и (10.1.23)

$$n = \frac{\alpha_{\text{в}}}{\alpha_{\text{н}}} = \frac{\sigma_{\text{в}}}{\sigma_{\text{н}}}; \quad \frac{\alpha_{\text{в}i}}{\alpha_{\text{в}}} = k^{0,1}.$$

Тепловой поток, снимаемый с  $i$  – той трубы, может быть определен из соотношения

$$P_i = \sigma_{\text{в}i}(t_{\text{в}i} - t_{\text{в}i}) = \alpha_{\text{в}}k^{0,1} \cdot \frac{S_o}{\sqrt{k}} \left( t_{\text{в}i} - \frac{t_{\text{с}} + nk^{0,1}t_{\text{в}i}}{1 + nk^{0,1}} \right).$$

Суммарный тепловой поток с пучка из  $k$  труб после преобразований можно представить в виде

$$P_{\Sigma} = kP_i = \alpha_{\text{в}}S_o(t_{\text{в}i} - t_{\text{с}}) \frac{k^{0,6}}{1 + nk^{0,1}}.$$

В итоге суммарный выигрыш может быть определен по формуле

$$\eta = \frac{P_{\Sigma}}{P_o} = N \cdot k^{0,6}; \quad N = \frac{1 + n}{1 + nk^{0,1}}. \quad (10.1.33)$$

Формула (10.1.33) отличается от (10.1.30) поправочным коэффициентом  $N$ , который медленно возрастает с ростом числа труб  $k$ . Коэффициент  $N$  тем ближе к единице, чем

больше коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубы  $\alpha_n$  и, соответственно, меньше  $n$ .

Изложенную в данном разделе методику можно считать целесообразной для проведения экспресс-оценок, а для более подробных расчетов может использоваться последовательность формул (10.1.7) – (10.1.12).

Расчет утилизируемой тепловой мощности за счет конвективного теплосъема на участке  
трубы диаметром 1,7 м

Все расчеты целесообразно проводить в сопоставлении с базовым вариантом, представляющим исходную конструкцию – трубу диаметром 1,7 м, внутри которой движется поток влажного воздуха.

При этом решаются две задачи:

- 1) подготавливаются исходные данные для расчетов процессов конденсации;
- 2) определяется исходная информация, составляющая исходную базу для определения эффективности предлагаемых новых технических решений, направленных на повышение КПД утилизации.

Рассмотрим тепловой режим базового варианта в зависимости от эффективности теплосъема с трубы, определяемой коэффициентом теплоотдачи от наружной поверхности стенки трубы к внешнему воздушному потоку.

Исходные данные

Рассматривается первый участок трубы с нисходящим внутренним потоком влажного воздуха. Диаметр трубы равен 1,7 м, длина рабочего участка – 36 м; общая площадь теплообмена  $S = 192 \text{ м}^2$ .

Тепловая проводимость от внутреннего потока к стенке трубы при коэффициенте теплоотдачи, как было установлено на первом этапе исследований равно  $\alpha_v = 17 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ , составит

$$\sigma_v = \alpha_v S = 3264 \text{ Вт/К.} \quad (10.1.34)$$

Тепловая проводимость от наружной поверхности трубы к внешнему потоку определится из соотношения

$$\sigma_{\text{H}} = \frac{\sigma_{\text{B}}}{n} = 3264 \frac{1}{n}. \quad (10.1.35)$$

Эффективная тепловая проводимость от внутреннего потока к внешнему задается формулой

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{\sigma_{\text{B}} \cdot \sigma_{\text{H}}}{\sigma_{\text{B}} + \sigma_{\text{H}}} = \frac{\sigma_{\text{B}}}{1+n} = 3264 \frac{1}{1+n}. \quad (10.1.36)$$

Параметр  $F_{\text{B}}$  равен

$$F_{\text{B}} = \frac{\sigma_{\Sigma}}{\text{CM}_{\text{B}}} = \frac{3264}{1+n} \cdot \frac{1}{2,12 \cdot 10^4} = 0,154 \frac{1}{1+n}. \quad (10.1.37)$$

Аналогичным образом определяется  $F_{\text{H}}$

$$F_{\text{H}} = \frac{\sigma_{\Sigma}}{\text{CM}_{\text{H}}} = \frac{3264}{1+n} \cdot \frac{1}{1,68 \cdot 10^4} = 0,194 \frac{1}{1+n}, \quad (10.1.38)$$

откуда

$$\Phi_{\text{H}} = \frac{F_{\text{H}}}{1+F_{\text{H}}} = \frac{0,194}{(1+n)+0,194}. \quad (10.1.39)$$

Кроме того, в соответствии с (10.1.6)

$$b_1 = \frac{1}{1+n}; \quad b_2 = \frac{n}{1+n}. \quad (10.1.40)$$

Результаты расчетов

Расчеты проводились при изменении коэффициентов теплоотдачи в рамках практически реализуемых значений – от  $\alpha_n = 10$  до

$\alpha_n = 100 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ . Температура парогазовой смеси на входе в рабочий участок трубы принималась равной  $t_o = 77 \text{ К}$ . Расчеты проводились для летних ( $t_c = +17^\circ \text{ С}$ ) и зимних ( $t_c = -23^\circ \text{ С}$ ) условий, что соответствует значениям  $\Delta t_m = 60^\circ \text{ С}$  и  $\Delta t_m = 100^\circ \text{ С}$ .

Результаты расчетов показали, что, во-первых, величины  $F_v$  и  $\Phi_n$  весьма близки, а во-вторых,  $\Phi_n < 0,15$  при  $\alpha_n < 100 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ .

Это обстоятельство обеспечивает выполнение условий (10.1.9) и (10.1.10), гарантирующих, во-первых, малую крутизну температурных профилей, а, во-вторых, постоянство по длине трубы температурных напоров с весьма высокой степенью точности.

Из расчетов можно сделать вывод, что величина  $\alpha_n = 100 \text{ Вт/м}^2\text{К}$  близко соответствует критерию бесконечно интенсивному теплообмену, поскольку все зависимости близки к насыщению. При  $\alpha_n \rightarrow \infty$  предельные значения рассматриваемых параметров, как это следует из (10.1.37), (10.1.39), (10.1.40) составляют:

$$F_v = 0,154; \quad \Phi_n = 0,194; \quad b_1 = 1; \quad b_2 = 0. \quad (10.1.41)$$

Вследствие этого дальнейшая интенсификация теплообмена на наружной поверхности трубы бессмысленна, поскольку возможности конвективного теплообмена в значительной степени исчерпаны.

В этой ситуации необходимо радикально пересмотреть подход к способам теплообмена и искать принципиально иные решения. Как уже отмечалось ранее, одним из таких вариантов можно считать распределение внутреннего потока по нескольким параллельным трубам.

Из результатов расчетов можно сделать следующие выводы:

1) Температурные профили достаточно пологие в зимнее время и весьма пологие в летнее. С одной стороны это позволяет считать, что эффективность теплообмена низка и возможности реализации преимуществ встречных потоков не использованы в равной мере. Только при  $\alpha_n = 100 \text{ Вт/м}^2\text{К}$  температура встречного-наружного потока на выходе (при  $\bar{x} = 0$ ) слегка превышает температуру стенки на входе того же потока (при  $\bar{x} = 1$ ). С другой стороны малая крутизна температурного профиля позволяет считать, что в рассматриваемой ситуации принятая модель постоянства плотности теплового потока по длине трубы приближается к модели, предполагающей постоянную температуру стенки.

2) Относительно высокая изотермичность стенки (а перепад температур при  $\alpha_n = 50 \text{ Вт/м}^2\text{К}$  между сечениями  $\bar{x} = 0$  и  $\bar{x} = 1$  составляет всего  $7,4^\circ \text{ С}$  при уровне  $\sim 34^\circ \text{ С}$  в летнее

время) создает удобства для использования внутренней поверхности трубы в качестве конденсирующей панели, что облегчает задачу использования скрытой теплоты фазового перехода для утилизации тепла.

3) Профили температур внутреннего и внешнего потоков и стенки с весьма высокой точностью параллельны, о чем свидетельствует выполнение условий

$$\Delta t_{\text{во}} \approx \Delta t_{\text{вл}} \text{ и } \Delta t_{\text{но}} \approx \Delta t_{\text{нл}} . \quad (10.1.42)$$

Указанное обстоятельство подтверждает высокую степень соответствия объекта модели с постоянной плотностью потока.

4) На основании предыдущих выводов можно с полным основанием утверждать, что при попутных потоках внутри и снаружи трубы весьма точной будет модель с постоянной температурой стенки, а энергетический проигрыш попутных потоков по сравнению со встречными будет минимальным.

5) Снимаемый тепловой поток в базовом варианте за счет одной только конвекции – незначителен. Например, при  $\alpha_{\text{н}} = 50 \text{ Вт/м}^2\text{К}$  получено  $\Delta t_{\text{во}} \approx \Delta t_{\text{вл}} \approx 39,5^\circ \text{С}$ , тогда в летнее время снимаемый поток составит

$$P = 3264 \cdot 39,5 = 128928 \text{ Вт} \approx 129 \text{ кВт}, \quad (10.1.43)$$

а зимой

$$P = 3264 \cdot 65,5 = 213792 \text{ Вт} \approx 214 \text{ кВт} \quad (10.1.44)$$

Таким образом, анализ тепловой модели базовой схемы с учетом реальных температурных профилей позволяет сделать целый ряд новых выводов и уточнить значения основных характеристик процесса по сравнению с результатами исследований интегрального баланса.

Полученные выводы повышают актуальность поиска новых способов интенсификации теплосъема.

#### Расчеты эффективности теплосъема с пучка труб

В соответствии с данными предварительных оценок по формуле (10.1.30) – см.таблицу 10.1.1, распределение начального потока парогазовой смеси в параллельные

поток по трубам меньшего диаметра позволяет многократно повысить утилизируемую тепловую мощность.

Рассмотрим вначале оценки, основанные на анализе интегрального баланса по наиболее общей формуле (10.1.33), а затем проведем уточняющие расчеты для модели встречных потоков и определим выигрыш, создаваемый встречным движением воздушных потоков.

Определение выигрыша в утилизации тепловой мощности в зависимости от числа труб в пучке параллельной разводки

Результаты расчетов величины  $\eta$  по формуле 10.1.33 для числа труб  $k = 4; 8$  и 16 представлены в таблице 10.1.2. Там же приведены отдельные параметры, входящие в структуру формулы (10.1.33).

По данным таблицы 10.1.2 можно сделать следующие выводы:

1. Расчет по более общей формуле (10.1.33) дает незначительные уточнения по сравнению с оценками по простейшей формуле (10.1.30). Это означает, что нелинейности, связанные с коррекцией температурных перепадов, слабы.

2. Коэффициент теплоотдачи внутри каждой из труб относительно слабо возрастает по сравнению с коэффициентом теплоотдачи в одной большой трубе, что определяется весьма малым показателем степенной функции – 0,1 (10.1.23). Так, вместо  $\alpha_v = 17 \text{ Вт/м}^2\text{К}$  при  $k=1$  получаем  $\alpha_v = 19,5; 21$  и  $22,5 \text{ Вт/м}^2\text{К}$  при  $k = 4; 8$  и 16, соответственно.

3. Поправочный коэффициент  $N$  при малых  $k$  близок к единице и заметно уменьшается только при большом числе труб. При  $n = 0,34$  (что соответствовало для базового варианта одной трубы величине  $\alpha_n = 50 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ , а для  $k = 8 \div 16$  соответствует  $\alpha_n \approx 62 \div 66 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ ) для  $k > 8$  с менее, чем 5%-ной погрешностью, можно считать  $N \approx 1$ .

4. Использование параллельной разводки потоков весьма эффективно. При разводке потока в 16 труб получается примерно пятикратный выигрыш. С учетом (10.1.43) и (10.1.44) это позволяет летом снимать в сумме

$$P_{\Sigma} \approx 650 \text{ кВт}, \quad (10.1.45)$$

а зимой

$$P_{\Sigma} \approx 1 \text{ МВт} \quad (10.1.46)$$

В таблице 10.1.2 приведена зависимость коэффициента  $\eta$ , определяющего выигрыш в утилизированной тепловой мощности при распределении потока парогазовой смеси по параллельным трубам, от числа труб при разных  $\alpha_n$ .

Таблица 10.1.2 - Зависимость коэффициента  $\eta$  от числа труб

	4				8				16			
в	19,5				21				22,5			
	1,7	0,85	0,34	0,17	1,7	0,85	0,34	0,17	1,7	0,85	0,34	0,17
н	11,5	23	57,4	114,7	12,4	24,7	61,8	123,5	13,2	26,5	66,2	132
0,1	1,15	1,15	1,15	1,15	1,23	1,23	1,23	1,23	1,32	1,32	1,32	1,32
0,6	23,0	23,0	23,0	23,0	3,48	3,48	3,48	3,48	5,28	5,28	5,28	5,28
	0,91	0,94	0,96	0,98	0,87	0,90	0,94	0,97	0,83	0,87	0,92	0,96
	2,09	2,16	2,21	2,25	3,04	3,13	3,27	3,38	4,39	4,59	4,86	5,05

Расчеты теплового режима и эффективности теплообмена с пучка труб с учетом движения внутреннего и внешнего потоков воздуха во встречных направлениях

Исходные данные

Приведем исходные данные для расчета температурных профилей во встречных потоках и в стенке трубы для каждой из  $k$  труб равного диаметра в последовательности, соответствующей соотношениям (10.1.34) – (10.1.40). Длина участка трубы  $l_i = 30$  м.

$$\sigma_{\text{в}i} = 17 \cdot k^{0,1} \cdot S_o k^{-0,5} = 17 \cdot \pi d_o l_i \cdot k^{-0,4} = 2722 k^{-0,4} \quad (10.1.47)$$

$$\sigma_{\text{н}i} = \sigma_{\text{в}i} \frac{1}{n} = 2722 \cdot \frac{1}{nk^{0,4}}. \quad (10.1.48)$$

$$\sigma_{\Sigma i} = 2722 \frac{k^{-0,4}}{1+n}. \quad (10.1.49)$$

$$F_{\text{вн}} = \frac{\sigma_{\Sigma} k}{\text{СМ}_B} = 0,128 \frac{k^{0,6}}{1+n}. \quad (10.1.50)$$

$$F_{\text{нн}} = 0,162 \frac{k^{0,6}}{1+n}. \quad (10.1.51)$$

$$\Phi_{\text{нн}} = \frac{0,162}{(1+n)k^{-0,6} + 0,162}. \quad (10.1.52)$$

$$b_1 = \frac{1}{1+n}; \quad b_2 = \frac{1}{1+n}. \quad (10.1.53)$$

### Результаты расчетов

С использованием соотношений (10.1.47) – (10.1.53) были проведены расчеты коэффициентов крутизны температурных профилей, температур и температурных напоров при  $\bar{x} = 0$  и при  $\bar{x} = 1$  для числа труб  $k = 4$ ,

$k = 8$  и  $k = 16$  для летних и зимних температур (соответственно  $t_c = +17^\circ\text{C}$  и  $-23^\circ\text{C}$ ).

Из анализа расчетных данных можно сделать следующие выводы:

1. Коэффициенты крутизны  $F_{\text{в}}$  и  $\Phi_{\text{н}}$  заметно растут с ростом  $k$  и чувствительно больше, чем в случае одной трубы. Соотношения между  $F_{\text{в}}$  и  $\Phi_{\text{н}}$  носят более сложный характер по сравнению со случаем одной трубы.

2. В зимнее время, судя по величине  $\Delta t_{\text{в1}}$ , при параллельной разводке потоков можно снять значительно больше тепловой энергии, чем летом. Однако температура внешнего потока на выходе  $t_{\text{но}}$  зимой достаточно низка и при малом числе труб может уходить в область отрицательных температур. Только при числе труб  $k = 16$  величина  $t_{\text{но}}$  лежит в области положительных температур.

3. По данным расчета температуры стенки  $t_{\text{wo}}$  и  $t_{\text{wl}}$  можно сделать вывод о том, что в зимнее время не обойдется без конденсации, поскольку на поверхности стенки температура будет меньше  $45^\circ\text{C}$ . При определенных соотношениях параметров конденсация будет наблюдаться и в летнее время, но только на определенной части поверхности трубы, поскольку остаются участки поверхности стенки с температурой выше  $45^\circ\text{C}$ .

4. По вычисленным температурным напорам легко рассчитать снимаемую тепловую мощность по формуле

$$P_{\Sigma} = n\sigma_{\text{в}i} \cdot (\Delta t_{\text{во}} + \Delta t_{\text{вл}}) \cdot \frac{1}{2}. \quad (10.1.54)$$

Изложенные методики служат основой для определения суммарной снимаемой мощности с учетом выделения тепла при конденсации водяного пара на поверхности трубы.

### 10.1.2 Аналитическое определение скрытой теплоты фазового перехода при конденсации водяного пара на поверхности трубы [130]

Определение доли тепловой энергии теплоты фазового перехода в общей энергии влажного воздуха

*Энтальпия влажного воздуха*

Энтальпия смеси водяного пара и воздуха  $i$  определяется соотношением

$$i = C_{\text{в}}t + (C_{\text{п}}t + r)d, \quad (10.1.2.1)$$

где  $C_{\text{в}}$  - удельная теплоемкость сухого воздуха;

$C_{\text{п}}$  - удельная теплоемкость водяного пара;

$t$  - температура влажного воздуха;

$r$  - скрытая теплота конденсации;

$d$  - влагосодержание в воздушнопаровой смеси.

Значения параметров, определяющих энтальпию

Значение параметров, входящих в (10.2.1) составляют

$$C_{\text{в}} = 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \quad C_{\text{п}} = 2 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \quad r = 2,35 \cdot 10^6 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Влагосодержание определяется соотношением

$$d_{\text{нп}} = 0,622 \frac{P_{\text{нп}}}{P_{\text{в}} - P_{\text{нп}}},$$

где  $P_{\text{нп}}$  - давление насыщенных паров на точке конденсации;

$P_{\text{в}}$  - давление смеси.

С учетом указанных значений параметров при температуре конденсации  $t = 45^\circ \text{C}$  получим из (10.2.1)

$$i = 203 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \cong 0,2 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}.$$

Общий расход массы влажного воздуха в трубе составляет  $M_v = 20 \text{ кг/с}$ . Из этого следует, что массовый расход собственно пара равен

$$m_n = d_{\text{нп}} \cdot M_v \cong 1,38 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Это соответствует суммарной величине мощности скрытой теплоты фазового перехода

$$P_r = r \cdot m_n = 3,24 \text{ МВт}.$$

Общая же мощность, содержащаяся в потоке влажного воздуха, определяется произведением энтальпии смеси на общий массовый расход, и равна

$$P_{\Sigma} = iM_v = 4 \text{ МВт}$$

Таким образом доля мощности фазового перехода в общей мощности смеси составляет

$$\chi = \frac{P_r}{P_{\Sigma}} = 0,81$$

Отсюда видно, что основная доля тепловой мощности потока влажного воздуха заключена в теплоте испаренного пара – 81 %.

Основной вопрос заключается в том, какую часть этой мощности удастся использовать, и при каких условиях.

#### Оценка предельных возможностей конденсации

Важнейшей характеристикой при анализе процессов конденсации является температура, при которой парциальное давление пара в воздухе соответствует давлению насыщенных паров. Эта температура, при которой начинается конденсация, называется точкой росы.

Рассмотрим вначале предельные возможности конденсации, которые реализуются при том условии, что температура стенки поддерживается при температуре не выше  $45^\circ \text{C}$ . Это возможно только при бесконечно интенсивном теплоотводе от наружной поверхности стенки трубы, который, разумеется, в рассматриваемых условиях не может быть обеспечен

никакими способами. Однако полезность анализа такого предельного случая состоит в том, что при этом можно получить оценки:

1) предельно достижимой или максимально возможной толщины пленки конденсата на поверхности стенки  $\delta_{\text{кп}}$  ;

2) минимально возможного значения коэффициента теплоотдачи конденсационного  $\alpha_{\text{кп}}$  , соответствующего максимальной величине  $\delta_{\text{кп}}$  ;

3) предельно достижимой величины плотности теплового потока, выделяющейся в процессе конденсации  $q_{\text{кп}}$  при условии, что не только температура конденсирующей поверхности считается принудительно термостабилизированной, но и влагосодержание в паровоздушной смеси не истощается.

Соответствующие величины определяются из соотношений

$$\delta_{\text{кп}} = \sqrt[4]{\frac{4\lambda\nu(t_o - t_p) \cdot l}{r\gamma g}} ;$$

$$\alpha_{\text{кп}} = \frac{\lambda}{\delta_{\text{кп}}} ;$$

$$q_{\text{кп}} = 0,943^4 \sqrt[4]{\frac{r\gamma g \lambda^3 (t_o - t_p)}{4\nu l}} ;$$

где  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности воды;

$\nu$  - коэффициент кинематической вязкости воды;

$t_o$  - температура влажного воздуха;

$t_p$  - точка росы;

$l$  - длина рабочего участка конденсирующей поверхности трубы;

$r$  - скрытая теплота конденсации;

$\gamma$  - плотность воды;

$g$  - ускорение свободного падения.

После подстановки всех исходных данных получим

$$\delta_{\text{кп}} = 5,28 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0,528 \text{ мм} = 528 \text{ мкм};$$

$$\alpha_{\text{кп}} = 2940 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}};$$

$$q_{\text{кп}} = 1,42 \frac{\text{МВт}}{\text{м}^2}.$$

Проведенные оценки позволяют сделать следующие выводы:

1) при максимально возможной толщине пленки  $\delta_{\text{кп}} \approx 0,53$  мм минимально возможное значение коэффициента теплоотдачи составляет  $\alpha_{\text{кп}} \sim 3 \cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup>К, что на два порядка больше коэффициента конвективного теплообмена внутри трубы. Такой вывод позволяет в дальнейшем исключить из рассмотрения тепловое сопротивление пленки конденсата и считать  $\alpha_{\text{кп}} \approx \infty$ .

#### Расчет интенсивности и тепловыделения конденсации в реальных условиях

Интенсивность конденсации может быть вычислена по формуле

$$J = \frac{\beta}{RT_0} (P_0 - P_k), \quad (10.1.2.2)$$

где  $\beta$  - коэффициент конденсации;

$R$  - газовая постоянная для водяного пара;

$T_0$  - температура паровоздушной смеси;

$P_0$  - парциальное давление пара при температуре  $T_0$  ;

$P_k$  - давление пара на точке конденсации - при температуре стенки  $T_w$  .

Газовая постоянная для водяного пара равна

$$R = \frac{R_0}{\mu} = \frac{8314}{18} = 461 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{к}},$$

где  $R_0$  - универсальная газовая постоянная;

$\mu$  - молярная масса водяного пара.

Коэффициент конденсации водяного пара с высокой точностью может быть определен через коэффициент конвективного теплообмена паровоздушной смеси со стенкой:

$$\beta = \frac{\alpha_B}{c\gamma} = \frac{17}{1,2 \cdot 10^3} = 0,014 \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

Величина  $P_k$  определяется из графика для точки росы, а  $P_o$  - из соотношения

$$P_o = \varphi \cdot P_{\text{нп}} = 0,25 \cdot 4,25 \cdot 10^4 = 1,062 \cdot 10^4 \text{ Па},$$

где  $\varphi$  - относительная влажность;

$P_{\text{нп}}$  - давление насыщенных паров, соответствующих температуре  $t_o$ .

В результате интенсивность конденсации может быть определена из соотношения

$$J = \frac{14,7 \cdot 10^{-3}}{461 \cdot 318} (1,062 \cdot 10^4 - P_k) = 10^{-3} \left(1,062 - \frac{P_k}{10^4}\right). \quad (10.1.2.3)$$

Размерность интенсивности конденсации в форме записи (10.1.2.3)

$$- J \left[ \frac{\text{КГ}}{\text{М}^2 \text{С}} \right].$$

По известному значению  $J$  можно определить плотность мощности выделяемого тепла  $q_\phi$  и общую мощность конденсации  $P_\phi$

$$q_\phi = r J. \quad (10.1.2.4)$$

$$P_\phi = q_\phi S, \quad (10.1.2.5)$$

где общая площадь рабочего участка трубы, на которой осуществляется конденсация, составляет  $S = 192 \text{ м}^2$ .

Производительность образования конденсата  $M_\phi \left[ \frac{\text{КГ}}{\text{С}} \right]$  можно определить по формуле

$$M_\phi = J \cdot S. \quad (10.1.2.6)$$

Результаты расчетов основных параметров, определяющих процесс конденсации, приведены в таблице 10.1.2.1.

По данным таблицы можно сделать выводы:

1) Для движущейся парогазовой смеси интенсивность конденсации в несколько раз меньше, чем можно было предположить, исходя из модели термостабилизированной стенки при постоянстве влагосодержания.

2) По данным расчетов температурных распределений можно считать, что уровни температур, указанные в таблице, могут быть обеспечены при обдуве внешней поверхности трубы воздухом из внешней среды. При этом можно получить 100 - 250 кВт тепловой мощности.

Таблица 10.1.2.1 - Давление насыщенного пара, интенсивность конденсации, массовый расход конденсата, а также удельный и полный тепловой поток теплоты конденсации в зависимости от температуры стенки

$t_w$ , °C	43	40	35	30
$P_k$ , $10^4$ Па	0,9	0,75	0,6	0,5
$J$ , $10^{-3}$ кг/м <sup>2</sup> с	0,1	0,25	0,4	0,6
$M_\phi$ г/с	19	50	76	95
$q_\phi$ Вт/м <sup>2</sup>	235	588	940	1175
$P_\phi$ Вт	45	112,5	180	226

## 10.2 Методика расчета теплового баланса противоточного теплообменника с учетом конденсации

Физическая картина теплообмена при наличии конденсации на внутренней поверхности выхлопных труб отличается большой сложностью [131]. Это обусловлено, в частности, следующими его особенностями:

- определенной неравномерностью температур по длине рабочего участка трубы;
- пороговым характером срыва конденсации при перегреве трубы выше точки росы;
- наличием взаимного нелинейного влияния тепловых и конденсационных процессов;

Для решения задачи с учетом указанных выше особенностей процессов потребовалось разработать уточненную методику расчета теплообменника с учетом конденсации. Она представлена в п.10.1.1, а ее основные положения рассмотрены ниже.

Уравнение теплового баланса на рабочем участке трубы с учетом тепловыделений при конденсации имеет вид

$$P_\Sigma = P + P_\phi = \alpha_n S(\bar{t}_w - \bar{t}_n), \quad (10.2.1)$$

где  $P_{\Sigma}$  - суммарный тепловой поток, передаваемый воздуху, охлаждающему наружную поверхность трубы;

$P$  - тепловой поток, передаваемый от внутренней нагретой смеси воздуха и водяного пара;

$P_{\phi}$  - тепловая мощность фазового перехода, выделяющаяся при конденсации.

Тепловая мощность, передаваемая от паровоздушного потока внутри трубы к ее стенке за счет конвекции, определяется из соотношения

$$P = \alpha_B S (\bar{t}_B - \bar{t}_W). \quad (10.2.2)$$

В соотношениях (10.2.1) и (10.2.2) температуры  $\bar{t}_B$ ,  $\bar{t}_W$  и  $\bar{t}_H$  соответствуют средним по длине трубы значениям.

Тепловая мощность  $P_{\phi}$ , выделяющаяся при конденсации пара, рассмотрена в п.10.1.2 и вычисляется с помощью соотношений (П10.1.2.15) - (10.1.2.17), а массовый расход конденсата - по формуле (П10.1.2.18).

На основании проведенных в п.10.1.2 расчетов удобно записать выражение для  $P_{\phi}$  в следующем виде

$$P_{\phi} = 10^{-3} \left( 1 - \frac{P_K}{P_0} \right), \quad (10.2.3)$$

где  $P_K$  - давление водяного пара при температуре стенки трубы  $\bar{t}_W$ , при которой реально проходит процесс;

$P_0$  - давление насыщенных паров при  $\bar{t}_W = 45^{\circ}\text{C}$ , что соответствует реальному влагосодержанию в паровоздушном потоке внутри трубы.

Для оценки массового расхода конденсата  $M_K$  удобно пользоваться формулой

$$M_K = \frac{P_{\phi}}{r}, \quad (10.2.4)$$

где  $r$  - скрытая теплота конденсации.

Для получения замкнутой аналитической методики следует перейти от зависимости  $P_{\phi}$  от давлений к соответствующим зависимостям от температур.

Казалось бы, наиболее естественной формой представления может служить зависимость вида

$$\frac{P_k}{P_o} = \left( \frac{T_k}{T_{wo}} \right)^b, \quad (10.2.5)$$

где  $T_{wo}$  - термодинамическая температура по шкале Кельвина, при которой в данных условиях наступает конденсация ( $T_{wo} = 273 + t_{wo} = 273 + 45 = 318 \text{ K}$ );  
 $b$  - эмпирический показатель стенки.

Однако, заданная постоянная величина  $T_{wo}$  приводит к тому, что при заметном отклонении (в сторону уменьшения) температуры стенки  $\bar{T}_{wo}$  от величины  $T_{wo} = 318 \text{ K}$  нарастают погрешности аппроксимации вида (10.2.5).

Поэтому, не привязываясь к некоторой постоянной величине  $T_{wo}$ , была проведена аппроксимация, которая в конечном виде хорошо описывает зависимость  $P_k / P_o$  на всем рабочем температурном диапазоне; в конечном виде вместо формулы (10.2.3) можно записать

$$P_{\phi}^{(1)} = 10^{-3} \left[ 1 - 10^{-4} \left( \frac{\bar{T}_w}{190} \right)^{18} \right]. \quad (10.2.6)$$

Кроме того, из уравнений (10.2.1) и (10.2.2) следует

$$P_{\phi}^{(2)} = \alpha_H S(\bar{t}_w - \bar{t}_H) - \alpha_B S(\bar{t}_B - \bar{t}_w). \quad (10.2.7)$$

В соотношениях (10.2.6) и (10.2.7) верхние индексы в скобках указаны не только для удобства различения двух форм записи величины  $P_{\phi}$ , а для удобства формализации алгоритма вычислений, который может быть описан в виде следующей последовательности действий:

1) По методикам, изложенным в п.10.1.1, определяются температуры воздушных потоков и стенки на входном и выходном участках трубы и определяются величины

$$\left. \begin{aligned} \bar{t}_B &= \frac{t_o + t_{B1}}{2}, \\ \bar{t}_W &= \frac{t_{w0} + t_{w1}}{2}, \\ \bar{t}_H &= \frac{t_c + t_{HO}}{2} \end{aligned} \right\} \quad (10.2.8)$$

2) По известной величине  $\bar{t}_W$  с помощью формулы (10.2.6) рассчитывается величина  $P_\phi^{(1)}$ , которая является первым приближением в определении истинного значения тепловой мощности, выделяющейся при конденсации.

3) По известным значениям  $\bar{t}_B$ ,  $\bar{t}_W$  и  $\bar{t}_H$  определяется  $P_\phi^{(2)}$  из (10.2.7).

Полученное значение является вторым приближением.

4) Из сравнения величин  $P_\phi^{(1)}$  и  $P_\phi^{(2)}$  определяется, в какую сторону следует изменить величину  $\bar{T}_W$ , уточняется температура, при которой осуществляется конденсация.

5) Далее повторяются расчеты мощностей до тех пор, пока вычисления по формулам (10.2.6) и (10.2.7) не сойдутся.

Для дальнейшего уточнения температуры воздушного потока на наружной поверхности рабочего участка трубы в выходном сечении используется уравнение

$$P_\Sigma = CM_H (t_{HO} - t_c) \quad (10.2.9)$$

Оценки по предложенному алгоритму довольно просты, а расчет последовательными приближениями сходится довольно быстро.

Аналитический расчет имеет свою область применения и свои ограничения, свои преимущества и недостатки по сравнению с численными расчетами. Так область его применения достаточно широка и ограничивается ситуациями, когда тепловыделения либо локализованы, либо имеют достаточно сложный характер распределения в осевом направлении. Даже наличие существенных нелинейностей не накладывает серьезных ограничений на возможности аналитического расчета, поскольку позволяют проводить вычисления последовательными приближениями.

Преимущества аналитического расчета наиболее полно проявляются в случае линейного распределения температур вдоль рабочего участка трубы, а особенно - при малой крутизне температурного профиля, когда выполняются условия, обоснованные п.10.1.1.

В случае реализации крутых профилей, а тем более с насыщением температурных распределений по длине трубы, а также при значительном усложнении расчетных соотношений (например, при анализе теплоотдачи от пучка труб) применение аналитического расчета становится малоудобным и громоздким. В таких ситуациях целесообразно использовать численную методику.

Таким образом, аналитический расчет целесообразно применять для проверки численной методики на стадии отработки программ расчета, а также для изучения наиболее характерных закономерностей процесса теплосъема при наличии конденсации внутри трубы.

В таблицах 10.2.1 и 10.2.2 представлены результаты расчетов характеристик температурных профилей  $F_B$  и  $\Phi_n$ , а также температур и температурных напоров на входном и выходном сечениях рабочего участка трубы длиной 36 м для летнего и зимнего времени. Расчеты выполнены по аналитическим методикам, изложенным в работе [132].

Первый вывод, который можно сделать по результатам расчетов состоит в том, что профили температур весьма пологие, что следует из соотношений величин  $F_B$  и  $\Phi_n$ . Например, при  $t_c = +17^\circ \text{C}$  при

$$\alpha_B = 17 \text{ Вт/м}^2\text{К} \text{ и } \alpha_n = 50 \text{ Вт/м}^2\text{К} (n = 0,34) \text{ получим}$$

$$\Phi_n - F_B = 0,012$$

$$1 - \Phi_n = 0,873, \text{ следовательно}$$

$$\Phi_n - F_B = 0,0137 (1 - \Phi_n).$$

Это подтверждает удовлетворение требованиям (10.1.10)] и указывает на возможность использования в балансных оценках среднеарифметических значений температур на входном и выходном сечениях.

Рассмотрим результаты аналитических расчетов для  $n = 0,34$  при

$$t_c = +17^\circ \text{C} \text{ и } t_c = -23^\circ \text{C}.$$

Таблица 10.2.1 - Результаты расчетов коэффициентов крутизны температурных профилей внутреннего и внешнего потоков воздуха  $F_B$  и  $\Phi_H$ , а также совокупности температур и температурных напоров во входном и выходном сечениях в летнее время,  $t_c = +17^\circ\text{C}$

	$\alpha_H = 10$ $n = 1,7$	$\alpha_H = 20$ $n = 0,85$	$\alpha_H = 50$ $n = 0,34$	$\alpha_H = 100$ $n = 0,17$
$F_B$	0,057	0,083	0,115	0,132
$\Phi_H$	0,067	0,095	0,127	0,142
$t_{HO}$	21,0	22,7	24,6	25,5
$t_{WO}$	56,3	47,6	37,9	33,0
$\Delta t_{BO}$	20,7	29,4	39,1	44,0
$\Delta t_{HO}$	35,3	24,9	13,3	7,5
$t_{Bl}$	73,6	72,0	70,1	69,1
$t_{Wl}$	52,7	42,2	30,5	24,6
$\Delta t_{Bl}$	20,9	29,8	39,6	44,5
$\Delta t_{Hl}$	35,7	25,2	13,5	7,6

Таблица 10.2.2 - Коэффициенты крутизны температурных профилей, температуры и температурные напоры на входе и выходе трубы зимой,  $t_c = -23^\circ\text{C}$

$n$	1,7	0,85	0,34	0,17
$F_B$	0,057	0,083	0,115	0,132
$\Phi_H$	0,067	0,095	0,127	0,142
$t_{HO}$	- 16,3	- 13,5	- 10,3	- 8,8
$t_{WO}$	42,5	28,0	11,9	3,6
$\Delta t_{BO}$	34,5	49,0	65,1	73,4
$\Delta t_{HO}$	58,8	41,5	22,2	12,4
$t_{Bl}$	71,3	68,7	65,5	63,8
$t_{Wl}$	36,4	19,1	- 0,5	- 10,4
$\Delta t_{Bl}$	34,9	49,6	66,0	74,2
$\Delta t_{Hl}$	59,4	42,1	22,5	12,6

В соответствии с данными таблиц 10.2.1 и 10.2.2 в качестве исходных значений для расчетов снимаемой тепловой мощности были приняты:

летом ( $t = + 17^{\circ}\text{C}$ ):  $\bar{t}_w = 34,2^{\circ}\text{C}$ ;  $\bar{t}_b = 73,55^{\circ}\text{C}$ ;  $\bar{t}_h = 20,8^{\circ}\text{C}$ ;

зимой ( $t = - 23^{\circ}\text{C}$ ):  $\bar{t}_w = +5,7^{\circ}\text{C}$ ;  $\bar{t}_b = 71,25^{\circ}\text{C}$ ;  $\bar{t}_h = -16,65^{\circ}\text{C}$ .

В процессе расчетов выявилась достаточно быстрая сходимость.

Аналитические методы расчета позволяют получить решение только в частных случаях, когда граничные условия задачи соответствуют заданным критериям. Тепловой же расчет противоточного теплообменного аппарата требует задания самых произвольных граничных условий, таких как температуры паровоздушной смеси и холодного воздуха, скорости потоков, площади теплообмена, влагосодержание и температура конденсации и т.д. В этих условиях решение целесообразнее проводить численными методами на компьютере.

Для решения тепловой задачи, сформулированной выше, был разработан численный алгоритм, в основу которого положен вариационный метод решения задачи. Численный алгоритм предполагает получение баланса следующих тепловых потоков:

- а) отбираемого от паровоздушной смеси конвекцией и конденсацией;
- б) передаваемого через стенку трубы;
- в) получаемого холодным воздухом.

При этом вариация энергетических параметров процесса осуществляется до тех пор, пока не будет получен самый энергетически экономный процесс. В результате определяются параметры процесса, обеспечивающие баланс тепловых потоков при минимальном уровне передаваемого тепла.

Для подтверждения правильности работы численного алгоритма проведена его апробация при значениях параметров процесса, имеющего точное аналитическое решение.

Результаты аналитических расчетов в сопоставлении с данными численного расчета приведены в таблице 10.2.3.

Таблица 10.2.3 - Результаты аналитических и численных расчетов массового расхода конденсата и суммарной утилизируемой тепловой мощности для участка трубы длиной 36 м

	Лето, $t_c = +17^\circ\text{C}$		Зима, $t_c = -23^\circ\text{C}$	
	$M_k$ , г/с	$P_\Sigma$ , кВт	$M_k$ , г/с	$P_\Sigma$ , кВт
Аналитическая методика	45,5	212,5	173	503
Численная методика	43,3	208	168,4	501

Как видно из таблицы 10.2.4, результаты вычислений достаточно хорошо согласуются, что указывает на возможность использования разработанного численного алгоритма в тепловых расчетах противоточного теплообменного аппарата.

Таблица 10.2.4 - Относительная погрешность численного расчета

	Лето		Зима	
	$M_k$ , г/с	$P_\Sigma$ , кВт	$M_k$ , г/с	$P_\Sigma$ , кВт
$\Delta$ , %	4,8	2,1	2,6	0,4

### 10.3 Сравнительный анализ различных схем рекуперации тепла в технологической установке.

Базовые схемы рекуперации оставляли неизменной конструкцию выхлопного трубопровода установки по производству СМС. Повышение эффективности процесса рекуперации тепла возможно за счет увеличения поверхности теплообмена. Увеличение поверхности теплообмена можно осуществить только с помощью реконструкции правого колена трубопровода паровоздушной смеси. Для выполнения такой реконструкции необходим демонтаж правого колена трубопровода.

Возможны различные варианты схем рекуперативного теплообменника. Среди них можно выделить следующие основные схемы:

В первом варианте системы утилизации тепла теплообменный аппарат устанавливается только на правом (выходном) колене выхлопной трубы распылительной сушилки. При этом кожухотрубный теплообменник размещается вертикально. Подвод

горячей паровоздушной смеси осуществляется снизу через специальный коллектор к пучку труб, а отвод – сверху через верхний коллектор. Подвод холодного (вторичного) воздуха происходит в верхней части кожуха, а отвод – в нижней части с помощью специального конфузорного сборника. Компоновка такого теплообменника представлена на рис. 10.3.1, а внешний вид теплообменного аппарата на рис. 10.3.2.

Результаты расчетов параметров противоточных кожухотрубных теплообменников с квадратным поперечным сечением представлены в табл. 10.3.1 и 10.3.2.

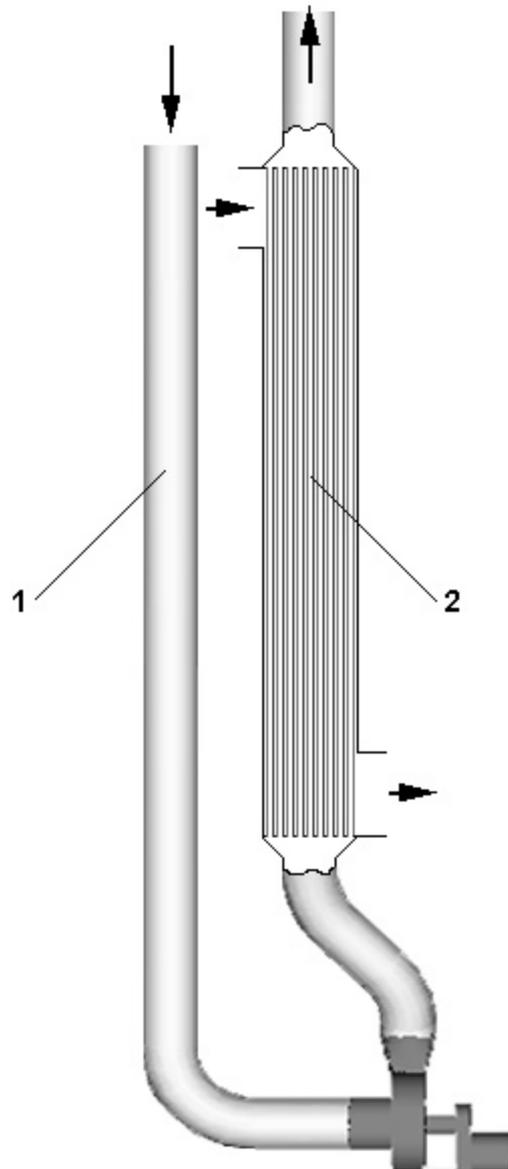


Рисунок 10.3.1 - Вертикальный теплообменный аппарат на правом (выходном) колене выхлопной трубы распылительной сушилки.

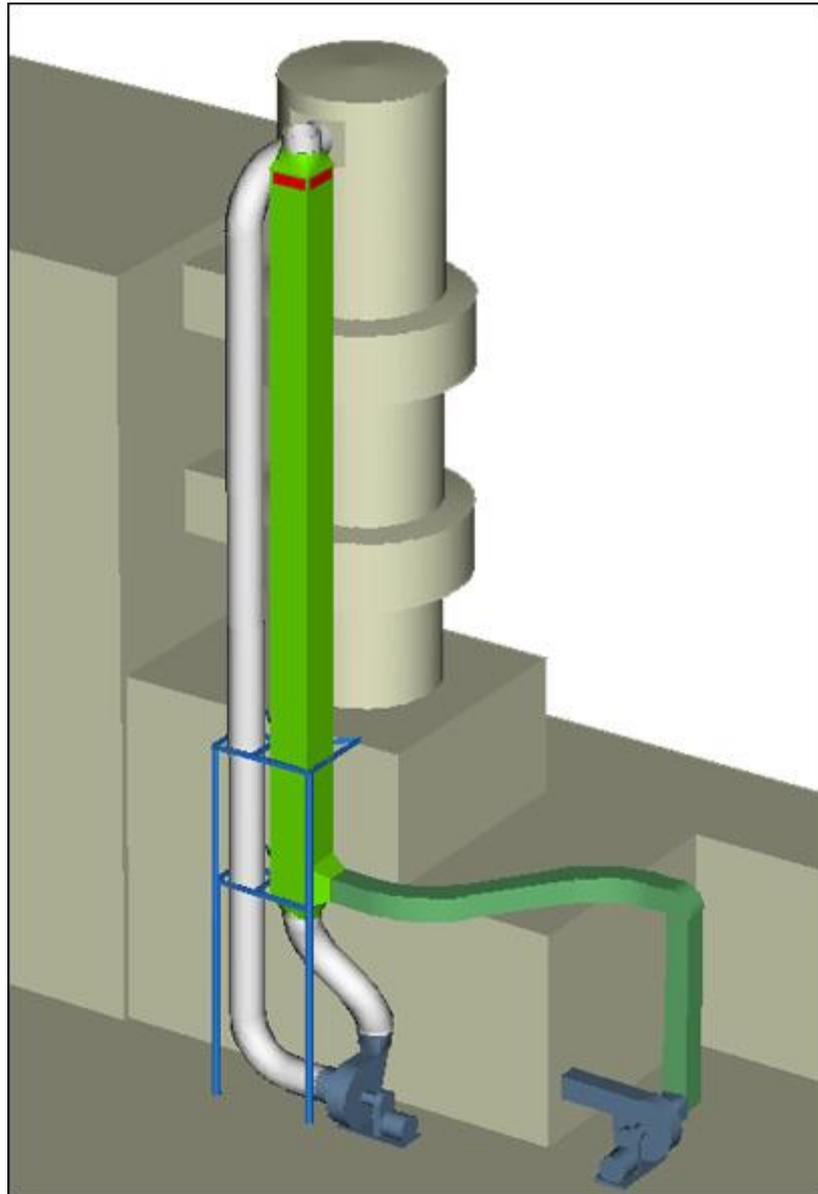


Рисунок 10.3.2 - Внешний вид вертикального теплообменного аппарата на правом (выходном) колене выхлопной трубы распылительной сушилки.

Таблица 10.3.1 - Параметры теплообменника со стороны квадратного сечения кожуха 2,0 м

Число труб	Наружный диаметр трубы, мм	Режим	Тепловой поток, кВт	Выход конденсата, г/с	Высота столба конденсата, м	Термический КПД, %
10	180	лето	700	82	19,2	71,6
		зима	1287	209	26,4	79,0
	194	лето	720	86	18,0	73,6
		зима	1314	215	24,8	80,6
81	194	лето	661	75	21,5	67,6
		зима	1235	194	29,5	75,8
	203	лето	674	78	20,7	68,9
		зима	1253	201	28,4	76,9
	219	лето	695	82	19,4	71,1
		зима	1281	211	26,6	78,6
64	219	лето	626	70	23,7	64,0
		зима	1187	183	32,4	72,9
	245	лето	659	77	21,5	67,4
		зима	1229	287	29,9	75,4
49	273	лето	611	69	24,6	62,5
		зима	1166	279	33,9	71,5

Таблица 10.3.2 - Параметры теплообменника со стороной квадратного сечения кожуха 1,88 м

Число труб	Наружный диаметр трубы, мм	Режим	Тепловой поток, кВт	Выход конденсата, г/с	Высота столба конденсата, м	Термический КПД, %
0	180	лето	745	97	15,9	76,2
		зима	1350	253	22,0	82,8
1	194	лето	709	92	17,8	72,5
		зима	1305	241	24,6	80,1
	203	лето	721	94	17,1	73,7
		зима	1320	246	23,7	81,0
4	219	лето	678	87	19,7	69,3
		зима	1262	306	27,2	77,4
9	245	лето	614	78	23,8	62,8
		зима	1178	289	32,8	72,2
6	273	лето	574	73	26,7	58,7
		зима	1124	280	36,8	68,9

Этот вариант имеет достаточно высокий термический КПД и удачно компоуется вместо правого колена выхлопного трубопровода. Однако, для преодоления возникающей в кожухе противотяги требуется значительное увеличение потребляемой мощности электродвигателя вентилятора вторичного воздуха, что существенно снижает общий КПД теплообменного аппарата. Кроме того, при вертикальной компоновке усложняется конструкция устройств для отвода конденсата с внутренней поверхности труб теплообменника.

Избежать этих недостатков можно при горизонтальном расположении кожухотрубного теплообменника. Принципиальная схема такого теплообменника представлена на рис.10.3.3.

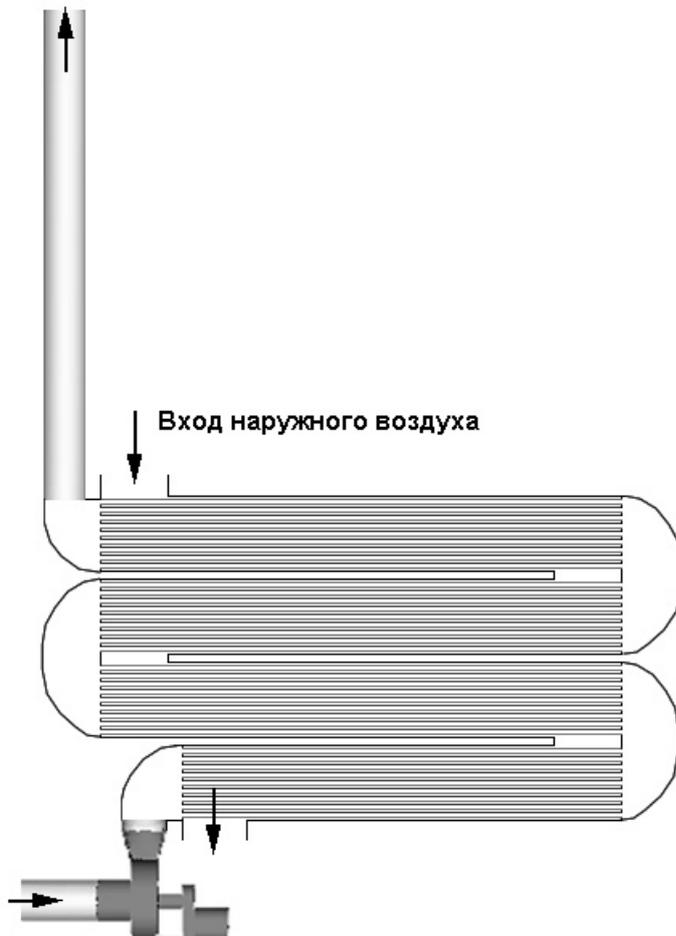


Рисунок 10.3.3 - Горизонтальный кожухотрубный теплообменник.

В данном варианте правая вертикальная труба выхлопного трубопровода сохраняется, а удаляется лишь его изогнутый участок, пристыкованный к выходному диффузору вентилятора. К выходу вентилятора в данном случае стыкуется входной патрубок теплообменника. С выхода теплообменника паровоздушная смесь подается в правую вертикальную трубу. Теплообменник имеет несколько горизонтальных участков, соединенных между собой как по внутреннему (паровоздушному), так и по внешнему

(воздушному) контурам. При этом паровоздушная смесь проходит по трубам (пучку труб), а воздух в межтрубном пространстве. Вход воздуха осуществляется на верхнем участке теплообменника у выходного патрубка паровоздушной смеси, а выход - на нижнем участке теплообменника, там, где подводится горячая паровоздушная смесь. Таким образом реализуется противоточная схема теплообменника.

Возможный вариант компоновки данного теплообменного аппарата представлен на рис.10.3.4.

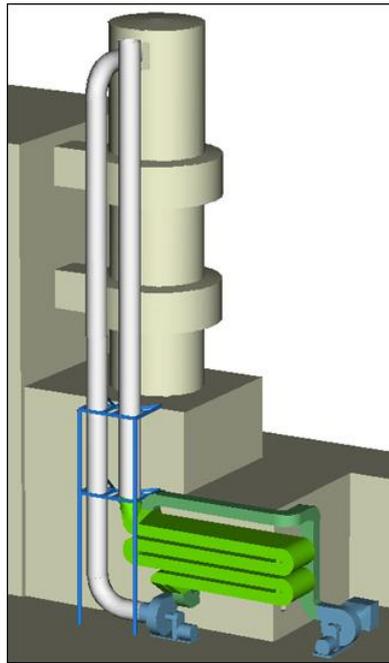


Рисунок 10.3.4 - Вариант компоновки горизонтального кожухотрубного теплообменника.

Как видно из рисунка, вертикальный размер теплообменника очень небольшой, а, следовательно, и тяга теплого воздуха, возникающая против движения потока, будет невелика. Входное устройство (глушитель) в вентилятор вторичного воздуха остается на месте. При этом демонтируется газопровод, соединяющий выход вентилятора с газогенератором. В данном варианте с выхода вентилятора воздух по специальному газопроводу подается вверх на вход внешнего контура теплообменника. А уже с выхода из теплообменника воздух по газопроводу через отверстие в стене поступает в газогенератор. Такая схема подачи вторичного воздуха резко уменьшает потери тепла при транспортировании подогретого воздуха в газогенератор по сравнению со всеми другими схемами теплообменного аппарата. При такой схеме, теплоизолировать нужно только небольшой участок газопровода от выхода из

теплообменника до входа в газогенератор. Несомненным преимуществом данного варианта теплообменного аппарата являются минимальные изменения в существующей конструкции как в паровоздушном контуре, так и в контуре вторичного воздуха. Кроме того, появляется возможность монтажа теплообменника на собственной опорной конструкции без остановки производства.

В таблице 10.3.3 представлены результаты расчетов для одного из вариантов размещения труб в кожухотрубном теплообменнике при различной длине труб.

Из таблицы видно, что в рассмотренном диапазоне длин труб термический КПД составляет от 80 до 90 %. Это высокий показатель.

Однако использование горизонтального кожухотрубного теплообменника в системе утилизации тепла на некоторых режимах ограничивается недостаточным располагаемым напором вентилятора вторичного воздуха. Этот вентилятор имеет почти вдвое меньшую мощность, чем вентилятор паровоздушной смеси. Кроме того, на входе в газогенератор должен обеспечиваться напор вторичного воздуха 1250...1550 Па, а паровоздушная смесь выбрасывается в открытое пространство.

Таблица 10.3.3 - Параметры второго варианта теплообменника (95 труб  $\varnothing$  173 мм)

Длина труб, м	Режим	Тепловой поток, кВт	Выход конденсата, г/с	Высота столба конденсата, м	Термический КПД, %
46	лето	772	100	17,7	78,9
	зима	1383	250	24,7	84,8
50	лето	789	102	18,1	80,7
	зима	1405	256	25,2	86,2
54	лето	804	105	18,5	82,2
	зима	1424	261	25,8	87,3
58	лето	818	107	18,8	83,6
	зима	1440	266	26,2	88,4
62	лето	830	109	19,2	84,8
	зима	1455	270	26,7	89,3

Вариант компоновки горизонтального теплообменника с минимальными гидравлическими потерями в подводящих и отводящих магистралях представлен на рис.10.3.5. Назовем ее вариантом А. В этом варианте компоновки особое внимание следует обратить на то, что толщина кожуха меньше, чем высота подводящего и отводящего газопроводов. Такое техническое решение позволяет существенно уменьшить гидравлические потери при подводе и отводе воздуха к межтрубному пространству теплообменника.

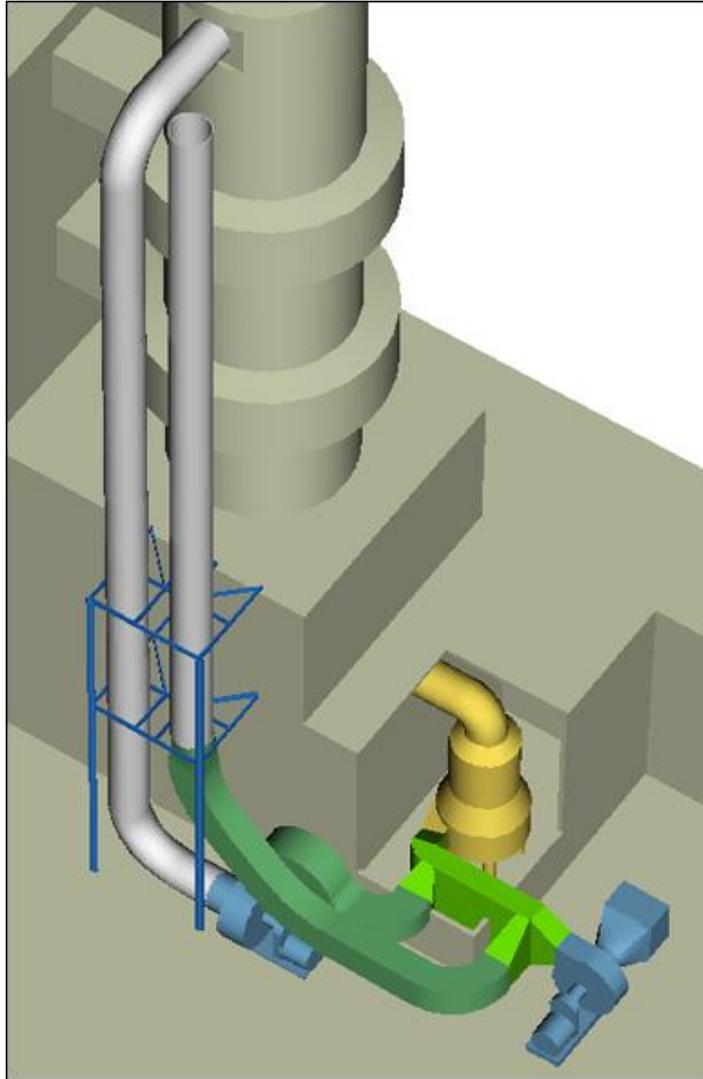


Рисунок 10.3.5 - Компоновка горизонтального теплообменника с минимальными гидравлическими потерями (Вариант А).

Однако, при таком варианте компоновки длина труб в теплообменнике не превышает 6,5 м. Для обеспечения требуемой площади теплообмена в данном случае приходится использовать трубы малого диаметра. Это ведет к резкому увеличению их количества. В таблице 6.3.4 представлены параметры пучков труб, реализация которых возможна при выборе данного варианта компоновки системы утилизации тепла.

Таблица 10.3.4 - Параметры пучков труб в теплообменнике варианта А

Параметры Трубы по ГОСТ 9657- 75	Число труб	Масса пучка труб, кг	Ширина пучка труб, м	Толщина пучка труб, м	Эквивалентный диаметр канала межтрубного пространства, мм
Ø60x0,3	715	1885	4,91	0,69	41,0
Ø50x0,3	1040	2281	5,03	0,68	33,6
Ø40x0,25	1632	2385	4,83	0,7	26,2
Ø30x0,25	2921	3188	4,78	0,71	19,3
Ø20x0,25	6685	4822	4,79	0,71	12,5
Ø10x0,25	28210	9914	5,04	0,71	6,3

Как видно из таблицы, уменьшение диаметра труб приводит к увеличению размеров кожуха, уменьшению размеров каналов межтрубного пространства и возрастанию массы теплообменника.

Вариант компоновки системы утилизации с теплообменником, обеспечивающим пропуск вторичного воздуха через трубы (вариант В), представлен на рис. 10.3.6. Как видно из рисунка, его основной особенностью является размещение кожухотрубного теплообменника в помещении, где располагается газогенератор. Для реализации этого варианта необходимо в стене выполнить проем и теплообменник установить на место удаленного газохода вторичного воздуха.

В этом варианте газовод вторичного воздуха как таковой отсутствует. Теплообменник входным диффузором непосредственно крепится к выходу вентилятора, а выходным конфузуром – ко входному фланцу газогенератора. При таком размещении теплообменника длина труб в нем еще более "зажата" и не превышает 5,5 м.

Ширина кожуха теплообменника выбрана равной ширине сечения газовода (1 м) с тем, чтобы уменьшить гидравлические потери. В данном варианте компоновки гидравлические потери связаны только с расширением и сужением потока. Тем самым, минимизируются гидравлические потери в магистралях вторичного воздуха.



Рисунок 10.3.6 - Теплообменник, обеспечивающий пропуск вторичного воздуха через трубы (вариант В).

Параметры пучков труб, реализуемых в варианте В, представлены в таблице 10.3.5.

Таблица 10.3.5 - Параметры пучков труб в теплообменнике при компоновке по варианту В

Параметры Трубы по ГОСТ 9657- 75	Число труб	Масса пучка труб, кг	Ширина пучка труб, м	Высота пучка труб, м	Эквивалентный диаметр канала межтрубного пространства, мм
Ø40x0,25	1020	1292	1,0	3,09	60,0
Ø30x0,25	1820	1721	0,99	3,17	44,0
Ø20x0,25	4160	2601	1,01	3,14	29,0
Ø10x0,25	17600	5360	1,01	3,31	14,8

Для проведения анализа влияния параметров кожухотрубного теплообменника на его тепловую эффективность удобно представить результаты расчетов в виде графиков. На рис. 6.3.7÷6.3.10 показано, как изменяется гидравлическое сопротивление и термический КПД теплообменника при различных диаметрах труб, используемых в нем. Данные, представленные на рис. 10.3.7 и 10.3.8 соответствуют варианту А компоновки системы утилизации тепла, а данные на рис. 10.3.9 и 10.3.10 - варианту В.

Расчеты выполнены как для летнего режима работы (рис. 10.3.7, 10.3.9), так и для зимнего (рис. 10.3.8, 10.3.10). Вертикальной линией с наклонной штриховкой на рис. 10.3.7÷10.3.10 показан предельный располагаемый напор вентилятора вторичного воздуха.

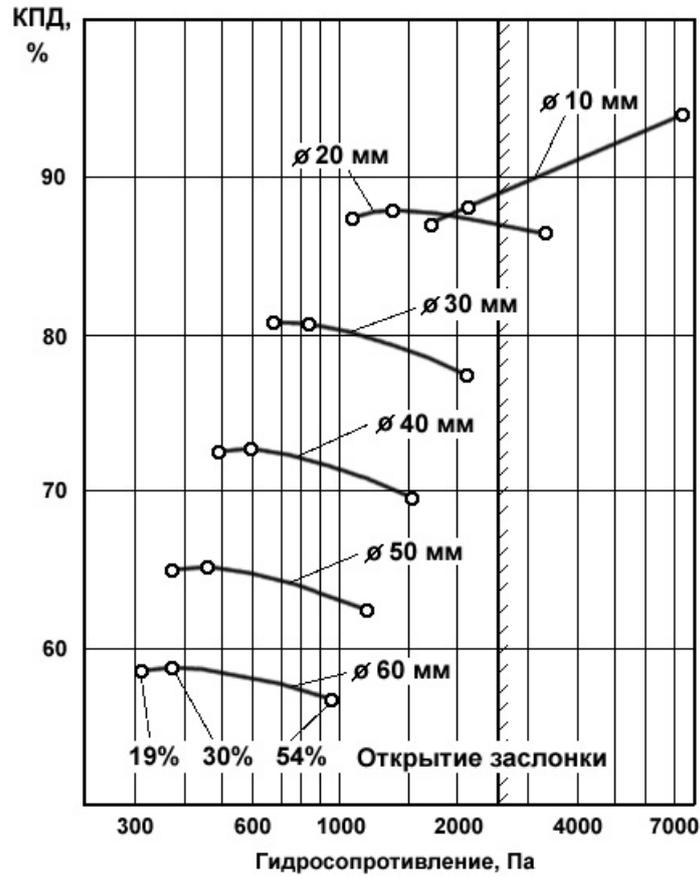


Рисунок 10.3.7

Из рисунков видно, что вариант В имеет больший термический КПД и меньшее гидравлическое сопротивление. Это указывает на большую эффективность варианта компоновки системы, в котором вторичный воздух проходит через трубы теплообменника, а паровоздушная смесь через межтрубное пространство.

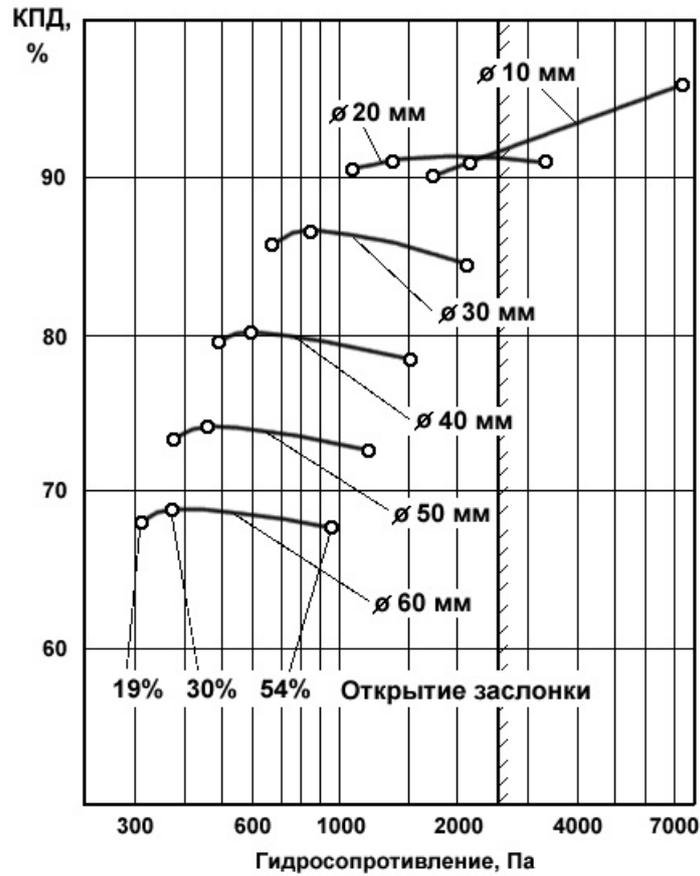


Рисунок 10.3.8

Как в одном, так и в другом варианте с уменьшением диаметра труб наступает момент, когда повышение гидравлического сопротивления сопровождается замедленным ростом термического КПД или даже его уменьшением. Это обстоятельство объясняется тем, что при числах Рейнольдса  $Re < 10000$  (трубы  $\varnothing 10 \times 0,25$ ) изменяется режим течения газа (от турбулентного к ламинарному) и резко уменьшается коэффициент теплоотдачи.

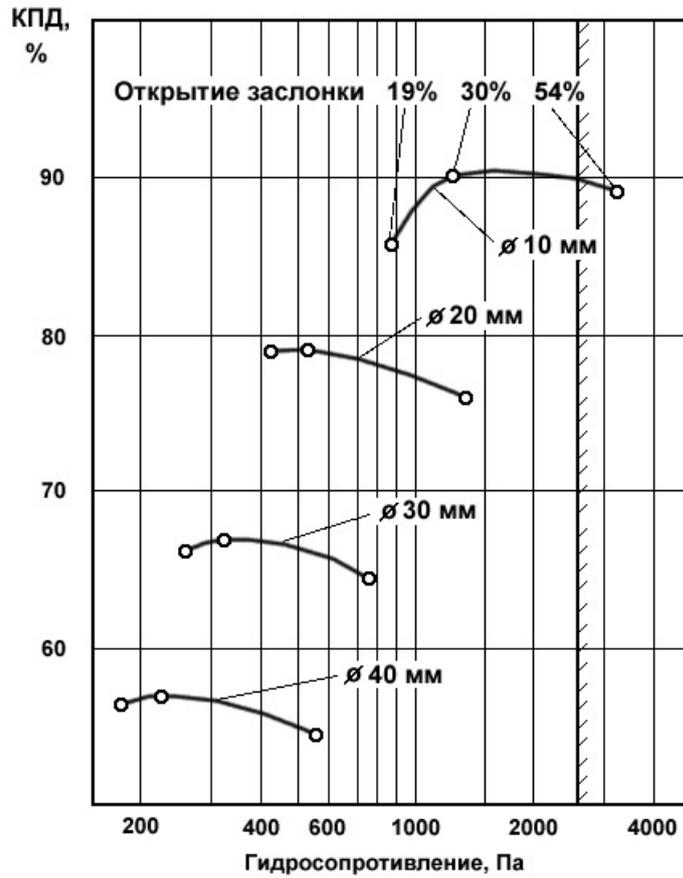


Рисунок 10.3.9

Наиболее сильно данная особенность проявляется на минимальном режиме, где малы расходы газа и число Рейнольдса падает до значений 3000÷5000. На максимальном режиме за счет большого расхода газа число Рейнольдса не опускается ниже 6000÷7000 и поэтому термический КПД остается высоким.

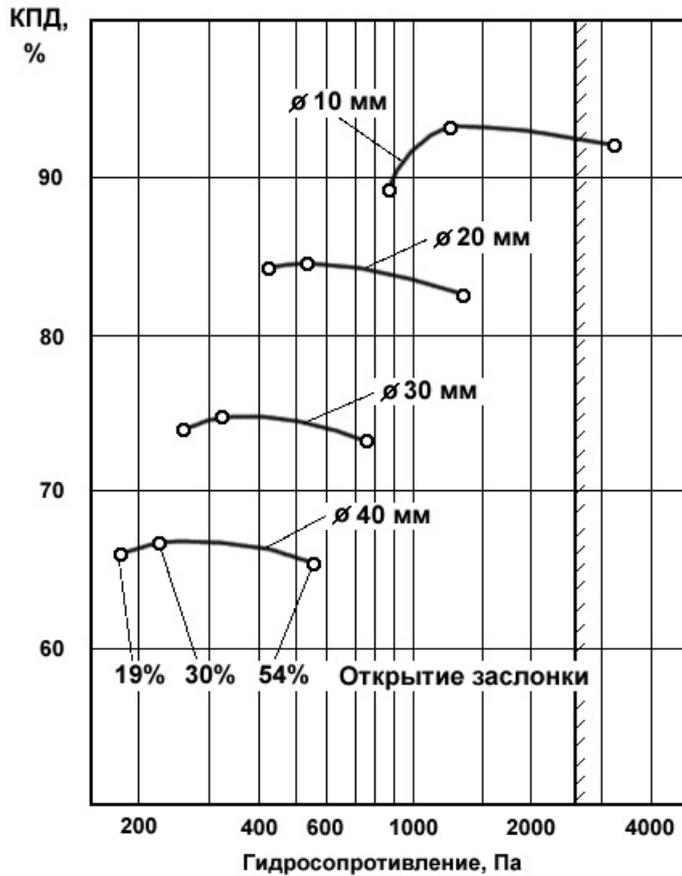


Рисунок 10.3.10

Однако реализовать такой режим работы с высоким КПД не представляется возможным из-за ограниченного напора вентилятора.

Трудоемкость изготовления кожухотрубного теплообменника напрямую связана с числом труб в нем, которое, в свою очередь, зависит от их диаметра (см. табл. 10.3.4, 10.3.5). Учитывая это, а также необходимость получения высокого КПД системы, целесообразно сосредоточить внимание на анализе кожухотрубных теплообменников с трубами, диаметр которых лежит в диапазоне от 20 до 30 мм в случае выбора варианта А и в диапазоне от 10 до 20 мм при варианте В.

Компактные теплообменники имеют ряд специфических особенностей. Их основное достоинство состоит в том, что при уменьшении площади сечения каналов удельное гидравлическое сопротивление в каналах снижается быстрее, чем уменьшается коэффициент теплоотдачи. Это обусловлено разной их зависимостью от числа Рейнольдса. Гидравлическое сопротивление пропорционально третьей степени числа Рейнольдса, а

теплоотдача - первой. Уменьшение же проходного сечения каналов снижает число Рейнольдса (ламинаризирует поток).

Таким образом, уменьшая проходное сечение каналов и увеличивая их число, в компактных теплообменниках можно добиться роста теплоотдачи при приемлемом гидросопротивлении. Именно к такому выводу приводят результаты, полученные в настоящем подразделе.

Однако этот путь для кожухотрубного теплообменника малоперспективен для случая, когда число Рейнольдса становится меньше 10000. К такому же результату пришли экспериментальным путем авторы работы [130]. Они предложили также разнообразные способы увеличения эффективности компактного теплообменника путем перехода к плоским поверхностям теплообмена, связанным между собой специальными ребристыми проставками. Получаемый при этом эффект хорошо иллюстрируется экспериментальными графиками, изображенными на рис. 10.3.11.

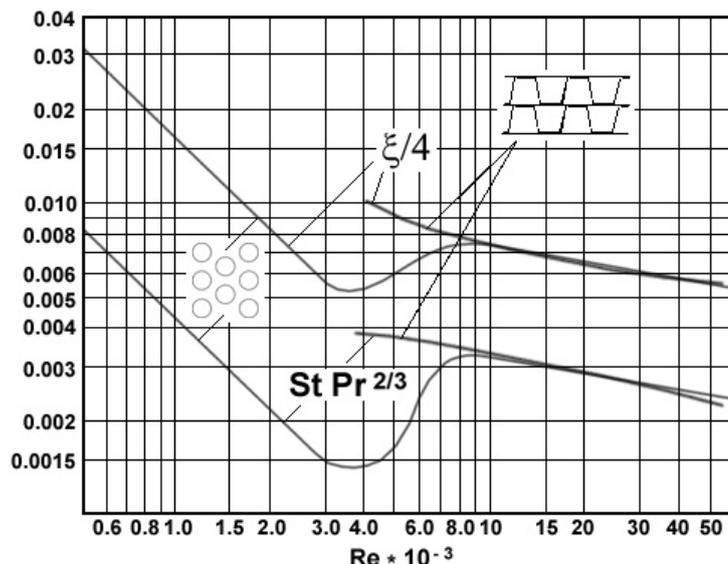


Рисунок 10.3.11

На этом рисунке показаны зависимости безразмерных параметров, характеризующих процесс теплообмена ( $St \cdot Pr^{2/3}$ ) и возникающее при движении жидкости гидравлическое сопротивление ( $\xi/4$ ) от числа Рейнольдса.

Значение коэффициента гидравлических потерь  $\xi$  связано с гидравлическим сопротивлением  $\Delta P$  соотношением

$$\Delta P = \xi \frac{l}{d_g} \cdot \frac{\rho u^2}{2},$$

где  $\xi$  - коэффициент гидравлических потерь на трение о стенки;

$l$  - длина канала;

$d_3$  - эквивалентный диаметр канала;

$\rho$  - плотность газа;

$u$  - скорость газа.

А произведение  $St \cdot Pr^{2/3}$  преобразуется в коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  с помощью формулы

$$\alpha = St \cdot Pr^{2/3} \cdot u \cdot \rho \cdot C_p = St \cdot u \cdot \rho \cdot C_p,$$

где  $St$  - критерий Стантона;

$C_p$  - теплоемкость газа при постоянном давлении.

В последнем выражении учтено, что для воздуха критерий Прандтля  $Pr \approx 0,7$ .

Из графиков видно, что при плоских поверхностях теплообменника в каналах, формируемых гофрированными проставками, теплоотдача в несколько раз выше даже при малых числах Рейнольдса.

В то же время следует заметить, что с ростом числа Рейнольдса ( $Re > 30000$ ) кожухотрубные теплообменники обеспечивают большую теплоотдачу.

#### **10.4 Исследование параметров компактного пластинчатого теплообменника для рекуперации тепла с учетом конденсации паровоздушной смеси.**

Как известно, конструирование теплообменника включает в себя решение двух задач. Первая связана с передачей тепла от паровоздушной смеси к вторичному воздуху. А вторая задача состоит в формировании каналов для прохода газовых потоков таким образом, чтобы их гидравлическое сопротивление не превышало напорных характеристик имеющихся вентиляторов. Расчеты, выполненные на предыдущих этапах настоящей работы показали, что увеличение теплосъема за счет больших теплообменных поверхностей (например, множества трубчатых каналов) ведет к росту гидравлического сопротивления при трении газа о стенки каналов. Для снижения потребовалось уменьшить длину каналов и, соответственно, размеры теплообменника. Таким образом, дальнейшее увеличение термического КПД системы утилизации тепла следует искать на пути использования компактных теплообменников.

В таких теплообменниках из-за ограничений по гидравлическому сопротивлению теплообмен осуществляется при сравнительно низких массовых скоростях. Низкие массовые скорости в сочетании с невысокой теплопроводностью газов приводят в результате к небольшой теплоотдаче на единицу площади поверхности. Таким образом, характерной чертой компактного теплообменника является большая величина площади теплопередающей

поверхности. Газо-газовые теплообменники требуют в десятки раз больше поверхность теплообмена, чем жидкостные, при сопоставимых объемах теплопередачи и напорных параметрах насосов.

Компактные теплообменники обладают интересной и важной особенностью, которая может быть продемонстрирована, если теплопередачу единицы поверхности рассмотреть как функцию затрат механической энергии, идущих на преодоление гидросопротивления той же единицы поверхности. Такая зависимость для трех различных поверхностей представлена на рис.10.4.1.

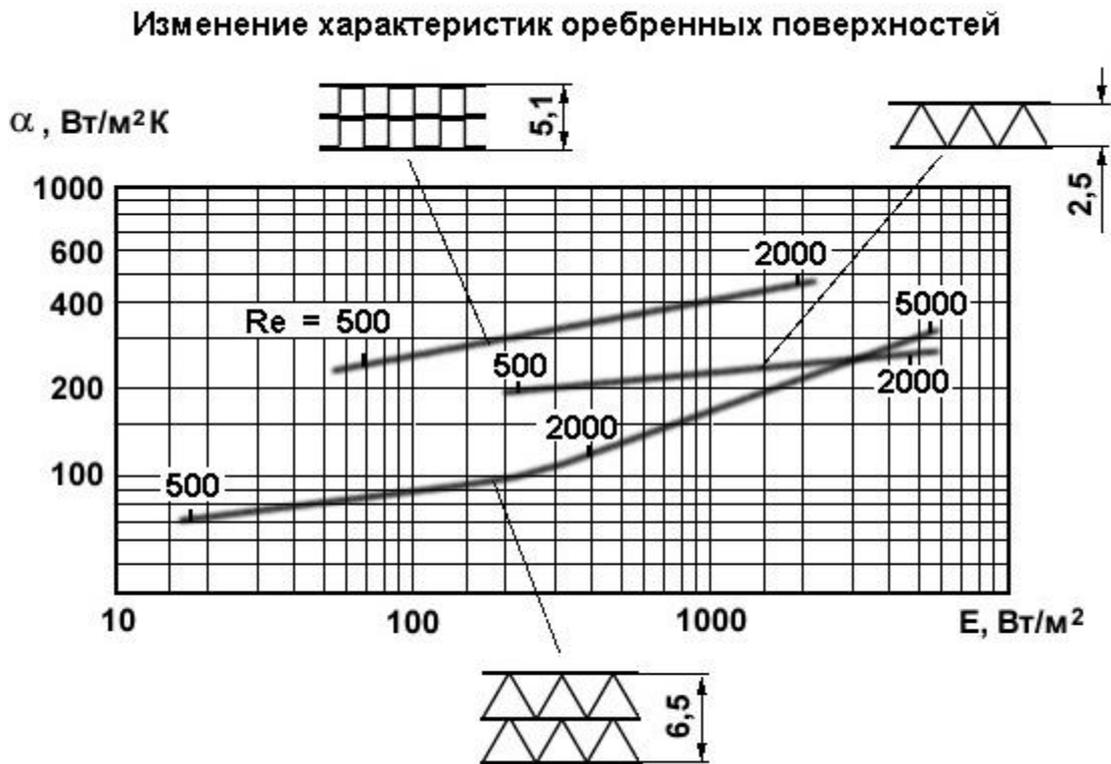


Рисунок 10.4.1

Теплопередача единицы поверхности при перепаде температур в 1 градус характеризуется коэффициентом теплоотдачи  $\alpha$ , который для рассматриваемого в данной работе газового потока определяется следующим образом

$$\alpha = \frac{C_p \cdot \mu}{Pr^{2/3}} \frac{1}{d_s} (St \cdot Pr^{2/3}) Re \left[ \frac{Вт}{м^2 К} \right], \quad (10.4.1)$$

где  $C_p$  - теплоемкость газа при постоянном давлении;  
 $\mu$  - динамическая вязкость газа;

$d_3 - 4 \frac{S}{\Pi}$  гидравлический эквивалентный диаметр канала, по

которому движется газ между теплопередающими поверхностями;

$S$  - площадь проходного сечения канала;

$\Pi$  - смоченный периметр проходного сечения канала;

$St = \frac{\alpha}{G C_p}$  - число Стантона;

$G = u \cdot \rho$  - массовая скорость газового потока;

$u$  - скорость газового потока;

$\rho$  - плотность газа;

$Re = \frac{G \cdot d_3}{\mu}$  - число Рейнольдса;

$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda}$  - число Прандтля;

$\lambda$  - коэффициент теплопроводности газа.

Затраты же энергии на единицу площади, идущие на преодоление сил трения газового потока о теплопередающие поверхности, зависят от коэффициента трения  $f$  и третьей степени числа  $Re$ :

$$E = \frac{\mu^3}{\rho^2} \left( \frac{1}{d_3} \right)^3 \cdot f \cdot Re^3 \left[ \frac{Вт}{м^2} \right]. \quad (10.4.2)$$

Характерной особенностью графиков на рис. 10.4.1 является широкий диапазон изменения затрат энергии на трение при небольшом отличии в коэффициенте теплоотдачи для каждого вида теплопередающих поверхностей. Это означает, что компактные теплообменники при небольшом снижении коэффициента теплоотдачи позволяют уменьшить гидравлические потери в десятки раз.

Эта их особенность делает компактные теплообменники весьма перспективными при использовании их в системе утилизации тепла при производстве СМС.

На рис. 10.4.1 показаны возможные виды плоско-параллельных каналов с ребрами. Уже первоначальный анализ их свойств показывает, что тепловая эффективность ребрения, делящего пространство канала на треугольные области, ниже, чем у ребер, имеющих широкую площадку контакта со стенкой канала. Это, по-видимому, объясняется тем, что во

втором случае лучше организован теплоотвод от ребра к стенке канала. Именно такие ребра и предлагается использовать для дальнейшего рассмотрения и анализа.

На рис. 10.4.2 представлены графики изменения теплообменных и гидравлических характеристик каналов с прямоугольным межреберным пространством. Верхний набор кривых характеризует изменение коэффициента трения  $f$  от числа  $Re$ , а нижние кривые показывают, как изменяются теплопередающие свойства. При этом использовано произведение критериальных чисел  $St \cdot Pr^{2/3}$ . Для рассматриваемых газов  $Pr = 0,7$ , поэтому для определения коэффициента теплоотдачи следует воспользоваться следующими формулами:

$$St = 1,27 (St \cdot Pr^{2/3});$$

$$\alpha = St \cdot G \cdot C_p.$$

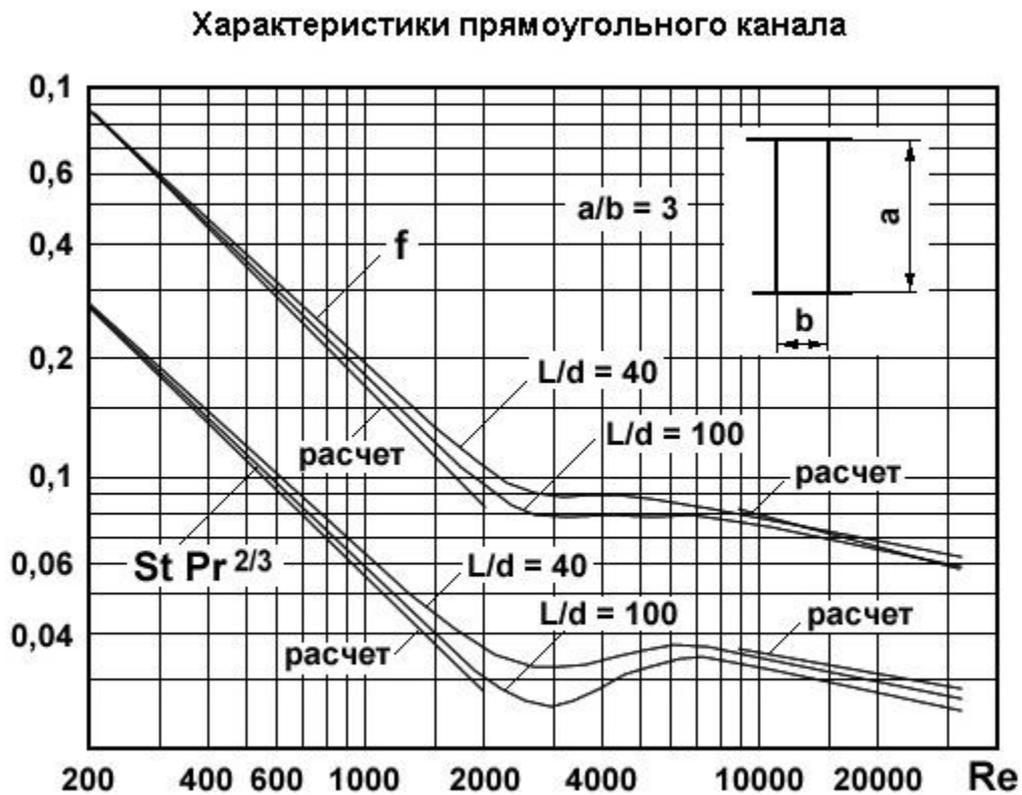


Рисунок 10.4.2

Как видно из рис. 10.4.2, характеристики газового потока существенно зависят от величины отношения длины канала  $L$  к его гидравлическому диаметру  $d_s$ . Чем меньше это отношение, тем выше значения параметров. На установившемся режиме ( $L/d_s = \infty$ ) значения

этих параметров минимальны. Именно этот режим хорошо исследован и теоретически и экспериментально.

Для установившегося режима на рис. 10.4.2 представлены графики, полученные расчетным путем. Они хорошо коррелируют с экспериментальными данными и поэтому в первоначальных расчетах можно пользоваться следующими формулами.

а) При определении коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_3},$$

где  $Nu$  – критерий Нусельта, который для ламинарного режима ( $Re < 2000$ ) можно определить из графика на рис. 10.4.3,

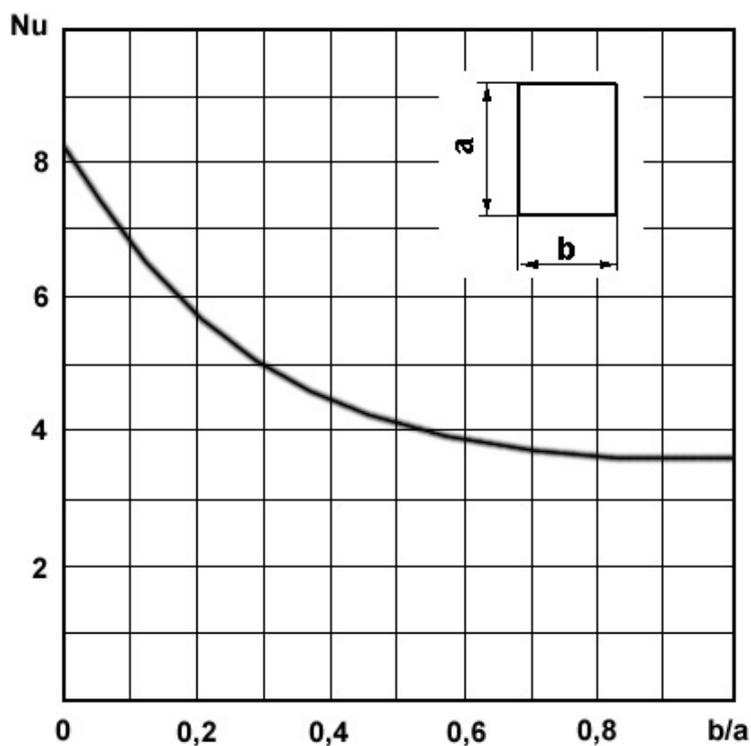


Рисунок 10.4.3

а для турбулентного режима ( $Re > 10000$ ) из формулы

$$Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8}.$$

б) При определении коэффициента трения:

- для ламинарного режима ( $Re < 2000$ )

$$f = \frac{(f Re)_{\infty}}{Re},$$

где  $(f Re)_{\infty}$  находится из графика на рис. 10.4.4;

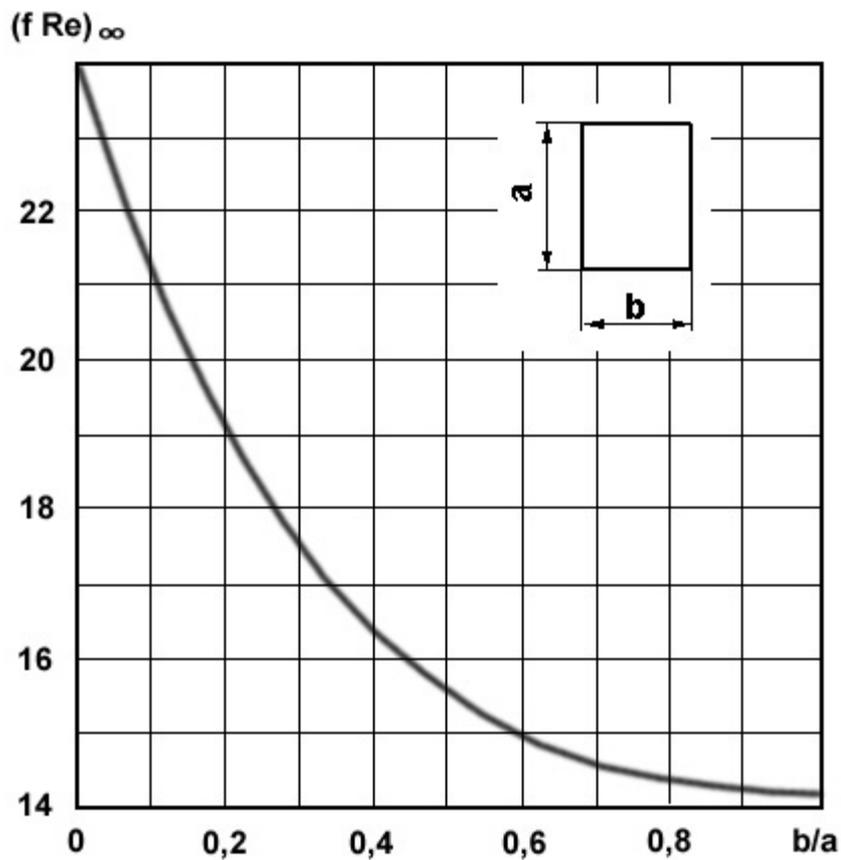


Рисунок 10.4.4

- для турбулентного режима ( $Re > 10000$ )

$$f = \frac{1}{4(1,82 \cdot \lg Re - 1,64)^2}$$

Вместе с тем, из рис. 10.4.2 видно, что в переходной зоне от ламинарного к турбулентному режиму параметры  $f$  и  $(St \cdot Pr^{2/3})$  изменяются больше всего. Эта зона характеризуется большей степенью неопределенности и требует проведения экспериментов. Тем более, что в этом диапазоне чисел  $Re$  как раз и работает большинство компактных теплообменников.

Первоначальный анализ экспериментальных данных, представленных в [130], показал, что наибольший интерес представляет оребренная поверхность и ее параметры, изображенные на рис. 10.4.5.

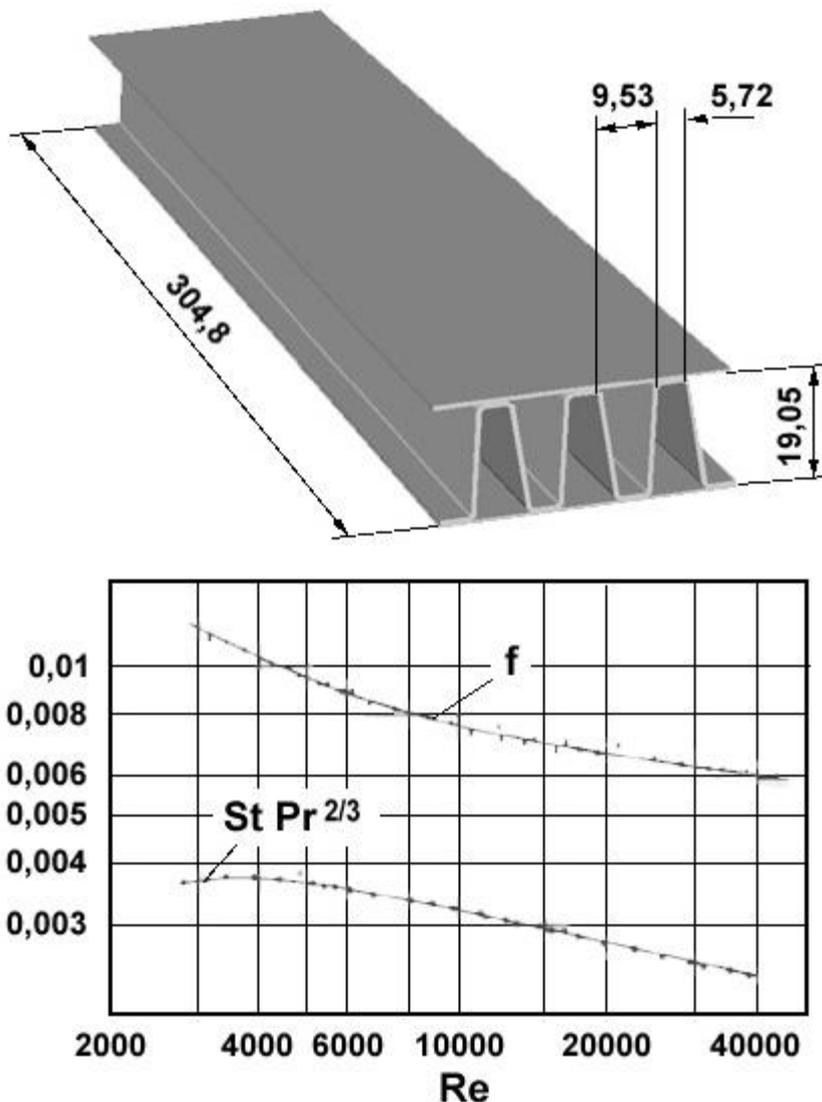


Рисунок 10.4.5

Выбор был сделан, исходя из расчета гидравлического сопротивления проходных каналов теплообменника, использующего такие оребренные поверхности. Оказалось, что этот теплообменник вписывается в пространство с продольным размером 5 м, имеющееся для его монтажа между вентилятором вторичного воздуха и газогенератором установки для производства СМС.

Естественно, что возможно использование поверхностей и с меньшими поперечными размерами каналов. Это приведет к уменьшению продольного размера теплообменника, что вполне допустимо. Но одновременно может возникнуть необходимость увеличения поперечных размеров самого теплообменника, а также усложнится решение задачи отвода конденсата.

В любом случае выбранная поверхность является как бы верхней границей рассматриваемого диапазона компактных теплообменников. Кроме того, представленные экспериментальные данные очень хорошо подходят для апробации расчетной методики, представленной в следующем разделе.

Геометрические характеристики выбранной поверхности приведены в таблице 10.4.1.

Как видно из рисунка 10.4.5 эта оребренная поверхность в переходной области чисел Рейнольдса имеет достаточно высокие значения как коэффициента трения так и параметров характеризующих теплоотдачу.

Методика расчета компактных теплообменников, представленная в работе [130], основана на использовании характеристик теплопередающих поверхностей, полученных экспериментальным путем. Ее использование, таким образом, ограничивает выбор конструктивных решений только теми поверхностями, на которые имеются экспериментальные данные. Поэтому в данной работе предлагается методика определения коэффициентов теплоотдачи с помощью численного эксперимента, проводимого на компьютере.

Таблица 10.4.1 - Геометрические параметры оребренного плоско-параллельного канала

Параметр	Размерность	Величина
Высота канала (расстояние между панелями)	мм	19,05
Удельное число ребер	ребра/м	118,5
Гидравлический диаметр канала	мм	10,82
Толщина ребер	мм	0,813
Длина межреберного канала	мм	304,8
Отношение длины к диаметру		28,2
Отношение площади теплообменной поверхности к объему между панелями	$\text{м}^2 / \text{м}^3$	322,5
Отношение площади поверхности ребер к общей площади теплообмена		0,706
Длина контактной площадки оребрения с панелью	мм	5,72

В основу методики положено определение температурных полей в оребренной конструкции, которые реализуются при стационарном процессе теплообмена при заданных граничных условиях. Расчет проводится на компьютере методом конечных элементов. В качестве граничных условий задается температура газа, омывающего соответствующую поверхность, и местный поверхностный коэффициент теплоотдачи. Этот коэффициент теплоотдачи вычисляется исходя из условий обтекания каждой элементарной поверхности.

Пример рассчитанных тепловых полей представлен на рис. 10.4.6. Этот расчет выполнен для оребренных конструкций, изготовленных из нержавеющей стали и имеющих разную толщину ребер. Из рисунка видно, что при одинаковых параметрах газового потока и геометрии каналов для разных толщин ребер реализованы разные процессы теплопередачи. В частности, температуры на внешних границах оребренных конструкций различаются существенно. Это означает, что эквивалентный коэффициент теплоотдачи оребренной поверхности также будет зависеть от толщины ребер.

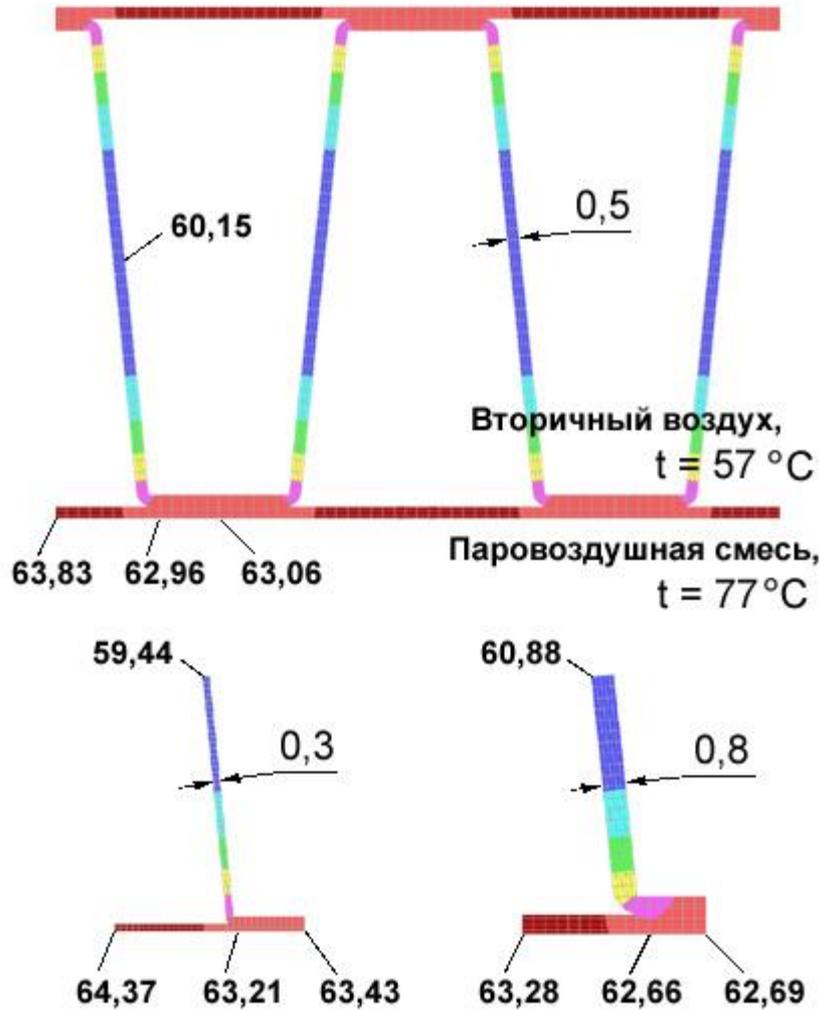


Рисунок 10.4.6 - Распределение температурных полей оребренных конструкций.

Для определения эквивалентного коэффициента теплоотдачи оребренной поверхности использовано уравнение теплового баланса. При этом температура по наружной поверхности панели осредняется.

Эквивалентный коэффициент теплоотдачи позволяет в дальнейших расчетах использовать только теплопередающие поверхности плоских панелей, разделяющих вторичный воздух и паровоздушную смесь. Это очень важно при решении задачи теплового баланса теплообменника с учетом конденсации водяного пара. Методика, изложенная в [130], решить такую задачу не позволяет.

В то же время методика [130] дала возможность провести апробацию предлагаемой методики, использующей численный эксперимент. Для этого с помощью методики [130]

были рассчитаны коэффициенты эффективности ребер и эквивалентные коэффициенты теплоотдачи для оребренной конструкции, представленной на рис. 10.4.5. При этом методика, изложенная в [130] на стр. 14...20, позволяет варьировать толщиной ребер, материалом конструкции и оценивать термический КПД теплообменника. Для справки в таблице 10.4.2 представлены результаты расчетов теплообменника длиной 5 м, использующего данную оребренную конструкцию, при варьировании толщиной и материалом ребер. В расчетах использовались параметры газов на номинальном режиме работы и, естественно, не учитывалась конденсация пара. Кроме того, методика [130] не предполагает ограничение температуры паровоздушной смеси за счет конденсации, поэтому значения термического КПД условны.

Таблица 10.4.2 - Параметры теплообменников, рассчитанные по методике [130]

Материал ребер	Теплопроводность, Вт/(м·К)	Толщина ребер, мм	Коэффициент эффективности и ребер в контуре вторичного воздуха	Коэффициент эффективности ребер в контуре паровоздушной смеси	Термический КПД, %
Нержавеющая сталь	15	0,8	0,84	0,82	~ 83
		0,5	0,74	0,75	~ 82
		0,3	0,70	0,67	~ 81
Углеродистая сталь	46	0,8	0,94	0,92	~ 84
		0,5	0,87	0,92	~ 83
		0,3	0,79	0,88	~ 82
Алюминий	210	0,8	0,98	0,98	~ 85
		0,5	0,96	0,97	~ 85
		0,3	0,94	0,95	~ 84

Следует отметить, что методика [130] предполагает интерполяцию данных, связанную с графическим представлением результатов, поэтому точность ее не выше второй значащей цифры. Тем не менее, анализ полученных результатов дает неплохое представление о работе оребренной поверхности.

Сравнение этих результатов с данными, полученными в численном эксперименте на компьютере, указывает на высокую сходимость результатов (до второй значащей цифры), что подтверждает достаточную достоверность разработанной методики. В качестве примера в таблице 10.4.3 представлены результаты расчета эквивалентных коэффициентов теплоотдачи для рассматриваемой конструкции в контуре вторичного воздуха.

Таблица 10.4.3 - Сравнение эквивалентных коэффициентов теплоотдачи в контуре вторичного воздуха

Материал ребер	Толщина ребер, мм	Коэффициент теплоотдачи	
		Рассчитан по методике [130]	Рассчитан с помощью численного эксперимента
Нержавеющая сталь	0,8	166	160,1
	0,5	148	144,0
	0,3	139	131,8
Углеродистая сталь	0,8	186	182,2
	0,5	180	172,9
	0,3	169	166,0
Алюминий	0,8	196	193,6
	0,5	193	191,1
	0,3	191	190,1

Значения эквивалентных коэффициентов теплоотдачи от газа к поверхности панели, разделяющей вторичный воздух и паровоздушную смесь, позволяют свести задачу к расчету стационарного теплообмена через плоскую поверхность при противоточном движении газов.

Задача решается вариационным методом, предполагающим нахождение такого баланса тепловых потоков, при котором бы реализовывался самый экономный с энергетической точки зрения процесс. Из всех возможных вариантов теплового баланса выбирается такой, где достигается минимальная передача тепла. При этом, площадь поверхности теплообмена, где осуществляется конденсация пара, саморегулируется процессом отвода тепла в контур вторичного воздуха.

Поскольку выбран противоточный теплообменник и реализуется конденсация пара, то термический КПД теоретически может достигать 100 % (т.е. все то тепло, которое теоретически может быть отведено, отводится этим теплообменником). Но для этого потребуется решение многофакторной оптимизационной задачи. В то же время, реальная конструкция теплообменника создается в условиях множества ограничений, среди которых главным являются напор вентилятора вторичного воздуха, конструкция подводящих и отводящих устройств, а также технологические возможности производителя. Поэтому расчет параметров теплообменника необходимо проводить методом последовательных приближений с учетом всех ограничивающих факторов.

В отличие от кожухотрубных теплообменников компактный теплообменник с плоско-параллельными теплопередающими панелями много проще в изготовлении. Достаточно уложить панели друг на друга, перемежая их гофрированными проставками, чтобы получить соответствующий пакет (слоеный "пирог"). А из пакетов, обранных соответствующим силовым каркасом, уже можно компоновать весь теплообменник. Наибольшую трудность представляет разработка подводящих и отводящих устройств. Их выбор будет определяться компоновкой теплообменного аппарата в установке по утилизации тепла с учетом размещения подводящих и отводящих газовых магистралей.

На рис. 10.4.7. представлен один из возможных вариантов компоновки теплообменника с плоско-параллельными панелями.

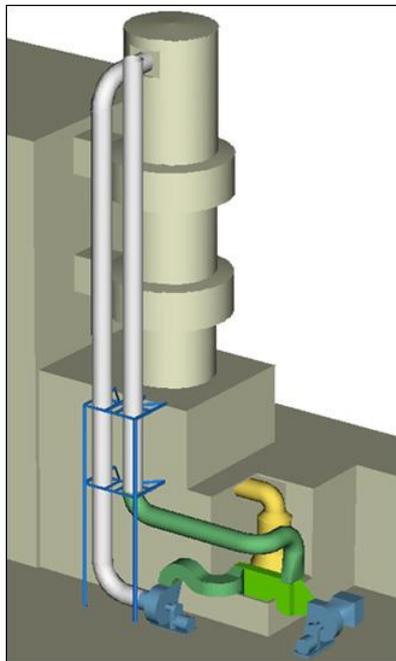


Рисунок 10.4.7 - Вариант компоновки теплообменника с плоско-параллельными панелями.

Выбор этого варианта обусловлен минимизацией гидравлического сопротивления в тракте вторичного воздуха. Другим ограничением при создании такой компоновки является то, что теплообменник должен находиться на высоте, не ниже, чем существующий газопровод вторичного воздуха. Это необходимо для прохода автокара под ним. Если есть возможность несколько опустить уровень установки теплообменника (для чего нужно провести примерку автокара), то это позволит снизить гидравлические потери в диффузоре и конфузоре канала вторичного воздуха.

В данном варианте панели уложены горизонтально и имеют ширину, равную ширине канала газопровода вторичного воздуха. Это обусловлено следующими обстоятельствами. Во-первых, горизонтальное размещение позволяет лучше прижать проставки к панелям (под собственным весом) для обеспечения достаточного теплового контакта ребер с панелями. Во-вторых, такое размещение облегчает удаление конденсата (особенно, если панели наклонить на несколько градусов). В-третьих, метровая ширина панелей позволит уменьшить гидравлические потери при поворотах газовых потоков в подводящих и отводящих устройствах. И, в-четвертых, такой теплообменник хорошо вписывается в газопровод вторичного воздуха и имеет диффузор и конфузор вторичного воздуха с изменением проходного сечения только в одном направлении, что существенно облегчает изготовление как самого клинообразного раструба, так и направляющих устройств для подвода и отвода газа к межпанельному пространству.

В отличие от кожухотрубного теплообменника, где выбор материала для труб практически не влиял на теплообменный процесс, в плоско- параллельном теплообменнике от выбора материала ребер сильно зависит термический КПД установки. Кроме того, как показывают расчеты (см. табл. 10.4.2), эффективность теплообмена в большой степени определяется толщиной ребер. Причем, у алюминия эта зависимость минимальная, у оцинкованного железа уже существенная, а у нержавеющей стали весьма значительная.

При выборе в качестве материала теплообменника нержавеющей стали возникает необходимость использовать листы большей толщины, а это приведет как к увеличению габаритов теплообменника, так и к росту его веса. Выбор алюминия в этом смысле много предпочтительнее, поскольку теплообменник получается и компактнее и легче. С другой стороны, у алюминия в три раза ниже, чем у стали, модуль упругости, что потребует более детального изучения вопросов, связанных с прочностью и собственными колебаниями конструкции.

Для справки в таблице 10.4.4 приведены массы теплопередающих пакетов для рассматриваемого теплообменника без учета конструктивных элементов силового каркаса.

Таблица 10.4.4 - Массово-габаритные параметры теплообменных пакетов с плоско-параллельными панелями длиной 5 м и шириной 1 м

Материал ребер и панелей	Высота канала мм	Толщина панелей, мм	Толщина ребер, мм	Высота пакета, м	Масса пакета, т
Сталь	20	0,8	0,8	3,16	18,7
		0,5	0,5	3,12	11,7
		0,3	0,3	3,08	7,0
Алюминий	20	0,8	0,8	3,16	5,8
		0,5	0,5	3,12	3,6
		0,3	0,3	3,08	2,2

Используемые в расчетах параметры оребрения представлены на рис. 10.4.8.

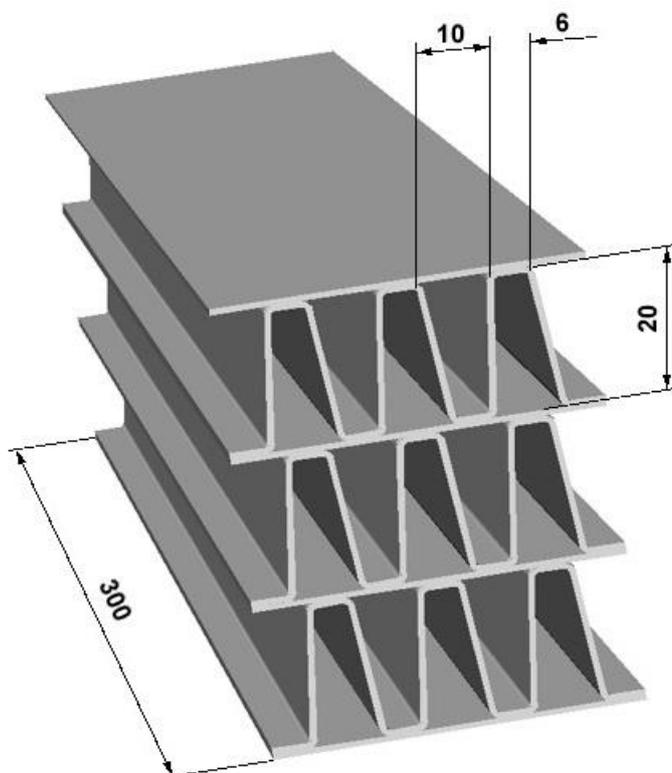


Рисунок 10.4.8

Теплообменник с таким оребрением рассчитан на номинальный режим работы установки производства СМС. Параметры газовых потоков взяты такими же, как для расчета кожухотрубных теплообменников. Они представлены в таблице 10.4.5.

Таблица 10.4.5 - Параметры газовых потоков на входе в теплообменник

Газ	Температура, °С	Объемный расход, м <sup>3</sup> /час	Площадь проходного сечения, м <sup>2</sup>	Водяной эквивалент, Вт/К
Вторичный воздух	17/-23	49300	1,25	16300
Паровоздушная смесь	77	76000	1,27	21200

Поскольку термический КПД теплообменника существенно зависит от выбора материала, расчет выполнен для трех возможных металлов: нержавеющей стали, углеродистой стали и алюминия. При этом, выбрано среднее значение толщины ребер - 0,5 мм.

Результаты расчетов представлены в таблице 10.4.6. Их сравнение с результатами, полученными в [75], показывает, что плоско-параллельный компактный теплообменник не только обеспечивает приемлемое гидросопротивление в контуре вторичного воздуха, но и имеет больший термический КПД. Это обстоятельство позволяет отдать ему предпочтение при выборе типа теплообменника для установки утилизации тепла в распылительной сушилке.

Таблица 10.4.6 - Параметры рабочего процесса в плоско-параллельном теплообменнике

Материал ребер	Режим работы	Тепловой поток, кВт	Выход конденсата, г/с	Длина пленки конденсата, м	Термический КПД, %
Нержавеющая сталь	лето	862	64	1,4	88,1
	зима	1481	417	2,2	90,9
Углеродистая сталь	лето	889	71	1,2	90,9
	зима	1519	417	1,9	93,2
Алюминий	лето	902	74	1,1	92,2
	зима	1535	417	1,8	94,2

## **10.5 Разработка конструкции компактного теплообменника для рекуперации тепла в распылительной сушилке**

Как установлено выше, основными элементами системы утилизации тепла в распылительной сушилке являются компактный теплообменник, содержащий плоско-параллельные оребренные поверхности теплообмена, а также газовые магистрали для подвода к теплообменнику и отвода от него паровоздушной смеси и вторичного воздуха.

Главными требованиями, предъявленными к компоновочной схеме системы утилизации тепла, является сохранение имеющихся вентиляторов вторичного воздуха и паровоздушной смеси, неизменность их месторасположения (фундаментов), а также сохранение наиболее крупногабаритных элементов - основных газовых магистралей (труб) для отвода паровоздушной смеси из РС и выброса ее в атмосферу.

Решающее влияние на взаимное расположение указанных элементов системы утилизации тепла в условиях действия данных ограничений оказывают напорные характеристики вентиляторов паровоздушной смеси и вторичного воздуха. Как показали результаты гидравлического расчета системы, наиболее «зажатым» оказывается контур вторичного воздуха.

Это предопределяет практически однозначное решение, предусматривающее расположение компактного теплообменника непосредственно на месте существующего газохода вторичного воздуха (схема с прямым входом). При этом большая часть теплообменника будет располагаться внутри помещения газогенераторной. Данное обстоятельство также накладывает ряд ограничений на возможности компоновки подводящих и отводящих газоходов для обеспечения прочности самого производственного здания.

Массово-габаритные параметры теплообменника определены по результатам теплового и гидравлического расчетов. Его длина, ширина и высота составляют соответственно 6,2, 1,06 и 3 метра (без обвязки и силового каркаса). Масса может достигать 12 - 15 тонн в зависимости от толщины оцинкованной стали, используемой для изготовления теплообменника.

Анализ силовой схемы металлической несущей конструкции здания генераторной показывает, что размещение теплообменника возможно только в пространстве между первой и второй горизонтальными балками (см. рис.10.5.1.). Расстояние между балками составляет 4 м, что вполне достаточно для установки теплообменника.

Нижняя плоскость теплообменника будет совпадать с нижней плоскостью газохода вторичного воздуха, а горизонтальный поперечный габарит почти не будет отличаться от

поперечного размера газохода вторичного воздуха. Проведенные промеры показали, что между теплообменником и первой горизонтальной балкой несущей конструкции здания есть пространство (~200 мм), достаточное для размещения горизонтальных балок силовой опоры, на которую будет устанавливаться теплообменник. Кроме того, теплообменник указанных размеров вполне помещается в вырез, выполненный в диагональной распорке, когда прокладывался газоход вторичного воздуха. Такой же вырез необходимо сделать и в другой распорке, предварительно связав место соединения распорок с горизонтальными балками вертикальной стойкой.

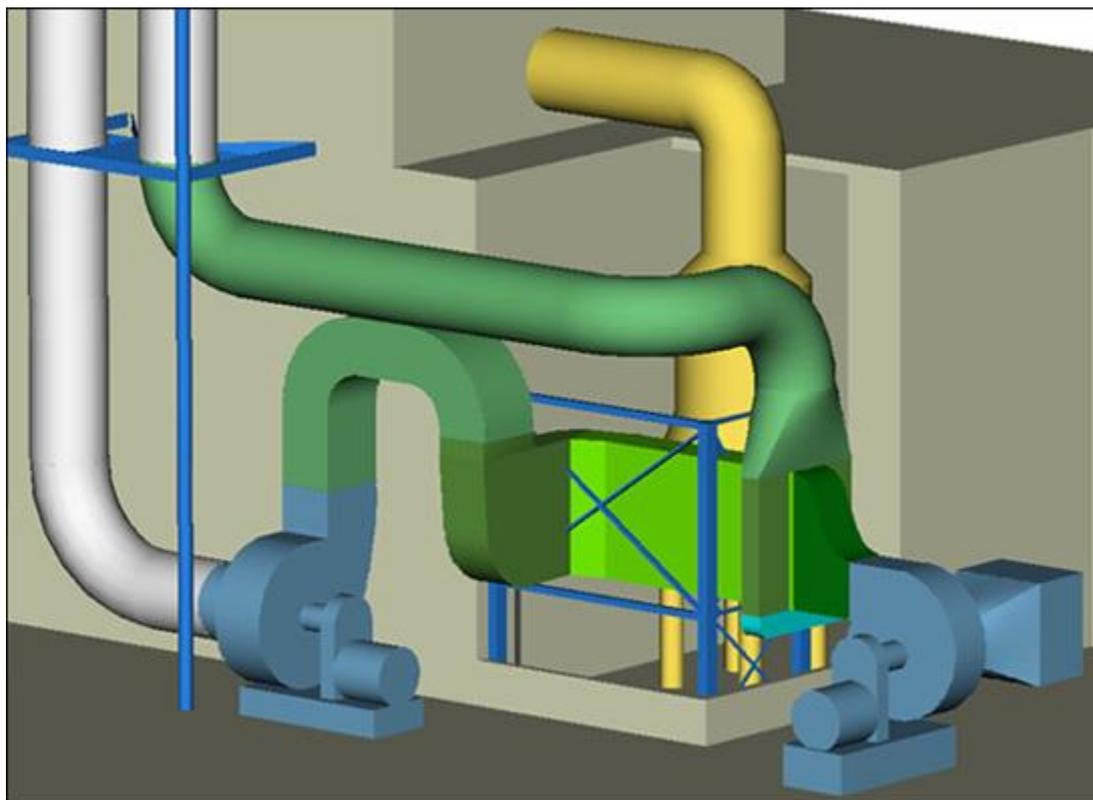


Рисунок 10.5.1 - Конструкция и обвязка теплообменника.

На входе и выходе из теплообменника по контуру вторичного воздуха устанавливаются соответственно диффузор и конфузор. При этом выходной фланец теплообменника должен быть параллельным входному фланцу газогенератора (см. рис.10.5.2). Для этого на выходе поток вторичного воздуха должен быть повернут на  $75^\circ$ , а выходной фланец должен быть выполнен под углом  $15^\circ$  к продольной оси теплообменника.

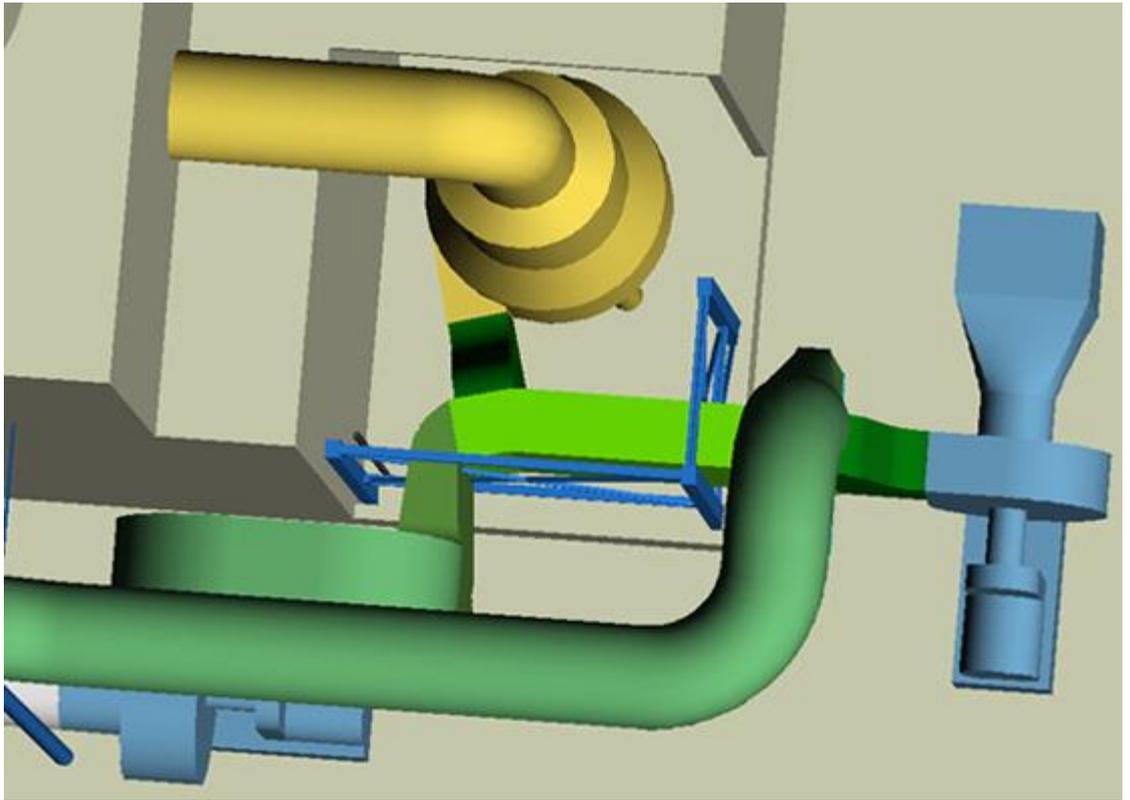


Рисунок 10.5.2 - Схема монтажа теплообменника (вид сверху).

Для снижения гидropотерь длина как диффузора, так и конфузора должна составлять  $\sim 1,5$  м. Кроме того, для удешевления производства диффузор и конфузор целесообразно изготовить одинаковыми. С учетом этих обстоятельств необходимо укоротить входной газопровод газогенератора и соответственно перенести его входной фланец (на  $\sim 0,5$  м). Окончательная увязка этого размера должна быть выполнена на стадии производства. Следует также отметить, что выбор длины диффузора будет влиять на изменение продольного размера теплообменника.

Входной фланец теплообменника по контуру паровоздушной смеси, исходя из условий компоновки, может быть выполнен только с торца теплообменника под прямым углом к выходному фланцу вторичного воздуха. Другие варианты (например, двусторонний боковой вход с подачей газа сверху или односторонний боковой вход с боковой подачей газа) невозможны из-за малого пространства между газогенератором и несущей конструкцией здания. Кроме того, эти варианты снижают тепловую эффективность рекуператора.

Входной фланец паровоздушной смеси будет размещаться в непосредственной близости к стене здания, что потребует проложить сквозь стену подводящий газопровод сечением  $0,9 \times 3$  м. В этом месте уже ранее располагался газопровод и в диагональной

металлической распорке выполнен вырез. Такой же вырез необходимо сделать и в другой распорке, предварительно усилив конструкцию вертикальной стойкой.

Выход паровоздушной смеси из теплообменника находится за пределами здания и поэтому ничем не ограничен. Предлагается использовать двусторонний боковой выход с отводом газа вверх, а сконденсированной воды вниз. Для этого к боковым фланцам теплообменника крепятся два газосборника, к которым в свою очередь снизу стыкуется коллектор для сбора и отвода конденсата, а сверху - отводящий газовый коллектор.

Как следует из анализа предлагаемой компоновки рекуперативного аппарата (см. рис.10.5.1), теплообменник должен размещаться частично в здании, а частично за его пределами. Это сильно ограничивает возможности по его монтажу, в частности, исключает традиционное использование грузоподъемной техники. Теплообменник при монтаже должен допускать горизонтальное перемещение в проем стены между двумя балками силовой конструкции здания. Учитывая, что вес стального теплообменника будет составлять не менее 12 т, предлагается изготовить его сборным из шести горизонтальных модулей. Внешний вид такого теплообменника представлен на рис.10.5.3 и 10.5.4.

Каждый модуль будет весить 2...2,5 т и его горизонтальное перемещение (например, на катках) не вызовет затруднений. Модули устанавливаются друг на друга и соединяются между собой. Нижний модуль будет крепиться к горизонтальным балкам силовой опоры теплообменника.

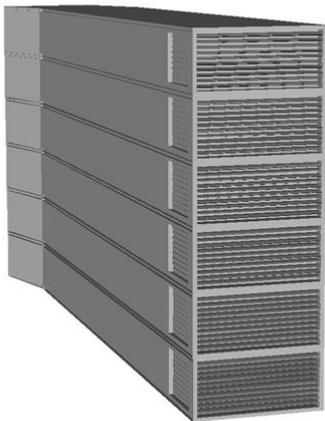


Рисунок 10.5.3 - Разборный теплообменник теплообменника

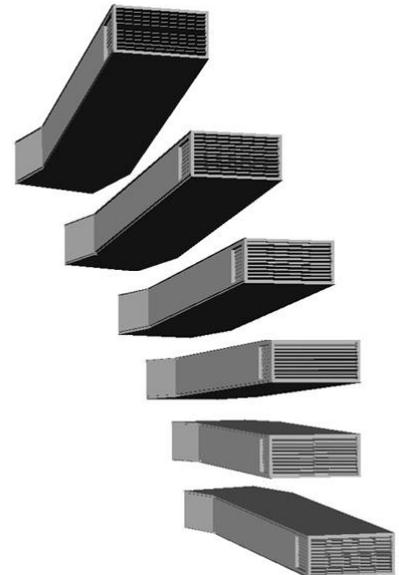


Рисунок 10.5.4 - Модули теплообменника

Модуль теплообменника может быть собран автономно в заводских условиях и допускает как перегрузку, так и транспортировку практически без ограничений. Для этого модуль имеет свой силовой каркас, в котором размещается теплообменная сборка.

Предварительные габаритные размеры модуля теплообменника следующие:

- длина - 6200 мм;
- высота - 500 мм;
- ширина - 1200 мм.

Силовой каркас в сборе представлен на рис.10.5.5. Он состоит из верхней и нижней рам, трех боковин ферменной конструкции и трех стоек. Все элементы каркаса изготавливаются из равнопрочного швеллера, например:

Швеллер  $\frac{32 \times 25 \times 3 \text{ ГОСТ } 8278 - 75}{\text{Ст3кп ГОСТ } 11474 - 76}$ .

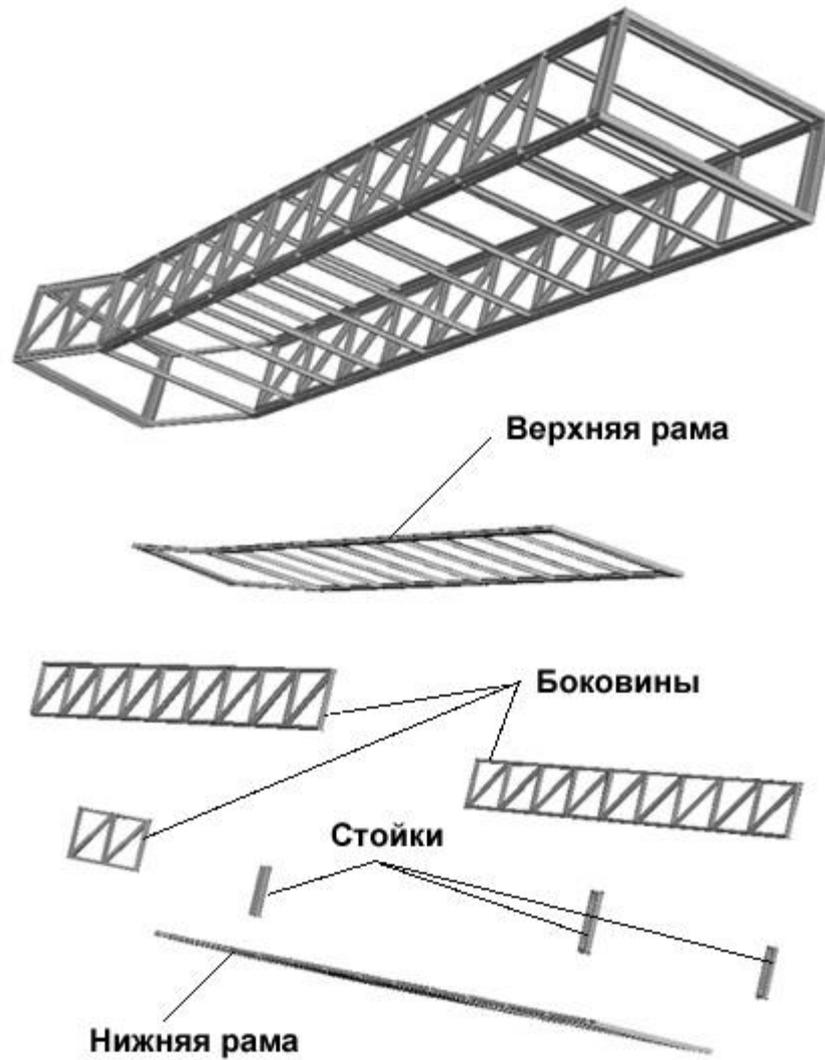


Рисунок 10.5.5 - Силовой каркас теплообменника

Конструкция рамы представлена на рис. 10.5.6 и 10.5.7. Ее основу составляют продольные балки, выполненные из сдвоенных швеллеров. Балки соединяются между собой поперечинами. В поперечинах просверлены отверстия для прохода паровоздушной смеси. Отверстия же имеются и в продольных балках на участках, где формируются боковые выходные фланцы паровоздушной смеси.

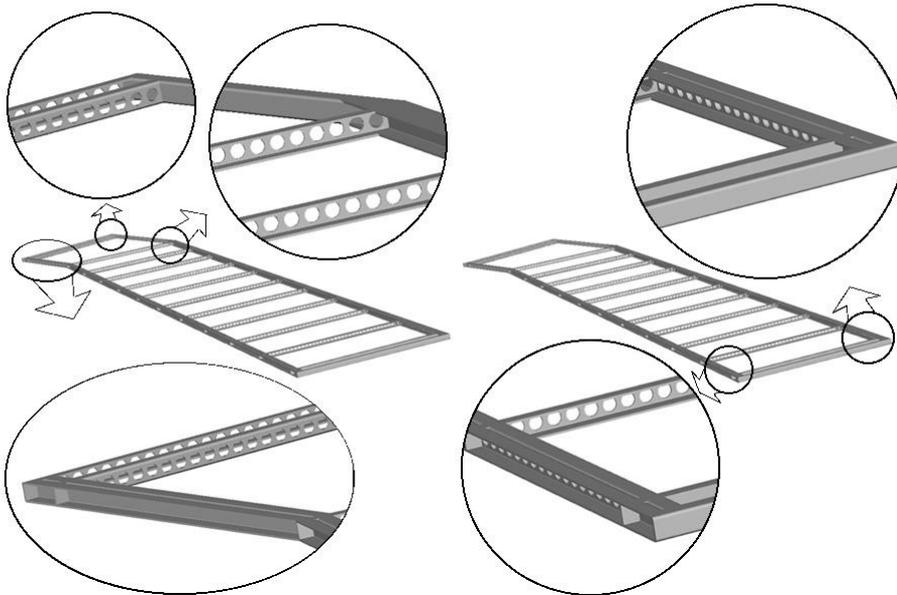


Рисунок 10.5.6 - Конструкция рамы Рисунок 10.5.7 - Конструкция рамы

К наружным швеллерам балок крепятся боковины, а на внутренние швеллера и поперечины опирается теплообменная сборка.

Боковины показаны на рис.10.5.8. Они имеют ферменную конструкцию и обеспечивают несущую способность при действии изгибающих моментов, возникающих во время такелажных работ с модулем, а также воспринимают сжимающие усилия от веса модулей, расположенных сверху в собранном теплообменнике.

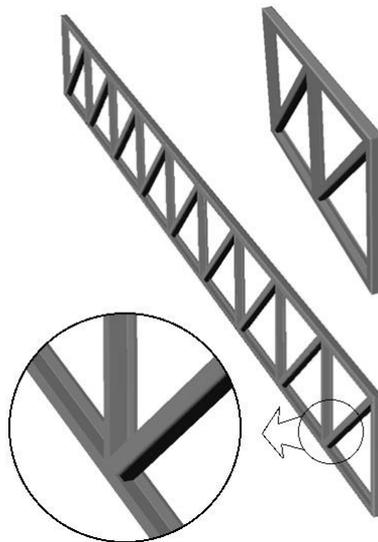


Рисунок 10.5.8 - Конструкция боковин.

Стойка показана на рис.10.5.9. Ее конструкция позволяет формировать фланцы для подвода и отвода газов, а также обеспечить пространство, в котором теплопередающие пластины загибаются и образуют обтекатели для входящего газа.

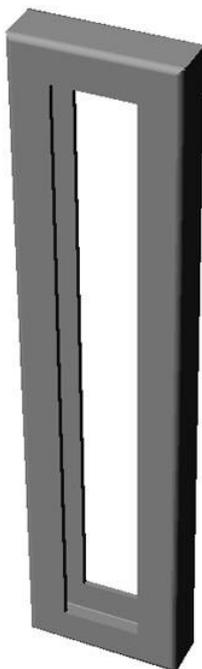


Рисунок 10.5.9 - Стойка.

Фрагмент теплообменной сборки и ее основные элементы представлены на рис. 10.5.10. Все элементы выполняются из листов оцинкованной стали толщиной 0,3...0,5 мм.



Рисунок 10.5.10 - Фрагмент сборки с основными элементами.

Теплообменная сборка набирается из плоских панелей, между которыми укладываются гофрированные проставки. При этом нижняя панель кладется на нижнюю раму силового каркаса, а уже на нее - все остальные панели с проставками. Плотный контакт между проставками и панелями осуществляется под действием веса верхних слоев, а также поджатия верхнего слоя верхней рамой.

Главным образом используются два вида панелей, представленных на рис.10.5.11 и 10.5.12. Они отличаются загибом буртиков. Буртики обеспечивают изоляцию полостей вторичного воздуха от потока паровоздушной смеси, а также позволяют формировать обтекатели, которые снижают газодинамические потери на входе газов в теплообменник.

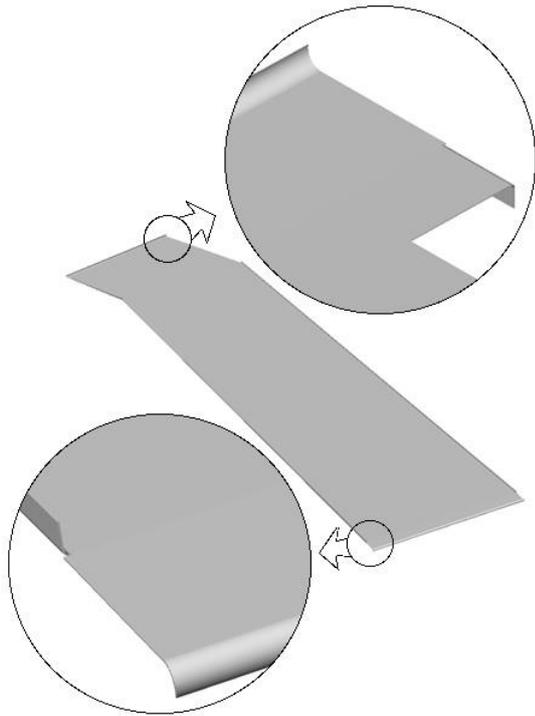


Рисунок 10.5.11

Конструкция панелей теплообменника.

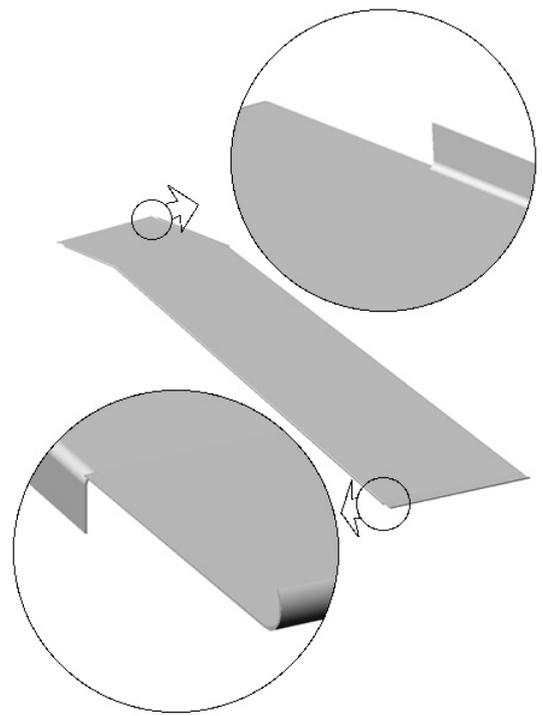
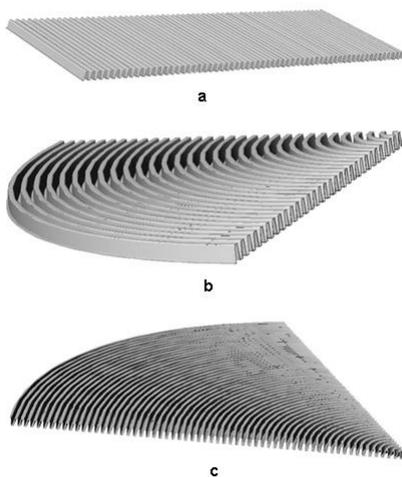


Рисунок 10.5.12

Гофрированные проставки представлены на рис.10.5.13. В основном используются прямые проставки. Они могут быть изготовлены из полосы шириной 300 мм. Высота гофра 20 мм.



Можно также использовать готовые гофрированные панели. В этом случае необходимо будет провести гидравлический расчет под конкретные размеры гофров.

Поворотные гофры могут быть отштампованы целиком или набраны из отдельных клиновидных секторов.

Порядок укладки панелей и гофров показан на рис. 10.5.14...10.5.17. Прямые гофрированные проставки должны укладываться со смещением. Такая укладка повышает теплообмен за счет турбулизации потока, а также надежно фиксирует проставки друг относительно друга.

Рисунок 10.5.13

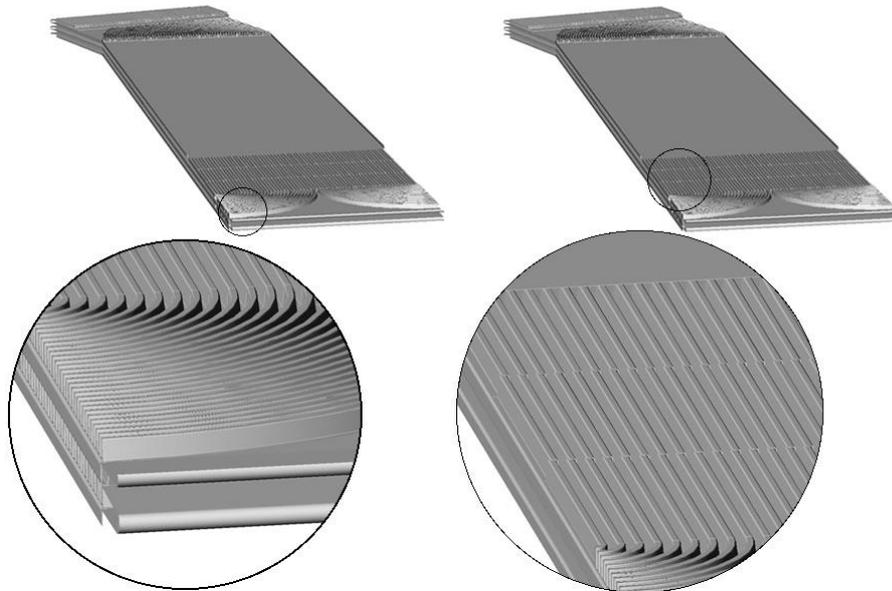


Рисунок 10.5.14

Рисунок 10.5.15

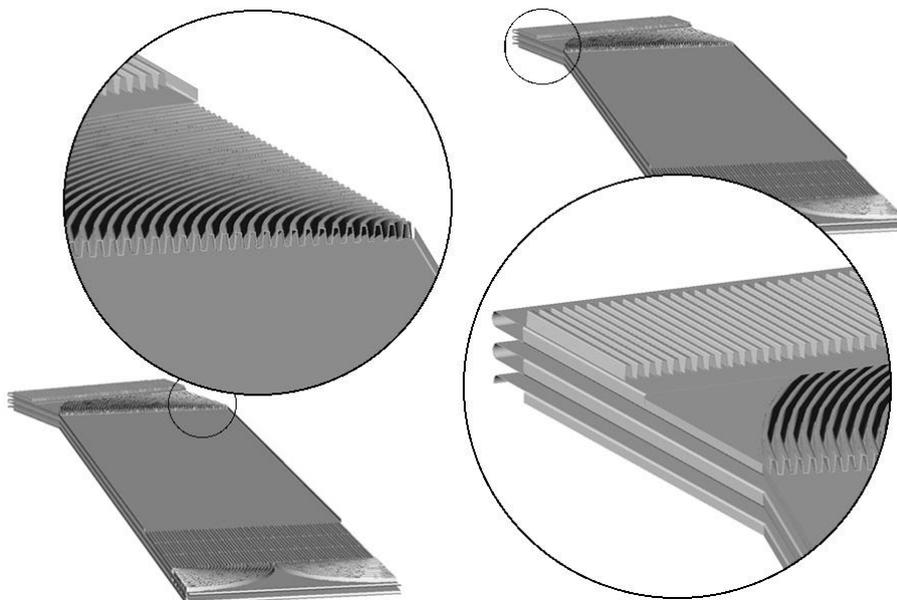


Рисунок 10.5.16

Рисунок 10.5.17

На входах вторичного воздуха и паровоздушной смеси загнутые буртики фиксируются между собой, образуя аэродинамическую кромку. Во внутреннюю полость под буртики заливается пеноматериал, полимеризующийся на воздухе. Этот пенопласт обеспечит жесткость обтекателей и зафиксирует поворотные гофрированные проставки.

Конструкция газовых магистралей представлена на рис. 10.5.18 ... 10.5.20.

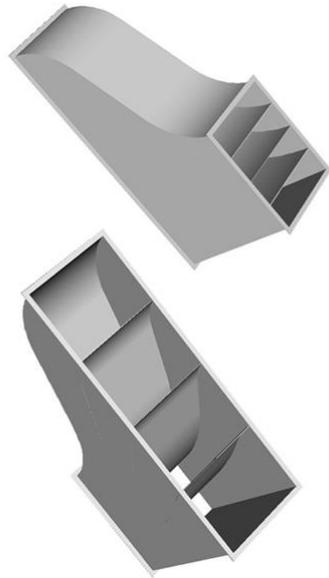


Рисунок 10.5.18

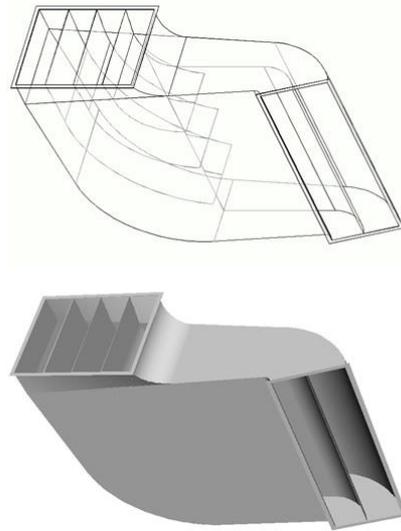


Рисунок 10.5.19

Назначение диффузора состоит в изменении площади поперечного сечения газового потока от значения  $1,25 \text{ м}^2$  до величины  $3 \text{ м}^2$ . При этом длина переходного участка ограничена значением  $1,5 \text{ м}$ . Кроме того, по условиям компоновки поворот газового потока возможен только вверх. Таким образом, чтобы снизить величину гидравлических потерь, предлагается форма диффузора, показанная на рис.10.5.18.

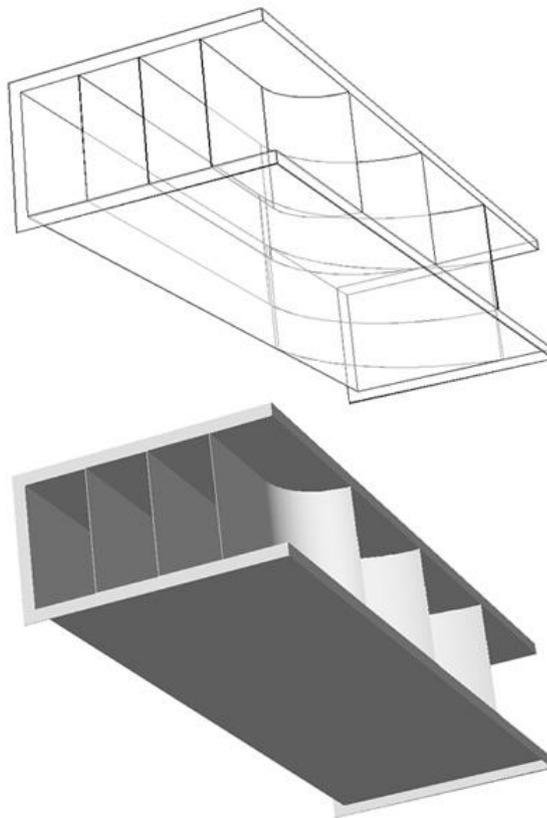


Рисунок 10.5.20

Диффузор можно изготовить из листовой стали толщиной 2...3 мм. Для фланцев можно использовать уголок равнополочный, например:

$$\text{Уголок} \frac{63 \times 63 \times 6 \text{ ГОСТ } 8509 - 72}{\text{Ст3сп ГОСТ } 535 - 58}.$$

Для уменьшения вихреобразования в газовом потоке в диффузоре необходимо установить направляющие лопатки (перегородки).

Представленная конструкция диффузора самая простая. За счет ее усложнения можно добиться дальнейшего снижения гидравлических потерь. Например, если использовать пять двойных перегородок, зазор между которыми изменяется от нуля на входе до величины, равной двум толщинам рамы каркаса модуля, на выходе. Такая конструкция диффузора позволит подводить воздух к каждому модулю отдельно, за счет чего суммарная площадь поперечного сечения газового потока на выходе снизится на 10 %. Примерно на столько же уменьшатся и гидравлические потери в диффузоре.

Конфузор выполняет обратную задачу по сужению газового потока. Его конструкция может быть аналогична диффузору, что весьма важно с точки зрения унификации производства.

Подводящий газопровод предназначен для подачи паровоздушной смеси к компактному теплообменнику. При этом, необходимо изменить площадь поперечного сечения газового потока с  $2 \text{ м}^2$  до  $3 \text{ м}^2$ , обеспечить транспортирование газа через стену здания и двойной поворот потока.

Внешний вид и каркасная схема возможного варианта подводящего газопровода представлены на рис.10.5.19. Для его изготовления могут быть использованы те же материалы, что и для диффузора.

Поскольку запас напора вентилятора паровоздушной смеси высокий, то конструкция газопровода может быть предельно упрощена, исходя из возможностей производства. В то же время, установка направляющих перегородок весьма желательна с тем, чтобы ограничить возможность образования вихрей в газовом потоке.

Отводящий газосборник предназначен для отвода паровоздушной смеси от компактного теплообменника с последующим вводом охлажденной смеси в вертикальную выхлопную трубу. При этом осуществляется поворот газового потока вверх в газовый коллектор с одновременным уменьшением площади поперечного сечения потока с  $1,5 \text{ м}^2$  до  $0,5...0,75 \text{ м}^2$ , а также сбор летящих капель конденсата и слив его в водяной коллектор.

Самая простая конструкция отводящего газосборника показана на рис.10.5.20. В данном случае направляющие перегородки обеспечивают поворот и сужение газового потока.

## **Заключение**

В данной диссертации представлены новые теоретические и экспериментальные результаты, которые представляют научную и практическую значимость.

1. Разработаны новые способы и устройства для плавления органических кислот в контейнерах, обеспечивающие максимальную эффективность данной операции по совокупности разработанных критериев.
2. Предложенные конструкции генераторов топочных газов обеспечивают достижение низких уровней рабочих температур футеровки, что решает поставленную задачу - работать продолжительное время без проведения каких-либо заметных регламентных мероприятий, а также открывают широкие перспективы в плане повышения мощности газовой горелки при сохранении геометрических размеров топочной камеры.
3. Разработана и внедрена в производство новая конструкция аэролифта, позволяющая существенно снизить потери напора и обеспечить длительную эксплуатацию без проведения регламентных работ.
4. Разработаны ресурсосберегающие конструкции распылительной сушилки на основе использования оптимальной организации газовых потоков.
5. Результаты теоретических исследований показали возможность эффективной утилизации тепловой энергии паровоздушной смеси, удаляемой в атмосферу из распылительной сушилки, а также позволили определить способы реализации максимальной эффективности утилизации, что имеет большое значение для промышленности, поскольку подобные системы утилизации применимы в ряде аналогичных производств.

Хочу выразить благодарность за неоценимую помощь в проведении теоретических и экспериментальных работ, а также подготовке материалов Ханкову Сергею Ивановичу, Павутницкому Юрию Васильевичу, Мазарченкову Валерию Алексеевичу и Волынкину Валерию Михайловичу.

### Литература

1. Бережковский М.И. Хранение и транспортирование химических продуктов.- Л.: Химия, 1982. - 256 с.
2. Бухштаб З.И., Мельник А.П., Ковалев В.М. Технология синтетических моющих средств: Учеб. пособие для вузов. - М.: Легпромбытиздат, 1988. - 320 с.
3. Бурдо Ю.И., Палевский Л.В., Бадещенков С.В., Грищенко Е.Н. Особенности процесса непрерывного дозирования жидкого сульфонола в производстве СМС // Новое в области технологии, аппаратурного оформления и разработки средств автоматизации и механизации производства ТБХ. - М.: НИИТЭХИМ, 1990. С. 23–28.
4. Herman De Groot W., Adami I., Moretti G.F. The manufacture of modern detergent powders. - Herman de Groot Academic Publisher: Wassenaar, The Netherlands, 1995. - 199 p.
5. Woollatt E. The manufacture of soaps, other detergents and glicerine. - Chichester, UK: Ellis Horwood Ltd., 1985. - 836 p.
6. Handbook of Detergents (Part F: Production) Edited by Uri Zoller. - Boca Raton : CRC Press, 2009. - 593 p.
7. Беззубов Л. П. Химия жиров. Изд. 2-е. - М.: Пищевая промышленность, 1975. - 280 с.
8. Журавлев А. М., Гозенпут Л. Д. Оборудование для жироперерабатывающих предприятий. - М.: Пищевая промышленность, 1976. - 303 с.
9. Справочник по мыловаренному производству. Под. редакцией И. М. Товбина. - М.: Пищевая промышленность, 1974. - 517 с.
10. Товбин И. М., Фаниев Г. Г. Технология жиров. - М., Пищевая промышленность. Изд. 4-е, перераб. и доп. 1970. – 202 с.
11. Товбин И. М., Залиопо М. Н., Журавлев А. М. Производство мыла. - М.: Пищевая промышленность. Изд. 2-е, перераб. и доп. 1976. – 205 с.
12. Лыков А. В. Теория теплопроводности. - М.: Высшая школа, 1967. - 600 с.
13. Лейбензон Л. С. Руководство по нефтепромысловой механике. М. – Л.: ОНТИ НКТП СССР. 1934. – 352 с.
14. Мейрманов А.М. Задача Стефана. – Новосибирск: Наука. 1986. – 39 с.
15. Le Dez. V., Yousefian F., Vaillon R., et al. Problem de Stefan direct dans un milieu semitransparent gris // J. Phys. Franse. - Ser. 3. - 1996. - V. 6. - P. 81 -94.
16. Васильева И. А. Стационарное излучение объектов с рассеивающимися средами // Успехи физических наук. – 2001. - Т. 171. - № 12. – С. 1317-1346.

17. Бурка А. Л., Емельянов А. А., Сеницын В. А. Теплообмен в полупрозрачных слоях, обтекаемых высокотемпературным газодисперсным потоком // Ползуновский вестник. – 2004. - №1. – С. 49-52.
18. Рубцов Н.А., Саввинова Н.А., Слепцов С.Д. Однофазная задача Стефана для полупрозрачной среды с учетом отражения излучения // Теплофизика и аэромеханика. - 2003. - Т. 10. - №2. - С. 255-264.
19. Рубцов Н. А., Тимофеев А. М., Паномарев Н. Н. О поведении коэффициентов переноса в прямых дифференциальных методах теории радиационного теплообмена в рассеивающих средах // Изв. СО АН СССР. Сер. техн. наук. - 1987. - Вып. 5. - №18. - С. 3-8.
20. Рубцов Н. А., Слепцов С. Д. Влияние граничных условий на нестационарный радиационно-кондуктивный теплообмен в слое полупрозрачной среды // Теплофизика и аэромеханика. - 2005. - Т. 12. - №1. - С. 95–103.
21. Рубцов Н. А. Теплообмен излучением в сплошных средах. Новосибирск: Наука. Сиб. отд-ние. - 1984. – 276 с.
22. Рубцов Н. А., Тимофеев А. М., Саввинова Н. А. Комбинированный теплообмен в полупрозрачных средах. - Новосибирск: Изд-во СО РАН. - 2003. – 197 с.
23. Рубцов Н.А., Саввинова Н.А., Слепцов С.Д. Численное моделирование однофазной задачи Стефана в слое с прозрачными и полупрозрачными границами // Прикладная механика и техническая физика. - 2006. - Т. 47. - №3. - С. 84-91.
24. Рубцов Н, А., Слепцов С. Д. Радиационно-кондуктивный теплообмен в полупрозрачной среде с фазовым переходом на границах разной поглощательной способности // Теплофизика и аэромеханика. - 2010. - Т. 17. - №2. - С. 237-245.
25. Рубцов Н.А. К решению однофазной задачи Стефана в слое полупрозрачного материала // Теплофизика и аэромеханика. - 2005. - Т. 12. - №3. - С. 471–482.
26. Рубцов Н.А. К определению граничных условий радиационного теплообмена на плоской поверхности раздела двух сред // Теплофизика и аэромеханика. - 2003. - Т. 10. - №1. - С. 87–102.
27. Рубцов Н.А., Тимофеев А.М., Саввинова Н.А. Комбинированный теплообмен в полупрозрачных средах. - Новосибирск: Изд-во СО РАН. - 2003. - 197 с.
28. Рубцов Н. А., Слепцов С. Д. Анализ свойств теплового излучения осесимметричных полупрозрачных систем с проницаемыми границами // Теплофизика и аэромеханика. - 2008. - Т. 15. - № 4. - С. 711–719.
29. Оцисик М.Н. Сложный теплообмен. - М.: Мир. - 1976. - 616 с.

30. Landau H.G. Heat conduction in a melting solid // *Quart Appl. Math.* – 1950. - V. 8. - P. 81-94.
31. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. Учебник для вузов. - М.: Энергия, 1975. - 488 с.
32. Дульнев Г.Н., Семьяшкин Э. М. Теплообмен в радиоэлектронной аппаратуре. - Л.: Энергия, 1968. - 361 с.
33. Дульнев Г.Н., Парфенов В.Г., Сигалов А.В. Методы расчета теплового режима приборов. - М.: Радио и связь, 1990. - 312 с.
34. Юдаев Б.Н. Теплопередача. – М.: Высшая школа, 1981. - 360 с.
35. Kays W.M., London A.L. Compact Heatexchangers. - USA: McGraw-Hill, 1984. - 335 p.
36. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров: Пер. с англ./ Справочник. – М.: Атомиздат, 1979. – 216 с.
37. Зигель Р., Хауэлл Дж. Теплообмен излучением. Пер. с англ. – М.: Мир, 1975. – 934 с.
38. Справочник по теплообменникам: В 2 т. Пер с англ. под редакцией Б.С.Петухова, В.К.Шикова - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 560 с.
39. Справочник химика. Т.5: В 6 т. Под ред. акад. Б.П.Николаевского. - Л.: Химия, 1966. - 974 с.
40. Физические величины: Справочник/А.П. Бабичев, Н.А. Бабушкина, А.М. Братковский и др.; под ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейлихова. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 1232 с.
41. Ландсберг Г.С. Оптика. - М.: Наука, 1976. - 928 с.
42. Спэрроу Э.М., Сесс Р.Д. Теплообмен излучением. - Л.: Энергия, 1971. – 295 с.
43. Топорец А. С. Оптика шероховатой поверхности. – Л.: Машиностроение, 1988. – 191 с.
44. Знаменский В.Б.. Рефлектометр с нормальным падением света // *Оптико-механическая промышленность.* – 1971. - №7. - С.29 –30.
45. Платунов Е. С., Баранов И. В., Буравой С. Е., Курепин В. В. Теплофизические измерения: Учеб. пособие / Под ред. Е. С. Платунова. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2010. – 738 с.
46. Платунов Е. С., Баранов И. В., Куслиева Е. В. Особенности замерзания воды в условиях охлаждения через стенку сосуда // *Известия СПбГУНиПТ.* - 2008. №4. - С. 4-6.
47. Платунов Е. С., Баранов И. В., Куслиева Е. В., Сергеев С. В. Метод определения теплофизических свойств влагосодержащих материалов в условиях замораживания и размораживания // *Известия СПбГУНиПТ.* -2008. - №4. - С. 7-10.

48. Тихонов С. В. Приближенный метод решения нестационарных задач теплопроводности. // Труды ЛИТМО. – 1976. - вып. 86. – С. 63-82.
49. Акаев А., Дульнев Г.Н. Приближенные методы решения задач теплопроводности и их приложение в технике // Труды ЛИТМО. – 1972. - вып. 70. - №3. - С. 3-48.
50. Богоявленский А.И., Платонов А.С., Ханков С.И. Метод измерения термического сопротивления однородного слоя изоляции // Теплоэнергетика. - №7. - 2008 . - С. 40-42.
51. Богоявленский А.И., Платонов А.С., Ханков С.И. Метод измерения удельного теплового сопротивления ограждающей конструкции в нестационарном тепловом режиме // Строительные материалы. – 2008. - №8. - С. 2 – 3.
52. Богоявленский А.И., Дацюк Т.А., Исаков П.Г., Платонов А.С., Соколов Н.А., Ханков С.И.. Методы контроля теплозащитных свойств ограждающих конструкций // Известия вузов, серия «Строительство». – 2008. - №11-12. – С.86-89.
53. Рабинович С. Г. Погрешности измерений. – Л.: Энергия, 1978. – 262 с.
54. Сергеев О. А. Метрологические основы теплофизических измерений. – М.: Изд.-во стандартов, 1972. – 154 с.
55. Соколов Н. А. Метрологическое обеспечение энергосбережения. – СПб: НИУПЦ, 2005. – 128 с.
56. Круглов О.В., Кузьмин В.Н., Томский К.А. Измерение светового потока светодиодов // Светотехника. - 2009. - №3. - С. 34-36.
57. Гуревич М. М. Фотометрия. Теория, методы и приборы. — 2-е изд. — Л.: Энергоатомиздат. Ленинградское отделение, 1983. — 272 с.
58. Бабко А. К., Пилипенко А. Т. Фотометрический анализ. Общие сведения и аппаратура. - Л.: Химия. 1968. – 386 с.
59. Булатов М.И., Калинин И.П. Практическое руководство по фотоколориметрическим и спектрофотометрическим методам анализа. -Л.: Химия, 1972. — 382 с.
60. Беликов В.Г. Дифференциальная фотометрия. - Ставрополь: Кн. изд-во, 1970.– 136 с.
61. Барковский В.Ф., Ганопольский В.И. Дифференциальный спектрофотометрический анализ. - М.: Химия, 1969. – 167 с.
62. Ибрагимов А. М. Нестационарный тепло- и массоперенос в многослойных ограждающих конструкциях: дис. ... д-ра техн. наук. М.: Московский государственный университет путей сообщения, 2007. – 349 с.
63. Плаксин О. А. Методы исследований оптических свойств материалов при радиационном воздействии: автореф. дис. ... д-ра физ.-мат. наук. Обнинск: Физико-энергетический институт им. А. И. Лейпунского, 2006. – 28 с.

64. Николаев Б. Л. Развитие научных основ интенсификации гидродинамических и тепловых процессов при обработке жиросодержащих пищевых продуктов в емкостном оборудовании с перемешивающими устройствами: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. - СПб: Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий, 2009. – 35 с.
65. Тимофеев А. М. Методы и результаты исследования тепломассообменных свойств и температурно-влажностного режима многокомпонентных систем с фазовыми переходами: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Якутск: Институт физико-технических проблем севера СО РАН, 2006. – 35 с.
66. Товстоног В. А. Разработка методологии исследований процессов теплопереноса и термического разрушения композиционных и полупрозрачных материалов при действии излучения: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – М.: Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, 2009. – 30 с.
67. Федоров А. В. Развитие теплофизических принципов конструирования и эксплуатации оборудования для дистилляции мисцелл растительных масел: дис. ... д-ра техн. наук. – СПб: ВНИИ жиров, 2007. – 245 с.
68. Аляев В. А. Радиационно-кондуктивный теплообмен в плоских слоях органических жидкостей при повышенных температурах: дис.... д-ра техн. наук. - Казань: Казанский государственный технологический университет, 2004. – 311 с.
69. Черепанов А.Н., Ханков С.И. Методы расчета процессов расплавления органического химического сырья с просветляющейся жидкой фазой. –СПб: Издательство НТЦ им. Л.Т. Гучкова, 2006. - 230 с.
70. Черепанов А.Н. Ресурсосберегающие технологии в производстве синтетических моющих средств (СМС). Расчёт процессов и аппаратов. М.: Нобель-Пресс, 2013. - 407 с.
71. Мазарченков В.А., Павутницкий Ю.В., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Расчет времени разогрева контейнеров с синтетическими жирными кислотами // Химическая промышленность. – 2000. - №7. - С. 45 - 52.
72. Мазарченков В.А., Павутницкий Ю.В., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Инженерная методика расчета параметров процесса нагрева и плавления синтетических жирных кислот в контейнерах // Химическая промышленность. – 2000. - №8. - С. 50 - 56.
73. Мазарченков В.А., Павутницкий Ю.В., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Сравнительный анализ различных способов разогрева и плавления синтетических жирных кислот в контейнерах // Химическая промышленность. – 2000. - №9. - С. 50 - 56.

74. Мазарченков В.А., Павутницкий Ю.В., Ханков С. И., Черепанов А.Н. Анализ требований к термическому шкафу для разогрева жирных кислот в контейнерах. // Химическая промышленность. – 2000. - №11. - С. 49 -56.
75. Волынкин В.М., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Экспериментальное исследование параметров процесса проплавления канала в твердой фазе синтетических жирных кислот // Химическая промышленность. – 2001. - №10. - С. 49 - 54.
76. Черепанов А.Н. Современные тенденции развития промышленности моющих средств // Масложировая промышленность.- 2002.- №4. - с41-42.
77. Черепанов А.Н. Организация системы технического обслуживания и ремонта основных средств на промышленном предприятии // Экономика и производство. – 2003. - №1. – С.26-28.
78. Черепанов А.Н. Технические решения ресурсосбережения при производстве синтетических моющих средств // Экономика и производство. – 2003. - №2. - С.52-54
79. Черепанов А.Н. Критерии эффективности методов расплавления химических продуктов, транспортируемых в твёрдой фазе // Экономика и производство. – 2003.- №3. - С.63 – 67.
80. Волынкин В.М., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Методика расчета скорости расплавления химических продуктов класса синтетических жирных кислот оптическими излучателями // Теплоэнергетика. – 2003. - №7. - С. 45-51.
81. Волынкин В.М., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Методика для инженерных расчётов скорости проплавления канала в твёрдой фазе синтетических жирных кислот трубчатым контактным нагревателем // Химическая технология. – 2003. - №8. - С.40-44.
82. Волынкин В.М., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Исследование эффективности методов расплавления синтетических жирных кислот, основанных на использовании источников светового излучения // Химическая технология. – 2004. - №1. - С.18-21.
83. Волынкин В.М., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Экспериментальные исследования возможностей расплавления синтетических жирных кислот методом светового облучения // Химическая промышленность сегодня. – 2004. - №6. - С. 46- 56.
84. Волынкин В.М., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Энергетический баланс в технологической установке для плавления синтетических жирных кислот // Химическая технология. – 2004. - №10. - С.34-41.
85. Черепанов А.Н. Ресурсосберегающие технологии в производстве синтетических моющих средств // Экономика и производство. – 2005. - №3. - С.68-71.

86. Волынкин В.М., Ханков С.И., Черепанов А.Н. Исследование динамики нагрева и плавления синтетических жирных кислот // Экономика и производство. – 2005. - №4. - С.77-80.
87. Волынкин В.М., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Расплавление химических продуктов световым излучением // Каучук и резина. – 2007. - №4. - С.22-24.
88. Волынкин В.М., Ханков С. И. Черепанов А.Н. Характеристики пропускания и поглощения синтетических жирных кислото в видимой области спектра // Каучук и резина. – 2007. - №4. - С.17-22.
89. Черепанов А.Н. Процесс плавления синтетических жирных кислот нагревателем с термостабилизированной поверхностью // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2012. - №2. - С.3-7.
90. Черепанов А.Н. Экспериментальное исследование процесса плавления синтетических жирных кислот нагревателем с термостабилизированной поверхностью в гейзерном режиме // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2012. - №3. - С.22-25.
91. Черепанов А.Н. Нагреватель с термостабилизированной поверхностью для плавления синтетических жирных кислот // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2013. - №2. - С. 31-35.
92. Черепанов А.Н. Энергосберегающая технология расплавления химических веществ световым излучением // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. – 2014. – №1 (89). – С. 50–54.
93. Черепанов А.Н. Моноблочные излучатели для расплавления синтетических жирных кислот // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. – 2014. – №2 (90). – С. 143-147.
94. Cherepanov A. Saving resources solutions in powder detergents manufacturing // 5 th World Conference on Detergents, October 13-17, 2002.- Montreux: Convention & Exhibition Center, Montreux, Switzerland. Program Addendum.- 2002. – P.10
95. Cherepanov A. Resources conservation in powder detergents manufacturing. // 6 th World Surfactants Congress. CESIO 2004. 20 – 23 June 2004, Berlin: Abstracts and full papers. – 2004. – P.25.
96. Cherepanov A. Saving Resources in the Manufacture of Detergent Powders. // Proceedings of the 5<sup>th</sup> World Conference on Detergents: Reinventing the Industry: Opportunities and Challenges / editor, Arno Cahn. - Champaign, Illinois: AOCS Press. – 2003. - P.240-246.
97. Устройство для нагревания и плавления химических продуктов [Текст]: Свид. на полезную модель 20909 Рос. Федерация: МПК7 В67D5/00, В65D88/74 / Волынкин В.М., Ханков С.И., Черепанов А.Н.; заявители и патентообладатели Волынкин В.М.,

- Ханков С.И., Черепанов А.Н. – 2001118373/20, заявл. 04.07.2001, опубл. 10.12. 2001, Бюл. № 34.
98. Устройство для плавления и нагревания химических продуктов [Текст]: Свид. на полезную модель 21195 Рос. Федерация: МПК7 В67D5/00 / Волынкин В.М., Ханков С.И., Черепанов А.Н.; заявители и патентообладатели Волынкин В.М., Ханков С.И., Черепанов А.Н. – 2001118375/20, заявл. 04.07.2001, опубл. 27.12. 2001, Бюл. № 36.
99. Устройство для плавления и разжижения химических продуктов [Текст]: Свид. на полезную модель 27077 Рос. Федерация: МПК7 В67D5/00 / Волынкин В.М., Ханков С.И., Черепанов А.Н.; заявители и патентообладатели Волынкин В.М., Ханков С.И., Черепанов А.Н. – 2002122247/20, заявл. 19.08.2002, опубл. 10.01. 2003, Бюл. № 1.
100. Нагреватель [Текст]: Пат.на полезную модель № 32865 Рос. Федерация: МПК7 F24D 5/00 / Ханков С.И., Черепанов А.Н.; заявители и патентообладатели Ханков С.И., Черепанов А.Н. – 2003113911/20, заявл. 15.05.2003, опубл. 27.09. 2003, Бюл. № 27.
101. Источник теплоснабжения [Текст]: Пат. на полезную модель 32240 Рос. Федерация: МПК7 F24D 5/00 / Черепанов А.Н.; заявитель и патентообладатель Черепанов А.Н. – 2003109864/20, заявл. 15.04.2003, опубл. 10.09. 2003, Бюл. № 25.
102. Способ плавления и снижения вязкости химических продуктов, преимущественно нефти и нефтепродуктов и устройство для его осуществления [Текст]: Пат. 2232124 Рос. Федерация: МПК7 В65G69/20, В65D88/74/ Волынкин В.М., Ханков С.И., Черепанов А.Н.; заявитель и патентообладатель открытое акционерное общество "Хенкель-Эра". - 2000121532/12, заявл. 07.08.2000, опубл. 10.07.2004, Бюл. № 19.
103. Нагреватель затвердевающих нефтепродуктов [Текст]: Пат. 2295629 Рос. Федерация: МПК7 E21B 36/00, E01C 19/08 / Павутницкий Ю.В., Мазарченков В.А., Черепанов А.Н., Беляев Б.В., Деревенских В.Ф.; заявитель и патентообладатель Военно-космическая академия им. А.Ф.Можайского Министерства обороны РФ. – 2005122838/03, заявл. 18.07.2005, опубл. 20.03.2007, Бюл. № 8.
104. Каменев А.А., Михайлов О.М., Ханков С.И. Радиационные характеристики бестоковых радиопоглощающих материалов // Труды международных конференций по гирромагнитной бестоковой электронике (МКБЭ, 1992-1995). – М.: Издательство МЭИ, 1995. - С. 573-582.
105. Знаменский В.Б., Каменев А.А., Левандовский С.К., Романов В.А, Ханков С.И. Исследование индикатрис коэффициентов отражения и излучения материалов в инфракрасной области спектра с использованием спектрофотометра нового поколения // Труды МКБЭ. - 1992-1995. - С. 417-421.
106. Лыков А.В. Теория теплопроводности. - М.: Высшая школа, 1967. – 600 с.

107. Яворский Б.М., Детлаф А.А.. Справочник по физике. - М.: Наука, 1965. - 944 с.
108. Ландсберг Г.С. Оптика. - М.: Наука, 1976. - 928 с.
109. Яворский Б.М., Детлаф А.А. Справочник по физике. - М.: Наука, 1979. - 944 с.
110. Советский энциклопедический словарь. Под ред. Прохорова А.М.: М.: Энциклопедия, 1987. - 1600 с.
111. Черепанов А.Н. Ресурсосберегающий подход к организации системы технического обслуживания и ремонта. Доклад на 4-й Всероссийской практической конференции: «Технологии ремонта, восстановления, упрочнения и обновления машин, механизмов, оборудования и металлоконструкций» СПб, 18 апреля 2002.
112. Черепанов А.Н. Ресурсосберегающая технология ремонта топочных камер технологических установок // Технологии ремонта, восстановления, упрочнения и обновления машин, механизмов, оборудования и металлоконструкций. Материалы международной конференции-выставки, проходившей в 2002. СПб, 2002.
113. Черепанов А.Н. Решение проблемы ресурсосбережения в ходе проведении плановых ремонтов технологического оборудования // Технологии ремонта, восстановления, упрочнения и обновления машин, механизмов, оборудования и металлоконструкций. Материалы международной конференции-выставки, проходившей в 2002. СПб, 2002
114. Черепанов А.Н. Анализ теплового состояния футеровки топочной камеры газогенератора сушильной установки // Хранение и переработка сельхозсырья.- 2003, №7. - С.74-77
115. Зельдович Я.Б., Райзер Ю.П. Физика ударных волн и высокотемпературных гидродинамических явлений. – М.: Наука, 1966. – 686 с.
116. Черепанов А.Н. Аэролифт. Патент на полезную модель №35324. МПК<sup>7</sup> В 65G 53/00. Дата подачи заявки 04.08.2003. Оpubл. 10.01.2004 Бюл. №1
117. Кукин Г.Н., Соловьев А.Н., Кобляков А.И. Текстильное материаловедение (текстильные полотна и изделия). - М.: Легпромбытиздат, 1992. - 272 с.
118. Черепанов А.Н. Устройство для сушки (варианты). Патент на полезную модель № 63510, Бюллетень №15 от 27.05.2007.
119. Свойства и особенности переработки химических волокон / Под ред.А.Б. Пакшвера. М.:Легпромбытиздат., 1975.- 495 с.
120. Ханков С.И., Черепанов А.Н. Нагреватель. Патент на полезную модель № 32865, Бюллетень № 27 от 27.09.2003.
121. Черепанов А.Н. Источник теплоснабжения. Патент на полезную модель № 32240, Бюллетень № 25 от 10.09.2003.

122. Романенко В.А., Тихонов С.В., Ханков С.И., Ягупова И.К. Классификация тепловых моделей проточных систем термостатирования объектов на разных температурных уровнях. // Инженерно-физический журнал. – 1989. - Т.56. - №14. - С.617-625.
123. Гальчук А.Б., Лавренчук С.В., Романенко В.А., Ханков С.И.. Исследование проточного криостата с последовательным охлаждением объектов // Инженерно-физический журнал. – 1989. - Т.56. - №5. - С.760-767.
124. Бойцев А.В., Олейников Л.Ш., Сергеев А.О., Сигалов А.В., Ханков С.И. Оптимизация теплового режима криостата. // Известия ВУЗов. Приборостроение. – 1986. - Т.29. - №12. - С.78-81.
125. Клубков А.Г., Романенко В.А., Ханков С.И.. Методика оценки интенсивности теплообмена паров гелия в теплообменниках проточных систем криостатирования. // Инженерно-физический журнал. – 1990. - Т.59. - №6. - С.1027-1028.
126. Романенко В.А., Ханков С.И.. Оценка эффективности конвективного теплообмена некоторых газов в теплообменниках проточных систем криостатирования.// Инженерно-физический журнал. – 1994. - Т.67ю - №1-2,. - С.180.
127. Справочник по теплообменникам. Т.1: В 2 т. Пер с англ. под редакцией Б.С.Петухова, В.К.Шикова - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 560 с.
128. Справочник по теплообменникам. Т.2: В 2 т. Пер с англ. под редакцией Б.С.Петухова, В.К.Шикова - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 560 с.
129. Справочник химика. Т. 5: В 6 т. Под ред. акад. Б.П.Николаевского. - Л.: Химия, 1966. - 974 с.
130. Kays W.M., London A.L. Compact Heatexchangers. USA: McGraw-Hill, 1984. 335 с.
131. Черепанов А.Н. Расчёт достижимой эффективности утилизации энергии паровоздушной смеси методом конвективного теплосъёма с внешней поверхности выпускной трубы в установках термической сушки сырья. // Экономика и производство. Журнал депонированных рукописей. 2005, № 4, <http://www4.mte.ru/www/toim.nsf/>
132. Ханков С.И., Черепанов А.Н. Методика расчёта интенсивности конденсации из потока парогазовой смеси при её охлаждении в рекуперативном теплообменнике. // Экономика и производство. Журнал депонированных рукописей. 2005, № 6, <http://www4.mte.ru/www/toim.nsf/>
133. Ханков С.И., Черепанов А.Н. Нагреватель. Патент на полезную модель № 32865, Бюллетень № 27 от 27.09.2003.
134. Черепанов А.Н. Источник теплоснабжения. Патент на полезную модель № 32240, Бюллетень № 25 от 10.09.2003.

135. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей.-М.: Наука, 1972.- 720 с.
136. Репухов В. М. Теория тепловой защиты стенки вдувом газа. – Киев: Наук. думка, 1980. - 296 с.
137. Алексеенко С.В. Закрученные потоки в технических приложениях (обзор) // Теплофизика и аэромеханика. - 1996. - Т. 3. - №2. - С.101 - 138.
138. Шишкин Н.Е. Аэродинамика и тепломассообмен в пристенных закрученных одно- и двухфазных струях. Дисс. ...д.т.н.: Новосибирск.- 2016.- 232 с.
139. Бекмуратов Т.Ф. Об эффективности газовой завесы в круглой трубе с адиабатической стенкой. // ИФЖ. - 1968. - Т. 14, №6. - С.1096 – 1100
140. Рулёва Е.В., Голованов А.Н. Тепломассообмен стенки и потока плазмы при наличии вдува газа-охлаждителя через пористые материалы // Вестник томского государственного университета. Математика и механика. 2010.- №2 (10).- С.88-93.
141. Волчков Э.П. Пристенные газовые завесы.- Новосибирск: Наука, 1983.- 240 с.
142. Волчков Э.П., Лебедев В.П. Тепломассообмен в пристенных течениях. - Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2003. - 244 с.
143. Волчков Э.П., Дворников Н.А., Терехов В.И. Аэродинамика закрученной пристенной струи в спутном потоке // Журн. ПМТФ. - 1987. - № 6. - С. 67 - 74.
144. Волчков Э.П., Козьменко В.К., Лебедев В.П. Эффективность газовой завесы в соплах Лаваля на нерасчетных режимах течения // Журн. ПМТФ. - 1980. - № 4. - С. 25 - 31.
145. Волчков Э.П. Лебедев В.П., Шишкин Н.Е. Экспериментальное исследование газовой завесы в трубе // Изв. СО АН СССР. - 1983. - № 3. Сер. техн. наук. Вып.1. - С. 25 - 31.
146. Волчков Э.П. Левченко В.Я. Эффективность газовой завесы в турбулентном слое. // Журн. ПМТФ. - 1965. - № 5. - С. 142 - 146.
147. Волчков Э.П., Лукашов В.В., Терехов В.В. О подобии процессов тепло- и массопереноса в пограничном слое с инородным вдувом // Тр. XII Школы-семинара под рук. акад. А. И. Леонтьева. Изд-во МЭИ. - 1999. - С. 348 - 353.
148. Волчков Э.П., Спотарь С.Ю., Терехов В.И. Закрученная пристенная струя в цилиндрическом канале. - Новосибирск, 1982. - 42 с. - (Препринт / Институт теплофизики СО АН СССР; № 84-82).
149. Дворников Н.А., Лебедев В.П., Шишкин Н.Е. Закрученная газовая завеса в цилиндрическом канале // Структура пристенного пограничного слоя (вынужденное течение, тепловая конвекция): Сб. науч. тр. - Новосибирск, 1978. - С. 81 - 100.

150. Колесников, Ю.Б., Сухович Е.П. Экспериментальное исследование турбулентных характеристик в осесимметричном закрученном течении. // Изв. АН ЛатвССР. - 1983. - № 4. - Сер. физ. техн. наук. - С. 72-77.
151. Кортиков Н.Н. Моделирование многофакторного воздействия параметров газового потока на теплообмен и потери в проточных частях высокотемпературных газовых турбин: Дис. ... д-ра техн. наук. - СПб., 1997. - 231 с.
152. Кталхерман, М.Г. Соловова Е.П. Эффективность газовой завесы в трубе при вдуве через щель перпендикулярно потоку воздуха. // Газодинамика горения в сверхзвуковом потоке: сб. науч. тр. Новосибирск, - 1985. - С. 90-101.
153. Кутателадзе С.С., Волчков Э.П., Терехов В.И. Аэродинамика и тепломассообмен в ограниченных вихревых потоках. - Новосибирск: Изд-во ИТФ СО АН. 1987. - 282 с.
154. Лебедев В.П. Шишкин Н.Е. Влияние толщины выходной кромки тангенциальной щели на эффективность закрученной завесы. // Пристенные струйные потоки: Сб. науч. тр. - Новосибирск: Наука, 1977. - С. 14-20.
155. Лянэ Р. Ю. Иванов Ю. Развитие и перемешивание сосной струи в осесимметричном закрученном потоке // Изв. АН ЭстССР. Физика. Математика. - 1971. - Т. 20. - № 1. - С. 58 - 65.
156. Мейл Р. Влияние кривизны линий тока на завесное охлаждение / Р. Мейл [и др.] // Тр. Амер. О-ва инж.-мех. Сер. Энергетические машины и установки. - 1977. - Т. 99, № 1. - С. 87-93.
157. Пеньков В.И., Садовой В.В. Экспериментальное исследование одиночной струи в спутном незакрученном и закрученном потоках воздуха. // Сб. науч. работ аспирантов Львовского политехн. ин-та, - 1973. - №7. - С. 171-176.
158. Репухов, В.М. Тепловая защита стенки вдувом газа. - Киев: Наук. думка, - 1977. - 216 с.
159. Репухов В.М., Недужко А.И. Эффективность газопарожидкостной тепловой завесы за тангенциальной и наклонной щелями. // Пром. Теплотехника. - 1989. - Т. 11, № 4. - С. 31 - 37.
160. Сабуров, Э.Н. Аэродинамика и конвективный теплообмен в циклонных нагревательных устройствах. - Л.: Изд-во ЛГУ, 1982. - 239 с.
161. Сабуров Э.Н., С.В. Карпов Теория и практика циклонных сепараторов, топок и печей. - Архангельск: Изд-во Арханг. гос. техн. ун-та, 2000. - 568 с.
162. Сабуров Э.Н., Карпов С.В., Осташев С.И. Теплообмен и аэродинамика закрученного потока в циклонных устройствах. - Л.: Изд-во ЛГУ, 1989. - 276 с.

163. Сакипов Э.Б., Тобояков Б.О. К расчету эффективности газовой завесы. // Аэродинамика и теплообмен топочных и горелочных устройств. - М., 1981. - С.18 - 28.
164. Смутьский И.И. Аэродинамика и процессы в вихревых камерах. - Новосибирск, Наука, 1992. – 301 с.
165. Сухович Е.П. Конвективный теплообмен при турбулентном смешении ограниченных коаксиальных струй // Изв. СО АН СССР. - 1978. - № 3. Сер. техн. наук. Вып. 1. С. 24 - 31.
166. Сухович Е.П. Экспериментальное исследование локальных характеристик закрученного турбулентного течения в цилиндрическом канале // Изв. СО АН СССР. - 1978. - № 8. Сер. техн. наук, Вып. 2. - С. 91-100.
167. Сухович Е.П. Экспериментальное исследование струйного смешения в ограниченном закрученном потоке // Изв. АН Латв ССР. - 1975. - № 2. Сер. физ. и техн. наук. - С. 57 - 63.
168. Тепловая защита стенок плазмотронов / А.И. Леонтьев, Э.П. Волчков, В.П. Лебедев и др. - Новосибирск: ИТФ СО РАН, 1995. - 336 с. (Низкотемпературная плазма. Т. 15).
169. Терехов В.И., Халатов А.А., Шишкин Н.Е. Методы интенсификации охлаждения рабочих поверхностей в энергетических устройствах. // Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии. Сб. науч. тр. - Киев: НПВК Триакон, 2015. - Вып. 1(16). - С.67-73.
170. Терехов, В.И. Шишкин Н.Е. Способы повышения эффективности пленочного охлаждения с помощью вихревых пристенных струй. // Теплофизика и Аэромеханика. - 2013. – Т. 20. - №6. - С.739-747.
171. Устименко Б.П. Процессы турбулентного переноса во вращающихся течениях. - Алма-Ата: Наука, 1977. - 228 с.
172. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков / А.А. Халатов. - Киев: Наук. думка, 1989. - 192 с.
173. Халатов, А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. / А.А. Халатов [и др.]. - Изд. Ин-та технической теплофизики НАН Украины, 2010. Т. 9: Тепломассообмен и гидродинамика при циклонном охлаждении лопаток газовых турбин. - 2010. - 317 с.

174. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях массовых сил: обзор работ, выполненных в ИТТФ НАН Украины. Часть 1. Закрутка потока в каналах // Промышленная теплотехника. - 2011. - Т.33. - № 6. - С.11-25.
175. Шишкин Н.Е. Адиабатическое смешение в закрученной пристенной струе // Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии. Сб. науч. тр. Вып. 2(4). - Киев: НПВК Триакон, 2010. - С. 226 - 230.
176. Шишкин, Н.Е. Влияние высоты щели и разной плотности коаксиальных струй на смешение в ограниченном закрученном потоке // Теплофизика и Аэромеханика. - 2015. – Т. 22. - № 4. - С.445-451.
177. Шишкин Н.Е., Дворников Н.А. Структура вращающегося потока газа в кольцевой щели и эффективность закрученной газовой завесы. // Изв. СО АН СССР. - 1977. - № 3. Сер. техн. наук. Вып.1.- С. 35-39.
178. Щукин В.К., Халатов А.А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. - М.: Машиностроение, 1982. - 200 с.
179. Guo T., Wang T., and Gaddis J. L. Mist/Steam Cooling in a Heated Horizontal Tube, Part I: Experimental System, Part II: Results and Modeling // ASME J. Turbomach. – 2000. – V. 122. – P. 360–374.
180. Lebedev V.V. Gas-Dynamic and Thermal Processes under Film Cooling End Surfaces of a Gas-Turbine Blade Bucket // Thermal Engineering. – 2010. – V. 57.- № 2. - P.138-141.
181. Li X., Wang T., Pinninti V. Simulation of mist transport for gas turbine inlet air cooling // Int. J. Numer. Heat Transfer. Part A.– 2008.– V. 53.– P.1013–1036.
182. Seban R.A. Heat transfer and effectiveness for a turbulent boundary layer with tangential fluid injection // Transaction of the ASME, J. Heat Transf. - 1960. - V. 82. - № 4. - ser. C. – P. 303 – 312.
183. Shishkin N.E. Laws of Jet Mixing of the Swirled Flows in a Pipe // Journal of Energy and Power Engineering. – 2013. - №7. - P.1223-1230.
184. Takeishi K., Komiyama M, Oda Y., Egawa Y. Aerothermal Investigations on Mixing Flow Field of Film Cooling With Swirling Coolant Flow // J. of Turbomachinery. – 2014. – V. 136 / 051001 - 1 – 051001 - 9.
185. Terekhov V.I., Sharov K.A., Shishkin N.E., Lebedev V.P. Transpiration Cooling of Surface by Nearwall Two-Phase Co-Current Jet // Proc. Int. Symp. on The Physics of Heat and Mass Transfer in Boiling and Condensation., Moscow. – 1997. – P. 387–390.

186. Volchkov E.P., Lebedev V.P., Shishkin N.E. Film cooling efficiency in the case of interaction between a wall jet and a countercurrent flow // Heat Transfer, Soviet Research. – 1986. – V.18. - № 6. – P. 69-73.
187. Volchkov E.P., Lebedev V.P., Terekhov V.I., Shishkin N.E. Simulation the flow stabilization process by peripheral flow swirling as applied to plasma reactors // Thermal Plasma Torches and Technologies. – 1999. – Pt. 2. – P. 440 – 465. – (Plasma Torches. Basic Studies and Design, V. 1).
188. Volchkov E.P., Lebedev V.P., Terekhov V.I., Shishkin N.E. An Experimental Study of the Flow Stabilization in a Channel with a Swirled Periphery Jet // Int. J. Heat and Mass Trans. - 2000. - V. 49. – P. 375-386.
189. Yang C.S., Kung T.L., Gau C. Heat transfer under a film-cooled surface with presence of weak swirling flow in the mainstream // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2007. – V. 32. – P. 632 – 640.
190. Zhao L. and Wang T. An Experimental Study of Mist/Air Film Cooling on a Flat Plate with Application to Gas Turbine Airfoils – Part 1: Heat Transfer, Proceedings of ASME Turbo Expo, San Antonio, USA, 2013. <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1776174>
191. Zhao L. and Wang T. An Experimental Study of Mist/Air Film Cooling on a Flat Plate with Application to Gas Turbine Airfoils – Part 2: Two-Phase Flow Measurements and Droplet Dynamics, Proceedings of ASME Turbo Expo, San Antonio, USA, 2013. <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1776174>
192. Данилов О.Л., Леончик Б.И. Экономия энергии при тепловой сушке. -М.: Энергоатомиздат, 1986. - 136 с.
193. Данилов О.Л. Нетрадиционный метод энергосбережения в сушильных установках // 1-я международная конференция «Современные энергосберегающие тепловые технологии» (СЭТТ -2002). -2002. - Т.4. - С.116-123.
194. Данилов О.Л. Научно-технические основы интенсификации сушки и энергосбережения в сушильных установках. Автореф. дисс. ... д.т.н.- Моск. акад. хим. машиностроения. -М., 1996.-39 с.
195. Энерго- и ресурсосбережение в теплопередающих и теплоиспользующих установках. Учебное пособие по курсу «Энергосбережение в энергетике и технологиях»/ А.Б.Гаряев, О.Л. Данилов, Г.П. Шаповалова, С.Ю. Шувалов: Под ред. О.Л. Данилова. - М.: МЭИ, 2002. - 32 с.

196. Garjaev A.B., Tseplyaeva E.V. The calculation method of condensation crossflow heat exchangers for heat utilization of flue gases // PROCEEDINGS. 1 conference internationale sur l'efficacite energetique.- Alger., 2003. - Т. 1. - P. 222-226.
197. Систер В.Г., Муштаев В.И., Тимонин А.С. Экология и техника сушки дисперсных материалов. - Калуга: Изд. Н.Бочкарёвой, 1999. - 670 с.
198. Шевцов А.А. Развитие научных основ энергосбережения в процессах сушки пищевого растительного сырья; теория, техника, способы производства и управления. Дис. ...д.т.н. - Воронеж, 1999. -496 с.
199. Серов Р.А. Оптимизация энергосбережения в конвективных сушильных установках с рециркуляцией и рекуперацией тепла сушильного агента. Автореф. дис. ... к.т.н.-М.: МЭИ, 1992. -20 с.
200. Остриков А.Н., Кретов И.Т., Шевцов А.А., Добромиров В.Е. Энергосберегающие технологии и оборудование для сушки пищевого сырья. - Воронеж: ВГТА, 1998. - 344 с.
201. Данилов О.Л., Коновальцев С.И. Приемы повышения экономичности сушки, протекающей в условиях поперечной неравномерности // Теплообмен в реологических системах и капиллярнопористых телах (включая процессы сушки): Тез докл. II минского междунар. форума по тепло- и массообмену «Теплообмен - ММФ-92» -Киев, 1992. -С. 39-41.
202. Меньшутина Н.В., Мишина Ю.В., Алвес С.В. Инновационные технологии и оборудование фармацевтического производства. – М.: Издательство БИНОМ, 2012. Т.1. - 328 с.
203. Меньшутина Н.В., Мишина Ю.В., Алвес С.В., Гордиенко М.Г., Гусева Е.В., Троянкин А.Ю. Инновационные технологии и оборудование фармацевтического производства. – М.: Издательство БИНОМ, 2013. Т.2. - 480 с.
204. Смольский Б.М., Новиков П.А., Щербаков Л.А. Тепло- и массообмен при конденсации водяного пара из влажного воздуха в узких каналах // Инженерно - физический журнал . - 1971. - № 1. - С.71-72.
205. Тепло- и массообмен при охлаждении влажного газа с частичной конденсацией водяного пара / Баскаков А.П., Пальчиков И.С., Филипповский Н.Ф., Мунц В.А. // Теплообмен ММФ - 2000: Сб. Минск. - АНБ 2000. - Т.5. - С.390-393.
206. Цепляева Е.В., Гаряев А.Б. Сравнение существующих методик расчёта теплообмена при конденсации пара из влажного воздуха // Седьмая Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов.

- Радиоэлектроника, электротехника и энергетика: Тез. докл. в 3-х т. - М., 2001. - Т.3. - С.59-60.
207. Промышленные теплообменные процессы и установки. / А.М.Бакластов, В.А. Горбенко, О.Л. Данилов и др.: Под ред. А.М. Бакластова. М.: Энергоатомиздат, 1986. - 328 с.
208. Калмыков М.В., Кудинов А.А., Левушкина Ю. В. и др. Работа дымовых труб в условиях глубокого охлаждения продуктов сгорания в конденсационных теплоутилизаторах // Энергосбережение в теплоэнергетике. - 1999. - № 1. С. 87 - 89.
209. Михушкин В.Н., Богаченко В.Н. Расчёт теплообменника – осушителя сжатого воздуха с учётом конденсации влаги // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1991. - №8.- С.8.-10.
210. Терехов В.И., Терехов Б.В., Шаров К.А. Тепло- и массообмен при конденсации водяного пара из влажного воздуха // Инженерно - физический журнал. - 1998. - №5. - С.788-794.
211. Фиалко Н.М., Гомон В.И., Навродская Р.А., Прокопов Б.Г., Пресич Г.А. Особенности методики расчёта поверхностных теплоутилизаторов конденсационного типа // Промышленная теплотехника. - 2000. - № 2. - С.49-53.
212. Цепляева Е.В., Горяев А.Б. Математическая модель для описания процессов тепло- и массообмена в теплообменниках с выпадением влаги из парогазовых смесей // Труды Международной научно-практической конференции СЭТТ-2002. Сушка и термовлажностная обработка материалов.- М., 2002. - Т.2. - С. 110-113.
213. Цепляева Е.Б., Горяев А.Б. Математическая модель процессов тепло- и массообмена в теплообменниках с выпадением влаги из парогазовых смесей // Восьмая Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов. Радиоэлектроника, электротехника и энергетика: Тез. докл. в 3-х т. - М., 2002. - Т.3. - С. 47-48.
214. Цепляева Е.В., Горяев А.Б. Расчёт процесса выпадения влаги из парогазовой смеси в оребрённом теплообменнике // Десятая Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов. Радиоэлектроника, электротехника и энергетика: Тез. Докл. в 3-х т. - М., 2004: - Т.2. - С. 359-360.
215. Цепляева Е.В., Горяев А.Б. Расчёт распределения температур теплоносителей в перекрёстноточном теплообменнике с влаговыведением // Девятая Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов. Радиоэлектроника, электротехника и энергетика: Тез. Докл. в 3-х т. - М., 2003. - Т.2. - С. 300.

216. Малышев Д.Д. Исследование конденсации водяного пара из паровоздушной смеси при поперечном обтекании труб. Дисс. ... канд. техн. наук. - М., 1972. - 187 с.
217. Кудинов А.А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках. Ульяновск: УлГТУ, 2000. -148 с.
218. Кудинов А.А. Повышение эффективности работы конденсационных теплоутилизаторов поверхностного типа // Промышленная энергетика. - 1999. - №7. С.30-34.
219. Кудинов А.А. Глубокое охлаждение продуктов сгорания в конденсационных теплоутилизаторах // Энергосбережение в теплоэнергетике и теплоснабжении. - 1999. - № 4. - С.31-34.
220. Исаченко В.П. Теплообмен при конденсации. - М.: Энергия, 1977. - 240 с.
221. Гомон В.И., Аронов И.З., Ратушняк А.И., Навродская Р.А. Газотрубный утилизатор теплоты отходящих газов промышленных печей // Промышленная энергетика. -1990. - № 6. - С.31-34.
222. Горяев А.Б., Цепляева Е.В. Расчёт утилизации теплоты влажных газов в теплообменных аппаратах перекрёстного тока // Вестник МЭИ. – 2003.,- № 5 - С. 82-85.
223. Горяев А.Б., Цепляева Е.В. Метод расчёта теплообменных аппаратов с выпадением влаги из парогазовой смеси // Труды Первой Всероссийской школы-семинара молодых учёных и специалистов. Энергосбережение - теория и практика. - М., 2002. - С. 80-82.
224. Горяев А.Б., Нефёдова Н.И. Оценка влияния термического сопротивления плёнки конденсата при конденсации пара из парогазовой смеси // Труды Второй Всероссийской школы - семинара МОЛОДЫХ учёных и специалистов. Энергосбережение - теория и практика. - М., 2004. - С.328-332.
225. Волчков З.И., Терехов Б.В., Терехов В.И. Тепломассообмен в пограничном слое при вынужденном течении влажного воздуха с конденсацией пара на поверхности // Теплофизика и аэромеханика. - 2000. - № 2. - С.257-266.
226. Бухаркин Е.Н. Возможности экономии электроэнергии при использовании конденсационных теплоутилизаторов в водогрейных котельных // Промышленная энергетика. - 1998. - №7. - С. 34-37.
227. Бухаркин Е.Н. К вопросу обеспечения надёжных условий использования экономичных котлов с конденсационными теплоутилизаторами // Промышленная энергетика. - 1992. - №5. - С. 31-34.

228. Бухаркин Е.Н. Методы расчёта тепломассопереноса в водонагревателях, разработка способов их использования применительно к аппаратам промышленной теплоэнергетики: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – М., 2001. - 48 с.
229. Бухаркин Е.Н. Тепловой расчёт конденсационных теплоутилизаторов, установленных за котлами // Промышленная энергетика. - 1991. - №10. - С. 35-37.
230. Бурда О.Г., Терзиев С.Г., Зыков А.В., Безбах И.В.; Пути совершенствования теплотехнологий сушки в АПК // Труды Международной научно практической конференции СЭТТ-2002. Сушка и термовлажностная обработка материалов.- М.: 2002. - Т.4. - С. 153-156.
231. Войновский А.А., Челноков В.В., Меньшутина Н.В. Методика оценки энергопотребления сушильного оборудования // Известия высших учебных заведений. – Иваново, 2004. - Т.47, -№23. - С.46-50.
232. Menshutina N. V., Gordienko M.G., Voypovskiy A.A., Kudra T. Calculation of drying equipment energy consumption // Drying Technology. - 2004. – V.22.- № 10. - P. 2282-2290.
233. Меньшутина Н.В., Гордиенко М.Г., Войновский А.А., Кудра Т. Динамические критерии для оценки эффективности энергопотребления сушильного оборудования // Теоретические основы химической технологии. - 2005. - Т.39. - №2. - С.1-5.
234. Пронин В.А., Уманчик Н. П., Уманчик Н.Н., Семенидо Б.Е. Дозорцев А.В. Экспериментальное исследование локальных теплоаэродинамических характеристик секций теплообменников воздушного охлаждения с улучшенными энергетическими показателями. // Химическое и нефтегазовое машиностроение.- 2002.- №5. – С.7-9.
235. Иванов А.П., Клевцов А.В., Корягин А.В., Пронин В.А., Прохоров М.И. О возможности надстройки энергоблоков с турбинами ПТ-60-130 газотурбинными установками. // Энергосбережение и водоподготовка.- 2003.- №3. – С.22-23.
236. Пронин В.А., Романенко А.Н., Клевцов А.В. Теплопередача и аэродинамические характеристики воздушного водоохладителя. // Вестник МЭИ.- 2004.- №5.- С.13-19.
237. Пронин В.А. Разработка новых компоновок поперечнообтекаемых пучков труб. // Вестник МЭИ. - 2005. - №2. - С.34-42.
238. Пронин В.А., Романенко А.Н., Клевцов А.В. Энергоэффективность пучка ребристых труб воздушного водоохладителя. // Вестник МЭИ.- 2005. - №3. - С.36-39.
239. Пронин В.А., Дозорцев А.В. Локальные теплоаэродинамические характеристики в межтрубных каналах с присоединенными вихрями. // Теплоэнергетика №7. - 2006. - С.75-80.

240. Bahu R. E. Energy considerations in dryer design // Proceedings of 7th International Drying Symposium (IDS.90). – Prague. - 1991 - P.553–557.
241. Kaiser S., Antonijevic D., Tsotsas E. Formation of fouling layers on a heat exchanger element exposed to warm, humid and solids-loaded air streams. // *Exper. Therm. Fluid Sci.* V.26.-2002.- P. 291–297.
242. Kemp I. C. Reducing dryer energy use by process integration and pinch analysis. // *Drying Technol.* 23(9–11). - 2005. - P. 2089–2104.
243. Kemp I. C., Pinch analysis and process integration (User guide to process integration for the efficient use of energy), 2nd ed.: Oxford, UK and New York, USA. Butterworth Heinemann, Elsevier. - 2007. - 396 p.
244. Krokida M. K., Bisharat G. I. Heat recovery from dryer exhaust air. // *Drying Technol.* - 2004. - Vol.22. - №7. – P.1661–1674.
245. R&D Needs, Challenges and Opportunities for Innovation in Drying Technology .- Editors: Jangam S. V. and Thorat B. N.: Singapore. - Arun S. Mujumdar. – 2010. – 200 p.
246. Mujumdar A.S. Editorial: Case for a global project on green drying technologies.// *Drying Technology.* – 2009. – V. 27. - №6. - P.725.
247. Wu Z.H., Mujumdar A.S. Simulation of the hydrodynamics and drying in a spouted bed dryer. // *Drying Technology.* – 2007.- V.25. – P.1-16
248. Metzger T., Kwapińska M., Peglow M., Saage G., Tsotsas E., Modern modeling methods in drying. // *Transport in Porous Media.* – 2007. -V.66. – P.103-120.
249. Bhandari B. and Howes T. Relating the stickiness property of foods undergoing drying and dried products to their surface energetic. // *Drying Technology.* – 2005.-V. 23. – P.791-797.
250. Guo B., Langrish T.A.G., Fletcher D.F. Simulation of gas flow instability in a spray dryer. // *Chemical Engineering Research and Design.* – 2003. – V. 81(A). – P. 631-638.
251. Kurnia J.C., Sasmito A.P., Jangam S.V., Mujumdar A.S., Heat transfer in coiled square tubes for laminar flow of slurry of microencapsulated phase change material. // *Heat Transfer Engineering.* – 2013. – V.34. – P.994-1007.
252. Langrish T.A.G., Zbicinski I., The effects of air inlet geometry and spray angle on the wall deposition rate in spray dryers. // *Trans., I. Chem.* – 1994. – V. 72(A). – P.420-430
253. Woo M.W., Daud W.R.W., Tasirin S.M., Talib M.Z.M. Effect of Wall Surface Properties at Different Drying Kinetics on the Deposition Problem in Spray Drying. // *Drying Technology.* – 2008. – V. 26. - №1. – P.15 – 26.
254. Woo M.W., Daud W.R.W., Talib M.Z.M., Tasirin S.M. Controlling Food Powder Deposition in Spray Dryers at Quasi-Steady Wall Thermal Condition: Wall Surface Energy Manipulation as an Alternative. // *Journal of Food Engineering.* – 2009. – V. 94. – P.192-198.
255. Handbook of Industrial Drying. - 4<sup>th</sup> edition. – Editor Arun S. Mujumdar: CRC Press. – 2014. – 1348 p.
256. Modern Drying Technology. Volume 4: Energy Savings. - Ed. by Tsotsas E., Mujumdar A. S.: Wiley-VCH. - 2011. - 376 p.

## Приложения

Приложение 1

**«Утверждаю»**  
 Генеральный директор  
 ОАО «Хенкель-Эра»  
 Для документов  
 С.В. Баранов  
 01.03.2001


**Акт реализации****результатов исследований Черепанова А.Н.**

Техническая комиссия в составе представителей ОАО «Хенкель-Эра»:  
 Начальника производства синтетических моющих средств Смирнова А.В.,  
 Главного энергетика Курганского С.Г.,  
 Начальника проектно-конструкторского отдела Рык Н.Н.

Составила настоящий акт о том, что результаты исследований Черепанова А.Н., включенные в его диссертацию, представленную на соискание ученой степени доктора технических наук, опробованы и реализованы на производстве синтетических моющих средств:

1. Система разогрева синтетических жирных кислот в транспортных контейнерах с помощью воздействия светового излучения галогеновых ламп.
2. Топочная камера генератора топочных газов с внутренней системой воздушного охлаждения футеровки.
3. Модернизированный аэролифт для подъема башенного продукта с новой системой организации подачи воздуха и транспортируемого порошка.

Начальник производства СМС

А.В. Смирнов

Главный энергетик

С.Г. Курганский

Начальник ПКО

Н.Н. Рык



PIRELLI GROUP

ОАО «КШЗ»

Открытое акционерное общество «Кировский шинный завод»  
610004, Киров, ул. Энергетиков, 15

Тел. +7 (8332) 761 929

Факс +7 (8332) 761 998

ОГРН 1114345007413

ИНН 4345300836

КПП 434501001

№ \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_

На № \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_



УТВЕРЖДАЮ

директор ОАО «КШЗ»

Ю.М. Грибанов

Дата « 3 » марта 2013 г.

**АКТ**

об использовании результатов  
докторской диссертационной работы  
Черепанова Аркадия Николаевича

Комиссия в составе:

Председатель: Директор по R'n'D Р.В. Микрюков

члены комиссии: Индустриальный директор Michael Beck

Директор по качеству Sebastian Ghisio

составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы

**«Ресурсосберегающие процессы и аппараты производства  
синтетических моющих средств»**

представленной на соискание ученой степени доктора технических наук, использованы в процессах разгрузки транспортных ёмкостей с синтетическими жирными кислотами, и другими аналогичными органическими продуктами, используемыми в качестве сырья при производстве шин.

Использование указанных результатов позволяет повысить производительность труда и сократить энергозатраты на проведение работ.

Председатель комиссии

\_\_\_\_\_

Р.В. Микрюков

Члены комиссии:

\_\_\_\_\_

Michael Beck

\_\_\_\_\_

Sebastian Ghisio



## АКТ

об использовании результатов  
 докторской диссертационной работы  
**Черепанова Аркадия Николаевича**

Комиссия в составе:

председатель Фомин С.С.,

члены комиссии: Астанин К.Ю., Иванов С.А.

составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы:

**«Методы расчета процессов плавления органических веществ с просветляющей жидкой фазой»**

представленной на соискание ученой степени доктора технических наук, использованы при изготовлении опытного образца светильника-насадки с галогенными лампами, заказанного компанией «Хенкель» для плавления синтетических жирных кислот в транспортных емкостях.

Председатель комиссии подпись

Члены комиссии: подпись

Фомин С.С.

Астанин К.Ю.

Иванов С.А.

## Приложение 4

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор ЗАО «ГЭСК»

Дата: 15 мая 2003 г.

О.А. Соловьев

## АКТ

об использовании результатов  
диссертационной работы  
Черепанова Аркадия Николаевича

Комиссия в составе:

Председатель: зам. Главного инженера Филиппов А.Н.

члены комиссии: Мельничен В.И., Новиков Д.В.

составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы

**«Методы расчета процессов плавления органических веществ с просветляющей  
жидкой фазой»**

представленной на соискание ученой степени доктора технических наук, использованы в процессах разгрузки транспортных емкостей с синтетическими жирными кислотами, и другими аналогичными органическими продуктами, используемыми в качестве сырья при производстве мощных средств.

Использование указанных результатов позволило повысить производительность труда и сократить энергозатраты на проведение работ в три раза.

Председатель комиссии подпись

Члены комиссии: подпись

Филиппов А.Н.

Мельничен В.И.

Новиков Д.В.



ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ

**СТАЛЬКОНСТРУКЦИЯ**194100, Россия  
Санкт-Петербург  
ул. Литовская, 17А  
тел. (812) 295-54-05  
факс (812) 327-59-89  
office@stalkonstruktzia.ru  
www.stalkonstruktzia.ru

30.11.2016г.

**АКТ**

об использовании результатов диссертационной работы представленной на соискание  
ученой степени доктора технических наук,

**Черепанова Аркадия Николаевича**

Настоящим актом подтверждаю, что разработки, представленные в диссертационной работе, использованы при реконструкции распылительной сушилки ОАО «Эра». Результатом реконструкции стало улучшение технических характеристик распылительной сушилки:

1. Увеличена производительность с 60 до 100 тыс.т в год
2. Снижены удельные энергозатраты на тонну произведенной продукции на 32,5%.
3. Снижены затраты ресурсов на техническое обслуживание и ремонт на 50%.

Генеральный директор

**В.А. Аккуратин**

## Приложение 6

**МОСКОВСКАЯ ВЫСШАЯ ШКОЛА ИНЖИНИРИНГА**

115184, РОССИЯ, МОСКВА, СТАРЫЙ ТОЛМАЧЕВСКИЙ ПЕР. Д. 5  
ТЕЛ: +7 495 647 5055 ФАКС: +7 495 647 5053  
WWW.MHSE.RU

УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор  
ОЧУ ДПО «Московская высшая школа инжиниринга»



Рац В..

14 " октября 2014 г.

АКТ

об использовании результатов  
докторской диссертационной работы  
Черепанова Аркадия Николаевича

Комиссия в составе:

председатель Генеральный директор Рац В.,

члены комиссии:

руководитель учебно-планового отдела Чаруйская М.А.,

менеджер учебно-методического отдела Крыжановская А.С.

Составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы:

«Методы расчета процессов плавления органических веществ с просветляющейся жидкой фазой»,  
представленной на соискание ученой степени доктора технических наук, использованы в учебном процессе программы Dual Industrial System Engineering (DISE) – международной образовательной программы, разработанной Московской высшей школой инжиниринга совместно с Рейнско-Вестфальским техническим университетом г. Аахен (Германия).

Председатель комиссии

Члены комиссии:

Рац В.

Чаруйская М.А.

Крыжановская А.С.



# КВАДРАТ СГ

ООО «КВАДРАТ СГ» 196084, Санкт-Петербург, ул. Коли Томчака, д. 9Е  
Тел/факс (812)-327-9684 Тел. (812)-327-6603

УТВЕРЖДАЮ  
Генеральный директор  
ООО «Квадрат СГ»  
Гадалов С.А.  
« 21 » июня 2015 г.

## АКТ

об использовании результатов диссертационной работы представленной на соискание  
ученой степени доктора технических наук,

**Черепанова Аркадия Николаевича**

Комиссия в составе:

председатель : Давыдов В.В.

члены комиссии: Сизиков С.В., Гончаренко В.В.

составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы:

**«Ресурсосберегающие процессы и аппараты производства синтетических моющих средств»**

использованы при реконструкции аэролифта заказанного компанией «Хенкель-Эра». Результатом реконструкции стало существенное улучшение технических характеристик аэролифта. По оценкам специалистов, эти показатели превысили технические характеристики подобного оборудования в Европе.

Председатель комиссии:

Давыдов В.В.

Члены комиссии:

Сизиков С.В.

Гончаренко В.В.

Гадалов Сергей Александрович  
Генеральный Директор  
ООО «Квадрат СГ»

М.П.

