

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

В.Н. Гурина, И.Б. Ревва

РАСЧЕТЫ ПЕЧЕЙ СИЛИКАТНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

*Рекомендовано Сибирским региональным учебно-методическим
центром высшего профессионального образования для межвузовского
использования в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся
по специальности 240304 «Химическая технология тугоплавких
неметаллических и силикатных материалов»*

2-е издание

Издательство
Томского политехнического университета
2011

УДК 666.04(075.8)

ББК 35.41я73

Г95

Гурина В.Н.

Г95

Расчеты печей силикатной промышленности: учебное пособие / В.Н. Гурина, И.Б. Ревва; Томский политехнический университет. – 2-е изд. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. – 178 с.

ISBN 978-5-98298-835-5

В пособии изложены общие вопросы проектирования тепловых установок, выполнения тепловых и аэродинамических расчетов. Приводятся справочный материал и конкретные примеры расчета шахтных, вращающихся, туннельных и ваннных печей.

Предназначено для студентов, обучающихся по специальности 240304 «Химическая технология тугоплавких неметаллических и силикатных материалов» и направления 240100 «Химическая технология и биотехнология».

УДК 666.04(075.8)

ББК 35.41я73

Рецензенты

Доктор технических наук, профессор ТГАСУ

Г.Г. Волокитин

Доктор технических наук, профессор ТУСУРа

С.В. Смирнов

ISBN 978-5-98298-835-5

© ГОУ ВПО НИ ТПУ, 2010

© Гурина В.Н., Ревва И.Б., 2010

© Оформление. Издательство Томского политехнического университета, 2011

ВВЕДЕНИЕ

При изучении специальной дисциплины «Тепловые процессы в технологии тугоплавких неметаллических и силикатных материалов» студенты выполняют курсовой проект тепловой установки. Конструирование печей и методы их расчета базируются на экспериментальном материале, поэтому при работе над проектом необходим учет работы действующих печей.

Для большинства тепловых установок используются типовые проекты, разработанные проектными организациями. Расчеты каждого вида тепловых агрегатов имеют свои особенности, связанные с конструкцией, протекающими процессами, работой установки. Поэтому возникает необходимость показать, как решаются общие вопросы проектирования и расчетов при разработке конкретного теплового агрегата.

В пособии приводятся общие вопросы проектирования и расчетов печей и конкретные примеры расчетов отдельных типов печей. Для облегчения и упрощения расчетов приводятся графики, таблицы, справочный материал.

1. СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект представляет собой учебную работу, содержащую результаты разработки тепловой установки. Он выполняется с целью закрепления и более глубокого усвоения теоретических знаний и практических навыков при решении конкретной задачи проектирования теплового агрегата. Курсовой проект разрабатывается на основе задания, в котором указывается тип агрегата и его производительность.

Проект содержит текстовый документ и графический материал. Текстовый документ должен включать следующие структурные элементы:

- титульный лист;
- задание;
- реферат;
- содержание;
- введение;
- основную часть;
- заключение;
- список использованных источников;
- приложения.

Графический материал представляется в виде чертежей общего вида, разрезов, схем, поясняющих работу установки.

Оформление текстового документа проводится с учетом требования ГОСТ 2105–95. Форма титульного листа, задания, реферата приводится в приложении.

Содержание включает все разделы, начиная с введения, заголовки всех пунктов (если они имеют наименование), заключение, список использованных источников и наименования приложений. Титульный лист является первым листом записки.

Во введении указывается цель работы, область применения разрабатываемой темы, ее техническое и практическое значение, актуальность; следует сформулировать задачи, кратко изложить ожидаемые результаты.

Содержание основной части отвечает заданию; наименование разделов основной части отражает последовательность работы. Обязательные разделы основной части:

- выбор и обоснование основных решений проекта;
- конструктивный расчет и описание установки;
- теплотехнический расчет, включающий подразделы: расчет горения топлива и тепловой баланс с определением расхода топлива и технико-экономических показателей работы установки;
- расчет и подбор вспомогательного оборудования;
- аэродинамический расчет.

В тексте не допускается сокращения слов, кроме установленных правилами русской орфографии, сокращения обозначения единиц физических величин, если они применяются без цифр (кроме таблиц и рисунков).

Оформление заголовков, таблиц и рисунков проводится в соответствии со стандартом: таблицы и рисунки нумеруются сквозной нумерацией арабскими цифрами; допускается нумеровать таблицы в пределах раздела, в этом случае номер таблицы состоит из номера раздела и номера таблицы, разделенных точкой. Графу «№ п. п.» в таблицу включать не допускается, при необходимости порядковый номер указывают в первой графе непосредственно перед наименованием пункта.

Формулы выделяются из текста в отдельную строку. Обозначения символов и числовых коэффициентов приводятся под формулой, по тексту один раз. Нумерация формул – сквозная в пределах всей записки арабскими цифрами в круглых скобках. Допускается нумерация формул в пределах раздела. Помещать обозначения единиц физических величин в одной строке с формулой не допускается.

В заключении даются краткие выводы по результатам выполненной работы.

В список литературы включаются все источники, на которые имеются ссылки в тексте, нумеруются они в порядке упоминания. Схема построения и описания издания: Фамилия И.О. основного автора, Название книги / Сведения о редакторе (при наличии). – Город: Издательство, год издания. – количество страниц.

В приложение включаются спецификация, таблицы и рисунки большого формата. Приложения обозначают прописными буквами русского алфавита, они включаются в общую нумерацию страниц.

Графический материал. При выполнении демонстрационных листов минимальный формат А3 (297×420 мм). Обозначение документов отвечает последовательности ФЮРА 240100.000.00. Здесь четырехзначный буквенный код – код организации разработчика, назначаемый по кодификатору. Для ГОУВПО НИ ТПУ Госстандартом утвержден код ФЮРА.

Шестизначный код – код классификационной характеристики работы. Его составляют из номера направления (2401) и порядкового номера студента в списке группы.

Следующие три знака – порядковый регистрационный номер по классификационной характеристике. Для чертежа общего вида – это порядковые номера позиций.

Последние два знака – шифр документа по ГОСТ 2.102.

Чертеж общего вида выполняется с максимальными упрощениями, обязательно должны быть нанесены габаритные размеры, установочные и присоединительные.

2. РАСЧЕТЫ ПЕЧЕЙ

2.1. Конструктивный расчет и описание установки

В начале проектирования необходимо ознакомиться с основами технологии, для которой выполняется проект, выбрать параметры работы: состав шихты, влажность, температуру и время термической обработки, изучить существующие схемы, имеющиеся чертежи, выбрать конкретную схему и составить эскиз. Отдельные элементы конструкции подбираются по нормам, атласам или чертежам, с учетом того, чтобы проектируемая установка соответствовала современному уровню техники.

В основе конструктивного расчета лежит параметр удельной производительности: съем с единицы объема печного пространства (P_v , т/м³ сут) или с единицы поверхности (P_f , т/м² сут), с помощью которых определяются объем и площадь рабочего пространства $V = P/P_v$, м³, $F = P/P_f$, м².

Площадь: для туннельных печей – площадь пода (вагонеток),
для вращающихся – внутренняя поверхность футеровки,
для ванн – площадь зеркала варочной части бассейна.

В табл. 2.1 приведены данные по удельной производительности печей силикатной промышленности.

Таблица 2.1

Удельная производительность печей

Печи	P_v , т/м ³ сут	P_f , т/м ² сут
Шахтные пересыпные, Н х Д (м)		
18,0 × 2,0	0,53	9,55
18,2 × 2,5	0,56	10,2
18,0 × 3,2	0,70	12,5
19,0 × 4,3	0,75	13,8
Шахтные печи на газовом топливе		
18,2 × 2,5	0,56	10,2
18,0 × 3,2	0,70	12,5
19,0 × (3,74 × 3,74)	0,80	14,7
Вращающиеся печи мокрого способа, Д × L (м)		
4,5 × 170	21,2	22,3
5,0 × 185	20,2÷28,5	23,3÷27,4
5,3 × 230	16,0÷18,5	20,0÷23,1

Окончание табл. 2.1

Ванные печи		
Листового стекла		
флоатспособ выработки		1,5÷2,0
ВВС		0,5÷1,2
БВВС		0,8÷1,2
Печи с протоком		
Тарное стекло		0,9÷2,0
Электротехническое стекло		0,8÷1,5
Сортовое стекло		0,45÷0,9
Туннельные печи		
Шамотные изделия	0,57÷1,0	0,30÷0,55
Санитарно-строительные изделия	1,5÷2,5 (т/м ³ месяц)	
Стеновая керамика		3000–6000 шт. условного кирпича / м ² месяц

Выполнив расчет объема рабочего пространства и площади поверхности, следует, используя практические сведения о конструкции соответствующих печей, принять конкретные размеры рабочего пространства. Для шахтных печей – это диаметр и высота рабочего пространства, для вращающихся – диаметр и длина печи, для ванных печей – длина, ширина и глубина бассейна. У туннельных печей следует предварительно принять размеры вагонетки и плотность садки; по этим данным определяется высота и ширина рабочего пространства печи, рассчитывается длина, которая должна быть кратной длине одной вагонетки; в соответствии с режимом обжига производится распределение зон по длине печи.

В этом разделе необходимо привести конкретные сведения об особенностях конструкции, организации движения газов, о тех печестроительных материалах, которые предлагается использовать в кладке, их ГОСТы, теплофизические свойства, температурную зависимость теплопроводности и теплоемкости. В приложении к текстовой части следует представить эскизы отдельных зон, участков печи с основными размерами, которые используются далее при выполнении графической части и в расчетной части проекта.

Последующие расчеты выполняются для разработанной конструкции с целью определения расхода топлива, технико-экономических показателей, подбора вспомогательного оборудования.

2.2. Тепловые балансы печей

Тепловой баланс печи выражается уравнением, связывающим количество тепла, выделенное во время работы печи, с количеством тепла, израсходованным на технологические процессы (полезно используемое) и потерянному в окружающее пространство.

Тепло, выделяемое при работе пламенной печи (приход), складывается из следующих статей баланса: тепла, выделенного при горении топлива $Q_{гор.}$, тепла, вносимого подогретым воздухом $Q_{воз}$ и физического тепла, вносимого топливом (в случае его подогрева) $Q_{топ.}$

В электрических печах тепло выделяется за счет электроэнергии.

Тепло, затраченное на технологические процессы, и потери в окружающую среду, складывается из следующих статей:

- тепла, пошедшего на нагрев материала, Q_m ;
- тепла, затраченного на испарение влаги и нагрев водяных паров, $Q_{исп.}$;
- тепла, затраченного на химические процессы в материале (процессы клинкерообразования, стеклообразования и т. п.), $Q_{хим.}$;
- потери тепла с дымовыми газами, уходящими из рабочего пространства печи, $Q_{дым.}$;
- потери тепла вследствие неполноты горения топлива (химической и механической), $Q_{неп.}$;
- потери тепла через кладку в окружающее пространство, $Q_{кл.}$;
- потери тепла излучением через открытые окна и щели $Q_{луч.}$;
- потери тепла с газами, проходящими через неплотности рабочего пространства печи (окна, щели), $Q_{выб.}$ либо $Q_{подс.}$

В некоторых видах печей имеют место дополнительные статьи, например, в туннельных: расход тепла на нагрев транспортирующих устройств (вагонеток), $Q_{тр}$ и тепло, отводимое из зоны охлаждения печи на сторону, например, для сушил, $Q_{суш.}$; в ваннных печах – потери тепла с конвекционными потоками стекломассы, $Q_{конв.}$

По закону сохранения энергии в любой установке расход тепла должен быть равен его приходу. Поэтому уравнение теплового баланса в общем виде:

$$\begin{aligned}\Sigma Q &= Q_{гор.} + Q_{воз} + Q_{топ.} = \\ &= Q_m + Q_{исп.} + Q_{хим.} + Q_{дым.} + Q_{неп.} + Q_{кл.} + Q_{луч.} + Q_{выб.} + Q_{тр} + Q_{суш.} + Q_{конв.}\end{aligned}$$

Наиболее удобно тепловые балансы печей рассчитывать в единицах тепловой мощности (теплового потока) – кВт или в кДж/ч. Тепловой баланс может быть рассчитан также в количестве удельной теплоты, отнесенной к 1 кг продукта – кДж/кг.

Для сравнения показателей работы отдельных печей между собой и сопоставления расчетных данных с практическими данными работающих печей однотипных конструкций пользуются величинами удельного расхода тепла

$$Q_{\text{уд}} = \frac{B \cdot Q_{\text{н}}^p}{P} \quad (2.1)$$

или удельного расхода условного топлива

$$b = \frac{B \cdot Q_{\text{н}}^p}{29300 \cdot P}, \quad (2.2)$$

где B – расход топлива, кг/с, $\text{нм}^3/\text{с}$;

$Q_{\text{н}}^p$ – теплотворная способность топлива, кДж/кг, кДж/ нм^3 ;

P – производительность печи, кг/с;

29 300 – теплотворная способность условного топлива, кДж/кг.

В процентах:

$$b = \frac{B \cdot Q_{\text{н}}^p}{29300 \cdot P} \cdot 100 \quad (2.3)$$

Если известна тепловая мощность, расходуемая на процесс тепловой обработки материалов (кВт), и требуется определить расход тепла, то необходимо воспользоваться соотношением

$$1 \text{ Вт} = 3,6 \text{ кДж/ч}; \quad 1 \text{ кВт} = 3600 \text{ кДж/ч}.$$

Например, по расчету теплового баланса имеем расход тепла $Q = 5000$ кВт. Производительность печи $P_{\text{час}} = 8800$ кг/ч. Удельный расход тепла составит

$$q = \frac{Q \cdot 3600}{P_{\text{час}}} = \frac{5000 \cdot 3600}{8800} = 2045 \text{ кДж/кг}.$$

Если производительность печи в секунду

$$P_{\text{сек}} = \frac{P_{\text{час}}}{3600} = \frac{8800}{3600} = 2,44 \text{ кг/с},$$

то удельный расход тепла определяется по уравнению

$$q = \frac{Q}{P_{\text{сек}}} = \frac{5000}{2,44} = 2045 \text{ кДж/кг}.$$

Удельный расход условного топлива составит

$$b = \frac{q}{29300} = \frac{2045}{29300} = 0,07 \text{ кг усл.топ/кг продукта или } 7 \text{ \%}.$$

2.2.1. Приход тепла

1. Тепло от горения топлива

$$Q_{\text{гор}} = Q_{\text{н}}^p \cdot B. \quad (2.4)$$

2. Тепло, вносимое подогретым топливом,

$$Q_{\text{топ}} = c_{\text{Т}} \cdot t_{\text{Т}} \cdot B, \quad (2.5)$$

где $c_{\text{Т}}$ – средняя теплоемкость топлива, для мазута $c_{\text{Т}} = 2,05$ кДж/кг·°С, для каменного угля $c_{\text{Т}} = 1,05$ кДж/кг·°С; $t_{\text{Т}}$ – температура подогрева топлива, она принимается в следующих пределах: твердого топлива, которое сжигается неподогретым: в зимнее время – ниже нуля, летом 15–20 °С; пылевидного топлива 40–50 °С; мазута 55–90 °С (высоковязкие мазуты подогревают до 90–95 °С); газообразное топливо сжигается неподогретым, поэтому данную статью в тепловой баланс можно не включать.

3. Тепло, вносимое подогретым воздухом,

$$Q_{\text{воз}} = L_{\alpha} \cdot i'_{\text{воз}} \cdot B, \quad (2.6)$$

где L_{α} – действительное количество воздуха, подаваемое для горения топлива, нм³/кг или нм³/нм³; если воздух, идущий для горения, разделяется на первичный и вторичный с разными температурами подогрева, то расчет ведется отдельно для того и другого; $i'_{\text{воз}}$ – теплосодержание (энтальпия) воздуха, кДж/нм³, находится в зависимости от температуры.

$$i'_{\text{воз}} = c_{\text{воз}} \cdot t_{\text{воз}}. \quad (2.7)$$

В приложении А, Б, В приведены значения теплоемкости и энтальпии газов и воздуха в зависимости от температуры.

2.2.2. Расход тепла

1. Тепло, затраченное на нагрев материалов или изделий,

$$Q_{\text{м}} = P \cdot (c_{\text{к}} \cdot t_{\text{к}} - c_{\text{н}} \cdot t_{\text{н}}), \quad (2.8)$$

где $c_{\text{н}}$ – теплоемкость материала в начале нагрева при начальной температуре $t_{\text{н}}$, кДж/кг·°С, $c_{\text{к}}$ – средняя массовая теплоемкость материала в интервале температур от 0 до $t_{\text{к}}$, кДж/кг·°С.

Если при обжиге в печь загружаются шихтовые материалы в количестве, отличающемся от выхода обожженного продукта, то тепло, затраченное на нагрев материала, следует рассчитывать по формуле

$$Q_{\text{м}} = P \cdot c_{\text{к}} \cdot t_{\text{к}} - P_{\text{с}} \cdot c_{\text{н}} \cdot t_{\text{н}}, \quad (2.9)$$

где $P_{\text{с}}$ – количество сухого материала, поступающего в печь, кг/с,

$$P_c = \frac{P \cdot 100}{100 - \Delta m_{\text{пр}}},$$

где $\Delta m_{\text{пр}}$ – потери массы при прокаливании, %.

Значения теплоемкости материалов в зависимости от температуры приведены в приложении Г, Д.

2. Расход тепла на испарение физической влаги из материала

$$Q_{\text{исп}} = (2500 - 4,2 \cdot t_n) \cdot n_{\text{вл}}, \quad (2.10)$$

где 2500 – скрытая теплота парообразования, кДж/кг влаги;

4,2 – теплоемкость воды, кДж/кг·°С;

t_n – температура влажных материалов, поступающих в печь, °С.

$n_{\text{вл}}$ – количество влаги, испаряемой из материала, определяется по абсолютной или относительной его влажности

$$n_{\text{вл}} = P_c \cdot \frac{W_a}{100} = P_c \cdot \frac{W}{100 - W}, \quad (2.11)$$

где W_a и W – абсолютная и относительная влажность материала соответственно, %.

3. Тепло, затраченное на химические реакции при нагреве материала,

$$Q_x = q_x \cdot G_x, \quad (2.12)$$

где q_x – теплота, расходуемая на физико-химические процессы 1 кг исходного химического вещества, кДж/кг;

G_x – количество химического вещества в материале, кг/с.

При расчете на исходное вещество, поступающее в печь:

$$G_x = 0,01 \cdot k \cdot P_c, \quad (2.13)$$

где k – процентное содержание исходного химического вещества в сухой массе материала, %.

Теплота дегидратации глин, отнесенная к 1 кг Al_2O_3 в глине, составляет $q_x = 2090$ кДж/кг. Теплота дегидратации гипсового камня при температуре 60–150 °С (переход в полуводный) составляет – $q_x = 578$ кДж/кг (при отделении воды в виде паров).

Теплота диссоциации карбонатов составляет:

$q_x = 1310$ кДж/кг MgCO_3 ; $q_x = 1780$ кДж/кг CaCO_3 ;

при расчете на продукт MgO – $q_x = 2750$ кДж/кг;

для CaO – $q_x = 3177$ кДж/кг CaO .

Теплота реакций при вспучивании глин в производстве керамзита составляет $q_x = 400$ – 600 кДж/кг (на килограмм сырья).

При обжиге динаса расход тепла на химические процессы не учитывается, вследствие его незначительной величины.

При обжиге цементного клинкера расход тепла на клинкерообразование составляет при обжиге обычного сырья из известкового и глинистого компонента $q_x = 1670\text{--}2000$ кДж/кг клинкера; при обжиге сырья с применением доменного шлака $q_x = 960\text{--}1050$ кДж/кг клинкера.

При варке стекла расход тепла на стеклообразование составляет примерно при содовой шихте $q_x = 2680$ кДж/кг стекла и при сульфатной шихте $q_x = 3180$ кДж/кг стекла.

Теплота плавления стекла составляет $q_{пл} = 251\text{--}347$ кДж/кг; гранита и других горных пород $q_{пл} = 420$ кДж/кг, доменных и мартеновских шлаков $q_{пл} = 125\text{--}200$ кДж/кг.

Расход тепла на процессы клинкерообразования и стеклообразования обычно определяются расчетом по составу исходных сырьевых материалов и заданному составу готового продукта.

4. Потери тепла с уходящими газами

$$Q_{\text{дым}} = V_{\text{дым}} \cdot i_{\text{дым}}, \quad (2.14)$$

где $V_{\text{дым}}$ – объем продуктов горения, уходящих из рабочего пространства печи, с учетом подсосов окружающего воздуха, $\text{нм}^3/\text{с}$;

$i_{\text{дым}} = c_{\text{дым}} \cdot t_{\text{дым}}$ – энтальпия продуктов горения при температуре уходящих газов, кДж/ нм^3 .

Приближенно энтальпию продуктов горения можно находить по i - t диаграмме в зависимости от температуры газов и коэффициента расхода воздуха α . Более точно энтальпия определяется по составу уходящих газов (приложение А, Б, В). Температура уходящих из печи газов зависит от конструкции печи и температурного режима работы. Обычно температурой уходящих газов задаются, исходя из практических данных работающих печей.

Объем продуктов горения определяется по формуле

$$V_{\text{дым}} = B \cdot [V_0 + (\alpha_{\text{общ}} - 1) \cdot L_0], \quad (2.15)$$

где общий коэффициент расхода воздуха для длинных туннельных печей принимается равным $\alpha_{\text{общ}} = 4\text{--}5$. При автоматическом регулировании перепада разряжений между рабочим пространством и контрольным коридором туннельных печей $\alpha_{\text{общ}} = 2,5\text{--}3$. Этот вид потерь тепла составляет значительный процент в тепловом балансе печей и зависит от коэффициента избытка воздуха, температуры уходящих газов и вида сжигаемого топлива (рис. 2.1).

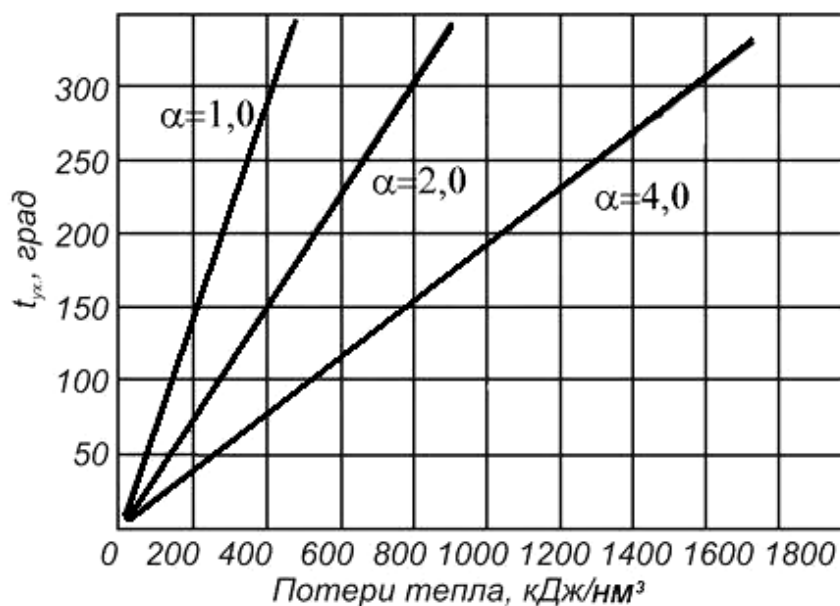


Рис. 2.1. Потери тепла с уходящими газами для туннельной печи в зависимости от коэффициента избытка воздуха

Вместе с продуктами горения топлива из рабочего пространства печи уносятся продукты дегидратации и диссоциации материалов (H_2O и CO_2), пыль (унос) сухого материала, физическая влага сырья, что обуславливает дополнительные потери тепла с уходящими газами.

При полном разложении содержащихся в материале $CaCO_3$ и $MgCO_3$ выделяется CO_2 . Расход газов (m^3/c):

$$V'_{CO_2} = 0,01 \cdot P_c \cdot (0,4 \cdot CaO + 0,553 \cdot MgO), \quad (2.16)$$

где CaO и MgO – содержание окислов в обожженном продукте, %.

Количество гидратной влаги в материале находится по формуле:

$$V'_{H_2O} = 0,0124 \cdot P_c \cdot (\Delta m_{np} - CO_2) \quad (2.17)$$

где Δm_{np} – потери при прокаливании, % от веса сухого материала;

$$CO_2 = 0,44 \cdot CaCO_3 + 0,522 \cdot MgCO_3 \quad (2.18)$$

или

$$CO_2 = 0,786 \cdot CaO + 1,09 \cdot MgO, \quad (2.19)$$

где $CaCO_3$ и $MgCO_3$ – содержание $CaCO_3$ и $MgCO_3$ в сухих материалах перед загрузкой в печь, %.

CaO и MgO – содержание данных окислов в сырье, %.

Количество гидратной влаги, выделяющейся при дегидратации глин, можно определить по формуле

$$V'_{H_2O} = 0,00435 \cdot Al_2O_3 \cdot P_c, \quad (2.20)$$

где Al_2O_3 – содержание Al_2O_3 в сухом материале, %.

Количество гигроскопической и внешней влаги, выделяемой из материала при его нагреве (в зоне сушки), составляет

$$V''_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0124 \cdot P_c \cdot W_a, \quad (2.21)$$

где W_a – влажность материала (абсолютная влажность шлама, остаточная влажность сырья, поступающего в печь и т. п.), % от веса сухого материала.

Потери тепла с пылью, уносимой продуктами горения в атмосферу, определяют по формуле

$$Q_{\text{ун}} = G_{\text{ун}} \cdot c_{\text{ун}} \cdot t_{\text{газ}}, \quad (2.22)$$

где $G_{\text{ун}}$ – количество уносимой из печи сырьевой пыли, кг/с.

$$G_{\text{ун}} = P_c \cdot \frac{a_{\text{ун}}}{100} \cdot \left(1 - \frac{\Delta m_{\text{пр}}}{100} \cdot \beta \right), \quad (2.23)$$

$a_{\text{ун}}$ – количество уносимой из печи сырьевой пыли, % от расхода сухого сырья;

β – степень полноты декарбонизации безвозвратного уноса; для вращающихся печей $\beta = 0,3-0,6$;

$c_{\text{ун}}$ – теплоемкость уносимой пыли; для цементобжигательных печей $c_{\text{ун}} = 1,06$ кДж/кг·°С;

$t_{\text{газ}}$ – температура уходящих газов, °С.

Если часть пыли уноса $G_{\text{ун}}^c$ возвращается в печь при температуре $t_{\text{воз}}$ в количестве $G'_{\text{ун}}$, то

$$Q_{\text{ун}} = G_{\text{ун}} \cdot c_{\text{ун}} \cdot t_{\text{газ}} - G'_{\text{ун}} \cdot c_{\text{ун}} \cdot t_{\text{воз}}. \quad (2.24)$$

Расход тепла на дегидратацию и декарбонизацию уноса можно считать по формуле

$$Q_n = G_{\text{ун}}^c \cdot (23,78 \cdot \text{Al}_2\text{O}_3 + 29,64 \cdot \text{CaO} + 17,0 \cdot \text{MgO}), \quad (2.25)$$

где Al_2O_3 , CaO , MgO – содержание соответствующих окислов в составе шихты, %;

$G_{\text{ун}}^c$ – количество сухих сырьевых материалов в безвозвратном уносе, кг/с, $G_{\text{ун}}^c = G_{\text{ун}} - G'_{\text{ун}}$.

5. Потери тепла вследствие неполноты горения

$$Q_{\text{неп}} = Q_{\text{хим}} + Q_{\text{мех}}, \quad (2.26)$$

где $Q_{\text{хим}}$ – потери от химической неполноты сгорания, кВт;

$Q_{\text{мех}}$ – механические (провал, унос, утечка) потери тепла топлива.

При нормальной работе горелок и форсунок при сжигании газа и мазута потери от химической неполноты горения близки к нулю, если не требуется поддерживать специально атмосферу в печи с присутствием СО.

При поддержании восстановительной среды в рабочем пространстве печи при обжиге изделий потери от химической неполноты горения определяются по формуле

$$Q_{\text{хим}} = (126,5 \cdot \text{CO} + 107,6 \cdot \text{H}_2 + 358,2 \cdot \text{CH}_4) \cdot V_{\text{газ}}^{\alpha} \cdot B, \quad (2.27)$$

где $\text{CO}, \text{H}_2, \text{CH}_4$ – содержание данных газов в печной атмосфере, %;

$V_{\text{газ}}^{\alpha}$ – объем сухих газов, $\text{нм}^3/\text{кг}$ топлива ($\text{нм}^3/\text{нм}^3$ газа).

Если приближенно принять, что на 1 % СО приходится 0,5 % H_2 при отсутствии метана, то по содержанию СО (%) в дымовых газах потери от химической неполноты горения подсчитывают по формуле

$$Q_{\text{хим}} = 121 \cdot \text{CO} \cdot V_{\alpha} \cdot B. \quad (2.28)$$

Потери тепла от механической неполноты горения при сжигании твердого топлива в слое (провал, унос) составляют примерно 5–10 % от теплоты сгорания топлива. При факельном сжигании топлива эти потери составляют не более 1 %, тогда

$$Q_{\text{мех}} = 0,01 \cdot m \cdot Q_{\text{н}} \cdot B, \quad (2.29)$$

где m – принятый процент механической неполноты сгорания топлива.

6. Потери тепла через кладку

Потери в окружающую среду через кладку стен и свода определяют по зонам, на которые разделено рабочее пространство печи.

Для стен и свода печей непрерывного действия, работающих с постоянными температурами в отдельно взятой зоне, расчет теплового потока через поверхность кладки осложняется тем, что коэффициент теплопроводности материалов зависит от температуры, а распределение температур в стенке неизвестно. Задача решается методом последовательных приближений. Расчет (Вт) ведется по формуле:

$$Q_{\text{кл}} = \frac{F \cdot (t_{\text{газ}} - t_{\text{воз}})}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2.30)$$

или

$$Q_{\text{кл}} = \frac{(t_{\text{внутр}} - t_{\text{нар}}) \cdot F}{\sum \frac{\delta}{\lambda}}, \quad (2.31)$$

где $(t_{\text{газ}} - t_{\text{воз}})$ – разность температур газов рабочего пространства печи и окружающего воздуха, °С;

$(t_{\text{внутр}} - t_{\text{нар}})$ – разность температур внутренней и наружной поверхности кладки, °С;

α_1 – коэффициент теплоотдачи от печных газов (греющей среды) к стенкам внутри рабочего пространства; при невысокой температуре (сухих газов) $\alpha_1 = 7-14$, для смеси воздуха с водяным паром $\alpha_1 = 20-200$, для печных газов $\alpha_1 = 100-450$ и для насыщенного водяного пара без примеси воздуха $\alpha_1 = 9000-12000 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$ /3/.

Для высокотемпературных пламенных печей расчетом определяется температура внутренней поверхности стенки t_1 по формуле:

$$t_1 = T_k - 273, ^\circ\text{С} \quad (2.32)$$

$$T_k = \sqrt[4]{T_M^4 + \varphi \cdot (T_{\text{газ}}^4 - T_M^4)}, \quad (2.33)$$

и тепловой поток (кДж/ч) по формуле:

$$Q = \frac{3,6 \cdot F}{\sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \cdot (t_1 - t_{\text{воз}}), \quad (2.34)$$

$$Q = \frac{3,6 \cdot F}{\sum \frac{\delta}{\lambda}} \cdot (t_1 - t_{\text{нар}}), \quad (2.35)$$

где $\sum \frac{\delta}{\lambda}$ – сумма тепловых сопротивлений отдельных слоев кладки;

δ – толщина слоя, м;

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/м·°С;

φ – коэффициент, учитывающий степень черноты газов и степень развития кладки;

α_2 – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности стенок в окружающую среду, его находят как сумму конвективной и лучистой составляющих.

$$\alpha_2 = \alpha_{\text{конв}} + \alpha_{\text{л}},$$

$$\alpha_2 = K \cdot \sqrt[4]{t_{\text{н}} - t_{\text{воз}}} + \frac{5,7 \cdot \varepsilon \left[\left(\frac{T_{\text{н}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{воз}}}{100} \right)^4 \right]}{t_{\text{н}} - t_{\text{воз}}}, \quad (2.36)$$

где $K = 2,6$ – для вертикальных стенок;

$K = 3,3$ – для горизонтальных поверхностей при теплоотдаче вверх (своды печей) и $K = 1,6$ – для горизонтальных поверхностей при теплоотдаче вниз;

ε – степень черноты; для кирпичных стенок $\varepsilon = 0,8-0,9$, для стального каркаса или листа $\varepsilon = 0,8$, при покрытии поверхности светлой алюминиевой краской $\varepsilon = 0,2$;

$t_n; t_{\text{воз}}$ – соответственно температуры наружной поверхности стены и окружающего воздуха.

На рис. 2.2 приведена номограмма для ориентировочного определения коэффициента α_2 .

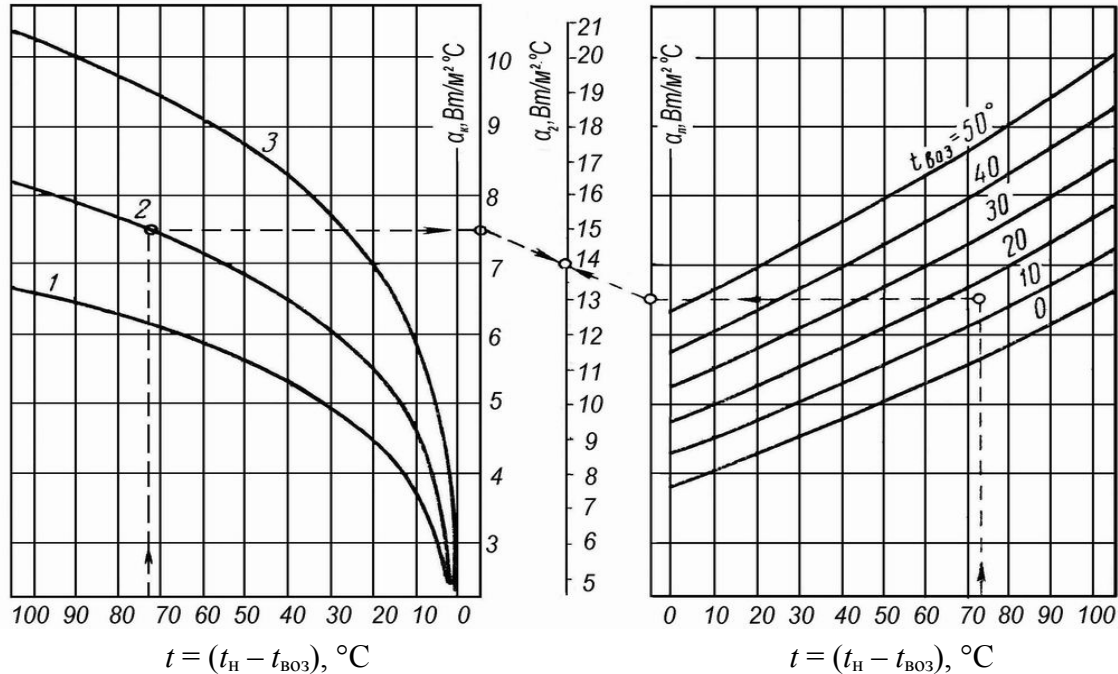


Рис. 2.2. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи α_2 при свободном движении воздуха: 1, 3 – для горизонтальной поверхности, обращенной вниз и вверх соответственно; 2 – для вертикальной поверхности

Коэффициент α_2 можно определить по упрощенной формуле для температуры стены $t_n = 100\text{--}400\text{ }^\circ\text{C}$:

$$\alpha_2 = (9,5 + 0,07 \cdot t_n) \cdot (1 + 0,2 \cdot v), \quad (2.37)$$

где v – скорость ветра для поверхностей на открытом воздухе, м/с.

Для средних температур $1000\text{--}1500\text{ }^\circ\text{C}$ туннельной печи температура наружной поверхности стенок находится в пределах $60\text{--}100\text{ }^\circ\text{C}$, коэффициент $\alpha_2 = 12\text{--}15\text{ Вт/м}^2\cdot^\circ\text{C}$, а $1/\alpha_2 = 0,07\text{ м}^2\cdot^\circ\text{C/Вт}$.

Температура внутренней поверхности стен печей $t_{\text{внутр}}$ может быть приближенно определена по температурному графику обжига материала (изделий) для различных зон (участков) печи.

При известной температуре $t_{\text{внутр}}$ потери тепла через кладку печей, расположенных в помещении (кВт), можно определить по формуле:

$$Q_{\text{кл}} = \frac{0,001 \cdot (t_{\text{внутр}} - t_{\text{воз}}) \cdot F}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + K + 0,07}, \quad (2.38)$$

Поверхность кладки F находится как средняя геометрическая от внутренней и наружной поверхностей:

$$F = \sqrt{F_{\text{вн}} \cdot F_{\text{нар}}} . \quad (2.39)$$

Для печей больших размеров поверхность F можно считать по наружным размерам.

Потери тепла в окружающую среду ($\text{Вт}/\text{м}^2$) не должны превышать

$$q \leq 0,59 \cdot (t_{\text{пр}} + 100), \quad (2.40)$$

где $t_{\text{пр}}$ – средняя температура рабочего пространства печи, $^{\circ}\text{C}$.

Максимально допустимый коэффициент теплопередачи через стенку ($\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$):

$$K \leq \frac{59}{t_{\text{пр}}} + 0,59 . \quad (2.41)$$

Приблизленно потери тепла теплопроводностью через стены печей можно определить с помощью графика (рис. 2.3), который рассчитан для температуры окружающего воздуха $t_{\text{воз}} = 15^{\circ}\text{C}$.

Для вращающихся печей потери тепла корпусом в окружающую среду можно определить по графику (рис. 2.4), рассчитанному для печей, расположенных в закрытом помещении, в зависимости от температуры корпуса печи.

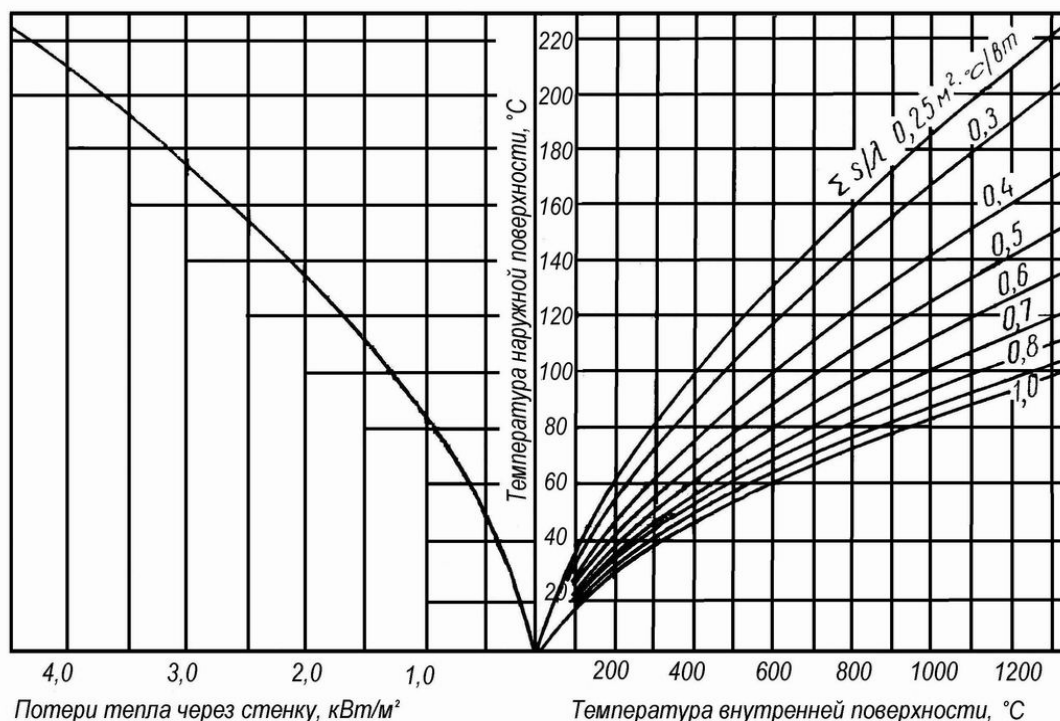


Рис. 2.3. График для определения потерь тепла через стенку непрерывно действующих печей при температуре окружающего воздуха 15°C

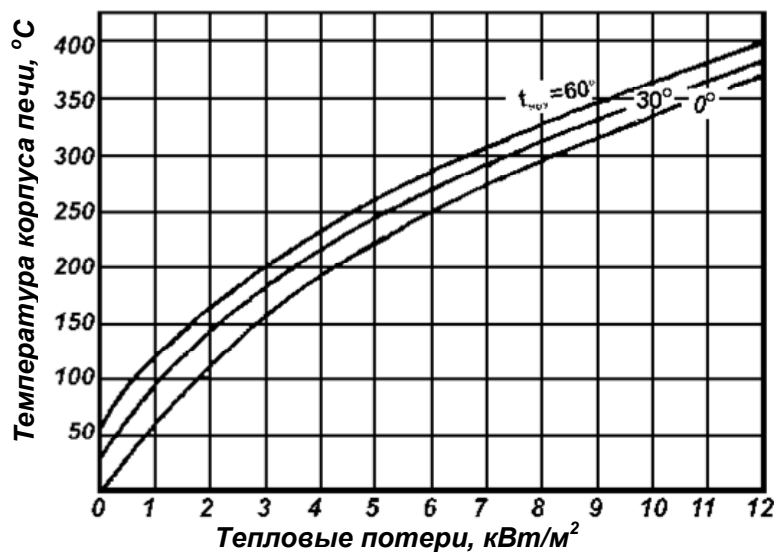


Рис. 2.4. Тепловые потери корпусом вращающейся печи в окружающую среду (для закрытых помещений) при температурах окружающего воздуха 0, 30 и 60 °C

В приближенных расчетах можно принимать потери тепла корпусом вращающихся печей в окружающую среду в размерах 15–30 % от теплоты сгорания топлива:

- при мокром способе производства

$$Q_{\text{корп}} = (0,15 - 0,20) \cdot Q_{\text{н}}^p \cdot B, \quad (2.42)$$

(печи с концентраторами шлама 12–14 %);

- при сухом способе

$$Q_{\text{корп}} = (0,15 - 0,30) \cdot Q_{\text{н}}^p \cdot B. \quad (2.43)$$

Последовательность расчета удельного теплового потока через многослойную стенку:

1. Задаются ориентировочно температурой слоев $t_1^{\text{cp}}, t_2^{\text{cp}}, t_3^{\text{cp}} \dots$.
2. Для материала каждого слоя рассчитывают коэффициенты теплопроводности при принятой температуре слоя:

$$\lambda_t = \lambda_o \pm \alpha \cdot t^{\text{cp}}, \quad (2.44)$$

В табл. 2.2 приведены температурные зависимости коэффициента теплопроводности для некоторых огнеупорных и теплоизоляционных материалов.

3. Определяют внешнее термическое сопротивление и сопротивление каждого слоя:

$$R = \frac{1}{\alpha_1}, \frac{1}{\alpha_2}, \frac{\delta_i}{\lambda_i}. \quad (2.45)$$

4. Подсчитывают коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\sum R_i}.$$

5. Определяют величину удельного теплового потока

$$g = K(t_{\text{газ}} - t_{\text{воз}}).$$

6. Подсчитывают температуры на границе слоев

$$t_{i+1} = t_i - g \cdot R_i.$$

7. Определяют средние температуры слоев

$$t_i^{\text{cp}} = \frac{(t_{i-1} + t_{i+1})}{2}.$$

8. Для каждого слоя рассчитывают разницу между принятой ориентировочно и найденной в первом приближении средней температурой слоя. Если эта разница по абсолютной величине окажется для некоторых слоев больше 50° , то расчет повторяют при полученных в первом приближении значениях средних температур слоев.

Таблица 2.2

Теплоемкость и теплопроводность огнеупорных и теплоизоляционных материалов

Изделия	Коэффициент теплоемкости, кДж/кг °С	Плотность, ρ , кг/м ³	Коэффициент теплопроводности, Вт/м °С
Шамотные огнеупоры	$0,837 + 0,000264 t$	1900	$1,04 + 0,00015 t$
-	—	1900	$0,70 + 0,00064 t$
Шамотный легковес	—	1300	$0,61 + 0,00018 t$
—	—	1200	$0,35 + 0,00035 t$
—	—	1000	$0,28 + 0,00023 t$
—	—	800	$0,21 + 0,00043 t$
Динасовые огнеупоры	$0,795 + 0,000335 t$	1900	$1,07 + 0,00093 t$
—	—	1100	$0,58 + 0,00043 t$
Керамический кирпич	$0,837 + 0,000264 t$	1800	$0,47 + 0,00051 t$
Высокоглиноземистые	$0,837 + 0,000264 t$	2500	$2,1 - 0,00062 t$
Корундовые	$0,795 + 0,000419 t$	2800	$2,1 + 0,00215 t$
Магнезитовые	$0,942 + 0,000250 t$	2700	$6,2 - 0,00270 t$
Магнезитохромитовые		2750	$4,0 - 0,00082 t$
Хромомагнезитовые	$0,754 + 0,000150 t$	2900	$2,0 - 0,00035 t$
Форстеритовые	$0,890 + 0,000419 t$	3000	$3,3 - 0,00110 t$
Диатомитовые	$0,837 + 0,000920 t$	1100	$0,27 + 0,00023 t$
Ячеистый фосфатный бетон		900	$0,348 + 0,00010 t$
Фосфокеамзитобетон		1200	$0,314 + 0,00024 t$
ШВП-1150		350	$0,13 + 0,00010 t$
ШВП-1350		500	$0,07 + 0,00030 t$
Рулонное каолиновое волокно	$0,837 + 0,000264 t$	130	$0,034 + 0,00026 t$

Иногда для получения удовлетворительного результата требуется сделать несколько приближений. Найденное в последнем приближении значение удельного теплового потока g используют для дальнейших расчетов (кВт):

$$Q_{\text{отр}} = g \cdot F \cdot 10^{-3}.$$

Пример: Определить величину удельного теплового потока через стенку печи, состоящую из трех слоев: 1 – шамот с плотностью 1900 кг/м^3 , толщиной $0,46 \text{ м}$, 2 – шамотный легковес с плотностью 1000 кг/м^3 , толщиной $0,115 \text{ м}$ и 3 – облицовка из керамического кирпича толщиной $0,125 \text{ м}$. Температуры стенки: внутренняя – $1400 \text{ }^\circ\text{C}$, наружная – $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Решение:

1. Задаемся ориентировочными температурами слоев:

$$t_1^{\text{cp}} = 0,8 t_{\text{вн}}, \quad t_1^{\text{cp}} = 0,8 \cdot 1400 = 11200 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_2^{\text{cp}} = 0,5 t_1^{\text{cp}}, \quad t_2^{\text{cp}} = 0,5 \cdot 1120 = 560 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_3^{\text{cp}} = 0,5 t_2^{\text{cp}}, \quad t_3^{\text{cp}} = 0,5 \cdot 560 = 280 \text{ }^\circ\text{C}.$$

2. Рассчитываем значения коэффициентов теплопроводности материалов при принятых температурах:

$$\lambda_1^t = 1,04 + 0,00015 \cdot 1120 = 1,208 \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{C};$$

$$\lambda_2^t = 0,28 + 0,0023 \cdot 560 = 0,409 \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{C};$$

$$\lambda_3^t = 0,47 + 0,00051 \cdot 280 = 0,613 \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{C}.$$

3. Термические сопротивления слоев:

$$R_1 = 0,46 : 1,208 = 0,38 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт},$$

$$R_2 = 0,115 : 0,409 = 0,28 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт},$$

$$R_3 = 0,125 : 0,613 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} = 0,20 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт}.$$

1. Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{0,38 + 0,28 + 0,20} = 1,163 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

2. Удельный тепловой поток

$$g = 1,163 \cdot (1400 - 50) = 1569,76 \text{ Вт/м}^2.$$

3. Граничные температуры слоев:

$$t_1^{\text{гп}} = 1400 - 1569,76 \cdot 0,38 = 803,5 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_2^{\text{гп}} = 803,5 - 1569,76 \cdot 0,28 = 364 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{нар}} = 364 - 1569,76 \cdot 0,20 = 50 \text{ }^\circ\text{C}.$$

4. Средние температуры слоев:

$$t_1^{\text{cp}} = \frac{1400 + 803,5}{2} = 1101,5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_2^{\text{cp}} = \frac{803,5 + 364}{2} = 583,7 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_3^{\text{cp}} = \frac{364 + 50}{2} = 207 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

5. Подсчитываем разницу между принятой ориентировочно и найденной в первом приближении средней температурой для каждого слоя:

$$\Delta t_1 = 1120 - 1101,1 = 18,5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_2 = 584 - 560 = 24 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_3 = 280 - 207 = 73 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

В последнем слое – для керамического кирпича – разница между принятой и найденной в первом приближении средней температурой превышает 50° .

Поэтому расчет следует повторить, приняв для нахождения коэффициентов теплопроводности те температуры, которые были получены при расчете в первом приближении, т. е. $t_1^{\text{cp}} = 1101,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_2^{\text{cp}} = 583,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_3^{\text{cp}} = 207 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

7. Потери тепла излучением через открытые отверстия

Потери тепла через открытые отверстия или рабочие окна определяют по формуле (кВт)

$$Q = 5,7 \cdot 0,001 \left[\left(\frac{T_{\text{пр}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{окр}}}{100} \right)^4 \right] \cdot F \cdot \varphi \cdot \frac{z}{24}, \quad (2.46)$$

где $5,7 \cdot 10^{-8}$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/м²·К⁴;

$T_{\text{пр}}$; $T_{\text{окр}}$ – температуры печного пространства, откуда происходит излучение, и окружающей среды, К;

F – площадь сечения отверстия, м²;

φ – коэффициент диафрагмирования, который определяется по графику рис. 2.5;

z – продолжительность открытия окна в течение суток, ч.

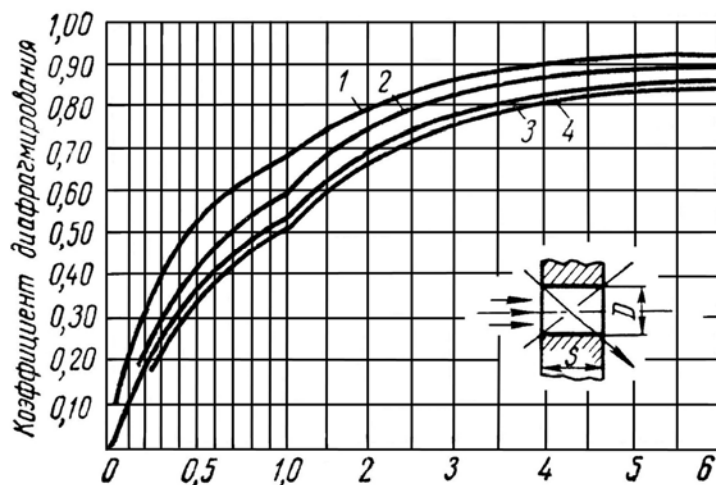


Рис. 2.5. График для определения коэффициента диафрагмирования:
1 – прямоугольное вытянутое отверстие; 2 – прямоугольное отверстие (2:1);
3 – квадратное отверстие; 4 – круглое отверстие

8. Потери тепла от утечки газов через открытые отверстия определяют по формуле

$$Q_{\text{выб}} = V_{\text{выб}} \cdot i_{\text{газ}}, \quad (2.47)$$

где $i_{\text{газ}}$ – энтальпия выбивающихся газов при заданной температуре, кДж/нм³;

$V_{\text{выб}}$ – количество газов, выходящих из отверстия, нм³/с.

Количество выбивающихся газов через щель, расположенную горизонтально, определяют по формуле

$$V_{\text{выб}} = 2,74 \cdot F \cdot \sqrt{\frac{H \cdot (\rho_{\text{воз}}^t - \rho_{\text{газ}}^t)}{\rho_{\text{газ}}^t}}, \quad (2.48)$$

где F – площадь сечения отверстия, м²;

H – высота от уровня нулевого давления в печи до середины отверстия, м;

$\rho_{\text{воз}}^t$; $\rho_{\text{газ}}^t$ – плотность соответственно окружающего воздуха и выбивающихся газов, кг/м³;

2,74 – коэффициент, равный произведению коэффициента расхода струи на $\sqrt{2 \cdot g}$.

Количество выбивающихся газов зависит от скорости истечения из отверстия, равной $W = 0,62 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P}{\rho_{\text{газ}}^t}}$, м/с, где $P = g \cdot H \cdot (\rho_{\text{воз}}^t - \rho_{\text{газ}}^t)$. По-

этому $W = 0,62 \sqrt{2g} \cdot \sqrt{\frac{H \cdot (\rho_{\text{воз}}^t - \rho_{\text{газ}}^t)}{\rho_{\text{газ}}^t}}$, м/с.

Для отверстий, вытянутых в высоту (вертикальная щель), количество выбивающихся газов при той же средней высоте H (м) в 1,5 раза меньше, следовательно,

$$V_{\text{выб}} = 1,83 \cdot F \cdot \sqrt{\frac{H \cdot (\rho_{\text{воз}}^t - \rho_{\text{газ}}^t)}{\rho_{\text{газ}}^t}}. \quad (2.49)$$

9. Расход тепла на нагрев транспортирующих устройств

При продвижении вагонетки вдоль печи ее футеровка постепенно нагревается сверху. Однако полного прогрева футеровки в туннельных печах до стационарного состояния в большинстве случаев не наступит. Средние температуры по массе футеровки составляют примерно $(0,6 - 0,85)t_{\text{п.п}}$, где $t_{\text{п.п}}$ – средняя температура по массе футеровки при ее прогреве до стационарного состояния.

При многослойной футеровке тепло, аккумулированное футеровкой вагонеток, определяется для каждого отдельного слоя по формуле

$$Q_{\text{тр}} = G'_{\text{ф}} \cdot (c'_{\text{к}} \cdot t'_{\text{к}} - c'_{\text{н}} \cdot t'_{\text{н}}) + G''_{\text{ф}} \cdot (c''_{\text{к}} \cdot t''_{\text{к}} - c''_{\text{н}} \cdot t''_{\text{н}}) + K, \quad (2.50)$$

где $G'_{\text{ф}}, G''_{\text{ф}}$ – масса слоев футеровки вагонетки, кг/с; при многослойной футеровке масса вагонетки подсчитывается для каждого слоя в отдельности (кг), затем умножается на величину $v/3600$,

где v – скорость движения вагонеток, которая определяется по формуле

$$v = \frac{P}{G_1} = \frac{n}{\tau}, \quad (2.51)$$

где P – производительность печи, т/ч;

G_1 – масса изделий на одной вагонетке, т/ваг;

n – количество вагонеток в печи, шт;

τ – время обжига, ч.

$c'_{\text{н}} \cdot t'_{\text{н}}; c''_{\text{н}} \cdot t''_{\text{н}}$ – начальная энтальпия соответствующих слоев футеровки при входе в печь, кДж/кг, обычно в расчете среднюю начальную температуру слоев футеровки принимают равной 40–50 °С;

$c'_{\text{к}} \cdot t'_{\text{к}}; c''_{\text{к}} \cdot t''_{\text{к}}$ – энтальпия соответствующих слоев футеровки вагонеток в конце рассматриваемого периода нагрева при средней температуре соответственно $t'_{\text{к}}$ и $t''_{\text{к}}$, кДж/кг.

Для определения средних температур $t_{\text{к}}$ каждого слоя футеровки в конце нагрева (или за весь период обжига и охлаждения) необходимо рассчитать распределение температур по толщине кладки, подобно расчету прогрева печной стенки при нестационарном тепловом потоке.

Для полностью прогретой футеровки средняя температура каждого слоя определяется по температурам на границах каждого слоя

$$t'_k = \frac{t_1 + t_2}{2}; \quad t''_k = \frac{t_2 + t_3}{2} \text{ и т. д.} \quad (2.52)$$

При неустановившемся тепловом потоке, когда футеровка аккумулирует тепло, распределение температур по толщине кладки определяют методом конечных разностей. Приближенно аккумуляцию тепла футеровкой вагонеток можно рассчитать по формуле

$$Q_{\text{тр}} = (0,65 - 0,85) \sum G_{\text{ф}} \cdot c_{\text{к}} \cdot t_{\text{к.с}}, \quad (2.53)$$

где $t_{\text{к.с}}$ – средняя температура слоя футеровки, рассчитанная для прогрева до стационарного состояния, °С.

При расчетах количества тепла, уносимого вагонетками из печи, и количества тепла, отданного вагонетками в зоне охлаждения, необходимо учитывать, что значительная часть аккумулированного тепла остается в вагонетке при выходе из печи. Для определения средней температуры по массе отдельных слоев при охлаждении вагонетки следует выполнить расчет методом конечных разностей для всех зон туннельной печи, включая зону охлаждения.

Для периодических печей, стенки которых прогреваются в период подъема температур в печи и охлаждаются вместе с обожженным материалом, расход тепла на аккумуляцию рассчитывается таким же методом.

За период τ (ч) средний расход тепла (кВт) на аккумуляцию кладкой периодически действующих печей определяется по формуле

$$Q_{\text{акк}} = \sum G_{\text{кл}} \cdot (c_{\text{к}} \cdot t_{\text{к}} - c_{\text{н}} \cdot t_{\text{н}}) \cdot \frac{1}{3600 \cdot \tau}, \quad (2.54)$$

где $G_{\text{кл}}$ – масса кладки (отдельного слоя), равная произведению объема кладки на плотность $G_{\text{кл}} = V_{\text{кл}} \cdot \rho_{\text{кл}}$, кг;

$c_{\text{к}} \cdot t_{\text{к}}$ – конечная энтальпия нагретой кладки до температуры $t_{\text{к}}$, кДж/кг;

$c_{\text{н}} \cdot t_{\text{н}}$ – начальная энтальпия кладки при температуре $t_{\text{н}}$, кДж/кг.

Переход нестационарного процесса нагрева стены в стационарный процесс происходит при

$$\frac{\delta}{2 \cdot \sqrt{a \cdot \tau}} \leq 0,6 \quad (2.55)$$

где δ – толщина стенки, м;

a – коэффициент температуропроводности, м²/ч;

τ – продолжительность нагрева стены, ч.

При отношении $\frac{\delta}{2 \cdot \sqrt{a \cdot \tau}} > 0,6$ стена аккумулирует тепло. Количество тепла, аккумулированного 1 м² кладки за период τ (ч), можно определить по формуле:

$$q_{\text{акк}} = 7,2 \cdot \lambda \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{н}}) \cdot \sqrt{\frac{\tau}{a \cdot \pi}}. \quad (2.56)$$

Расчет количества тепла, пошедшего на аккумуляцию футеровкой вагонеток, приведен в разделе 6 (пример расчета туннельной печи).

10. Тепло, отводимое на сторону

Для печей (туннельных), имеющих зоны охлаждения, количество охлаждающего воздуха, подаваемого в печь, определяется из расчета охлаждения обожженных изделий до температуры 60–100 °С. Обычно в высокотемпературных печах это количество воздуха не может быть полностью использовано в зоне обжига для сжигания топлива, поэтому его отбирают для сушил. Значительная часть горячего воздуха теряется при выбивании через неплотности песочного затвора и в стыках вагонеток.

Количество тепла, отводимого из зоны охлаждения на сторону (для сушил) с горячим воздухом, определяют из теплового баланса зоны охлаждения:

$$Q_{\text{суш}} = Q_{\text{прих}} - Q_{\text{расх}} = V_{\text{воз}} \cdot i_{\text{воз}}, \quad (2.57)$$

где $V_{\text{воз}}$ – объем воздуха, нм³/с;

$i_{\text{воз}}$ – энтальпия при температуре отводимого из печи горячего воздуха, кДж/нм³.

11. Потери тепла с конвекционными потоками стекломассы

$$Q_{\text{конв}} = G_{\text{ст}} \cdot (c_1 \cdot t_1 - c_2 \cdot t_2) \cdot n, \quad (2.58)$$

где $G_{\text{ст}}$ – количество сваренной стекломассы, кг/с,

t_1, t_2 – температуры потоков стекломассы, выходящих и возвращающихся в варочную часть печи, °С.,

c_1, c_2 – средние теплоемкости стекломассы между 0° и t_1 и между 0° и t_2 , кДж/кг·°С,

n – коэффициент потока стекломассы.

12. Неучтенные потери тепла

В отдельных случаях очень трудно с достаточной точностью рассчитать расход тепла на недожог топлива, потери тепла от утечки газов из рабочего пространства печи и т. п. Поэтому в расходные статьи теплового баланса вводятся неучтенные потери тепла, которые принимают 3–5 % от теплоты сгорания топлива,

$$Q_{\text{неучт}} = (0,03 \div 0,05) \cdot Q_{\text{н}} \cdot B. \quad (2.59)$$

При точном расчете теплового баланса неучтенные потери тепла исключаются.

Суммируя полученные величины расхода тепла и приравнявая их к суммарной величине прихода тепла, находят по уравнению баланса расход топлива B (кг/с или $\text{м}^3/\text{с}$). Далее определяется удельный расход тепла или условного топлива для сопоставления полученного результата с практическими данными работающих печей того же типа.

На основании результатов расчета составляется таблица теплового баланса по зонам и общего баланса на всю печь.

При составлении таблицы теплового баланса печи может оказаться, что сумма расходных статей будет отличаться от суммы прихода тепла. Это объясняется неточностью расчета отдельных статей за счет округления полученных значений. Поэтому несоответствие прихода и расхода тепла учитывается невязкой баланса в расходных статьях, которая может быть со знаком плюс или минус. Допустимая величина невязки не более 0,1 %.

2.3. Аэродинамические расчеты

Аэродинамическое сопротивление в рабочем пространстве печи определяет количество, скорость движения газов и величину соответствующего напора, необходимого для перемещения газов.

Аэродинамические расчеты печей или сушил отличаются тем, что движение газов происходит при небольших давлениях, но относительно высоких температурах.

Аэродинамические расчеты при проектировании печей выполняются с целью определения сопротивлений на пути движения газов, воздуха или продуктов горения, что необходимо для выбора тягодутьевых средств или расчета дымовой трубы.

Геометрический напор определяется по формуле

$$P_{\text{г}} = H \cdot g \cdot (\rho_{\text{окр}}^t - \rho_{\text{г}}^t), \quad (2.60)$$

где H – высота газового столба, м;

g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$;

$\rho_{\text{окр}}^t$; $\rho_{\text{г}}^t$ – плотность окружающего воздуха и легкого (нагретого) газа соответственно, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Геометрический напор не зависит от скорости движения газа, а зависит от температур газов и окружающей среды.

При нагревании газов на 1°C они увеличивают свой объем на величину $\alpha = 1/273$, поэтому

$$V_t = V_0 \cdot (1 + \alpha \cdot t), \quad (2.61)$$

$$W_t = W_0 \cdot (1 + \alpha \cdot t), \quad (2.62)$$

$$\rho_t = \frac{\rho_0}{1 + \alpha \cdot t}, \quad (2.63)$$

где V_0 – объем газов при нормальных условиях (0 °С и 101,3 кПа), нм³/с;

V_t – объем газов при действительной температуре, м³/с;

W_0 – скорость газов при нормальных условиях, нм³/с;

W_t – скорость газов при действительной температуре, м³/с;

ρ_0 – плотность газов при нормальных условиях, кг/нм³;

ρ_t – плотность газов при данной температуре, кг/м³.

Формулу (2.60) можно представить в следующем виде

$$P_\Gamma = H \cdot g \cdot \left(\frac{\rho_{0.окр}}{1 + \alpha \cdot t_{окр}} - \frac{\rho_{0.г}}{1 + \alpha \cdot t_\Gamma} \right). \quad (2.64)$$

Плотность газов зависит от их состава. Приблизительно для продуктов горения $\rho_0 = 1,3 - 1,32$ кг/нм³. Плотность сухого воздуха $\rho_0 = 1,29$ кг/нм³.

Кинетическая энергия, выраженная величиной скоростного напора, определяется по формуле:

$$P_{ск} = \frac{W_0^2}{2} \cdot \rho_0 \cdot (1 + \alpha \cdot t) \quad (2.65)$$

или
$$P_{ск} = \frac{W_t^2}{2} \cdot \rho_t. \quad (2.66)$$

Характер движения газов определяется критерием Рейнольдса:

$$Re = \frac{W_t \cdot d}{\nu_t} \quad (2.67)$$

или
$$Re = \frac{W_0 \cdot \rho_0 \cdot d}{\mu_t}, \quad (2.68)$$

где ρ_0 – плотность газов, кг/нм³;

ν – коэффициент кинематической вязкости газов при данной температуре, м²/с;

μ – коэффициент динамической вязкости газов $\mu = \nu \cdot \rho$, Па·с;

d – приведенный диаметр канала, равный для круглого сечения диаметру трубы, для квадратного канала стороне квадрата a ; для прямоугольного сечения со сторонами a, b :

$$d = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b}, \quad (2.69)$$

и в общем виде

$$d = \frac{4 \cdot S}{U}, \quad (2.70)$$

где S – площадь поперечного сечения канала любой формы, м^2 ;
 U – периметр канала, м .

При движении газов по каналам (трубопроводам) различного сечения происходит переход напоров из одного вида в другой. При увеличении скоростного напора в узком сечении уменьшается статический напор, т. е. статический переходит в скоростной; скоростной переходит в потерянный, уменьшая общий запас энергии движущегося газа.

Если давление газа равно P (Па), то скорость истечения его из отверстия в стенке:

$$W_t = \sqrt{\frac{2 \cdot P}{\rho_t}}. \quad (2.71)$$

При истечении газа через отверстия небольших размеров скорость газа будет равна

$$W_t = \varphi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P}{\rho_t}}, \quad (2.72)$$

где φ – коэффициент сжатия струи; при истечении через отверстия в тонких стенках (отверстия с острыми кромками) $\varphi = 0,62$; через цилиндрические сопла $\varphi = 0,82$, через сопла Лавалья $\varphi = 0,95$.

Под действием геометрического напора в печах происходит выбивание газов или подсосы окружающего воздуха со скоростью равной

$$W = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot H \cdot \frac{(\rho_{\text{воз}}^t - \rho_{\text{газ}}^t)}{\rho_{\text{газ}}^t}}, \quad (2.73)$$

где H – высота от линии нулевого давления до центра отверстия, м .

При движении газов в печах и трубопроводах возникают сопротивления, которые рассчитываются как различные виды потерь давления

$$P = \Sigma P_{\text{тр}} + \Sigma P_{\text{м.с}} \pm \Sigma P_{\text{геом}}, \quad (2.74)$$

где $P_{\text{тр}}$ – потери на трение о стенки, Па;

$P_{\text{м.с}}$ – потери на местные сопротивления, Па;

$P_{\text{геом}}$ – потери на геометрические сопротивления, Па.

(Если геометрические напоры способствуют движению газов, то ставится знак минус).

Потери давления на трение о стенки. Во всех случаях движения газов потери будут тем больше, чем больше их удельная кинетическая энергия, поэтому сопротивления пропорциональны скоростному напору газов

$$P_{\text{пот}} = \xi \cdot P_{\text{ск}}, \quad (2.75)$$

где ξ – коэффициент пропорциональности, выражающий собой отношение действующих в газах сил сопротивления к силам инерции.

При определении потерь давления на трение – это есть коэффициент сопротивления на трение, равный

$$\xi_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d}, \quad (2.76)$$

где λ – коэффициент трения газов о стенки, зависящий от критерия Рейнольдса и шероховатости стенок;

l/d – относительная длина канала.

Для ламинарного движения

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{64}{\text{Re}} \cdot \frac{l}{d}. \quad (2.77)$$

Для турбулентного движения газов по гладким металлическим трубам коэффициент сопротивления независимо от исследуемой среды будет равен при $\text{Re} \leq 100000$:

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} \cdot \frac{l}{d}; \quad (2.78)$$

для турбулентного движения по шероховатым металлическим трубам

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{0,129}{\text{Re}^{0,12}} \cdot \frac{l}{d}; \quad (2.79)$$

для кирпичных каналов

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{0,175}{\text{Re}^{0,12}} \cdot \frac{l}{d}. \quad (2.80)$$

При высокоразвитой турбулентности потока, когда ламинарный слой у поверхности исчезает, коэффициент сопротивления определяется только шероховатостью поверхности независимо от значений числа Re .

При расчетах сопротивлений на пути движения воздуха или дымовых газов в печах при турбулентном потоке можно приближенно принять следующие значения коэффициента трения (λ):

для металлических труб (чистых)	0,025
– " – " – с малой коррозией	0,035
– " – " – с сильной коррозией	0,045
для кирпичных каналов	0,050

Общая формула для определения сопротивлений на трение:

$$P_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{W_0^2}{2} \cdot \rho_0 \cdot (1 + \alpha \cdot t) \quad (2.81)$$

или

$$P_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{W_t^2}{2} \cdot \rho_t, \quad (2.82)$$

где t – средняя температура движущегося газа на рассматриваемом участке.

Местные сопротивления. При изменении геометрической формы каналов или направления движения происходит изменение скорости потока, в результате чего на коротком участке канала расходуется значительное количество кинетической энергии. Местные сопротивления рассчитываются по формулам:

$$P_{\text{м.с}} = \xi \cdot \frac{W_t^2}{2} \cdot \rho_t \quad (2.83)$$

или

$$P_{\text{м.с}} = \xi \cdot \frac{W_0^2}{2} \cdot \rho_0 \cdot (1 + \alpha \cdot t), \quad (2.84)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления, который можно принять по Приложению 3.

При выборе коэффициента ξ необходимо учитывать, по какой скорости рассчитывается скоростной напор. Обычно при изменениях сечения каналов коэффициент сопротивления ξ относится к скоростному напору, рассчитанному по скорости потока в узком месте. При расширении канала потери напора рассчитываются по скорости до изменения сечения, при сужении потока – по скорости после изменения сечения. В большинстве случаев скоростной напор при расчете местных сопротивлений рассчитывается по скорости, с которой газовый поток подходит к данному местному сопротивлению.

Особенности расчета аэродинамических сопротивлений. В печах и сушилах движение газов или воздуха по каналам осуществляется обычно по сложной схеме.

Для примера на рис. 2.6 представлена схема воздухопроводов, подающих воздух от вентилятора в разные точки D_1, D_2, D_3 и D_4 . Допустим, что потери давления на участке AB равны величине P_1 , на участке BC_1-P_2 и на участке $C_1D_1-P_3$.

При симметричном разделении потоков можно считать, что сопротивление на участках BC_1 и BC_2 равны, на участках $C_1D_1, C_1D_2, C_2D_3, C_2D_4$ также равны, кроме этого, соответственно равны их диаметры и длины: $l_2 = l_3; l_4 = l_5 = l_6 = l_7$.

Сумма потерь давления для системы, представленной на рис. 2.6 будет равна,

$$P_{\text{пот}} = P_1 + P_2 + P_3. \quad (2.85)$$

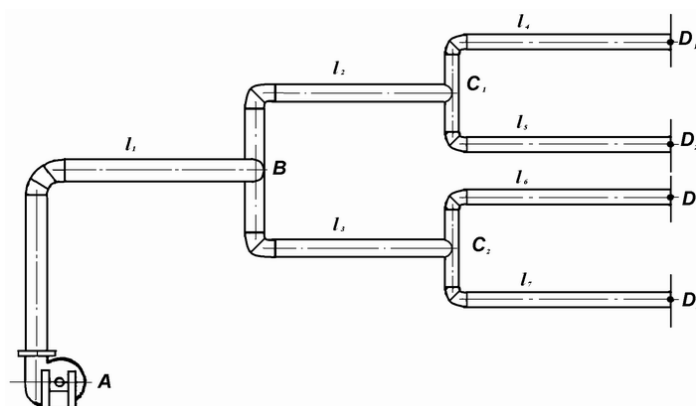


Рис. 2.6. Схема воздуховодов

Вентилятор, рассчитанный на преодоление сопротивлений на самом сложном участке, вполне обеспечит подачу воздуха на более простом участке с меньшим сопротивлением. Производительность вентилятора выбирается с учетом того, чтобы обеспечить суммарную подачу воздуха для всей системы. Это правило справедливо также и при расчете сопротивлений на пути движения дымовых газов, идущих по параллельным участкам при рассредоточенном отборе продуктов горения из печи одним дымососом.

Необходимо учитывать, что при работе дымососа или дымовой трубы дымоходы находятся под разрежением, которое тем больше, чем ближе они расположены к дымососу или дымовой трубе. Поэтому любые неплотности в кладке, регулировочных шиберях, песочных затворах туннельных печей и т. п. будут обуславливать подсосы окружающего воздуха к движущимся газам. Это повлечет за собой увеличение объема дымовых газов и скорости их движения, а следовательно, увеличение сопротивлений. Особенно большие подсосы воздуха могут быть в туннельных печах. Общий коэффициент расхода воздуха в этих печах перед дымососом достигает $\alpha_{\text{общ}} = 5$ и более.

Дополнительные сопротивления на пути движения газов, возникающие вследствие увеличения их объема, можно определить расчетом. Допустим, что аэродинамический расчет печи был выполнен на количество газов V_p , м³/ч, а действительное количество газов, проходящее по тому же пути, равно V_d , м³/ч. В этом случае скорость возрастает в η раз, т. е. $\eta = V_d/V_p$, а сопротивления возрастут в η^2 раз,

$$P_d = \frac{\eta^2}{P_p}. \quad (2.86)$$

Коэффициент η называют коэффициентом форсирования, показывающим, во сколько раз увеличивается расход газов по сравнению со средними величинами, которые принимались при расчете. Формула (2.86) позволяет с достаточной точностью найти общее сопротивление системы при любых значениях расхода газов, не производя повторных сложных аэродинамических расчетов.

При проектировании печей или сушил рекомендуется принимать следующие скорости газов и воздуха, W_0 , м/с:

для воздухопроводов	8–12
для надземных дымовых каналов	1,5–3,0
для дымовых бортов (подземных)	1–2,5
для газопроводов холодного газа	10–12.

Падение температуры газов при движении по каналам и дымоходам можно принимать в зависимости от температуры по табл. 2.3.

В целях упрощения и наглядности расчет сопротивлений выполняется в виде таблицы, в которую вписываются все необходимые величины, входящие в расчетную формулу (табл. 2.4).

Таблица 2.3

Значение падения температуры газов (°C/м) при движении по каналам и дымоходам

Наименование	Температура газов, °C				
	300	400	500	600	700
Кирпичные подземные	1,5	2	2,5	3	3,5
Изолированные надземные	1,5	3	3,5	4,5	5,5
Металлические неизолированные	2,5	4,5	5,5	7	10

В этой таблице произведение величин, вписанных в колонках 6, 7, 8 и 11, дает значение потерь давления (Па) для каждого вида сопротивления. В таблице учитываются потери давления на трение и местные сопротивления.

Таблица 2.4

Расчет сопротивлений на пути движения газов от рабочего пространства до дымососа

Наименование сопротивления	t , °C	V_0 , нм ³ /с	S , м ²	W_0 , нм/с	$\frac{W_0^2}{2}$	ρ_0 , кг/нм ³	$1 + \alpha t$	λ	$\frac{l}{d}$	ξ	$h_{\text{пот}}$, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Трение	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Поворот и т. д.	+	+	+	+	+	+	+	–	–	+	+
Всего											$\Sigma h_{\text{пот}}$

Геометрические напоры рассчитывают отдельно. Сопротивления теплообменников, циклонов, фильтров и т. п. вписываются в таблицу по данным характеристик этих устройств или по самостоятельному расчету.

Частные формулы для расчета сопротивлений

При расчетах потерь давления на трение на участках, в которых протекают процессы теплообмена, пользуются формулой

$$P_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{W_0^2}{2} \cdot \rho_0 \cdot (1 + \alpha \cdot t) \cdot \left(\frac{2}{\sqrt{T_{\text{ст}}/T_{\text{газ}} + 1}} \right)^2, \quad (2.87)$$

где $T_{\text{ст}}$ и $T_{\text{газ}}$ – средние для рассчитываемого участка абсолютные температуры стенки и газа, К.

При расчете сопротивлений запыленных газов коэффициенты сопротивления определяются по следующим формулам:

$$\xi_{\text{тр}} = \lambda \cdot (1 + \mu) \cdot \frac{l}{d}, \quad (2.88)$$

$$\xi_{\text{м}} = \xi \cdot (1 + 0,8 \cdot \mu), \quad (2.89)$$

где μ – концентрация пыли в газе, кг/кг.

Аэродинамический расчет при движении запыленного газа выполняется обычно так же, как незапыленного, с учетом того, что плотность газа

$$\rho_0 = \rho_{0 \text{ газ}} + G, \text{ кг/м}^3, \quad (2.90)$$

где G – запыленность газа, кг/м³.

Вследствие оседания пыли на отдельных участках трубопроводов следует при подборе вентилятора дополнительно учитывать запас давления примерно в 20 %.

Сопротивление садки изделий на вагонетках туннельных печей рассчитывается по формуле

$$P_{\text{с}} = 9,81 \cdot a \cdot W_0^2 \cdot \rho_0 \cdot L \cdot (1 + \alpha \cdot t), \quad (2.91)$$

где a – коэффициент аэродинамического сопротивления; для прямых каналов

$$a = \frac{0,00127}{d^{1,5}}, \quad (2.92)$$

d – приведенный диаметр каналов садки, м.

Значения коэффициента a для садок изделий на вагонетки составляют 0,024–0,025 (для косой садки $a = 0,08$). Разрывы между садками увеличивают коэффициент сопротивления на 0,015÷0,025.

Сопротивление садки можно определить также по формуле

$$P_{\text{с}} = \xi_{\text{с}} \cdot \frac{W_0^2}{2} \cdot \rho_0 \cdot (1 + \alpha \cdot t), \quad (2.93)$$

где $\xi_{\text{с}}$ – коэффициент сопротивления садки; $\xi_{\text{с}} \cong (0,4 \div 0,5)L$.

Сопротивление слоя сыпучих или кусковых материалов определяется по формуле

$$P_{\text{сл}} = \lambda_{\text{сл}} \cdot \frac{H}{d_{\text{экв}}} \cdot \frac{W_0^2}{2} \cdot \rho_0 \cdot (1 + \alpha \cdot t), \quad (2.94)$$

где $\lambda_{\text{сл}}$ – коэффициент сопротивления, зависящий от вида материала и числа Re;

H – высота слоя материала, м;

$d_{\text{экв}}$ – средний размер куска, м;

t – температура газов, проходящих через слой, °С.

Коэффициент аэродинамического сопротивления слоя из любых кусков неправильной формы может быть определен по формуле

$$\lambda_{\text{сл}} = \frac{1,53}{\varphi^{4,2}} \cdot \left(\frac{75}{\text{Re}} + \frac{15}{\sqrt{\text{Re}}} + 1 \right) + \Delta\lambda_t, \quad (2.95)$$

где φ – пористость слоя, равная

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{каж}} - \rho_{\text{сл}}}{\rho_{\text{каж}}}, \quad (2.96)$$

$\rho_{\text{каж}}$ – средняя плотность зерна (масса, деленная на его средний объем), кг/м³;

$\rho_{\text{сл}}$ – насыпная плотность слоя, кг/м³.

Таблица 2.5

Пористость слоя для различных сыпучих материалов

Материал	Диаметр зерна, мм	Пористость слоя
Гранулированное цементное сырье	3–10	0,42–0,48
Цементный клинкер	3–50	0,46–0,51
Гравий	40–45	0,38–0,39
Агломерат	10–30	0,48–0,49
Руда	0,8–1,1	0,58–0,59
Гипсовая крошка	1,2–3,1	0,34–0,39
Металлические шары	1,8–4,9	0,38–0,50

Критерий Рейнольдса определяется по формуле:

$$\text{Re}_{\text{сл}} = \frac{0,45}{(1 - \varphi) \cdot \sqrt{\varphi}} \cdot \frac{W_t \cdot d_{\text{экв}}}{\nu_t}, \quad (2.97)$$

$$d_{\text{экв}} = \frac{G_1 + G_2 + \dots + G_n}{\frac{G_1}{d_1} + \frac{G_2}{d_2} + \dots + \frac{G_n}{d_n}}, \quad (2.98)$$

где G_1, G_2, G_n – масса отдельных фракций материала в общей массе, кг.

d_1, d_2, d_n – средние диаметры зерен соответствующих фракций, м;

$\Delta\lambda_t$ – поправка на изотермичность газового потока в слое.

$$\Delta\lambda_t = 2 \cdot \frac{t_{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ВХ}}}{273 + t_{\text{ср}}}. \quad (2.99)$$

Сопротивление слоя сыпучих или кусковых материалов можно подсчитать по формуле ВТИ:

$$P = \xi_{\text{сл}} \cdot \frac{W_0}{2} \cdot \rho_0 \cdot (1 + \alpha \cdot t), \quad (2.100)$$

где W_0 – скорость газа, отнесенная к полному сечению шахты, м/с;

$\xi_{\text{сл}}$ – коэффициент сопротивления слоя; для шаров при ламинарном движении $Re < 7$:

$$\xi_{\text{сл}} = \frac{2056}{Re} \cdot \frac{H}{d_{\text{ЭКВ}}}, \quad (2.101)$$

при турбулентном движении в области $Re > 7$:

$$\xi_{\text{сл}} = \frac{1800}{Re} + \frac{46}{Re^{0,08}}. \quad (2.102)$$

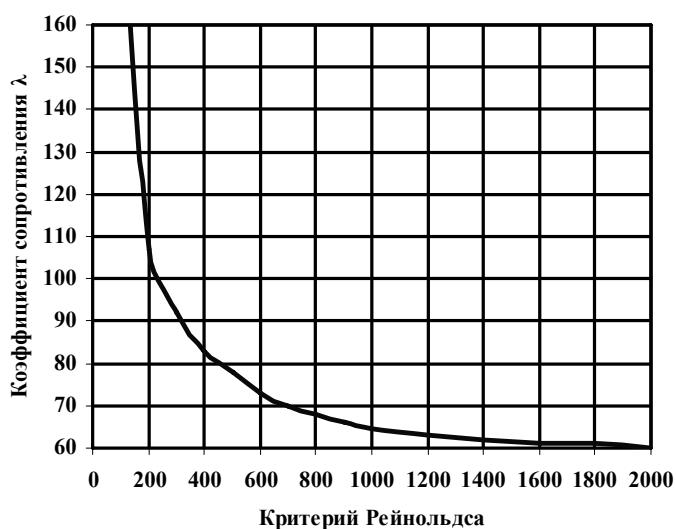


Рис. 2.7. Коэффициент сопротивления кусковых материалов в зависимости от Re

Данная формула справедлива при значениях коэффициента пористости $f = 0,4$:

$$f = \frac{V_n}{V_{\text{сл}}} = \frac{\rho_m - \rho_n}{\rho_m}, \quad (2.103)$$

где V_n – объем пустот в слое, м³;

$V_{\text{сл}}$ – объем всего слоя, м³;

ρ_m – плотность материала, кг/м³;

ρ_n – насыпная плотность материала, кг/м³.

Обычно $f = 0,4 \div 0,6$.

Коэффициент сопротивления слоя можно подсчитать также по другим формулам, например:

$$\xi_{\text{сл}} = 15,2 \cdot \frac{H}{f^{1,8} \cdot d^{1,2}} \cdot \left(\frac{\nu_t}{W_t} \right)^{0,2}, \quad (2.104)$$

где ν_t – коэффициент кинематической вязкости газа, $\text{м}^2/\text{с}$;

d – приведенный диаметр куска

$$d = \frac{2}{3} d_k \cdot \frac{f}{1-f}, \quad (2.105)$$

$$\xi_{\text{сл}} = a \cdot \frac{H}{\nu_t^n}, \quad (2.106)$$

где a и n – коэффициенты, которые находятся в зависимости от среднего размера кусков материала.

Для кусков неправильной формы значения a и n даны в табл. 2.6.

Таблица 2.6

Коэффициенты a и n для материала с неправильной формой кусков

Коэффициенты	Средний диаметр кусков, мм						
	1	2	4	6	10	15	20
a	70,5	40,2	22,2	13,7	5,250	,50	1,70
n	0,65	0,63	0,56	0,49	0,36	0,24	0,15

Сопротивление слоя топлива и плоских колосниковых решеток составляет для несортированного антрацита 1000 Па, для сортированного – 800 Па, для каменных и бурых углей – 500 Па. Сопротивление слоя топлива на колосниковой решетке можно определить по формуле ВТИ:

$$h = 9,81 \cdot m \cdot (B/R)^2, \quad (2.107)$$

где R – площадь колосниковой решетки, м^2 ;

m – коэффициент; для бурых углей $m = 0,001 \div 0,0015$, для каменных неспекающихся $m = 0,0003 \div 0,0005$, для крупнокускового антрацита $m = 0,001 \div 0,002$, для антрацитового штыба $m = 0,01 \div 0,015$.

При изменении температуры в слое кусковых материалов в случае их нагрева или охлаждения коэффициент сопротивления определяют по формуле

$$\xi_t = \xi + 2 \cdot \frac{t_k - t_n}{273 + 0,5(t_k + t_n)}. \quad (2.108)$$

Аэродинамическое сопротивление барабанных и многобарабанных холодильников вращающихся печей составляет примерно 70–80 Па.

Аэродинамическое сопротивление кипящего слоя находится по формуле

$$P_{\text{к.сл}} = 9,81 \cdot c \cdot \rho_{\text{каж}} \cdot H_{\text{сл}} \cdot (1 - \varphi), \quad (2.109)$$

где c – коэффициент, учитывающий циркуляцию слоя; для ламинарного режима $c = 1,0$, для турбулентного $c = 0,95$;

$\rho_{\text{каж}}$ – кажущаяся плотность материала, кг/м³;

$H_{\text{сл}}$ – толщина слоя, м;

φ – пористость при неподвижном состоянии.

Сопротивление регенеративных насадок можно определить по формуле

$$P_{\text{н}} = \xi_{\text{н}} \cdot l \cdot \frac{W_0^2}{2} \cdot \rho_0 \cdot (1 + \alpha \cdot t), \quad (2.110)$$

где l – длина пути газов, м;

$\xi_{\text{н}}$ – коэффициент сопротивления; для насадки с прямыми каналами

$$\xi_{\text{н}} = 1,14 / \sqrt[4]{d}, \quad (2.111)$$

со смещенными каналами (шахматная)

$$\xi_{\text{н}} = \frac{1,57}{\sqrt[4]{d}}, \quad (2.112)$$

d – приведенный диаметр ячейки, м.

Аэродинамическое сопротивление насадки можно рассчитать также по формуле

$$P_{\text{н}} = n \cdot \frac{0,171}{d^{0,25}} \cdot \frac{W_0^2}{2} \cdot \rho_0 \cdot (1 + \alpha \cdot t), \quad (2.113)$$

где n – число рядов кирпича, $n = H/b$;

b – высота кирпича, м;

H – высота насадки, м.

Сопротивление циклона может быть рассчитано по скорости во входном патрубке или по условной скорости, рассчитанной по площади сечения циклона

$$W_0^y = \frac{V_0 \cdot 4}{\pi \cdot D_{\text{ц}}^2}, \quad (2.114)$$

где V_0 – расход газа, м³/с;

$D_{\text{ц}}$ – диаметр циклона, м.

Сопротивление циклона рассчитывается по формуле

$$P_{\text{ц}} = \xi'_{\text{ц}} \cdot \frac{(W_0^y)^2}{2} \cdot \rho_0 \cdot (1 + \alpha \cdot t). \quad (2.115)$$

Для циклона НИИОгаз $\xi'_{\text{ц}} = 105$.

Сопротивление группы циклонов примерно на 10 % больше, чем одного циклона.

При расчете сопротивления циклона по скорости во входном патрубке пользуются формулой

$$P_{\text{ц}} = \xi_{\text{ц}} \cdot \frac{(W_{\text{вх}}^y)^2}{2} \cdot \rho_t \cdot (1 + \mu), \quad (2.116)$$

где ξ_t – коэффициент аэродинамического сопротивления циклона:

для циклонов СИОТ	4,2
ЛИОТ	2,8
НИИОгаз	2,7–4,8
Стандартных	7,0

μ – весовая концентрация пыли в газовом потоке при входе в циклон, кг/кг.

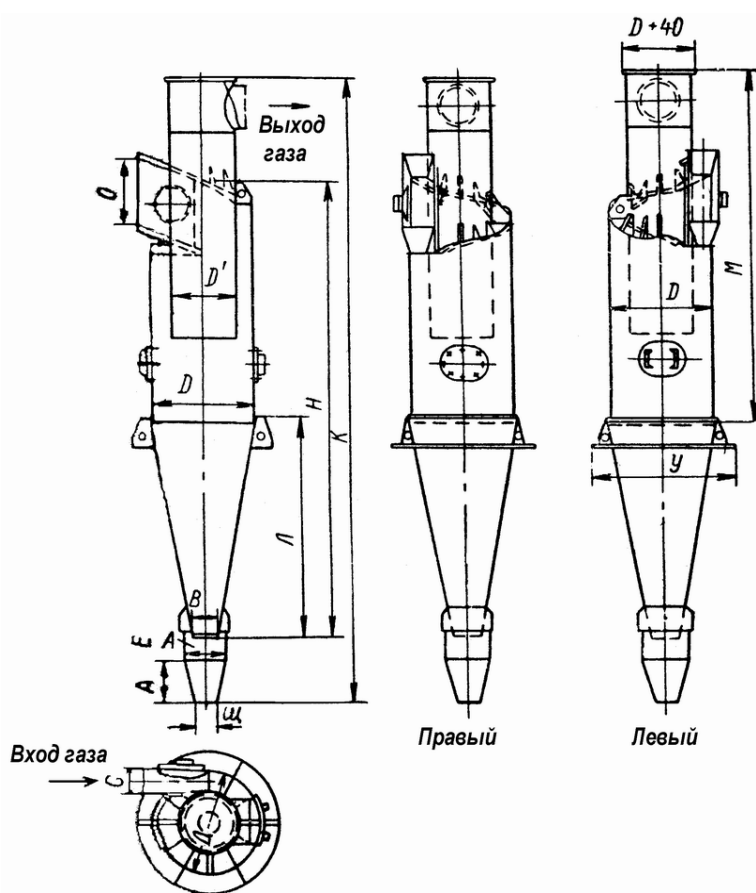


Рис. 2.8. Циклон ЦН (диаметр более 800 мм)

В настоящее время в силикатной промышленности наиболее широко используются циклоны конструкции ЦН. При диаметре циклонов меньше 0,8 м они могут соединяться в группы от 2 до 8 циклонов. Одиночные циклоны имеют диаметр до 3 м. Конструктивные размеры приведены в табл. 2.7 согласно обозначениям на рис. 2.8.

Таблица 2.7

Конструктивные размеры циклонов ЦН (диаметр более 800 мм)

Размеры, мм	№ циклона										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Д	750	900	1050	1250	1450	1600	1850	2150	2350	2650	3000
А	480	480	480	480	580	616	710	826	934	1018	1152
В	300	300	300	300	348	384	444	516	564	636	720
Д'	450	540	630	750	870	960	1110	1290	1410	1590	1800
Е	300	300	300	300	350	385	445	515	584	636	720
К	4680	5426	6172	7172	8321	9139	10540	12223	13396	15028	16997
Л	1540	1840	2140	2540	2940	3240	3740	4340	4740	5340	6040
М	2430	2886	3342	3950	4559	5013	5773	6685	7290	8202	9270
Н	3192	3834	4473	5325	6178	6815	7880	9158	10007	11285	12780
О	515	614	713	845	977	1076	1241	1439	1571	1769	2000
С	183	222	261	313	365	404	469	543	595	669	760
Щ	273	273	273	273	273	273	325	377	377	377	377
У	1190	1330	1475	1670	1870	2020	2270	2775	2775	3075	3475
Вес, кг	455	605	895	1160	1629	1966	2569	3427	4061	5694	7314

Степень очистки газов составляет 90–95 %. Оптимальная скорость газа, отнесенная к сечению наружного цилиндра, составляет 3–3,5 м/с. Коэффициент сопротивления зависит от угла наклона крышки и входного патрубка. Начальная запыленность газов в нем не должна превышать 0,6 кг/кг, температура газов около 200 °С.

График зависимости производительности от диаметра циклона приведен на рис. 2.9.

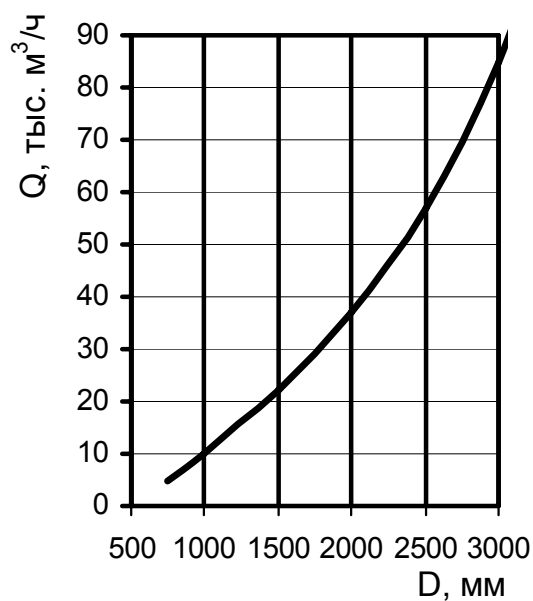


Рис. 2.9. График зависимости производительности циклонов ЦН от его диаметра

Циклон конструкции ЦП изображен на рис. 2.10, конструктивные размеры представлены в табл. 2.8.

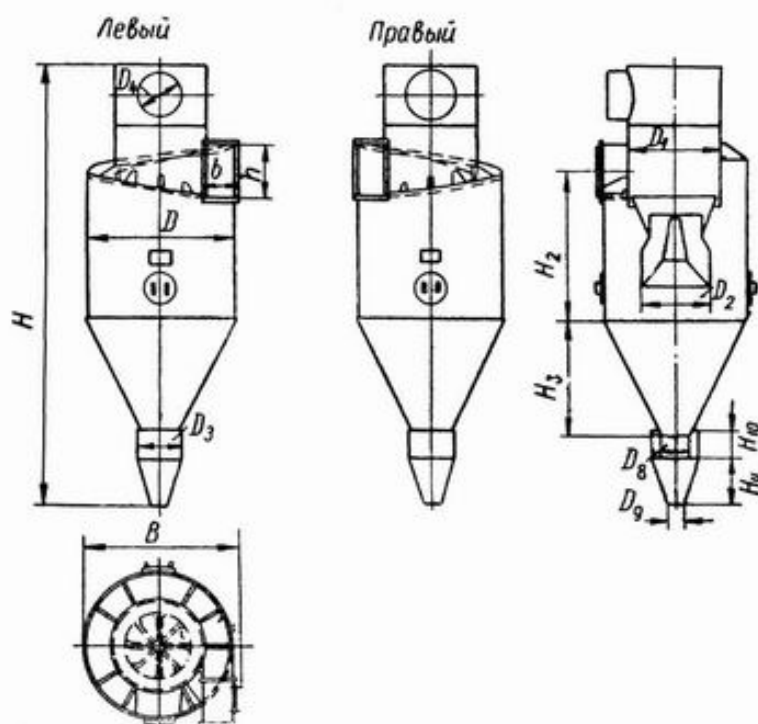


Рис. 2.10. Циклон ЦП-1

Таблица 2.8

Конструктивные размеры циклонов ЦП-1

Основные размеры, мм	Типоразмеры циклона								
	ЦП 1-1150	ЦП 1-1450	ЦП 1-1750	ЦП 1-2100	ЦП 1-2400	ЦП 1-2750	ЦП 1-3150	ЦП 1-3600	ЦП 1-4000
D	1150	1450	1750	2100	2400	2750	3150	3600	4000
D ₁	740	945	1130	1340	1530	1770	2035	1340	2600
D ₂	570	725	870	1050	1210	1380	1568	1800	2000
D ₃	480	480	490	600	690	780	880	1000	1100
D ₄	380	485	550	700	800	900	1045	1200	1330
D ₈	300	300	305	340	400	450	550	630	700
D ₉	250	250	250	300	300	350	350	400	450
H	3524	4285	5000	6010	6885	7885	8995	10280	11430
H ₂	1140	1455	1750	2100	2400	2750	3135	3600	4000
H ₃	860	1095	1310	1600	1825	2090	2365	2700	3020
H ₁₀	300	300	305	370	425	485	550	630	700
H ₁₁	480	480	490	590	680	775	880	1000	1100
K	3742	4503	5218	3228	7105	8105	9215	10500	11650
H	400	510	610	740	850	970	1100	1260	1400
B	200	255	305	370	425	485	550	630	700
B	1300	1600	1900	2252	2552	2906	3306	3760	4160
Общий вес, кг	630	952	1380	2194	2830	4272	6279	9208	11060

График зависимости производительности от диаметра циклона приведен на рис. 2.11.

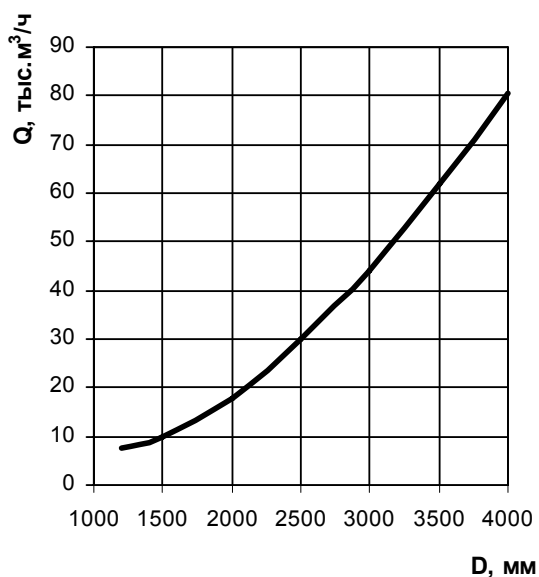


Рис. 2.11. График для определения производительности циклонов ЦП-1

Циклоны Крейзель применяются для очистки газа как одиночные, так и соединенные в группы. Конструктивные размеры одиночного циклона приведены на рис. 2.12, а.

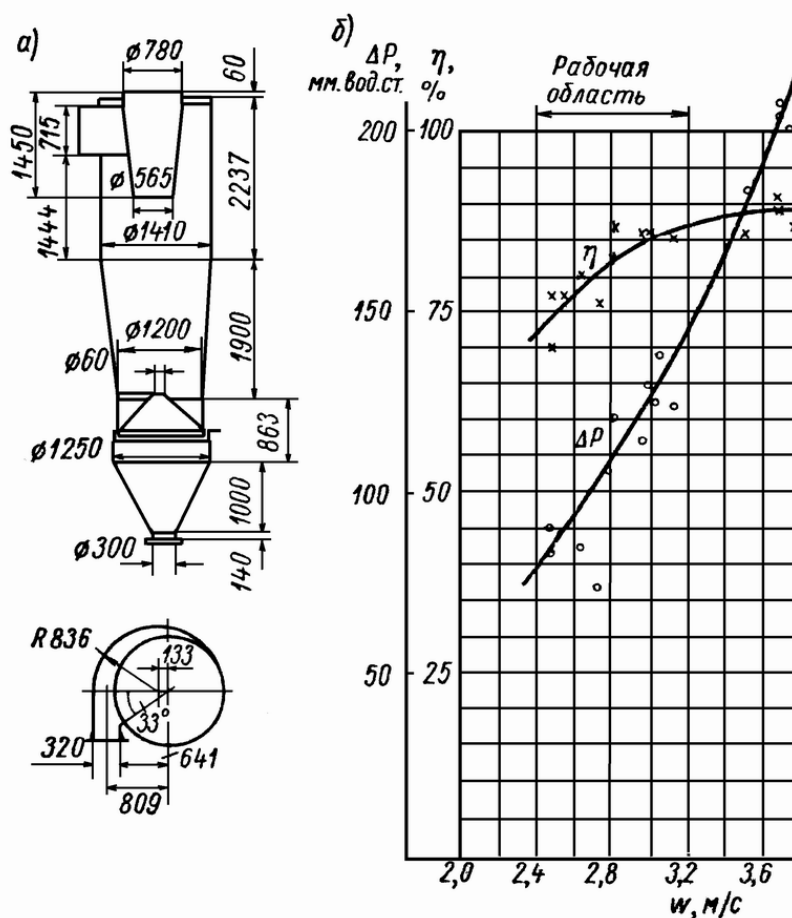


Рис. 2.12. Циклон типа «Крейзель»: а – конструктивные размеры, б – КПД (η) и аэродинамическое сопротивление (ΔP)

В группу соединяют параллельно друг к другу 2, 4, 6, 8 и 10 циклонов, симметрично расположенных в два ряда. Группа имеет общие коллекторы входа и выхода газа. Производительность одиночного циклона рекомендуется принимать в пределах 14000–18000 м³/ч, что соответствует скорости газа в сечении наружного цилиндра 2,4–3,2 м/с.

Степень очистки газа и аэродинамическое сопротивление одиночного циклона, зависящее от скорости газа и сечения наружного цилиндра, определяют по графику рис. 2.12, б.

Аэродинамическое сопротивление группы циклонов, независимо от их количества в группе, увеличивается на 10 % по сравнению с аэродинамическим сопротивлением одиночного циклона.

Техническая характеристика циклонов, соединенных в группы, приведена в табл. 2.9.

Таблица 2.9

Техническая характеристика групп циклонов Крейзель

Показатели	Единица измерения	Количество циклонов в группе				
		2	4	6	8	10
Производительность по газу при условной скорости от 2,5–3,2 м/с	тыс. м ³ /ч	28–36	56–72	84–108	112–144	140–180
Допустимая максимальная температура газов	°С	450				
Допустимая начальная запыленность газов	г/м ³	600				
Минимальное давление или разрежение газа	Па	5000				
Аэродинамическое сопротивление	Па	900–1600				
Степень очистки газа	%	75–85				

Приспособления для перемещения газов

Газы поступают в печь как результат естественной тяги или с помощью искусственно отсасывающих и нагнетающих приспособлений. Отходящие газы отводят также с помощью естественной тяги (дымовая труба) или принудительно (вентиляторы, эжекторы). Часто в печах используют и естественную тягу, и принудительный подвод и отвод газов. Напор, создаваемый приспособлениями для перемещения газов, рассчитывают исходя из сопротивлений на пути газа.

Искусственную тягу осуществляют вентиляторы, которые, в отличие от дымовой трубы, могут создавать как разрежение, так и давление.

Давление, создаваемое вентиляторами, может достигать 3000 Па и выше. Различают вентиляторы низкого давления (до 1000 Па), среднего (1000–3000 Па) и высокого (выше 3000 Па).

По принципу действия вентиляторы могут быть осевыми и центробежными.

Давление, создаваемое центробежными вентиляторами, состоит из статического и динамического давлений. Между частотой вращения центробежного вентилятора, его производительностью, давлением и мощностью электродвигателя существует определенная зависимость. Производительность вентилятора (количество подаваемого воздуха) возрастает пропорционально увеличению частоты его вращения. Создаваемое вентилятором давление пропорционально квадрату частоты его вращения, а потребляемая мощность – частоте его вращения, взятой в кубе.

Вентиляторы удобно подбирать по характеристическим кривым, выражающим связь между основными параметрами работы вентилятора. Полная характеристика вентилятора при его постоянной частоте вращения выражает зависимость между его производительностью V , давлением P ,

мощностью N и коэффициентом полезного действия η при определенном числе оборотов рабочего колеса и температуре воздуха $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ (или при плотности воздуха $\rho = 1,2\text{ кг/м}^3$). Номограмма состоит из двух частей: нижней, выражающей значения производительности в зависимости от номера вентилятора, и верхней, показывающей давление, КПД и условные числа оборотов колеса (A), равные произведению $n \cdot d$, где d – диаметр рабочего колеса, дм. Число оборотов вентилятора в минуту при заданных величинах V ($\text{м}^3/\text{ч}$) и P (Па) будет равно:

$$n = \frac{A}{N_0}, \quad (2.117)$$

Порядок выбора номера вентилятора и его КПД следующий. Для заданной производительности V_t ($\text{м}^3/\text{ч}$) проводят горизонтальную линию, которая будет пресекать линии разных номеров вентиляторов в нижней части номограммы; далее из точек пересечения от каждого номера по вертикали проводят линии до пересечения с горизонтальной линией заданного давления P (Па) в верхней части номограммы; полученные точки в верхней части номограммы показывают КПД и условное число A . Рекомендуется выбирать вентилятор, значения КПД которого не ниже чем 0,9 от максимального.

Мощность на валу электродвигателя вентилятора можно рассчитать по следующей формуле

$$N = \frac{V_t \cdot P}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_v \cdot \eta_n}, \quad (2.118)$$

где V_t – производительность вентилятора при данной температуре, $\text{м}^3/\text{ч}$;
 P – полное давление, создаваемое вентилятором при данной температуре газа, Па.

Установочная мощность электродвигателя с учетом запаса принимается не менее

$$N_{\text{уст}} = k \cdot N_{\text{дв}}, \quad (2.119)$$

где k – коэффициент запаса мощности электродвигателя на пусковой момент, который принимается в зависимости от мощности на валу $N_{\text{дв}}$ (кВт) в следующих пределах:

мощность на валу до 0,5	1,5
" " 0,5–1,0	1,3
" " 1,0–2,0	1,2
" " 2,0–5,0	1,15
" " свыше 5	1,1

Номограммы для подбора вентиляторов приведены на рис. 2.13–2.15.

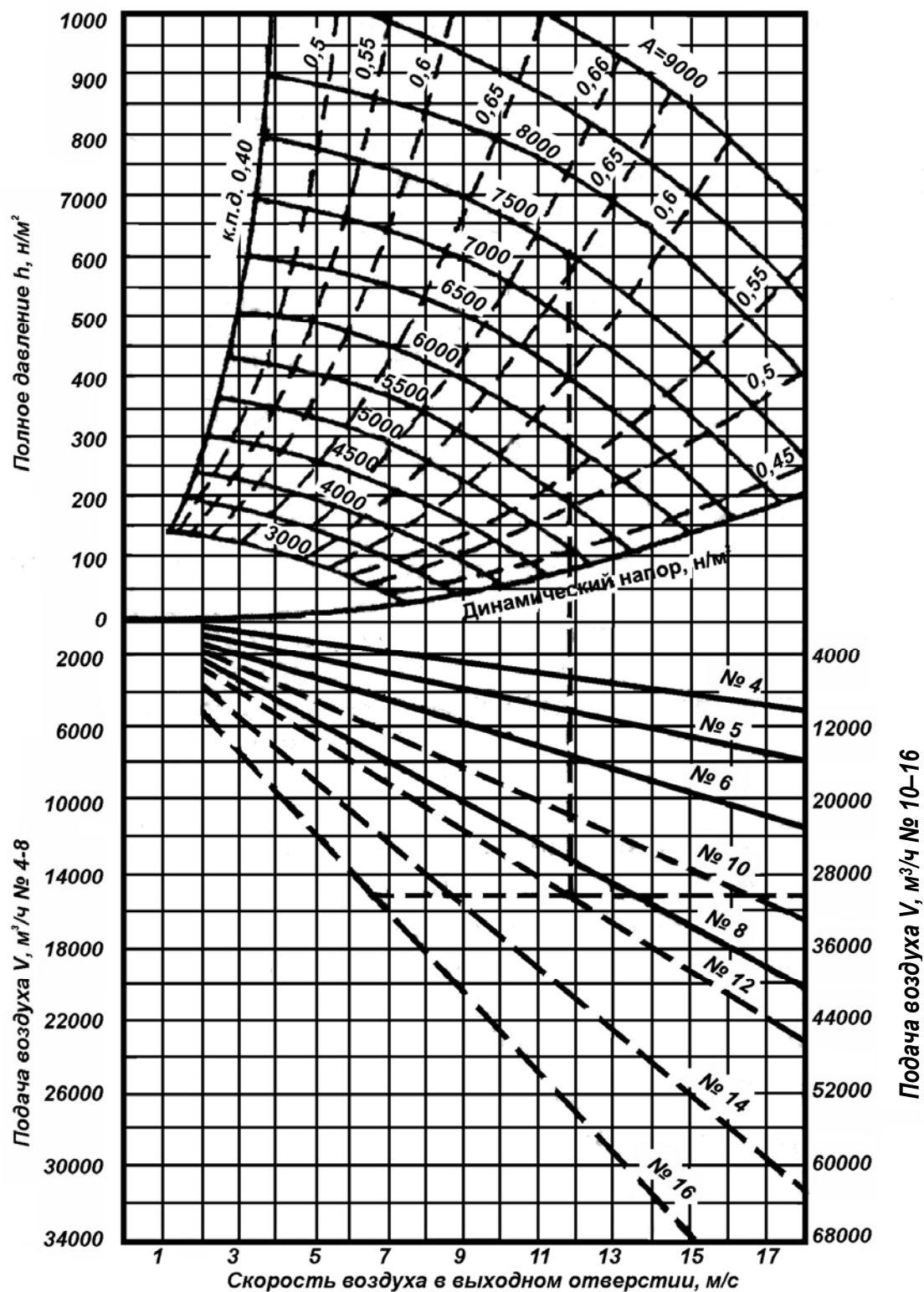


Рис. 2.13. Номограмма для подбора вентиляторов низкого давления серии ВРН – номер вентилятора

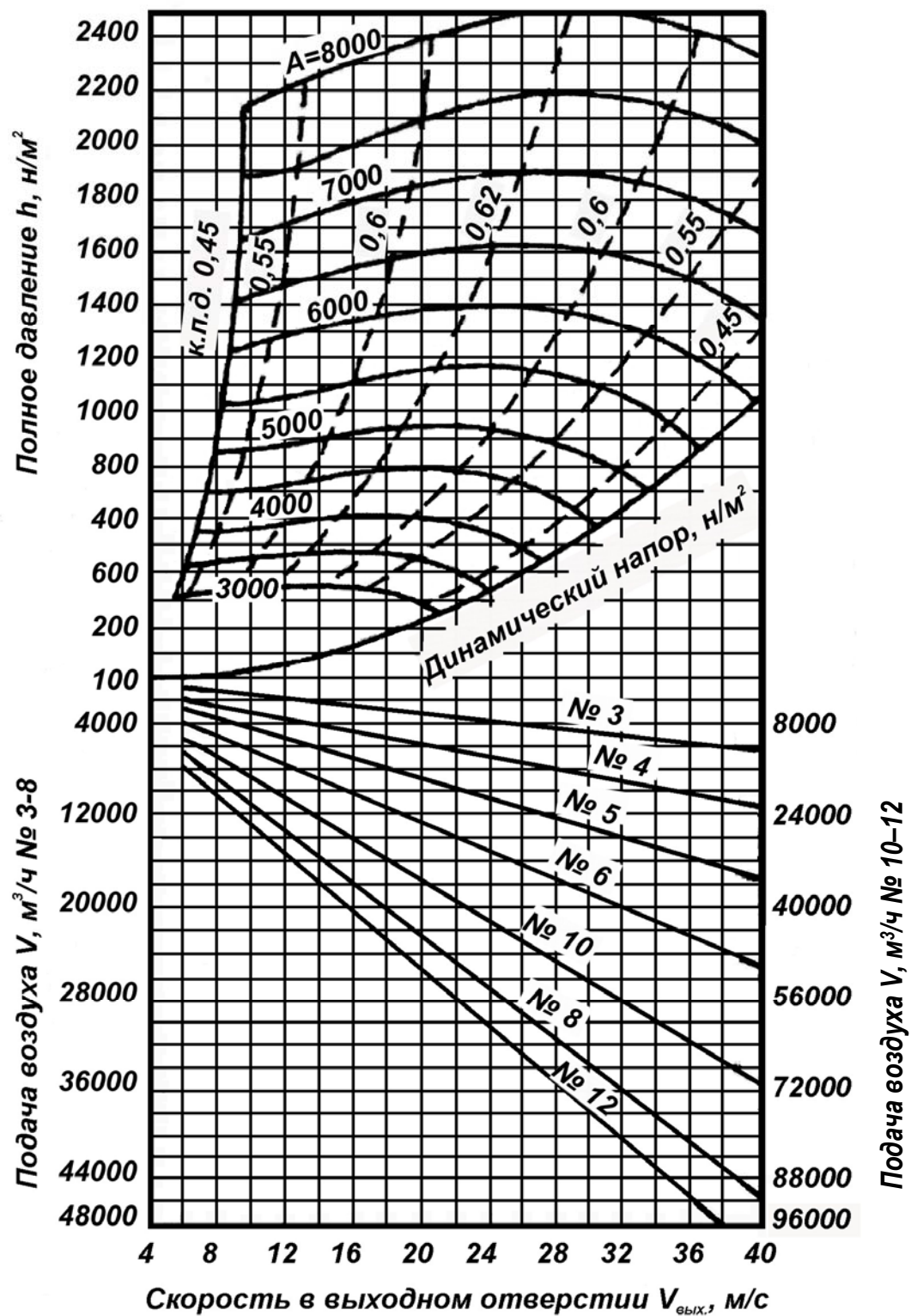


Рис. 2.14 Номограмма для подбора вентиляторов среднего давления серии ВРС – номер вентилятора

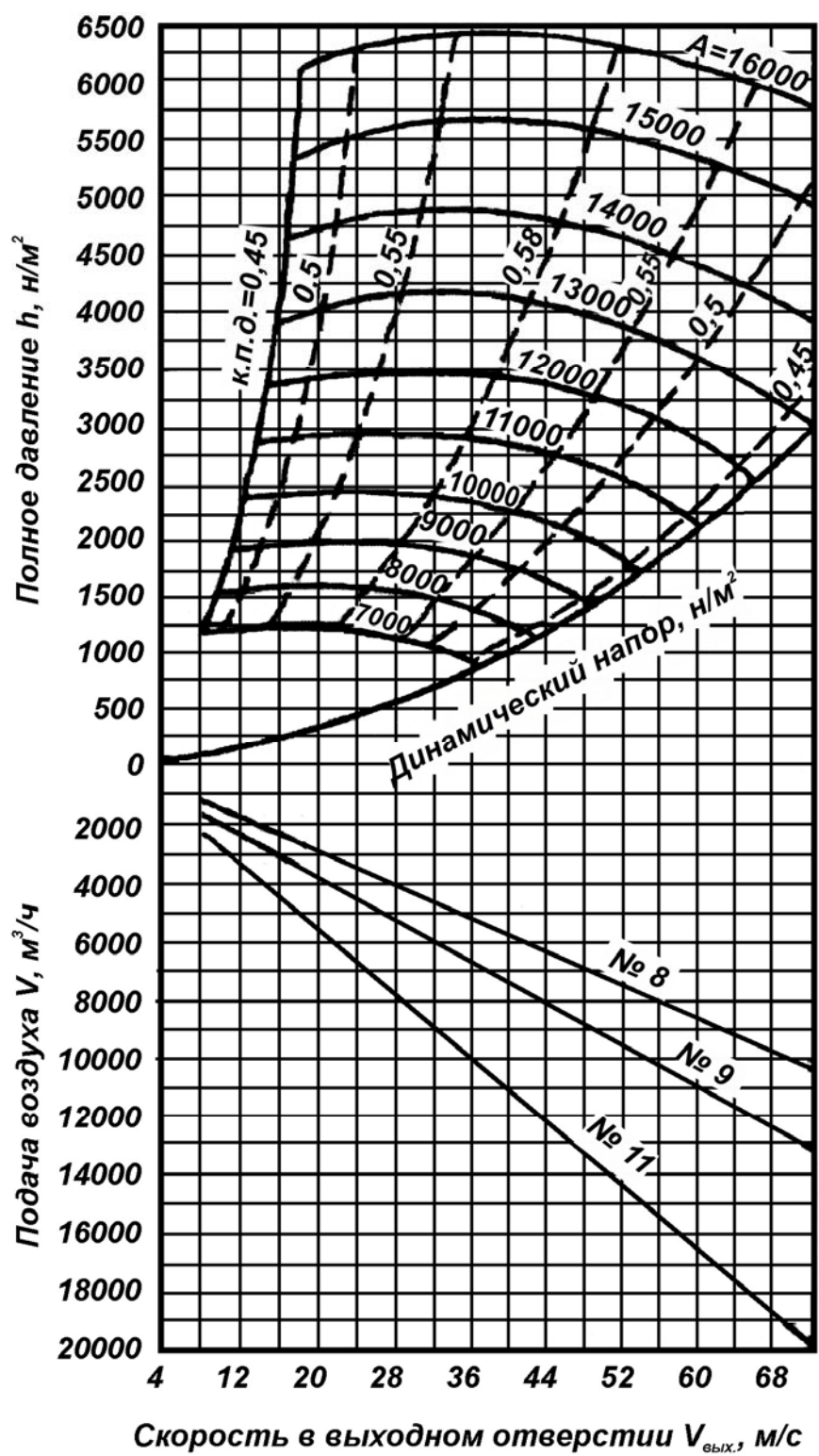


Рис. 2.15. Номограмма для подбора вентиляторов высокого давления серии ВВД – номер вентилятора

Расчет дымовой трубы

Продукты горения удаляются из рабочего пространства печи в атмосферу через систему каналов, боровов и дымовую трубу благодаря создавшемуся в них разрежению под действием геометрического напора в трубе. Удаление продуктов горения из печи без применения дымо-сосов может быть только при относительно высоких температурах продуктов горения и достаточно большой высоте трубы. В соответствии с требованиями пожарной охраны минимальная высота дымовой трубы принимается на менее 16 м. Она должна быть выше конька самого высокого здания в радиусе 100 м на 5 м. По санитарным нормам проектирования промышленных предприятий общая высота трубы принимается более 30 м при расходе топлива в установке до 5 т/ч и более 100 м при расходе топлива 100–200 т/ч. По технологическому расчету высота дымовой трубы должна быть такой, чтобы геометрический напор ее был равен $P_{\Gamma} = P_p + P_{\text{тр}} + P_{\text{м.с}}$ (Па), а создаваемое разрежение

$$P_p = P_{\Gamma} - P_{\text{тр}} - P_{\text{м.с}}, \quad (2.120)$$

где $P_{\text{тр}}$ – потери напора на трение в самой трубе, которое определяется по формуле (2.82);

$P_{\text{м.с}}$ – местные сопротивления при выходе газов из трубы в атмосферу, которые определяются по формуле (2.83).

Расчетная величина создаваемого трубой разрежения с учетом запаса напора в пределах 20–40 % принимается равной

$$P_p = (1,2 \div 1,4) \cdot P_{\text{пот}}, \quad (2.121)$$

где $P_{\text{пот}}$ – сумма аэродинамических сопротивлений дымоходов на пути движения продуктов горения от рабочего пространства печи до трубы, включая поворот газов из дымового борова в трубу.

Высота дымовой трубы H (м) определяется решением следующего уравнения:

$$P = H \cdot g \cdot (\rho_t^{\text{воз}} - \rho_t^{\text{газ}}) - \lambda \cdot \frac{H}{D_{\text{ср}}} \cdot \frac{W_{0\text{ср}}^2}{2} \cdot \rho_0 \cdot (1 + \alpha \cdot t_{\text{ср}}) - \xi \cdot \frac{W_{0\text{у}}^2}{2} \cdot \rho_0 \cdot (1 + \alpha \cdot t_{\text{у}}), \quad (2.122)$$

где $\rho_t^{\text{воз}}$ – плотность окружающего воздуха при данной температуре, кг/м³;

$\rho_t^{\text{газ}}$ – плотность продуктов горения при средней температуре в трубе, кг/м³;

λ – коэффициент трения газов о стенки в трубе; для кирпичных труб $\lambda = 0,035 \div 0,05$ и для металлических $\lambda = 0,025 \div 0,03$;

$D_{\text{ср}}$ – средний диаметр трубы; кирпичные трубы из соображений устойчивости делают суживающимися кверху, при этом диаметр основания принимается равным $D_{\text{осн}} = 1,5 \cdot D_y$, где D_y – диаметр устья трубы

$$D_{\text{ср}} = \frac{D_{\text{осн}} + D_y}{2}, \quad (2.123)$$

$W_{0\text{ср}}; W_{0y}$ – средние скорости газов, рассчитанные по объему газов при нормальных условиях и по диаметру $D_{\text{ср}}$ и D_y , м/с;

$t_{\text{ср}}$ и t_y – температуры газов, средняя по трубе и на выходе из устья трубы, °С;

ξ – коэффициент местного сопротивления при выходе газов из трубы в атмосферу: $\xi = 1,06 - 1,15$ (при малых скоростях выхода газов принимается 1,15).

Для определения D_y задаются скоростью W_{0y} в пределах от 4 до 8 м/с. При колебании расхода топлива скорость в устье трубы не должна превосходить пределы 2–6 м/с. При скорости меньше 2 м/с возможны нарушения тяги трубы от воздействия ветра; большие скорости создают чрезмерные сопротивления в трубе.

Обычно диаметр устья трубы определяется по уравнению

$$\frac{\pi \cdot D_y^2}{4} = \frac{V_{0\text{дым}}}{W_{0y}}. \quad (2.124)$$

Диаметр кирпичной трубы обычно принимается не менее 800 мм. Температура газов у основания трубы рассчитывается по температуре отходящих из печи газов и по падению температуры при движении газов по каналам и боровам. Температура газов в устье трубы определяется по температуре у основания трубы и по падению температур по высоте, которое принимается в пределах 1,0÷1,5 °С/м в кирпичной трубе и 2,0÷3,0 °С/м в металлических нефутерованных трубах.

При расчете t_y необходимо предварительно задаться высотой трубы, которую приближенно можно принять по графику (рис. 2.16).

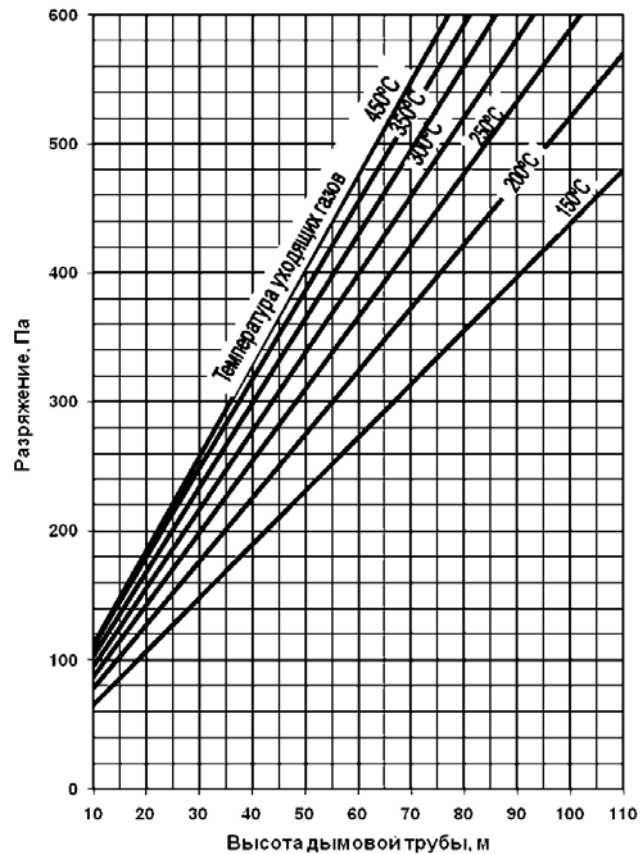


Рис. 2.16. Разряжение, создаваемое дымовой трубой в зависимости от высоты трубы и средней температуры газов

Если дымовая труба предназначена для обслуживания двух печей, то ее высота рассчитывается по наибольшему сопротивлению $P_{\text{пот}}$, как для одной печи, но диаметр устья и сечение общего дымового борова рассчитываются по суммарному количеству продуктов горения для двух печей.

3. ПРИМЕР РАСЧЕТА ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ПЕЧИ

Выполнить расчет вращающейся печи для обжига портландцементного клинкера. Производительность печи $G_{кл} = 75$ т/ч.

3.1. Выбор основных решений проекта

В качестве основы для проекта принимаем вращающуюся печь мокрого способа производства конструкции завода «Сибтяжмаш» 5×185 м. По практическим данным принимаем следующие параметры работы печи:

Влажность шлама $W^c = 36$ %.

Температура отходящих из печи газов $t_{о.г} = 200$ °С.

Температура клинкера:

выходящего из печи $t_{кл}^n = 1200$ °С;

выходящего из холодильника $t_{кл}^x = 100$ °С.

Химический состав шлама (%): $SiO_2^c - 14,8$; $Al_2O_3^c - 3,2$; $Fe_2O_3^c - 2,7$; $CaO^c - 42,25$; $MgO^c - 0,75$; $SO_3^c - 0,3$.

Потери при прокаливании сырья $\Delta m_{пр} = 36$ %, в том числе: CO_2 сырья 35 % и H_2O сырья 1 %.

Температура шлама $t_{ш} = 15$ °С.

Химический состав клинкера, % мас.: $SiO_2 - 22,9$; $Al_2O_3 - 5,7$; $Fe_2O_3 - 4,15$; $CaO - 65,45$; $MgO - 1,3$; $SO_3 - 0,5$.

Безвозвратный унос $a_{ун} = 3$ %.

Топливоприродный газ.

Коэффициент избытка воздуха $\alpha_{п} = 1,1$.

Температура воздуха:

избыточного $t_{в.изб} = 150$ °С; вторичного $t_{в.вт} = 400$ °С;

окружающего $t_{в} = 15$ °С.

коэффициент избытка воздуха перед дымососом $\alpha_{д} = 1,8$.

Присос воздуха через неплотности головки печи от общего количества воздуха, потребного для горения топлива, $y = 3$ %.

Влажность материала после цепной завесы $W_{ост} = 4$ %.

На рис. 4.1 приведена схема установки вращающейся печи 5×185 м. Печь состоит из цилиндрического корпуса, опирающегося через бандаж на опорные ролики. Корпус имеет уклон 3,5–4 % и вращается со скоростью 0,5–1,2 об/мин.

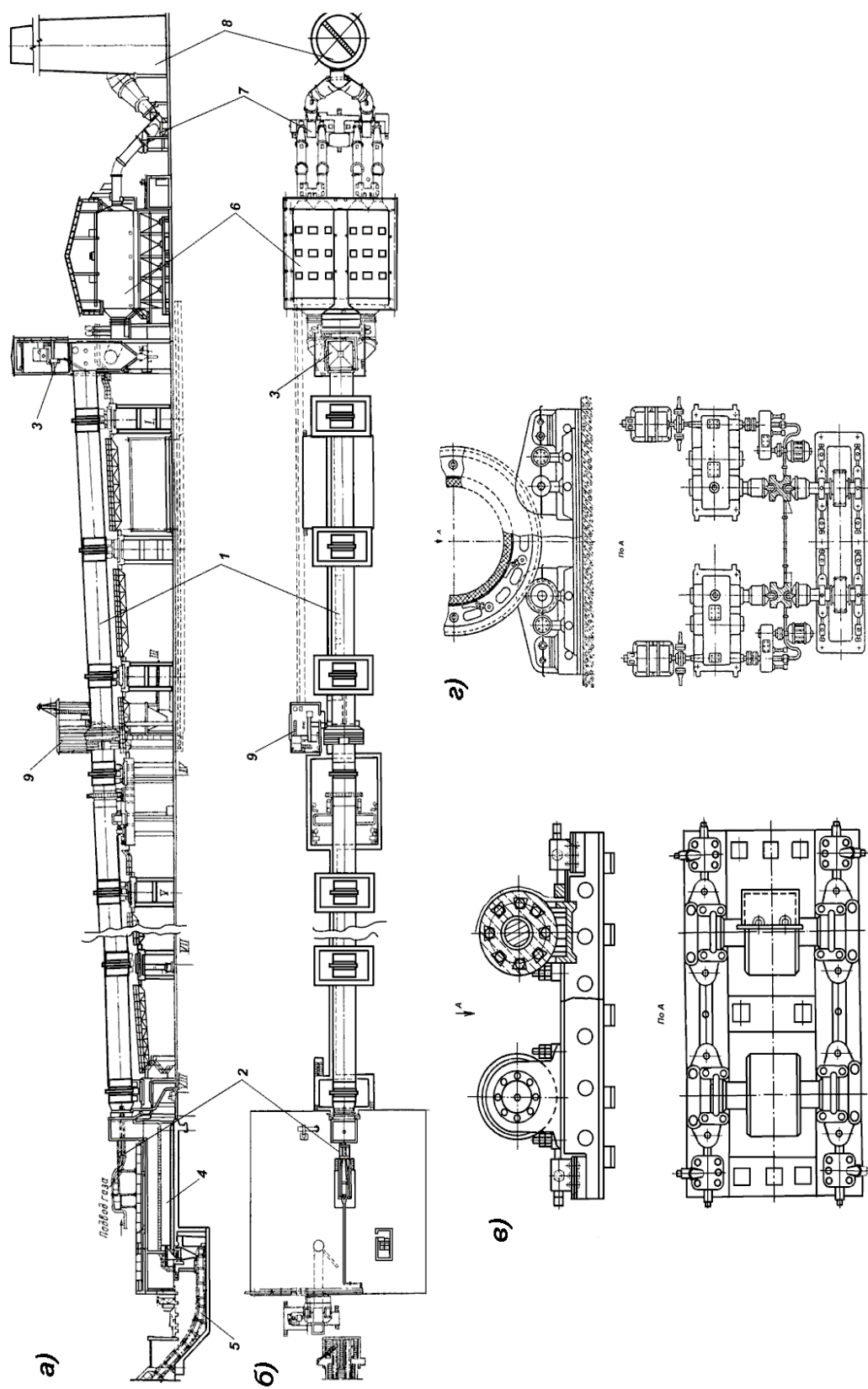


Рис. 3.1. Вращающаяся печь: а – общий вид, б – план: 1 – корпус печи, 2 – горелка; 3 – питатель, 4 – холодильник, 5 – транспортер, 6 – электрофильтр, 7 – дымосос, 8 – дымовая труба, 9 – узел возврата, в – опора, г – привод

Привод печи двойной и состоит из двух электродвигателей, двух редукторов, двух подвенцовых шестерен и одного венцового колеса.

Шлам поступает в питательную трубу при помощи дозатора. Со стороны головки в печь подается топливо и воздух; в результате сгорания топлива получают горячие газы, поток которых направлен от горячего конца печи к холодному – навстречу движущемуся материалу. Для улучшения теплопередачи и обеспыливания газов внутри печи в холодном ее конце размещается цепной фильтр-подогреватель, создается цепная завеса и устанавливаются теплообменники. Пыль, уловленная за печью в результате газоочистки, возвращается обратно в печь. Клинкер охлаждается в колосниково-переталкивающем холодильнике. Печь оборудована системой улавливания пыли.

3.2. Материальный баланс печи

Расчет баланса ведем на 1 кг клинкера.

Приход

1. Топливо – B , кг;

2. Сырье:

- теоретический расход сухого сырья

$$G_c^T = \frac{100}{100 - \Delta m_{\text{прк}}} = \frac{100}{100 - 36} = 1,563 \text{ кг};$$

- расход сухого сырья с учетом безвозвратного уноса

$$G_c^c = \frac{G_c^T \cdot 100}{100 - \alpha'_{\text{ун}}} = \frac{1,563 \cdot 100}{100 - 0,03} = 1,563 \text{ кг};$$

- расход шлама

$$G_{\text{сш}} = \frac{G_c^c \cdot 100}{100 - W^c} = \frac{1,563 \cdot 100}{100 - 36} = 2,44 \text{ кг}.$$

3. Расход воздуха на 1 м³ топлива (табл. 4.2)

теоретический: $L_0 = 9,32 \text{ м}^3$;

действительный: при $\alpha = 1,1$: $L_\alpha = 10,25 \text{ м}^3$;

$$G_b = L_\alpha \cdot \rho_b \cdot B = 10,25 \cdot 1,293 \cdot B = 13,25 \cdot B \text{ кг}.$$

Расход

1. Выход клинкера – 1 кг;

2. Выход технологической углекислоты:

$$G_{\text{CO}_2}^c = \frac{G_c^c \cdot \text{CO}_2^c}{100} = \frac{1,563 \cdot 35}{100} = 0,547 \text{ кг};$$

$$V_{\text{CO}_2}^c = \frac{G_{\text{CO}_2}^c}{\rho_{\text{CO}_2}} = \frac{0,547}{1,977} = 0,277 \text{ м}^3.$$

3. Выход физической воды

$$n = G_{сw} - G_c^c = 2,44 - 1,563 = 0,88 \text{ кг};$$

$$V_W^\Phi = \frac{G_W^\Phi}{\rho_{в.п}} = \frac{0,88}{0,805} = 1,1 \text{ м}^3.$$

4. Выход гидратной воды сырья

$$H_2O = \frac{G_c^c \cdot 0,35 \cdot Al_2O_3^c}{100} = \frac{1,56 \cdot 0,35 \cdot 3,2}{100} = 0,0175 \text{ кг};$$

$$V_W^\Gamma = \frac{G_W^\Gamma}{\rho_{в.п}} = \frac{0,0175}{0,805} = 0,022 \text{ м}^3.$$

5. Количество уносимой пыли

$$G_{y.п} = G_c^c - G_{CO_2}^c = 1,563 - 0,547 = 0,016 \text{ кг}.$$

6. Выход отходящих газов из топлива и материала

$$V_{п.г}^T = 11,27 \text{ м}^3 \text{ на } 1 \text{ м}^3 \text{ топлива}$$

$$V_{о.г} = V_{п.г}^T \cdot B + V_{CO_2}^c + V_W^\Phi + V_W^\Gamma = \\ = 11,27 \cdot B + 0,277 + 1,1 + 0,022 = 11,27 \cdot B + 1,399 \text{ м}^3;$$

$$G_{н.г.}^T = V_{CO_2}^m \cdot \rho_{CO_2} + V_{H_2O}^m \cdot \rho_{H_2O} + V_{O_2}^m \cdot \rho_{O_2} + V_{N_2}^m \cdot \rho_{N_2}$$

$$G_{н.г.}^T = 0,988 \cdot 1,977 + 1,939 \cdot 0,805 + \\ + 0,1957 \cdot 1,429 + 8,1474 \cdot 1,251 = 14 \text{ кг на } 1 \text{ м}^3 \text{ топлива};$$

$$G_{о.г.} = G_{н.г.}^T \cdot B + G_{CO_2}^c + G_W^\Phi + G_W^\Gamma = \\ = 14 \cdot B + 0,547 + 0,88 + 0,0175 = 14 \cdot B + 1,4445 \text{ кг}.$$

Материальный баланс печи приведен в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Предварительный материальный баланс печи на 1 кг клинкера

Приход	кг	Расход	кг
Топливо B	B	Клинкер	1
Сухое сырье G_c^c	1,563	Отходящие газы $G_{о.г.}$	
Влага сырья	0,88	Пылеунос G_{yn}	$14 \cdot B + 1,4445$
Воздух G_ϵ	$13,25 \cdot B$		0,016
Итого	$14,25 \cdot B + 2,44 = 100 \%$	Итого	$14 \cdot B + 2,4605 = 100 \%$

3.3. Теплотехнический расчет

3.3.1. Расчет горения топлива

Расчет горения топлива выполнен для 100 м^3 сухого газа при нормальных условиях.

Объемный состав сухого газа (%): $\text{CH}_4 - 93,2$; $\text{C}_2\text{H}_6 - 0,7$; $\text{C}_3\text{H}_8 - 0,6$; $\text{C}_4\text{H}_{10} - 0,6$; $\text{N}_2 - 4,9$.

Теплота сгорания сухого газа $Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 35\,200 \text{ кДж/м}^3$.

Плотность сухого газа $\rho_{\text{с.г}} = 0,765 \text{ кг/м}^3$.

Температура газа $t_{\text{г}} = 11 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Последовательность расчета, основанная на уравнениях реакции горения компонентов, представлена в табл. 3.2.

Таким образом, $L_0 = 9,32 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$ – теоретический расход воздуха;

$V_0 = 10,34 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$ – теоретический объем продуктов горения.

При $\alpha = 1,1$: $L_{\alpha} = 10,25 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$ – действительный расход воздуха;

$V_{\alpha} = 11,27 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$ – действительный объем дымовых газов.

Таблица 3.2

Расчет расхода воздуха, состава и количества продуктов горения на 100 м^3 газа

Участвуют в горении						Продукты горения				
топливо			воздух, м^3							
состав- ляющие	%	м^3	O_2	N_2	всего	CO_2	H_2O	O_2	N_2	всего
CH_4	93,2	93,2	186,4	$195,75 \cdot 3,762 = 736,31$	$195,7 + 736,31 = 932,06$	93,2	186,4	–	736,31 (из воздуха)	–
C_2H_6	0,7	0,7	2,45			1,4	2,1	–		–
C_3H_8	0,6	0,6	3			1,8	2,4	–		–
C_4H_{10}	0,6	0,6	3,9			2,4	3	–		–
N_2	4,9	4,9	–			–	–	–		–
При $\alpha = 1$	100	100	195,75	736,31	932,06	98,8	193,9	–	741,21	1033,81
	%	–	21	79	100	9,55	18,75	–	71,7	100
При $\alpha = 1,1$	–	–	215,32	809,94	1025,26	98,8	193,9	19,57	814,74	1127,01
	%	–	21	79	100	8,76	17,22	1,73	72,29	100

Температура горения определяется из уравнения теплового баланса процесса горения для 1 м^3 газа:

$$Q_{\text{н}}^{\text{п}} + L_{\alpha} \cdot C_{\text{в}} \cdot t_{\text{в}} = V_{\alpha} \cdot C_{\text{п.г}} \cdot t_{\text{п.г}},$$

$$35200 + 10,25 \cdot 400 \cdot 1,3294 = 11,27 \cdot i_{п.г},$$

$$i_{п.г} = C_{п.г} \cdot t_{п.г} = \frac{35200 + 5450}{11,27} = 3607 \text{ кДж / нм}^3.$$

По i - t диаграмме теоретическая температура составляет 2000 °С.

Пирометрический коэффициент горения для вращающихся печей принимаем $\eta = 0,75$, тогда

$$i_{\text{дейст}} = i_{п.г} \cdot \eta = 3607 \cdot 0,75 = 2705 \text{ кДж / нм}^3,$$

что соответствует действительной температуре 1750 °С. Такая температура удовлетворяет технологическому режиму обжига клинкера.

3.3.2. Тепловой баланс (на 1 кг клинкера)

Приход

1. Тепло от сгорания топлива

$$Q_1^n = Q_n^p \cdot B = 35200 \cdot B, \text{ кДж/кг},$$

где B – удельный расход газа на обжиг 1 кг клинкера, м³.

2. Тепло, вносимое шламом,

$$Q_2^n = (G_c^c \cdot c_c + G_w^{\phi} \cdot c_{H_2O}) \cdot t_m, \text{ кДж/кг},$$

где c_c – удельная теплоемкость сырьевой смеси [0,875 кДж/кг·°С];

c_{H_2O} – удельная теплоемкость воды, [4,2 кДж/кг·°С]

$$Q_2^n = (1,563 \cdot 0,875 + 0,88 \cdot 4,2) \cdot 15 = 76 \text{ кДж / кг}.$$

3. С присосанным воздухом

$$Q_3^n = L_{\alpha} \cdot y \cdot c_b \cdot t_b \cdot B = 10,25 \cdot 0,03 \cdot 1,2971 \cdot 15 B = 6 \cdot B, \text{ кДж/кг},$$

где c_b – теплоемкость воздуха [1,2971 кДж/м³·°С];

y – доля присосанного воздуха.

4. Энтальпия вторичного воздуха при температуре $t_{в.вт} = 400$ °С

$$I_4^n = L_{\alpha} \cdot (1 - y) \cdot c'_b \cdot t_{в.вт} \cdot B =$$

$$= 10,25 \cdot (1 - 0,03) \cdot 1,3294 \cdot 400 \cdot B = 5288 \cdot B, \text{ кДж/кг},$$

где c'_b – теплоемкость воздуха при 400 °С, равная 1,3294 кДж/м³·°С.

5. Тепло от экзотермических реакций клинкера

$$Q_5^n = Q_{\text{экз}} = 402 \text{ кДж на 1 кг клинкера}.$$

Общее количество теплоты, внесенное в печь,

$$\Sigma Q_{\text{пр}} = 35200 \cdot B + 76 + 6 \cdot B + 5288 \cdot B + 402 = (40494 \cdot B + 483) \text{ кДж/кг}.$$

Расход

1. На диссоциацию CaCO_3

$$Q_1^p = \frac{G_{\text{CO}_2}^c \cdot 100 \cdot q_x}{44} = \frac{0,547 \cdot 100 \cdot 1658}{44} = 1620 \text{ кДж / кг},$$

где q_x – удельное количество теплоты на диссоциацию CaCO_3 , равное 1658 кДж/кг CO_2 .

2. На испарение влаги

$$Q_2^p = 2500 \cdot n = 2500 \cdot 0,88 = 2200 \text{ кДж/кг},$$

где 2500 – скрытая теплота парообразования, кДж, на 1 кг влаги.

3. Удельное количество теплоты, ушедшей с отходящими газами

$$Q_3^p = \left[\left(V_{\text{CO}_2}^T \cdot c_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^T \cdot c_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^T \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2}^T \cdot c_{\text{O}_2} \right) \cdot B + V_{\text{CO}_2}^c \cdot c_{\text{CO}_2} + V_W^\phi \cdot c_{\text{в.п}} + V_W^r \cdot c_{\text{в.п}} \right] \cdot t_{\text{о.г}}$$

$$Q_3^p = \left[(0,988 \cdot 1,7874 + 8,147 \cdot 1,2996 + 1,939 \cdot 1,5224 + 0,1957 \cdot 1,3352) \cdot B + 0,277 \cdot 1,7874 + 1,100 \cdot 1,5224 + 0,022 \cdot 1,5224 \right] \cdot 200 = 3114 \cdot B + 440 \text{ кДж / кг},$$

где $c_{\text{CO}_2}, c_{\text{N}_2}, c_{\text{H}_2\text{O}}, c_{\text{O}_2}, c_{\text{в.п}}$ – удельные объемные теплоемкости газов при температуре $t_{\text{о.г.}} = 200^\circ\text{C}$, кДж/м³·°C.

4. Энтальпия клинкера, выходящего из печи,

$$I_4^p = Q_4^p = 1 \cdot c_{\text{кл}} \cdot t_{\text{кл}}^{\text{п}} = 1 \cdot 1,03 \cdot 1200 = 1236 \text{ кДж/кг},$$

где $c_{\text{кл}} = 1,03 \text{ кДж/м}^3 \cdot ^\circ\text{C}$ – средняя удельная теплоемкость клинкера при температуре 1200 °C.

5. Энтальпия пылеуноса

$$I_5^p = Q_5^p = G_{\text{ун}} \cdot c_{\text{ун}} \cdot t_{\text{о.г}} = 0,016 \cdot 1,06 \cdot 200 = 3,392 \text{ кДж/кг};$$

где $c_{\text{ун}}$ – удельная теплоемкость уносимой пыли, кДж/кг·°C ;
удельная теплоемкость уноса для цементно-обжигательных печей
 $c_{\text{ун}} = 1,06 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C}$.

6. Теплота, утерянная в окружающую среду,

$$Q_6^p = \frac{S_{\text{п}} \cdot \Delta Q}{1000 \cdot G_{\text{кл}}}, \text{ кДж/кг},$$

где $S_{\text{п}}$ – площадь теплоотдающей поверхности корпуса печи
($S_{\text{п}} = \pi \cdot D \cdot L = \pi \cdot 5 \cdot 185 = 2910 \text{ м}^2$);

$G_{\text{кл}}$ – производительность печи, т/ч;

ΔQ – среднее количество теплоты, теряемой в окружающую среду через 1 м² корпуса печи в 1 ч, при принятых условиях принимаем $\Delta Q = 14\,650 \text{ кДж/м}^2 \cdot \text{ч}$.

Тогда

$$Q_6^p = \frac{2910 \cdot 14650}{1000 \cdot 75} = 568 \text{ кДж/кг},$$

7. Теплота, затраченная на образование жидкой фазы, по опытным данным равна

$$Q_7^p = Q_{пл}^p = 209 \text{ кДж/кг}.$$

8. Общее количество теплоты, расходуемой в печи

$$\Sigma Q_p = 1620 + 2200 + 3114 \cdot B + 440 + 1236 + 3,392 + 568 + 209,$$

$$\Sigma Q_p = 6276,4 + 3114 \cdot B \text{ кДж / кг}.$$

Из уравнения теплового баланса удельный расход топлива составляет

$$B = \frac{6276,4 - 483}{40494 - 3114} = 0,155 \text{ м}^3 \text{ на 1 кг клинкера}$$

или

$$G^T = 0,155 \cdot 0,765 = 0,1186 \text{ кг/кг}.$$

Удельный расход воздуха для горения топлива

$$V_B^T = L_\alpha \cdot B = 10,25 \cdot 0,155 = 1,589 \text{ нм}^3/\text{нм}^3.$$

Количество вторичного воздуха

$$V_{B,вт} = V_B^T \cdot (1 - y) = 1,589 \cdot (1 - 0,03) = 1,541 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Составляем сводный материальный и тепловой балансы (табл. 3.3, 3.4).

Таблица 3.3

Материальный баланс печи на 1 кг клинкера

Приход	Количество		Расход	Количество	
	кг	%		кг	%
Топливо B	0,1186	3	Клинкер	1	24,3
Сырье G_c^c	1,563	37,8	Отходящие газы:		
Влага n	0,88	21,3	$G_{o,г} = 14 \cdot B + 1,4445$	3,1050	75,3
Воздух			Пылеунос G_{yn}	0,0160	0,4
$G_B = 13,25 \cdot B$	1,5714	38,1			
Невязка	-0,009	-0,2			
Итого	4,121	100	Итого	4,121	100

Удельное количество теплоты, расходуемой на образование 1 кг клинкера:

$$Q = Q_n^p \cdot B = 35200 \cdot 0,155 = 5456 \text{ кДж / кг}.$$

Обычно в печах 5×185 м $Q = 5860 \dots 6910$ кДж/кг, т. е. полученное значение удельного расхода тепла соответствует практическим данным.

Удельный расход условного топлива

$$B_{\text{усл}} = \frac{Q \cdot 100}{29300} = \frac{5456 \cdot 100}{29300} = 18,6 \text{ \%}.$$

Тепловой коэффициент полезного действия печи составляет

$$\eta_1 = \frac{(Q_x + Q_2^p) \cdot 100}{Q_1^n + Q_2^n + Q_3^n + Q_4^n} = \frac{(1798 + 2200) \cdot 100}{5456 + 34 + 0,93 + 819,6} = 63,3 \text{ \%}.$$

где Q_x – расчетный тепловой эффект клинкерообразования, 1798 Дж/кг.

Таблица 3.4

Сводная таблица теплового баланса печи на 1 кг клинкера

Приходные статьи	Количество		Расходные статьи	Количество	
	кДж	%		кДж	%
От горения топлива $Q_1^n = 35200 \cdot 0,155$	5456	80,71	На диссоциацию CaCO_3 Q_1^p	1620	24
Со шламом Q_2^n	34	0,50	На испарение влаги Q_2^p	2200	32,5
С присосанным воздухом: $Q_3^n = 6 \cdot 0,155$	0,93	0,01	С отходящими газами $Q_3^p = 3114 \cdot 0,155 + 440$	923	13,7
От экзотерм. реакций образования клинкера Q_5^n	449	6,64	С горячим клинкером Q_4^p	1236	18,3
Энтальпия вторичного воздуха: $I_4^n = 5288 \cdot 0,155$	819,6	12,12	С пылеуносом Q_5^p	3,4	0,1
			В окружающую среду Q_6^p	568	8,3
			На образование жидкой фазы Q_7^p	209	3,1
Итого	6760	100	Итого	6760	100

Технологический коэффициент полезного действия печи

$$\eta_2 = \frac{Q_x \cdot 100}{Q} = \frac{1798 \cdot 100}{5456} = 33 \text{ \%}.$$

3.4. Подбор оборудования

3.4.1. Уточнение размеров печи

Выполним расчет температур на границах технологических зон и построение графика распределения температур по длине печи.

Для расчета и построения кривой температур обжига печь разбиваем на участки, и для каждого участка составляем тепловой баланс, в котором неизвестной величиной является температура газов, поступающих из одной зоны (участка) в другую. Эту температуру находим с помощью

I – t -диаграммы по энтальпии газов, покидающих данную зону печи. При расчете температурной кривой длинные вращающиеся печи разбивают на следующие участки, начиная с участка подачи топлива в печь.

Зона	Температура материала, °С
Охлаждения и спекания	1350–1450–1350
Экзотермических реакций	1350–950
Декарбонизации	950–750
Подогрева	750–500
Дегидратации	500–250
Досушки	250–100
Испарения	100–15
Рассчитываем тепловой баланс зон.	

Таблица 3.5

*Тепловой баланс зоны охлаждения и спекания 1 кг клинкера
(температура материала 1350–1450–1350 °С)*

Приходные статьи	Количество, кДж	Расходные статьи	Количество, кДж
От сжигания топлива Q_1	5456	На нагрев материала: $Q_1^p = c_{\text{кл}} \cdot (1450 - 1350) = 1,07 \cdot 100$	107
Энтальпия воздуха, нагретого в холодильнике и печи охлаждающимся клинкером: $I_{\text{кл}} = c_{\text{кл}} \cdot (1450 - t_{\text{кл}}) = 1,11 \cdot (1450 - 100)$	1498	На образование жидкой фазы: $Q_2^p = q_7^p$	209
		С избыточным воздухом и выходящим клинкером из холодильника (учтены в приходе)	–
		В окружающую среду $Q_{\text{о.с}}$	147
		Расчетная энтальпия уходящих газов	$I_{\text{о.г}}^{\text{спек}}$
Итого	6954	Итого	$463 + I_{\text{о.г}}^{\text{спек}}$

Энтальпия газов при выходе из зоны спекания

$$I_{\text{о.г}}^{\text{спек}} = 6954 - 463 = 6491 \text{ кДж.}$$

Расчетную температуру газового потока, соответствующую энтальпии $I_{\text{о.г}}^{\text{спек}} = 6491$ кДж, определяем методом подбора. Для этого сначала определим объемный выход газов (м^3) в зоне спекания:

$$V_{\text{CO}_2} = V_{\text{CO}_2}^T \cdot B = 0,988 \cdot 0,155 = 0,153 \text{ м}^3;$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^T \cdot B = 1,939 \cdot 0,155 = 0,301 \text{ м}^3;$$

$$V_{\text{O}_2} = V_{\text{O}_2}^T \cdot B = 0,1957 \cdot 0,155 = 0,030 \text{ м}^3;$$

$$V_{N_2} = V_{N_2}^T \cdot B = 8,147 \cdot 0,155 = 1,263 \text{ м}^3.$$

При $t_x = 2100 \text{ }^\circ\text{C}$

$$I_x = (V_{CO_2} \cdot c_{CO_2} + V_{N_2} \cdot c_{N_2} + V_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + V_{O_2} \cdot c_{O_2}) \cdot t_x = (0,153 \cdot 2,4699 + 0,301 \cdot 1,9633 + 0,030 \cdot 1,5743 + 1,263 \cdot 1,4914) \cdot 2200 = 6415 \text{ кДж},$$

где $c_{CO_2}, c_{N_2}, c_{H_2O}, c_{O_2}$ – средние объемные теплоемкости газов при температуре $t_{o.r} = 2100 \text{ }^\circ\text{C}$, кДж/м³·°C.

Тогда

$$t_{\text{расч}}^{\text{спек}} = t_x + \left(\frac{I_{o.r}^{\text{спек}} + I_x}{I_y - I_x} \right) \cdot (t_y - t_x) = 2100 + \left(\frac{6491 - 6090}{6415 - 6090} \right) \cdot (2200 - 2100) = 2223 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Так как продукты горения топлива нагреваются до высоких температур, то происходит частичная диссоциация CO_2 и H_2O (достигающая иногда 10 %), которая сопровождается поглощением тепла. Поэтому практическая температура $t^{\text{спек}}$ будет всегда ниже $t_{\text{расч}}^{\text{спек}}$. Количество теплоты на диссоциацию определяют по формуле

$$I_{\text{дис}} = I_{\text{дис}}^{CO_2} + I_{\text{дис}}^{H_2O},$$

где $I_{\text{дис}}^{CO_2} = a \cdot V_{CO_2} \cdot Q_{CO}$. Здесь a – коэффициент диссоциации CO_2 . При $\alpha = 1,1$ и $t = 2200 \text{ }^\circ\text{C}$ $a = 0,225$;

Q_{CO} – эндотермический тепловой эффект диссоциации CO . При температуре $2200 \text{ }^\circ\text{C}$ $Q_{CO} = 12326 \text{ кДж на } 1 \text{ м}^3 \text{ CO}$;

$$I_{\text{дис}}^{CO_2} = 0,225 \cdot 0,153 \cdot 12326 = 425 \text{ кДж};$$

$$I_{\text{дис}}^{H_2O} = b \cdot V_{H_2O} \cdot Q_{H_2},$$

где b – коэффициент диссоциации H_2O . При $\alpha = 1,1$ и $t = 2200 \text{ }^\circ\text{C}$ $b = 0,035$;

Q_{H_2} – эндотермический тепловой эффект диссоциации H_2 . При температуре $2200 \text{ }^\circ\text{C}$ $Q_{H_2} = 11080 \text{ кДж на } 1 \text{ м}^3 \text{ H}_2$;

$$I_{\text{дис}}^{H_2O} = 0,035 \cdot 0,301 \cdot 11080 = 117 \text{ кДж}.$$

Принимаем удельное количество теплоты, переданной в результате долевого (торцового) излучения в размере $Q_{\text{изл}} = 840 \text{ кДж}$.

Тогда энтальпия уходящих газов с учетом диссоциации CO_2 , H_2O и долевого излучения

$$I_{\text{пр}}^{\text{спек}} = I_{\text{расч}}^{\text{спек}} - I_{\text{дис}}^{\text{CO}_2} - I_{\text{дис}}^{\text{H}_2\text{O}} - Q_{\text{изл}} = 6491 - 425 - 117 - 840 = 5109 \text{ кДж.}$$

Практическую температуру газового потока при выходе из зоны спекания, соответствующую энтальпии $I_{\text{пр}}^{\text{спек}} = 5109 \text{ кДж}$ на 1 кг клинкера, определяют методом подбора:

при $t_x = 1600^\circ\text{C}$

$$I_x = (V_{\text{CO}_2} \cdot c_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2} \cdot c_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2}) \cdot t_x = (0,153 \cdot 2,3849 + 0,301 \cdot 1,8691 + 0,030 \cdot 1,5400 + 1,263 \cdot 1,4625) \cdot 1600 = 4496 \text{ кДж;}$$

при $t_y = 1700^\circ\text{C}$

$$I_y = (V_{\text{CO}_2} \cdot c_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2} \cdot c_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2}) \cdot t_y = (0,153 \cdot 2,4042 + 0,301 \cdot 1,8841 + 0,030 \cdot 1,5483 + 1,263 \cdot 1,4625) \cdot 1700 = 4809 \text{ кДж.}$$

Объемные теплоемкости газов приняты согласно приложению Ж.

$$t_{\text{пр}}^{\text{спек}} = 1600 + \left(\frac{5109 - 4496}{4809 - 4496} \right) \cdot (1700 - 1600) = 1800^\circ\text{C}.$$

Энтальпия газов при выходе из зоны экзотермических реакций (табл. 3.6) $I_{\text{о.г}}^{\text{экз}} = 7124 - 1173 = 5951 \text{ кДж}$.

Таблица 3.6

Тепловой баланс зоны экзотермических реакций на 1 кг клинкера (температура материала 1350–950 °C)

Приходные статьи	Количество, кДж	Расходные статьи	Количество, кДж
Энтальпия поступивших газов $I_{\text{о.г}}^{\text{спек}}$	6491	На нагревание материала: от 950 до 1350 °C: $Q_{\text{м}}^{\text{p}} = c_{\text{с}} \cdot (1350 - 950) = 1,06 \cdot 400$	424
На образование клинкерных минералов $Q_{\text{экз}}$	449	На завершение эндотермического процесса декарбонизации: $Q_{\text{дек}}^{\text{p}} = G_{\text{с}}^{\text{с}} \cdot \text{CaO}^{\text{с}} \cdot 29,64 \cdot (1 - \beta) = 1,563 \cdot 42,25 \cdot 29,64 \cdot 0,3$	594
Энтальпия выделившегося CO_2 из сырья: $I_{\text{CO}_2} = V_{\text{CO}_2}^{\text{с}} \cdot (1 - \beta) \cdot c_{\text{CO}_2} \cdot 950 = 0,277 \cdot (1 - 0,7) \cdot 2,2 \cdot 950$ β - степень разложения CaCO_3 в зоне декарбонизации)	174	Удаленное в окр. среду $Q_{\text{ос}}^{\text{p}}$	155
		Энтальпия газов, выходящих из зоны экзотермических реакций	$I_{\text{о.г}}^{\text{экз}}$
Итого	7124	Итого	1173 + $I_{\text{о.г}}^{\text{экз}}$

Расчетную температуру газового потока, соответствующую $I_{0.2}^{ЭКЗ}$, определяют следующим образом:
при $t_x = 1800^\circ\text{C}$

$$I_x = (V_{\text{CO}_2} \cdot c_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2} \cdot c_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2}) \cdot t_x = (0,236 \cdot 2,4226 + 0,301 \cdot 1,9055 + 0,030 \cdot 1,5559 + 1,263 \cdot 1,4705) \cdot 1800 = 5400 \text{ кДж};$$

при $t_y = 1900^\circ\text{C}$

$$I_y = (V_{\text{CO}_2} \cdot c_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2} \cdot c_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2}) \cdot t_y = (0,236 \cdot 2,4393 + 0,301 \cdot 1,9252 + 0,030 \cdot 1,5638 + 1,263 \cdot 1,4780) \cdot 1900 = 5700 \text{ кДж}.$$

Тогда

$$t_{\text{расч}}^{ЭКЗ} = t_x + \left(\frac{I_{0.г}^{ЭКЗ} + I_x}{I_y - I_x} \right) \cdot (t_y - t_x) = 1800 + \left(\frac{5951 - 5400}{5700 - 5400} \right) \cdot (1900 - 1800) = 1983^\circ\text{C}.$$

Определяем количество CO_2 в начале зоны экзотермических реакций:

$$V_{\text{CO}_2} = 0,153 + (1 - \beta) \cdot V_{\text{CO}_2}^c = 0,153 + (1 - 0,7) \cdot 0,277 = 0,236 \text{ м}^3.$$

Количество теплоты на диссоциацию CO_2 составит:

$$I_{\text{дис}}^{\text{CO}_2} = a \cdot V_{\text{CO}_2} \cdot Q_{\text{CO}} = 0,15 \cdot 0,153 \cdot 12310 = 282 \text{ кДж};$$

$$I_{\text{дис}}^{\text{H}_2\text{O}} = b \cdot V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot Q_{\text{H}_2} = 0,0075 \cdot 0,301 \cdot 11180 = 24 \text{ кДж}.$$

Таблица 3.7

*Тепловой баланс зоны декарбонизации на 1 кг клинкера
(температура материала 950–500 °C)*

Приходные статьи	Количество, кДж	Расходные статьи	Количество, кДж
Энтальпия поступивших газов $I_{0.г}^{\text{дек}}$	5951	На нагревание материала: $Q_1^p = (G_c^c - G_w^r) \cdot c_c \cdot (950 - 500) = (1,563 - 0,0175) \cdot 1,07 \cdot 450$	742
При образовании метаксаолина: $Q_m = 6,53 \cdot G_c^c \cdot \text{Al}_2\text{O}_3^c = 6,53 \cdot 1,563 \cdot 3,2$	33	На декарбонизацию MgCO_3 : $Q_2^p = 17 \cdot \text{MgO}^c \cdot G_c^c = 17 \cdot 0,75 \cdot 1,563$	20
Энтальпия выделившегося CO_2 : $I_{\text{CO}_2} = V_{\text{CO}_2}^c \cdot \beta \cdot c_{\text{CO}_2} \cdot 950 = 0,277 \cdot 0,7 \cdot 2,192 \cdot 950$	309	На декарбонизацию CaCO_3 : $Q_3^p = 29,6 \cdot \text{CaO}^c \cdot G_c^c \cdot \beta = 29,6 \cdot 42,25 \cdot 1,563 \cdot 0,7$	1357
		В окружающую среду $Q_{\text{ос}}^p$	250
		Энтальпия уходящих газов	$I_{0.г}^{\text{дек}}$
Итого	6383	Итого	$2369 + I_{0.г}^{\text{дек}}$

Количество теплоты в результате долевого излучения принимаем $Q_{\text{изл}} = 420$ кДж.

$$I_{\text{пр}}^{\text{ЭКЗ}} = I_{\text{о.г}}^{\text{ЭКЗ}} - (282 + 24 + 420) = 5951 - 726 = 5225 \text{ кДж.}$$

Температура газового потока с учетом поправки на диссоциацию: $I_x = 4800$ кДж и $I_y = 5100$ кДж. Отсюда

$$t_{\text{пр}}^{\text{ЭКЗ}} = 1600 + \left(\frac{5225 - 4800}{5100 - 4800} \right) \cdot (1700 - 1600) = 1741 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Энтальпия газов на выходе из зоны декарбонизации и подогрева (табл. 3.7): $I_{\text{о.г}}^{\text{ДЕК}} = 6383 - 2369 = 4014$ кДж;

при $t_x = 1200$ °C

$$I_x = (V_{\text{CO}_2} \cdot c_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2} \cdot c_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2}) \cdot t_x = (0,43 \cdot 2,2886 + 0,301 \cdot 1,7651 + 0,030 \cdot 1,5065 + 1,263 \cdot 1,4065) \cdot 1200 = 3996 \text{ кДж,}$$

где $V_{\text{CO}_2} = 0,236 + \beta \cdot V_{\text{CO}_2}^c = 0,236 + 0,7 \cdot 0,277 = 0,43 \text{ м}^3$;

при $t_y = 1300$ °C

$$I_y = (V_{\text{CO}_2} \cdot c_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2} \cdot c_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2}) \cdot t_y = (0,43 \cdot 2,3158 + 0,301 \cdot 1,7908 + 0,030 \cdot 1,5123 + 1,263 \cdot 1,4290) \cdot 1300 = 4342 \text{ кДж.}$$

Температура газов, покидающих зону подогрева, составит

$$t_{\text{под}} = t_x + \left(\frac{I_{\text{о.г}}^{\text{ДЕК}} + I_x}{I_y - I_x} \right) \cdot (t_y - t_x) = 1200 + \left(\frac{4014 - 3996}{4342 - 3996} \right) \cdot (1300 - 1200) = 1205 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Энтальпия газов, покидающих зону дегидратации (табл. 3.8),

$$I_{\text{дег}}^{\text{ОГ}} = 4031 - 616 = 3415 \text{ кДж;}$$

при $t_x = 1000$ °C

$$I_x = (V_{\text{CO}_2} \cdot c_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2} \cdot c_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2}) \cdot t_x = (0,43 \cdot 2,2266 + 0,3231 \cdot 1,7133 + 0,030 \cdot 1,4801 + 1,263 \cdot 1,3938) \cdot 1000 = 3315 \text{ кДж,}$$

где $V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,301 + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{Г}} = 0,301 + 0,022 = 0,323[0,1] \text{ м}^3$;

при $t_y = 1100$ °C

$$I_y = (V_{\text{CO}_2} \cdot c_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2} \cdot c_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2}) \cdot t_y = (0,43 \cdot 2,2593 + 0,323 \cdot 1,7397 + 0,030 \cdot 1,4935 + 1,263 \cdot 1,4056) \cdot 1100 = 3688 \text{ кДж.}$$

Температура газов на выходе из зоны дегидратации составит

$$t_{0.г}^{дег} = t_x + \left(\frac{I_{0.г}^{дег} + I_x}{I_y - I_x} \right) \cdot (t_y - t_x) = 1000 + \left(\frac{3415 - 3315}{3688 - 3315} \right) \cdot (1100 - 1000) = 1027^\circ\text{C}.$$

Таблица 3.8

*Тепловой баланс зоны дегидратации на 1 кг клинкера
(температура материала 500–250 °С)*

Приходные статьи	Количество, кДж	Расходные статьи	Количество, кДж
Энтальпия поступивших газов $I_{0.г}^{дек}$	4014	На нагревание материала: $Q_1^p = G_c^c \cdot c_c \cdot (500 - 250) =$ $= 1,563 \cdot 1,06 \cdot 250$	414
Энтальпия гидратной воды: $I_b = V_W^r \cdot c_{b.п} \cdot 500 =$ $= 0,022 \cdot 1,5831 \cdot 500$	17	На дегидратацию каолина: $Q_2^p = 23,78 \cdot G^c \cdot Al_2O_3 =$ $= 23,78 \cdot 1,563 \cdot 3,2$	118
		В окружающую среду Q_{oc}^p	84
		Энтальпия уходящих газов	$I_{0.г}^{дек}$
Итого	4031	Итого	$616 + I_{0.г}^{дек}$

Энтальпия газов, покидающих зону досушки (табл. 3.9),

$$I_{0.г}^{дос} = 3427 - 453 = 2974 \text{ кДж};$$

при $t_x = 800^\circ\text{C}$

$$I_x = (V_{CO_2} \cdot c_{CO_2} + V_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + V_{O_2} \cdot c_{O_2} + V_{N_2} \cdot c_{N_2}) \cdot t_x = (0,43 \cdot 2,1517 + 0,404 \cdot 1,6601 + 0,030 \cdot 1,4529 + 1,263 \cdot 1,3683) \cdot 800 = 2688 \text{ кДж},$$

$$\text{где } V_{H_2O} = 0,323 + \frac{G_c^c}{\rho_{b.п}} \cdot \left(\frac{W_{ост}}{100 - W_{ост}} \right) = 0,323 + \frac{1,563}{0,805} \cdot \left(\frac{4}{100 - 4} \right) = 0,404 \text{ м}^3;$$

при $t_y = 900^\circ\text{C}$

$$I_y = (V_{CO_2} \cdot c_{CO_2} + V_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + V_{O_2} \cdot c_{O_2} + V_{N_2} \cdot c_{N_2}) \cdot t_y = (0,43 \cdot 2,1915 + 0,404 \cdot 1,6865 + 0,030 \cdot 1,4663 + 1,263 \cdot 1,3817) \cdot 900 = 3060 \text{ кДж}.$$

Определяем температуру газов на выходе из зоны досушки:

$$t_{0.г}^{дос} = t_x + \left(\frac{I_{0.г}^{дос} + I_x}{I_y - I_x} \right) \cdot (t_y - t_x) = 800 + \left(\frac{2974 - 2688}{3060 - 2688} \right) \cdot (900 - 800) = 854^\circ\text{C}.$$

Составляем тепловой баланс зоны испарения печи (табл. 3.10).

Таблица 3.9

*Тепловой баланс зоны досушки на 1 кг клинкера
(температура материала 250–100 °С)*

Приходные статьи	Количество, кДж	Расходные статьи	Количество, кДж
Энтальпия поступивших газов $I_{o.g}^{deg} \leq$	3415	На нагревание сухого сырья: $Q_1^p = G_c^c \cdot c_c \cdot (250 - 100) =$ $= 1,563 \cdot 1,059 \cdot 150$	249
Энтальпия водяного пара, выделившегося из материала: $Q_{п} = \frac{G_c^c}{\rho_{п.в}} \cdot \left(\frac{W_{ост}}{100 - W_{ост}} \right) \times$ $\times c_{в.п} \cdot 100 = \frac{1,563}{0,805} \cdot$ $\times \left(\frac{4}{100 - 4} \right) \cdot 1,5019 \cdot 100$	12	На испарение остаточной влаги: $Q_2^p = G_c^c \cdot \left(\frac{W_{ост}}{100 - W_{ост}} \right) \times$ $\times 2500 = 1,563 \cdot \left(\frac{4}{100 - 4} \right) \cdot 2500$	164
		В окружающую среду Q_{oc}^p	40
		Энтальпия уходящих газов	$I_{o.g}^{doc}$
Итого	3427	Итого	$453 + I_{o.g}^{doc}$

Таблица 3.10

*Тепловой баланс зоны испарения на 1 кг клинкера
(температура материала 100–15 °С)*

Приходные статьи	Количество, кДж	Расходные статьи	Количество, кДж
Энтальпия поступивших газов $I_{o.g}^{deg}$	2974	На нагревание сухого сырья: $Q_1^p = G_c^c \cdot c_c \cdot (100 - 15) =$ $= 1,563 \cdot 1,059 \cdot 85$	141
Энтальпия паров воды, выделившихся из материала: $I_{п} = \frac{G_c^c}{\rho_{п.в}} \cdot \left(\frac{W^c}{100 - W^c} - \frac{W_{ост}}{100 - W_{ост}} \right) \cdot c_{в.п} \cdot 100 =$ $= \frac{1,563}{0,805} \cdot \left(\frac{36}{100 - 36} - \frac{4}{100 - 4} \right) \times$ $\times 1,5019 \cdot 100$	151	На испарение влаги (от W^c до $W_{ост}$): $Q_2^p = G_c^c \cdot \left(\frac{W^c}{100 - W^c} - \frac{W_{ост}}{100 - W_{ост}} \right) \cdot 2500 = 1,563 \times$ $\times \left(\frac{36}{100 - 36} - \frac{4}{100 - 4} \right) \cdot 2500$	2026
		В окружающую среду Q_{oc}	40
		Энтальпия $I_{o.g}$, выходящих из печи газов	923
Итого	3125	Итого	3128

$$Q_{\text{пр}} = Q_p - \Delta Q; \quad 3125 = 3128 - 3.$$

Величина погрешности составит

$$E = \frac{\Delta Q \cdot 100}{Q} = \frac{3 \cdot 100}{5456} = 0,055 \text{ \%}.$$

Определяем энтальпию отходящих газов по тепловому балансу зоны испарения:

$$I_{\text{o.г}} = 3125 - 2205 = 920 \text{ кДж};$$

при $t_x = 200^\circ\text{C}$

$$I_x = (V_{\text{CO}_2} \cdot c_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2} \cdot c_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2}) \cdot t_x = (0,43 \cdot 1,8079 + 1,504 \cdot 1,5174 + 0,030 \cdot 1,3369 + 1,263 \cdot 1,3030) \cdot 200 = 941 \text{ кДж},$$

где $V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,404 + V_w^\phi = 0,404 + 1,1 = 1,504 \text{ м}^3$;

при $t_y = 300^\circ\text{C}$

$$I_y = (V_{\text{CO}_2} \cdot c_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2} \cdot c_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2}) \cdot t_y = (0,43 \cdot 1,8808 + 1,504 \cdot 1,5379 + 0,030 \cdot 1,3583 + 1,263 \cdot 1,3080) \cdot 300 = 1439 \text{ кДж}.$$

Тогда температура отходящих газов составит

$$t_{\text{o.г}} = t_x + \left(\frac{I_{\text{o.г}} + I_x}{I_y - I_x} \right) \cdot (t_y - t_x) = 200 + \left(\frac{920 - 941}{1439 - 941} \right) \cdot (300 - 200) = 196^\circ\text{C}.$$

На рис. 3.2 показано распределение температур газов и материала по длине печи.

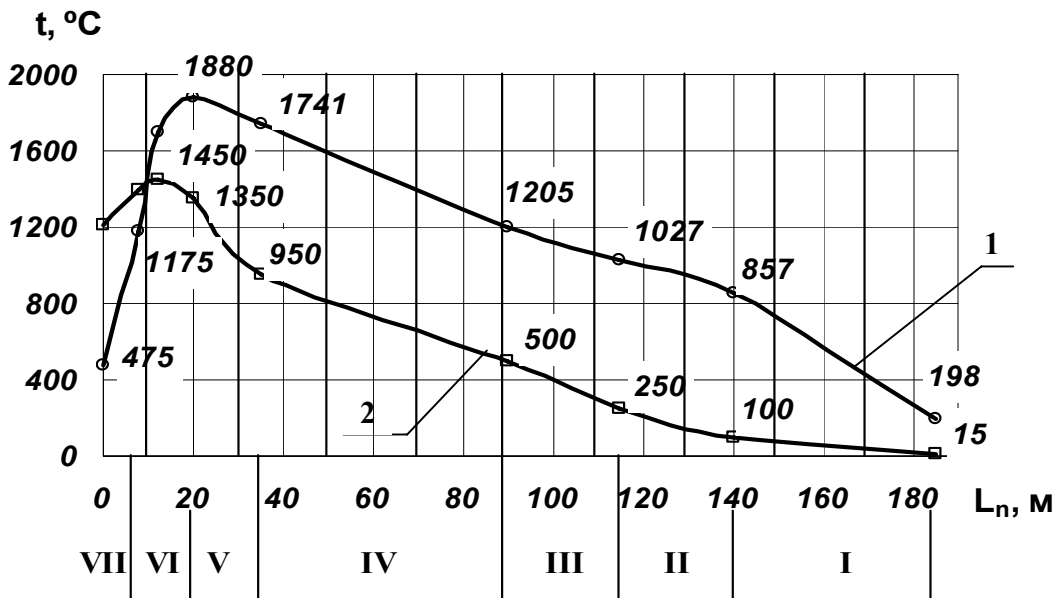


Рис. 3.2. Распределение расчетных температур газов и материала по длине вращающейся печи: 1 – температура газов, °C; 2 – температура материала, °C

В табл. 3.11 приведено распределение температуры материалов и газов в соответствии с технологическими зонами вращающейся печи.

Тепловая мощность печи в среднем составляет

$$\Phi = 0,278 \cdot G_{\text{кл}} \cdot Q = 0,278 \cdot 75 \cdot 5456 = 113,57 \text{ МВт.}$$

Здесь $1 \text{ т/ч} = 0,278 \text{ кг/с}$.

Внутренний диаметр печи определяем по формуле

$$D_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{\Phi}{1,28}} = \sqrt[3]{\frac{113,57}{1,28}} = 4,48 \text{ м.}$$

Диаметр печи по кожуху при толщине футеровки 230 мм:

$$D_{\text{к}} = 4,48 + 2 \cdot 0,3 = 4,94 \text{ м. Принимаем } D_{\text{к}} = 5 \text{ м.}$$

Таблица 3.11

Температуры материалов и газов

Технологические зоны	Температура материала $t_{\text{м}}$, °С			Температура газов $t_{\text{г}}$, °С		
	начало зоны	среднее значение	конец зоны	начало зоны	среднее значение	конец зоны
1. Испарения	15	57	100	196	325	854
2. Досушки	100	176	250	854	940	1027
3. Дегидратации	250	375	500	1027	1116	1205
4. Подогрева и декарбонизации	500	725	950	1205	1473	1741
5. Экзотермических реакций	950	1150	1350	1741	1810	1880
6. Спекания	1350- 1450	1400–1450	1350	–	1880	–
7. Охлаждения	1350	1275	1200	–	1175	–
Холодильник	1200	650	100	475	250	15

Длина зоны охлаждения

$$L_{\text{охл}} = v_{\text{м}} \cdot t_{\text{м}},$$

где $v_{\text{м}}$ – скорость продвижения материала в печи, м/ч;

$$v_{\text{м}} = 1,88 \cdot D_{\text{в}} \cdot \frac{i \cdot n}{\sin \beta},$$

где i – наклон корпуса печи, % (принимаем $i = 4$ %);

n – частота вращения печи: от главного привода 0,01–0,0206 об/с или 0,6–1,24 об/мин. Принимаем 0,8 об/мин и от вспомогательного привода 0,0011 об/с (0,069 об/мин);

β – угол естественного откоса, °С (для зоны охлаждения $\sin \beta = 0,707 \div 0,766$);

t_m – время пребывания материала в зоне охлаждения:
 $t_m = 0,2 \div 0,25$ ч.

Тогда

$$L_{\text{охл}} = 1,88 \cdot 4,48 \cdot \frac{4 \cdot 0,8}{0,766} \cdot 0,25 = 8,7 \text{ м.}$$

Определяем длину зоны спекания:

$$L_{\text{охл}} = 1,88 \cdot 4,48 \cdot \frac{4 \cdot 0,8}{0,866} \cdot 0,40 = 12 \text{ м.}$$

Для этой зоны $\sin \beta = 0,766 \div 0,866$ и $t_m = 0,3 \div 0,5$ ч.

Длина зоны экзотермических реакций

$$L_{\text{экз}} = \frac{G_{\text{кл}} \cdot Q_1}{3,6 \cdot \alpha \cdot S \cdot \Delta t},$$

где Q_1 – количество теплоты, которое должно быть передано материалу в данной зоне, кДж (из теплового баланса зоны экзотермических реакций (табл. 3.6) находим $Q_1 = 424 + 594 + 155 - 449 = 724$ кДж);

α – коэффициент теплоотдачи от газового потока к материалу в данной зоне. Значение α , равное $108 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$;

S – площадь поверхности футеровки и теплообменного устройства на 1 м длины зоны, м^2 ;

$$S = \pi \cdot D_B = 3,14 \cdot 4,48 = 14,1 \text{ м}^2;$$

Δt – среднелогарифмическая разность температур газов и материала в зоне;

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{(1741 - 950) - (1880 - 1350)}{\ln \frac{1741 - 950}{1880 - 1350}} = 653 \text{ } ^\circ\text{С.}$$

После подстановки значений получаем:

$$L_{\text{экз}} = \frac{75000 \cdot 724}{3,6 \cdot 108 \cdot 14,1 \cdot 653} = 15 \text{ м.}$$

Рассчитываем длину зоны декарбонизации и подогрева:

$$L_{\text{дек}} = \frac{G_{\text{кл}} \cdot Q_2}{3,6 \cdot \alpha \cdot S \cdot \Delta t},$$

где Q_2 определяем из теплового баланса зоны;

$$Q_2 = 742 + 20 + 1357 + 250 - 33 = 2336 \text{ кДж; } \alpha = 83,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С:}$$

$$\Delta t = \frac{(1205 - 500) - (1741 - 950)}{\ln \frac{1205 - 500}{1741 - 950}} = 748 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Тогда

$$L_{\text{дек}} = \frac{75000 \cdot 2336}{3,6 \cdot 83,3 \cdot 14,1 \cdot 748} = 55 \text{ м.}$$

Длина зоны дегидратации

$$L_{\text{дег}} = \frac{G_{\text{кл}} \cdot Q_3}{3,6 \cdot \alpha \cdot S \cdot \Delta t},$$

где Q_3 находим из теплового баланса зоны;

$$Q_3 = 414 + 118 + 84 = 616 \text{ кДж; } \alpha = 49,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C:}$$

$$\Delta t = \frac{(1027 - 250) - (1205 - 500)}{\ln \frac{1027 - 250}{1205 - 500}} = 742 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Отсюда

$$L_{\text{дег}} = \frac{75000 \cdot 616}{3,6 \cdot 49,5 \cdot 14,1 \cdot 742} = 25 \text{ м.}$$

Длина зоны досушки

$$L_{\text{дос}} = \frac{G_{\text{кл}} \cdot Q_4}{3,6 \cdot \alpha \cdot S \cdot \Delta t},$$

где Q_4 находим из теплового баланса зоны; $Q_4 = 249 + 164 = 413 \text{ кДж;}$
 $\alpha = 30,6 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C:}$

$$\Delta t = \frac{(1027 - 250) - (854 - 100)}{\ln \frac{1027 - 250}{854 - 100}} = 758 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Тогда

$$L_{\text{дос}} = \frac{75000 \cdot 413}{3,6 \cdot 30,6 \cdot 14,1 \cdot 758} = 26,3 \text{ м.}$$

Длины зоны испарения (зоны цепей)

$$L_{\text{ц}} = \frac{G_{\text{кл}} \cdot Q_{\text{ц}}}{3,6 \cdot \alpha_{\text{ц}} \cdot S_{\text{ц}} \cdot \Delta t},$$

где $Q_{\text{ц}}$ – количество теплоты, передаваемой от газового потока к материалу в цепной зоне, кДж. Из теплового баланса цепной зоны $Q_{\text{ц}} = 2205 \text{ кДж;}$

$\alpha_{\text{ц}}$ – коэффициент теплоотдачи в зоне цепей; $\alpha = 37,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C} / 35/;$

$S_{\text{ц}}$ – суммарная площадь поверхности цепей и футеровки на участке печи длиной 1 м;

$$S_{\text{ц}} = \pi \cdot D_{\text{в}} \cdot (1 + K_{\text{ц}}),$$

где $K_{\text{ц}}$ – отношение площади цепей к площади футеровки ($K_{\text{ц}} = 3 \div 4$);

$$S_{\text{ц}} = 3,14 \cdot 4,7 \cdot (1 + 3) = 59 \text{ м}^2 \text{ на 1 м печи};$$

$$\Delta t = \frac{(854 - 100) - (200 - 15)}{\ln \frac{854 - 100}{200 - 15}} = 406 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Тогда длина зоны испарения составит

$$L_{\text{ц}} = \frac{75000 \cdot 2205}{3,6 \cdot 37,5 \cdot 59 \cdot 406} = 50 \text{ м}.$$

Общая длина печи

$$L = 8,7 + 12 + 15 + 55 + 26,3 + 50 = 192 \text{ м}.$$

Длину зоны досушки уменьшаем за счет установки теплообменников. Принимая коэффициент увеличения площади поверхности теплоотдачи в зоне досушки $K_{\text{т}} = 1,3$, длина ее составит

$$L_{\text{дос}} = \frac{75000 \cdot 413}{3,6 \cdot 30,6 \cdot 14,1 \cdot 758 \cdot 1,3} = 20 \text{ м},$$

т. е. на 6,3 м меньше.

С учетом установки теплообменников общая длина печи составит

$$L = 192 - 6,3 = 185,7 \text{ м}.$$

Таким образом, стандартная длина печи $L = 185$ м, диаметр – 5,0 м.

Определяем время пребывания материала в печи: $t = L/v_{\text{ср}}$,

где $v_{\text{ср}}$ – скорость движения материала, из формулы:

$$G_{\text{кл}} = 15 \cdot \pi \cdot D_{\text{в}}^2 \cdot \varphi \cdot v_{\text{ср}} \cdot \rho_{\text{м}},$$

где φ – коэффициент заполнения печи: $\varphi = 0,08 \div 0,10$. Принимаем его равным 0,1;

$\rho_{\text{м}}$ – насыпная плотность материала (1,3 т/м³).

Тогда

$$G_{\text{кл}} = 15 \cdot 3,14 \cdot 4,5^2 \cdot 0,10 \cdot v_{\text{ср}} \cdot 1,3 = 107 \cdot v_{\text{ср}}.$$

Отсюда

$$v_{\text{ср}} = \frac{G_{\text{кл}}}{107} = \frac{75}{107} = 0,7 \text{ м/мин, или } v_{\text{ср}} = 0,7 \cdot 60 = 42 \text{ м/ч};$$

$$t = \frac{L}{v_{\text{ср}}} = \frac{185}{42} = 4,4 \text{ ч.}$$

Определяем съём клинкера P_S (кг/м²·ч):

$$P_S = \frac{P}{\pi \cdot D_B \cdot L} = \frac{75000}{3,14 \cdot 4,48 \cdot 185} = 28,7 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

3.4.2. Подбор горелки

Объемный расход газа $B_{\text{топл}} = 1000 \cdot G_{\text{кл}} \cdot B = 1000 \cdot 75 \cdot 0,155 = 11625 \text{ м}^3 / \text{ч.}$

Выбираем газовую горелку ВРГ. Параметры работы представлены в табл. 3.12.

Таблица 3.12

Характеристика работы горелки ВРГ

Объемный расход газа	3,33 м ³ /с
Тепловая мощность	118 625 кВт
Начальное давление	19,6–294 кПа
Пределы регулирования:	
по расходу	0,33–3,67 м ³ /с
по давлению	19,6–294 кПа
Давление перед горелкой вращающейся печи	68,6–118 кПа

3.4.3. Подбор холодильника

Выбираем колосниково-переталкивающий холодильник «Волга-75 с». Техническая характеристика холодильника:

Производительность – 75 т/ч.

Общая площадь решетки – 83,5 м².

Живое сечение решетки – 10 %.

Тепловой КПД колосникового холодильника – 63 %.

Проверим тепловой коэффициент полезного действия холодильника.

Приход

1. Энтальпия клинкера, поступающего в холодильник:

$$I'_{\text{кл}} = Q'_{\text{кл}} = 1236 \text{ кДж.}$$

2. Энтальпия воздуха

$$I'_B = Q_B = (V_{\text{в.изб}} + V_{\text{в.вт}}) \cdot C_B \cdot t_B,$$

где $V_{\text{в.вт}}$ – количество вторичного воздуха, м³;

$$V_{\text{в.вт}} = V'_B \cdot (1 - y) = 1,589 \cdot (1 - 0,03) = 1,54 \text{ м}^3.$$

Здесь V'_B – общий расход воздуха для горения топлива,
 $V'_B = V_B \cdot B = 10,25 \cdot 0,155 = 1,589 \text{ м}^3$.

Тогда $I'_B = Q'_B = (V_{B, \text{изб}} + 1,54) \cdot 1,279 \cdot 15 = (19,45 \cdot V_{B, \text{изб}} + 30) \text{ кДж}$.

3. Общее количество теплоты, поступающей в холодильник,

$$\Sigma Q_{\text{п}}^{\text{хол}} = 1236 + 19,45 \cdot V_{B, \text{изб}} + 30 = 1266 + 19,45 \cdot V_{B, \text{изб}} \text{ кДж}.$$

Расход

1. Энтальпия клинкера после холодильника

$$I''_{\text{кл}} = Q''_{\text{кл}} = 1 \cdot C_{\text{кл}} \cdot t''_{\text{кл}} = 1 \cdot 0,78 \cdot 100 = 78 \text{ кДж}.$$

2. Энтальпия вторичного воздуха

$$I''_B = Q''_B = Q = 819,6 \text{ кДж}.$$

3. По опытным данным удельное количество теплоты, теряемой в окружающую среду,

$$Q_{\text{п.х}} = 29 \text{ кДж}.$$

4. Количество теплоты, уносимой избыточным воздухом,

$$Q_{B, \text{изб}} = V_{B, \text{изб}} \cdot C_B \cdot t''_{B, \text{изб}} = V_{B, \text{изб}} \cdot 1,3 \cdot 150 = 195 \cdot V_{B, \text{изб}} \text{ кДж}.$$

5. Общее количество теплоты, отводимой из холодильника,

$$\Sigma Q_{\text{хол}}^{\text{п}} = 78 + 819,6 + 29 + 195 \cdot V_{B, \text{изб}} = 926 + 195 \cdot V_{B, \text{изб}} \text{ кДж}.$$

Из уравнения теплового баланса холодильника $Q_{\text{хол}}^{\text{п}} = Q_{\text{хол}}^{\text{р}}$ определяем количество избыточного воздуха:

$$1266 + 19,45 \cdot V_{B, \text{изб}} = 926 + 195 \cdot V_{B, \text{изб}}.$$

Откуда

$$V_{B, \text{изб}} = \frac{1266 - 926,6}{195 - 19,45} = 1,93 \text{ м}^3.$$

Составляем сводную таблицу баланса (табл. 3.13).

Таблица 3.13

Сводный тепловой баланс холодильника на 1 кг клинкера

Приход	Количество теплоты		Расход	Количество теплоты	
	кДж	%		кДж	%
С клинкером	1236	94,86	С клинкером	78	6,0
С воздухом	67	5,14	С вторичным воздухом	819,6	62,9
			В окружающую среду	29	2,2
			С избыточным воздухом	376,3	28,9
			Невязка	0,1	0
Итого	1303	100	Итого	1303	100

3.4.4. Подбор электрофильтров печи

Для очистки отходящих газов выбираем электрофильтр ПГД-4х50 в количестве 2 штуки. Характеристика электрофильтра:

Объемный расход по газовому потоку	360 000 м ³ /ч
Допустимая максимальная температура газа	250 °С
Допустимая максимальная запыленность газа	30 г/м ³
Площадь активного сечения	50 м ²
Количество секций	1
Количество полей	4
Степень очистки газа	98–99 %.

3.4.5. Подбор циклонов для очистки избыточного воздуха

Для очистки воздуха от пыли принимаем батарею циклонов системы «Крейзель».

$$V'_{\text{в.изб}} = G_{\text{кл}} \cdot 10^3 \cdot V^0_{\text{в.изб}} \cdot (1 + \alpha \cdot t) = 75 \cdot 10^3 \cdot 1,93 \cdot (1 + \frac{150}{273}) = 225000 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $V^0_{\text{в.изб}} = 1,93 \text{ м}^3/\text{кг}$ клинкера (из теплового баланса холодильника).

Принимаем скорость воздуха, отнесенную к сечению циклона, равной $W_t = 5 \text{ м/с}$. Диаметр циклона 1,41 м, тогда количество циклонов в группе:

$$n = \frac{V'_{\text{в.изб}}}{W_t \cdot 3600 \cdot D_{\text{ц}}^2 \cdot 0,785} = \frac{225000}{5 \cdot 3600 \cdot 1,41^2 \cdot 0,785} = 8.$$

Принимаем к установке группу из 8 циклонов.

Аэродинамическое сопротивление группы циклонов составит

$$\Delta P_{\text{ц}} = 1,1 \cdot \xi \cdot \frac{W_t^2}{2} \cdot \rho_t = 1,1 \cdot 105 \cdot \frac{5^2}{2} \cdot 0,835 = 1206 \text{ Па}.$$

Плотность воздуха при температуре 150 °С:

$$\rho_{\text{в}} = \rho_0 \cdot \frac{273}{273 + t} = 1,293 \cdot \frac{273}{273 + 150} = 0,835 \text{ кг/м}^3.$$

Условная скорость воздуха, отнесенная к полному сечению наружного цилиндра, равна:

$$w_{\text{цик}} = \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{цик}} \cdot 19,62}{\rho_{\text{в}} \cdot \zeta_{\text{цик}} \cdot 1,1}} = \sqrt{\frac{100 \cdot 19,62}{0,835 \cdot 105 \cdot 1,1}} = 4,73 \text{ м/с},$$

где $\zeta_{\text{цик}}$ – коэффициент сопротивления циклона ($\zeta = 105$).

Количество избыточного воздуха при температуре 150 °С составит

$$V_{\text{в.изб}} = V_{\text{в.изб}} \cdot 100 \cdot G_{\text{кл}} \cdot \frac{273 + t_{\text{в.изб}}}{273} = 1,93 \cdot 1000 \cdot 75 \cdot \frac{273 + 150}{273} = 225000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Площадь сечения циклонов

$$S_{\text{цик}} = \frac{V_{\text{в.изб}}}{3600 \cdot w_{\text{цик}}} = \frac{225000}{3600 \cdot 4,73} = 13,2 \text{ м}^2.$$

Принимаем к установке группу циклонов Крейзель диаметром 1410 мм, состоящую из восьми элементов, симметрично расположенных в два ряда. Действительная скорость воздуха в них:

$$w_{\text{цик}} = \frac{V_{\text{в.изб}}}{n \cdot 3600 \cdot D_{\text{цик}}^2 \cdot 0,785} = \frac{225000}{8 \cdot 3600 \cdot 1,41^2 \cdot 0,785} = 5 \text{ м/с}.$$

3.5. Аэродинамический расчет

3.5.1. Подбор дымососа

Объемный расход газов:

- на выходе из печи при температуре $t_{\text{о.г}} = 200 \text{ °С}$

$$V'_{\text{г.п}} = V_{\text{о.г}} \cdot 1000 \cdot G_{\text{кл}} \cdot \frac{273 + t_{\text{о.г}}}{273} = (11,27 \cdot B + 1,399) \cdot 100 \cdot 75 \cdot \frac{273 + 200}{273} = 430500 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Принимаем, что температура газов перед дымососом снизится за счет подсосов холодного воздуха и потерь в окружающую среду с 200 °С до $t'_{\text{г.д}} = 180 \text{ °С}$;

- перед дымососом при нормальных условиях

$$V'_{\text{о.г}} = V_{\text{о.г}} + V_{\text{в}}^0 \cdot (\alpha_{\text{д}} + \alpha_{\text{п}}) \cdot B = 3,146 + 9,32 \cdot (1,8 - 1,1) \cdot 0,155 = 4,157 \text{ м}^3.$$

Определим объемный расход газов перед дымососом

$$V'_{\text{д.г}} = 4,157 \cdot 1000 \cdot 75 \cdot \frac{273 + 180}{273} = 515500 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Необходимая подача дымососов с запасом 20 % составит $V_d = V'_{г.д} \cdot 1,2 = 616\,600 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Для определения аэродинамического сопротивления вращающейся печи с цепной завесой используем формулу:

$$\Delta P_{об} = \left[\zeta_{п} + x \cdot \frac{S_{ц}}{D_{ц.з}^2} \right] \cdot \frac{w_{г}^2}{2 \cdot g} \cdot \rho_t,$$

где $\zeta_{п} = 10 \div 30$ – коэффициент трения, изменяющийся в зависимости от $L_{п}/D_{г}$ зоны печи, степени зарастания зоны спекания, конструктивного выполнения горячей головки и т. д.;

$x = 0,9$ – критерий для навески цепей гирляндами и $x = 0,5$ – критерий для навески свободно висящими цепями;

$S_{ц}$ – общая площадь поверхности цепей, м^2 ;

$D_{ц.з}$ – внутренний диаметр печи в цепной зоне, м;

$w_{г}$ – скорость газового потока в холодном конце печи, отнесенная к полному сечению, м/с.

Скорость газов в холодном конце печи определяем по следующей формуле:

$$w_{г} = \frac{1000 \cdot G_{кл} \cdot V'_{о.г} \cdot (273 + t_{о.г})}{3600 \cdot 273 \cdot 0,785 \cdot D_c^2 \cdot (1 - \varphi)} = \frac{1000 \cdot 75 \cdot 3,277 \cdot (273 + 200)}{3600 \cdot 273 \cdot 0,785 \cdot 4,7^2 \cdot (1 - 0,1)} = 7,5 \text{ м/с},$$

где φ – коэффициент заполнения печи, равный 0,08–0,10;

$V_{о.г}$ – выход отходящих газов в холодном конце печи, равный $3,277 \text{ м}^3$ на 1 кг клинкера;

ρ_t – плотность газов при данной температуре, кг/м^3 ;

$$\rho_t = \rho_0 \cdot \frac{273}{273 + t_{о.г}},$$

где ρ_0 – плотность отходящих газов при нормальных условиях:

$$\begin{aligned} \rho_0 &= \frac{V_{\text{CO}_2} \cdot \rho_{\text{CO}_2} + V_{\text{O}_2} \cdot \rho_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2} \cdot \rho_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{CO}_2} + V_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}} = \\ &= \frac{0,43 \cdot 1,977 + 0,03 \cdot 1,429 + 1,263 \cdot 1,251 + 1,504 \cdot 0,804}{0,43 + 0,03 + 1,263 + 1,504} = 1,141 \text{ кг/м}^3. \end{aligned}$$

Тогда

$$\rho_t = 1,141 \cdot \frac{273}{273 + 200} = 0,66 \text{ кг/м}^3.$$

Аэродинамическое сопротивление вращающейся печи составит

$$\Delta P_{об} = \left[30 + 0,5 \cdot \frac{3935}{4,7^2} \right] \cdot \frac{7,5^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 0,66 = 2215 \text{ Па.}$$

Для оценки общего аэродинамического сопротивления печной установки необходимо учесть аэродинамическое сопротивление:

пыльной камеры	80–120 Па
газоходов к дымососу	70–90 Па
газоходов к трубе	60–120 Па
электрофильтров	200–250 Па.

Следовательно,

$$P_{п.у} = 2215 + 100 + 80 + 90 + 225 = 2710 \text{ Па.}$$

С учетом запаса давления примерно на 20 % к общему аэродинамическому сопротивлению

$$P_{п.у} = 1,2 \cdot 2710 = 3252 \text{ Па.}$$

Расчетная мощность электродвигателя дымососа:

$$N = \frac{V'_{г.д} \cdot P_{п.у}}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_{д} \cdot \eta_{п}} = \frac{616600 \cdot 3252}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,72 \cdot 0,98} = 790 \text{ кВт},$$

где $\eta_{д}$ и $\eta_{п}$ – КПД, соответственно дымососа, равный 0,72 и передачи, равный 0,98.

Установочная мощность двигателя при значении коэффициента запаса мощности $K = 1,1$ равна:

$$N_{уст} = 1,1 \cdot 790 = 869 \text{ кВт}.$$

Подбираем дымососы двухстороннего всасывания типа ЮГЦ-20,5×2 (правого и левого исполнения по 1 шт.).

Подача	350 000 м ³ /ч
Давление при температуре 200 °С	3400 Па
Максимально допустимая температура	200 °С
Электродвигатель тип	АКЗ-13-62-8
Мощность	500×2 кВт
Угловая скорость	75,8 рад/с (740 об/мин).

Очищенные отходящие газы от печной установки удаляются дымососами через дымовую трубу. В большинстве случаев удаление отходящих газов проектируют от двух печей в одну трубу. Высоту дымовой

трубы подбираем в зависимости от количества отходящих газов в соответствии с правилами санитарных норм:

Размер вращающейся печи	5×185 м
Количество отходящих газов от агрегата перед дымовой трубой	600 000 м ³ /ч
Количество агрегатов на одну трубу	2
Размеры подбираемой унифицированной трубы	$D_{\text{устья}} \times H = 7 \times 100$
Скорость газов на выходе из трубы	8,6 м/с.

3.5.2. Подбор тягодутьевых устройств воздушного тракта

Подбор вентилятора общего дутья

Подача вентилятора с запасом 15 % равна:

$$V_{\text{в}} = 271000 \cdot 0,92 \cdot 1,15 = 298218 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Сопротивление слоя клинкера на решетке по опытным данным может быть принято для холодильника «Волга» 1850 Па. Общее давление вентилятора с запасом 15 % составит

$$P_t = 1850 \cdot 1,15 = 2130 \text{ Па}.$$

Подбираем вентилятор типа ВДНП-23×2 ($t = 30^\circ\text{C}$) со следующей характеристикой:

Подача при максимальном КПД	$V_{\text{в}} = 318500 \text{ м}^3/\text{ч}$
Полное давление	$P_t = 3670 \text{ Па}$
Угловая скорость	$\omega = 75,8 \text{ рад/с}$
КПД	0,58.
Потребляемая вентилятором мощность	

$$N_{\text{в}} = \frac{298218 \cdot 2130}{3600 \cdot 1000 \cdot 1,36 \cdot 0,58} = 223 \text{ кВт}.$$

Подбор вентилятора острого дутья

Количество воздуха, подаваемого вентилятором острого дутья, принимается около 8 % общего расхода, поступающего под решетку холодильника при температуре 15 °С:

$$V_{\text{в.х}} = (v_{\text{в.вт}} + v_{\text{в.из}}) \cdot 1000 \cdot G_{\text{кл}} \cdot \frac{273 + t_{\text{в}}}{273} = (1,541 + 1,93) \cdot 1000 \cdot 75 \cdot \frac{273 + 150}{273} = 225000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Определяем подачу вентилятора острого дутья с запасом 15 %:

$$V_{\text{в}} = 271000 \cdot 1,15 \cdot 0,08 = 24932 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Сопротивление воздухопроводов и слоя клинкера на этом участке составит по опытным данным около 5000 Па. Необходимое давление вентилятора с запасом 15 % составит

$$P_{\text{общ}} = 5000 \cdot 1,15 = 5750 \text{ Па}.$$

Подбираем вентилятор типа ВМ-10/750-1Б; характеристика его дана ниже:

Подача при максимальном КПД	40000 м ³ /ч
Полное давление (при $t = 70^\circ\text{C}$)	7480 Па
Угловая скорость	$\omega = 155 \text{ рад/с}$
КПД	0,60.

Общее давление при $t_b = 15^\circ\text{C}$:

$$P_t = \frac{P_{\text{общ}} \cdot (273 + 70)}{273 + 15} = \frac{2750 \cdot 343}{288} = 6850 \text{ Па}.$$

Мощность, потребляемая вентилятором,

$$N_b = \frac{V_b \cdot P_t}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,98 \cdot \eta_b} = \frac{24932 \cdot 6850}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,98 \cdot 0,6} = 58 \text{ кВт}.$$

Подбор вентилятора для отбора избыточного воздуха

Сопротивление воздушного тракта (давление над решеткой) принимаем 10 Па. Сопротивление батареи циклонов составит

$$\Delta P_{\text{б.цикл}} = 1,1 \cdot \Delta P_{\text{цикл}} = 1,1 \cdot 1000 = 1100 \text{ Па}.$$

Сопротивление воздухопроводов принимаем примерно 250 Па.

Необходимое общее давление вентилятора с запасом 15 % составит

$$P_b = (10 + 1100 + 250) \cdot 1,15 = 1564 \text{ Па}.$$

Подбираем дымосос двухстороннего всасывания типа ДН-18х2А; характеристика его приведена ниже:

Подача при максимальном КПД	240000 м ³ /ч
Давление при температуре 200 °С	1500 Па
КПД	0,72.

Общее давление дымососа при рабочей температуре 150 °С составит

$$P_t = 1500 \cdot \frac{273 + 200}{273 + 150} = 1670 \text{ Па}.$$

Потребляемая дымососом мощность равна

$$N_b = \frac{V_b \cdot P_t}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,98 \cdot \eta_b} = \frac{225000 \cdot 1670}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,98 \cdot 0,72} = 142 \text{ кВт}.$$

Принимаем электродвигатель типа АО-104-8М, мощностью 160 кВт и угловой скоростью $\omega = 75,8 \text{ рад/с}$.

3.6. Заключение

В результате выполненных расчетов показана эффективность использования вращающейся печи конструкции завода «Сибтяжмаш» 5×185 м.

Показатели работы печи:

Удельный расход тепла, кДж/кг клинкера	5456
Удельный расход условного топлива, %	18,6
Тепловой КПД печи, %	63,3
Технологический КПД, %	33

4. РАСЧЕТ ШАХТНОЙ ПЕЧИ ДЛЯ ОБЖИГА ИЗВЕСТИ

Исходные данные: производительность печи $P = 200$ т/сут.

4.1. Выбор основных решений проекта

В качестве основы принимаем печь конструкции ГИПРОСТРОМа на газовом топливе с балочными горелками. Схема печи представлена на рис. 4.1.

Принимаем: топливо – природный газ. Состав газа приведен в табл. 4.1.

Средний химический состав известняка: $\text{CaCO}_3 - 93,5 \%$; $\text{MgCO}_3 - 0,5 \%$; $\text{R}_2\text{O}_3 + \text{SiO}_2 - 3 \%$; $\text{H}_2\text{O} - 3 \%$. Активность извести – 85% .

Максимальная температура обжига – 1080°C , температура уходящих газов – 350°C , выгружаемой извести – 50°C .

Температура сырья – 10°C . Средний размер кусков известняка $0,06$ м.

Время пребывания материала в печи – 28 ч.

4.2. Расчет материального баланса процесса обжига известняка

Количество неразложившегося CaCO_3 в извести определяем из следующего равенства:

$$\frac{(\text{CaCO}_3 - x) \cdot \frac{56}{100} + \text{MgCO}_3 \cdot \frac{40,35}{84,35}}{x + \text{Al}_2\text{O}_3 + \text{SiO}_2} = \frac{\text{CaO} + \text{MgO}}{100 - (\text{CaO} + \text{MgO})}, \quad (4.1)$$

где CaCO_3 – содержание CaCO_3 в известняке, %;

x – искомое количество неразложившегося CaCO_3 в извести, %;

$56/100$ – выход CaO из 1 кг CaCO_3 ;

MgCO_3 – содержание MgCO_3 в известняке, %;

$40,35$ и $84,35$ – молекулярная масса соответственно MgO и MgCO_3 ;

$(\text{CaO} + \text{MgO})$ – активность извести (85%).

После подстановки значений в формулу 4.1 и преобразования получим:

$$\frac{0,56 \cdot (93,5 - x) + 0,5 \cdot \frac{40,35}{84,35}}{x + 3} = \frac{85}{100 - 85};$$
$$\frac{52,36 - 0,56 \cdot x + 0,239}{x + 3} = 5,667; \quad x = \frac{52,599 - 17,001}{5,667 + 0,56} = 5,7 \%$$

Количество неразложившегося карбоната кальция составляет 5,7 %. Общее количество выделяющихся при обжиге газов на 1 кг сырья составляет:

$$\begin{array}{ll} \text{CO}_2 \text{ из CaCO}_3 & (0,935 - 0,057) \cdot \frac{44}{100} = 0,386 \text{ кг} \\ \text{CO}_2 \text{ из MgCO}_3 & 0,005 \cdot \frac{44}{84,35} = 0,003 \text{ кг} \\ \text{H}_2\text{O} & 0,030 \text{ кг} \\ \hline \text{Всего} & 0,419 \text{ кг} \end{array}$$

Таким образом, чтобы получить 1 кг извести стандартного качества требуется сырья $1/(1 - 0,419) = 1,72$ кг. В табл. 4.1 приведены данные по составу породы и ее расходу на 1 кг продукта; они используются в дальнейших расчетах.

Таблица 4.1

Состав и расход известняка при обжиге

Состав	Количество компонентов, составляющих 1 кг породы, кг	Расход сырья на 1 кг продукта, кг
CaCO ₃	0,935	1,608
MgCO ₃	0,005	0,009
R ₂ O+SiO ₂	0,030	0,052
H ₂ O	0,030	0,052
Итого	1	1,720

Количество CaCO₃, содержащееся в сырье, расходуемом на получение 1 кг продукта, составляет:

$$M_{\text{CaCO}_3} = K \cdot \text{CaCO}_3 = 1,72 \cdot 0,935 = 1,608 \text{ кг/кг},$$

где K – общий расход сырья на 1 кг продукта, кг/кг;

CaCO₃ – содержание компонента в сырьевом материале, кг/кг.

Для получения 200 т извести в сутки расход карбонатного сырья по массе составит $200\,000 \cdot 1,72 = 344\,000$ кг/сут. Часовая и секундная производительность печи

$$P_{\text{ч}}^{\text{сыр}} = \frac{P_{\text{сут}}}{24} = \frac{344000}{24} = 14344 \text{ кг/ч}, \quad P_{\text{сут}}^{\text{сыр}} = \frac{P_{\text{сут}}}{24 \cdot 3600} = \frac{344000}{24 \cdot 3600} = 4 \text{ кг/с},$$

$$P_{\text{ч}} = \frac{P_{\text{ч}}^{\text{сыр}}}{K} = \frac{14344}{1,72} = 8344 \text{ кг/ч}, \quad P = \frac{P_{\text{сут}}^{\text{сыр}}}{K} = \frac{4,0}{1,72} = 2,33 \text{ кг/с}.$$

На основании проведенного выше расчета составляем баланс процесса обжига известняка (табл. 4.2).

Таблица 4.2

Материальный баланс обжига на 100 кг известняка

Приход	кг	Расход	кг
Известняк:		Известь:	
CaCO ₃	93,5	CaO	49,16
MgCO ₃	0,5	MgO	0,24
R ₂ O+SiO ₂	3,0	CaCO ₃	5,7
H ₂ O	3,0	R ₂ O+SiO ₂	3,0
			Σ 58,1
		Газ:	
		CO ₂ из CaCO ₃	38,6
		CO ₂ из MgCO ₃	0,3
		H ₂ O	3,0
			Σ 41,9
Итого	100	Итого	100

Количество продукта обжига из 100 кг сырья составляет 58,1 кг, количество активного CaO в нем – 49,16 кг.

Содержание CaO в извести равно:

$$\text{CaO} = \frac{\text{CaO}_{\text{акт}} \cdot 100}{m_{\text{прод}}} = \frac{49,16 \cdot 100}{58,1} = 84,6 \text{ \%}.$$

4.3. Расчет конструктивных размеров шахтной печи, ее описание

Полезный объем шахты определяем по формуле:

$$V = \frac{P \cdot \tau}{\rho \cdot 24}, \quad (4.2)$$

где P – производительность печи, кг/сут;

τ – время пребывания материала в печи, принимаем $\tau = 28$ час;

ρ – насыпная плотность извести, принимаем $\rho = 800$ кг/м³.

Тогда

$$V = \frac{200 \cdot 1000 \cdot 28}{800 \cdot 24} = 292 \text{ м}^3.$$

Отношение высоты шахты к среднему диаметру принимаем

$$H/D_{\text{ср}} = 4,5; \quad H = 4,5 \cdot D_{\text{ср}}.$$

Тогда

$$V = F \cdot H = \frac{\pi \cdot D_{\text{ср}}^2}{4} \cdot 4,5 \cdot D_{\text{ср}};$$

$$D_{cp} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 272}{4,5 \cdot 3,14}} \approx 4,3 \text{ м.}$$

Рабочая высота шахты:

$$H = 4,5 \cdot D_{cp} = 4,5 \cdot 4,3 = 19,35 \text{ м.}$$

Принимаем типовую печь конструкции ГИПРОСТРОМ (рис. 4.1). Наружный диаметр печи 5,6 м. Толщина стального кожуха 10 мм. Внутреннее сечение шахты переменное. В верхней части печи, где происходит загрузка сырья и отбор отходящих газов, внутренний диаметр составляет 4,9 м. Футеровка из шамота марки Д-2 ГОСТ 1598-53 толщиной 345 мм. Высота 4,4 м.

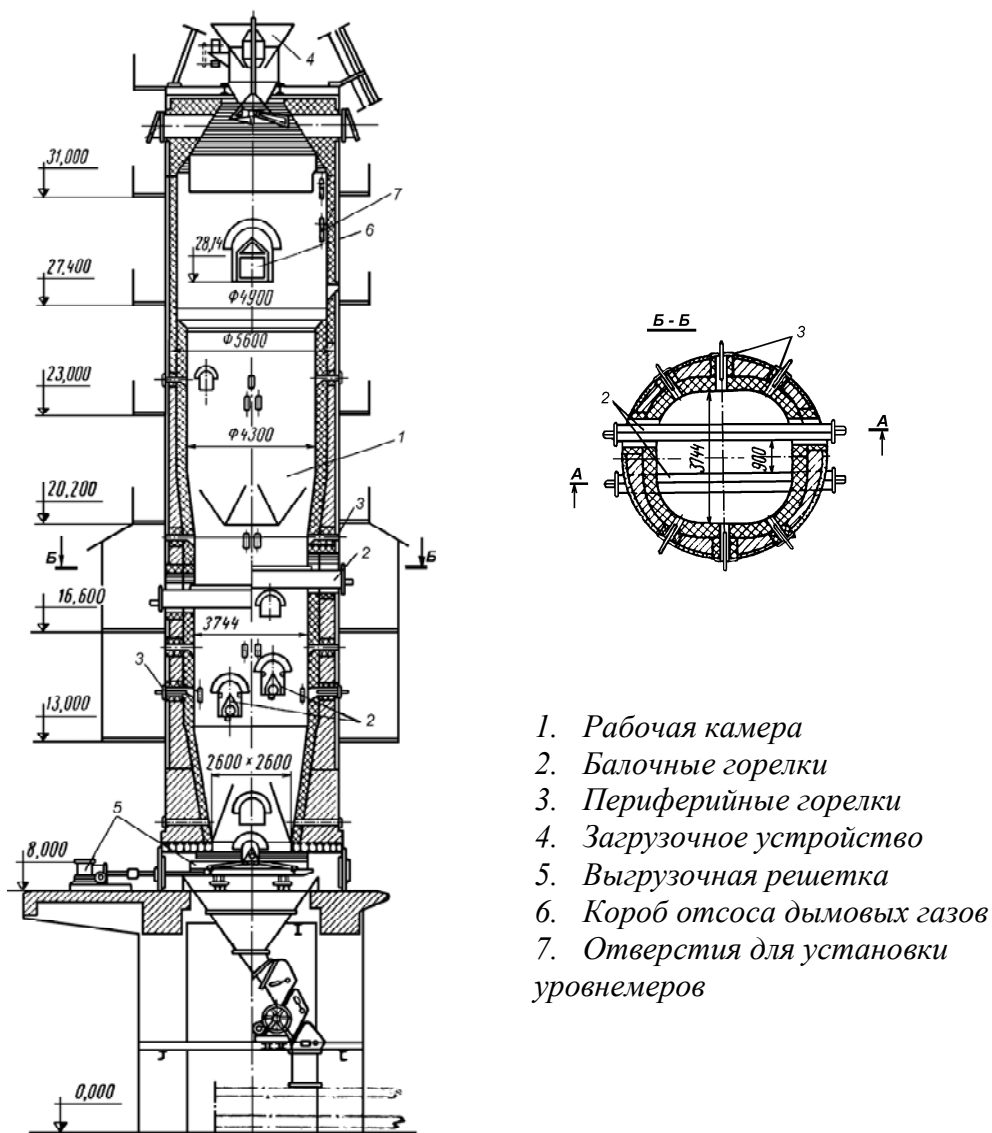


Рис. 4.1. Шахтная печь конструкции ГИПРОСТРОМа на газообразном топливе с балочными горелками производительностью 200 т/сут

Далее в зоне подогрева внутренний диаметр сужается до 4,3 м. Между слоем шамота и корпусом укладывается теплоизоляционный слой – шамот ЛБ-1,3 толщиной 230 мм ГОСТ 5040-68 и слой теплоизоляционной засыпки толщиной 65 мм. Высота зоны подогрева – 7,2 м.

В нижней части зоны подогрева круглое сечение, постепенно сужаясь, переходит в квадратное. В зоне обжига сечение шахты 3,74×3,74 м. Увеличивается толщина теплоизоляционного слоя до 500 мм по осям квадрата. В этой зоне установлено 2 яруса балочных и периферийных горелок. Высота зоны 7,2 м.

В зоне охлаждения квадратное сечение постепенно сужается до размера 2,6×2,6 м на уровне выгрузочной решетки. В кладке увеличивается слой легковеса. Высота зоны – 5 м. Таким образом, высота шахты составляет 19,4 м, общая высота печи достигает 35 м.

В кладке шахты предусмотрены гляделки 5, отверстия 3 для установки приборов и лазы. Необходимый уровень материала в печи поддерживается автоматически при помощи датчика уровня, установленного в отверстиях 7 шахты и посылающего управляющий сигнал электродвигателю скиповой лебедки.

4.4. Теплотехнический расчет печи

4.4.1. Расчет горения природного газа

Определим количество воздуха, требуемого для окисления горючих компонентов топлива, состав и количество продуктов горения. Расчет производим на 100 м³ газа, поступающего из газопровода. Расчет производим при нормальных условиях для сухого газа:

1. Теоретический и действительный расход воздуха L_0, L_α , м³/м³;
2. Теоретический и действительный объем продуктов горения, V_0, V_α , м³/м³;
3. Процентный состав продуктов горения, %;
4. Температура горения, °С.

Расчет приведен в табл. 4.3.

Расчет расхода кислорода и воздуха, а также количества продуктов горения производится по объемному составу топлива. Газы участвуют в реакциях пропорционально своим объемам; объемный состав газов приведен в графе 1, химические реакции показаны в графе 2, последовательность расчета отражена в последующих графах.

Для проверки правильности расчета составляем материальный баланс при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$.

$$\text{Расхождение составляет } \frac{0,82}{1276,92} \cdot 100 = 0,064 \text{ \%}.$$

Таблица 4.3

Расчет горения газа на 100 м^3 газа

Участвуют в горении							Образуется продуктов горения, нм^3				
топливо			воздух								
Состав газа, %	Реакция горения	Количество, нм^3	Уд. расход кислорода, $\text{нм}^3/\text{нм}^3$	O_2 , нм^3	N_2 , нм^3	Всего, нм^3	CO_2	H_2O	O_2	N_2	всего
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
CH_4 –93,2	$\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 = \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$	93,2	2,0	186,4	$195,8 \times 3,762 = 736,3$	$195,8 + 736,3 = 932,1$	93,2	186,4	–	$736,31 \text{ (из воздуха)} + 4,9 \text{ (из топлива)}$	–
C_2H_6 –0,7	$\text{C}_2\text{H}_6 + 3,5\text{O}_2 = 2\text{CO}_2 + 3\text{H}_2\text{O}$	0,7	3,5	2,5			1,4	2,1	–		–
C_3H_8 –0,6	$\text{C}_3\text{H}_8 + 5\text{O}_2 = 3\text{CO}_2 + 4\text{H}_2\text{O}$	0,6	5,0	3,0			1,8	2,4	–		–
C_4H_{10} –0,6	$\text{C}_4\text{H}_{10} + 6,5\text{O}_2 = 4\text{CO}_2 + 5\text{H}_2\text{O}$	0,6	6,5	3,9			2,4	3	–		–
N_2 –4,9	$\text{N}_2 \text{ топ.} \rightarrow \text{N}_2 \text{ дым.}$	4,9	–	–			–	–	–		–
При $\alpha = 1$	м^3	100	–	195,8	736,3	932,1	98,8	193,9	–	741,2	1033,9
	%	100	–	21	79	100	9,55	18,8	–	71,7	100
При $\alpha = 1,25$	м^3	100	–	244,7	920,4	1165,1	98,8	193,9	48,9	925,2	1266,9
	%	100	–	21	79	100	7,8	15,3	3,8	73,1	100

Таблица 4.4

Материальный баланс

Поступило	кг	Получено	кг
Газ – 100 м^3 , в том числе:		Продукты горения $1033,91 \text{ м}^3$, в том числе:	
CH_4 – $93,2 \cdot 0,717$	66,82	CO_2 – $98,8 \cdot 1,977$	
C_2H_6 – $0,7 \cdot 1,356$	0,95	H_2O – $193,9 \cdot 0,804$	195,33
C_3H_8 – $0,6 \cdot 2,02$	1,21	N_2 – $741,21 \cdot 1,25$	155,90
C_4H_{10} – $0,6 \cdot 2,84$	1,70		926,51
N_2 – $4,9 \cdot 1,25$	6,13	Невязка	
Воздух, в том числе:			–0,82
O_2 – $195,75 \cdot 1,429$	279,73		
N_2 – $736,31 \cdot 1,25$	920,39		
Всего	1276,92	Всего	1276,92

Плотность продуктов горения:

$$\begin{aligned}\rho_{п.г} &= 0,01 \cdot (\text{CO}_2 \cdot \rho_{\text{CO}_2} + \text{H}_2\text{O} \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}} + \text{N}_2 \cdot \rho_{\text{N}_2} + \text{O}_2 \cdot \rho_{\text{O}_2}) = \\ &= 0,01 \cdot (7,8 \cdot 1,977 + 15,3 \cdot 0,804 + 73,1 \cdot 1,251 + 3,8 \cdot 1,429) = 1,246 \text{ кг/нм}^3, \\ \text{где } \text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{N}_2, \text{O}_2 &\text{ – процентное содержание компонентов в продук-} \\ &\text{тах горения.}\end{aligned}$$

Уточняем теплотворную способность газа, используя тепловые эффекты реакций горения горючих компонентов:

$$\begin{aligned}Q_{\text{н}}^{\text{п}} &= \frac{805560 \cdot 0,932 + 1323580 \cdot 0,007 + 2044156 \cdot 0,006}{22,4} + \\ &+ \frac{2658745 \cdot 0,006}{22,4} = 35200 \text{ кДж/м}^3.\end{aligned}$$

Для определения действительной температуры горения топлива по I – t -диаграмме определяем энтальпию продуктов сгорания за вычетом теплоты, потерянной в окружающую среду:

$$I' = \eta_{\text{п}} \cdot I_0,$$

где $\eta_{\text{п}}$ – пирометрический коэффициент полезного действия горения.

Для шахтных печей, работающих на газообразном топливе, принимаем $\eta_{\text{п}} = 0,7$;

I_0 – удельное теплосодержание продуктов горения,

$$I_0 = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{п}}}{V_{\alpha}} = \frac{35200}{12,6688} = 2748,48 \text{ кДж/м}^3.$$

Тогда

$$I' = 0,7 \cdot 2778,48 = 1915 \text{ кДж/м}^3.$$

По I – t -диаграмме действительная температура горения составит 1280 °С, это позволит обеспечить местный нагрев кусков известняка не выше 1080 °С, что безопасно для качества извести.

4.4.2. РАСЧЕТ РАСХОДА ТОПЛИВА

Расход топлива для работы печи определяем из теплового баланса зоны обжига. Тепловой баланс составляем на 1 кг продукта.

Количество тепла, поступающего из зоны охлаждения в зону обжига с нагретым воздухом, определим из теплового баланса зоны охлаждения.

Температуру известняка, поступающего из зоны подогрева в зону обжига, а также температуру извести, поступающей из зоны обжига в зону охлаждения, принимаем равной 940 °С.

Температура выгружаемой извести – 50 °С.

Температура отходящих из печи газов – 350 °С.

4.4.3. Тепловой баланс зоны охлаждения

Приход тепла

1. С известью, поступающей из зоны обжига

$$Q_{\text{из}} = C_{\text{из}} \cdot t_{\text{из}} = 0,904 \cdot 940 = 850 \text{ кДж/кг},$$

где $C_{\text{из}}$ – теплоемкость извести при температуре 940 °С, кДж/кг·°С.

Расход тепла

1. С известью, выгружаемой из печи

$$Q_{\text{прод}} = C_{\text{прод}} \cdot t_{\text{прод}} = 0,78 \cdot 50 = 39 \text{ кДж/кг},$$

где $C_{\text{прод}}$ – теплоемкость извести при температуре 50 °С, кДж/кг·°С.

2. В окружающую среду

Потери тепла в окружающую среду принимаем равными 4 % от тепла извести, поступающей в зону,

$$Q_{\text{окр}} = 0,04 \cdot Q_{\text{из}} = 0,04 \cdot 850 = 34 \text{ кДж/кг}.$$

3. С воздухом, проходящим через зону охлаждения

Определяем по разности между теплом, вносимым в зону охлаждения с известью, и теплом, потраченным в окружающую среду и с уносимым продуктом,

$$Q_{\text{воз}} = Q_{\text{из}} - (Q_{\text{окр}} + Q_{\text{прод}}) = 850 - (34 + 39) = 777 \text{ кДж/кг}.$$

Это значение используем в тепловом балансе зоны обжига.

Таблица 4.5

Тепловой баланс зоны охлаждения на 1 кг извести

Приход	Количество теплоты		Расход	Количество теплоты	
	кДж	%		кДж	%
С известью, нагретой в зоне обжига до 940 °С	850	100	С выгружаемой известью	39	4,6
			В окружающую среду	34	4,0
			С воздухом, проходящим через зону охлаждения	777	91,4
Итого	850	100	Итого	850	100

4.4.4. Тепловой баланс зоны обжига

Приход тепла

1. От горения топлива

$$Q_{\text{гор}} = B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 35200 \cdot B \text{ кДж/кг}.$$

2. С материалом, поступающим из зоны подогрева в зону обжига

$$Q_{\text{м}} = K \cdot C_{\text{изв}} \cdot t_{\text{изв}} = 1,72 \cdot 1,112 \cdot 940 = 1798 \text{ кДж/кг},$$

где K – общий расход сырья на 1 кг продукта;

$C_{\text{изв}}$ – теплоемкость известняка при температуре 940 °С.

3. С воздухом, поступающим из зоны охлаждения

$$Q_{\text{воз}} = 777 \text{ кДж/кг}.$$

Расход тепла

1. На разложение CaCO_3

$$Q_{\text{хим}} = M_{\text{CaCO}_3} \cdot q_{\text{хим}} = 1,608 \cdot 1780 = 2862 \text{ кДж/кг},$$

где $q_{\text{хим}}$ – удельная теплота диссоциации CaCO_3 , кДж/кг.

2. С продуктом, поступающим в зону охлаждения из зоны обжига

$$Q_{\text{из}} = 850 \text{ кДж/кг}.$$

3. С газами, проходящими из зоны обжига в зону подогрева

$$Q_{\text{газ}} = Q_{\text{п.г}} + Q_{\text{CO}_2} = 17809 \cdot B + 639,5 \text{ кДж/кг},$$

где $Q_{\text{п.г}}$ – тепло продуктов горения, кДж/м³,

Q_{CO_2} – теплосодержание углекислого газа, выделившегося при разложении сырья, кДж/нм³ CO_2 .

Тепло продуктов горения рассчитываем по формуле:

$$Q_{\text{п.г}} = B \cdot V_{\alpha} \cdot C_{\text{п.г}} \cdot t_{\text{п.г}} = B \cdot 12,6688 \cdot 1,495 \cdot 940 = 17809 \cdot B \text{ кДж/кг}.$$

Теплоемкость продуктов горения ($C_{\text{д.г.}}$) рассчитываем в зависимости от состава дымовых газов при $\alpha = 1,25$ и температуре 940 °С.

$$C_{\text{д.г.}} = \frac{\sum V_i \cdot C_i}{V_{\alpha}} = \frac{V_{\text{CO}_2} \cdot C_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot C_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} \cdot C_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2} \cdot C_{\text{O}_2}}{V_{\alpha}} = \frac{0,988 \cdot 2,18}{12,6688} + \frac{1,939 \cdot 1,71 + 9,2518 \cdot 1,38 + 0,4849 \cdot 1,74}{12,6688} = 1,495 \text{ кДж/м}^3 \cdot \text{град}.$$

Теплосодержание CO_2 определяем по формуле:

$$Q_{\text{CO}_2} = V_{\text{CO}_2} \cdot C_{\text{CO}_2} \cdot t_{\text{CO}_2} = 0,336 \cdot 2,183 \cdot 940 = 693 \text{ кДж/кг продукта},$$

$$V_{\text{CO}_2} = K \cdot \frac{m_{\text{CO}_2}}{\rho_{\text{CO}_2}} = 1,72 \cdot \frac{0,386}{1,977} = 0,336 \text{ нм}^3/\text{кг продукта}.$$

4. На потери в окружающую среду

В расчете на 1 кг продукта

$$Q_{\text{ос}} = \frac{q \cdot F \cdot 10^{-3}}{P_{\text{сек}}},$$

где q – удельный тепловой поток через стену, $q = K \cdot (t_{\text{внутр}} - t_{\text{нар}})$, Вт/м²;

F – средняя поверхность ограждения, находим как среднюю арифметическую между внутренней и наружной поверхностями

$$F = 0,5 \cdot (P_{\text{внутр}} + P_{\text{нар}}) \cdot H = 0,5 \cdot (4 \cdot 3,74 + 3,14 \cdot 5,6) \cdot 7,2 = 117,16 \text{ м}^2,$$

где P – периметр ограждения, м.

Для расчета удельного теплового потока через стену зоны обжига используем данные, приведенные в табл. 4.6.

Расчет выполняем методом последовательных приближений. Для принятых средних температур слоев рассчитываем коэффициенты теплопроводности:

$$\lambda_{\text{ш}} = 1,04 + 0,00015 \cdot 1150 = 1,216 \text{ Вт/м} \cdot \text{град};$$

$$\lambda_{\text{лег}} = 0,61 + 0,00018 \cdot 800 = 0,754 \text{ Вт / м} \cdot \text{град};$$

$$\lambda_{\text{зас}} = 0,1 + 0,00028 \cdot 250 = 0,170 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}.$$

Таблица 4.6

Данные для расчета удельного теплового потока

Материал	Толщина, м	Температура слоя, $t_{\text{ср}}$	Коэффициент теплопроводности, λ , Вт/м·°С
Шамот марки Д	0,345	1150	$1,04 + 0,00015 \cdot t$
Шамот легковес БЛ-1,3	0,230	800	$0,61 + 0,0018 \cdot t$
Засыпка диатомит	0,065	250	$0,10 + 0,00028 \cdot t$
Сталь, корпус	0,010	100	60

Термические сопротивления слоев:

$$r_{\text{ш}} = \frac{\delta_{\text{ш}}}{\lambda_{\text{ш}}} = \frac{0,345}{1,216} = 0,284 \text{ м}^2 \cdot \text{град/Вт};$$

$$r_{\text{лег}} = \frac{\delta_{\text{лег}}}{\lambda_{\text{лег}}} = \frac{0,500}{0,754} = 0,305 \text{ м}^2 \cdot \text{град/Вт};$$

$$r_{\text{зас}} = \frac{\delta_{\text{зас}}}{\lambda_{\text{зас}}} = \frac{0,065}{0,170} = 0,382 \text{ м}^2 \cdot \text{град/Вт};$$

$$r_{\text{ст}} = \frac{\delta_{\text{зас}}}{\lambda_{\text{зас}}} = \frac{0,010}{60} = 0,00017 \text{ м}^2 \cdot \text{град/Вт}.$$

Коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\sum r} = \frac{1}{0,284 + 0,305 + 0,382 + 0,00017} = 1,029 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Удельный тепловой поток:

$$q = 1,029 \cdot (1250 - 100) = 1184 \text{ Вт/м}^2.$$

Распределение температур:

$$t_{1\text{гр}} = t_{\text{внут}} - q \cdot r_{\text{ш}} = 1250 - 1184 \cdot 0,284 = 914 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{2\text{гр}} = t_{1\text{гр}} - q \cdot r_{\text{легк}} = 914 - 1184 \cdot 0,305 = 553 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{3\text{гр}} = t_{2\text{гр}} - q \cdot r_{\text{зас}} = 553 - 1184 \cdot 0,382 = 101 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{нар}} = t_{3\text{гр}} - q \cdot r_{\text{ст}} = 553 - 1184 \cdot 0,00017 = 100 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Влиянием материала корпуса на распределение температур дальше пренебрегаем.

Средние температуры слоев:

$$t_{\text{ш}} = \frac{(1250 + 914)}{2} = 1082 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{\text{лег}} = \frac{(914 + 553)}{2} = 733 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{зас}} = \frac{(553 + 101)}{2} = 327 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Разница между принятыми ориентировочно и полученными в первом приближении значениями температур слоев составляют

$$\Delta t_{\text{ш}} = 1150 - 1082 = 68 \text{ }^\circ\text{C}; \quad \Delta t_{\text{лег}} = 800 - 733 = 67 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{зас}} = 250 - 327 = -77 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Ввиду большого расхождения сделаем пересчет при найденных средних значениях температур:

$$\lambda_{\text{ш}} = 1,04 + 0,00015 \cdot 1082 = 1,202 \text{ Вт/м} \cdot \text{град};$$

$$\lambda_{\text{лег}} = 0,61 + 0,00018 \cdot 733 = 0,742 \text{ Вт/м} \cdot \text{град};$$

$$\lambda_{\text{зас}} = 0,1 + 0,00028 \cdot 327 = 0,192 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}.$$

Термические сопротивления слоев:

$$r_{\text{ш}} = \frac{\delta_{\text{ш}}}{\lambda_{\text{ш}}} = \frac{0,345}{1,202} = 0,287 \text{ м}^2 \cdot \text{град/Вт};$$

$$r_{\text{лег}} = \frac{\delta_{\text{лег}}}{\lambda_{\text{лег}}} = \frac{0,500}{0,742} = 0,674 \text{ м}^2 \cdot \text{град/Вт};$$

$$r_{\text{зас}} = \frac{\delta_{\text{зас}}}{\lambda_{\text{зас}}} = \frac{0,065}{0,192} = 0,339 \text{ м}^2 \cdot \text{град/Вт}.$$

Коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\sum r} = \frac{1}{0,287 + 0,310 + 0,339} = 1,068 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Удельный тепловой поток:

$$q = 1,068 \cdot (1250 - 100) = 1228,6 \text{ Вт/м}^2.$$

Изменится по сравнению с первым приближением распределение температур:

$$t_{1\text{гр}} = 1250 - 1228 \cdot 0,287 = 897 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{2\text{гр}} = 897 - 1228 \cdot 0,310 = 506 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{нар}} = 506 - 1228 \cdot 0,339 = 90 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Средние температуры слоев:

$$t_{\text{ш}} = \frac{(1250 + 897)}{2} = 1076 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{\text{лег}} = \frac{(897 + 506)}{2} = 702 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{зас}} = \frac{(506 + 90)}{2} = 283 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Разница между полученными в первом и во втором приближении значениями средних температур слоев:

$$\Delta t_{\text{ш}} = 1082 - 1076 = 6 \text{ }^\circ\text{C}; \quad \Delta t_{\text{лег}} = 733 - 702 = 31 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{зас}} = 327 - 283 = 44 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Полученные расхождения средних температур слоев не превышают 50° , поэтому значение удельного теплового потока $q = 1228,6 \text{ Вт/м}^2$ используем для дальнейших расчетов.

Тепловой поток в окружающую среду составляет

$$Q_{\text{oc}} = \frac{1228,6 \cdot 117,16 \cdot 10^{-3}}{2,33} = 61,78 \text{ кДж/кг}.$$

Уравнение теплового баланса зоны обжига:

$$Q_{\text{гор}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{воз}} = Q_{\text{хим}} + Q_{\text{из}} + Q_{\text{газ}} + Q_{\text{о.с}},$$

$$35200 \cdot B + 1798 + 777 = 2862 + 850 + (17809 \cdot B + 693) + 61,78.$$

Решением теплового баланса определяем расход топлива $B = 0,11 \text{ м}^3/\text{кг}.$

Таблица 4.7

*Сводный тепловой баланс зоны обжига на 1 кг извести
(с подстановкой величины расхода топлива)*

Приход	Количество теплоты		Расход	Количество теплоты	
	кДж	%		кДж	%
1. От горения топлива: $Q_{гор} = 35200 \cdot 0,11$.	3870	60,6	1. На разложение углекислого кальция $Q_{р.к}$.	2862	44,8
2. С воздухом, проходящим через зону охлаждения Q_v .	777	12,2	2. С материалом, уходящим в зону охлаждения.	850	13,2
3. С известняком и магнезиальной известью, нагретыми до 940°C , $Q_{п}$	1740	27,2	3. С газами, проходящими из зоны обжига в зону подогрева.	1923	30,1
			3.1. С продуктами горения топлива.	693	10,9
			3.2. С углекислым газом.	61,78	0,96
			4. В окружающую среду.	2,78	0,04
			Невязка баланса		
Итого	6387	100		6387	100

Расход воздуха на горение топлива, в том числе:
кислорода $V_{O_2} = 2,4468 \cdot 0,11 = 0,27 \text{ м}^3$ или

$$G_{O_2} = V_{O_2} \cdot \rho_{O_2} = 0,27 \cdot 1,429 = 0,386 \text{ кг};$$

азота $V_{N_2} = 9,2038 \cdot 0,11 = 1,012 \text{ м}^3$ или

$$G_{N_2} = V_{N_2} \cdot \rho_{N_2} = 1,012 \cdot 1,251 = 1,267 \text{ кг}.$$

Итого:

$$V_v = V_{O_2} + V_{N_2} = 0,27 + 1,012 = 1,282 \text{ м}^3 \text{ или}$$

$$G_v = G_{O_2} + G_{N_2} = 0,386 + 1,267 = 1,653 \text{ кг}.$$

4.4.5. Тепловой баланс зоны подогрева

Тепловой баланс составляем для найденного при решении уравнения теплового баланса расхода топлива $B = 0,11 \text{ м}^3/\text{кг}$ извести.

Приход тепла

1. С продуктами сгорания топлива, поступающими из зоны обжига

$$Q_{п.г} = 17809 \cdot B = 17809 \cdot 0,11 = 1959 \text{ кДж/кг}.$$

2. С углекислотой, выделенной при разложении CaCO_3

$$Q_{CO_2} = 693 \text{ кДж/кг}.$$

Всего $Q_{прих} = Q_{п.г} + Q_{CO_2} = 1959 + 693 = 2652 \text{ кДж/кг}.$

Расход тепла

1. На испарение влаги из известняка

$$Q_{\text{вл}} = H_2O \cdot (2500 - 4,2 \cdot t_{\text{сыр}} + C_{\text{в.п}} \cdot t_{\text{ух.г}}) = 0,052 \cdot (2500 - 4,2 \cdot 10 + 1,554 \cdot 350) = 156,1 \text{ кДж/кг},$$

где 2500 – скрытая теплота парообразования, кДж/кг;
4,2 и 1,554 – теплоемкость воды и водяных паров, покидающих установку, кДж/кг·°C.

2. На разложение $MgCO_3$

$$Q_{\text{хим.}(MgCO_3)} = q_{x(MgCO_3)} \cdot MgCO_3 = 1310 \cdot 0,009 = 11,79 \text{ кДж/кг},$$

где $q_{x(MgCO_3)}$ – теплота диссоциации $MgCO_3$, кДж/кг;

$MgCO_3$ – расход $MgCO_3$, кг/кг продукта.

Данные берем из материального баланса (табл. 4.2).

3. На нагрев известняка до температуры 940 °C

$$Q_{\text{сыр}} = 1798 \text{ кДж/кг}.$$

4. В окружающую среду

Как следует из расчета тепловых потерь корпусом печи, в зоне обжига на эту статью расходуется небольшая доля тепла. Примем потери в зоне подогрева равными потерям тепла в зоне обжига.

$$Q_{\text{о.с}} = 60 \text{ кДж/кг}.$$

5. Унос тепла с продуктами горения при температуре 350 °C

$$Q_{\text{п.г}} = B \cdot V_{\alpha} \cdot i_{\text{д.г}} = 0,11 \cdot 12,67 \cdot 475 = 662 \text{ кДж/кг}.$$

4.5. Сводный материальный и тепловой балансы печи

На основании проведенных расчетов материальных балансов обжига известняка и горения топлива, а также подсчитанного расхода топлива составляем сводный материальный баланс известковообжигательной печи. Рассчитываем состав и количество отходящих из печи газов на 1 кг извести.

Углекислого газа:

от сгорания топлива: $0,988 \cdot 0,11 = 0,109 \text{ м}^3$;

от разложения $CaCO_3$ и $MgCO_3$: $\frac{1,72 \cdot (0,386 + 0,003) \cdot 22,4}{44} = 0,341$.

Всего: $V_{CO_2} = 0,109 + 0,341 = 0,45 \text{ м}^3$ или

$$G_{CO_2} = V_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} = 0,45 \cdot 1,977 = 0,89 \text{ кг}.$$

Водяных паров:

от сгорания топлива: $1,939 \cdot 0,11 = 0,21 \text{ м}^3$;

от нагрева известняка: $\frac{1,72 \cdot 0,03 \cdot 22,4}{18} = 0,064 \text{ м}^3$.

Всего: $V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,21 + 0,064 = 0,274 \text{ м}^3$ или

$$G_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}} = 0,274 \cdot 0,804 = 0,22 \text{ кг}.$$

Азота: $V_{\text{N}_2} = 9,25 \cdot 0,11 = 1,017 \text{ м}^3$ или

$$G_{\text{N}_2} = V_{\text{N}_2} \cdot \rho_{\text{N}_2} = 1,017 \cdot 1,251 = 1,272 \text{ кг}.$$

Кислорода: $V_{\text{O}_2} = 0,485 \cdot 0,11 = 0,053 \text{ м}^3$ или

$$G_{\text{O}_2} = V_{\text{O}_2} \cdot \rho_{\text{O}_2} = 0,053 \cdot 1,429 = 0,076 \text{ кг},$$

где $\rho_{\text{CO}_2}, \rho_{\text{H}_2\text{O}}, \rho_{\text{N}_2}, \rho_{\text{O}_2}$ – плотность газов, кг/м^3 .

Итого:

$$V_{\text{д.г}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2} = 0,45 + 0,274 + 1,017 + 0,053 = 1,794 \text{ м}^3/\text{кг}$$

или

$$G_{\text{д.г}} = G_{\text{CO}_2} + G_{\text{H}_2\text{O}} + G_{\text{N}_2} + G_{\text{O}_2} = 0,89 + 0,22 + 1,272 + 0,076 = 2,458 \text{ кг/кг}.$$

Объемный расход дымовых газов составит:

$$V_{\text{д.г}} = \frac{V_{\text{д.г}} \cdot P_{\text{суг}}}{24} = \frac{1,794 \cdot 200000}{24} = 14900 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

На основании выполненных расчетов составляем сводные таблицы балансов печи (табл. 4.8, 4.9).

Таблица 4.8

Сводный материальный баланс известковообжигательной печи на 1 кг извести

Приход	Количество, кг	Расход	Количество, кг
<i>Известняк:</i>		<i>Известь</i>	1
CaCO_3	1,608	<i>Отходящие газы:</i>	
MgCO_3	0,009	CO_2	0,89
$\text{R}_2\text{CO}_3 + \text{SiO}_2$	0,052	H_2O	0,22
H_2O	0,052	N_2	1,272
Итого	1,72	O_2	0,076
<i>Топливо</i>	0,084	Итого	2,458
<i>Воздух:</i>			
O_2	0,386		
N_2	1,267		
Всего	3,457	Всего	3,458

$$\text{Невязка баланса} \frac{3,458 - 3,457}{3,458} \cdot 100 = 0,03 \text{ \%}.$$

Таблица 4.9

Сводный тепловой баланс печи на 1 кг продукта

Приход	Количество теплоты		Расход	Количество теплоты	
	кДж	%		кДж	%
От сгорания топлива	3870	100	На испарение влаги	156	4,03
			На разложение MgCO_3	11,79	0,31
			На разложение CaCO_3	2862	73,95
			В окружающую среду	155,78	4,03
			С отходящими газами	662	17,11
			С известью, выгружаемой из печи	39	1,01
			Невязка баланса	-16,57	-0,43
Итого	3870	100		3870	100

$$\text{Невязка баланса} \frac{3870 - 3886,57}{3870} \cdot 100 = 0,43 \text{ \%}.$$

4.6. Расчет удельных расходов теплоты, условного топлива и КПД печи

Количество теплоты, затрачиваемое на получение 1 кг извести:

$$Q = 35200 \cdot 0,11 = 3870 \text{ кДж/кг}.$$

Удельный расход условного топлива равен:

$$B_y = \frac{Q \cdot 100}{Q_{\text{н. усл}}^p} = \frac{3870 \cdot 100}{29300} = 13,2 \left(\frac{\pi}{2} - \theta \right) \text{ \%},$$

где $Q_{\text{н. усл}}^p$ – теплотворная способность условного топлива, равная 29300 кДж/кг.

Для современных работающих газовых печей производительностью 15–200 т извести в сутки удельные расходы составляют:

- теплоты 4106–5866 кДж/кг,
- условного топлива 13–14 %.

Коэффициент полезного действия печи:

$$\eta = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{гор}}} \cdot 100 = \frac{Q_{\text{и. в}} + Q_{\text{р. к}} + Q_{\text{р. м}}}{Q_{\text{гор}}} \cdot 100 = \frac{140 + 2862 + 13}{3870} \cdot 100 = 80 \text{ \%}.$$

Следовательно, 80 % теплоты от общего количества затраченной полезно расходуется на обжиг извести.

4.7. Подбор оборудования

4.7.1. Подбор газогорелочных устройств

Подача газообразного топлива в печь и его горение должны обеспечить полное разложение известняка с минимально допустимым избытком воздуха. Единственным способом сжигания газа в типовой печи является диффузионный метод, отличительной особенностью которого является раздельная подача газа и воздуха в печь, что соответствует условию охлаждения извести. Газ подают в печь по периферии и через балочные горелки (рис. 4.2).

Балочные горелки расположены в ярусе параллельно друг другу на расстоянии 900 мм. По высоте шахты они смещены одна относительно другой на 600–700 мм, что необходимо для предотвращения подвисания материала на балках. В верхнем ярусе газ вводится в центральную область печи при помощи двух балочных горелок, расположенных в направлении, перпендикулярном к нижним горелкам, и по периферии – через шесть диффузионных горелок. Расстояние между соответствующими балками нижнего и верхнего яруса 3 м. Балочная горелка показана на рис. 4.2.

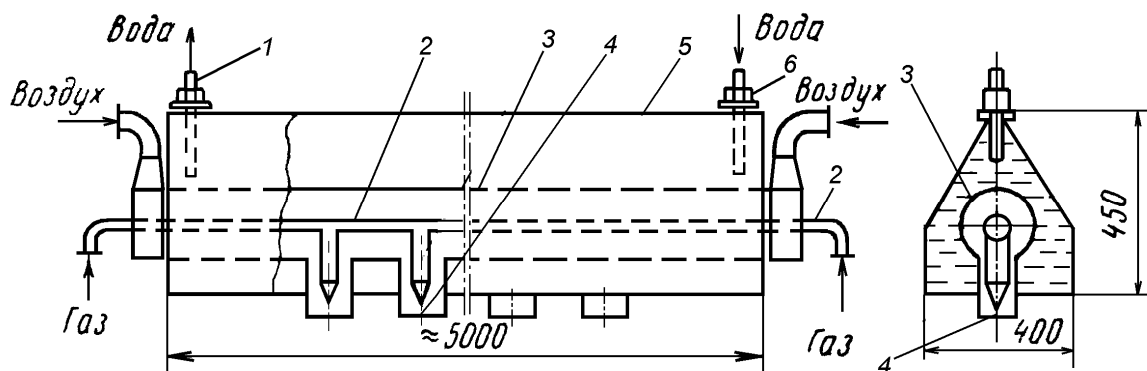


Рис. 4.2. Балочная многосопловая горелка шахтной печи

1 и 6 – патрубки выхода и входа охлаждающей воды, 2 – патрубок ввода газа,
3 – патрубок подачи воздуха, 4 – сопло выхода газовойоздушной смеси,
5 – стальная балка

Одновременно с топливом через балочные горелки вводится первичный воздух. Вторичный воздух подается в зону охлаждения печи через гребень выгрузочного механизма дутьевым вентилятором ВВД-10. Таким образом, данная система ввода и распределения газообразного топлива создает благоприятные условия для полного его сжигания в слое кускового материала.

Содержание кислорода в пробе газа не должно превышать 1 %. Объемный расход газа для получения 200 т извести в сутки составит

$$V_r = B \cdot P = 0,11 \cdot 200000 = 22000 \text{ м}^3/\text{сут} = 0,25 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Газ распределяем следующим образом: $0,6 \cdot V_r$ – на балочные горелки, $0,4 \cdot V_r$ – на периферийные горелки. Количество периферийных горелок определяют по формуле:

$$n = \pi \cdot (R/P),$$

где R – радиус шахты печи на уровне установки горелок, м (принимая его равным 3,7 м);

P – величина проникания факела в глубину слоя известняка, принимаем 1,0 м.

Тогда

$$n = 3,14 \cdot (3,7/1,0) = 11,6.$$

Принимаем $n=12$ горелок. Диаметр сопла горелки (м) определяем по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V_n}{\pi \cdot v \cdot n}},$$

где V_n – объемный расход газа на все периферийные горелки, $V_n = 0,4 \cdot 0,25 = 0,1 \text{ м}^3/\text{с}$;

v – скорость истечения газа, м/с. Она должна быть выше скорости распространения пламени и не способствовать отрыву факела от горелки. В нашем случае $v = 35 \text{ К } 45 \text{ м/с}$, принимаем 38 м/с.

Тогда

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1}{3,14 \cdot 38 \cdot 12}} = 0,018 \text{ м} = 18 \text{ мм}.$$

Периферийную газовую горелку изготавливают из стальных труб диаметром 50 мм с толщиной стенки 5 мм, сваренных под углом 100°. На конце горизонтальной трубы на резьбе крепят сопло из чугуна СЧ12-28. Тыльную сторону трубы закрывают приваренной заглушкой. Горелку крепят к газоподводящей трубе с помощью муфты. На газоподводящей трубе устанавливают запорно-регулирующий кран. Конструкция горелки обеспечивает в случае выхода из строя быструю ее замену.

Объемный расход газа через балочные горелки:

$$V = 0,6 \cdot V_r = 0,6 \cdot 0,25 = 0,15 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход газа на одну балочную горелку составляет $0,0375 \text{ м}^3/\text{с}$.

4.7.2. Выбор загрузочного устройства

Выбираем загрузочное устройство со спиралеобразным рассеивающим конусом (рис. 4.3).

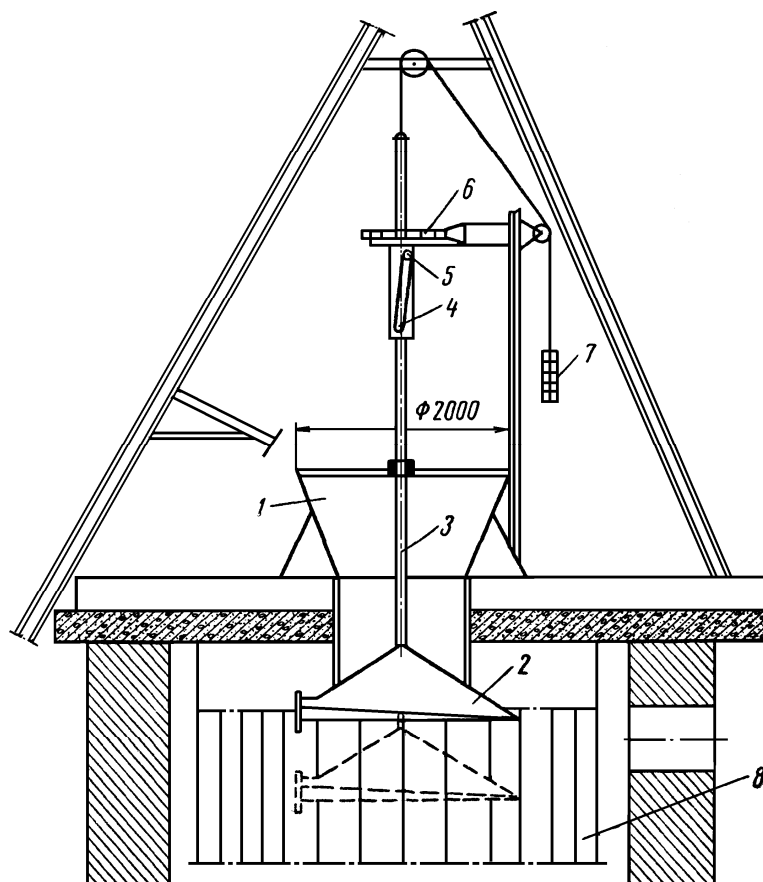


Рис. 4.3. Загрузочное устройство с поворотным спиралеобразным конусом и отбойной обечайкой: 1 – приемная воронка, 2 – спиралеобразный рассеивающий конус, 3 – штанга, 4 – прорезь, 5 – выступ, 6 – храповое колесо, 7 – груз, 8 – отбойная обечайка

Загрузочный механизм состоит из приемного бункера – воронки, спиралеобразного рассеивающего конуса с отбойником, штанги с механизмом поворота и уравнивающим грузом и отбойной обечайки. При загрузке сырья в приемный бункер конус опускается, и материал сыпается по поверхности конуса по спирали. Это обеспечивает равномерное распределение кусков по сечению печи.

4.7.3. Выбор выгрузочного устройства

Выбираем выгрузочное устройство в виде подвижной колосниковой решетки (рис. 4.4). Оно представляет собой набранную из отдельных чугунных колосников решетку, совершающую возвратно-поступательное движение (от гидропривода). Воздух для охлаждения извести подается через гребень центробежным вентилятором.

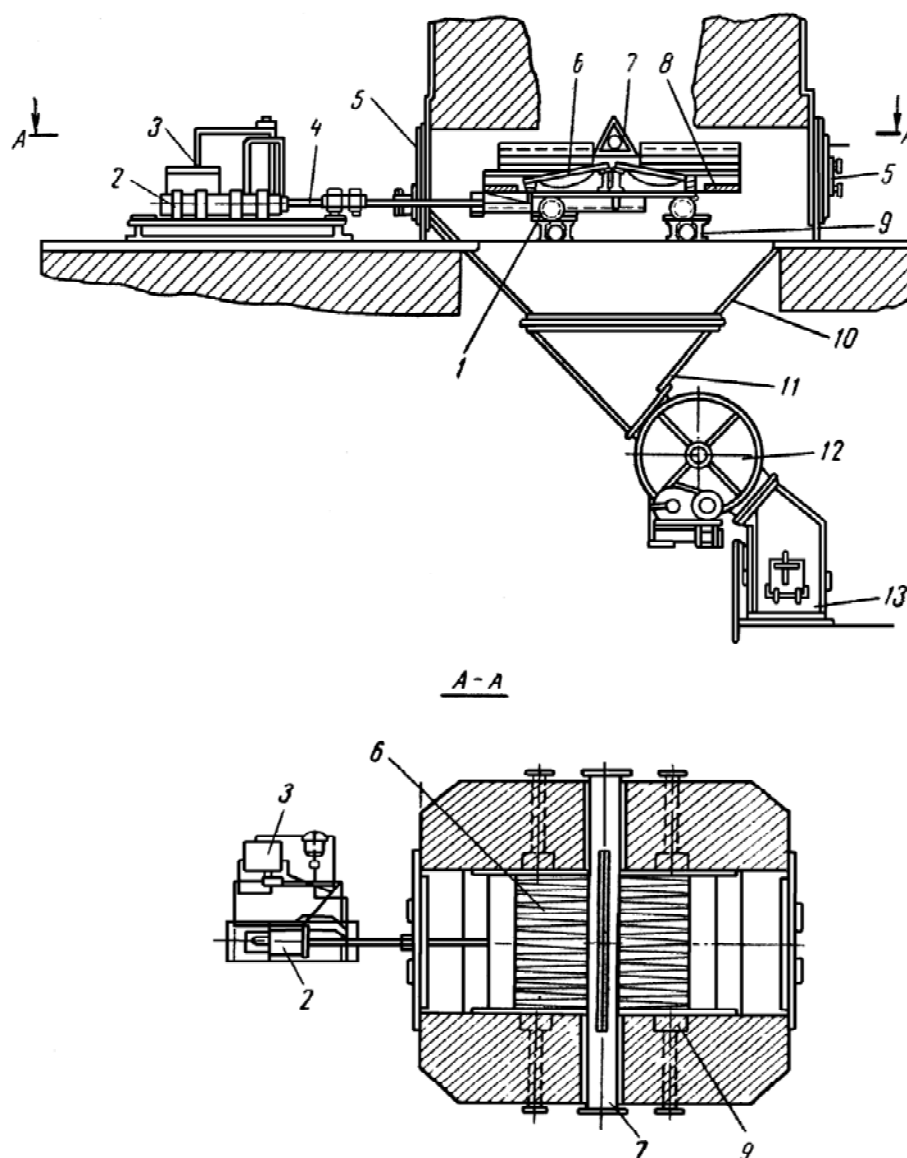


Рис. 4.4. Выгрузочная решетка: 1 – каток, 2 – рабочий цилиндр, 3 – бак, 4 – шток, 5 – люк, 6 – колосниковая решетка, 7 – балка (гребень), 8 – каретка, 9 – опорная балка, 10 – промежуточный бункер, 11 – бункер, 12 – барабанный затвор, 13 – течка извести

Техническая характеристика выгрузочного устройства:

Максимальный ход каретки	0,15 м
Минимальный ход штока цилиндра	1,2 м
Усилие на штоке	$40 \cdot 10^4$ Н
Тип затвора	шлюзовый
Мощность электродвигателя	4,5 кВт
Масса выгрузочного устройства	10,9 т
Мощность электродвигателя шлюзового затвора	1 кВт
Масса шлюзового затвора	6,92 т.

4.7.4. Подбор пылеосадительных устройств

При работе шахтной известеобжигательной печи образуется достаточно большое количество агрессивной, экологически опасной известковой пыли, поэтому оснащение печи пылеулавливающим оборудованием является обязательным.

Эффективным способ механической очистки газового потока от частиц пыли размером 0,03–0,1 мм являются циклоны.

Общий объем газов, поступающих в циклоны, определяем как сумму объемов продуктов горения и технологических газов.

$$V_{o.g}^0 = V_{д.г}^0 + V_c^0 = 11614,17 + 1678,27 = 13292,44 \text{ нм}^3/\text{ч},$$

$$V_{д.г}^0 = P_{\text{час}} \cdot B \cdot V_{\alpha} = 8333,4 \cdot 0,11 \cdot 12,61 = 11614,17 \text{ нм}^3/\text{ч},$$

$$\begin{aligned} V_c^0 &= 0,01 \cdot P_{\text{час}} \cdot \left(\frac{m_{\text{CO}_2}}{\rho_{\text{CO}_2}} + \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}} \right) = \\ &= 0,01 \cdot 8333,4 \cdot \left(\frac{38,6 + 0,3}{1,97} + \frac{3,0}{0,804} \right) = 1678,27 \text{ нм}^3/\text{ч}. \end{aligned}$$

При температуре отходящих газов, равной 350 °С:

$$V_{o.g}^t = V_{o.g}^0 \cdot (1 + \alpha \cdot t) = 13292,44 \cdot \left(1 + \frac{350}{273} \right) = 30334 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Выбираем группу из шести циклонов ЦН диаметром 800 мм.

4.8. Аэродинамический расчет печи

Сопротивление установки складывается из сопротивления слоя материала в печи и сопротивления группы циклонов. Рассчитываем аэродинамическое сопротивление слоя отдельно для зоны подогрева, обжига и охлаждения.

$$\Delta P = K \cdot a \cdot \frac{P_s^2}{d} \cdot h_{\text{сл}},$$

где K – коэффициент, учитывающий свойства слоя материала;

a – коэффициент сопротивления;

P_s – удельная производительность печи, т/м²·сут.

Зона подогрева

$$P_s = \frac{P}{S} = \frac{200 \cdot 4}{3,14 \cdot 4,9^2} = 10,6 \text{ т/м}^2 \cdot \text{сут}.$$

Зона охлаждения

$$P_s = \frac{200}{2,6 \cdot 2,6} = 29,6 \text{ т/м}^2 \cdot \text{сут.}$$

Зона обжига

$$P_s = \frac{P}{S} = \frac{200}{3,74 \cdot 3,74} = 14,3 \text{ т/м}^2 \cdot \text{сут.};$$

d_m – средний диаметр кусков обжигаемого сырья, м, $d_m = 0,06$;

$h_{\text{сл}}$ – высота слоя материала, м, высота зон:

подогрева – 4,4 м;

обжига – 7,2 м;

охлаждения – 7,2 м.

Коэффициент сопротивления зависит от числа критерия Рейнольдса.

1. Сопротивление зоны подогрева.

Определяем критерий Рейнольдса [9]:

$$Re = 581 \cdot P_s \cdot d_m,$$

тогда

$$Re = 581 \cdot 10,6 \cdot 0,06 = 370.$$

Коэффициент сопротивления $a = 84$;

$$\Delta P_{\text{под}} = 0,00036 \cdot 84 \cdot \frac{10,6^2}{0,06} \cdot 4,4 = 249 \text{ Па.}$$

2. Аэродинамическое сопротивление зоны обжига

Определяем критерий Рейнольдса:

$$Re = 412 \cdot P_s \cdot d_m = 412 \cdot 14,3 \cdot 0,06 = 354.$$

Коэффициент сопротивления $a = 82$;

$$\Delta P_{\text{обж}} = 0,0006 \cdot 82 \cdot \frac{14,3^2}{0,06} \cdot 7,2 = 1207 \text{ Па.}$$

3. Аэродинамическое сопротивление зоны охлаждения

Определяем критерий Рейнольдса:

$$Re = 370 \cdot P_s \cdot d_m = 370 \cdot 29,6 \cdot 0,06 = 657.$$

Коэффициент сопротивления $a = 74$;

$$\Delta P_{\text{охл}} = 0,00002 \cdot 74 \cdot \frac{29,6^2}{0,06} \cdot 7,2 = 156 \text{ Па.}$$

4. Сопротивление группы циклонов рассчитываем как для одиночного циклона, результат увеличивается на 10 %.

$$\Delta P_{\text{ц}} = 1,1 \cdot \xi \cdot \frac{W_t^2}{2} \cdot \rho_t, \text{ Па}.$$

Приведенная скорость газов в циклоне:

$$W_t = \frac{V_{\text{о.г}}^t}{3600 \cdot 6 \cdot S_{\text{ц}}} = \frac{33086 \cdot 4}{3600 \cdot 6 \cdot 0,8^2 \cdot 3,14} = 3,05 \text{ м/с}.$$

Плотность газов:

$$\rho_{\text{о.г}}^0 = \frac{\rho_{\text{п.г}} \cdot V_{\text{п.г}} + \rho_{\text{CO}_2} \cdot V_{\text{CO}_2}}{V_{\text{о.г}}^0} = \frac{1,246 \cdot 11614,2 + 1,977 \cdot 2884,3}{14498,5} = 1,385 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_{\text{о.г}}^t = \frac{\rho_{\text{о.г}}^0}{1 + \alpha \cdot t} = \frac{1,385}{1,282} = 0,605 \text{ кг/м}^3.$$

Сопротивление группы циклонов:

$$\Delta P_{\text{ц}} = 1,1 \cdot 105 \cdot \frac{3,18^2}{2} \cdot 0,605 = 328 \text{ Па}.$$

Общее аэродинамическое сопротивление печи равно сумме всех сопротивлений:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{под}} + \Delta P_{\text{обж}} + \Delta P_{\text{охл}} + \Delta P_{\text{ц}} = 249 + 1207 + 156 + 328 = 1940 \text{ Па}.$$

При подборе дымососа учитывают запас давления примерно до 20 % к общей сумме сопротивлений:

$$\Delta P = 1,2 \cdot \Delta P = 2328 \text{ Па}.$$

При подаче горячих газов ($t_{\text{yx}} = 350^\circ\text{C}$) необходимо подачу дымососа рассчитать при действительной температуре, а создаваемое давление определять по формуле

$$P_t = \Delta P \cdot \frac{1,2}{\rho_t} = 2328 \cdot \frac{1,2}{0,605} = 4650 \text{ Па},$$

где 1,2 – плотность воздуха, кг/м^3 ;
 ρ_t – плотность газов при $t_{\text{yx}} = 350^\circ\text{C}$.

Объемный расход при данной температуре составляет

$$V_t = 33086 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Тип дымососа	ВД-15,5
Давление: минимальное	2305 Па
максимальное	6305 Па
Подача: минимальная	45 000 м ³ /ч
максимальная	66 500 м ³ /ч
Скорость вращения	$\omega = 585\text{--}970$ об/мин
Мощность электродвигателя дымососа равна:	

Дымосос устанавливают на загрузочной площадке печи. Дымовую трубу делают невысокой (10–15 м), и она служит лишь для отвода газов, направляемых в нее дымососом.

Воздух в шахту печи нагнетается вентилятором через трубу, уложенную в нижней части шахты над конусом разгрузочного механизма. Объемный расход воздуха равен

Он распределяется таким образом, что в печь через холодильник его поступает 70 % и непосредственно в зону горения – 30 %.

Подача дутьевого вентилятора для хорошо герметизированных печей должна быть не менее $V'_B = 10680 \text{ м}^3$. По номограмме каталога для подбора центробежных вентиляторов высокого давления серии ВВД подбираем вентилятор серии ВВД № 11 с разъемным кожухом; КПД $\eta_B = 0,55$. Условное число оборотов $A = 10000$. Угловая скорость

Расчетная мощность электродвигателя при КПД передачи $\eta_{\text{п}} = 0,95$ равна

Установочная мощность электродвигателя при значении коэффициента запаса мощности $K = 1,1$ равна

105

Подбираем электродвигатель серии А: тип АО-72-6, $N = 14$ кВт, угловая скорость – 102,6 рад/с. Диаметр воздуховодов определяют в зависимости от местных сопротивлений и допустимой скорости движения воздуха по трубам.

4.9. Заключение

В результате выполненных расчетов показана эффективность использования известеобжигательной шахтной печи с газовым отоплением конструкции ГИПРОСТРОМа с балочными горелками. Получены следующие показатели работы шахтной печи:

Производительность, т/сут	200
Высота печи:	
рабочая, м	19,0
строительная, м	34,6
Сечение шахты в зоне обжига – квадрат, м×м	3,74×3,74
Полезный объем шахты, м ³	258
Удельная производительность, т/м ² ·сут	14,3
Объемный съем извести, т/м ³ ·сут	0,80
Расход газообразного топлива, м ³ /т	110
Расход условного топлива, %	13,2.

Печь снабжена группой циклонов для улавливания пыли, двумя вентиляторами: дымосос для отвода отходящих газов – ВД-15,5, вентилятор для подачи воздуха в зону охлаждения – ВВД № 11.

5. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТУННельНОЙ ПЕЧИ

Выполнить конструктивный, теплотехнический и аэродинамический расчет туннельной печи для обжига электротехнического фарфора. Производительность печи $P_{\text{год}} = 10000$ т/год.

5.1. Выбор основных решений проекта

В качестве основы принимаем туннельную печь ГИПРОСТРОЙ-МАТЕРИАЛЫ. На рис. 5.1, 5.2 приведены эскизы печи.

Принимаем температурный режим обжига изоляторов согласно табл. 5.1.

Общая продолжительность цикла обжига $\tau_{\text{ц}} = 47,3$ ч;

Топливо – мазут марки 60, состав мазута приведен в табл. 5.4;

Влажность полуфабриката $W_a = 7$ %;

Брак при обжиге $B = 2$ %;

Содержание Al_2O_3 в фарфоровой массе = 24 %;

Потери массы при обжиге $\Delta m_{\text{прк}} = 8$ %;

Количество рабочих дней в году $\tau_{\text{год}} = 345$ дней.

Таблица 5.1

Температурный режим обжига изоляторов

Интервал температур материала изделий, °C	Скорость изменения температуры, °C/ч	Продолжительность периода, ч
Нагрев:		
от 30 до 300	87,1	3,1
от 300 до 800	89,6	5,6
от 800 до 1000	21,3	9,4
от 1000 до 1200	33,4	6,0
от 1200 до 1320.	93,4	1,3
Выдержка при температуре 1320.		3,7
Охлаждение:		
от 1320 до 800	91	5,7
от 800 до 500	38	7,9
от 500 до 100	87	4,6

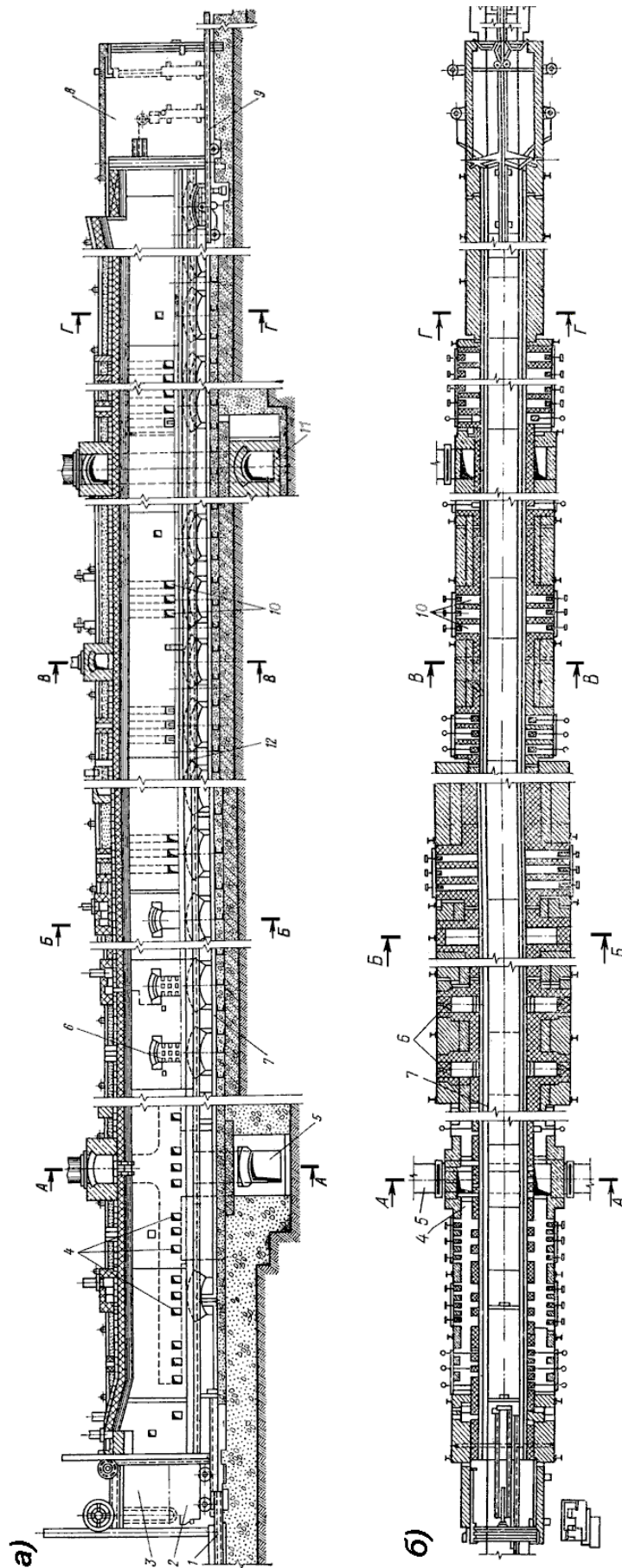


Рис. 5.1 Туннельная печь: А – продольный разрез печи; Б – план

1 – толкатель; 2 – вагонетка; 3 – входная камера; 4 – вход в дымовой бор; 5 – дымовой бор; 6 – топка; 7 – рельсовый путь; 8 – выходная камера; 9 – выталкиватель вагонеток; 10 – отбор горячего воздуха; 11 – воздушный канал

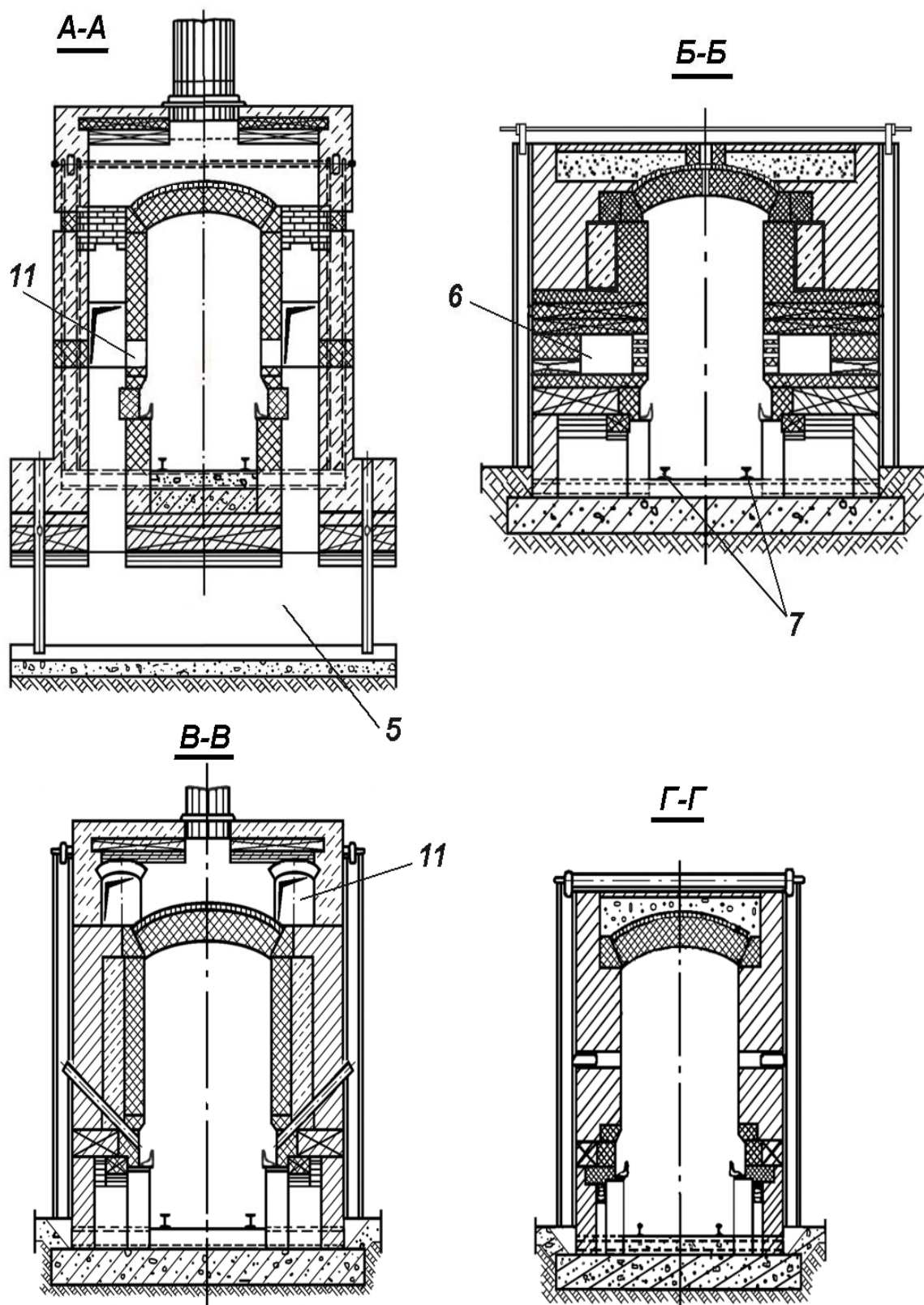


Рис. 5.2. Поперечные разрезы печи
 АА – зона подогрева; ББ – зона обжига; ВВ, ГГ – зона охлаждения

5.2. Материальный баланс процесса обжига

Расчет выполняем на 1 час работы печи. Часовая производительность печи

$$P = \frac{P_{\text{год}} \cdot (100 + B)}{\tau_{\text{год}} \cdot 24 \cdot 100} = \frac{10^7 \cdot (100 + 2)}{345 \cdot 24 \cdot 100} = 1232, \text{ кг/ч}$$

Для дальнейших расчетов принимаем производительность $P = 1250$ кг/ч.

Масса сухого полуфабриката

$$P_c = \frac{P \cdot 100}{100 - \Delta m_{\text{прк}}} = \frac{1250 \cdot 100}{100 - 8} = 1359 \text{ кг/ч.}$$

Потеря массы при обжиге

$$m_{\text{пот}} = P_c - P = 1359 - 1250 = 109 \text{ кг/ч.}$$

Количество удаляемой влаги

$$n = \frac{P_c \cdot W}{100} = \frac{1359 \cdot 7}{100} = 99,1 \approx 99 \text{ кг/ч.}$$

Таблица 5.2

Материальный баланс процесса обжига

Приход	кг/ч	Расход	кг/ч
Сухой полуфабрикат, P_c	1359	Продукт, P	1225
Влага, n	99	Брак, B	25
		Потери при обжиге, $m_{\text{пот}}$	109
		Влага, n	99
	1458		1458

5.3. Расчет размеров и описание печи

Объем обжигательного канала

$$V_{\text{п}} = \frac{P_{\text{год}} \cdot (100 + B)}{100 \cdot g} \cdot \frac{\tau_{\text{ц}}}{\tau_{\text{год}}} = \frac{10^7 \cdot (100 + 2)}{100 \cdot 138,5} \cdot \frac{47,3}{24 \cdot 345} \approx 420, \text{ м}^3,$$

где $P_{\text{год}}$ – производительность печи, кг/год;

g – удельный съем продукции, кг/м³·цикл, по практическим данным $g = 138,5$ кг/м³·цикл;

$\tau_{\text{ц}}$ – продолжительность цикла обжига, $\tau_{\text{ц}} = 47,3$ ч (табл. 1);

$\tau_{\text{год}}$ – количество часов работы печи в год.

Размер вагонетки (м) $b \times l = 1,8 \times 2,0$, тогда принимаем:

ширина канала $b = 1,85$ м;

высота от уровня пода вагонетки до пяты свода $h_1 = 2,2$ м;

до замка свода $h_2 = 2,4$ м;

средняя высота рабочего канала печи $h = 2,3$.

Площадь поперечного сечения канала

$$F_n = b \cdot h = 1,85 \cdot 2,3 = 4,25 \text{ м}^2.$$

Длина канала

$$L_n = \frac{V_n}{F_n} = \frac{420}{4,25} = 98,8 \approx 100 \text{ м}.$$

Количество вагонеток, размещающихся в печи

$$n_b = \frac{L}{l_b} = \frac{100}{2,1} \approx 47 \text{ вагонеток},$$

где l_b – длина вагонетки с учетом узла соединения вагонов, м.

Емкость вагонетки – по практическим данным принимаем 1250 кг/ваг.

Распределение зон в печи:

зона подогрева – 8 позиций;

зона обжига – 18 позиций;

зона охлаждения – 21 позиций.

Печь имеет входную и выходные камеры, изолирующие печь от атмосферы цеха. На входе устраивается завеса из горячих газов, которые поступают рассредоточенно через свод и отверстия в стенах.

Отбор отходящих газов производится рассредоточено на позициях с 3 по 8. На каждой позиции находится 3 пары прямоугольных отверстий, расположенных на уровне пода вагонеток. Размер одного отверстия $0,24 \times 0,25$ м. Газы собираются в горизонтальные каналы, проходящие в стенах печи. Высота канала – 0,4 м, ширина – 0,25 м. На позиции номер 6 в стенах проходят сборные вертикальные каналы сечением $0,46 \times 1,0$ м. Вертикальные каналы входят в дымовой боров сечением $1,0 \times 1,0$ м. Отвод газов в атмосферу осуществляется через металлическую дымовую трубу, расположенную на расстоянии 12 м от печи.

В зоне обжига на позициях с 9 по 26 располагаются с каждой стороны по 20 топок разного конструктивного исполнения. В начале зоны, на позициях 9–11 устанавливается по две топки с каждой стороны. Выход продуктов горения происходит по горизонтальным каналам в стенке печи, которые заканчиваются щелевыми отверстиями. Сжигание топлива осуществляется с минимальным коэффициентом избытка воздуха для обеспечения восстановительной газовой среды. Далее топки расположены по од-

ной на каждой позиции, кроме позиций 22, 24, 26, на которых устанавливается по две топки. Большинство топок представляют собой каналы в стенках печи сечением $0,46 \times 0,35$ м, выложенные из хромомagneзита. Такое сложное исполнение зоны обжига обеспечивает условия для тщательного регулирования температурного и газового режимов обжига изоляторов. Толщина стен в зоне возрастает от 1,01 до 1,52 м. В кладке используется шамот ШБ-1, либо динас Д, легковес ШЛБ-0,8 ГОСТ 8691–73.

И в зоне охлаждения располагается 21 позиция. Подача холодного воздуха в зону осуществляется сосредоточенно под свод печи на последней позиции. Отбор горячего воздуха производится по всей длине зоны охлаждения через отверстия на уровне пода. Горячий воздух проходит по вертикальным каналам в стенке печи и собирается в горизонтальные каналы, проходящие в стенах выше уровня арочного свода. Горячий воздух используется в печи для создания завес, часть менее нагретого воздуха отбирается на сушила. Отбор воздуха начинается на 43 позиции, заканчивается на 28 позиции.

Печь оборудована загрузочной камерой, в ней установлен толкатель, с помощью которого происходит передвижение вагонеток по туннелю. Для выгрузки вагонеток с обожженными изделиями в выходной камере установлен цепной выталкиватель.

В кладке стен и свода предусмотрены температурные швы. Печь имеет регулируемый металлический каркас. Распор кладки при расширении воспринимается металлическим каркасом.

В кладке зоны подогрева и охлаждения используется шамот класса Б и шамотный легковес БЛ-08. Наружный слой выполняется из керамического кирпича. В кладке зоны обжига используется динас и шамот. Общая толщина стен в зоне обжига – 1,29 м.

Вагонетка представляет собой металлическую раму на колесах, футерованную сверху шамотным кирпичом, $\rho = 1800 \text{ кг/м}^3$ (2 слоя, 136 мм), изолированную легковесом (4 слоя, 272 мм), $\rho = 950 \text{ кг/м}^3$.

Предусмотрены песочные затворы и уплотнения между вагонетками и стенками печи. Садка изделий производится на этажерки. Вес этажерки из карборунда на вагонетке составляет 2230 кг (по практическим данным).

5.4. Теплотехнический расчет

5.4.1. Расчет горения топлива

Для расчета принимаем:

температура подогрева мазута $t_m = 60 \text{ }^\circ\text{C}$;

температура воздуха, поступающего на горение, $t_b = 30 \text{ }^\circ\text{C}$;

коэффициент избытка воздуха при горении $\alpha_1 = 1,25$,
 при выходе из печи $\alpha_2 = 2,2$,
 перед дымососом $\alpha_3 = 3,5$.

Таблица 5.3

Состав горючей части массы мазута, % мас.

C^r	H^r	O^r	N^r	S^r	сумма
87,4	11,2	0,5	0,4	0,5	100

Принимаем: содержание золы $A^p = 0,2$ %, влага $W^p = 3$ %.

Определяем состав рабочего топлива

$$C^p = C^r \cdot \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 87,4 \cdot \frac{100 - 3,2}{100} = 84,6 \text{ %};$$

$$H^p = H^r \cdot \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 11,2 \cdot \frac{100 - (0,2 + 3,0)}{100} = 10,8 \text{ % и т. д.}$$

Другие компоненты остаются без изменения.

Таблица 5.4

Состав рабочего топлива, % мас.

C^p	H^p	O^p	N^p	S^p	A^p	W^p	сумма
84,6	10,8	0,5	0,4	0,5	0,2	3,0	100,0

Уточняем теплоту сгорания мазута:

$$Q_H^p = 339 \cdot C^p + 1030 \cdot H^p - 108,9(O^p - S^p) - 25 \cdot W^p =$$

$$= 339 \cdot 84,6 + 1030 \cdot 10,8 - 108,9 \cdot (0,5 - 0,5) - 25 \cdot 3 = 39739 \text{ кДж/кг}$$

Теоретически необходимое количество воздуха для горения:

$$L_0 = 0,01 \cdot (8,89 \cdot C^p + 2,65 \cdot H^p) = 0,0889 \cdot 84,6 + 0,265 \cdot 10,8 = 10,40 \text{ нм}^3/\text{кг},$$

где коэффициенты 8,89 и 2,65 – теоретический расход сухого воздуха на окисление одного килограмма компонента, соответственно C^p и H^p , нм³/кг.

Количество атмосферного воздуха при его влагосодержании $d = 10$ г/кг сух.в.:

$$L'_0 = (1 + 0,0016 \cdot d) \cdot L_0 = (1 + 0,0016 \cdot 10) \cdot 10,4 = 10,57 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Действительное количество воздуха при $\alpha = 1,25$:

$$L_\alpha = \alpha \cdot L_0 = 1,25 \cdot 10,40 = 13,0 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Атмосферного воздуха:

$$L'_\alpha = L'_0 \cdot \alpha = 10,57 \cdot 1,25 = 13,1 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Количество продуктов горения при $\alpha = 1$:

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01 \cdot 1,855 \cdot C^p = 0,01 \cdot 1,855 \cdot 84,6 = 1,569 \text{ нм}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 \cdot (11,2 \cdot H^p + 1,24 \cdot W^p + 0,16 \cdot d \cdot L'_0) \text{ нм}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 \cdot (11,2 \cdot 10,8 + 1,24 \cdot 30 + 0,16 \cdot 10 \cdot 10,40) = 1,41 \text{ нм}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{N}_2} = 0,01 \cdot (79 \cdot L'_0 + 0,8 \cdot N^p) = 0,01 \cdot (0,79 \cdot 10,40 + 0,8 \cdot 0,4) = 8,22 \text{ нм}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{SO}_2} = 0,01 \cdot (0,7 \cdot S^p) = 0,01 \cdot 0,7 \cdot 0,5 = 0,0035 \text{ нм}^3/\text{кг},$$

где 1,855 – выход CO_2 при окислении 1 кг углерода топлива, $\text{нм}^3/\text{кг}$;

11,2 – выход H_2O при окислении 1 кг водорода топлива, $\text{нм}^3/\text{кг}$;

0,7 – то же для серы;

1,24 – коэффициент перевода массового количества H_2O в объемное;

79 – содержание азота в воздухе, %;

21 – содержание кислорода в воздухе, %.

При $\alpha = 1,25$:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,112 \cdot 10,8 + 0,0124 \cdot 3 + 0,0016 \cdot 10 \cdot 10,5 = 1,457 \text{ нм}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot 13 + 0,008 \cdot 0,4 = 10,27 \text{ нм}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot 13,0 \cdot (1,25 - 1) = 0,68 \text{ нм}^3/\text{кг};$$

$$V_0 = 1,569 + 1,41 + 8,22 + 0,0035 = 11,202 \text{ нм}^3/\text{кг};$$

$$V_\alpha = 1,569 + 1,457 + 10,27 + 0,035 + 0,68 = 13,98 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Процентный состав продуктов горения при $\alpha = 1,25$:

$$\text{CO}_2 = \frac{1,569}{13,98} \cdot 100 = 11,22 \text{ \%}; \quad \text{H}_2\text{O} = \frac{1,457}{13,98} \cdot 100 = 10,42 \text{ \%};$$

$$\text{N}_2 = \frac{10,27}{13,98} \cdot 100 = 73,46 \text{ \%}; \quad \text{O}_2 = \frac{0,68}{13,98} \cdot 100 = 4,86 \text{ \%};$$

$$\text{SO}_2 = \frac{0,0035}{13,98} \cdot 100 = 0,025 \text{ \%}.$$

Расчет температуры горения

$$\text{Теплосодержание } i_{\text{общ}} = \frac{Q_{\text{н}}^p + C_{\text{т}} \cdot t_{\text{т}}}{V_\alpha} = \frac{39739 + 2,0 \cdot 60}{13,98} = 2851,14 \text{ кДж/нм}^3;$$

По I – t диаграмме находим теоретическую температуру 1750 °С.

Теплосодержание газов при пирометрическом коэффициенте $\eta = 0,78$:

$$i_{\text{действ}} = \eta \cdot i_{\text{общ}} = 2851 \cdot 0,78 = 2224 \text{ кДж/нм}^3.$$

Таблица 5.5

Материальный баланс горения

Приход	кг	Расход	кг
Мазут	100	$\text{CO}_2 = 100 \cdot 1,569 \cdot 1,97$	309,09
Воздух:		$\text{H}_2\text{O} = 100 \cdot 1,457 \cdot 0,804$	117,14
$\text{O}_2 = 21 \cdot 13,0 \cdot 1,429$	390,11	$\text{N}_2 = 100 \cdot 10,27 \cdot 1,251$	1284,78
$\text{N}_2 = 79 \cdot 13,0 \cdot 1,251$	1284,77	$\text{O}_2 = 100 \cdot 0,68 \cdot 1,429$	97,17
$\text{H}_2\text{O} = 100 \cdot 13,0 \cdot 0,0016 \cdot 10 \cdot 0,804$	16,72	$\text{SO}_2 = 100 \cdot 2,857 \cdot 0,0035$	0,999
		Невязка	2,39
Итого	1791,60	Итого	1791,60

Для требуемой температуры нагрева изделий 1320°C , расчетная действительная температура газов 1420°C будет вполне удовлетворительной.

Составляем материальный баланс процесса горения при $\alpha = 1,25$.

$$\text{Невязка } \frac{2,39}{1791,6} \cdot 100 = 0,13 \text{ \%}.$$

Таблица 5.6

Результаты расчета горения мазута

Процесс	Коэффициент избытка воздуха	Расход воздуха, нм ³ /кг	Объем продуктов горения, нм ³ /кг	Температура, °C
Теоретический	$\alpha = 1$	$L_0 = 10,40$	$V_0 = 11,20$	1750
Действительный	$\alpha_1 = 1,25$	$L_{1\alpha} = 13,0$	$V_{1\alpha} = 13,98$	1420
Выход в отборные каналы	$\alpha_2 = 2,2$	$L_{2\alpha} = 22,88$	$V_{2\alpha} = 23,68$	300
Перед дымососом	$\alpha_3 = 3,5$	$L_{3\alpha} = 36,40$	$V_{3\alpha} = 37,20$	200

5.4.2. Тепловой баланс зон подогрева и обжига печи (на 1 час работы)

Приход

1. Тепло, вносимое топливом

$$Q_{\text{гор}} = B \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}} = B \cdot 39739, \text{ кДж/ч},$$

где B – расход топлива, кг/час.

2. Физическое тепло мазута

$$Q_{ф.м.} = B \cdot C_m \cdot t_m = B \cdot 2,0 \cdot 60 = 120 \cdot B, \text{ кДж/ч},$$

где C_m – теплоемкость мазута, кДж/кг·°С;
 t_m – температура подогрева мазута, °С.

3. Физическое тепло воздуха

$$Q_{воз} = B \cdot L_a \cdot C_{воз} \cdot t_{воз} = B \cdot 13,0 \cdot 1,3 \cdot 30 = 507 \cdot B, \text{ кДж/ч},$$

где $C_{воз}$ – теплоемкость воздуха, кДж/кг·°С;
 $t_{воз}$ – температура воздуха, поступающего на горение, °С.

4. Физическое тепло состава – футеровки вагонеток, этажерок, сырца – учитываем в расходной части баланса.

Расход

1. Тепло нагрева материала

$$Q_m = P_c \cdot C_c \cdot (t_{разл} - t_{наг}) + P \cdot C_{пр}^{ср} \cdot (t_{обж} - t_{разл}) = \\ = 1359 \cdot 1,12 \cdot (450 - 30) + 1250 \cdot 1,18 \cdot (1320 - 450) = 1922524, \text{ кДж/ч},$$

где P, P_c – производительность (табл. 5.2), кг/ч;
 $C_c, C_{пр}^{ср}$ – теплоемкость сырья и продукта при средней температуре нагрева соответственно, кДж/кг·°С;
 $t_{наг}, t_{разл}, t_{обж}$ – соответственно температура загружаемого сырца, разложения глины и максимальная температура обжига, °С.

2. Тепло испарения влаги из сырья

$$Q_{исп} = n \cdot (2500 - 4,2 \cdot t_{наг} + 1,54 \cdot t_{ух.г}) = \\ = 99 \cdot (2500 - 4,2 \cdot 30 + 1,54 \cdot 300) = 284580, \text{ кДж/ч},$$

где n – количество испаряемой влаги (табл. 5.2), кг/ч;
2500 – удельная теплота испарения при 0 °С, кДж/кг;
4,2 и 1,54 – соответственно теплоемкость воды в жидком и газообразном состоянии, кДж/кг·°С.

3. Расход тепла на химические процессы, протекающие в керамической массе

$$Q_{хим} = q_x \cdot P \cdot 0,01 Al_2O_3 = 2090 \cdot 1250 \cdot 0,01 \cdot 24 = 627000, \text{ кДж/ч},$$

где q_x – удельный расход тепла на химические процессы, отнесенный к 1 кг Al_2O_3 ; $q_x = 2090$ кДж/кг;
 Al_2O_3 – процентное содержание Al_2O_3 в продукте, %, $Al_2O_3 = 24$ %.

4. Расход тепла на нагрев этажерки

$$Q_{\text{эт}} = b \cdot m_{\text{эт}} \cdot C_{\text{карб}} \cdot (t_{\text{обж}} - t') = 1 \cdot 2230 \cdot 1,06 \cdot (1320 - 30) = 3049302, \text{ кДж/ч},$$

где b – период толкания вагонетки, ваг/ч;

$m_{\text{эт}}$ – масса этажерки на вагонетке, кг;

$C_{\text{карб}}$ – теплоемкость материала этажерки (карборунда) при средней температуре обжига, принимаем 1,06 кДж/кг·°С;

t' – температура футеровки и этажерки при загрузке в печь, принимаем $t' = 30$ °С.

5. Расход тепла на прогрев футеровки вагонетки

Распределение температур в футеровке вагонетки к моменту выхода из зоны обжига находим по методу конечных разностей при граничных условиях первого рода.

Количество тепла, аккумулированное подом вагонетки, определяем как разность между количеством тепла ко времени выхода вагонетки из зоны обжига и ее начальным теплосодержанием:

$$Q_{\text{п.ф}} = \frac{b'}{24} \cdot \left[m_{\text{ог}} \cdot C_{\text{ог}} \cdot t_{\text{ог}} + m'_{\text{из}} \cdot \sum C_{\text{из}}^i \cdot t_{\text{из}}^i - C_{\text{ш}} \cdot t_{\text{вх}} \cdot (m_{\text{ог}} + \sum m_{\text{из}}) \right], \text{ кДж/ч},$$

где b' – количество толканий, $b' = 24$ ваг/сут;

$m_{\text{ог}}$ – масса слоя огнеупора, кг;

$m'_{\text{из}}$ – масса эквивалентного слоя изоляции, кг;

$m_{\text{из}}$ – масса изоляции, кг;

$C_{\text{ог}}, C_{\text{из}}$ – теплоемкость слоев при средней температуре, кДж/кг·°С;

$C_{\text{ш}}$ – теплоемкость футеровки (шамот) на входе в печь, кДж/кг·°С;

$t_{\text{ог}}, t_{\text{из}}^i$ – средняя температура слоя к моменту выхода вагонетки из зоны обжига, °С;

$t_{\text{вх}}$ – температура футеровки на входе в печь, °С.

В качестве материала для футеровки печных вагонеток используем шамотный и изоляционный кирпич (пеношамот). Шамотный кирпич – класса А, изоляционный ШЛБ-09.

Толщина футеровки:

Шамотный кирпич: $\delta_{\text{ш}} = (65 \cdot 2 + 3 \cdot 2) = 136 \text{ мм} = 0,136 \text{ м}$,

где 65 – толщина одного кирпича, мм,

2 – количество кирпичей,

3 – толщина шва, мм.

Изоляционный кирпич: $\delta_{\text{из}} = (65 \cdot 4 + 3 \cdot 4) = 272 \text{ мм} = 0,272 \text{ м}$.

Принимаем ориентировочно:

Средняя температура в печи $t_{\text{ср}} = 850$ °С;

Средняя температура воздуха под вагонетками $t_{\text{в}} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Температура шамотного слоя футеровки $t_{\text{ш}} = 650 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Температура изоляционного слоя футеровки $t_{\text{из}} = 350 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Объемная масса шамотного кирпича $\rho_{\text{ш}} = 1800 \text{ кг/м}^3$;

Объемная масса изоляционного кирпича $\rho_{\text{из}} = 950 \text{ кг/м}^3$.

Теплоемкость и теплопроводность шамотного и изоляционного слоев футеровки при температуре 650 и 350 $^{\circ}\text{C}$ соответственно:

$$\lambda_{\text{ш}} = 0,7 + 640 \cdot 10^{-6} \cdot t_{\text{ш}} = 0,7 + 640 \cdot 10^{-6} \cdot 650 = 1,116 \text{ Вт/м}\cdot^{\circ}\text{C};$$

$$\lambda_{\text{из}} = 0,28 + 230 \cdot 10^{-6} \cdot t_{\text{из}} = 0,28 + 230 \cdot 10^{-6} \cdot 350 = 0,36 \text{ Вт/м}\cdot^{\circ}\text{C};$$

$$C_{\text{ш}} = 0,84 + 264 \cdot 10^{-6} \cdot 650 = 1,01 \text{ кДж/кг}\cdot^{\circ}\text{C};$$

$$C_{\text{из}} = 0,84 + 264 \cdot 10^{-6} \cdot 650 = 1,01 \text{ кДж/кг}\cdot^{\circ}\text{C}.$$

Температуропроводность шамотного и изоляционного слоев:

$$\alpha_{\text{ш}} = \frac{\lambda_{\text{ш}}}{\delta_{\text{ш}} \cdot C_{\text{ш}}} = \frac{1,116}{1800 \cdot 1,01 \cdot 10^{-3}} = 0,615 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\alpha_{\text{из}} = \frac{\lambda_{\text{из}}}{\delta_{\text{из}} \cdot C_{\text{из}}} = \frac{0,36}{950 \cdot 0,93 \cdot 10^{-3}} = 0,408 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Принимаем за основной шамотный слой (расчетная величина $\Delta x = 0,136 \text{ м}$) и определяем расчетный промежуток времени по формуле

$$\Delta \tau = \frac{\Delta x^2}{7200 \cdot \alpha_{\text{ш}}} = \frac{0,136^2}{7200 \cdot 0,615 \cdot 10^{-6}} = 4,19 \approx 4 \text{ ч}.$$

Определяем расчетную толщину изоляционного слоя

$$\Delta x_{\text{п}} = \Delta x \cdot \sqrt{\frac{\alpha_{\text{из}}}{\alpha_{\text{ш}}}} = 0,136 \cdot \sqrt{\frac{0,408 \cdot 10^{-6}}{0,615 \cdot 10^{-6}}} = 0,111 \text{ м}.$$

Количество расчетных слоев

$$n_{\text{п}} = \frac{\delta_{\text{из}}}{\Delta x_{\text{п}}} = \frac{0,272}{0,111} = 2,45 \approx 3 \text{ слоя}.$$

Следовательно, суммарное количество слоев

$$n = n_{\text{ш}} + n_{\text{п}} = 1 + 3 = 4.$$

Таблица 5.7

Расчетная таблица температурного поля футеровки вагонетки
в зависимости от времени

Время, час	Температура поверхности, $t_{\text{п}}$, °С	Температура на границе слоев, °С			Температура низа вагонетки, $t_{\text{низ}}$, °С
		1–2	2–3	3–4	
0	50	50	50	50	50
4	500	50	50	50	50
8	800	275	50	50	50
12	900	425	162	50	50
16	960	530	237	106	101
20	1060	600	318	169	112
24	1200	689	385	215	119
28	1320	792	452	252	126
32	1000	886	522	289	132
36	700	761	588	327	138
40	560	644	544	363	144
44	380	552	504	344	141
48	150	442	448	323	137
52	100	299	383	295	133

Температура низа вагонеток для каждого промежутка времени

$$t_{\text{низ}} = \frac{\alpha \cdot \Delta x_{\text{п}} \cdot \frac{\lambda_{\text{ш}}}{\lambda_{\text{из}}} \cdot 100 + \lambda_{\text{ш}} \cdot t_{n-1}}{\alpha \cdot \Delta x_{\text{п}} \cdot \frac{\lambda_{\text{ш}}}{\lambda_{\text{из}}} + \lambda_{\text{ш}}},$$

где α – коэффициент теплоотдачи от низа вагонетки к воздуху,
 $\alpha = 16,2 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°С}$;

t_{n-1} – температура верхней поверхности n -го слоя футеровки (в нашем случае на границе 4 и 3 слоев):

$$t_{\text{низ}} = \frac{16,2 \cdot 0,111 \cdot 1,116/1,36 \cdot 100 + 1,116 \cdot t_{n-1}}{6,2 \cdot 0,111 \cdot 1,116/1,36 + 1,116} = 83,4 + 0,167 \cdot t_{n-1}.$$

Температура на границах слоев

$$t_{i,k+1} = \frac{t_{i+1,k} + t_{i-1,k}}{2},$$

где символ i – обозначает порядковый номер границы слоев ($i = 1, 2, 3$);
символ k – момент времени.

Составляем расчетную таблицу температур (температуру верхней поверхности футеровки t_n принимаем приближенно по температурному графику обжига изделий).

Рассчитываем массу слоев футеровки вагонетки. Толщина шамотного слоя $\delta_{ш} = 0,136$ м, толщина изоляционного слоя $\delta'_{из} = 0,272 / 3 = 0,091$ м, где 3 – количество расчетных слоев изоляции.

Объемная масса огнеупорного и изоляционного шамота: $\rho_{ш} = 1800$ кг/м³, $\rho_{из} = 950$ кг/м³. Объемы слоев:

$$V_{ш} = b \cdot l \cdot \delta_{ш} = 1,8 \cdot 2 \cdot 0,136 = 0,49 \text{ м}^3,$$

где b – ширина футеровки, м;

l – длина футеровки, м.

$$V_{из} = b \cdot l \cdot \delta'_{из} = 1,8 \cdot 2 \cdot 0,091 = 0,328 \text{ м}^3.$$

Масса отдельных слоев и суммарная масса футеровки приведены в табл. 5.8.

Таблица 5.8

Масса слоев футеровки вагонетки

Объем и масса слоя	Наименование слоя				Суммарная масса
	Шамот огнеуп.	Шамот изоляционный			
		1 слой	2 слой	3 слой	
Объем слоя, м³	0,49	0,328	0,328	0,328	880 кг огнеупорный слой
Масса слоя, кг	880	312	312	312	936 кг изоляционный

Общая масса изоляции пода вагонетки $G_{из}^B = 936$ кг.

Пользуясь таблицей 1, определяем время выхода вагонетки из зоны обжига:

$$\tau = 3,1 + 5,6 + 9,4 + 6,0 + 1,3 + 3,7 = 29,1 \text{ ч.}$$

Средние температуры на границах слоев для $\tau = 29$ ч находим методом интерполирования значений температур в промежутке времени $\tau = 28$ ч и $\tau = 32$ ч. Температуру наружной поверхности футеровки вагонетки для $\tau = 29$ ч примем равной 1320 °С.

По средним температурам на границах слоев находим температуры слоев $t_{ср.сл}$, как среднее арифметическое значение температур на границах, и вычисляем теплоемкость шамота по формуле:

$$C_{ш} = 0,84 + 264 \cdot 10^{-6} \cdot t_{ср} \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{С},$$

где $t_{ср} = 0,5 \cdot t_{ср.сл}$, °С.

Результаты расчета представлены в табл. 5.9.

Таблица 5.9

Средняя температура и теплоемкость слоев футеровки

Параметры слоя, $t_{\text{ср.сл}}$, $t_{\text{ср}}$	Номер слоя футеровки			
	1	2	3	4
Температура, °С	1070	640	365	190
Теплоемкость, кДж/кг·°С	0,981	0,925	0,888	0,865

Расчет расхода тепла на прогрев пода проводим по приведенной выше формуле:

$$\text{Масса слоя изоляции } m'_{\text{из}} = 1 / 3 \cdot m_{\text{из}} = 936 / 3 = 312 \text{ кг},$$

$$Q_{\text{п.ф}} = \frac{24}{24} \cdot [880 \cdot 0,981 \cdot 1070 + 312 \cdot (0,925 \cdot 640 + 0,888 \cdot 365 + 0,865 \cdot 190) - 0,846 \cdot 50 \cdot (880 + 3 \cdot 312)] = 122677 \text{ кДж/ч}.$$

6. Потери тепла в окружающую среду

Для расчета разбиваем печь на 3 участка: зона досушки – низкотемпературная часть зоны подогрева ($t_{\text{ср}} = 500$ °С) – 7 позиций, высокотемпературная часть зоны подогрева ($t_{\text{ср}} = 1000$ °С) – 6 позиций, зона обжига ($t_{\text{ср}} = 1320$ °С) – 11 позиций. Футеровка стен и свода представлена в табл. 5.10. Общая формула расчета, кДж/ч:

$$Q_{\text{окр}} = 3,6 \cdot q \cdot F,$$

где q – удельный тепловой поток, рассчитанный для данного участка, Вт/м²;

F – площадь ограждения, м².

Площадь рассчитываем как среднее арифметическое между внутренней и наружной поверхностью участка. В примере показан расчет удельного теплового потока через 2-й участок.

Расчет площади стен 2-го участка

$$F = 2 \cdot L_{\text{уч}} \cdot h_{\text{ср}} = 2 \cdot 12,6 \cdot 2,25 = 56,7 \text{ м}^2,$$

где $L_{\text{уч}}$ – длина участка, м, $L_{\text{уч}} = 2,1 \cdot 6 = 12,6$ м;

$h_{\text{ср}}$ – средняя высота стен, м;

$$h_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (h_{\text{внут}} + h_{\text{нар}}) = 0,5 \cdot (1,7 + 2,8) = 2,25 \text{ м}.$$

$h_{\text{внут}}$ – высота от уровня пода вагонетки до пяты свода, м;

$h_{\text{нар}}$ – высота от уровня пода до наружного перекрытия печи, м;

$$h_{\text{нар}} = h_{\text{внут}} + h_{\text{пода}} + \sum \delta_{\text{свода}} = 1,7 + 0,235 + 0,230 + 0,375 + 0,065 = 2,8 \text{ м};$$

$\delta_{\text{свода}}$ берем по чертежу печи.

Средняя температура газов в зоне 1000 °С, температура воздуха в помещении 20 °С. Стена выложена из 3-х слоев:

- 1) шамот $\rho = 1900 \text{ кг/м}^3$ (0,345 м);
- 2) шамотный легковес $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ (0,350 м);
- 3) керамический кирпич (0,26 м).

Примем ориентировочно следующее распределение температур:

$$t_{\text{ш}} = 900 \text{ °С}, t_{\text{л}} = 780 \text{ °С}, t_{\text{к}} = 360 \text{ °С}.$$

Тогда значения коэффициента теплопроводности материалов будут

$$\lambda_{\text{ш}} = 0,70 + 0,00064 \cdot 900 = 1,276 \text{ Вт/м} \cdot \text{°С};$$

$$\lambda_{\text{л}} = 0,21 + 0,00043 \cdot 780 = 0,240 \text{ Вт/м} \cdot \text{°С};$$

$$\lambda_{\text{к}} = 0,47 + 0,00051 \cdot 360 = 0,654 \text{ Вт/м} \cdot \text{°С}.$$

Тепловое сопротивление отдельных слоев:

Шамотный слой

$$R_{\text{ш}} = \frac{\delta_{\text{ш}}}{\lambda_{\text{ш}}} = \frac{0,345}{1,276} = 0,270 \text{ м}^2 \cdot \text{град/Вт}.$$

Легковес

$$R_{\text{л}} = \frac{\delta_{\text{л}}}{\lambda_{\text{л}}} = \frac{0,350}{0,24} = 1,458 \text{ м}^2 \cdot \text{град/Вт}.$$

Керамический кирпич

$$R_{\text{к}} = \frac{\delta_{\text{к}}}{\lambda_{\text{к}}} = \frac{0,26}{0,654} = 0,397 \text{ м}^2 \cdot \text{град/Вт}.$$

Для определения коэффициента теплоотдачи α_2 от поверхности стены к воздуху воспользуемся номограммой (рис. 2.2). Температуру стенки примем 50 °С, тогда $\alpha_2 = 12,1 \text{ Вт/м} \cdot \text{°С}$. Внешнее тепловое сопротивление

$$\frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{12,1} = 0,083.$$

Следовательно, потери тепла 1 м² поверхности стены будут

$$q = \frac{(t_{\text{г}} - t_{\text{воз}})}{\Sigma R_i + 0,083} = \frac{(1000 - 20)}{0,27 + 1,458 + 0,397 + 0,083} = 440 \text{ Вт/м}^2.$$

Проверим распределение температур в стенке. Температура на границе отдельных слоев будет

$$t_{\text{ш-л}} = t_{\text{г}} - q \cdot R_{\text{ш}} = 1000 - 440 \cdot 0,27 = 881 \text{ °С};$$

$$t_{\text{л-к}} = t_{\text{ш-л}} - q \cdot R_{\text{л}} = 881 - 440 \cdot 1,458 = 240 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{пов}} = t_{\text{л-к}} - q \cdot R_{\text{к}} = 240 - 440 \cdot 0,397 = 65 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Средние температуры слоев:

$$t_{\text{ш}} = \frac{t_{\text{г}} + t_{\text{ш-л}}}{2} = \frac{1000 + 881}{2} = 940 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{л}} = \frac{t_{\text{ш-л}} + t_{\text{к-л}}}{2} = \frac{881 + 240}{2} = 560 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{к}} = \frac{t_{\text{л-к}} + t_{\text{пов}}}{2} = \frac{240 + 65}{2} = 152 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Сравниваем полученные в первом приближении температуры слоев с принятыми ориентировочно:

$$\Delta t_1 = 940 - 900 = 40^{\circ}, \Delta t_2 = 780 - 560 = 220^{\circ},$$

$$\Delta t_3 = 360 - 152 = 208^{\circ}.$$

Так как разница температур в отдельных слоях превышает 50 , расчет повторяем.

Приводим результаты расчета во втором (табл. 5.11) и третьем приближении (табл. 5.12).

Таблица 5.11

Результаты расчета во втором приближении

Материал	Температура, °С	λ , Вт/м·°С	R	q , Вт/м ²	Температура, °С		
					на границе	средняя слоя	разница
Шамот	940	1,30	0,265	612,5	838	919	21
Легковес	560	0,450	0,780		361	600	40
Керамический кирпич	152	0,550	0,470		73	217	65

Таблица 5.12

Результаты расчета в третьем приближении

Материал	Температура, °С	λ , Вт/м·°С	R	q , Вт/м ²	Температура, °С		
					на границе	средняя слоя	разница
Шамот	919	1,288	0,268	633	830	915	4
Легковес	600	0,468	0,748		357	593	7
Керамический кирпич	217	0,580	0,450		72	215	2

Значение удельного теплового потока равно 633 Вт/м^2 , полученное в третьем приближении, принимаем для дальнейших расчетов.

Расчет потерь тепла через свод зоны подогрева

Свод выполнен из следующих материалов:

- 1) шамот $\rho = 1900 \text{ кг/м}^3$ (0,24 м);
- 2) шамотный легковес $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ (0,135 м);
- 3) засыпка шамот (0,375 м);
- 4) облицовка керамический кирпич (0,065 м).

Температура внутри печи – 1000°C , температура воздуха – 30°C .
Принимаем распределение температур в своде:

$$t_{\text{ш}} = 950^\circ\text{C}; t_{\text{л}} = 800^\circ\text{C}, t_{\text{зас}} = 430^\circ\text{C}, t_{\text{к}} = 100^\circ\text{C}.$$

Рассчитываем коэффициенты теплопроводности материалов:

$$\lambda_{\text{ш}} = 0,70 + 0,00064 \cdot 950 = 1,305 \text{ Вт/м}\cdot^\circ\text{C};$$

$$\lambda_{\text{л}} = 0,21 + 0,00043 \cdot 800 = 0,557 \text{ Вт/м}\cdot^\circ\text{C};$$

$$\lambda_{\text{зас}} = 0,23 + 0,00049 \cdot 430 = 0,441 \text{ Вт/м}\cdot^\circ\text{C};$$

$$\lambda_{\text{к}} = 0,47 + 0,00051 \cdot 100 = 0,521 \text{ Вт/м}\cdot^\circ\text{C}.$$

Тепловое сопротивление отдельных слоев:

Шамотный слой

$$R_{\text{ш}} = \frac{\delta_{\text{ш}}}{\lambda_{\text{ш}}} = \frac{0,24}{1,305} = 0,184.$$

Легковес

$$R_{\text{л}} = \frac{\delta_{\text{л}}}{\lambda_{\text{л}}} = \frac{0,135}{0,557} = 0,242.$$

Засыпка

$$R_{\text{зас}} = \frac{\delta_{\text{зас}}}{\lambda_{\text{зас}}} = \frac{0,375}{0,441} = 0,850.$$

Керамический кирпич

$$R_{\text{к}} = \frac{\delta_{\text{к}}}{\lambda_{\text{к}}} = \frac{0,065}{0,521} = 0,124.$$

Удельный тепловой поток

$$q = \frac{(t_{\text{г}} - t_{\text{воз}})}{\sum R_i + 0,085} = \frac{(1000 - 300)}{0,184 + 0,242 + 0,850 + 0,124 + 0,085} = 653 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура на границе отдельных слоев будет

$$t_{\text{ш-л}} = t_{\text{г}} - q \cdot R_{\text{ш}} = 1000 - 653 \cdot 0,184 = 880 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\text{л-зас}} = t_{\text{ш-л}} - q \cdot R_{\text{л}} = 880 - 653 \cdot 0,242 = 722 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\text{зас-к}} = t_{\text{л-зас}} - q \cdot R_{\text{зас}} = 722 - 653 \cdot 0,850 = 167 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\text{пов}} = t_{\text{зас-к}} - q \cdot R_{\text{к}} = 167 - 653 \cdot 0,124 = 86 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Средние температуры слоев:

$$t_{\text{ш}} = \frac{t_{\text{г}} + t_{\text{ш-л}}}{2} = \frac{1000 + 880}{2} = 940 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{л}} = \frac{t_{\text{ш-л}} + t_{\text{л-зас}}}{2} = \frac{880 + 722}{2} = 801 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{зас}} = \frac{t_{\text{л-зас}} + t_{\text{зас-к}}}{2} = \frac{722 + 167}{2} = 445 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{к}} = \frac{t_{\text{зас-к}} + t_{\text{пов}}}{2} = \frac{167 + 86}{2} = 126 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Сравниваем полученные в первом приближении температуры слоев с принятыми ориентировочно:

$$\Delta t_1 = 950 - 940 = 10 \text{ }^{\circ}, \Delta t_2 = 801 - 800 = 1 \text{ }^{\circ};$$

$$\Delta t_3 = 445 - 430 = 15 \text{ }^{\circ}, \Delta t_4 = 126 - 100 = 26 \text{ }^{\circ}.$$

Следовательно значение $q = 653 \text{ Вт/м}^2$ принимаем для дальнейших расчетов.

Рассчитаем площадь свода в зоне.

Длина зоны (позиции с 8 по 13 включительно) $6 \times 2,1 = 12,6 \text{ м}$.

Длина дуги свода при радиусе равном ширине пролета

$$B_{\text{вн}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{4} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1,85}{4} = 2,90 \text{ м}.$$

Ширина перекрытия $B_{\text{нар}}$ составляет 3,760 м:

$$B_{\text{нар}} = b_{\text{п}} + 2 \cdot b_{\text{ст}} = 1,82 + 2 \cdot (0,345 + 0,350 + 0,260) = 3,76 \text{ м},$$

где $b_{\text{п}}$ – ширина пролета, м,

$b_{\text{ст}}$ – толщина стены, м.

Площадь свода для расчета потерь тепла

$$F_{\text{св}} = L \cdot \frac{B_{\text{вн}} + B_{\text{нар}}}{2} = 12,6 \cdot \frac{2,90 + 3,76}{2} = 41,9 \text{ м}^2.$$

Тепловой поток через свод

$$Q_{\text{св}} = 3,6 \cdot q \cdot F_{\text{св}} = 3,6 \cdot 653 \cdot 41,9 = 98498 \text{ кДж/ч.}$$

Результаты расчета теплового потока через стены и свод зоны досушки и зоны обжига представлены в табл. 5.13.

Суммарные потери тепла составляют 767820 кДж/ч.

7. Потери тепла с уходящими газами

$$Q_{\text{ух.г}} = B \cdot V_{3\alpha} \cdot i_{\text{д.г}} = B \cdot 37,20 \cdot 190,3 = 7081 \cdot B \text{ кДж/ч.}$$

8. Неучтенные потери

Принимаем 20 % от прихода тепла за счет горения топлива

$$Q_{\text{нучт}} = 0,2 \cdot B \cdot Q_{\text{р}}^{\text{н}} = 0,2 \cdot 39739 \cdot B = 7947,8 \cdot B \text{ кДж/ч.}$$

Таблица 5.13

Тепловой поток в окружающую среду через ограждения зон подогрева и обжига

Участок печи	t _{ср} , °C	Материал	Тол- щина, м	λ, Вт/м·° C	q, Вт/ м ²	F	Количе- ство по- зиций	Q _{окр} , кДж/ч
1. Зона досушки стены	500	Шамот кл.Б, ρ = 1900	0,345	0,994	179	66,2	7	11841
свод		Шамот БЛ, ρ = 800	0,470	0,334				
		Керамический кирпич	0,260	0,52				
		Шамот кл.Б, ρ = 1900	0,230	1,29	292	48,9		14272
Шамот БЛ	0,120 0,447	0,62 0,42						
Засыпка ша- мот								
Керамический кирпич			0,065	0,51				
2. Зона подогрева стены	1000	Шамот кл.Б, ρ = 1900	0,345	1,288	633	56,7	6	12922 0
свод		Шамот БЛ	0,350	0,468				
		Керамический кирпич	0,26	0,580				
		Шамот кл.Б	0,240	1,305	653	41,9		98498
		Шамот БЛ	0,135	0,557				
Засыпка ша- мот	0,375	0,441						
Керамический кирпич	0,065	0,521						

Окончание табл. 5.13

Участок печи	t _{ср} , °C	Материал	Тол- щина, м	λ, Вт/м·° C	q, Вт/ м2	F	Количе- ство по- зиций	Q _{окр} , кДж/ч
3. Зона обжига стены	1320	Динас Шамот кл. Б	0,345 0,945	1,76 0,57	673	122	11	29558 2
свод		Динас Шамот БЛ Засыпка ша- мот Керамический кирпич	0,30 0,41 0,275 0,065	2,25 0,613 0,43 0,53	790	76,8		21841 9

Составляем уравнение теплового баланса зон подогрева и обжига туннельной печи.

$$Q_{гор} + Q_{маз} + Q_{воз} = Q_{м} + Q_{исп} + Q_{хим} + Q_{эт} + Q_{фут} + Q_{о.с} + Q_{ух.г} + Q_{неучт};$$

$$39739 \cdot B + 120 \cdot B + 507 \cdot B = 1922524 + 284580 + 627000 + 3049302 +$$

$$+ 1187000 + 1091219 + 7081 \cdot B + 0.2 \cdot 39739 \cdot B.$$

Таблица 5.14

Совместный тепловой баланс зон подогрева и обжига печи

Приход	Количество тепла		Расход	Количество тепла	
	кДж/ч	%		кДж/ч	%
1. Тепло горения мазута.	12 279 351	98,45	1. Нагрев материала.	1 922 524	14,78
2. Тепло подогрева мазута.	37 080	0,30	2. Испарение влаги	284 580	2,19
3. Тепло воздуха, поступающего из зоны охлаждения	156 663	1,25	3. Химические реакции.	627 000	4,82
			4. Тепло нагрева эагерки.	3 049 302	23,44
			5. Тепло прогрева футеровки вагонетки.	1 187 000	9,13
			6. Потери в окружающую среду.	767 820	8,39
			7. Потери с уходящими газами.	2 188 029	17,54
			8. Неучтенные потери.	2 455 870	19,69
			9. Невязка	9 031	0,02
Итого	12 473 094	100	Итого	12 473 094	100

В результате его решения определяем часовой расход топлива:
 $B = 309$ кг/ч.

Расход мазута на единицу массы готовой продукции:

$$b = \frac{B}{P} = \frac{309}{1250} = 0,247 \text{ кг/кг.}$$

Удельный расход тепла $Q_{\text{уд}} = \frac{b \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{P} = \frac{309 \cdot 39739}{1250} = 9823,5 \text{ кДж/кг.}$

Коэффициент полезного действия печи:

$$\text{КПД} = \frac{Q_{\text{м}} + Q_{\text{исп}} + Q_{\text{х}}}{B \cdot 39739} \cdot 100 = \frac{1922524 + 284580 + 627000}{309 \cdot 39739} \cdot 100 = 23 \text{ \%}.$$

5.5. Аэродинамический расчет

Цель расчета – подобрать дымосос для отбора дымовых газов из зоны подогрева печи. Схема отвода дымовых газов показана на рис. 5.3, где отмечены места возникновения местных сопротивлений. Подсчет местных сопротивлений производился по формуле 1.84. Так как рассматриваемый участок печи работает под разрежением, через неплотности и отверстия в стенах происходит подсос воздуха, и приняты следующие коэффициенты избытка воздуха: в рабочем канале $\alpha = 1,25$, при входе в отборные каналы $\alpha_{\text{вх}} = 2,2$, перед дымососом $\alpha_{\text{дым}} = 3,5$, при входе в дымовую трубу $\alpha_{\text{д}} = 4,0$. Принятое распределение температур показано в табл. 5.15.

Объем печных газов по сравнению с продуктами горения увеличивается на объем продуктов дегазации сырья $V_{\text{п.д}}$:

$$V_{\text{п.д}} = \frac{n + m_{\text{пр}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}},$$

где n и $m_{\text{пр}}$ – влага и потери массы при обжиге (из материального баланса процесса обжига (табл. 5.15), кг/ч.

$$V_{\text{п.д}} = \frac{99 + 109}{0,804} = 258 \text{ нм}^3/\text{ч}.$$

Таким образом, секундный объем газов при нормальных условиях подсчитывается по формуле $V_{\text{о}} = \frac{B \cdot V_{\alpha} + V_{\text{п.д}}}{3600}$.

В рабочем канале печи

$$V_{\text{о}} = \frac{309 \cdot 13,98 \cdot 258}{3600} = 1,272 \text{ нм}^3/\text{с}.$$

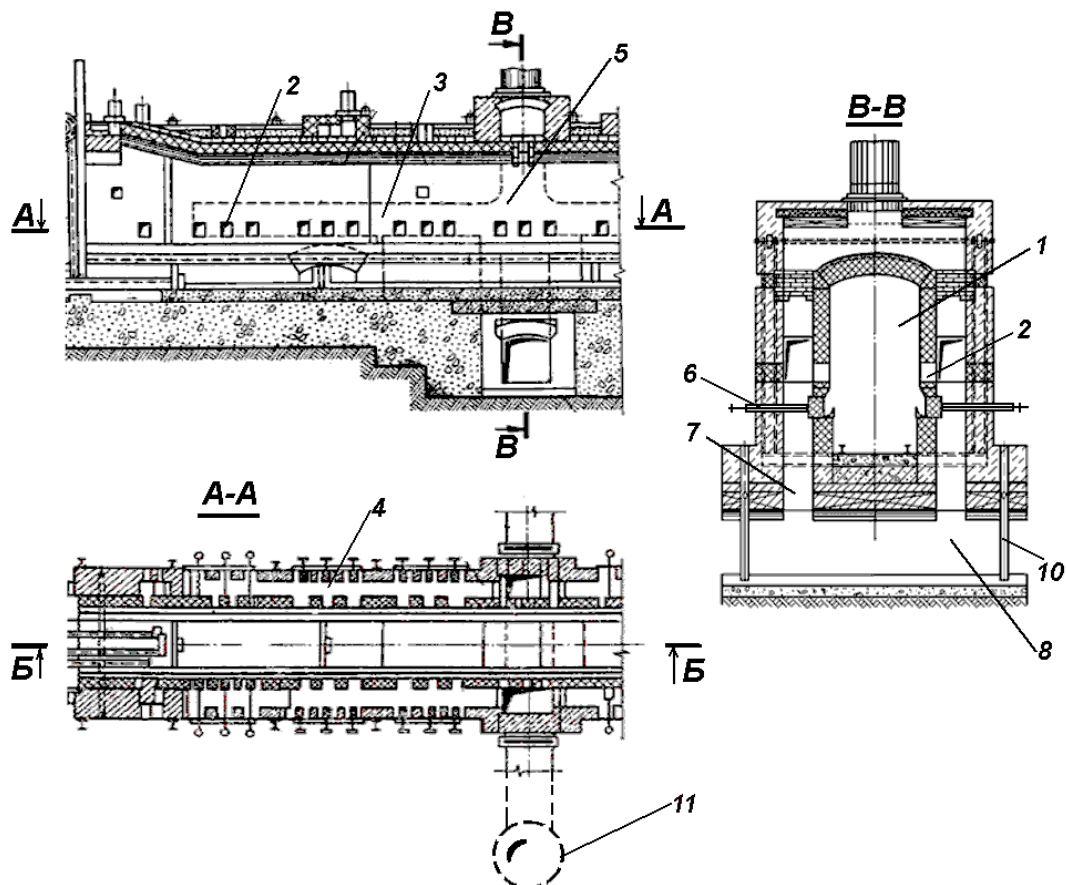


Рис. 5.3. Схема отвода газов: I – продольный разрез; II – план; III – поперечный разрез

Объем продуктов горения при изменяющемся коэффициенте избытка воздуха подсчитываем по формуле

$$V_{\alpha} = \Delta V + L_0 \cdot (\alpha - 1),$$

где ΔV – разность между объемом продуктов горения и количеством воздуха при теоретическом процессе горения, $\Delta V = V_0 - L_0 = 11,202 - 10,40 = 0,802 \text{ нм}^3/\text{кг}$ (из расчета горения топлива).

При входе в отборные каналы

$$V_0^{\text{вх}} = \frac{309 \cdot (0,802 + 10,40 \cdot 2,2) + 258}{3600} = 1,961 \text{ нм}^3/\text{с};$$

перед дымососом

$$V_0^{\text{дым}} = \frac{309 \cdot (0,802 + 10,40 \cdot 3,5) + 258}{3600} = 2,984 \text{ нм}^3/\text{с};$$

при входе в дымовую трубу

$$V_0^{\text{д}} = \frac{309 \cdot (0,802 + 10,40 \cdot 4,0) + 258}{3600} = 3,711 \text{ нм}^3/\text{с}.$$

Площади каналов берем по чертежу печи. Плотность дымовых газов $\rho_0 = 1,3 \text{ нм}^3/\text{кг}$.

Пояснения к расчетной таблице.

Для каждого вида сопротивления, сопровождающегося изменением сечения, расчет скорости производится для узкого сечения канала. Сопротивление садки изделий составляет примерно 1–2 Па/пог. м. Принимаем живое сечение садки равным $2,2 \text{ м}^2$, что составляет примерно 50 % от общего сечения печи. Коэффициент сопротивления равен $\xi = 0,4 \cdot L = 0,4 \cdot 35,7 = 14,3$; L – общая длина зоны подогрева и половина зоны обжига, м, $L = (8 + 18 : 2) \cdot 2,1 = 35,7 \text{ м}$.

Строка 2. Потери напора при входе в отборные отверстия рассчитываем по общей площади отверстий $0,24 \cdot 0,25 \cdot 30 = 1,8 \text{ м}^2$.

Таблица 5.15

Аэродинамический расчет

	t	V_0	S	W_0	$\frac{W_0^2}{2} \cdot \rho_0$	$(1 + \alpha \cdot t)$	ξ	ΔP
1. Садка	800	1,272	2,20	0,58	0,22	3,93	14,3	34,27
2. Вход в отверстия отборные	230	1,96	1,80	1,10	0,79	1,84	2,25	3,26
3. Слияние потоков в горизонтальном канале	220	1,52	0,46	3,30	7,08	1,8	1,4	17,84
4. Трение в горизонтальном канале	220	0,47	0,46	1,00	0,65	1,8	1,0	1,17
5. Слияние с поворотом в вертикальный канал	215	0,98	0,46	2,13	2,95	1,79	3,0	15,84
6. Шибер в вертикальном канале	215	0,98	0,46	2,13	2,95	1,79	4,02	21,22
7. Вход в боров (поворот на 90°)	210	0,98	0,46	2,13	2,95	1,75	1,13	5,83
8. Слияние	210	1,96	1,00	1,96	2,50	1,75	1,4	6,12
9. Сопротивление бора на трение	200	1,96	1,00	1,96	2,50	1,73	0,6	2,60
10. Шибер	200	2,99	1,00	2,99	5,81	1,73	1,54	15,48
11. Поворот к трубе	200	3,71	1,00	3,71	8,95	1,73	1,5	23,22
12. Трение в трубе	160	3,71	0,95	3,91	9,93	1,59	0,8	12,63
13. Выход в атмосферу	130	3,71	0,95	3,91	9,93	1,46	1,06	15,37
Итого								174,85

Строка 3. Потери напора при слиянии потоков в горизонтальном канале рассчитываем для последнего отборного отверстия в дальнем рукаве.

Строка 6. Считаем, что регулировочный шибер прикрыт на 50 %, тогда $\xi = 4,02$.

Строка 10. Для автоматического регулирования разряжения перед дымососом устанавливают поворотную заслонку. Считаем, что заслонка прикрыта на угол 20° . Коэффициент $\xi = 1,54$.

Строка 12. Трубу для удаления дымовых газов принимаем металлической, высотой 25 м и с внутренним диаметром 1,1 м.

Общее аэродинамическое сопротивление печи составляет 170 Па. При подборе дымососа учитываем запас давления 40 %. Подбираем дымосос по следующим параметрам:

часовой расход газов 33000 м³,

$$V'_o = 3600 \cdot 3,71 = 13356 \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$V_t = 13356 \cdot (1 + \alpha \cdot t) = 13356 \cdot (1 + \frac{200}{273}) = 32925 \text{ м}^3.$$

Создаваемое давление 250 Па: $P_{\text{вект}} = 1,4 \cdot 170 = 238 \text{ Па}$.

Подбираем Вентилятор низкого давления серии ВРН № 16 с КПД = 0,65, условное число оборотов $A = 6000$.

Число оборотов

$$n = \frac{A}{N_{\text{дв}}} = \frac{6000}{16} = 375 \text{ об/мин}.$$

Мощность двигателя

$$N_{\text{дв}} = \frac{33000 \cdot 250}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,65 \cdot 0,98} = 3,6 \text{ кВт}.$$

Установочная мощность

$$N_{\text{уст}} = 1,15 \cdot 3,6 = 4,14 \text{ кВт}.$$

5.6. Заключение

В результате выполненных расчетов для обжига фарфоровых изоляторов показана эффективность использования туннельной печи ГИПРОСТРОЙМАТЕРИАЛЫ длиной 100 м. Расход топлива (мазут) составляет 309 кг/ч, удельный расход топлива – 0,247 кг/кг, удельный расход тепла – 9824 кДж/кг, тепловой КПД 23 %.

Печь работает на принудительной тяге, создаваемой с помощью вентилятора серии ВРН №16, установочная мощность – 4,14 кВт.

6. РАСЧЕТ СТЕКЛОВАРЕННОЙ ПЕЧИ

Выполнить расчет стекловаренной регенеративной ванной печи для варки электротехнического стекла. Производительность печи 80 т/сут.

6.1. Выбор основных решений проекта

Для осуществления технологического процесса производства стеклянных изоляторов предлагается регенеративная стекловаренная печь с поперечным направлением пламени (рис. 6.1, 6.2, 6.3). Подготовка стекломассы к формованию осуществляется в выработочных каналах, имеющих глубину 0,3–0,4 м, с самостоятельным отоплением и возможностью регулирования температуры стекломассы по длине канала с помощью керамических шиберов. По пламенному пространству варочная и студочная части полностью разделены; по стекломассе разделение осуществляется с помощью протока.

Интенсификация процесса варки достигается уменьшением глубины бассейна в зоне загрузки шихты, установкой барботажа и порога в зоне осветления и гомогенизации стекломассы. Предусматривается изоляция стен бассейна и свода печи эффективными теплоизоляционными материалами.

Для получения высокого качества стекломассы, поступающей на формование, и большей длительности межремонтного периода работы печи предусмотрены следующие конструктивные узлы:

1. Двойное дно из донного бруса в зоне варки, что позволяет сохранить тепло в придонных слоях стекломассы и уменьшить потери тепла в окружающую среду. При капитальных ремонтах возможна минимальная замена дна, что уменьшает материалоемкость капиталовложения. Двойная бакоровая плитка, что положительно влияет на сохранность шамотных брусьев дна и способствует наименьшему их разъеданию.

2. Предусмотрен порог в зоне максимальных температур, он положительно влияет на осветление стекломассы, химическую и термическую однородность; это усредняет потоки стекломассы, разделяет стекломассу на два потока: варочный и выработочный и не дает непроваренной стекломассе проникать на выработку.

3. Поступление стекломассы в выработочные каналы осуществляется через проток, позволяющий быстро остудить стекломассу до желаемой температуры и препятствующий поступлению горячих потоков стекломассы в выработочную часть.

Параметры работы печи: топливо – природный газ; температура варки – 1530 °С; удельный съем – 1000 кг/м²·сут.

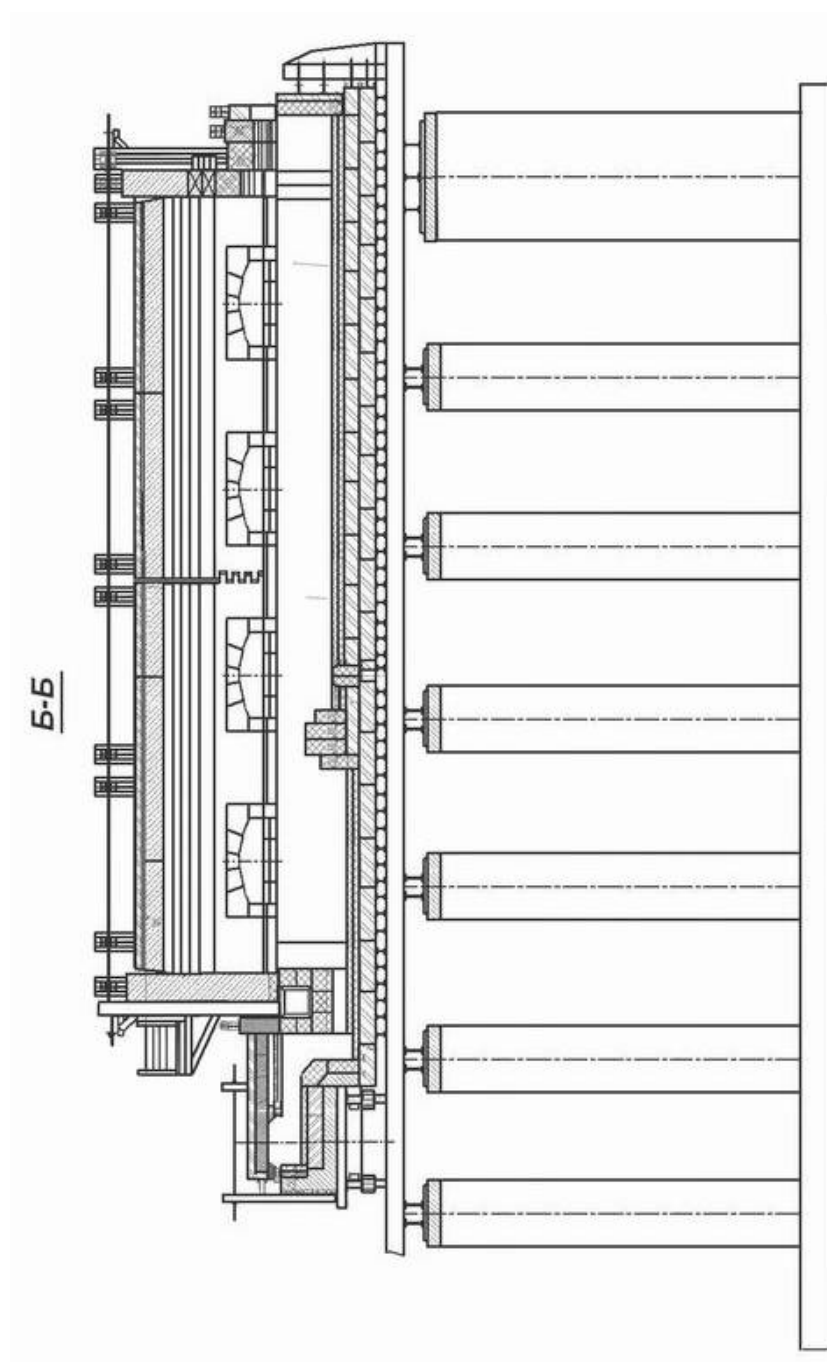


Рис. 6.1. Продольный разрез стекловаренной печи

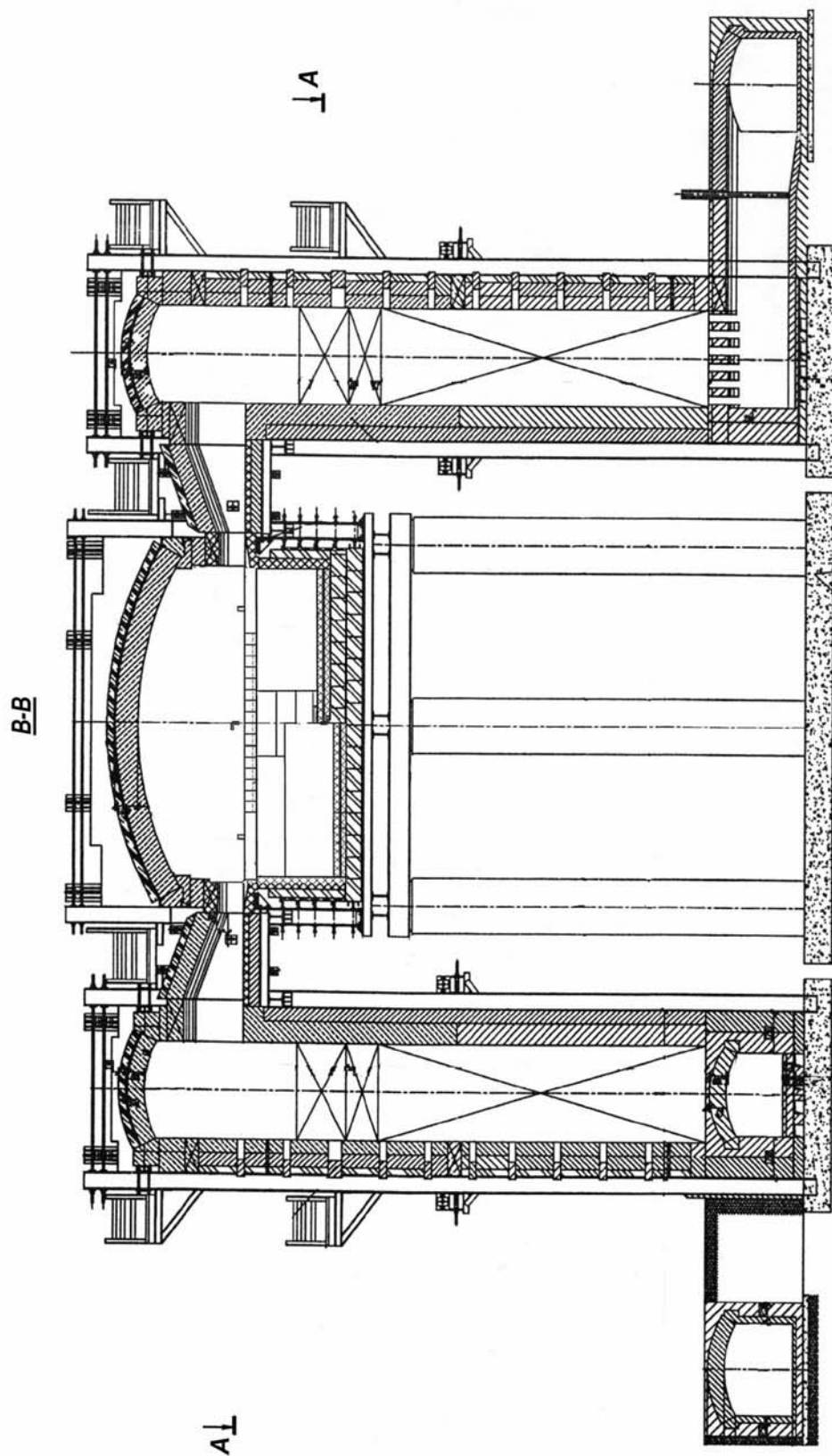


Рис. 6.3. Поперечный разрез стекловаренной печи

6.2. Определение основных размеров и описание конструкции печи

Определяем площадь варочной части бассейна:

$$F_{\text{вар}} = P/P_f = 80000/1000 = 80 \text{ м}^2$$

где P – производительность печи по стекломассе, кг/сут;

P_f – удельный съем стекломассы, кг/м²·сут, принимаем по практическим данным 1000 кг/м²·сут.

Дно бассейна выполняется из многошамотных брусьев размером 1,0×0,4×0,3 м и покрывается двумя слоями бакоровой плитки толщиной 0,1 м.

Стены бассейна собираются из бакоровых брусьев. Толщина бакоровых стен 0,25 м. Для уменьшения потерь тепла в окружающую среду предусмотрена изоляция стен бассейна легковесным шамотом и алюмохромофосфатным газобетоном.

Ширина варочной части 5,5 м (с учетом раскладки 15-ти донных брусьев по ширине дна бассейна, ширина донного бруса 0,4 м).

$$b_6 = 15 \cdot 0,4 = 6,0 \text{ м}, b_{\text{вар}} = 6,0 - 0,5 = 5,5 \text{ м}, l_{\text{вар}} = 80/5,5 = 14,55 \text{ м},$$

соотношение

$$l/b = 14,55/5,5 = 2,65.$$

В табл. 6.1 приведена общая характеристика печи. Для загрузки шихты печь оборудована выносным, полностью герметизированным карманом с установкой четырех плунжерных загрузчиков.

Таблица 6.1

Общая характеристика печи

Параметр печи	Единица измерения	Значение
Площадь - варочной части - выработочного канала	м² м²	80,0 9,34
Варочная зона: - длина × ширина - глубина	м × м м	14,55 × 5,5 от 1,4 до 1,1
Выработочный канал: - длина по продольной оси печи - ширина × глубина	м м × м	0,9 10,6 × 0,3–0,4
Габариты протока длина × ширина × высота	м × м × м	1,2 × 0,6 × 0,4
Характеристика горелок: - количество - подвод топлива - площадь влетов - угол наклона	пары м² °С	4 боковой 2,63 20

Окончание табл. 6.1

Параметр печи	Единица измерения	Значение
Тип сопла горелки для подачи топлива		ГГРК-1
Диаметр выходного сечения сопла горелки:		
• наружный диаметр,	мм	28
• внутренний диаметр	мм	12
Регенератор:		
Количество ходов по воздуху (отходящим газам)		4
Тип насадок		Лихте
Размер ячеек насадок	м	$0,17 \times 0,17$
Общий объем насадок	м ³	81
Размеры загрузочного кармана:		
• длина по продольной оси печи	м	1,55
• ширина x глубина	м × м	$4,5 \times 1,1$
Количество загрузчиков	шт	4
Переливной порог	трапецеидальный	
Высота свода печи над стекломассой (по оси печи)	м	2,185
Система обдува ограждений печи	обдуваются стены бассейна	

Широкий загрузочный карман позволяет активизировать процесс варки, т. к. шихта распределяется на большой площади бассейна печи и тем самым уменьшается ее слой, а значит быстрее происходит прогрев как сверху, так и от расплавленной стекломассы снизу, увеличивается скорость силикато- и стеклообразования, ускоряется процесс варки, обеспечивается качественный провар стекломассы.

Установка бакоровых аркок над загрузочным карманом обеспечивает сохранность торцевой стены, наименьшее ее разъедание шихтными материалами. Выносная арка из многошамота герметично закрывает карман, что устраняет пыление шихты и потери тепла в окружающую среду за счет излучения.

Для интенсификации процесса стекловарения печь оборудуется системой бурления стекломассы, что увеличивает производительность, положительно влияет на химическую и термическую однородность стекломассы. Предусмотрено сужение части варочного бассейна к потоку, что позволяет избежать застойных зон в бассейне перед протоком, положительно влияет на химическую и термическую однородность стекломассы, поступающей в студочную часть.

Пламенное пространство печи – подвесное. Оно на 300 мм шире бассейна. Стены пламенного пространства в зоне засыпки шихты выполняются двухслойными: бакор 33–250 мм и динас – 250 мм. Замена динаса на бакор способствует увеличению срока службы печи. Стены пламенного пространства за переливным порогом выполняются традиционно из динаса толщиной 500 мм.

Подвесной свод печи выполняется из динаса толщиной 400 мм, изолируется слоем песка толщиной 30 мм и динасовым легковесом толщиной 130 мм.

Предусматривается уменьшение глубины бассейна в зоне варки на 300 мм путем укладки второго шамотного бруса.

Ввод топлива осуществляется традиционно в «щечки» горелок через горелочные камни. Это обеспечивает эффективное смешение топлива с воздухом и полное его сгорание.

Размеры выработочного канала принимаются конструктивно из условия размещения двух питателей.

Канальная система выработки обеспечивает качественную подготовку стекломассы для равномерной подачи ее в питатели. При этом имеется возможность задавать, регулировать и контролировать температуру. Выработочный канал разделяется по пламенному пространству керамическими шиберами, что позволяет задавать температуру для разного вида стеклоизделий, требующих различную температуру формования. На стене канала напротив выхода стекломассы из протока предполагается размещение горелки с целью корректирования температуры стекломассы, поступающей на формование.

6.3. Теплотехнический расчет

6.3.1. Расчет горения топлива

В качестве топлива применяется природный газ ГОСТ 5542–87 Северного месторождения. Состав газообразного топлива приведен в табл. 7.2.

Таблица 6.2

Состав газообразного топлива Северного месторождения

Состав сухого газа, % об.						Теплотворная способность, кДж/нм ³
CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	N ₂	CO ₂	
98,06	0,45	0,27	0,13	1,06	0,02	35900

Исходные данные состава воздуха:

N₂ = 79 %, O₂ = 21 %, влагосодержание $d = 10$ г/кг *сухого воздуха*.

1. Пересчет состава топлива на рабочий

$$C_x H_y^p = \frac{C_x H_y \cdot (100 - W^p)}{100}, \%$$

где W^p – содержание влаги в топливе, %.

Влажность природного газа 1,06 %.

$$\text{CH}_4^{\text{p}} = \frac{\text{CH}_4 \cdot (100 - W^{\text{p}})}{100} = \frac{98,06 \cdot (100 - 1,06)}{100} = 97,02 \%,$$

$$\text{C}_2\text{H}_6^{\text{p}} = \frac{\text{C}_2\text{H}_6 \cdot (100 - W^{\text{p}})}{100} = \frac{0,45 \cdot (100 - 1,06)}{100} = 0,45 \%,$$

$$\text{C}_3\text{H}_8^{\text{p}} = \frac{\text{C}_3\text{H}_8 \cdot (100 - W^{\text{p}})}{100} = \frac{0,27 \cdot (100 - 1,06)}{100} = 0,27 \%,$$

$$\text{C}_4\text{H}_{10}^{\text{p}} = \frac{\text{C}_4\text{H}_{10} \cdot (100 - W^{\text{p}})}{100} = \frac{0,13 \cdot (100 - 1,06)}{100} = 0,13 \%,$$

$$\text{N}_2^{\text{p}} = \frac{\text{N}_2 \cdot (100 - W^{\text{p}})}{100} = \frac{1,06 \cdot (100 - 1,06)}{100} = 1,05 \%,$$

$$\text{CO}_2^{\text{p}} = \frac{\text{CO}_2 \cdot (100 - W^{\text{p}})}{100} = \frac{0,02 \cdot (100 - 1,06)}{100} = 0,02 \%.$$

Сумма всех компонентов рабочего топлива с влагой составляет 100 %.

$$\begin{aligned} & \Sigma(\text{CH}_4^{\text{p}} + \text{C}_2\text{H}_6^{\text{p}} + \text{C}_3\text{H}_8^{\text{p}} + \text{C}_4\text{H}_{10}^{\text{p}} + \text{N}_2^{\text{p}} + \text{CO}_2^{\text{p}} + \text{H}_2\text{O}^{\text{p}}) = \\ & = (97,02 + 0,45 + 0,27 + 0,13 + 1,05 + 0,02 + 1,06) = 100 \%. \end{aligned}$$

2. Уточнение теплотворной способности топлива

Для расчета теплотворной способности топлива используются тепловые эффекты реакций окисления компонентов.

$$Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 358,2\text{CH}_4 + 637,5\text{C}_2\text{H}_6 + 912,5\text{C}_3\text{H}_8 + 1186,5\text{C}_4\text{H}_{10},$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{н}}^{\text{p}} &= 358,2 \cdot 97,02 + 637,5 \cdot 0,45 + 912,5 \cdot 0,27 + \\ &+ 1186,5 \cdot 0,13 = 35440,07 \text{ кДж/нм}^3. \end{aligned}$$

3. Определение теоретического расхода воздуха

Теоретический объем воздуха, необходимый для полного окисления всех горючих компонентов 1 м³ топлива, рассчитывается по уравнениям реакций горения.

Для газа:

$$L_0 = 4,76 \cdot 0,01 \cdot (2\text{CH}_4 + 3,5\text{C}_2\text{H}_6 + 5\text{C}_3\text{H}_8 + 6,5\text{C}_4\text{H}_{10} + 8\text{C}_5\text{H}_{12}),$$

где 4,76 – коэффициент, учитывающий количество объемов воздуха необходимое, чтобы ввести один объем кислорода.

$$\begin{aligned} L_0 &= 4,76 \cdot 0,01 \cdot (2 \cdot 97,02 + 3,5 \cdot 0,45 + 5 \cdot 0,27 + 6,5 \cdot 0,13 + 8 \cdot 0) = \\ &= 9,4162 \text{ нм}^3/\text{нм}^3. \end{aligned}$$

4. Определение действительного расхода воздуха

Расчет действительного расхода воздуха производим, принимая коэффициент избытка воздуха равным $\alpha = 1,2$. Действительное количество воздуха:

$$L_{\alpha} = \alpha \cdot L_0, \quad L_{\alpha} = 1,2 \cdot 9,4162 = 11,30 \text{ нм}^3/\text{нм}^3.$$

5. Объем и состав продуктов горения

Общий объем продуктов горения складывается из объемов продуктов окисления горючих составляющих топлива, объема азота, поступающего из топлива и воздуха, и объема кислорода, не участвующего в окислении топлива (поступающего из избыточного воздуха).

$$V_{\alpha} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2}.$$

Для газообразного топлива:

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01 \cdot (\text{CO}_2 + \text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_6 + 3\text{C}_3\text{H}_8 + 4\text{C}_4\text{H}_{10} + 5\text{C}_5\text{H}_{12}), \text{ нм}^3/\text{нм}^3;$$

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01 \cdot (0,02 + 97,02 + 2 \cdot 0,45 + 3 \cdot 0,27 + 4 \cdot 0,13 + 5 \cdot 0) = 0,993 \text{ нм}^3/\text{нм}^3;$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 \cdot (2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_6 + 4\text{C}_3\text{H}_8 + 5\text{C}_4\text{H}_{10} + 6\text{C}_5\text{H}_{12} + \\ + W + 0,16 \cdot d \cdot L_{\alpha}), \text{ нм}^3/\text{нм}^3,$$

где d – влагосодержание воздуха.

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 \cdot (2 \cdot 97,02 + 3 \cdot 0,45 + 4 \cdot 0,27 + 5 \cdot 0,13 + 1,06 + \\ + 0,16 \cdot 10 \cdot 11,30) = 2,20 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$$

$$V_{\text{N}_2} = 0,79L_{\alpha} + 0,01N_2,$$

$$V_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot 11,30 + 0,01 \cdot 1,05 = 8,94 \text{ нм}^3/\text{нм}^3.$$

$$V_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0, \text{ нм}^3/\text{нм}^3,$$

$$V_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (1,2 - 1) \cdot 9,4162 = 0,40 \text{ нм}^3/\text{нм}^3.$$

Общее количество продуктов горения при $\alpha = 1,2$:

$$V_{\alpha} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2} = 0,993 + 2,20 + 8,94 + 0,40 = 12,533 \text{ нм}^3/\text{нм}^3.$$

Процентный состав продуктов горения

$$\text{CO}_2 = \frac{0,933}{12,533} \cdot 100 = 7,5 \%; \quad \text{H}_2\text{O} = \frac{2,20}{12,533} \cdot 100 = 17,7 \%;$$

$$\text{N}_2 = \frac{8,94}{12,533} \cdot 100 = 71,6 \%; \quad \text{O}_2 = \frac{0,40}{12,533} \cdot 100 = 3,2 \%.$$

6. Уточнение температуры горения

Теплосодержание продуктов горения:

$$i_{об} = \frac{Q_p + C_B \cdot t_B \cdot L_\alpha}{V_\alpha},$$

где $C_B \cdot t_B \cdot L_\alpha$ – физическое тепло воздуха, кДж/нм³.

$$i_{об} = \frac{35440,07 + 1100 \cdot 1,4219 \cdot 11,30}{12,533} = 4238,96 \text{ кДж/нм}^3.$$

По рассчитанному теплосодержанию определим с помощью i – t -диаграммы, принимая пирометрический коэффициент горения $\eta = 0,6$, действительную температуру горения.

$$i_{дейст} = \eta \cdot i_{общ} = 0,6 \cdot 4238,96 = 2543,38 \text{ кДж/нм}^3.$$

Действительная температура горения составила 1550 °С.

7. Материальный баланс процесса горения

Массу газов находим умножением объема компонента на его плотность.

Таблица 6.3

Материальный баланс процесса горения

Приход	кг	Расход	кг
CH ₄ = 92,07 · 0,717	66,01		
C ₂ H ₆ = 0,45 · 1,356	0,61		
C ₃ H ₈ = 0,27 · 2,020	0,55	CO ₂ = 100 · 1,977 · 0,993	196,32
C ₄ H ₁₀ = 0,13 · 2,840	0,37	H ₂ O = 100 · 0,804 · 2,20	176,88
CO ₂ = 0,02 · 1,977	0,04	N ₂ = 100 · 1,251 · 8,94	1118,39
N ₂ = 1,05 · 1,251	1,31	O = 100 · 1,429 · 0,40	57,16
H ₂ O = 1,06 · 0,804	0,85		
Воздух: O ₂ = 21 · 11,30 · 1,429	339,10	Невязка	–8,60
N ₂ = 79 · 11,30 · 1,251	1116,77		
H ₂ O = 11,30 · 0,16 · 10 · 0,804	14,53		
	1540,15		1540,15

$$\text{Невязка баланса } \Delta = \frac{8,60 \cdot 100}{1540,15} = 0,56 \text{ \%}.$$

6.3.2. Тепловой баланс варочной части

Приход

1. Химическая теплота сгорания природного газа

$$Q_{\text{гор}} = B \cdot Q_p^H = 35440,07 \cdot B \text{ кВт.}$$

2. Физическая теплота воздуха, идущего на горение

$$Q_{\text{возд}} = L_{\alpha} \cdot C_{\epsilon} \cdot t_{\epsilon} \cdot B = 11,30 \cdot 1,4219 \cdot 1100 \cdot B = 17674,22 \cdot B \text{ кВт.}$$

Общий тепловой поток будет равен:

$$Q_{\text{пр}} = Q_{\text{гор}} + Q_{\text{возд}} = 35440,07 \cdot B + 17674,22 \cdot B = 53114,29 \cdot B \text{ кВт.}$$

Расход

1. На процессы стеклообразования

$$Q_{\text{вар}} = P_c \cdot q_{\text{вар}} = 0,9259 \cdot 2930 = 2712,89 \text{ кВт,}$$

$$P_c = \frac{P_{\text{сут}} \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} = \frac{80 \cdot 1000}{24 \cdot 3600} = 0,9259 \text{ кг/с,}$$

$q_{\text{вар}}$ – теоретический расход тепла на варку стекла, принимаем $q_{\text{вар}} = 2930 \text{ кДж/кг}$ стекломассы.

2. Тепловой поток, теряемый с отходящими газами

$$Q_{\text{д.г}} = V_{\alpha} \cdot B \cdot C_{\text{д.г}} \cdot t_{\text{д.г}} = 12,508 \cdot B \cdot 1,6 \cdot 1530 = 30619,6 \cdot B \text{ кВт,}$$

где $t_{\text{д.г}}$ – температура отходящих газов, принимаем равной температуре варки 1530°C ,

$C_{\text{д.г}}$ – теплоемкость дымовых газов, кДж/нм^3 , по составу продуктов горения при температуре 1530°C :

$$C_{\text{д.г}} = r_{\text{CO}_2} \cdot c_{\text{CO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{N}_2} + r_{\text{O}_2} \cdot c_{\text{O}_2} = \frac{0,993}{12,533} \cdot 2,3415 + \\ + \frac{2,20}{12,533} \cdot 1,8598 + \frac{8,94}{12,533} \cdot 1,4467 + \frac{0,40}{12,533} \cdot 1,5320 = 1,6 \text{ кДж/нм}^3,$$

где r_i – объемная доля газа в смеси, $r_{\text{CO}_2} = \frac{\text{CO}_2}{V_{\alpha}}$ и т. д.

3. Тепловой поток, теряемый излучением

В виде лучистого потока тепло из варочной части теряется через отверстия в стенах печи: загрузочный карман, влеты горелок, смотровые окна и отверстия.

$$Q_{\text{изл}} = \frac{5,67 \cdot \varphi \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{1000} \cdot F.$$

3.1. Излучение во влеты горелок

$$Q_{\text{изл } 1} = \frac{5,67 \cdot 0,66 \cdot \left[\left(\frac{1803}{100} \right)^4 - \left(\frac{1630}{100} \right)^4 \right]}{1000} \cdot 1,96 = 257,3 \text{ кВт},$$

где $F_{\text{вл}} = 1,96 \text{ м}^2$ – суммарная площадь сечения влетов горелок (2,5 % от площади варочного бассейна),

$T_{\text{г}} = 1530 + 273 = 1803^\circ\text{С}$ – температура газовой среды варочной части печи, $^\circ\text{С}$;

$T_{\text{кл}} = t_{\text{кл}} + 273$ – средняя температура задней стенки горелок, $^\circ\text{С}$,

$$t_{\text{кл}} = \frac{2,5 \cdot (t_{\text{д.г}} - 50) + (t_{\text{в}} - 50)}{3,5},$$

где $t_{\text{д.г}}$ – температура дымовых газов, поступающих во влеты горелок, $^\circ\text{С}$,

$t_{\text{в}}$ – температура нагрева воздуха, идущего на горение, $^\circ\text{С}$.

$$T_{\text{кл}} = \frac{2,5 \cdot (1530 - 50) + (1100 - 50)}{3,5} + 273 = 1630 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Высота влетов $D = 0,4 \text{ м}$, форма отверстия – вытянутый прямоугольник, $D/F = 0,7$, тогда $\varphi = 0,66$.

3.2. Потери тепла через загрузочный карман

Излучение через загрузочный карман происходит в щель между аркой загрузочного кармана и верхним обрезом бассейна.

Арка выполнена из бакора и многошамота, общая толщина арки $S = 1540 \text{ мм}$. Высота щели $D = 0,2 \text{ м}$, длина щели $L = 4,5 \text{ м}$.

$$\frac{D}{S} = \frac{0,2}{1,54} = 0,13, \text{ тогда } \varphi = 0,18.$$

Рассчитываем площадь излучения $F_{\text{изл}} = 0,2 \cdot 4,5 = 0,9 \text{ м}^2$.

Температура в зоне засыпки шихты $T_1 = (1450 + 273) = 1743$ °С, температура окружающей среды $T_2 = 293$ °С.

$$Q_{\text{изл } 2} = \frac{5,67 \cdot 0,18 \cdot \left[\left(\frac{1743}{100} \right)^4 - \left(\frac{293}{100} \right)^4 \right]}{1000} \cdot 0,9 = 84,71 \text{ кВт}.$$

3.3. Потери тепла излучением через смотровые окна и отверстия

$$Q_{\text{изл } 3} = \frac{5,67 \cdot \varphi \cdot \left[\left(\frac{T_{\text{г}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{окр}}}{100} \right)^4 \right]}{1000} \cdot F_{\text{отв}} \cdot \frac{z}{24},$$

где $F_{\text{отв}}$ – суммарная площадь сечения отверстий, м^2 , $F_{\text{отв}} = 0,045 \text{ м}^2$;
 Z – продолжительность открытия отверстия (применяется при расчете потерь теплоты излучением через смотровые окна и отверстия для отбора проб), ч, принимаем $Z = 24$ ч,
 $T_{\text{г}}$ – температура газовой среды варочного бассейна, $T_{\text{г}} = 1803$ °С;
 $T_{\text{окр}}$ – температура окружающей среды, °С, $T_{\text{окр}} = t_{\text{н.в}} + 273 = 313$ °С,
 $t_{\text{н}} = 40$ °С – температура наружного воздуха.

Высота влетов $D = 0,4$ м, форма отверстий – вытянутый прямоугольник, $D/F = 0,7$, тогда по диаграмме (рис. 1.5) принимаем $\varphi = 0,6$.

$$Q_{\text{изл}} = \frac{5,67 \cdot 0,6 \cdot \left[\left(\frac{1803}{100} \right)^4 - \left(\frac{313}{100} \right)^4 \right]}{1000} \cdot 0,045 \cdot 0,16 = 2,59 \text{ кВт}.$$

Суммарные потери тепла излучением составят:

$$Q_{\text{изл}} = Q_{\text{изл } 1} + Q_{\text{изл } 2} + Q_{\text{изл } 3} = 257,3 + 84,71 + 2,59 = 344,6 \text{ кВт}.$$

4. Потери тепла с выбивающимися газами через смотровые окна и отверстия

$$Q_{\text{выб.г}} = V_{\text{выб.г}} \cdot c_{\text{д.г}} \cdot t_{\text{д.г}},$$

где $V_{\text{выб.г}}$ – количество газов, выходящих из отверстия, $\text{нм}^3/\text{с}$.

$$V_{\text{выб.г}} = 2,74 \cdot F \cdot \frac{z}{24} \cdot \sqrt{\frac{H \cdot (\rho_{\text{воз}} - \rho_{\text{газ}})}{\rho_{\text{газ}}}},$$

где F – суммарная площадь сечения отверстий, м^2 , $F = 0,045 \text{ м}^2$,
 z – продолжительность открытия отверстия, $z = 4$ ч,

H – высота от уровня нулевого давления в печи до середины отверстия, $H = 0,31$ м,

$\rho_{\text{воз}}$ – плотность воздуха при 40°C ,

$$\rho_{\text{воз}} = \frac{\rho_{\text{воз}}^0}{1 + t_{\text{воз}}/273} = \frac{1,293}{1 + 40/273} = 1,128 \text{ кг/м}^3,$$

$\rho_{\text{газ}}$ – плотность дымовых газов при 1530°C ,

$$\rho_{\text{газ}} = \frac{1,31}{1 + 1530/273} = 0,198 \text{ кг/м}^3.$$

$$V_{\text{выб.г}} = 2,74 \cdot 0,045 \cdot \frac{4}{24} \cdot \sqrt{\frac{0,31 \cdot (1,128 - 0,198)}{0,198}} = 0,0238 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Подставляя полученные значения, получим величину потерь тепла с выбивающимися газами:

$$Q_{\text{выб.г}} = 0,0238 \cdot 3583,04 = 85,28 \text{ кВт}.$$

5. Потери теплоты от кладки в окружающую среду

Дно бассейна выполнено из следующих материалов:

- бакор ВК-33, толщина слоя $\delta = 0,2$ м, $\lambda_{\text{б}} = 2,1 + 0,00215 \cdot t$,
- шамот ШС-33, толщина слоя $\delta = 0,6$ м, $\lambda_{\text{ш}} = 0,7 + 0,00064 \cdot t$.

$$t_{\text{вн}} = 1200^\circ\text{C}, t_{\text{нар}} = 250^\circ\text{C}, t_{\text{окр}} = 50^\circ\text{C}.$$

Задаемся средними температурами слоев:

$$t_{\text{б}} = 0,8 \cdot t_{\text{вн}} = 0,8 \cdot 1200 = 960^\circ\text{C}, t_{\text{ш}} = \frac{t_{\text{б}} + t_{\text{нар}}}{2} = \frac{960 + 250}{2} = 605^\circ\text{C}.$$

Для слоя материала рассчитываем значения коэффициентов теплопроводности материалов при принятых температурах:

$$\lambda_{\text{б}} = 2,1 + 0,00215 \cdot 960 = 4,164 \text{ Вт/м} \cdot \text{град},$$

$$\lambda_{\text{ш}} = 0,7 + 0,00064 \cdot 605 = 1,087 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}.$$

Определяем термические сопротивления каждого слоя:

$$R_{\text{б}} = \frac{\delta_{\text{б}}}{\lambda_{\text{б}}} = \frac{0,2}{4,164} = 0,048 \text{ м}^2 \cdot \text{град/Вт},$$

$$R_{\text{ш}} = \frac{\delta_{\text{ш}}}{\lambda_{\text{ш}}} = \frac{0,6}{1,087} = 0,552 \text{ м}^2 \cdot \text{град/Вт}.$$

Коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\Sigma R} = \frac{1}{0,048 + 0,552} = 1,67 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Величина удельного теплового потока:

$$g = K \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}) = 1,67 \cdot (1200 - 250) = 1586,5 \text{ Вт/м}^2.$$

Граничные температуры слоев:

$$t_1^{\text{гп}} = t - q \cdot R = 1200 - 1586,5 \cdot 0,048 = 1124 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{\text{нар}} = 1124 - 1586,5 \cdot 0,552 = 248 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Средние температуры слоев:

$$t_1^{\text{ср}} = \frac{1200 + 1124}{2} = 1162 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_2^{\text{ср}} = \frac{1124 + 248}{2} = 686 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Подсчитываем разницу между принятой ориентировочно и найденной в первом приближении средней температурой для каждого слоя:

$$\Delta t_1 = 1162 - 960 = 202 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_2 = 686 - 605 = 81 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Так как разница по абсолютной величине превышает 50° , то расчет повторяем при полученных в первом приближении значениях средних температур слоев.

Второе приближение:

$$t_6 = 1162 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{\text{ш}} = 686 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$\lambda_6 = 2,1 + 0,00215 \cdot 1162 = 4,6 \text{ Вт/м} \cdot \text{град},$$

$$\lambda_{\text{ш}} = 0,7 + 0,00064 \cdot 686 = 1,14 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}.$$

$$R_6 = \frac{0,2}{4,6} = 0,043 \text{ м}^2 \cdot \text{град/Вт},$$

$$R_{\text{ш}} = \frac{0,6}{1,14} = 0,526 \text{ м}^2 \cdot \text{град/Вт}.$$

$$K = \frac{1}{0,043 + 0,526} = 1,76 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{град}.$$

$$g = 1,76 \cdot (1200 - 250) = 1672 \text{ Вт/м}^2.$$

$$t_1^{\text{гп}} = 1200 - 1672 \cdot 0,043 = 1128 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{\text{нар}} = 1128 - 1672 \cdot 0,526 = 249 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$t_1^{\text{cp}} = \frac{1200 + 1128}{2} = 1164 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$t_2^{\text{cp}} = \frac{1128 + 249}{2} = 689 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$\Delta t_1 = 1164 - 1162 = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}, \Delta t_2 = 689 - 686 = 3 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Таким образом, удельный тепловой поток равен $g = 1672 \text{ Вт/м}^2$. Аналогично рассчитываем величину удельного теплового потока через все элементы кладки: дно после порога, стены бассейна, стены пламенного пространства, свод печи. Результаты расчетов представлены в таблице 6.4.

Рассчитываем площади ограждений как среднее арифметическое между внутренней и наружной поверхностью:

$$F = \frac{F_{\text{вн}} + F_{\text{нар}}}{2}.$$

Примем обозначения для бассейна, пламенного пространства и свода:

b_6 – ширина бассейна, 5,5 м;

l_{61} – длина бассейна до порога, 8,6 м;

l_{62} – длина бассейна после порога, 4,3 м;

$b_{\text{п.п}}$ – ширина пламенного пространства, 5,8 м;

$l_{\text{п.п}}$ – длина пламенного пространства, 14,65 м;

σ_6 – толщина стены бассейна с изоляцией, 0,45 м;

$\sigma_{\text{п.п}}$ – толщина стены пламенного пространства с изоляцией, 0,5 м;

$\sigma_{\text{св}}$ – толщина свода, 0,56 м;

$b_{3.к}$ – ширина загрузочного кармана, 4,5 м;

$l_{3.к}$ – длина загрузочного кармана, 1,55 м;

h_1 – высота брусьев бассейна до переливного порога, 1,1 м;

h_2 – высота брусьев бассейна после переливного порога, 1,4 м;

$f_{\text{св}}$ – высота подъема свода, 0,6 м;

$f_{3.к}$ – высота арки загрузочного кармана, 0,4 м;

α – центральный угол, при $f = 1/8$ пролета $\alpha = 56^{\circ}$;

$h_{\text{п.п}}$ – высота пламенного пространства, 2,2 м.

Площадь бассейна состоит из площади до порога и площади после порога.

Площадь дна бассейна до порога состоит из площади варочной части до порога и загрузочного кармана:

$$F_{\text{дна } 1} = F_{\text{вар}} + F_{3.к.},$$

$$F_{\text{дна } 1} = \left(l_{61} + \frac{\sigma_6}{2} \right) \cdot (b_6 + \sigma_6) + (b_{3.к.} + \sigma_{3.к.}) \cdot \left(l_{3.к.} + \frac{\sigma_6}{2} \right),$$

$$F_{\text{дна } 1} = \left(8,6 + \frac{0,45}{2} \right) \cdot (5,5 + 0,45) + (4,5 + 0,45) \cdot \left(1,55 + \frac{0,45}{2} \right) = 61,3 \text{ м}^2.$$

Площадь бассейна после порога:

$$F_{\text{дна } 2} = \left(l_{62} + \frac{\sigma_6}{2} \right) \cdot (b_6 + \sigma_6),$$

$$F_{\text{дна } 2} = \left(4,3 + \frac{0,45}{2} \right) \cdot (5,5 + 0,45) = 26,92 \text{ м}^2.$$

Площадь стен бассейна:

$$F_{\text{ст. бас}} = h_2 \cdot \left[2 \cdot \left(l_{61} + l_{62} + l_{3.к.} + \frac{\sigma_6}{2} \right) + (b_6 + \sigma_6) \right],$$

$$F_{\text{ст. бас}} = 1,4 \cdot \left[2 \cdot \left(8,6 + 4,3 + 1,55 + \frac{0,45}{2} \right) + (5,5 + 0,45) \right] = 57,75 \text{ м}^2.$$

Площадь стен пламенного пространства:

$$F_{\text{ст. п. п}} = 2F_{\text{прод}} + F_{\text{тор}} - F_{\text{гор}}.$$

Площадь продольных стен:

$$F_{\text{прод}} = \left(l_{\text{п.п}} + \frac{\sigma_{\text{п.п}}}{2} \right) \cdot h_2 = \left(14,65 + \frac{0,5}{2} \right) \cdot 1,4 = 20,86 \text{ м}^2.$$

Площадь торцевой стены:

$$\begin{aligned} F_{\text{торц}} &= \frac{2}{3} \cdot b_{\text{п.п}} \cdot f_{\text{св}} + b_{\text{п.п}} \cdot h_{\text{п.п}} - \frac{2}{3} \cdot b_{3.к.} \cdot f_{3.к.} = \\ &= \frac{2}{3} \cdot 5,8 \cdot 0,6 + 5,8 \cdot 2,2 - \frac{2}{3} \cdot 4,5 \cdot 0,4 = 13,89 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Подставляя полученные значения, получим:

$$F_{\text{ст. п. п}} = 2 \cdot 20,86 + 13,89 - (0,5 \cdot 0,35) \cdot 8 = 54,21 \text{ м}^2.$$

Площадь свода:

$$F_{\text{св}} = \left(l_{n.n} + \frac{\sigma_{n.n}}{2} \right) \cdot \frac{\pi \cdot r \cdot \alpha}{180},$$

где r – радиус свода, м, который определяется по следующей формуле:

$$r = \frac{b_{\text{п.п}} + \frac{\sigma_{\text{св}}}{2}}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{5,8 + \frac{0,56}{2}}{2 \cdot \sin \frac{56}{2}} = 6,5 \text{ м.}$$

Тогда

$$F_{\text{св}} = \left(14,65 + \frac{0,5}{2} \right) \cdot \frac{3,14 \cdot 6,5 \cdot 56}{180} = 93,87 \text{ м}^2.$$

Расчет площади ограждения без изоляции:

1. Площадь дна до порога

$$F_{\text{дна1}} = 8,6 \cdot 5,5 + 4,5 \cdot 1,55 = 54,28 \text{ м}^2.$$

2. Площадь дна после порога

$$F_{\text{дна2}} = 4,3 \cdot 5,5 = 23,65 \text{ м}^2.$$

3. Площадь стен бассейна

$$F_{\text{стен}} = 1,4 \cdot [2 \cdot (12,9 + 1,55 + 5,5)] = 55,86 \text{ м}^2.$$

4. Площадь стен пламенного пространства

$$F_{\text{прод}} = 14,65 \cdot 1,4 = 20,51 \text{ м}^2,$$

$$F_{\text{торц}} = \frac{2}{3} \cdot 5,8 \cdot 0,6 + 5,8 \cdot 2,2 - \frac{2}{3} \cdot 4,5 \cdot 0,4 = 13,89 \text{ м}^2,$$

$$F_{\text{ст.п.п}} = 2 \cdot 20,51 + 13,89 - (0,5 \cdot 0,35) \cdot 8 = 53,51 \text{ м}^2.$$

5. Площадь свода

$$r = \frac{5,8}{2 \cdot \sin \frac{56}{2}} = 6,2 \text{ м}, \quad F_{\text{св}} = 14,65 \cdot \frac{3,14 \cdot 6,2 \cdot 56}{180} = 88,73 \text{ м}^2.$$

Расчет средней площади ограждения:

$$F_{\text{дна1,ср}} = \frac{61,3 + 54,2}{2} = 57,8 \text{ м}^2, \quad F_{\text{дна2,ср}} = \frac{26,92 + 23,65}{2} = 25,3 \text{ м}^2,$$

$$F_{\text{ст.б,ср}} = \frac{57,75 + 55,86}{2} = 56,8 \text{ м}^2, \quad F_{\text{ст.п.п,ср}} = \frac{54,21 + 53,51}{2} = 53,86 \text{ м}^2,$$

$$F_{\text{св,ср}} = \frac{93,87 + 88,73}{2} = 91,3 \text{ м}^2.$$

Рассчитаем тепловой поток, теряемый через ограждения, по следующей формуле:

$$Q_{\text{огр}} = q \cdot F \cdot 10^{-3}.$$

$$Q_{\text{дна } 1} = 1672 \cdot 57,8 \cdot 10^{-3} = 96,5 \text{ кВт}, \quad Q_{\text{дна } 2} = 2976 \cdot 25,3 \cdot 10^{-3} = 75,3 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{ст. б}} = 3336,4 \cdot 56,8 \cdot 10^{-3} = 189,5 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{ст. п. п}} = 5016 \cdot 53,86 \cdot 10^{-3} = 270,16 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{св}} = 3414,6 \cdot 91,3 \cdot 10^{-3} = 311,75 \text{ кВт},$$

$$\Sigma Q_{\text{огр}} = 96,5 + 75,3 + 189,5 + 270,16 + 311,75 = 943,1 \text{ кВт}.$$

Результаты расчета потерь тепла через кладку печи приведены в табл. 6.4.

Таблица 6.4

Потери тепла через кладку печи

Элемент кладки	Материал	Толщина, м	Температура внутри поверхности кладки, °С	Температура на на- ружной поверхности кладки, °С	Удельный тепловой поток, Вт/м ²	Площадь, м ²	Тепловые потери, кВт
Дно печи до порога	Бакор Шамот	0,2 0,6	1200	250	1672	57,8	96,5
Дно печи после порога	Бакор Шамот	0,2 0,3	1200	270	2976	25,3	75,3
Стены варочного бассейна	Бакор Шамот Ал. хр. фос	0,25 0,15 0,05	1200	322	3336	56,8	189,5
Стены пламенного пространства	Динас	0,5	1530	210	5016	53,9	270,1
Свод печи	Динас Кварцевый песок Динас – лег- ковес	0,4 0,03 0,13	1530	175	3414	91,3	311,7
Итого							943,1

6. Тепловой поток, теряемый на нагрев обратных потоков стекломассы:

$$Q_{\text{обр}} = (n - 1) \cdot (t_1 - t_2) \cdot C_{\text{ср}} \cdot P_{\text{с}},$$

где n – коэффициент потока стекломассы, принимаем $n = 1, 2$,

$C_{\text{ср}}$ – теплоемкость стекломассы при средней температуре,

$$C_{\text{ср}} = 1,18 \text{ кДж / нм}^3 \cdot \text{град},$$

t_1, t_2 – температуры прямого и обратного потоков, °С.

$$Q_{\text{обр}} = (1,2 - 1) \cdot (1300 - 1200) \cdot 1,18 \cdot 0,9259 = 21,85 \text{ кВт}.$$

7. Неучтенные потери

Принимаем неучтенные потери в сумме 5 % от прихода тепла.

$$Q_{\text{неучт}} = 0,05 \cdot (Q_{\text{гор}} + Q_{\text{топл}} + Q_{\text{возд}} + P_{\text{эл}}) = \\ = 0,05 \cdot (35440,07 \cdot B + 17674,22 \cdot B) = 2655,7 \cdot B \text{ кВт}.$$

Расход топлива по уравнению теплового баланса, определяется в $\text{нм}^3/\text{с}$:

$$35440,07 \cdot B + 17674,22 \cdot B = 2712,96 + 30619,6 \cdot B + \\ + 340,94 + 85,28 + 943,1 + 21,85 + 2655,7 \cdot B.$$

$$B = 0,21 \text{ нм}^3/\text{с} = 756 \text{ нм}^3/\text{ч}.$$

Подставляя найденное значение расхода топлива в статьи теплового баланса, составляем тепловой баланс печи.

Таблица 6.5

Тепловой баланс стекловаренной печи

Приход	Количество тепла		Расход	Количество тепла	
	кВт	%		кВт	%
1. Тепло горения топлива	7442,42	66,72	1. На варку	2712,96	24,46
2. Тепло подогрева воздуха	3711,59	33,28	2. Унос с дымовыми газами	6430,12	57,97
			3. Потери излучением	340,94	3,07
			4. На нагрев обратных потоков	21,85	0,20
			5. Потери в окружающую среду	943,1	8,50
			6. Потери с выбивающимися газами	85,28	0,77
			7. Неучтенные потери	557,69	5,03
Сумма	11154,01	100	Сумма	11091,94	100

Невязка баланса 0,6 %.

6.4. Техничко-экономические показатели работы печи

Удельный съем стекломассы с площади варочного бассейна:

$$P_t = \frac{P_{\text{сут}}}{F_{\text{вар}}} = \frac{80000}{78,4} = 1020 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сут},$$

где $F_{\text{вар}}$ – площадь варочной части, м^2 .

Тепловая мощность печи:

$$Q = B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 7455,96 \text{ кВт}.$$

Удельный расход тепла на варку:

$$Q_{уд} = \frac{B \cdot Q_H^p}{P_{сек}} = \frac{7455,96}{0,9259} = 8052,7 \text{ кДж/кг}.$$

Расход условного топлива:

$$B_y = \frac{B \cdot Q_H^p}{P_{сек} \cdot 29300} \cdot 100 = \frac{7455,96}{0,9259 \cdot 29300} \cdot 100 = 27 \text{ \%}.$$

6.5. Тепловой расчет регенератора

Рассчитываем поверхность теплообмена, объем насадки и конструктивные размеры регенератора.

1. Объемы теплоносителей:

$$V_B = L_\alpha \cdot B = 11,32 \cdot 0,21 = 2,38 \text{ нм}^3/\text{с};$$

$$V_{д.г} = V_\alpha \cdot B + V_{\text{технол. газов}} = 0,21 \cdot 12,533 + 0,1 = 2,84 \text{ нм}^3/\text{с},$$

$$V_{\text{технол. газов}} = 0,1 \text{ нм}^3/\text{с}.$$

2. Распределение температур в регенераторах, работающих попеременно, где t'_B , и t''_B – начальная и конечная температуры воздуха, проходящего через регенератор, приняты соответственно 70 и 1100 °С; $t'_{д.г}$, и $t''_{д.г}$ – то же, для дымовых газов, первая принята 1500 °С, вторую рассчитывают.

3. Принята насадка типа Лихте. Размер ячейки ее 120×120 мм, кирпич насадочный шамотный размерами 300×150×60 мм.

Расчетом определяют последовательно: температуру выходящих дымовых газов, площадь поверхности нагрева насадки регенератора, объем и размеры регенератора.

а) поток теплоты, воспринимаемой воздухом:

$$\Phi_B = V_B \cdot (t'_B \cdot C'_B - t''_B \cdot C''_B) = 2,38 \cdot (1100 \cdot 1,451 - 70 \cdot 1,3) = 3582,14 \text{ кВт}.$$

б) тепловой поток, вносимый дымовыми газами:

$$\Phi'_{д.г} = V_{д.г} \cdot C'_{д.г} \cdot t'_{д.г} = 2,84 \cdot 1,595 \cdot 1500 = 6794,7 \text{ кВт};$$

$$C'_{д.г} = 0,079 \cdot 2,355 + 0,173 \cdot 1,853 + 0,716 \cdot 1,444 + 0,032 \cdot 1,529 = 1,595 \text{ кДж/нм}^3 \cdot \text{град}.$$

в) тепловой поток, выносимый из регенератора дымовыми газами:

$$\Phi''_{д.г} = \Phi'_{д.г} \cdot 0,8 - \Phi_B = 6794,7 \cdot 0,8 - 3582,14 = 1853,6 \text{ кВт},$$

где 0,8 — коэффициент, учитывающий тепловой поток, теряемый регенератором в окружающую среду.

г) температура выходящих из регенератора дымовых газов может быть определена из равенства

$$\Phi''_{д.г} = V_{д.г} \cdot C''_{д.г} \cdot t''_{д.г}, \text{ откуда } t''_{д.г} = \frac{\Phi''_{д.г}}{V_{д.г} \cdot C''_{д.г}} = \frac{1853,6}{2,84 \cdot 1,388} = 470 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $C'_{д.г} = 0,079 \cdot 1,989 + 0,173 \cdot 1,590 + 0,716 \cdot 1,328 + 0,032 \cdot 1,398 =$
 $= 1,388 \text{ кДж/нм}^3 \cdot ^\circ\text{C}.$

Составляем таблицу теплового баланса регенератора.

Таблица 6.6

Тепловой баланс регенератора

Приход	Количество теплоты		Расход	Количество теплоты	
	кВт	%		кВт	%
С дымовыми газами	6795	100	На нагрев воздуха	3582	52,7
			Унос с дымовыми газами	1854	27,3
			Потери в окружающую среду	1359	20,0
Итого	6795	100	Итого	6795	100

Определение площади поверхности нагрева насадки регенератора:

$$F_n = \frac{\Phi}{K_{cp} \cdot \Delta t_{cp}},$$

где Φ – тепловой поток, затрачиваемый на нагрев воздуха в насадке и потери его в окружающую среду регенератором, кВт;

F_n – необходимая площадь поверхности нагрева насадки, м²;

K_{cp} – средний коэффициент теплопередачи в насадке за цикл работы регенератора, кДж/м²·°C;

Δt_{cp} – средняя разность температур теплоносителей, °C;

$$\Delta t_{cp} = \frac{t'_{д.г} + t''_{д.г}}{2} - \frac{t'_в + t''_в}{2} = \frac{1500 + 470}{2} - \frac{1100 + 70}{2} = 400 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Определяем K_{cp} :

$$K_{cp} = \frac{K_в + K_n}{2},$$

где $K_в$ и K_n – коэффициенты теплопередачи конвекцией и излучением для верха и низа насадки за цикл.

Рассчитываем по формуле:

$$K = \frac{3,6}{\frac{1}{\alpha_{д.г} \cdot \tau_{д.г}} + \frac{1}{\alpha_{в} \cdot \tau_{в}} + \frac{\delta}{3 \cdot \lambda \cdot \tau} \cdot \left(1 - \frac{\delta_{ср}^2}{108 \cdot \lambda \cdot \tau}\right)},$$

где $\alpha_{д.г}$ и $\alpha_{в}$ – коэффициенты теплопередачи от дымовых газов насадке и от насадки воздуху, Вт/м² · °С;

$\tau_{д.г}$ и $\tau_{в}$ – продолжительность периода движения дымовых газов и воздуха, ч.

Параметры насадочного кирпича следующие: C – удельная теплоемкость, кДж/кг · °С; ρ – плотность, кг/м³; δ – толщина, м; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/м · °С.

Если теплоотдача происходит за счет конвекции и излучения, то

$$\alpha_1 = \alpha_{к}^{д.г} + \alpha_{и}^{в},$$

где $\alpha_{к}^{д.г}$ и $\alpha_{и}^{в}$ – соответственно коэффициенты теплоотдачи от дымовых газов насадке конвекцией и излучением, Вт/м² · °С.

В данном случае $\alpha_2 = \alpha_{к}^{в}$, т. к. теплоотдача от насадку воздуху осуществляется только за счет конвекции (воздух – газ теплопрозрачный).

Для всех случаев

$$\alpha_{к} = \frac{1,78 \cdot W^{0,5} \cdot T^{0,25}}{d^{0,33}},$$

где W – скорость дымовых газов или воздуха при их движении по насадке, м/с;

T – абсолютная температура дымовых газов или воздуха, °С;

d – гидравлический диаметр ячейки насадки, при квадратной ячейке равен размерам ее, т. е. 0,12 м.

Для определения коэффициента теплоотдачи излучением используем формулу:

$$\alpha_{и} = \frac{q_{и}}{t_{д.г} - t_{и}},$$

где $q_{и}$ – плотность потока, передаваемого излучением насадке дымовыми газами, Вт/м².

Температура насадки $t_n = \frac{t_{д.г} + t_v}{2}.$

Плотность теплового потока излучением рассчитывают по формуле:

$$q_{и} = C_0 \cdot \varepsilon_{д.г} \cdot \left(\frac{T_{д.г}}{100} \right)^4 \cdot A,$$

где C_0 – коэффициент теплоотдачи излучением абсолютно-черного тела, равный $5,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$;

$\varepsilon_{д.г}$ – степень черноты дымовых газов;

A – коэффициент обратного излучения насадки;

$$A = 1 - \left(\frac{T_n}{T_{д.г}} \right)^{3,6}.$$

Рассчитываем коэффициент теплообмена для верха насадки. Принимаем скорость воздуха $0,4 \text{ м/с}$, тогда скорость дымовых газов составит

$$W_{д.г} = W_v \cdot \frac{V_{д.г}}{V_v} = 0,4 \cdot \frac{6,76}{6,15} = 0,44 \text{ м/с};$$

$$T_{д.г} = 1500 + 273 = 1773 \text{ }^\circ\text{C}, T_v = 1100 + 273 = 1373 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Для дымовых газов

$$\alpha_{к}^{д.г} = \frac{1,78 \cdot 0,44^{0,5} \cdot 1773^{0,25}}{0,12^{0,33}} = 15,4 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

Значение $\alpha_{к}^{д.г}$ вычисляем с помощью десятичных логарифмов. В данном случае:

$$\lg \alpha_{к}^{д.г} = \lg 1,78 + 0,5 \cdot \lg 0,44 + 0,25 \cdot \lg 1773 - 0,33 \cdot \lg 0,12 = 0,25 - 0,178 + 0,812 + 0,304 = 1,188.$$

По антилогарифмам $\alpha_{к}^{д.г} = 15,4 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$. Для воздуха

$$\alpha_{к}^в = \frac{1,78 \cdot 0,40^{0,5} \cdot 1373^{0,25}}{0,12^{0,33}} = 13,8 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

Для расчета α_u определяем:

$$t_n = \frac{1500 + 1100}{2} = 1300 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Находим коэффициент A :

$$A = 1 - \left(\frac{1300 + 273}{1500 + 273} \right)^{3,6} = 1 - 0,887^{3,6} = 0,35.$$

Степень черноты дымовых газов $\varepsilon_{д.г}$ находится по зависимости их от парциального давления P , бар (кПа), толщины излучающего слоя $S_{эф}$, м и температуры t , °С. Общее давление газов принимаем равным 1 ат, или 100 кПа. Тогда

$$P_{CO_2} = 0,088 \cdot 100 = 8,8 \text{ кПа}; P_{H_2O} = 0,172 \cdot 100 = 17,2 \text{ кПа}.$$

Эффективную толщину слоя газов в насадке (участвующий в излучении) принимают равной размеру ячейки насадки или 0,12 м. Находим произведение парциального давления на толщину слоя газов:

$$P_{CO_2} \cdot S_{эф} = 8,8 \cdot 0,12 = 1,06 \text{ кПа} \cdot \text{м};$$

$$P_{H_2O} \cdot S_{эф} = 17,2 \cdot 0,12 = 2,06 \text{ кПа} \cdot \text{м}.$$

По номограммам находим степень черноты углекислоты и водяного пара дымовых газов, а также поправочный коэффициент на излучение водяного пара. Тогда

$$\varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} \cdot \beta = \varepsilon_{д.г};$$

$$\varepsilon_{CO_2}^{1500} = 0,028; \varepsilon_{H_2O}^{1500} = 0,017; \beta = 1,07;$$

$$\varepsilon_{д.г} = 0,028 + 0,017 \cdot 1,07 = 0,0462.$$

Тогда

$$q_{и} = 5,7 \cdot 0,0462 \cdot \left(\frac{1500 + 273}{100} \right)^4 \cdot 0,35 = 9100 \text{ Вт/м}^2;$$

$$\alpha_{и} = \frac{9100}{1500 + 1300} = 45,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}.$$

Суммируя коэффициенты излучения и конвекции, получаем:

$$\alpha_1 = 15,4 + 45,5 = 60,9 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}, \alpha_2 = 13,8 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$$

Расчет параметров насадочного шамотного кирпича следующий:

$$C = 0,837 + 0,000264 \cdot t_{и} = 0,837 + 0,000264 \cdot 1300 = 1,14 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{С};$$

$$\lambda = 0,7 + 0,00064 \cdot t_{и} = 0,7 + 0,00064 \cdot 1300 = 1,5 \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{С}.$$

Принимаем $\rho = 1900 \text{ кг/м}^3$, размеры кирпича $300 \times 150 \times 65 \text{ мм}$.

Рассчитываем K_{θ} за цикл:

$$K_{\theta} = \frac{3,6}{\frac{1}{60,9 \cdot 0,5} + \frac{1}{13,8 \cdot 0,5} + \frac{0,065}{3 \cdot 1,5 \cdot 0,5} \cdot \left(1 - \frac{0,065^2}{108 \cdot 1,5 \cdot 0,5}\right)} = 17,5 \text{ кДж/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

Рассчитываем коэффициент теплопередачи для низа насадки подобно предыдущему расчету. Скорость воздуха и дымовых газов оставляем прежними: 0,4 и 0,44 м/с.

Температуру дымовых газов принимаем по $^\circ\text{C}$:

$$T_{\text{д.г}} = 470 + 273 = 743 \text{ К}, \quad T_{\text{в}} = 70 + 273 = 343 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Значения α_{κ} :

для дымовых газов

$$\alpha_{\kappa}^{\text{д.г}} = \frac{1,78 \cdot 0,44^{0,5} \cdot 743^{0,25}}{0,12^{0,33}} = 12,4 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C};$$

для воздуха

$$\alpha_{\kappa}^{\text{в}} = \frac{1,78 \cdot 0,40^{0,5} \cdot 343^{0,25}}{0,12^{0,33}} = 9,8 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

Рассчитываем коэффициент излучения дымовых газов, для чего определяем $t_{\text{н}}$ и A :

$$t_{\text{н}} = \frac{470 + 70}{2} = 270 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad A = 1 - \left(\frac{270 + 273}{470 + 273} \right)^{3,6} = 1 - 0,73^{3,6} = 0,67.$$

Общее давление газов, парциальные давления CO_2 и H_2O , а также произведение $P \cdot S_{\text{эф}}$ остаются теми же, что для верха насадки. Находим степень черноты газов при температуре 470 $^\circ\text{C}$:

$$\varepsilon_{\text{CO}_2}^{470} = 0,051; \quad \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}^{470} = 0,054 \cdot 1,07 = 0,058; \quad \varepsilon_{\text{д.г}} = 0,051 + 0,058 = 0,109.$$

Определяем плотность теплового потока излучением

$$q_{\text{и}} = 5,7 \cdot 0,109 \cdot \left(\frac{470 + 273}{100} \right)^4 \cdot 0,67 = 1270 \text{ Вт/м}^2;$$

$$\alpha_{\text{и}} = \frac{1270}{470 + 270} = 6,34 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

Тогда

$$\alpha_1 = 12,4 + 6,34 = 18,74 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}, \quad \alpha_2 = 9,8 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

Параметры насадочного кирпича следующие:

$$C = 0,837 + 0,000264 \cdot 270 = 0,91 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C};$$

$$\lambda = 0,7 + 0,00064 \cdot 270 = 0,87 \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{C}.$$

Рассчитываем K_n за цикл:

$$K_n = \frac{3,6}{\frac{1}{18,7 \cdot 0,5} + \frac{1}{9,8 \cdot 0,5} + \frac{0,065}{3 \cdot 0,87 \cdot 0,5} \cdot \left(1 - \frac{0,065^2 \cdot 0,91 \cdot 1900}{108 \cdot 0,87 \cdot 0,5}\right)} = 14 \text{ кДж/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

Средний коэффициент теплопередачи за цикл составит:

$$K_{cp} = \frac{17,5 + 14}{2} = 15,75 \text{ кДж/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

Площадь поверхности нагрева насадки определяют по тепловому потоку, расходуемому на нагрев воздуха и теряемому в окружающую среду: $\Phi = \Phi_v + \Phi_{o.c}$;

$$\Phi = 3582 + 1190 = 4601 \text{ кВт}; F_n = \frac{\Phi \cdot 1800}{K_{cp} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{4601 \cdot 1800}{15,75 \cdot 400} = 1315 \text{ м}^2,$$

где множитель 1800 характеризует продолжительность цикла, с.

На каждый 1 м² зеркала варочной части печи приходится площадь поверхности насадки, равная

$$\frac{F_{нас}}{F_{вар}} = \frac{1315}{78,4} = 16,8 \text{ м}^2/\text{м}^2.$$

При удельной поверхности нагрева насадки типа Лихте $f_{уд} = 16,2 \text{ м}^2/\text{м}^2$ объем насадки равен

$$V = \frac{F_{нас}}{f_{уд}} = \frac{1315}{16,2} = 81 \text{ м}^3.$$

Длину насадки принимаем равной длине варочной части 14 м, ширина насадки – 1,5 м. Высота насадки

$$H_{нас} = \frac{V}{L_{нас} \cdot B_{нас}} = \frac{81}{14 \cdot 1,5} = 3,9 \text{ м}.$$

В современных печах высота насадки достигает 7–8 м. Принимаем высоту насадки равной 7,5 м.

6.6. Аэродинамический расчет

Целью аэродинамического расчета является проверка, будет ли достаточным геометрический напор, возникающий в воздушном регенераторе, для компенсации потери напора на пути движения воздуха; запас напора должен быть не менее 20 %.

Аналогичный расчет по пути движения газов, отходящих из печи, является основанием для расчета высоты дымовой трубы; регенеративные ванны печи работают на естественной тяге.

Рассчитываются только потери напора на местные сопротивления, т. к. сопротивления трения в печной системе незначительны ввиду малых скоростей движения газов и воздуха.

Площади сечений по пути движения воздуха и газов принимаются по эскизу печи.

Расчет местных сопротивлений выполняем по формуле 2.83.

$$\Delta P_{\text{м}} = \xi_{\text{м}} \cdot \frac{W_t^2}{2} \cdot \rho_t.$$

Скорость движения газовой среды при действительных условиях

$$W_t = \frac{V_t}{F} = \frac{V_0 \cdot \left(1 + \frac{t}{273}\right)}{F} \text{ м/с.}$$

1. Для воздушного регенератора

$$V_0^{\text{возд}} = B \cdot L_{\alpha},$$

где L_{α} – действительный расход воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Геометрический напор в воздушном регенераторе

$$P_{\text{геом}}^{\text{в}} = H_{\text{р}} \cdot (\rho_o^{\text{в}} - \rho_t^{\text{в}}) \cdot 9,8,$$

где $H_{\text{р}}$ – высота регенератора, м.

Запас напора $P_{\text{зап}} = P_{\text{геом}}^{\text{в}} - \sum \Delta P_{\text{м}}^{\text{в}}$.

$$V_0^{\text{возд}} = B \cdot L_{\alpha} = 0,21 \cdot 11,319 = 2,38 \text{ м}^3/\text{с}, \quad \rho_o^{\text{в}} = 1,293 \text{ кг/м}^3.$$

Геометрический напор в воздушном регенераторе при общей конструктивной высоте регенератора $H_{\text{р}} = 9,6 \text{ м}$ и $\rho_{585}^{\text{в}} = \frac{1,293}{1 + 585/273} = 0,41 \text{ кг/м}^3$

составит: $P_{\text{геом}}^{\text{в}} = 9,6 \cdot (1,2 - 0,41) \cdot 9,8 = 74,32 \text{ Па}$.

Таблица 6.7

Местные сопротивления и потери давления по пути движения воздуха

Вид местного сопротивления	$V_0^{\text{возд}}$, нм ³ /с	t , °С	V_t , м ³ /с	F , м ²	W_t , м/с	ρ_t , кг/м ³	$\frac{W_t^2}{2} \cdot \rho_t$, Па	ξ	ΔP_m , Па
Вход в клапан, поворот в клапане	2,38	20	2,55	1,87	1,36	1,21	1,12	1,7	1,90
Поворот канала к регенератору	2,38	40	2,73	1,77	1,54	1,12	1,33	0,5	0,67
Разделение потока, вход в подсадочный канал	2,38	50	2,82	1,63	1,73	1,10	1,65	2,5	4,13
Поворот и вход в насадку	0,6	70	0,75	5,98	0,13	1,03	0,009	2,5	0,02
Сопротивление насадки	0,6	585	1,89	5,98	0,32	0,41	0,02	10,7	0,21
Выход из насадки	0,6	1100	3,02	5,98	0,51	0,26	0,034	2,0	0,07
Вход в горелку	0,6	1125	3,07	1,26	2,44	0,25	0,74	0,5	0,37
Сужение потока	0,6	1140	3,11	0,7	4,44	0,25	2,46	0,2	0,49
Вылет в печь	0,6	1150	3,13	0,42	7,45	0,25	6,94	1,0	6,94
ИТОГО									14,8

Тогда запас напора $P_{\text{зап}} = 74,32 - 14,8 = 59,52$ Па.

По величине запаса напора делаем вывод, что воздух в клапане будет поступать за счет разряжения в тракте.

2. Расчет местных сопротивлений и потерь давления по пути движения дымовых газов

Суммарные сопротивления по пути движения газов складываются из потерь напора на преодоление местных сопротивлений, геометрического давления, затраченного на опускание дымовых газов в регенераторе и потерь напора на преодоление сопротивлений трения, которые принимаются в размере 20 % от потерь на местные сопротивления. При расчете газового тракта учитывается, что за счет разряжения, создаваемого в системе дымовой трубой, имеет место подсос воздуха из окружающей среды, и объем газов постоянно увеличивается, достигая у основания трубы 120–130 % от первоначального.

Таблица 6.8

*Местные сопротивления и потери давления по пути движения
дымовых газов из печи*

Вид местного сопротивления	$V_0^{\text{возд}}$, м ³ /с	t , °С	V_t , м ³ /с	F , м ²	W_t , м/с	ρ_t , кг/м ³	$\frac{W_t^2}{2} \cdot \rho_t$, Па	ξ	ΔP_m , Па
Влет в горелку	0,68	1550	4,54	0,42	10,81	0,19	11,10	0,5	5,55
Расширение в горелке	0,68	1525	4,48	0,70	6,40	0,20	4,10	0,3	1,23
Поворот и вход в насадку	0,68	1500	4,42	1,26	3,51	0,20	1,23	2,5	3,08
Насадка	0,68	950	3,05	5,98	0,51	0,29	0,04	10,7	0,43
Выход из насадки	0,68	450	1,80	1,63	1,10	0,49	0,30	2,5	0,75
Слияние потоков	1,37	430	3,53	1,77	1,99	0,50	0,99	4,0	3,96
Поворот канала к клапану	2,73	420	6,93	1,77	3,92	0,51	3,92	0,5	1,96
Клапан	2,90	400	7,14	0,98	3,60	0,53	3,43	1,0	3,43
Вход в канал к дымовой трубе	3,00	370	7,06	2,16	3,26	0,55	2,92	3,0	8,76
Шиббер перед дымовой трубой	3,20	350	7,30	2,16	3,38	0,57	3,25	1,75	5,7
Поворот в трубу	3,28	350	7,48	2,16	3,46	0,57	3,41	2,0	6,82
ИТОГО									41,67

Таким образом,

$$P_{\text{общ}} = (\Delta P_m + P_{\text{геом}} + \Delta P_{\text{тр}}) \cdot K_3,$$

где $P_{\text{общ}}$ – отрицательное давление газов у основания дымовой трубы, Па;

ΔP_m – потеря давления на преодоление местных сопротивлений, Па;

$P_{\text{геом}}$ – геометрическое давление, затраченное на опускание дымовых газов в регенераторе;

$\Delta P_{\text{тр}}$ – потеря давления на преодоление сопротивлений трения, Па,

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,2 \cdot \Delta P_m;$$

K_3 – коэффициент запаса давления принимается равным 1,4.

Плотность дымовых газов:

$$\rho_{\text{д.г}} = \sum \rho_i,$$

$$\rho_{\text{д.г}} = r_{\text{CO}_2} \cdot \rho_{\text{CO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{N}_2} \cdot \rho_{\text{N}_2} + r_{\text{O}_2} \cdot \rho_{\text{O}_2} =$$

$$= \frac{0,994}{13,014} \cdot 1,97 + \frac{2,21}{13,014} \cdot 0,8 + \frac{9,3}{13,014} \cdot 1,25 + \frac{0,41}{13,041} \cdot 1,43 = 1,3 \text{ кг/м}^3.$$

Для газового регенератора:

$$V_0^{\text{д.г}} = B \cdot V_\alpha = 0,21 \cdot 12,533 = 2,73 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Геометрический напор в воздушном регенераторе при $H_p = 9,6 \text{ м}$ и $\rho_{950}^{\text{д.г}} = 0,29 \text{ кг/м}^3$ составит

$$P_{\text{геом}} = 9,6 \cdot (1,2 - 0,29) \cdot 9,8 = 85,6 \text{ Па}.$$

Потеря давления на преодоление сопротивлений трения

$$P_{\text{тр}} = 0,2 \cdot 40,55 = 8,11 \text{ Па}.$$

Суммарные потери напора

$$P_{\text{общ}} = (40,55^2 + 85,6 + 8,11) \cdot 1,44 = 187,96 \text{ Па}.$$

3. Определение высоты трубы

$$H_{\text{трубы}} = \frac{P_{\text{общ}}}{(\rho_t^{\text{в}} - \rho_t^{\text{д.г}}) \cdot 9,8},$$

где $\rho_t^{\text{в}}$ – плотность окружающего воздуха для летних условий, кг/м^3 ;

$\rho_t^{\text{д.г}}$ – плотность дымовых газов при температуре, которая принимается как средняя по высоте трубы, кг/м^3 .

Принимаем ориентировочно высоту трубы 80 м. Тогда общее снижение температуры составит

$$\Delta t = H_{\text{оринт}} \cdot \nu = 80 \cdot 1,5 = 120 \text{ }^\circ\text{C},$$

где ν – падение температуры на 1 метр кирпичной трубы.

Температура газов на выходе из трубы

$$t_{\text{устья}} = t_{\text{осн}} - \Delta t = 350 - 120 = 230 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Средняя температура газов в трубе

$$t_{\text{ср}}^{\text{д.г}} = \frac{t_{\text{устья}} + t_{\text{осн}}}{2} = \frac{350 + 230}{2} = 290 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Плотности газа и воздуха: $\rho_{290}^{\text{д.г}} = 0,8 \text{ кг/м}^3$, $\rho_{35}^{\text{в}} = 1,14 \text{ кг/м}^3$.

$$H_{\text{трубы}} = \frac{187,96}{(1,14 - 0,8) \cdot 9,8} = 57 \text{ м}.$$

Расчет трубы предусматривает определение ее диаметра. Из соображений устойчивости труба делается сужающейся кверху. Диаметр устья определяется из условия, что скорость выхода газов из трубы должна быть в пределах 4...8 м/с. Принимаем 4 м/с

$$F_{\text{устья}} = \frac{V_{\text{д.г}}}{W_{t \text{ устья}}} = \frac{13,014}{5} = 1,43 \text{ м}^2.$$

Откуда диаметр устья

$$D_{\text{устья}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{устья}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,43}{3,14}} = 1,35 \text{ м}.$$

Тогда диаметр основания трубы

$$D_{\text{осн}} = 1,5 \cdot D_{\text{устья}} = 1,5 \cdot 1,35 = 2,0 \text{ м}.$$

6.7. Заключение

В результате выполненных расчетов показана эффективность использования для варки электротехнического стекла регенеративной ванной печи с протоком с поперечным направлением пламени. Особенностью печи является оформление студочной части в виде двух каналов с возможностью тонкого регулирования температуры стекломассы, поступающей на формование.

Таблица 6.9

Технико-экономические показатели печи

Производительность, т/сут	80
Размеры варочного бассейна, м:	
длина	14,55
ширина	5,5
глубина	1,07–1,37
Расход газообразного топлива, м ³ /ч	756
Удельный расход тепла, кДж/кг	8053
Удельный съем стекломассы, кг/м ² ·сут	1000
Расход условного топлива, %	27

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Энтальпия газов $i = c_0^t \cdot t$, кДж/м³, (при 101 кПа)

$t, ^\circ\text{C}$	CO ₂	SO ₂	H ₂ O	H ₂ S	N ₂	O ₂	CO	H ₂
100	170,0	150,7	150,7	153,2	129,0	131,9	130,2	129,0
200	357,6	377,7	304,4	312,3	260,0	267,1	261,3	259,6
300	558,9	586,6	462,7	478,6	391,9	407,0	395,2	289,8
400	772,1	807,2	626,4	653,2	526,7	551,0	531,7	520,9
500	994,4	1034,2	795,1	835,3	664,1	699,2	671,6	652,7
600	1224,7	1268,7	968,9	1025,0	804,3	850,0	814,4	784,6
700	1462,1	1506,5	1148,9	1222,2	947,5	1004,0	960,5	918,6
800	1704,9	1745,1	1334,4	1426,9	1093,6	1159,8	1109,1	1053,4
900	1952,4	1993,4	1526,2	1635,4	1241,9	1318,1	1259,9	1190,4
1000	2203,6	2235,9	1722,9	1850,6	1391,7	1477,6	1412,7	1328,9
1100	2458,6	2487,1	1925,2	2072,6	1543,7	1638,4	1567,2	1469,6
1200	2716,5	2733,3	2132,4	2291,1	1697,4	1800,8	1723,4	1612,0
1300	2976,9	–	2343,9	–	1852,7	1963,7	1880,8	1756,4
1400	3239,1	–	2559,1	–	2008,9	2128,2	2039,5	1902,6
1500	3503,3	–	2779,3	–	2166,3	2294,5	2199,0	2051,2
1600	3769,1	–	3002,1	–	2324,6	2460,7	2359,4	2200,7
1700	4036,7	–	3229,4	–	2484,1	2628,6	2520,6	2351,8
1800	4305,1	–	3458,5	–	2643,7	2797,7	2682,2	2505,1
1900	4574,3	–	3690,4	–	2804,4	2967,3	2844,6	2659,6
2000	4844,4	–	3925,7	–	2965,2	3138,6	3007,9	2815,3

Энтальпия газов $i = c_0^t \cdot t$, кДж/м³, (при 101 кПа)

$t, ^\circ\text{C}$	CH ₄	C ₂ H ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂
100	164,1	206,4	249,5	350,9	470,6	583,7
200	351,7	456,4	554,8	793,0	1051,4	1303,0
300	566,1	748,6	913,2	1310,9	1731,7	2140,8
400	806,1	1074,4	1323,5	1903,8	2506,8	3096,3
500	1070,2	1431,9	1776,5	2546,9	3344,6	4128,4
600	1356,6	1815,5	2266,8	3259,2	4269,1	5269,8
700	1663,9	2219,1	2790,6	4006,5	5239,6	6462,2
800	1995,5	2646,6	3345,0	4790,8	6246,6	7700,3
900	2342,2	3088,3	3925,7	5608,5	7303,0	8992,8
1000	2699,4	3547,2	4529,5	6461,4	8404,1	10344,8
1100	3065,3	4021,2	5152,5	7345,7	9546,8	11747,5
1200	3435,8	4503,5	5790,6	8258,0	10726,3	13196,2

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Средние теплоемкости газов при разных температурах c_0^t , кДж/м³·°C

$t, ^\circ\text{C}$	CO ₂	SO ₂	H ₂ S	H ₂ O	H ₂	CO
0	1,5998	1,7334	1,5073	1,4943	1,2766	1,2992
100	1,7003	1,8130	1,5324	1,5052	1,2908	1,3017
200	1,7874	1,8883	1,5617	1,5224	1,2971	1,3072
300	1,8628	1,9553	1,5952	1,5425	1,2992	1,3168
400	1,9298	2,0181	1,6329	1,5655	1,3022	1,3289
500	2,9888	2,0684	1,6706	1,5898	1,3051	1,3428
600	2,0412	2,1144	1,7083	1,6149	1,3080	1,3574
700	2,0885	2,1521	1,7460	1,6413	1,3122	1,3721
800	2,1312	2,1814	1,7837	1,6681	1,3168	1,3863
900	2,1693	2,2149	1,8172	1,6957	1,3227	1,3997
1000	2,2036	2,2359	1,8507	1,7230	1,3289	1,4127
1100	2,2350	2,2610	1,8842	1,7502	1,3361	1,4248
1200	2,2639	2,2777	1,9093	1,7770	1,3432	1,4361
1300	2,2899	—	—	1,8029	1,3511	1,4466
1400	2,3137	—	—	1,8280	1,3591	1,4567
1500	2,3355	—	—	1,8527	1,3675	1,4659

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Средние теплоемкости газов при разных температурах c_0^t , кДж/м³·°C

$t, ^\circ\text{C}$	CH ₄	C ₂ H ₄	N ₂	O ₂	Сухой воздух
0	1,5500	1,8268	1,2946	1,3059	1,2971
100	1,6421	2,0621	1,2959	1,3176	1,3005
200	1,7590	2,2828	1,2996	1,3352	1,3076
300	1,8862	2,4955	1,3068	1,3562	1,3177
400	2,0156	2,6860	1,3164	1,3775	1,3294
500	2,1404	2,8635	1,3277	1,3980	1,3428
600	2,2610	3,0259	1,3402	1,4168	1,3570
700	2,3770	3,1700	1,3537	1,4345	1,3712
800	2,4942	3,3082	1,3670	1,4500	1,3846
900	2,6026	3,4317	1,3796	1,4646	1,3976
1000	2,6994	3,5472	1,3918	1,4776	1,4098
1100	2,7865	3,6657	1,4035	1,4893	1,4219
1200	2,8631	3,7528	1,4144	1,5006	1,4328
1300	—	—	1,4253	1,5107	1,4437
1400	—	—	1,4349	1,5203	1,4537
1500	—	—	1,4441	1,5295	1,4629

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Средние теплоемкости некоторых материалов, кДж/кг·°C

$t, ^\circ\text{C}$	CaCO_3	MgCO_3	Fe_2O_3	SiO_2	CaO	MgO	AS_2H_2	C_2S	клинкер
100	0,875	0,860	–	0,800	0,787	0,913	1,088	–	0,787
200	0,980	0,955	0,753	0,867	0,795	0,985	1,105	–	0,830
300	1,020	0,985	0,775	0,921	0,842	1,025	1,120	0,867	0,867
400	1,037	1,005	0,795	0,971	0,855	1,045	1,160	0,892	0,892
500	1,050	1,063	0,821	1,030	0,862	1,070	1,170	0,905	0,918
600	1,080	–	0,850	1,070	0,867	1,096	–	0,913	0,939
700	1,096	–	0,880	1,083	0,880	1,118	–	0,950	0,955
800	1,105	–	0,896	1,090	0,884	1,133	–	0,968	0,968
900	1,120	–	0,913	1,100	0,892	1,148	–	0,980	0,980
1000	–	–	0,925	1,110	0,896	1,160	–	0,997	0,997
1100	–	–	0,950	1,112	0,900	1,170	–	1,010	1,010
1200	–	–	0,964	1,117	0,905	1,188	–	1,013	1,013
1300	–	–	0,980	1,130	0,910	1,197	–	1,020	1,060
1400	–	–	0,977	1,133	0,913	1,205	–	1,030	1,090

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

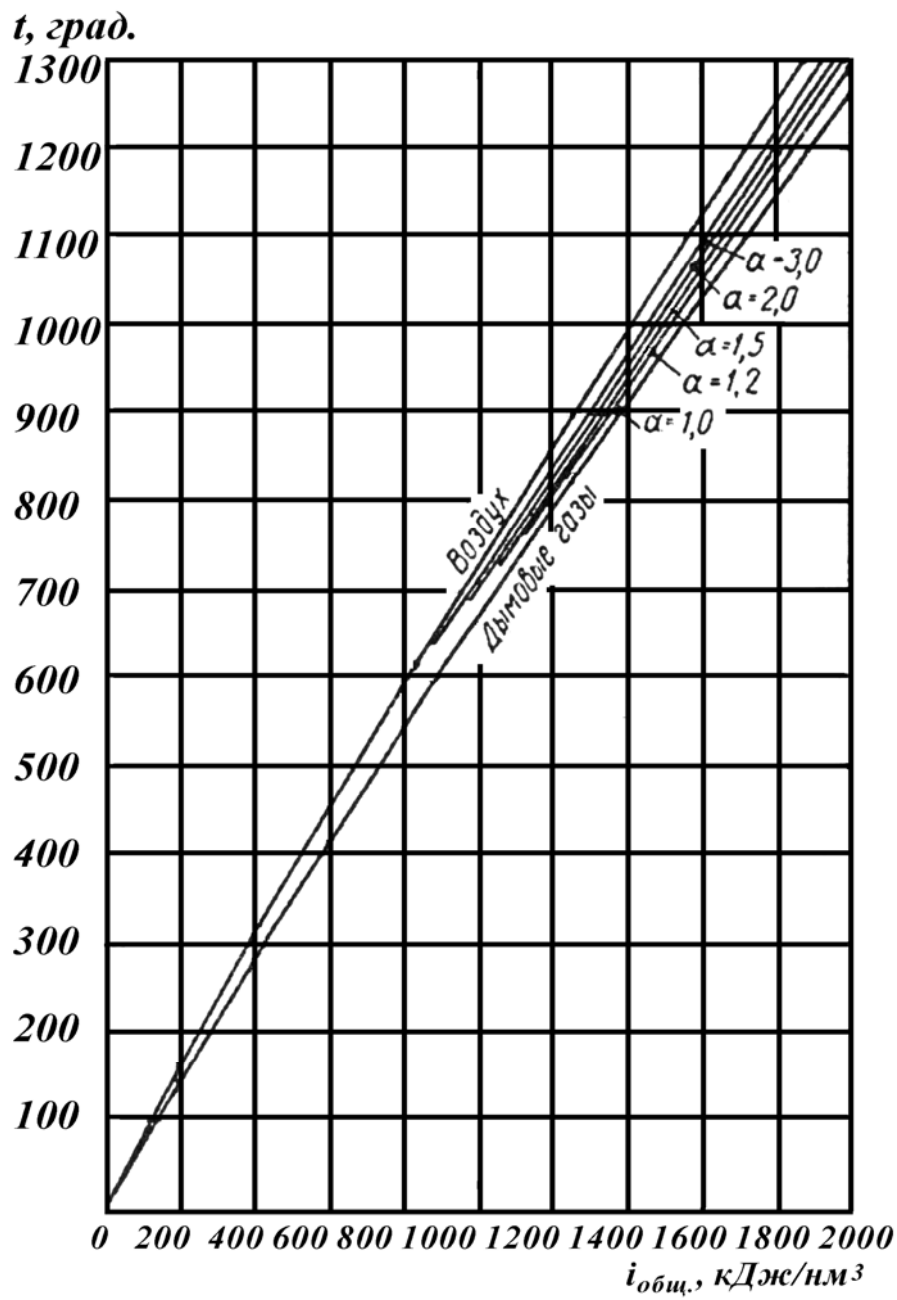
Средние теплоемкости огнеупорных материалов, кДж/кг·°C

$t, ^\circ\text{C}$	Шамот	Динас	Магнезит	Хромомагнезит	ВГО*
0	0,808	0,700	0,872	0,712	0,784
100	0,837	0,780	0,964	0,750	0,860
200	0,871	0,845	1,045	0,791	0,939
300	0,905	0,905	1,110	0,830	1,000
400	0,935	0,955	1,125	0,867	1,037
500	0,964	0,997	1,138	0,905	1,073
600	0,997	1,030	1,150	0,946	1,090
700	1,030	1,060	1,162	0,985	1,110
800	1,060	1,080	1,180	1,020	1,130
900	1,090	1,096	1,192	1,062	1,146
1000	1,122	1,112	1,205	1,100	1,162
1100	1,155	1,120	1,220	1,138	1,182
1200	1,182	1,130	1,233	1,180	1,200
1300	1,218	1,133	1,248	1,218	1,220
1400	1,248	1,138	1,265	1,255	1,240
1500	–	1,141	1,278	1,292	1,255

Примечание: * ВГО – высокоглиноземистые огнеупоры

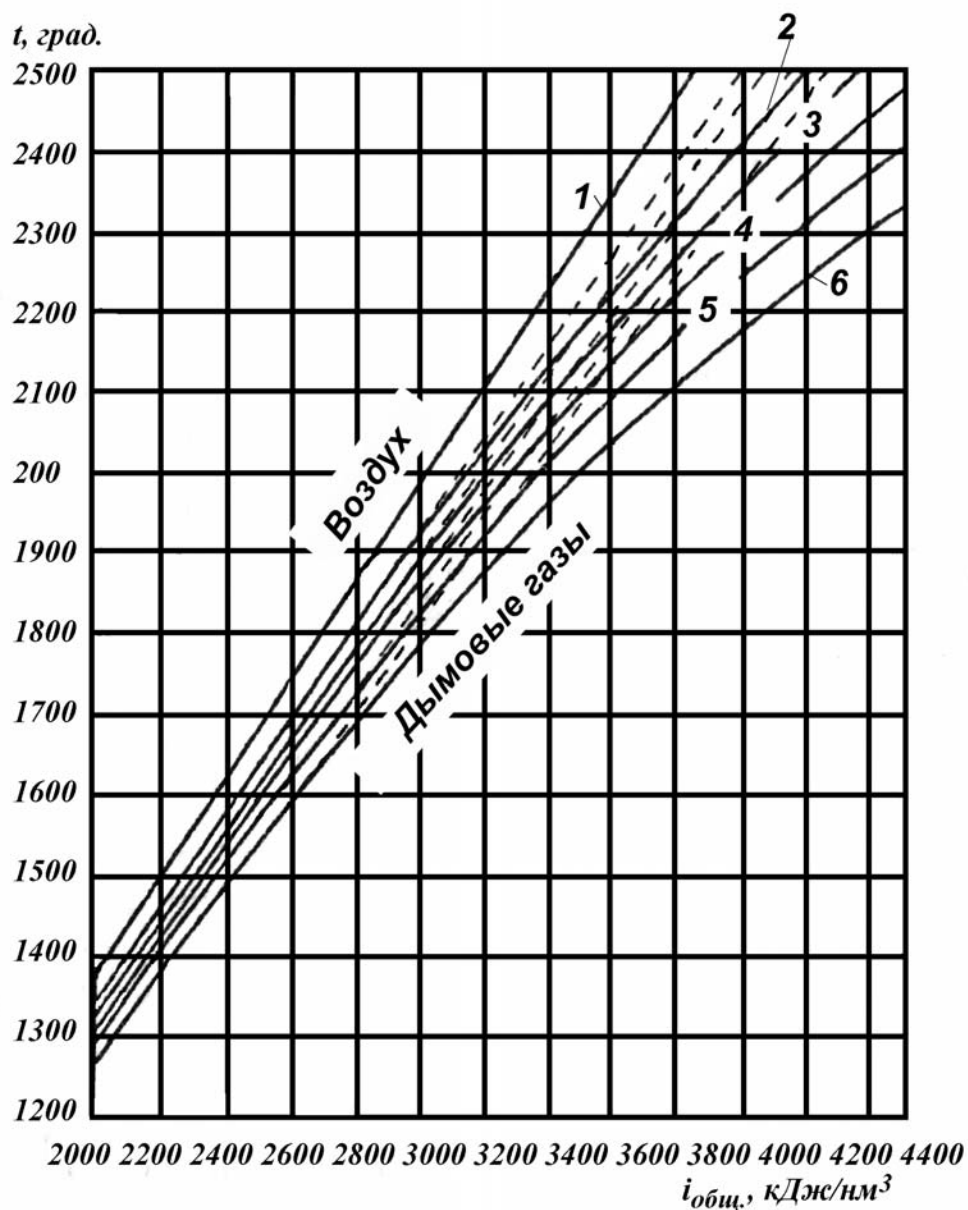
ПРИЛОЖЕНИЕ Е

I-t диаграмма для низких температур



ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

I-t-диаграмма для высоких температур



1 – воздух; 2–6 – продукты горения природного газа при разных значениях коэффициента избытка воздуха:

2 – $\alpha = 3,0$; 5 – $\alpha = 1,2$;

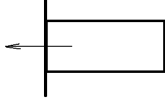
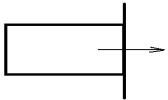
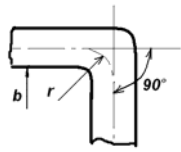
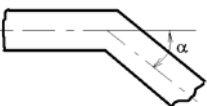
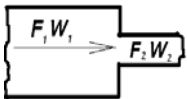
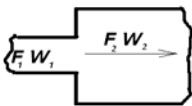
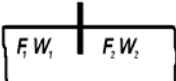
3 – $\alpha = 2,0$; 6 – $\alpha = 1,0$;

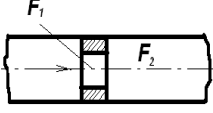
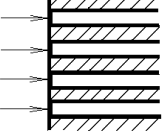
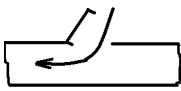
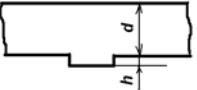
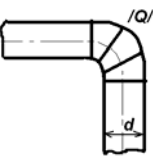
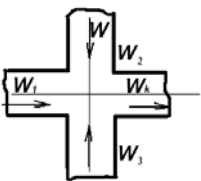
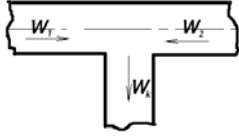
4 – $\alpha = 1,5$;

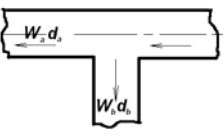
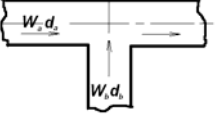
----- (штрих линия) – calorimetric temperature

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Коэффициент местного сопротивления [10]

Номер п. п.	Местные сопротивления	Эскиз	Расчет коэффициента ξ	
1	Вход в отверстие с острыми краями		$\xi = 0,5$	
2	Выход из канала		$\xi = 1$	
3	Плавный поворот на 90° круглых и квадратных каналов		r/b	ξ
			0,5	1,2
			0,75	0,38
			1	0,19
			2	0,12
			5	0,08
4	То же при угле поворота от 30° до 180°		Значение ξ (п.3) умножается на коэффициент К	
			α^0	К
			30	0,5
			60	0,8
			90	1
			120	1,2
			150	1,3
			180	1,4
5	Резкий поворот прямоугольного канала без закруглений		α^0	ξ
			30	0,6
			60	1
			90	1,2
			120	1,4
			180	1,7
6	Внезапное сужение канала (к скорости W_2)		F_2 / F_1	ξ
			0,1	0,5
			0,5	0,3
			0,9	0,1
7	Внезапное расширение канала		F_2 / F_1	ξ
			0,1	0,8
			0,5	0,3
			0,9	0,01
8	Частично открытый шибер или заслонка		Степень открытия, %	ξ
			10	230
			30	17
			50	4
			70	1
			90	0,2
			100	0,1

Номер п. п.	Местные сопротивления	Эскиз	Расчет коэффициента ξ	
9	Дроссельная заслонка		α^0	ξ
			10	0,52
			30	3,9
			50	32,6
			70	151
10	Острая диафрагма		F_2 / F_1	ξ
			0,1	246
			0,2	51
			0,3	18
			0,4	8
			0,6	2
			0,7	1
			0,8	0,3
11	Вход в систему каналов		Отверстия: квадратные $\xi = 2K \ 2,5$ круглые $\xi = 3K \ 3,5$ прямоугольные $\xi = 1,5K \ 2$	
12	Клапан		h / d	ξ
			0,15	9
			0,2	4,5
			0,3	2,1
			0,4	1,6
			0,45	1,5
13	Клапан переводной		$\xi = 2$	
14	Ниша в канале		$\xi = 0,1 \dots 1$ и возрастает с увеличением h / d	
15	Колено круглого сечения (поворот на 90°)		Q / d	ξ
			0	1,3
			1	0,4
			2	0,3
			3	0,3
16	Крестовина (слияние потоков)		W / W_k	ξ
			0,1	1,5
			0,3	1,4
			0,5	1,2
			0,7	0,9
			0,9	0,5
			1	0,2
17	Встреча двух струй под углом 180° и поворотом на 90°		При $W_1 = W_2 = W_k$ $\xi = 3$	

Номер п. п.	Местные сопротивления	Эскиз	Расчет коэффициента ξ
18	Тройник раздающий		$W_b \cdot \xi_b$
			W_a d_b/d_a
			0,35 0,58 1
			0,6 3,2 4,0 6,2
			0,8 1,9 2,5 4,5
			1,0 1,6 2,1 3,6
			1,2 1,4 1,6 3,4
19	Тройник собирающий		$W_b \cdot \xi_b$
			W_a d_b/d_a
			0,35 0,58 1
			0,6 -3,8 -1,6 0,1
			0,8 -1,0 0 0,6
			1,0 -0,6 0 1,2
			1,4 0,4 0,4 1,3
20	Регенеративная насадка: а) сплошными колодцами; б) чередующимися рядами	—	а) $\xi = \frac{1,14}{\sqrt[4]{d}} \cdot h_{\text{нас}}$, б) $\xi = \frac{1,57}{\sqrt[4]{d}} \cdot h_{\text{нас}}$, где d – гидравлический диаметр ка- нала насадки, $h_{\text{нас}}$ – высота насадки

ПРИЛОЖЕНИЕ И

Форма титульного листа

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
Национальный исследовательский Томский политехнический университет

Направление	240100 «Химическая технология и биотехно- логия»
Кафедра	технологии силикатов и наноматериалов

Проект ванной печи

(Тема работы)

ФЮРА 240100.00.000 ПЗ

Студент

(Подпись)

(Дата)

(И.О. Фамилия)

Руководитель

(должность, уч.степень, звание)

(Подпись)

(Дата)

(И.О. Фамилия)

Допустить к защите:

Заведующий кафедрой

(Подпись)

(Дата)

(И.О. Фамилия)

ТОМСК – 20__

ПРИЛОЖЕНИЕ К

Пример оформления задания

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
Национальный исследовательский Томский политехнический университет

ЗАДАНИЕ

на выполнение курсового проекта

Студенту _____

1. Тема курсового проекта _____

2. Срок сдачи студентом готового проекта _____ 20__ г.

3. Исходные данные _____

4. Содержание расчетно-пояснительной записки _____

5. Графическая часть _____

6. Дата выдачи задания _____

Руководитель _____ (И.О. Ф.)
(подпись, дата)

Задание принял к исполнению
_____ (И.О. Ф.)
(подпись, дата)

Пример оформления реферата

Реферат

Курсовой проект содержит 36 с., 4 рисунка, 8 таблиц, 2 листа графического материала.

Ключевые слова: вращающаяся печь, портландцементный клинкер, топливо, тепловой баланс, оборудование вращающейся печи, дымосос.

Цель работы – разработка установки вращающейся печи для обжига портландцементного клинкера, определение расхода топлива, расчет тяго-дутьевых устройств, определение технико-экономических показателей.

Полученные технико-экономические показатели:

производительность – 1800 т/сут;

удельная производительность – 25 кг/м²·ч;

размеры печи, D×L – 5×185 м

удельный расход тепла – 56810 кДж/кг;

удельный расход условного топлива – 22 %;

дымосос – ЮГЦ-20,5×2.

Список литературы

1. Воробьев Х.С., Мазуров Д.Я., Соколов А.Л. Теплотехнологические процессы и аппараты силикатных производств. – М.: Высшая школа, 1965. – 773 с.
2. Волгина Ю.М. Теплотехническое оборудование стекольных заводов. – М.: Стройиздат, 1982. – 276 с.
3. Левченко П.В. Расчеты печей и сушил силикатной промышленности. – М.: Высшая школа, 2007. – 368 с.
4. Мазуров Д.Я. Теплотехническое оборудование заводов вяжущих материалов. – М.: Высшая школа, 1975. – 288 с.
5. Никифорова Н.М. Теплотехника и теплотехническое оборудование предприятий промышленности строительных материалов и изделий. – М.: Высшая школа, 1981. – 270 с.
6. Огнеупоры и огнеупорные изделия. – М.: Издательство стандартов, 1975. – 671 с.
7. Роговой М.И., Кондакова М.Н., Сагановский М.И. Расчеты и задачи по теплотехническому оборудованию предприятий промышленности строительных материалов. – М.: Стройиздат, 1975. – 320 с.
8. Справочник по проектированию цементных заводов / под ред. С.И. Данюшевского. Л.: Стройиздат, 1969. – 240 с.
9. Баренбойм А.М., Галиева Т.М., Гинзбург Д.Б. и др. – М.: Стройиздат, 1964.
10. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Госэнергоиздат, 1960.

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	3
1. СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	4
2. РАСЧЕТЫ ПЕЧЕЙ	6
2.1. Конструктивный расчет и описание установки	6
2.2. Тепловые балансы печей	8
2.2.1. Приход тепла	10
2.2.2. Расход тепла.....	10
2.3. Аэродинамические расчеты.....	27
3. ПРИМЕР РАСЧЕТА ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ПЕЧИ	52
3.1. Выбор основных решений проекта.....	52
3.2. Материальный баланс печи	54
3.3. Теплотехнический расчет	56
3.3.1. Расчет горения топлива	56
3.3.2. Тепловой баланс (на 1 кг клинкера).....	57
3.4. Подбор оборудования	60
3.4.1. Уточнение размеров печи	60
3.4.2. Подбор горелки	73
3.4.3. Подбор холодильника.....	73
3.4.4. Подбор электрофильтров печи	75
3.4.5. Подбор циклонов для очистки избыточного воздуха	75
3.5. Аэродинамический расчет	76
3.5.1. Подбор дымососа	76
3.5.2. Подбор тягодутьевых устройств воздушного тракта	79
3.6. Заключение.....	81
4. РАСЧЕТ ШАХТНОЙ ПЕЧИ ДЛЯ ОБЖИГА ИЗВЕСТИ	82
4.1. Выбор основных решений проекта.....	82
4.2. Расчет материального баланса процесса обжига известняка.....	82
4.3. Расчет конструктивных размеров шахтной печи, ее описание	84
4.4. Теплотехнический расчет печи	86
4.4.1. Расчет горения природного газа	86
4.4.3. Тепловой баланс зоны охлаждения.....	89
4.4.4. Тепловой баланс зоны обжига.....	89
4.4.5. Тепловой баланс зоны подогрева.....	94
4.5. Сводный материальный и тепловой балансы печи.....	95
4.6. Расчет удельных расходов теплоты, условного топлива и КПД печи	97
4.7. Подбор оборудования	98
4.7.1. Подбор газогорелочных устройств	98

4.7.2. Выбор загрузочного устройства	100
4.7.3. Выбор выгрузочного устройства	100
4.7.4. Подбор пылеосадительных устройств	102
4.8. Аэродинамический расчет печи	102
4.9. Заключение	106
5. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТУННЕЛЬНОЙ ПЕЧИ	107
5.1. Выбор основных решений проекта	107
5.2. Материальный баланс процесса обжига	110
5.3. Расчет размеров и описание печи	110
5.4. Теплотехнический расчет	112
5.4.1. Расчет горения топлива	112
5.4.2. Тепловой баланс зон подогрева и обжига печи (на 1 час работы)	115
5.5. Аэродинамический расчет	128
5.6. Заключение	131
6. РАСЧЕТ СТЕКЛОВАРЕННОЙ ПЕЧИ	132
6. 1. Выбор основных решений проекта	132
6.2. Определение основных размеров и описание конструкции печи	136
6.3. Теплотехнический расчет	138
6.3.1. Расчет горения топлива	138
6.3.2. Тепловой баланс варочной части	142
6.4. Техничко-экономические показатели работы печи	151
6.5. Тепловой расчет регенератора	152
6.6. Аэродинамический расчет	159
6.7. Заключение	163
Приложение А	164
Приложение Б	165
Приложение В	165
Приложение Г	166
Приложение Д	166
Приложение Е	167
Приложение Ж	168
Приложение З	169
Приложение И	172
Приложение К	173
Приложение Л	174
Список литературы	175

Учебное издание

ГУРИНА Вера Николаевна
РЕВВА Инна Борисовна

РАСЧЕТЫ ПЕЧЕЙ СИЛИКАТНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Учебное пособие

Научный редактор *доктор технических наук,*
профессор В.И. Верещагин

Выпускающий редактор *Т.С. Савенкова*

Редактор *С.П. Барей*

Компьютерная верстка *Д.В. Сотникова*

Дизайн обложки *Т.А. Фатеева*

Подписано к печати 16.05.2011. Формат 60х84/16. Бумага «Снегурочка».

Печать XEROX. Усл.печ.л. 10,35. Уч.-изд.л. 9,36.

Заказ 683-11. Тираж 100 экз.



Национальный исследовательский Томский политехнический университет
Система менеджмента качества
Издательства Томского политехнического университета сертифицирована
NATIONAL QUALITY ASSURANCE по стандарту BS EN ISO 9001:2008



ИЗДАТЕЛЬСТВО  ТПУ. 634050, г.Томск, пр. Ленина, 30
Тел./факс: 8(3822)56-35-35, www.tpu.ru