

С. С. БЕРМАН

РЕКУПЕРАТИВНЫЕ
ПЕЧИ СТЕКОЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

1938

ГИЗЛЕГПРОМ

аб-82

Проф. С. С. БЕРМАН

ДЕП

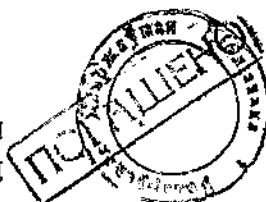
666.3
Б-50

РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ПЕЧИ СТЕКОЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
МОСКВА 1938 ЛЕНИНГРАД



.88-70

Цель книги проф. С. С. Бермана „Рекуперативные печи стекольной промышленности“ заключается в ознакомлении старшего и среднего технического персонала как с лучшими образцами иностранной техники, так и с имеющимися у нас в Союзе материалами производственного и проектного характера по рекуперативным печам, применяемым в стекольной промышленности. Значительная часть этих материалов публикуется у нас впервые.

В книге дается описание главных типов рекуператоров (преимущественно керамических) и различных рекуперативных печей: горшковых, ваннных, для обжига огнеупорного припаса и т. п.

Помимо критического описания конструкций, даются указания о постройке и обслуживании рекуператоров и приводятся данные о расчете рекуператоров с рядом примеров—в объеме, необходимом для заводских конструкторов.

Излагаются технические условия на изготовление и установку шамотных и шамотно-корундовых рекуперативных элементов.

3 68-2

ПРЕДИСЛОВИЕ

Рекуперативный принцип использования тепла отходящих газов является более старым, чем регенеративный, изобретенный Сименсом в середине прошлого столетия. Однако, первые конструкции рекуператоров были недостаточно совершенны и менее эффективны, чем регенераторы Сименса, к тому же кладка регенераторов значительно проще и это больше соответствовало технике печного дела и качеству огнеупоров того времени. Но недостатки регенераторов и, в частности, их громоздкость и неудобства в обслуживании, связанные с необходимостью постоянных „перекидок“, были настолько значительны, что вызывали вполне естественное стремление к улучшению и усовершенствованию рекуперативного метода отопления печей.

Целый ряд видных конструкторов и строителей-стекольщиков работал в конце прошлого и начале этого столетия над усовершенствованием рекуператоров, в частности, умерший в Дрездене в 1889 г. немецкий инженер Неце, который построил много рекуперативных печей не только в Германии, но и в некоторых других западноевропейских странах. Работу его в дальнейшем продолжал Роберт Дралле, который в своем курсе [2]¹ описал ряд конструкций рекуперативных печей.

Много серьезных улучшений в конструкцию рекуперативной печи ввел шведский конструктор Германсен, разработавший новый тип рекуператора. По его проектам в Западной Европе было выстроено около 4 тысяч рекуперативных печей в различных отраслях промышленности.

В последние годы в конструкцию рекуператоров были внесены значительные усовершенствования англичанином Тейзенем и американцем Мортонном; первый — в области горшковых, а второй — в области ваннных печей разработали новые оригинальные конструкции, представляющие по своим высоким показателям работы очень большой технический интерес.

В настоящее время в стекольной промышленности за границей рекуперативные печи распространены как в области горшковых, так и небольших ваннных и различного рода вспомогательных печей. У нас в стекольной промышленности они не получили пока развития, и лишь за самое последнее время на некоторых наших заводах сооружено несколько небольших рекуперативных горшковых печей и печей для обжига огнеупоров. Следует указать, что в других отраслях нашей промышленности, в частности, в металлургической и стройматериалов, за последнее время в довольно значительной степени применяется рекуперативный принцип использования тепла отходящих газов в печах для термической обработки металлов, для обжига огнеупоров и т. п. Большой толчок в этом направлении был дан стахановским движением, которое побудило изыскивать пути к интенсификации производственных процессов, в частности, термической обработки, и этим заставило в ряде случаев переводить печи на работу с подогревом вторичного воздуха в рекуператорах.

Одной из причин слабого распространения рекуперативных печей в нашей стекольной промышленности является недостаточное знакомство с ними наших

¹ Ссылки на литературный указатель отмечены в тексте цифрами, заключенными в квадратные скобки [], причем первая цифра обозначает номер труда по литературному указателю (см. приложение). На труды иностранных авторов, появившиеся в русском переводе, дается ссылка на последний.

инженерно-технических работников. Объясняется это тем, что имеющийся по данному вопросу материал разбросан в целом ряде литературных источников (в основном — в иностранных технических журналах) и недоступен нашим производственникам. Работы же на русском языке (преимущественно переводные) освещают главным образом теоретическую (расчетную) сторону вопроса и почти не описывают тех современных конструкций, которые представляют особый интерес для работников стекольной промышленности.

Цель настоящей книги заключается в ознакомлении старшего и среднего технического персонала наших заводов с лучшими образцами иностранной техники, с одной стороны, и с имеющимися у нас в Союзе материалами как производственного, так и проектного характера, с другой. В этой последней части большинство публикуемого в данном труде материала появляется в печати впервые. Помимо критической оценки описываемых конструкций, приводится ряд соображений, касающихся конструирования и расчетов как самих рекуператоров, так и рекуперативных печей в целом. Даны также технические условия (проект) на изготовление и установку рекуперативных элементов. Ввиду сравнительно незначительного практического опыта по рекуперативным печам в СССР, возможно и весьма вероятно, что в дальнейшем потребуются коррективы и дополнения в наши соображения и предложения. Обмен мнений, который несомненно последует по мере более широкого внедрения рекуперативных печей в нашу промышленность, может принести большую пользу.

Несколько слов относительно расчетов. В этой области имеются капитальные труды, в частности, появившиеся в русском переводе труды немецких исследователей Шака [12] и Хейлигенштедта [13]. Поэтому мы ограничиваемся в настоящей книге только самым необходимым и минимальным количеством расчетов (главным образом приведением формул и указаниями, в виде примеров, как ими пользоваться) в той мере, в какой это необходимо для повседневной работы по конструированию и расчету главнейших типов рекуперативных печей стекольной промышленности; по этим же причинам мы не даем вывода общераспространенных формул. Интересующихся подробно этими вопросами, а также отдельными вопросами сугубо теоретического характера, мы отсылаем к указанным выше источникам.

В конце книги приложен указатель литературы, которой мы пользовались и на которую имеются ссылки в данной работе. Кроме того, мы в весьма широкой мере использовали ряд проектных и производственных материалов, до сих пор не опубликованных.

Пользуюсь случаем выразить свою благодарность В. Н. Зимину, который просмотрел рукопись и дал ряд ценных замечаний.

Проф. С. С. Берман.

Глава I

ГЛАВНЫЕ ТИПЫ РЕКУПЕРАТОРОВ

1. Металлические рекуператоры

Рекуператор представляет собой систему каналов той или иной конфигурации, стенки которых разделяют непрерывно движущиеся в произвольном, но неизменном направлении потоки теплообменивающихся газов (обычно продуктов горения и воздуха).

В наиболее старых рекуператорах (еще более старых, чем регенераторы Сименса) в качестве таких каналов применялись чугунные и железные трубы. Эта конструкция была широко распространена для нагрева дутья доменных печей, отапливаемых древесным углем, и для сварочных печей. Она нашла также применение в стекловаренных печах. Для изготовления рекуперативных труб Ледебур [11] предлагал следующий состав чугуна:

$C = 3 - 3,5\%$, $P = 0,5\%$, $Si = 0,7 - 1,0\%$, $Mn = 0,5\%$.

Несмотря на то, что сам по себе нагрев до 700° переносится чугуном довольно благополучно, чугунные трубы оказываются непригодными для подогрева воздуха до температуры выше $400 - 500^\circ$, так как материал труб имеет при этом температуру выше и при более высоком нагреве он окисляется (перегорает). Поэтому в дальнейшем вполне понятен переход к керамическим рекуператорам, в частности изготовленным из огнеупорной шамотной массы. Это дало возможность нагревать воздух до значительно более высоких температур, примерно до тех же, которые достигаются в регенераторах.

В самое последнее время для рекуператоров стали применять специальные жароупорные стали и некоторые высокоогнеупорные материалы, как-то: карборунд, карбофракс и др. Вопрос о применении этих материалов освещен ниже, в главах V, 3 и 4 и IV, 11-а.

2. Классификация и описание керамических рекуператоров

Конструкций шамотных рекуператоров очень много. Для кладки их применяется обычный шамотный кирпич, фасонные плитки и трубы, начиная от самых простых и кончая весьма сложными. Было предложено и испытано много систем керамических рекуператоров, но от большинства из них пришлось отказаться, так как они или не создавали достаточно благоприятных условий для теплообмена, т. е. не могли давать надлежащего подогрева воздуха, или же страдали серьезными конструктивными недостатками, в частности, не обеспечивали надлежащей герметичности. Поэтому, при описании керамических рекуператоров, мы ограничимся только теми типами, которые нашли широкое распространение или же заслуживают серьезного внимания по своим техническим показателям.

Керамические рекуператоры можно разбить на две группы:

а) Пластиначатые, т. е. составленные из отдельных плит или пластин—простой или фасонной формы; в частности, для этой группы рекуператоров может быть использован нормальный шамотный кирпич.

б) Трубчатые, т. е. представляющие собой трубы квадратного, прямоугольного, круглого, шестиугольного или овального сечения, притом трубы могут располагаться или горизонтально — горизонтальные рекуператоры, или вертикально — вертикальные рекуператоры.

А. Пластинчатые керамические рекуператоры

При проектировании кирпичного рекуператора нужно иметь в виду следующее свойство кирпичной кладки, на которое обратил внимание В. Е. Грум-Гржимайло [8]. При нагревании кирпичной кладки каждый кирпич, расширяясь, толкает соседний, и кладка раздается в сторону. При охлаждении кирпичи сжимаются, и в швах образуются зазоры. Интересно, что при следующем нагревании, вследствие трения кирпичей друг о друга, эти зазоры не закрываются. Наоборот, кладка вновь раздается, и зазоры расширяются. Сказанное относится только к вертикальным швам, так как в горизонтальных швах имеющиеся щели не увеличиваются: тут кирпич лежит на кирпиче, и движение их одного по другому происходит под вертикальным давлением веса кладки.

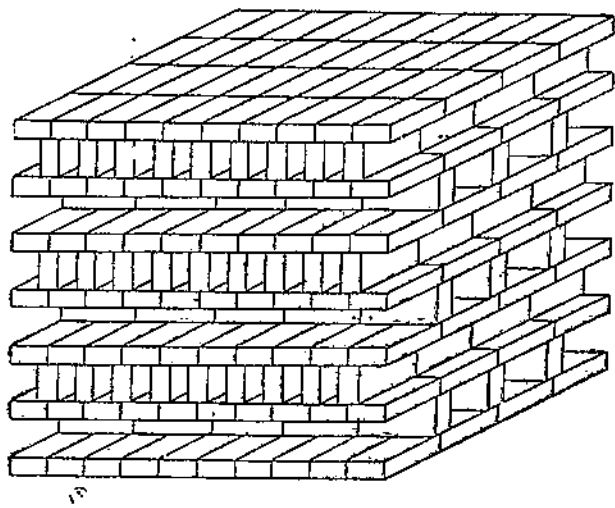


Рис. 1. Кладка кирпичного рекуператора типа Шарно

Следовательно, для создания плотного керамического рекуператора нужно принять меры, чтобы раскрытие вертикальных швов не нарушило его герметичности. Эта задача решается конструкцией так называемого рекуператора Шарно, показанного на рис. 1. Здесь дымовые и воздушные каналы горизонтальны и расположены рядами одни над другими, перпендикулярно друг к другу. В этой конструкции все вертикальные швы, через которые могли бы соединиться дым и воздух, перекрыты горизонтальными герметичными швами и поэтому даже раскрытие их не нарушает

герметичности кладки. Неперекрытые вертикальные швы остаются только между соседними дымовыми или воздушными каналами, где они не оказывают никакого влияния на герметичность установки.

При кладке такого рекуператора из нормального стандартного шамотного кирпича большого формата (250·123·65 мм) получается живое сечение каналов в одном ряду 123·58 мм, а в другом — 123·185 мм. Понятно, что, применяя для кладки рекуператора плиты соответственных размеров, можно создать как воздушные, так и дымовые каналы любого сечения.

Конструктивно в рекуператорах данного типа соответственные каналы соединяются либо параллельно, либо последовательно; таким образом можно получить рекуператор с одними или несколькими оборотами как дыма, так и воздуха. Преимущество рекуператора с несколькими оборотами (2—3) заключается в том, что поток может идти с большими скоростями, а следовательно и условия теплообмена в некоторых случаях могут быть улучшены, и, во всяком случае, повышена степень использования имеющейся поверхности нагрева. В рекуператоре с одним оборотом, при наличии обычно небольших скоростей, наблюдается расслоение потока, и поэтому практически не вся поверхность нагрева используется в одинаковой мере. Таким образом, с точки зрения теплообмена, рекуператор с несколькими оборотами является более целесообразным. Преимущество же рекуператора с одним оборотом заключается в малом сопротивлении (при последовательном соединении каналов, т. е. в рекуператоре с несколькими оборотами — сопротивление достигает

более значительной величины). Кроме того, некоторым преимуществом рекуператора с одним оборотом является меньшая засоряемость.

Применение рекуператора с одним оборотом целесообразно поэтому при малых общих размерах, в то время как при необходимости иметь большие

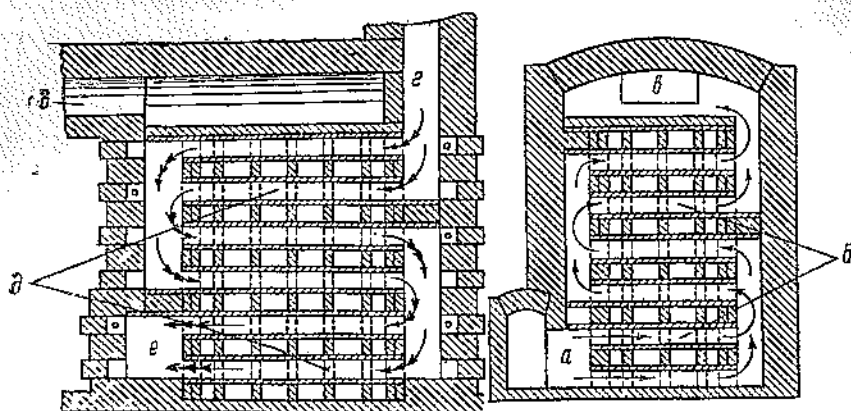


Рис. 2. Кирпичный рекуператор типа Шарно с несколькими оборотами для воздуха и дыма

а — подвод холодного воздуха; б — воздушные каналы; в — отвод нагретого воздуха;
г — подвод дымовых газов; д — дымовые каналы; е — отвод дымовых газов

поверхности нагрева более правильно делать рекуператоры высокие с несколькими оборотами. На рис. 2 и 3 показаны рекуператоры Шарно с несколькими и с одним оборотом.

Рекуператор Шарно является в работе весьма надежной конструкцией и очень прост в установке. Его существенные недостатки следующие: 1) небольшая теплопередающая поверхность, приходящаяся на 1 м³ кладки рекуператора, и 2) небольшой коэффициент теплопередачи.

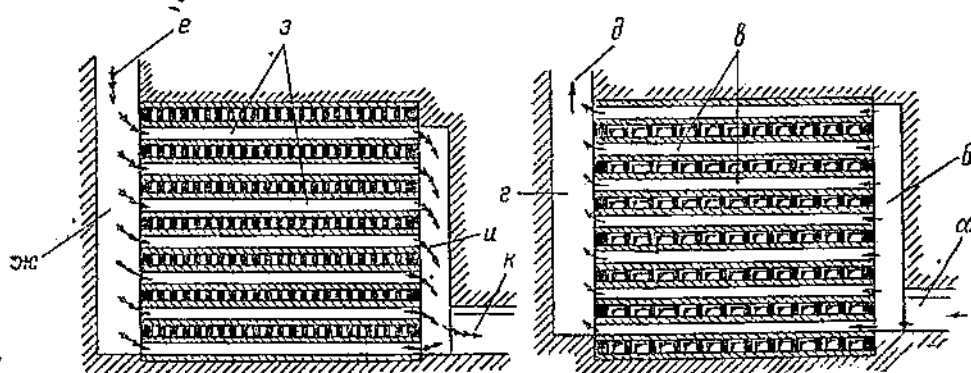


Рис. 3. Кирпичный рекуператор типа Шарно с одним оборотом для воздуха и дыма

→ движение воздуха
→ движение дымовых газов
а — подвод холодного воздуха; б — вертикальная распределительная шахта для поступающего воздуха; в — воздушные каналы; г — вертикальная распределительная шахта для нагретого воздуха; д — отвод нагретого воздуха;
е — подвод дымовых газов; ж — вертикальная распределительная шахта для поступающих дымовых газов;
з — дымовые каналы; и — вертикальная распределительная шахта для отводимых дымовых газов; к — отвод дымовых газов

Если в целях упрощения¹ считать теплопередающей поверхностью всю площадь горизонтальных плиток, то при укладке такого рекуператора из

¹ Для более точного определения величины теплопередающей поверхности необходимо учитывать влияние ребер, т. е. в данном случае поставленных на ребро плиток, отделяющих друг от друга одноименные каналы. Этот вопрос подробно разобран в главе XIII, 10.

нормального кирпича размером 250·123·65 мм теплопередающая поверхность на 1 м² кладки составит:

$$1 : (0,123 + 0,065) = 5,32 \text{ м}^2.$$

Вообще, если высота каналов h м, а толщина горизонтальных плит s м, то теплопередающая поверхность составляет:

$$\frac{1}{h + s} \text{ м}^2/\text{м}^3.$$

Далее, так как стенки между воздушными и дымовыми каналами сравнительно значительной толщины и коэффициенты теплоотдачи от дыма и к воздуху малы (небольшие скорости), то общий коэффициент теплопередачи, как было указано, невелик.

В силу означенных причин эффективность работы такого рекуператора сравнительно незначительна, но такой рекуператор все же иногда находит применение, например, для подогрева воздуха до невысоких температур в печах для обжига огнеупора и в других небольших печах (см. также главу III, 8).

В этом случае рекуператор часто устраивается выносным, т. е. он помещается в земле рядом с печью, причем как отвод горячих газов от печи к рекуператору, так и подвод нагретого воздуха от рекуператора в печь производится кирпичными подземными боровыми.

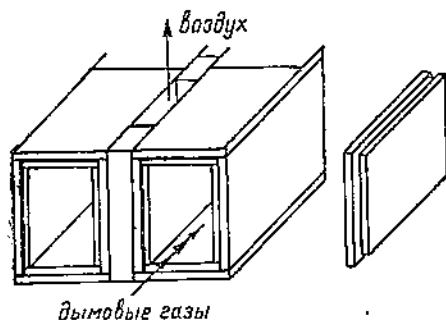


Рис. 4. Пластиновый рекуператор

На рис. 4 показана деталь рекуператора из отдельных пластин, имеющего распространение в Германии для стекловаренных печей [6]. Толщина пластин равна обычно 5 см, длина 50 см, ширина 25—40 см. Укладка производится так, что получаются горизонтальные каналы с шириной в свету большей частью в 15—20 см и высотой в 25—30 см, по которым идут дымовые газы.

Эти каналы распираются кирпичами, благодаря чему образуются хода для воздуха. Так как для этого обычно применяется кирпич нормальных размеров, то ширина каналов для воздуха равна 6,5 см.

Отдельные пластины снабжены на краях четвертями, чем достигается большая прочность и лучшая плотность как в продольных, так и в поперечных швах. „Несмотря на это, в таких составленных из пластин каналах часто создаются неплотности, вызывающие при сравнительно большой разнице давлений между отходящими газами и воздухом и при большой длине швов, нарушения в работе печи“ [6, стр. 173—174].

Б. Трубчатые горизонтальные рекуператоры

а) Рекуператор Незе-Дралле. На рис. 5 показана шамотная труба рекуператоров системы Незе-Дралле, имевших раньше широкое применение в стекловаренных печах, выстроенных указанными авторами в разных странах Западной Европы, особенно — в Германии. Это — прямоугольная труба длиной 2 м, шириной в свету 15 см и высотой в свету 26 см. Целый ряд горшковых и ваннных печей с такими рекуператорами описан в курсе Дралле [2]; подробные данные о конструкции и показателях работ 9 ваннных печей, установленных в Германии, имеются в труде „Стекловаренные печи“, изданном Германским стеклотехническим обществом под редакцией д-ра Маураха [6].

В рекуператорах типа Незе-Дралле дымовые газы идут по горизонтальным трубам зигзагообразно сверху вниз, обычно в три оборота. Что же касается воздуха для горения, то он подымается в промежутках шириной 6,5 см между трубами. Трубы располагаются или одна над другой, или же в шахматном порядке. Соответственно с этим воздух идет или свободным движением по прямой линии, или же по линии ломаной. При шахматном расположении труб

поверхность последних в более полной мере омывается воздухом, что способствует увеличению степени его нагрева. Однако, это сопряжено с несколько большим гидравлическим сопротивлением по пути воздуха.

Поверхность нагрева на 1 м^3 кладки составляет [28]: омываемая отходящими газами — $6,12 \text{ м}^2$; воздухом — $7,00 \text{ м}^2$.

Недостатком этих рекуператоров является небольшая поверхность нагрева на 1 м^3 кладки (ее в дальнейшем будем называть удельной поверх-

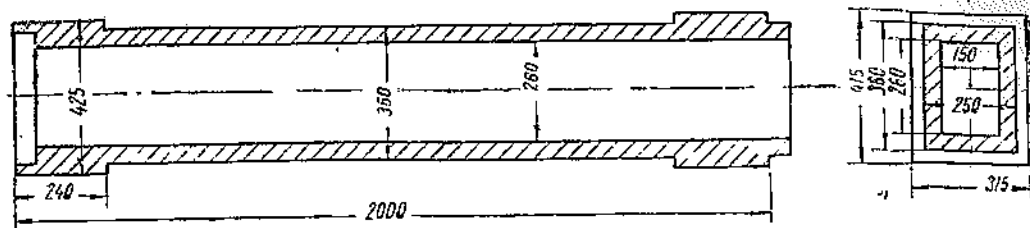


Рис. 5. Рекуперативная труба Незе-Дралле

ностью нагрева), недостаточная прочность труб и возможность их прогиба и появления трещин при сильном нагреве.

б) Рекуператор Германсена. На рис. 6 показаны два типа рекуперативных элементов Германсена, на рис. 7 — аксонометрия кладки, а на рис. 8 — два вертикальных разреза рекуператора Германсена. Этот тип является по сути дела усовершенствованием пластинчатого рекуператора Шарно. Германсен заменил обычный кирпич трубчатым, элементы которого сразу дают внутренние дымовые ходы и нормальные к ним воздушные.

Дымовые газы движутся по продольным каналам, имеющимся в элементах; в этом направлении элементы уплотняются при помощи имеющихся у них шпунтов. Воздух движется по каналам, образуемым каждым двумя соседними

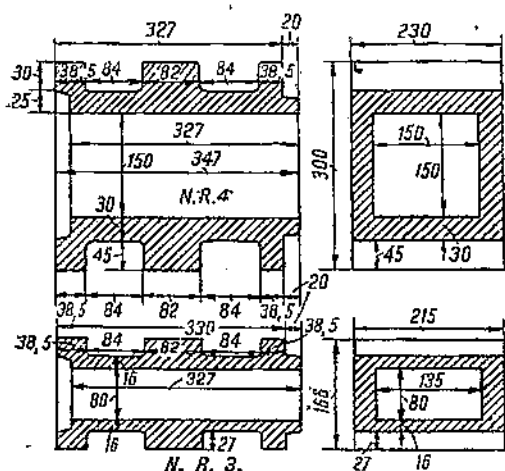


Рис. 6. Элементы рекуператора системы Германсена

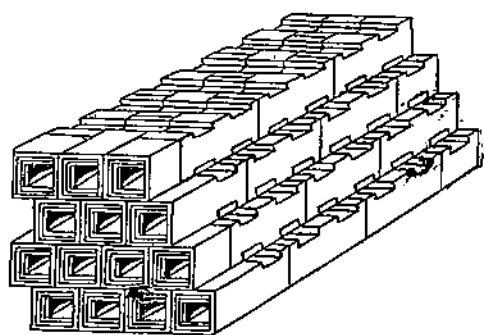


Рис. 7. Аксонометрия кладки рекуператора Германсена

элементами. Элементы каждого следующего (по вертикали) ряда сдвигаются на полшага в осевом направлении; в горизонтальных рядах также осуществлен сдвиг на полширины элемента; в результате этого достигается большая строительная прочность и плотность сооружения.

Как и в рекуперативных элементах Незе-Дралле, мы здесь имеем дело с прямоугольными горизонтальными трубами; но их установка плотнее и прочнее, поскольку они опираются одна на другую, и между наружными верти-

кальными поверхностями труб нет прозоров для поднимающегося воздуха; для последнего предусмотрены лишь горизонтальные каналы.

Большая прочность конструкции по сравнению с типом Незе-Дралле достигается также за счет уменьшения сечения дымовых и воздушных каналов, из-за чего увеличивается гидравлическое сопротивление и усиливается опасность засорения. Уменьшение сечения каналов вызвано стремлением увеличить удельную поверхность нагрева.

Германсен применяет два размера рекуперативных элементов (рис. 6) более крупный NR4 и более мелкий NR3.

В рекуператорах Германсена как воздух, так и дымовые газы обычно движутся в несколько оборотов. Воздух, доходя до той или другой боковой стены камеры рекуператора, изменяет свое направление на обратное. С этой целью трубы каждого верхнего ряда сдвинуты на полширины против нижнего ряда (см. аксонометрию и разрез вдоль воздушных каналов), так что получается соединение (перевязка рядов) в поперечном направлении.

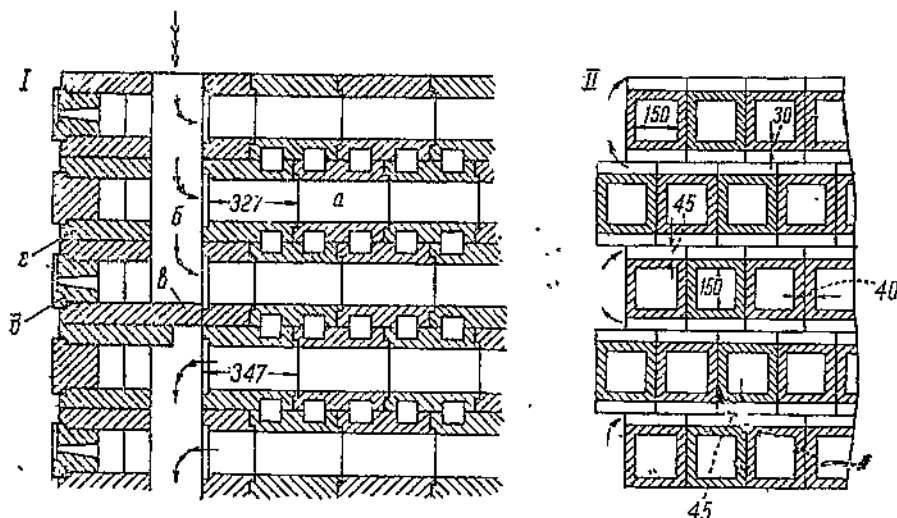


Рис. 8. Вертикальные разрезы рекуператора Германсена

I — разрез вдоль дымовых каналов
II — разрез вдоль воздушных каналов

При укладке элементов, показанной на рис. 7 и 8, воздух должен менять направление при каждом его проходе поперек рекуператора. Бывают, однако, случаи, когда желательно иметь два или более соседних канала для воздуха, соединенных параллельно; это легко достичь разделением всех лежащих друг на друге слоев труб на несколько вправо или влево сдвинутых групп.

Для распределения дымовых газов у концов дымовых каналов *a* находится распределительный канал *б*, в который на определенных расстояниях вкладываются подвижные перегородки *в*. Таким образом два, три или более рядов дымовых каналов работают параллельно. Наружная наиболее доступная стенка *г* распределительного канала *б* снабжена „пробками“ *д* из специальных кирпичей и образует так называемую переднюю стенку. Если является необходимость в прочистке какого-либо из каналов рекуператора во время его действия, то кирпичная пробка *д* вынимается, и чистка производится через освобождаемое ею в передней стенке отверстие. В пробках *д* проделаны закрытые пластинкой из слюды отверстия, через которые можно наблюдать за работой рекуператора. Распределительные каналы, лежащие у противоположного конца рекуператора, должны иметь (предпочтительно в боковой стене) дверцы для чистки.

Воздушные каналы, ближайшие к распределительным каналам *б*, закрыты наглухо (герметически) для полной изоляции дымовых газов от воздуха. Таким образом, в каждом конце рекуператора имеется по половине глухой трубы.

Рекуперативные печи системы Германсена имели большое распространение в различных отраслях промышленности. Так, по указанию Тейзена [29] в эксплуатации находилось (в 1917 г.) около 3800 агрегатов.

в) **Рекуператор Тейзена (гексагональный).** Известный английский конструктор Тейзен предложил новый тип рекуперативных элементов — не 4-угольного, а 6-угольного, так называемого „гексагонального“ сечения. Как указывает Тейзен, эта идея заимствована им из пчелиных сот, в которых, как это хорошо известно, сочетается принцип максимальной поверхности с минимальным объемом и весом. При этом, следовательно, создаются предпосылки для достижения максимально возможной эффективности по сравнению с любым другим типом трубчатого рекуператора.

На рис. 9 показаны рекуперативные элементы Тейзена, а на рис. 10 — разрез трех типов кладки рекуператора из таких элементов.

Основная труба *а* (рис. 9), как уже указано — гексагонального (6-гранного) сечения со стенками равномерной толщины. На одном конце она снабжена фланцем минимальной длины, заканчивающемся втулкой; на другом конце ее имеется несколько более длинный фланец, который снабжен соответствующим раструбом. Шестиугольное очертание обоих фланцев, одинаковых по размерам, обеспечивает создание сплошной стенки при кладке одной трубы на другую. Каждая труба опирается на нижние только при помощи своих фланцев. Благодаря разной длине фланцев достигается возможность перевязки труб по длине путем укладки каждого ряда их то в одну, то в другую сторону, как это видно на рис. 9. Для этой цели имеются концевые трубы двух видов: одни заканчиваются втулками *б*, а другие раструбами *в*. Эти концевые трубы —

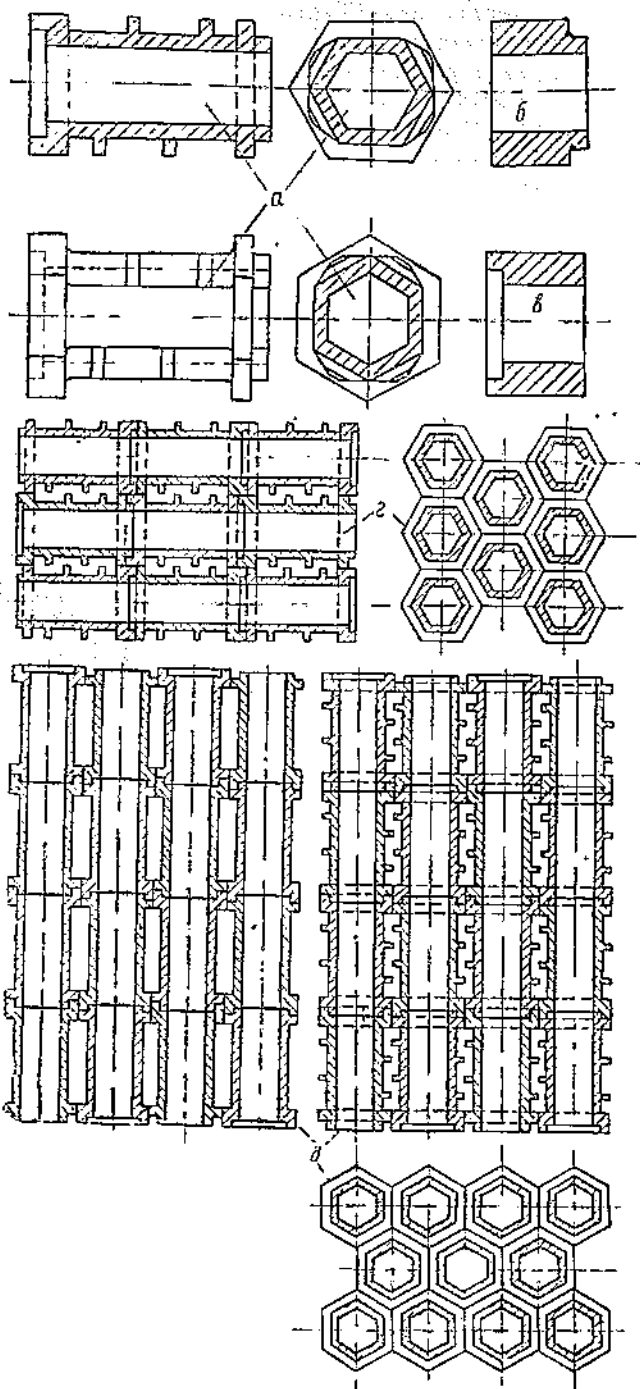


Рис. 9. Элементы рекуператора системы Тейзена и детали кладки

а — основная рекуперативная труба; *б* — концевая рекуперативная труба с втулкой; *в* — концевая рекуперативная труба с раструбом; *д* — разрез кладки с горизонтальным расположением рекуперативных труб; *е* — разрез кладки с вертикальным расположением рекуперативных труб

разной длины, причем разница соответствует разности длин фланцев основных труб. Для предупреждения прососов между воздухом и дымом концы труб вставляются в раструбы. При этом создается очень сложное сообщение между дымом и воздухом.

В рекуператорах Тейзена дымовые газы двигаются по трубам, а воздух — в промежутках между последними. Для улучшения отдачи тепла от труб к воздуху в рекуператоре Тейзена предусмотрены следующие мероприятия:

- а) воздушные каналы сделаны узкие и длинные;
- б) воздух движется зигзагообразно, благодаря чему поверхность труб полностью омывается;
- в) каждый отдельный воздушный канал переходит в два наклонных канала, благодаря чему меняется живое сечение воздушного потока, а, следовательно, и скорости, что, в свою очередь, вызывает весьма желательные завихрения;

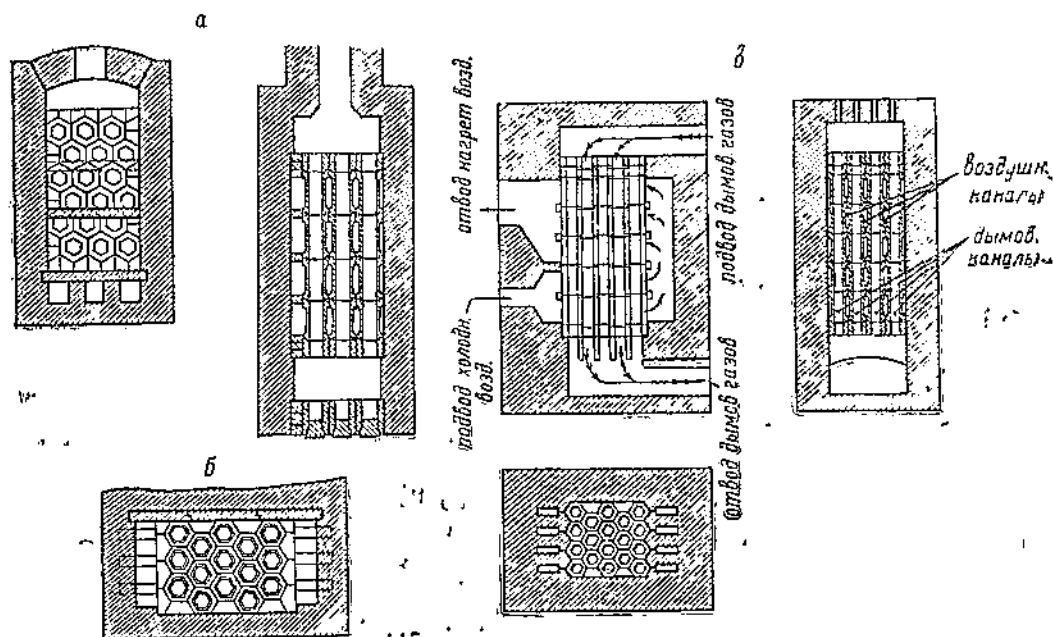


Рис. 10. Различные способы кладки рекуператора Тейзена

а — дымовые газы движутся горизонтально по трубам; воздух — вертикально зигзагами между трубами; б — дымовые газы движутся горизонтально по трубам; воздух — горизонтально между трубами; в — дымовые газы опускаются по вертикальным трубам; воздух движется горизонтально зигзагами между трубами

г) каждые две взаимно-противоположные поверхности труб снабжены несимметрично расположенными приливами.

Все вышеуказанные мероприятия должны способствовать полному омыванию поверхности и созданию завихрений, благодаря чему отдача тепла воздуху в значительной мере интенсифицируется.

Тейзен применяет, главным образом, три способа кладки рекуператоров [32].

Способ 1. Рекуператор с горизонтальными дымовыми трубами и вертикальным зигзагообразным движением воздуха между трубами (рис. 10а). Это устройство является стандартным и применяется для рекуператоров сравнительно большой высоты и небольшой ширины. Дымовые газы делают обычно от двух до четырех оборотов, причем они поступают сверху рекуператора и отводятся вниз. Воздух поступает снизу и подымается между трубами зигзагообразно вверх, т. е. перекрестным потоком по отношению к дымовым газам. При такой кладке рекуператора можно направление дыма и воздуха взаимно заменять, но в таком случае воздух следует подавать вентилятором.

Способ 2. Рекуператор с горизонтальными дымовыми трубами и горизонтальным движением воздуха между трубами (рис. 10б). Этот способ применяется для низких рекуператоров сравнительно большой длины. Дымовые газы

проходят вдоль рекуператора по трубам в один оборот. Воздух проходит по горизонтальным каналам между трубами от одной продольной стены рекуператора к другой; здесь, следовательно, имеет место тоже перекрестный поток. Это устройство применяется Тейзенем в его новейших конструкциях с установкой рекуператора над печью (см. стр. 71, рис. 47).

Способ 3. Рекуператор с вертикальными дымовыми трубами и горизонтальным движением воздуха между ними (рис. 10в). По указанию Тейзена [32] этот способ является целесообразным, если недостаток места препятствует чистке рекуператора с обычным горизонтальным расположением труб.

Дымовые газы проходят в один или несколько оборотов сверху вниз; обычно применяется один оборот. Воздух в два или более оборота движется зигзагообразно снизу вверх перекрестным по отношению к газам потоком.

Удельная поверхность нагрева рекуператоров Тейзена по его подсчетам [32] составляет $10 \text{ м}^2/\text{м}^3$.

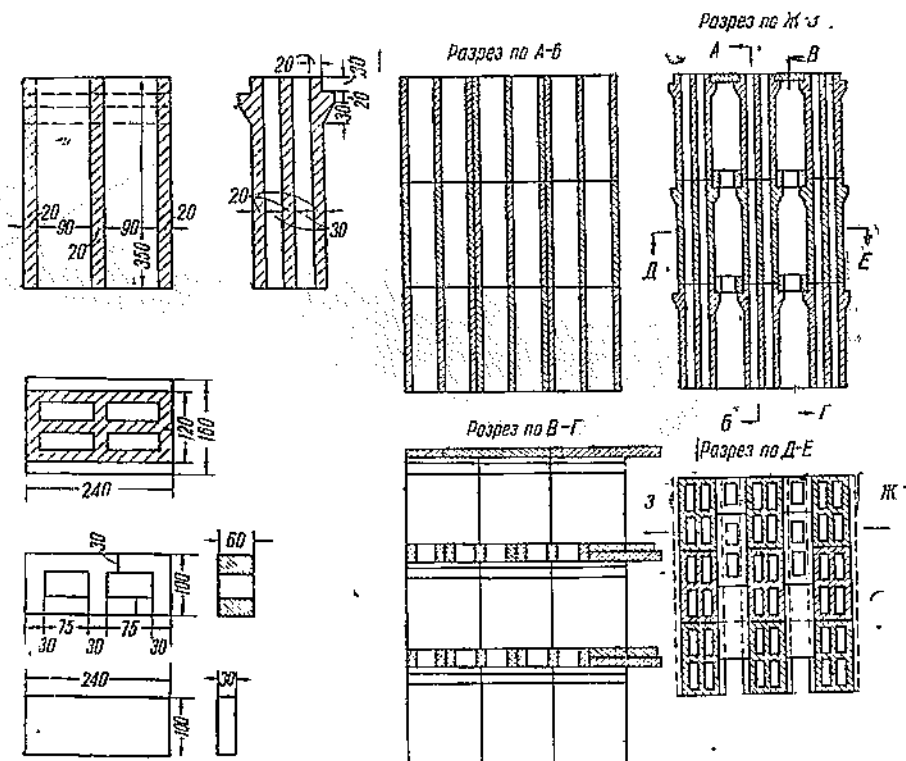


Рис. 11а. Элементы рекуператора системы Штейн-Чапмана и детали кладки (Конструкция Стеклопроекта)

В. Трубчатые вертикальные рекуператоры

а) Рекуператор Штейн-Чапмана. Во всех описанных выше конструкциях трубы расположены горизонтально; такие рекуператоры обычно называются горизонтальными. Основной недостаток рекуператоров с горизонтальными трубами заключается в отмеченных уже выше свойствах кирпичной кладки, а именно — в появлении в ней зазоров при чередующихся нагреваниях и охлаждении. Возможность появления щелей между отдельными элементами является самым слабым местом рекуператоров, а при горизонтальных рекуператорах этот недостаток почти совершенно неизбежен. Нельзя отрицать, что правильным подбором керамических масс для рекуперативных труб, кладкой на соответственном растворе (огнеупорном цементе) и, наконец, устройством плотных стыков — при помощи шпунтов, раструбов и т. п. можно в значительной мере ослабить этот недостаток, но коренное его устранение вряд ли возможно при

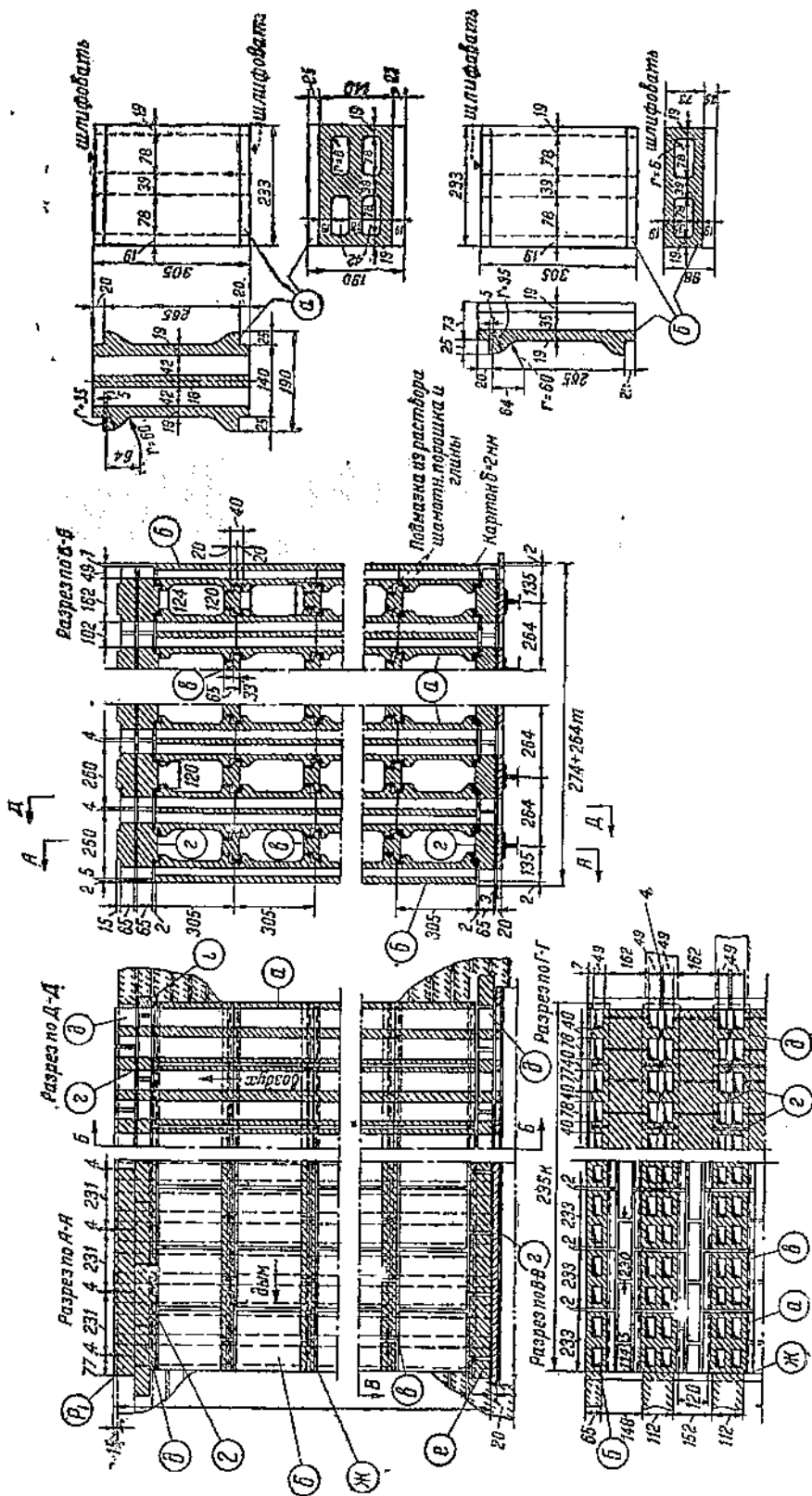


Рис. 116. Элементы рекуператора системы Шрей-Чапмана и детали кладки
(Конструкция Стальпроекта)

горизонтальном расположении труб. Через образующиеся щели подогреваемый воздух засасывается в дымовые каналы и оттуда в дымовую трубу. При этом эффективность работы рекуператора, т. е. степень подогрева воздуха сильно понижается (см. глава XIII, 11). Кроме того, поступление воздуха в рабочую камеру печи может упасть ниже необходимого количества.

Более естественно, что были предложены и за последние годы нашло широкое применение рекуператоры с вертикальными трубами. Одной из первых таких конструкций, нашедшей широкое применение в промышленных печах, является рекуператор, известный у нас под названием Штейн-Чапмана (аналогичный рекуператор давно распространен во Франции под названием Раде-Ленкоше) и показанный в ортогональных проекциях на рис. 11 и в перспективе на рис. 12. Следует указать, что размеры элементов, показанные на рис. 11а, относятся к рекуператору, запроектированному нами несколько лет тому назад в Стеклопроекте по типу Штейн-Чапмана, а размеры, показанные на рис. 11б — к конструкции Штейн-Чапмана по справочнику Сталь-проекта [23].

Рекуператор состоит из фасонных труб, внутри которых имеется по 4 канала небольшого сечения. Трубы устанавливаются одна на другую и распираются специальными плитками, лежащими на ребрах, имеющихся в верхней их части. Воздух поступает в нижнюю часть рекуператора и, проходя по специальным горизонтальным каналам, распределяется между вертикальными

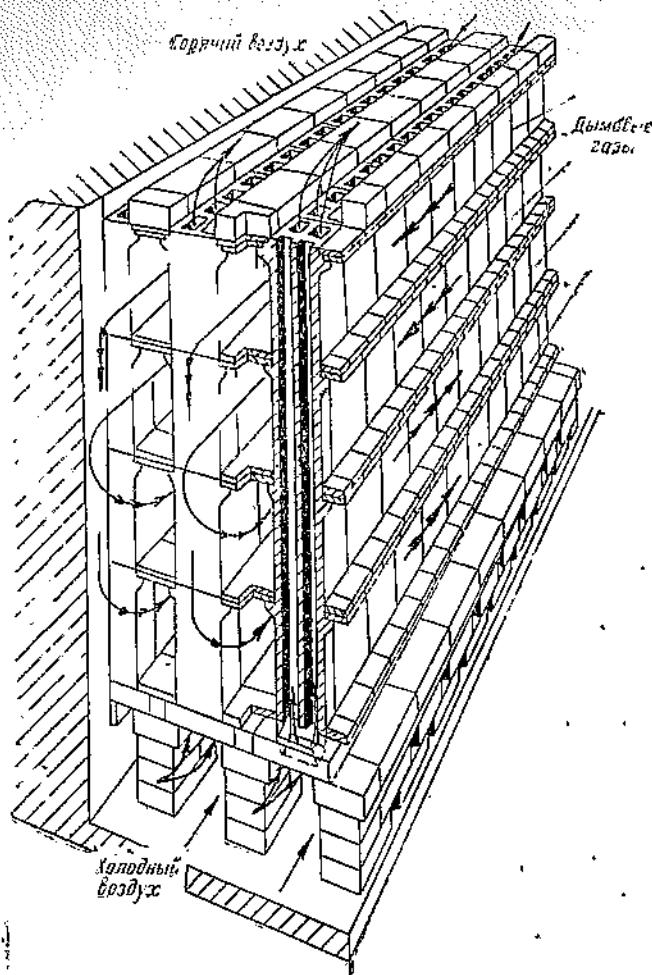


Рис. 12. Перспектива рекуператора Штейн-Чапмана

каналами, имеющимися в трубах, и подымается по ним вверх. Дымовые газы проходят через широкие горизонтальные каналы между трубами. Движение дымовых газов — зигзагообразно сверху вниз, в несколько горизонтальных оборотов (на перспективном изображении — рис. 12 — в два оборота). Для возможности поворачивания дымовых газов часть распорных кирпичей снабжена отверстиями (рис. 11а).

В описанном рекуператоре единственное соединение, через которое мог бы просачиваться воздух в отходящие газы, расположено горизонтально, и плотность обеспечивается тесным примыканием друг к другу кирпичей, вследствие их веса. Это обстоятельство является первым и основным преимуществом вертикальных рекуператоров.

Вторым преимуществом рекуператоров этого типа является прямолинейное

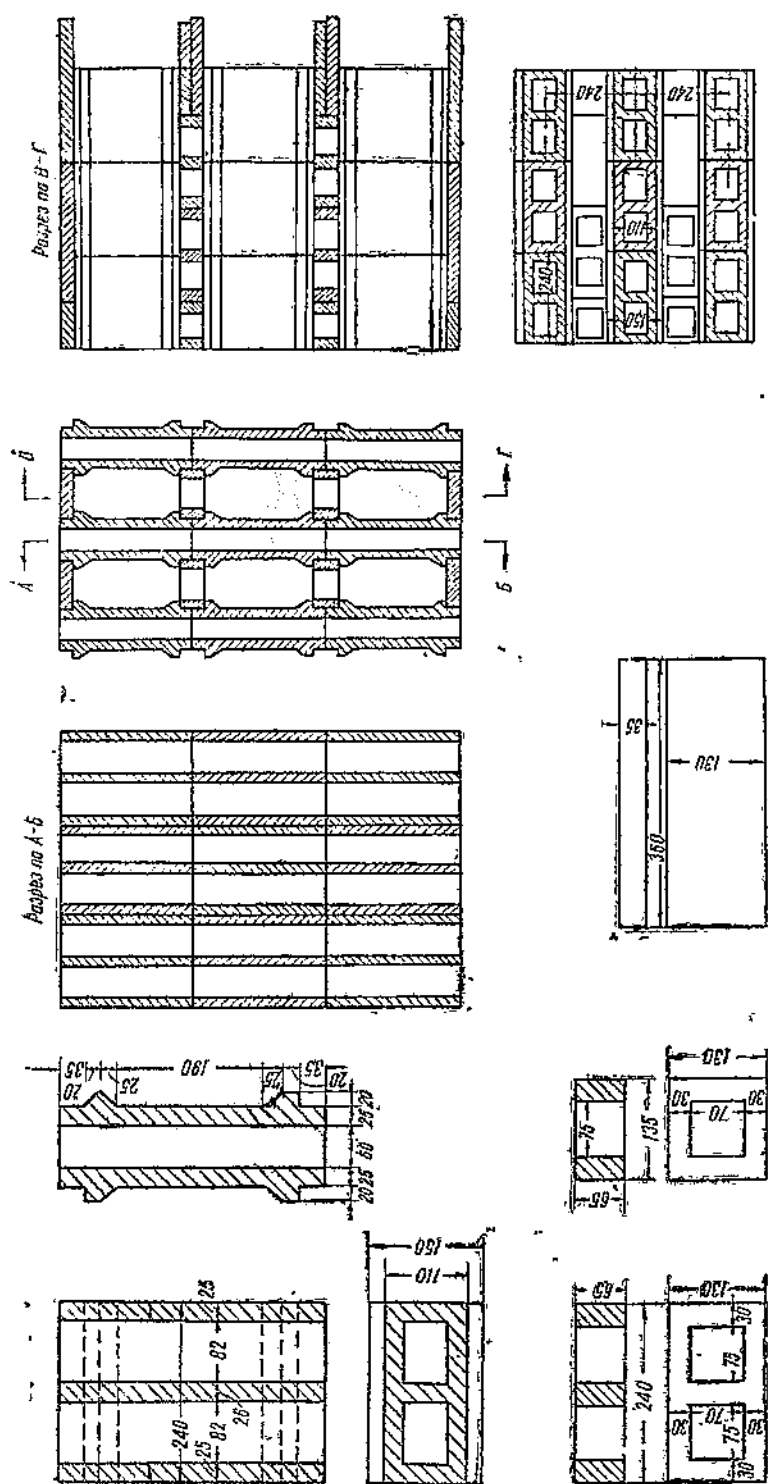


Рис. 12. Реконструктивные элементы и детали кладки системы Стальпроект

движение воздуха, благодаря чему гидравлические потери (на повороты и изменение скоростей) сравнительно незначительны, что способствует правильной работе печи. Это обстоятельство позволяет делать вертикальные каналы для воздуха очень малого сечения, что, с одной стороны, полезно в смысле увеличения коэффициента теплоотдачи конвекцией от рекуперативных элементов к воздуху (см. ниже гл. XII, 5 и 6), а с другой — способствует более равномерному распределению воздуха между отдельными каналами, поскольку сопротивление в них от трения сравнительно велико.

Следует обратить внимание на то, что каналы для отходящих газов в рекуператоре Штейн-Чапмана (как впрочем и в рекуператорах других систем) сделаны значительно большего сечения, чем для воздуха. Объясняется это тем, что в отходящих газах печей, в том числе и стекловаренных, обычно содержится некоторое количество пыли от загружаемого материала; засорение широких каналов происходит не так интенсивно, как узких, и, кроме того, они легче могут быть очищены через пробки, которые предусматриваются в рубашках рекуператоров (см. также главу XIV, 5 и 6).

6) **Рекуператор Стальпроекта.** На рис. 13 показаны детали и кладка рекуператора из элементов Стальпроекта. Это по сути дела видоизмененный рекуператор Штейн-Чапмана, причем основное отличие заключается в замене четырех каналов в каждой трубе двумя, что, понятно, облегчает изготовление этих элементов, но, как показывают более детальные расчеты (см. ниже главу XIII, 10), несколько ухудшает теплотехнические показатели, в частности, степень нагрева воздуха. Кроме того, рекуперативные трубы снабжены ребрами не только сверху, но и снизу. Снабжение ребрами с двух сторон позволяет получить несколько большую устойчивость и большую плотность соединений.

Детали кладки, а также направление дыма и воздуха вполне аналогичны рекуператору Штейн-Чапмана.

в) **Рекуператор Амслер-Мортон с вертикальными воздушными трубами.** На рис. 14 показаны детали кладки рекуператоров с вертикальными воздушными трубами, предложенные американской проектной фирмой Амслер-Мортон. На рис. 16 показан этот рекуператор в аксонометрии. На рис. 15 показаны детали кладки из аналогичных фасонных элементов, причем трубы расположены в шахматном порядке. Показанные на рисунках размеры относятся к разработанным нами в Стеклопроекте конструкциям этого рекуператора.

Направление движения воздуха и отходящих газов такое же, как в ранее описанных рекуператорах Штейн-Чапмана и Стальпроекта. Основная раз-

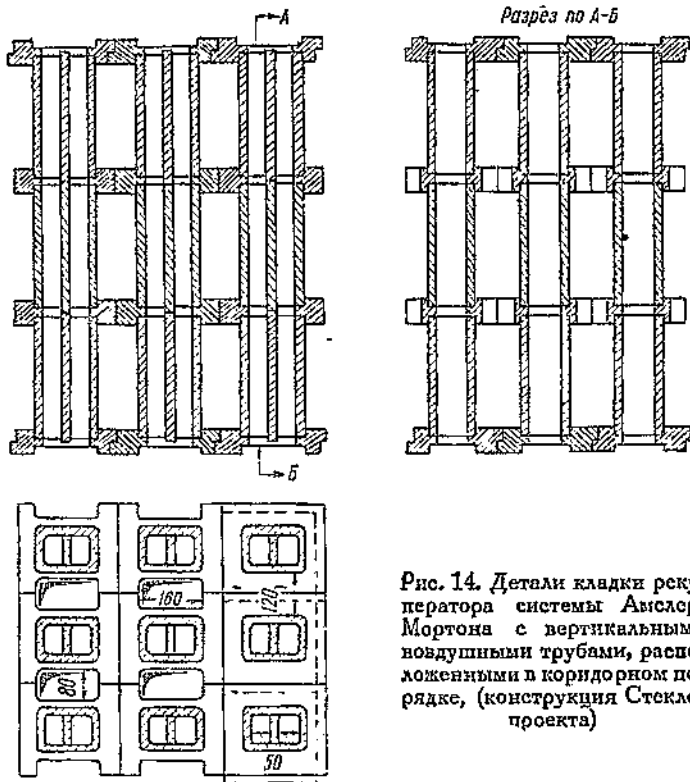


Рис. 14. Детали кладки рекуператора системы Амслер-Мортон с вертикальными воздушными трубами, расположенными в коридорном порядке, (конструкция Стеклопроекта)

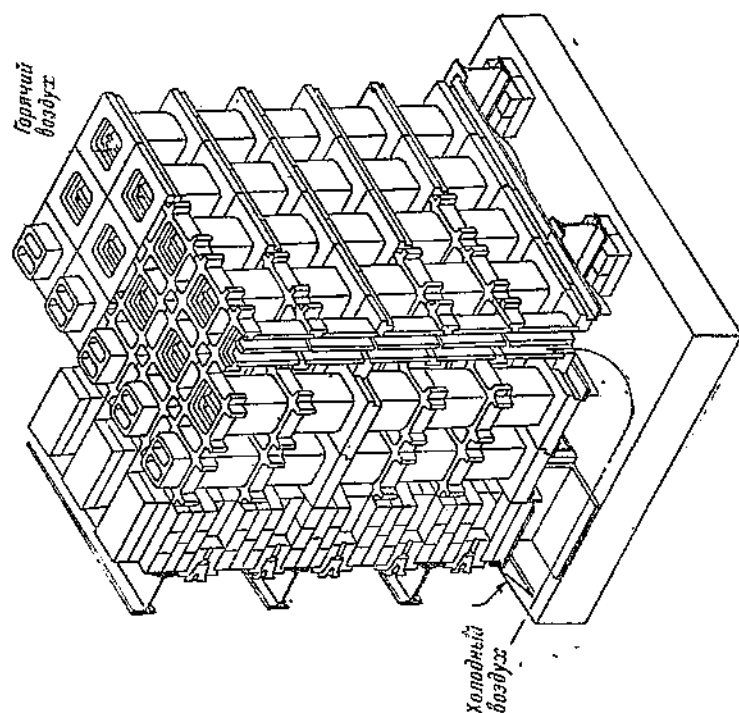


Рис. 16. Общий вид рекуператора Амслер-Мортон с вертикальными воздушными трубами

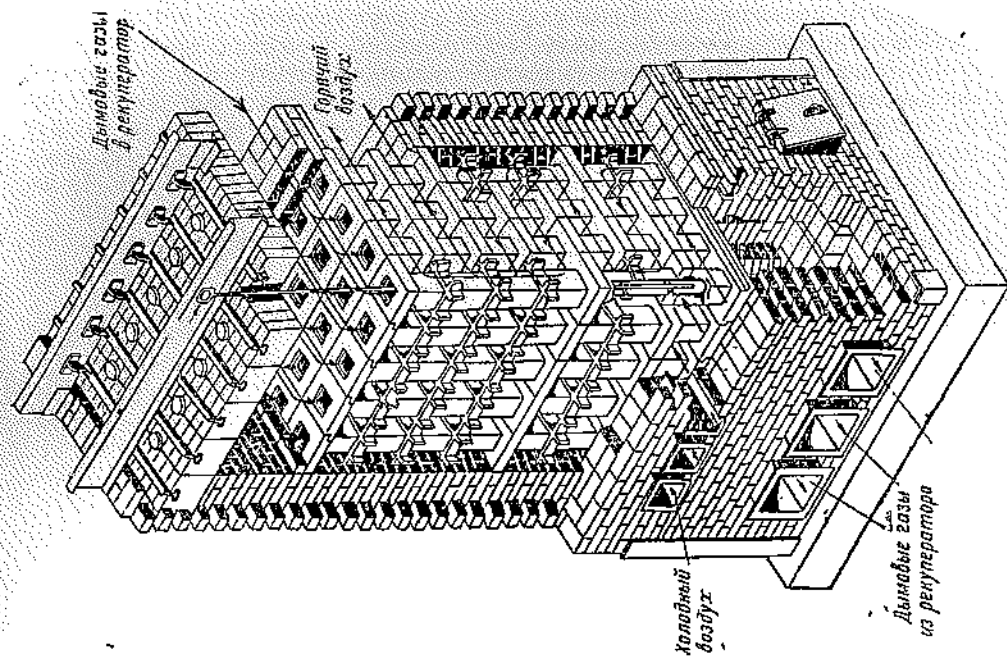


Рис. 17. Общий вид рекуператора Амслер-Мортон с вертикальными дымовыми трубами

Technical drawings of a mechanical part, showing front, top, and side views with dimensions in millimeters.

Front View (a): Shows a rectangular part with a central square hole. The outer dimensions are 260 mm (width) and 160 mm (height). The inner square hole has a side length of 120 mm. The wall thickness is 20 mm. The top and bottom flanges are 30 mm thick. The side flanges are 20 mm thick.

Top View (b): Shows the part from above. The outer dimensions are 260 mm (width) and 260 mm (depth). The inner square hole has a side length of 120 mm. The wall thickness is 20 mm. The top and bottom flanges are 30 mm thick. The side flanges are 20 mm thick.

Side View (c): Shows the part from the side. The outer dimensions are 260 mm (width) and 160 mm (height). The inner square hole has a side length of 120 mm. The wall thickness is 20 mm. The top and bottom flanges are 30 mm thick. The side flanges are 20 mm thick.

Sectional View (d): Shows a cross-section of the part. The outer dimensions are 260 mm (width) and 160 mm (height). The inner square hole has a side length of 120 mm. The wall thickness is 20 mm. The top and bottom flanges are 30 mm thick. The side flanges are 20 mm thick.

Рис. 18. Элементы рекуператора системы Амслер-Мортон с вертикальными дымовыми трубами (конструкция Стеклопроекта)
 а — рекуперативная труба; б — плитка глухая; в — плитка с четырьмя вырезами; г — плитка с одним вырезом

Данная конструкция как в целом, так и в отдельных деталях представляется нам чрезвычайно удачной не только в смысле простоты изготовления элементов, но и с точки зрения теплотехнической.

В этом рекуператоре дымовые газы движутся по вертикальным трубам сверху вниз, воздух же движется зигзагообразно в промежутках между ними. Движение газов в рекуператоре по сути дела идентично с тем, которое имеется в варианте 3 рекуператора Тейзена (рис. 10а).

На рис. 18 показаны детали рекуперативных элементов для некоторых запроектированных нами печей этого типа.

Следует обратить внимание на то, что при использовании вертикальных труб не для воздуха, а для дымовых газов целесообразно их сечение увеличивать как из практических (меньшая засоряемость), так и теоретических соображений (увеличение коэффициента теплоотдачи излучением от дыма к стенке; вопрос этот подробно освещен ниже, глава XII, 5 и 6 и XIV, 1). Поэтому в данном случае рекуперативные трубы сделаны не с двумя каналами, а с одним и притом большего сечения.

Для чистки труб в перекрытии рекуператора (см. рис. 17) предусмотрены специальные отверстия с пробками. Рекуператор перекрыт не обычным сводом, а плоским подвесным перекрытием.

* * *

Кроме описанных выше и нашедших значительное распространение, имеется много других типов трубчатых керамических рекуператоров. Одна из таких конструкций, примененная для горна, служащего для обжига абразивных изделий, показана на рис. 66 (см. главу VIII, 3).

В заключение в таблице 1 приводим значения постоянных величин труб различных типов рекуператоров.

Таблица 1
Постоянные величины рекуперативных труб различных типов рекуператоров

Тип рекуператора Основные данные	Сталиррект (рис. 13)	Амхер-Мортон с вертикальными воздушными тру- бами	Амхер-Мортон с вертикальными дымовыми тру- бами (рис. 18)	Штейн-Чапман (рис. 11а)	Германсен NR3 (рис. 6)	Германсен NR4 (рис. 6)
Сечение дымовых каналов на 1 элемент (трубу), м ²	0,0338	0,029	0,0144	0,0322	0,0108	0,0225
Сечение воздушных каналов на 1 элемент (трубу), м ²	0,0098	0,008	0,0232	0,0108	0,0099	0,0160
Гидравлический диаметр дымо- вого канала, м	0,18	0,15	0,12	0,17	0,10	0,15
Гидравлический диаметр воздуш- ного канала, м	0,07	0,06	0,126	0,045	0,069	0,089
Количество элементов на 1 м ² кладки поперек хода дыма, шт. .	11,9	11,9	17,37	11,9	34,2	22,5
Количество элементов на 1 м ² кладки поперек хода воздуха, шт.	17,37	17,37	11,9	17,37	14,5	14,5
Площадь сечения дымовых кана- лов на 1 м ² кладки поперек хода дыма, м ²	0,402	0,345	0,25	0,384	0,370	0,505
Площадь сечения воздушных ка- налов на 1 м ² кладки поперек хода воздуха, м ²	0,170	0,139	0,276	0,188	0,143	0,232
Поверхность нагрева 1 элемента по дыму, м ²	—	0,196	0,168	—	—	—
Поверхность нагрева 1 элемента по воздуху, м ²	—	0,140	0,224	—	—	—
Условная поверхность нагрева 1 элемента, м ²	0,168	0,168	0,196	0,168	0,142	0,150
Количество элементов в 1 м ³ кладки, шт.	49,6	49,6	49,6	49,6	80,5	42,1
Поверхность нагрева 1 м ³ кладки по дыму, м ² /м ³	—	9,73	8,33	—	—	—
Поверхность нагрева 1 м ³ кладки по воздуху, м ² /м ³	—	6,95	11,11	—	—	—
Условная удельная поверхность нагрева, м ² /м ³	8,33	8,34	9,72	8,33	11,43	6,31

При пользовании этой таблицей, в частности величинами условной удельной поверхности нагрева, необходимо иметь в виду следующее. Подсчет поверхности нагрева (теплопередающей поверхности) является весьма простым при наличии труб (без внутренних перегородок), омываемых газами со всех сторон, как, например, в рекуператорах Тейзена и Амслер-Мортон. В том же случае, когда трубы в одном направлении придвинуты вплотную друг к другу (рекуператоры Стальпроекта, Штейн-Чапмана и Германсена), определение величины теплопередающей поверхности более сложно, и различные авторы подсчитывают ее по разному (вопрос этот подробнее освещен в главе XIII, 10). При составлении таблицы 1 мы для таких рекуператоров принимаем за поверхность нагрева всю плоскую стенку, разграничивающую воздушные каналы от дымовых, т. е. пренебрегаем наличием перегородок и ребер жесткости. В рекуператоре Амслер-Мортон с вертикальными воздушными трубами мы также пренебрегаем наличием внутренних перегородок. Как показывают детальные подсчеты (глава XIII, 10), внутренние перемычки являются в отношении теплопередачи положительным фактором в рекуператорах Стальпроекта, Штейн-Чапмана и Амслер-Мортон (особенно в двух последних) и резко отрицательным — в рекуператоре Германсена. Поэтому действительная (расчетная) поверхность нагрева в первых трех типах выше, чем условная удельная поверхность нагрева, указанная в таблице 1, а в рекуператорах Германсена — значительно ниже.

3. Сравнение различных систем керамических рекуператоров

Сравнительную оценку рекуператоров будем производить, исходя из следующих факторов: а) герметичности, б) степени подогрева воздуха, в) гидравлики, г) термической стойкости, д) простоты изготовления, е) легкости наблюдения и чистки, ж) расхода материала.

а) **Герметичность.** Самым уязвимым местом керамических рекуператоров является опасность непосредственного соединения между дымовыми и воздушными каналами. Так как в дымовых каналах имеет место разрежение и притом по абсолютной величине большее, чем в воздушных каналах (в последних может иметь место небольшое положительное давление, хотя обычно бывает незначительное разрежение), то часть воздуха может засасываться через неплотности рекуператора в дымовые каналы. Это понижает температуру подогрева воздуха, поступающего в рабочую камеру печи (см. глава XIII, 11) и может даже привести к тому, что его будет поступать недостаточное количество. Сообщение между дымовыми и воздушными каналами может иметь место или через трещины и посечки в самих рекуперативных трубах, или через щели, образующиеся между трубами. Первое явление может быть вызвано или неудачным выбором материала, или плохим качеством работы при изготовлении труб, или, наконец, неудачной формой самих труб (этот последний вопрос разобран ниже при рассмотрении термической стойкости рекуперативных элементов). Что же касается возможности образования щелей между трубами, то это зависит как от материала труб, так и от конструкции рекуператора.

Выше отмечался основной недочет, присущий кирпичной кладке, а именно — появление щелей между кирпичами при повторных охлаждениях и разогревах, и указывалось, что это обстоятельство привело к переходу от горизонтальных рекуператоров к вертикальным, ввиду большей герметичности последних. Не исключена, понятно, возможность получить сравнительно герметичные рекуператоры и горизонтального типа. Для этого требуется, однако, не только очень продуманная конструкция (как это имеет место в рекуператорах Тейзена), но и правильный подбор керамических масс для сведения к минимуму коэффициентов температурного расширения и усадки; но даже при соблюдении всех этих условий вертикальные рекуператоры будут все же значительно герметичнее, чем горизонтальные.

Надежная конструкция стыков рекуперативных труб является также необходимым условием для создания герметичности. В лучших конструкциях стык

устроен по принципу лабиринта, так что между воздушным и дымовым каналами имеется несколько поворотов. В этом отношении большинство описанных конструкций трубчатых рекуператоров разработано весьма надежно. На первом месте стоят элементы Тейзена и Германсена (4 поворота в лабиринте), затем Стальпроекта (3 поворота) и, наконец, Амслер-Мортон (рис. 11 а) и Штейн-Чапмана (2 поворота). В конструкции Штейн-Чапмана, показанной на рис. 11 б, лабиринт снабжен в одном направлении четырьмя поворотами, а в другом — тремя.

Важным вопросом является также надежная конструкция сопряжения рекуперативных элементов со стенами. Ввиду возможности различной усадки в процессе разогрева, целесообразно не связывать трубы с кладкой стен (см. рис. 11 б), что возможно осуществить при всех типах трубчатых рекуператоров.

б) **Степень подогрева воздуха.** При конструировании рекуператоров следует стремиться к тому, чтобы при одинаковых их габаритных размерах был обеспечен возможно высокий подогрев воздуха. Минимальные размеры рекуператора крайне желательны, так как при этом уменьшается стоимость установки и снижаются потери тепла излучением и конвекцией, к тому же в некоторых случаях, особенно при перестройке существующих печей, имеющиеся габариты ограничены.

В свою очередь, термическая эффективность рекуператора зависит от различных факторов, а именно:

а) поверхность нагрева на единицу объема (удельная поверхность нагрева) должна быть максимально возможной;

б) стены, разделяющие дымовые и воздушные каналы, должны быть минимальной толщины;

в) воздушные каналы должны быть небольшого сечения, так как при тех скоростях, которые имеют место в керамических рекуператорах, коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, находится в обратной зависимости от диаметра канала (вопрос подробно изложен в гл. XII, 3 а).

С точки зрения величины удельной поверхности нагрева лучшим из горизонтальных рекуператоров следует признать рекуператоры Тейзена, а из вертикальных — рекуператоры Амслер-Мортон (см. таблицу 1). Довольно близко к ним по этому же признаку подходят рекуператоры Штейн-Чапмана.

Средняя толщина стенок рекуперативных труб может быть наименьшей в рекуператорах Амслер-Мортон. За ними следуют рекуператоры Тейзена. В рекуператорах Штейн-Чапмана и Стальпроекта, а тем более в рекуператорах Германсена, очень много приливов и утолщений, которые увеличивают среднюю толщину стенок.

Создание воздушных каналов минимального диаметра возможно в рекуператорах, у которых воздух движется вертикально вверх в прямолинейном направлении. При этом нет потерь на изменение направления движения (повороты), и имеющийся напор расходуется на преодоление сопротивления трения, иными словами, воздушным каналам можно сообщить очень небольшое сечение. С этой точки зрения на первое место следует поставить рекуператоры Штейн-Чапмана, а затем уже Амслер-Мортон. В рекуператорах Тейзена для улучшения теплоотдачи направление воздуха постоянно меняется и, кроме того, трубы снабжены приливами.

В заключение целесообразно указать, что при подробном тепловом расчете (с учетом влияния ребер) одной установки (рис. 49 и гл. XIII, 10), где вариантно были запроектированы три рекуператора с вертикальными воздушными трубами типа Стальпроекта, Штейн-Чапмана и Амслер-Мортон была получена, при одних и тех же габаритах и прочих равных условиях, степень подогрева воздуха около 940° — для двух последних типов и на 50° ниже — для рекуператоров типа Стальпроекта. Сравнивая эти данные, можно прийти к выводу, что в теплотехническом отношении рекуперативные элементы Стальпроекта стоят ниже остальных двух типов. Элементы типа Штейн-Чапмана и Амслер-Мортон в этом отношении почти одинаковы, хотя за последними имеются некоторые преимущества.

Следует также предполагать, хотя у нас нет сравнительных расчетов, что элементы Тейзена тоже характеризуются высокими теплотехническими показателями.¹

в) Гидравлика. В рекуператорах, в которых воздух подымается по трубам вертикально вверх, обычно имеется значительный запас напора, и это позволяет придавать воздушным каналам небольшое сечение, что очень эффективно в смысле увеличения степени подогрева воздуха.

Если воздух подымается зигзагообразно между трубами, как это имеет место в рекуператорах Германсена и Тейзена, а также в рекуператорах Амслер-Мортон с дымовыми вертикальными трубами, то чтобы избежать подачи воздуха вентилятором, приходится давать воздушным каналам сравнительно большое сечение, что нежелательно, так как неблагоприятно отражается на степени подогрева воздуха. Правда, в рекуператорах Тейзена и Амслер-Мортон уменьшение теплоотдачи из-за низких скоростей несколько компенсируется наличием постоянных поворотов, улучшающих условия теплообмена.

В отношении гидравлики дымовых газов важно иметь возможность работать с минимальным разрежением, так как с увеличением такового увеличиваются прососы воздуха в дымовые каналы. При прочих равных условиях рекуператоры типа Амслер-Мортон с воздушными вертикальными трубами находятся в несколько худших условиях, чем Стальпроекта или Штейн-Чапмана, так как сопротивление по пути дымовых газов в них несколько выше.

г) Термическая стойкость. В смысле термической стойкости (см. также главу XIII, 8) рекуперативные трубы Амслер-Мортон являются безусловно самыми надежными, так как они представляют собой трубы постоянного сечения и к тому же весьма тонкие. Рекуперативные трубы системы Стальпроекта, Штейн-Чапмана, Тейзена и Германсена значительно сложнее по очертаниям и имеют ряд выступов и приливов, вследствие чего возможны как местные перегревы, так и дополнительные натяжения и напряжения в трубах, которые могут вызвать трещины.

д) Простота изготовления. Самыми трудными в изготовлении следует считать элементы Штейн-Чапмана, так как в них, помимо местных утолщений, имеются 4 внутренних канала; самыми простыми можно признать элементы Амслер-Мортон, ввиду отсутствия в них утолщений, которые затрудняют как их изготовление, так и сушку и обжиг.

е) Легкость наблюдения и чистки. В большинстве описанных рекуператоров дымовые газы движутся горизонтально; в этом случае наблюдение за состоянием рекуператоров производится через пробки, предусмотренные в стенах (рис. 8 и 16).

В смысле наблюдения все эти рекуператоры находятся примерно в одинаковых условиях, что же касается чистки, то в несколько худших условиях находятся рекуператоры Амслер-Мортон с воздушными вертикальными трубами. В рекуператорах Амслер-Мортон дымовые газы не идут по каналам со сплошными стенками, а омывают отдельно стоящие вертикальные трубы, поэтому в этих рекуператорах должны быть предусмотрены пробки как в торцевых стенах, так и в боковых.

В рекуператорах Амслер-Мортон с вертикальными дымовыми трубами наблюдение и чистка производится через пробки в перекрытии рекуператора (см. рис. 17).

ж) Расход материала. Для суждения о сравнительной стоимости рекуператоров различных типов можно исходить из веса рекуперативных элементов на 1 м³ объема кладки. Из таблицы 2, где сделаны подсчеты для нескольких типов рекуператоров, видно, что вес как одних рекуперативных труб (а они — самая дорогая часть конструкции), так и взятых вместе с распорными плитками — наименьший в рекуператорах Амслер-Мортон;

¹ Высокие теплотехнические показатели могут быть получены при применении подвесных трубчатых элементов, благодаря наличию активных концентрических поверхностей и возможности работать при повышенных перепадах давлений. Как показывают эксперименты, в этом случае коэффициент теплопередачи может быть достигнут 20 и выше (система разработана В. Н. Зиминим). *Прим. ред.*

конструкции Стальпроекта и Штейн-Чапмана в этом отношении примерно равноценны.

Резюмируя все вышесказанное, мы считаем самыми эффективными в тепло-техническом смысле, а также в смысле термической стойкости, герметичности и минимальной стоимости рекуператоры Амслер-Мортон. Представляет также несомненный интерес использование гексагональных рекуперативных труб, предложенных Тейзенем, для вертикальных рекуператоров печей с двойным сводом.

Таблица 2

Сводная таблица весов рекуперативных элементов
и фасонных плит к ним

Наименование Тип рекуперативных элементов	Единица изме- рения	Стальпроект (рис. 13)	Амслер-Мортон с вертикальными воздушными тру- бами (рис. 14-15)	Амслер-Мортон с вертикальными дымовыми тру- бами (рис. 18)	Штейн-Чапмана (рис. 11а)
Вес трубчатого элемента	кг	11,9	7,16	7,4	12,28
Вес сплошной плитки	"	3,03	4,56	3,7	2,96
То же, отнесенный к одной трубе	"	4,04	4,56	3,7	2,96
Вес распорной дырчатой плитки на 1 эле- мент	"	2,49	3,16	2,6	2,20
Вес элемента с глухой распорной плиткой	"	15,94	11,72	11,1	15,24
Вес элемента с дырчатой распорной плит- кой	"	14,39	10,32	10,0	14,48
Вес рекуперативных труб на 1 м ³ кладки	кг/м ³	590	355	366	609
Вес 1 м ³ кладки со сплошными плитками	"	790	581	551	756
Вес 1 м ³ кладки с дырчатыми распорными плитками	"	713	512	496	718

Глава II

СРАВНЕНИЕ РЕКУПЕРАТИВНЫХ И РЕГЕНЕРАТИВНЫХ СТЕКЛОВАРЕННЫХ ПЕЧЕЙ

Стекловаренные печи являются не только самыми важными, но почти единственными печами стекольной промышленности, требующими обязательного подогрева воздуха для горения. В других печах стекольной промышленности регенераторы почти не применяются. Исключение составляют, пожалуй, бельгийские каналы Фурко и некоторые специфические установки, например, вращающиеся ванны для вакуумных машин, в первых конструкциях которых применялись регенераторы. Поэтому при рассмотрении вспомогательных печей стекольной промышленности обычно встает вопрос о том, целесообразна ли вообще установка рекуператора для подогрева воздуха, или же следует ограничиться устройством простейших печей, работающих с холодным воздухом.

Вопрос о сравнительных преимуществах регенеративных и рекуперативных стекловаренных печей долгое время вызывал и сейчас еще вызывает горячие споры среди стекольщиков. Хотя регенеративные печи более распространены, нежели рекуперативные, тем не менее последние пользуются большой популярностью, главным образом, в Англии, Франции и других западноевропейских странах, а в последние годы начинают находить применение также и в США. Чтобы глубже разобраться в этом вопросе, остановимся подробнее на достоинствах и недостатках каждого из этих методов использования тепла отходящих газов в разрезе стекловаренных печей.

1. Преимущества рекуперативных стекловаренных печей

Преимущества рекуперативных печей по сравнению с регенеративными заключаются в следующем:

а) Рекуперативная печь работает непрерывно; в ней отсутствуют переводные устройства, благодаря чему, помимо упрощения обслуживания, достигается более стабильный режим. Это обстоятельство является очень серьезным преимуществом, особенно в тех случаях, когда, по условиям механизированной выработки стекла, предъявляются серьезные требования к стабильности термического режима. Поэтому для подогрева выработочного бассейна ванн печей и для регулировки в нем температур — за границей иногда пользуются рекуперативным отоплением (см. главу IV, 12). Этот же метод мы использовали при проектировании печи для опробования конвейерного автомата для выработки электроколб, схема которой показана на рис. 48. Рекуперативное отопление применяется также для так называемых вращающихся ванн, служащих для питания вакуумных машин (см. главу V).

Крайне целесообразен переход от регенеративного к рекуперативному отоплению камер Фурко, ввиду тех серьезных требований, которые предъявляются в данном случае к стабильности термического режима (вопрос этот освещен в главе VI).

б) При рекуперативной системе возможен более широкий выбор в смысле направления пламенных газов как в ванной, так и в горшковой печах. Поэтому способ отопления может быть более гибко приспособлен к технологическим

требованиям процесса. Например, в горшковых печах устройство горелки в центре печи и отдельных дымовых пролетов у бычков позволяет добиться более полного и равномерного омывания пламенными газами горшков, в том числе и в нижней части, а также регулировать степень обогрева каждого из них в отдельности, что очень важно при одновременной варке в одной печи различных стекол. Этим несомненно объясняется значительное распространение рекуперативных горшковых печей в последнее время.

в) Рекуперативные печи занимают меньше места и постройка их дешевле.

Непрерывность действия рекуперативной печи устраняет необходимость удваивания теплоиспользующего устройства, что имеет место в печах регенеративных. Следствием этого является возможность получения более компактной установки и общее уменьшение габаритов.

На рис. 19 даны по Эккерт [33], [37] сравнительные размеры современной рекуперативной ванны и регенеративной ванны старой конструкции (обе взяты одинаковой производительности — 15 т в сутки). Поражает экономия рекуперативной ванны в отношении занимаемого пространства. Стоимость же постройки современной рекуперативной ванны составляет по Эккерт $\frac{2}{3}$ стоимости регенеративной ванны.

При проектировании показанной на рис. 36 рекуперативной ванной печи был сделан вариант регенеративной печи той же производительности. При этом по детальной смете стоимость регенеративной печи составила 266 270 руб., а рекуперативной — 169 325 руб., т. е. стоимость рекуперативной печи оказалась на 36,4% меньше, чем регенеративной; совпадение с данными Эккерта почти полное.

В данном случае, благодаря уменьшению габаритов рекуперативной печи, имелась к тому же возможность уменьшить и размеры главного здания, а именно: длину на 8 м, ширину на 2 м и высоту на 2,34 м. Это дало общее сокращение объема здания на 5794 м³, что при стоимости 1 м³ в 14 руб. 51 коп. образовало дополнительную экономию свыше 84 тысяч руб.

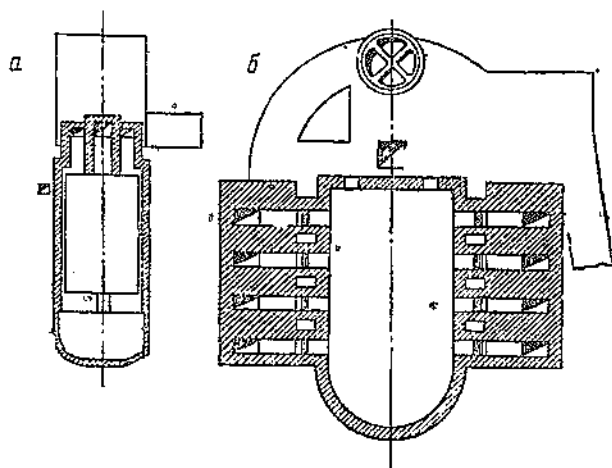


Рис. 19. Соотношение размеров современной рекуперативной ванны и регенеративной ванны старого типа при одинаковой производительности обеих печей — 15 т в сутки

а — рекуперативная ванная печь; б — регенеративная ванная печь

2. Недостатки рекуперативных стекловаренных печей

а) В регенераторах можно подогревать как воздух, так и газ. В рекуператорах же избегают подогревать газ по двум соображениям. Во-первых, неплотности в рекуператоре могут привести к значительному уносу газа в дымовую трубу. Во-вторых, если газ не вполне очищен от смолы, и если он содержит углеводороды, то при подогреве его образуется в рекуператоре нагар кокса, с большим трудом или совершенно неудаляемый. Правда, в отдельных случаях возможен некоторый подогрев газа и в рекуператорах, если его нагревать ниже температуры диссоциации углеводородов (точка крекинга), но это требует большой осторожности. Практика, а также теоретические подсчеты показывают, что при наличии холодного и бедного генераторного газа работать с подогревом одного только воздуха не экономично, ввиду значительного увеличения расхода топлива. Хотя при рекуперативном

методе отопления отпадают некоторые потери газа, неизбежно имеющие место в регенеративных печах во время перекидки, но они значительно меньше, чем та экономия, которая получается при надлежащем подогреве холодного генераторного газа в регенераторах. Поэтому в большинстве случаев от рекуперативных ваннных печей отказываются при работе на бедном (неосушенном) дровяном и торфяном генераторном газе, получаемом на примитивных генераторах, но они могут быть применены при работе на жидком топливе или богатом газе (натуральном, коксовальном, светильном, водяном и т. п.), а в некоторых случаях и на генераторном газе хорошего качества. При работе на каменном угле рекуперативные печи можно с успехом применять в том случае, если газогенераторы расположены рядом с печью или представляют одно целое с ней, как это часто имеет место в горшковывых печах, а иногда и в ваннах, так как в этом случае печь питается горячим генераторным газом.

Следует указать, что устройство самостоятельных генераторов для питания каждой печи в отдельности часто представляет большие неудобства, особенно на больших заводах, где количество печей весьма значительное. Усложняется доставка топлива к отдельным разбросанным генераторам, сложнее и дороже их обслуживание, загрязняется главное производственное помещение и, кроме того, топливо требуется более высокого качества (поскольку отдельные небольшие генераторы обычно менее совершенны). Все это отпадает при устройстве большой общей генераторной станции, питающей ряд печей. Кроме того, при расположении отдельных генераторов в непосредственной близости к печам, имеется большая опасность попадания сажи и угольной пыли в печь и засорения ими стекломассы. Это требует принятия целого ряда предупредительных мер, как-то: устройства пылеуловителей, снабжения хорошим (не пыльным) топливом и т. п.

Здесь уместно сделать ссылку на указание Эккерта [33], что в новейших рекуперативных печах Амслер-Мортон с так называемым подогревателем (рис. 38 и 39) можно с успехом и вполне экономично работать при газе теплотворной способностью 1280 Кал/м^3 , подогревом всего лишь до 450° . Подогрев этот может быть и меньше, а то и вовсе можно от него отказаться по мере увеличения теплотворной способности газа.

б) Степень подогрева воздуха в рекуператорах обычно несколько ниже, чем в регенераторах, хотя в новейших конструкциях рекуперативных установок этот недостаток устранен.

в) Для рекуператоров требуется специальный фасонный припас высшего качества и самая тщательная кладка. Те или иные недочеты в рекуперативных трубах, какие могут появиться в процессе эксплуатации (трещины, посечки), вызывают расстройство работы печи и могут вывести ее из строя. Регенераторы в этом отношении значительно менее прихотливы, чем рекуператоры. С другой стороны, следует указать на то, что целый ряд правильно сконструированных рекуперативных печей как ваннных, так и горшковывых, работал много лет без всяких ремонтов рекуператоров. Достаточно сослаться на сообщение Тейзена [5, стр. 541] о работе бутылочной ванной печи системы Незе-Дралле, рекуператор которой за 27 лет возобновлялся всего три раза. Имеются сообщения [5, стр. 534], что „хорошо построенные рекуператоры Германсена служат от 6 до 10 лет и в этом отношении выгодно отличаются от регенеративных камер, которые приходится пересаживать ежегодно уже из-за одного их засорения пылью“.

Обследования, произведенные Германским стеклотехническим обществом, показали, что „при правильном выполнении рекуперативных установок возможна безупречная работа их в продолжении многих лет“ [6, стр. 171].

Уместно здесь отметить, что в настоящее время, в связи с возможностью использования высоко-огнеупорных материалов (карбофракса, карборунда и т. п.), а также термостойких сталей, открываются широкие перспективы для дальнейшего использования рекуператоров.

г) Рекуператоры требуют наличия солидного фундамента и устранения

возможности даже минимальных неравномерных осадок, так как это вызывает расстройство кладки. Поэтому избегают применения рекуператоров для больших ваннных печей.

3. Расход топлива в рекуперативных и регенеративных стекловаренных печах

Дралле-Кеппелер [2] указывает, что в отношении расхода топлива нет практически никакой разницы между регенеративными и рекуперативными печами. Маурах на основании работы ряда рекуперативных и регенеративных ваннных печей приходит к аналогичному выводу, а именно, что для рекуперативных ваннных печей „относительно удельной производительности, тепловой нагрузки и расхода тепла нельзя получить по статистическим данным принципиальной разницы с установленными величинами для регенеративных печей“ [6, стр. 176].

Интересно с этим сопоставить приводимые ниже в главе IV, 7 данные об удельном расходе топлива для новейших ваннных печей Амслер-Мортон. В последних, благодаря большой удельной производительности, удельный расход топлива значительно ниже, чем в регенеративных ваннных печах.

4. Степень распространения рекуперативных и регенеративных стекловаренных печей

Из 57 ваннных печей, обследованных Германским стеклотехническим обществом, 9 снабжены рекуператорами, а 48 регенераторами. Рекуперативные печи применяются для производства сортового и бутылочного стекла, причем в первом случае величина общей поверхности печи не превышает 12 м^2 , а во втором — 60 м^2 (приблизительно).

Во Франции и Англии рекуператоры распространены в значительной степени как в области горшковых, так и небольших ваннных печей. Имеется даже указание Дамура [22, стр. 144] о наличии больших ваннных печей с рекуператорами, работающих вполне удовлетворительно.

В Америке, согласно отчета Комиссии Наркомлегпрома СССР [26], из 70 осмотренных ваннных печей имеется 10 рекуперативных, главным образом, небольшой емкости. Как видим, рекуперативные ваннные печи за последние годы начинают занимать некоторое место и в стекольной промышленности США, причем наиболее совершенной является печь с двойным сводом, запроектированная фирмой Амслер-Мортон (рис. 41) и работающая на ряде заводов в течение нескольких лет.

5. Область применения рекуперативных стекловаренных печей

Резюмируя все сказанное, можно констатировать, что для больших ваннных печей применение рекуператоров не является целесообразным. При постройке же небольших ваннных, а также горшковых печей, особенно в случае работы на жидком топливе, богатых газах, каменном угле и на сравнительно богатом генераторном газе ($1400\text{--}1500 \text{ Кал/м}^3$), применение рекуперативного метода отопления в многих случаях представляет несомненно большой интерес. Оно также весьма целесообразно в некоторых специфических случаях, например, при повышенных требованиях к стабильности режима (см., например, рекуперативную ванную печь для варки свинцового стекла — рис. 42 и для одной машины для безлодочного вытягивания оконного стекла — рис. 43).

Интересно замечание Дралле-Кеппелера [2, стр. 617], что „для температуры до 1500° , предел за который редко переходят в стекольном производстве, и та и другая система (т. е. рекуперативная и регенеративная) в сущности одинаково приемлемы“.

Глава III

РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ГОРШКОВЫЕ ПЕЧИ

Рекуперативный принцип использования тепла отходящих газов получил широкое применение в горшковых печах и притом вскоре после введения газового отопления.

1. Переходный тип — полугазовая печь Боэтиуса

Прежде, чем приступить к описанию различных типов рекуперативных печей, уместно, хотя бы вкратце, остановиться на печи Боэтиуса [2], [5], которая представляет собой переходный тип от печей с простой топкой к печам газовым, в частности, к рекуперативным, и которая в свое время была широко распространена в Западной Европе. Это — полугазовая печь, в которой необходимый для горения вторичный воздух несколько подогревается, проходя по каналам вокруг топочных камер. Очертание печей Боэтиуса обычно круглое, изредка овальное. Пламенные газы поступают в рабочее пространство этой печи через горелку („хайло“), расположенную в центре пода, а отходящие газы удаляются или непосредственно через рабочие окна, или через расположенные возле них боровки.

Полугазовые печи Боэтиуса были несомненно большим шагом вперед по сравнению с печами с простой топкой, и их широкое распространение объясняется их преимуществами перед последними, в частности, меньшим расходом топлива (1,5—1,75 кг угля на 1 кг стекла против 2—2,5 кг в старых печах), и возможностью получать более высокие температуры. К тому же эти печи были сравнительно недороги в постройке и обладали преимуществами круглых печей, а именно — удобством распределения рабочих верстаков и небольшими габаритами. Однако, в дальнейшем полугазовые печи уступили место газовым как рекуперативным, так и регенеративным, которые характеризуются значительно меньшим удельным расходом топлива (порядка 0,5—0,75).

Серьезным конструктивным недостатком печей Боэтиуса было отсутствие карманов (колодцев) для стекла и шквары; при „пропаже“ горшков стекло уходило через хайло и заливало топку. Нужно сказать, что и в первых типах рекуперативных горшковых печей протекание стекла в рекуператоры было одним из самых уязвимых мест.

2. Рекуперативная горшковая печь Незе

Одним из пионеров и виднейших конструкторов в области рекуперативных печей был немецкий инженер Незе, умерший в Дрездене в 1889 г. Он построил целый ряд как горшковых, так и ванн печей в Германии и в других странах Западной Европы. Работу его продолжал Роберт Дралле, в общеизвестном труде которого [2] имеется описание ряда этих конструкций.

Незе сконструировал несколько типов рекуператоров как пластинчатых, так и трубчатых. Чаще всего он применял трубчатый рекуператор, состоящий из длинных шамотных труб прямоугольного сечения (рис. 5), по которым дымовые газы проходили горизонтально в несколько оборотов, а воздух — зигзагообразно вверх между трубами.

Очертание горшковых печей обычно было овальным или прямоугольным. Объясняется это несомненно тем обстоятельством, что такое очертание применялось уже в регенеративных печах, нашедших в тому времени распространение в Германии; отсюда оно было заимствовано для рекуперативных печей, хотя в последнем случае было явно нерациональным.

Мы ограничимся кратким описанием одного типа печи системы Незе [2]. На рис. 20 дан план, продольный и два поперечных разреза этой печи на 14 круглых горшков для варки белого выдувного стекла.

Нижнее строение печи состоит из двух рекуператоров для воздуха системы Незе-Дралле и коридора между ними. Воздух подводится к каждому рекуператору через клапан *a*, откуда поступает в вертикальные каналы *b* и далее в распределительные каналы *v*; отсюда он входит под рекуператор, поднимается вверх, и по каналам *z* попадает в обе расположенные у торцов печи горелки. Сечение каналов в рекуператоре увеличивается по мере повышения температуры. Оба верхних ряда строятся с толщиной стенок в 70 мм, тогда как у нижних рядов эта толщина составляет всего 50 мм. Генераторный газ из газовых каналов *d* поступает в вертикальные, снабженные шиберами *ж* каналы, а отсюда — к горелкам.

Оба пламенных потока из горелок направляются в печь и сталкиваются в центре ее, причем продукты горения уходят через находящиеся в поду щели *з* (каждая щель расположена между двумя горшками). Отсюда отходящие газы попадают в карманы *и*. В карманы же стекает с лав попавшее туда стекло, которое может быть легко удалено с обеих сторон. Из карманов отработанные газы направляются далее по двум каналам *к* в рекуперативные ходы *л*, а отсюда, меняя по пути пять раз свое направление, в дымовые каналы *м* и, наконец, в трубу.

Расположенные в разных местах печи охлаждающие (вентиляционные) каналы обозначены на чертеже буквой *н*. Регулирующая заслонка *о* служит для впуска холодного воздуха в охлаждающий канал над коридором в нижней части печи; отсюда охлаждающий воздух попадает в каналы *н*, расположенные под печью.

Печи и рекуператоры Незе-Дралле, подробное описание которых имеется в курсе Дралле [2], получили в свое время широкое распространение и зарекомендовали себя в работе, в частности, продолжительностью своей службы, что способствовало устранению предубеждения относительно недолговечности рекуператоров. Здесь уместно напомнить об одном сообщении Тейзена [5], который в 1919 г. натолкнулся на бутылочную ванную печь, построенную в 1892 г. Дралле по системе Незе-Дралле и находившуюся в эксплуатации в течение 27 лет. За весь этот период рекуператор был возобновлен всего 3 раза, стеновые брусья менялись каждые 18 месяцев, а дно осталось то же, которое 27 лет перед этим положил еще Дралле.

3. Рекуперативная горшковая печь Ренара

Во Франции развитие рекуперативных печей шло несколько иными путями, чем в Германии.

Генриво (Henrivaux) [7] дает описание наиболее распространенных здесь систем рекуператоров: системы Шарно (Charneau) — пластинчатого типа, системы Понсара (Ponsard) — смешанного типа (из труб и пластин) и системы Радо-Ленкоше (Radot-Lencauchez) — с вертикальными воздушными трубами. Последний тип получил большое распространение во Франции и Бельгии под названием рекуператора Дерваля и в Англии под именем рекуператора Штейна. Этот рекуператор аналогичен показанному на рис. 12 рекуператору американской фирмы Штейн-Чапман.

Во Франции, Бельгии и в некоторых других странах получили значительное распространение рекуперативные печи круглого очертания. Объясняется это, возможно, тем, что в этих странах раньше имелись в большом ходу круглые полугазовые печи Бютиуса, которые впоследствии были переделаны на рекуперативные.

На рис. 21 показан вертикальный разрез рекуперативной печи (старой конструкции) системы Ренара (Renard). Рекуператоры (в этом случае два, но иногда и один) помещены в нижнем строении печи, причем нагретый вторичный воздух проходит по трубам вверх в промежуток между двумя сводами; в центральную часть этого промежутка поступает генераторный газ.

Следует обратить внимание на то, что нижнее строение печи имеет в плане те же размеры, как и верхнее. Круглое очертание печи, подвод пламенных газов в центре ее и отвод продуктов горения через вытяжки, расположенные возле „бычков“ у каждого горшка, вполне рациональны, ввиду симметричного направления пламени и равномерного распределения температур у всех горшков, и применяются в лучших современных рекуперативных печах.

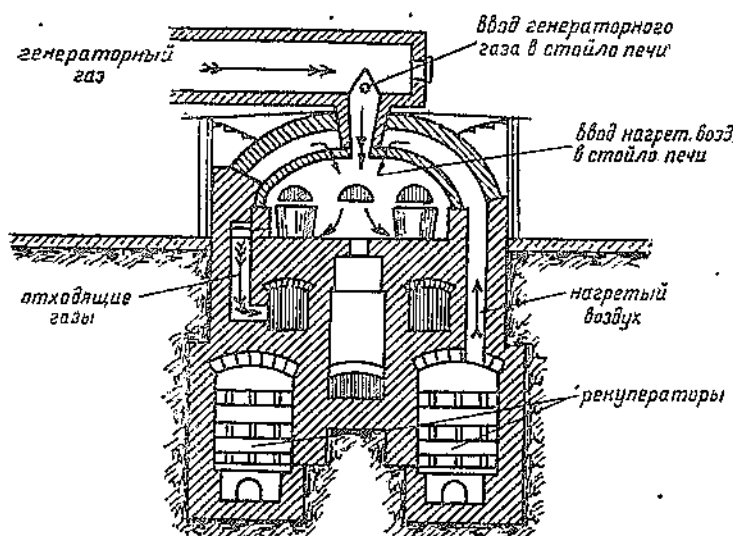


Рис. 21. Рекуперативная горшковая печь системы Ренара

4. Рекуперативная горшковая печь системы Штейн

Попытки устранения основного недостатка старых типов рекуперативных печей, а именно — заливания рекуператора стеклом, шли в двух направлениях. Одно из них, которое нашло весьма большое распространение во Франции, заключалось в выносе рекуператора из-под стойла. Второе, которое нашло свое развитие в печах Германсена, а затем Тейзена, стремилось устранить этот недостаток путем рационального расположения карманов для стекла и устройства охлаждающих каналов между сводами рекуператоров и подом печи; при этом рекуператоры оставались под стойлом, т. е. сохранялось „компактное“ устройство печи.

На рис. 22 показана рекуперативная горшковая печь системы Штейн, установленная английской фирмой Штейн и Аткинсон и нашедшая весьма широкое распространение во Франции. Очертание стойла круглое, пламенные

Таблица 3

Расход топлива в горшковой печи системы Штейн

(по данным конструкторов печи)

Число горшков	Вместимость каждого горшка м	Расход каменного угля в печи в 24 часа м
6	550	1500
6	700	1800
8	550	1900
8	700	2190
10	550	2190
10	700	2590
12	550	2490
12	700	2850

газы входят через расположенное в центре хайло и удаляются через отверстия, расположенные у бычков. Такое радиальное направление пламенных газов является, как уже указывалось, весьма рациональным для рекуперативных печей, так как обеспечивает равномерный обогрев горшков. Это же расположение принято и в новейших типах рекуперативных горшковых печей системы Германсена и Тейзена.

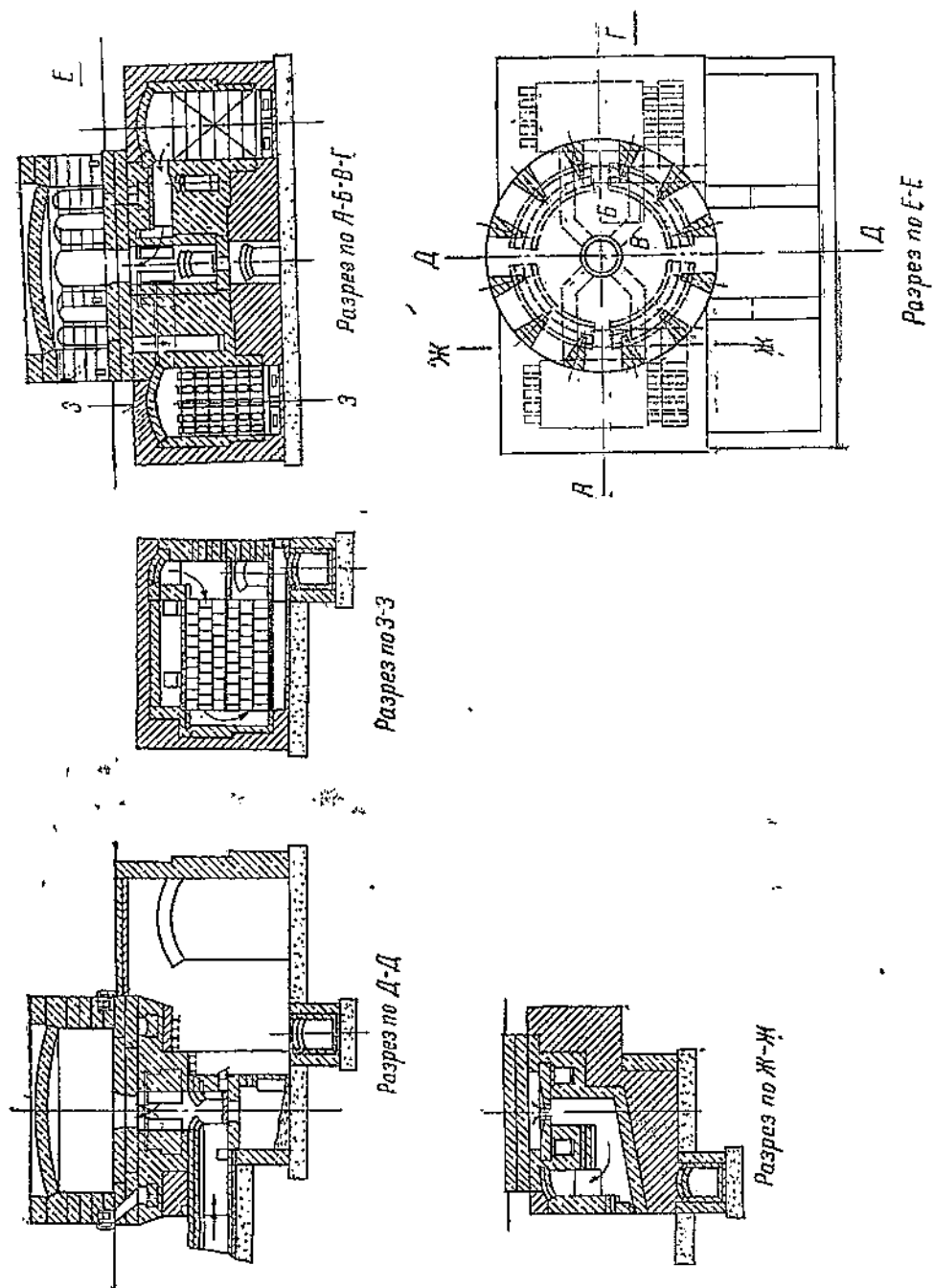


Рис. 22. Рекуперативная горшковая печь системы Штейн

Печи Штейн-Аткинсона имеют две рекуперативные камеры, расположенные по обеим сторонам печи, что позволяет вполне изолировать рекуператоры от заливания их стеклом в случае „пропажи“ горшков. Для шквары устроены карманы: один в центре печи (под горелкой) и по одному — с каждой стороны центральной горелки. Оба боковых кармана связаны с каналами для

отходящих газов. Сделано это для того, чтобы шквара оставалась жидкой как в каналах, так и в карманах до выпускных отверстий.

Печи этого типа обычно отапливаются газом из отдельно расположенных генераторов. По указаниям конструкторов [34], показанная на рис. 22 печь проработала безостановочно 22 месяца и потребовала после этого самого незначительного ремонта. Средний расход топлива составлял от 0,37 до 0,46 кг угля на 1 кг сваренной стекломассы. Для печей разных размеров расход топлива приводится в таблице 3 (см. стр. 33) [5].

5. Рекуперативная горшковая печь Германсена

Выше указывалось на стремление ряда конструкторов сделать горшковые печи по возможности компактнее, благодаря чему не только уменьшалась их стоимость и снижались потери тепла излучением и конвекцией, но и получалась возможность устанавливать современные рекуперативные печи на месте старых с простой или полугазовой топкой, имевших незначительные габариты.

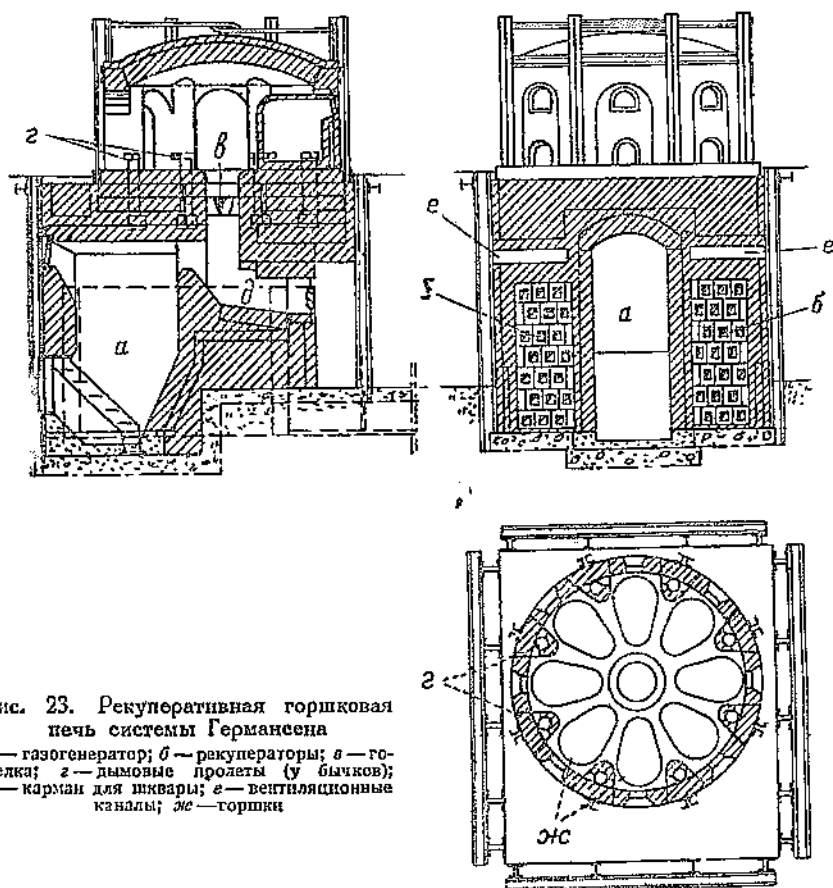


Рис. 23. Рекуперативная горшковая печь системы Германсена

а — газогенератор; б — рекуператоры; в — горелки; г — дымовые пролеты (у бычков); д — карман для шквары; е — вентиляционные каналы; жс — горшки

риты. Конструкторская мысль работала в направлении надежного предохранения рекуператоров и каналов от попадания в них стекла при „пропаже“ горшков. Известны некоторые неудачные попытки в этом направлении [32]. Так, например, в 1910 г. была выстроена по проекту немецких конструкторов круглая рекуперативная горшковая печь на заводах в Теплиц-Шонау, но она оказалась неудачной из-за постоянного попадания стекла в рекуператоры.

Значительным шагом вперед в области создания „компактной“ рекуперативной печи была конструкция круглой рекуперативной горшковой печи известного шведского инженера Германсена.

На рис. 23 даны основные разрезы такой печи на 8 закрытых горшков. В нижней части печи установлен газогенератор *a* со ступенчатой решеткой и по обеим его сторонам — два рекуператора *б* системы Германсена (рис. 6, 7 и 8).

Генераторный газ поступает в центрально-расположенную горелку *в*, куда с обеих сторон подается и подогретый в рекуператорах воздух. Продукты горения, как и в ряде других круглых рекуперативных печей, отводятся через отверстия *г* у простенков между рабочими окнами („бычков“), поступают в рекуператоры и затем в дымовой боров. Под горелкой предусмотрен карман *д* для стекла. Для предохранения рекуператоров от просачивания стекла через их свод и под печи между последними предусмотрены вентиляционные воздушные каналы *е*. В целом компоновку печи следует признать весьма удачной и компактной.

Большое количество печей Германсена, главным образом на 4, 6 и 8 горшков, было выстроено в Швеции за последние 6—7 лет до империалистической войны. Несколько таких печей было выстроено и в Германии, а также в других странах, в том числе одна в Англии.

Сообщаем некоторые данные об этих печах, взятые из доклада Тейзена [29]. Первая печь системы Германсена на 6 открытых горшков емкостью по 200 кг каждый была построена в Швеции и отапливалась дровами. Расход дров составлял $2\frac{1}{2}$ кг на 1 кг стекла. Вторичный воздух подогревался в рекуператоре до 1070° . Сжигание газа в печи достигалось полное, и стекло получалось совершенно чистое.

На печах Германсена, весьма распространенных в Швеции, варят высшие сорта стекла, как-то: хрусталь, электроколбы, химическое стекло и т. п. Удельный расход топлива составляет 0,6—1,1 кг на 1 кг стекла.

6. Рекуперативные горшковые печи Тейзена

Значительные усовершенствования в конструкцию только что описанных горшковых печей Германсена внесены англичанином Тейзеном, который первоначально (с 1916 г. по 1922 г.) работал в качестве главного инженера английского отделения фирмы Германсена.

Ниже мы даем описание трех последовательных конструкций горшковых печей системы Тейзена. Их рассмотрение весьма поучительно с точки зрения выявления всех усовершенствований, которые одно за другим были внесены конструктором.

а) Рекуперативная горшковая печь Тейзена первоначальной конструкции. На рис. 24 дана первоначальная конструкция печи Тейзена. Она представляет собой круглую рекуперативную стекловаренную печь, отапливаемую двоянным газогенератором *a* со ступенчатой колосниковой решеткой, установленным в центре печи. По обеим сторонам генератора расположено по рекуператору *б*. Газ поступает из генератора в центральную горелку („хайло“) *в*, под которой находится карман *с* для стока стекла из „пропавших“ горшков. Этот карман снабжен наклонным подом и обладает значительной вместимостью, что позволяет задерживать в колодце вытекшее стекло до окончания варки или даже на еще более длительное время.

В описываемой печи предусмотрена также возможность подогрева кармана, что особенно важно в том случае, когда температура печных газов не очень высока, а варится быстро затвердевающее стекло. Вытяжной канал *т* у конца кармана отводит дымовые газы прямо в рекуператор. Во время нормальной работы этот канал остается закрытым. Дно кармана представляет собой выравненный сводик или брус, под которым имеется воздушная камера, дающая возможность регулировать охлаждение. При таком устройстве ремонт кармана очень легок, причем стекло отсюда может просачиваться только через боковые стенки и в такие места, откуда оно, как увидим дальше, может быть легко удалено. В печах более старой конструкции дно было массивное, стекло с течением времени проедало его и проникло ниже, в результате чего получалось оседание нижних частей печи.

Над рекуператором имеется несколько горизонтальных вентиляционных

каналов и, через которые, благодаря естественной тяге, проходит некоторое регулируемое количество холодного воздуха. Эти каналы заходят в окружающую их кладку достаточно далеко и не дают расплавленному стеклу проникать в своды, которыми перекрыты рекуператоры.

Рядом с рекуператорами (между ними и горелкой и между ними и карманом для шквары) расположены особые улавливающие карманы ϕ и ψ , предо-

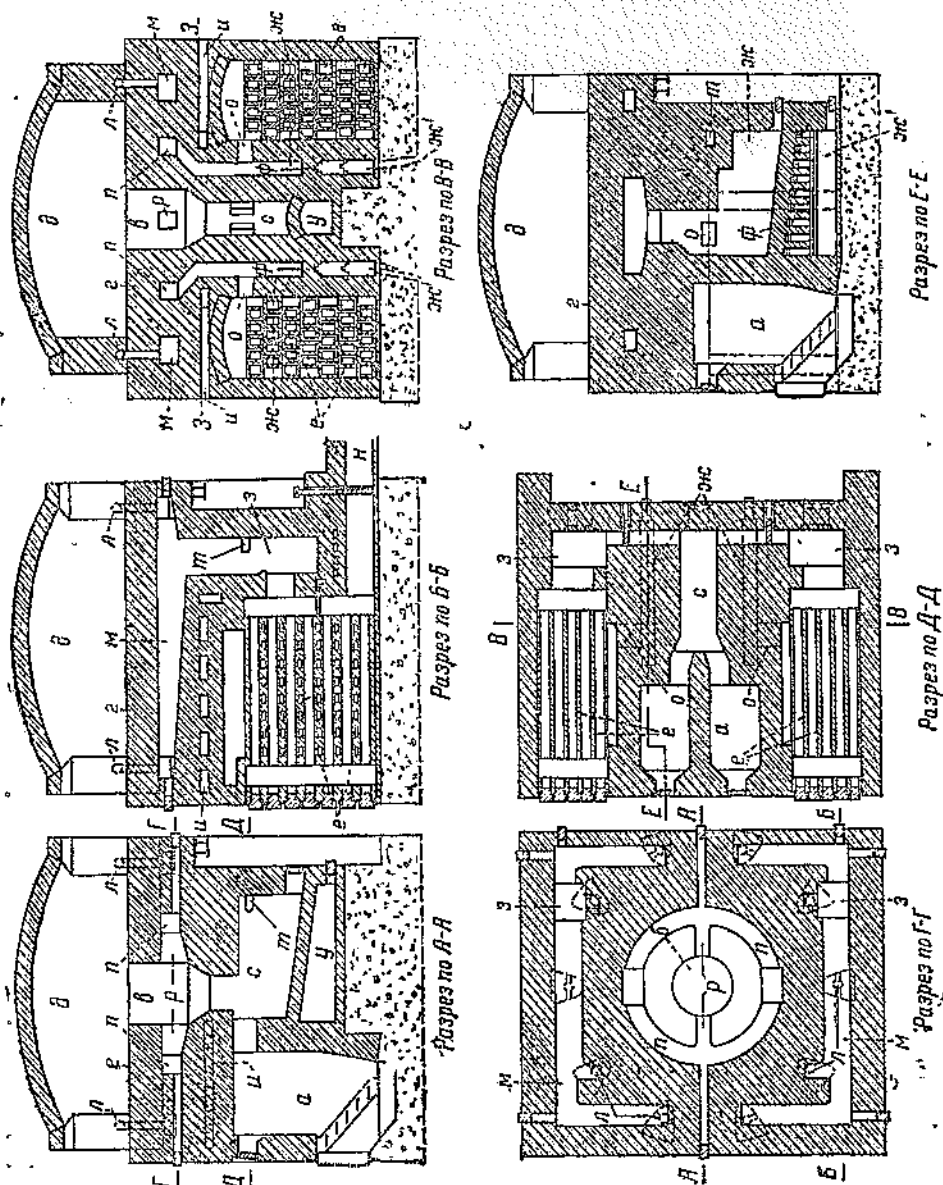


Рис. 24. Рекуперативная горшковая печь системы Тейнена первоначальной конструкции

преждающие проникновение шквары в рекуператор через промежуточную кладку. Эти карманы делятся на верхнее и нижнее отделения. Верхнее, расположенное в канале для вторичного воздуха, улавливает шквару, текущую из верхних прилегающих к горелке частей (это стекло стекало бы в противном случае по воздушным каналам в рекуператор). Нижняя часть состоит из системы вертикальных улавливающих каналов, сообщающихся с горизонтальным каналом или карманом; она улавливает все потоки шквары, идущие в сторону от центрального кармана. Кроме того, благодаря своему

устройству, нижний карман служит запасным для верхнего и этим в значительной мере увеличивает надежность работы всей конструкции.

Итак, мы видим, что рекуператор изолирован следующим образом: его дно покоится на фундаменте, передняя и одна боковая стенки выходят наружу, верхняя сторона защищена системой охладительных каналов и, задняя — особым карманом для шквары з; что касается другой боковой стороны, то она защищена частью газогенераторами, частью особыми карманами и улавливающими каналами ф и ж; в результате, рекуператор вполне огражден от попадания туда жидкой шквары.

Генераторный газ, как уже было указано выше, поступает в центральную горелку, а воздух подводится к каналам с обеих сторон. В дальнейшем эта конструкция была усовершенствована Тейзенем в так называемую тангенциальную горелку (см. ниже, рис. 25—27).

Отходящие газы выводятся из стойла обычным способом через расположенные против горшков отверстия в бычках л, а затем распределяются по двум соединительным каналам м, заканчивающимся в шкварных карманах з, а отсюда уже поступают в рекуператоры. В названных карманах стекло, могущее проникнуть в швы пода или бычков, стекает вниз и убирается через боковую дверцу, прежде чем дойдет до рекуператора.

В этой нечи первоначального устройства применены еще рекуператоры Германсена.

По общей компоновке эта печь напоминает печь Германсена (рис. 23), только несколько усовершенствованную с точки зрения лучшего предохранения рекуператоров при помощи нескольких рационально расположенных карманов от возможного попадания в них шквары. Кроме того, предусмотрена возможность подогрева кармана, что облегчает удаление попавшего в него стекла. Наконец, благодаря возможности применения охлаждения пода кармана, достигается большая прочность кладки.

б) Рекуперативная горшковая печь Тейзена с двумя гексагональными рекуператорами и тангенциальной горелкой. В дальнейшем Тейзен ввел в свою первоначальную конструкцию ряд серьезных усовершенствований.

Первым из таких усовершенствований явилось применение гексагональных рекуператоров. Гексагональные рекуператоры описаны нами выше (рис. 9 и 10). Там же указаны их достоинства, дающие им значительные преимущества по сравнению с рекуператорами Германсена.

Вторым серьезным нововведением явилась разработанная Тейзенем конструкция тангенциальной горелки.

При переходе от печей с топками прямого действия к печам с газовым отоплением как регенеративным, так и рекуперативным, вследствие более высокой температуры пламени, часто имели место усиленная „пропажа“ горшков и развешивание кладки вокруг отверстия горелки. Весьма быстрое горение, происходящее в вертикальной горелке с радиальным подводом воздуха, давало очень высокую местную температуру. В горелке, усовершенствованной Тейзенем, вторичный воздух подводится в тангенциальном направлении и поворачивает вокруг газового потока, который идет снизу, занимая центральную часть горелки. Горение начинается в месте встречи этих потоков, но между первоначальной зоной горения и поверхностью горелки находится слой воздуха, защищающий эту поверхность от разрушительного действия пламени. В результате в самой горелке горение замедляется, но в дальнейшем в верхней части стойла оно интенсифицируется. Поэтому температура у задних стенок горшков несколько ниже, чем при обычных горелках, и соответственно выше у передних.

На рис. 25 показана фотография тангенциальной горелки во время постройки печи. Из этого рисунка, а также из рис. 26 и 27 вполне ясна данная конструкция.

Интересно отметить [4], что при исследовании двух совершенно одинаковых печей, которые отличались друг от друга только устройством горелки (в одной из них была обычная круглая горелка, а в другой — тангенциальная горелка конструкции Тейзена), обнаружилось следующее: температура в самой

горелке при подводе воздуха в тангенциальном направлении была на 100° ниже, температура же у передней стороны горшков — на 50° выше, чем при обычной горелке.

Тейзен приводит следующие примеры:

а) Двенадцатигоршковая печь с горелкой диаметром около 4 футов, работавшая при высоких температурах, была осмотрена после 14 месяцев непрерывной работы. Оказалось, что края горелки сохранили почти полностью прежнюю свою остроту. Другой осмотр имел место при остановке печи после $2\frac{1}{2}$ лет непрерывной работы: горелка осталась практически того же самого размера, как и раньше, причем ее края не были ни закруглены, ни разрушены в какой-либо значительной мере.

б) Восьмигоршковая печь с горелкой диаметром $2\frac{1}{2}$ фута. Осмотры, произведенные через 9, 12 и 24 месяцев после начала работы, показали, что влет находится в хорошем состоянии. Такой же вид горелка сохранила и на шестом году работы. Средний срок службы горшков составлял 8 месяцев, причем некоторые из них работали в два раза больше. Рекордные сроки работы горелок были от 6 до 11 лет [32].

Типовая рекуперативная печь Тейзена с двумя гексагональными рекуператорами и тангенциальной горелкой показана на рис. 26. Верхнее строение малых печей делается или круглым, или квадратным, или квадратным с закругленными углами. Для больших печей самым целесообразным является круглое очертание.

На чертеже печи даны необходимые разъяснения, и в дальнейших комментариях этот рисунок не нуждается.

в) Рекуперативная горшковая печь Тейзена с четырьмя гексагональными рекуператорами и тангенциальной горелкой (тетра-рекуперативная печь Тейзена). По мере развития и усовершенствования современных рекуперативных печей, а равно и более широкого внедрения их в стекольную промышленность, выявился спрос на печи крупных размеров с большим количеством крупных горшков. Однако при диаметре пода выше 5,5 м обнаружилось некоторые недостатки типовой печи Тейзена с двумя рекуператорами, а именно:

а) Рекуператоры становились слишком громоздкими и из-за большой длины — неудобными для чистки.

б) Сборные каналы отходящих газов, не являющиеся симметричными по отношению к ниже расположенным боковым карманам, становились слишком длинными, и поэтому тяга через боровки, расположенные у самых дальних горшков, оказывалась слабее, чем у ближайших. Уклон пода сборных дымовых каналов к боковым карманам, идущий по всей длине печи, вызывал чрезмерное увеличение ее строительной высоты. Помимо этого, затруднительным явилось устройство боковых карманов, соразмерных по своей глубине с большей емкостью горшков, применяемых в крупных печах; распределение давления на грунт становилось неравномерным.

Чтобы устранить означенные недостатки, Тейзен предложил новую так называемую тетра-рекуперативную печь.

Как показывает название,¹ в этой печи имеется 4 рекуператора, устано-



Рис. 25. Тангенциальная горелка Тейзена во время кладки печи

¹ „Тетра“ — по-гречески обозначает четыре.

вленные симметрично в каждом углу нижнего ее строения. Эта конструкция, показанная на рис. 27, имеет (в применении к большим печам) следующие преимущества перед типовой печью Тейзена с двумя рекуператорами, показанной на рис. 26:

а) Небольшую длину рекуператоров, что облегчает их чистку и ремонт.

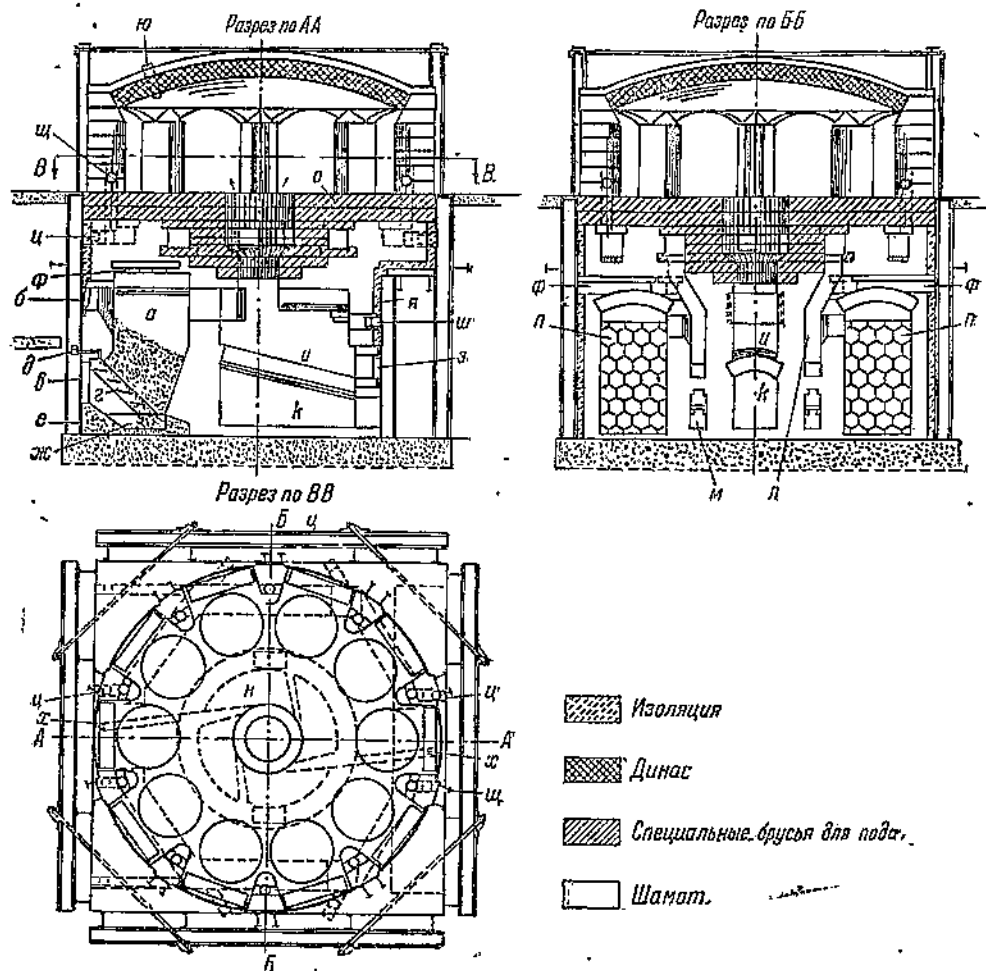


Рис. 26. Рекуперативная горшковая печь системы Тейзена с двумя гексагональными рекуператорами и тангенциальной горелкой

а — генератор со ступенчатой колосниковой решеткой; *б* — чугунная герметичная загрузочная коробка; *в* — чугунная герметичная поддувальная дверца с приспособлением для регулировки первичного воздуха; *г* — чугунная стандартная ступенчатая колосниковая решетка с колосниками из мягкой стали; *д* — выпуск воды к колосникам; *е* — труба для отвода воды из зольника; *ж* — водонепроницаемый зольник; *з* — чугунные герметичные дверцы карманов для шквары; *и* — центральный карман для шквары; *к* — воздушный канал под ним, препятствующий протеканию стекла вниз; *л* — дополнительный воздушный канал с карманом для стекла под ним, препятствующий протеканию стекла в рекуператор; *м* — каналы, препятствующие оставшемуся в кармане стеклу протекать в сторону в рекуператор; *н* — тангенциальная горелка; *о* — давы; *п* — 2 рекуператора для гексагональных труб с горизонтальными дымовыми каналами и вертикальными зигзагообразными каналами для воздуха; *ф* — вентиляционные каналы поперек свода рекуператоров, препятствующие проникновению стекла; *х* — смотровые каналы тангенциальной горелки; *ц* — пробки гляделок в каналах отходящих газов под подом; *ш* — пробки гляделок кармана для шквары; *щ* — дымовые пролеты (вытяжки) в бычках; *ю* — расположение трубки для пидометра; *я* — добавочный канал для отходящих газов из главного кармана для шквары

б) Возможность улучшить условия теплопередачи. Благодаря разделению дымовых газов между большим числом рекуператоров, имеется возможность, при сохранении прежних скоростей, увеличивать число оборотов, что улучшает условия теплопередачи.

в) В случае необходимости производить чистку или ремонт, имеется возможность, выключив один из рекуператоров, продолжать в то же время работу с остальными.

г) Имеется возможность располагать симметрично (по отношению друг к другу) сборные каналы для отходящих газов и боковые карманы для шквары; благодаря этому каналы получаются более короткими и достигается одинаковая тяга у всех горшков.

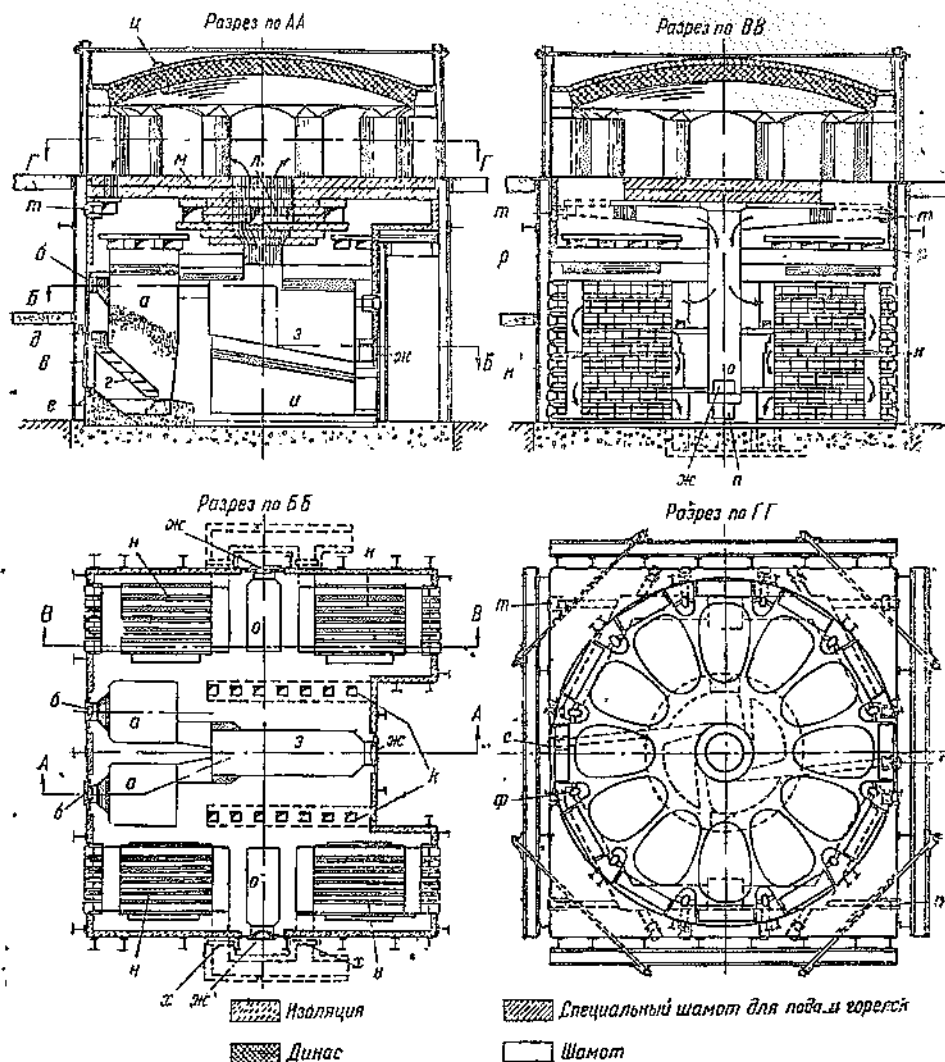


Рис. 27. Рекуперативная горшковая печь системы Тейзена с четырьмя гексагональными рекуператорами и тангенциальной горелкой (тетра-рекуперативная печь Тейзена)

а — газогенератор со ступенчатой колосниковой решеткой; б — чугунная герметичная загрузочная короба; в — чугунная герметичная поддувальная дверца с приспособлением для регулировки первичного воздуха; г — чугунная стандартная ступенчатая колосниковая решетка с колосниками из мягкой стали; д — выпуск воды из колосников; е — трубка для отвода воды из зольника; ж — чугунные герметичные дверцы карманов для шквары; з — центральный карман для шквары; и — воздушный канал год ним, препятствующий протеканию стекла вниз; к — дополнительные карманы, препятствующие протеканию стекла в рекуператоры; л — тангенциальная горелка; м — лавы; н — 4 рекуператора из гексагональных труб с горизонтальными дымовыми каналами и вертикальными зигзагообразными каналами для воздуха; о — боковые карманы для шквары; п — воздушные каналы под ними, препятствующие протеканию стекла в дымовые каналы; р — вентиляционные каналы поверх свода рекуператоров, препятствующие прониканию стекла; с — смотровые каналы тангенциальной горелки; т — пробки гляделок в каналах отходящих газов в под полом; х — дымовые пролеты (вытяжки) в бычках; ц — дымовой шибер; ч — расположение трубки для пирометра

На рис. 27 показана такая тетра-рекуперативная печь на 12 горшков, емкостью 1750 кг каждый. В отношении конструкции рекуператоров и горелки, устройства карманов и пр. в основу этой печи положены те же самые принципы, что и для типовой печи Тейзена, показанной на рис. 26. Наименования отдельных деталей печи даны на рис. 27 и не нуждаются в комментариях.

г) Различные методы отопления. Показанные на рис. 24, 26 и 27 рекуперативные печи Тейзена отапливаются при помощи газа, получаемого из генератора со ступенчатой решеткой, представляющего одно целое с печью. Такое устройство генераторов подкупает своей простотой и дешевизной; кроме того, при нем не теряется физическое тепло газа, что при отсутствии подогрева последнего является существенным обстоятельством. С другой стороны, однако, при такой установке неизбежны и существенные недостатки. Газы могут при своем движении заносить в стойле печи пыль и мелочь из генератора, поэтому требования к качеству топлива должны быть повышенные. Кроме того установка в главном здании большого количества генераторов, притом довольно примитивных, представляет известные неудобства, особенно на крупных заводах, где значительно целесообразнее иметь отдельно расположенную центральную генераторную станцию с мощными совершенными агрегатами. К тому же отопление печи собственным генератором примитивного устройства требует не только более высокого качества угля, но и весьма высококвалифицированного обслуживания.

Показанные печи Тейзена (а также Германсена) могут быть очень легко переведены на отопление обычным генераторным газом. Удачны оказались также опыты отопления их коксовальным газом. Для этой цели было сделано специальное приспособление в нижней части печи для подачи газа в центральную часть горелки, а также предусмотрено вспомогательное отопление главного кармана. При этом принцип тангенциальной горелки оказался весьма целесообразным: коксовальный газ характеризуется быстрым протеканием реакции горения, т. е. дает короткое пламя с очень высокой температурой, которое действует разрушающе на кладку влета; благодаря же применению тангенциальной горелки процессы горения во влете несколько замедлились. Произведенные наблюдения показывают, что для замены одной тонны угля необходимо $1000-1100 \text{ м}^3$ коксовального газа теплотворной способности 4500 Кал/м^3 .

На этих печах с успехом применялось частичное и полное отопление жидким топливом. В этом случае капельник устанавливался в своде над горелкой, а воздух подавался обычным путем. Большая часть нефти сгорала на лету, а капли, падающие на дно кармана, испарялись при соприкосновении с горячей кладкой.

Первая такая установка была применена в Англии в 1926 г.; в целях экономии были при этом использованы также и генераторы, работавшие на угольной мелочи, а одновременно нефть подавалась капельником через свод печи, причем эти оба вида топлива использовались примерно в одинаковой мере. Оказалось возможным в очень широких пределах менять температуру. Эта печь работает шестой год без остановки.

В другом случае вместо капельника была установлена форсунка низкого давления. Хотя и в этом случае, по указанию Тейзена [32], получались хорошие результаты, тем не менее, необходимо добиваться, чтобы тип форсунки и ее установка полностью соответствовали конструкции и размерам стойла печи и горелки.

Указанный метод отопления нефтью при помощи капельника, устанавливаемого в своде печи, является вполне применимым для любого типа круглых рекуперативных печей, и он с успехом может быть использован для обогащения генераторного газа в случае понижения его калорийности.

При установке капельника (или капельников) в своде печи следует практически найти оптимальные условия подачи нефти с точки зрения надлежащей организации факела, необходимые для устранения как образования сажистого пламени, так и чрезмерного коксования в колодце.

7. Однорешетчатая рекуперативная печь с нефтяным или газовым отоплением

Описанные выше рекуперативные печи относятся к категории многорешетчатых, предназначенных для варки обычного зеркального и сортового стекла.

Ниже мы даем описание нескольких одnogоршковых печей, предназначенных для варки оптического и специальных стекол, а также для опытных плавов.

На рис. 28 показана установленная на одном из наших заводов рекуперативная одногоршковая печь, аналогичная с печью Амслер-Мортон, описанной у Дралле [3, стр. 355—357]. Печь эта служит для варки технического и опти-

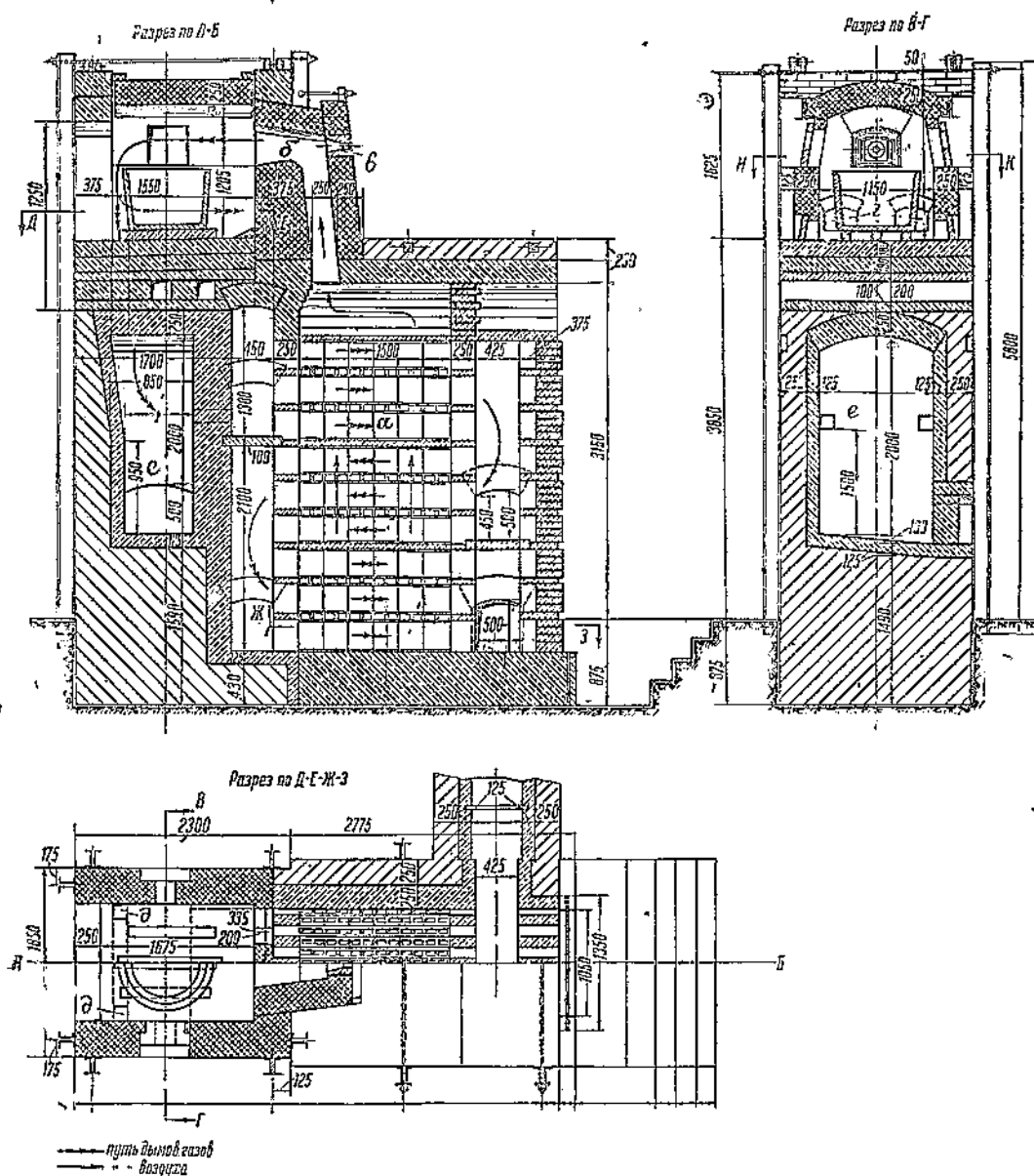


Рис. 28. Одногоришковая рекуперативная печь с нефтяным или газовым отопителем
 а — рекуператор; б — горелка; в — подвод нефти (или газа); г — основные дымовые пролеты;
 д — дымовые пролеты в полу; е — жарман для шквары; ж — дымовой бороз

ческого стекла и может отапливаться как жидким топливом, так и газом. Печь была выстроена для жидкого топлива, как показано на рис. 28; в дальнейшем она была переведена на отопление неочищенным каменноугольным генераторным газом, который газопроводом был подведен к горелке. Печь снабжена одной горелкой 6, установленной в верхней части стойла; отвод продуктов горения производится через два дымовых пролета (вытяжки) 7, расположенные рядом с горелкой немногом выше уровня пода, и через две

вытяжки d меньшего сечения, расположенные в подду с противоположной стороны, т. е. возле устья. Дымовые газы, проходящие через последнюю пару вытяжек, по пути к рекуператору a подогревают карман для шквары e ; прикрыванием этих вытяжек шиберами можно регулировать распределение температур в печи.

В процессе эксплуатации данной печи обнаружилось забивание шкварой подовых вытяжек δ (сечением 150×150 мм), в результате чего прекратился

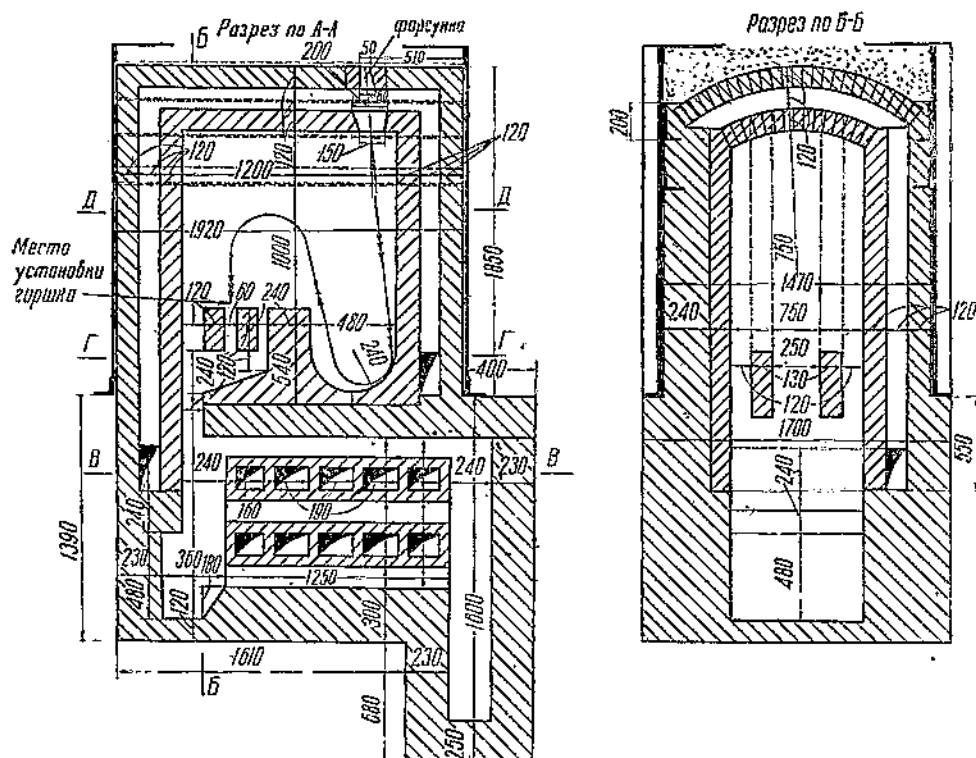


Рис. 29. Одноргоршковая печь для опытных плавов

подогрев отходящими газами кармана е и началось застывание там шквары. Для устранения этого необходимо или увеличить сечение указанных вытяжек, или же предохранить их другим путем от заливания шкварой.

Практика работы этой печи на неочищенном генераторном газе из угля, подводимом с температурой около 250° , показала следующее [49]:

„1. Печь позволяет развивать температуру до 1550° и варить сорта тугоплавких стекол типа Пайрекс.

2. Постоянное движение пламени в одном направлении делает распределение температуры в печи стабильным. Разность температур между подом и сводом, как показало обследование, не выше 35° . Распределение температуры по длине и ширине печи практически равномерное, обогрев горшка, тоже равномерный.

3. Пламя передает свое тепло наиболее полно как лучеиспусканием, проходя выше горшка, так и конвекцией, омывая его со всех сторон.

4. Расход тепла на 10—15% меньше, чем для подобных печей с нижним подводом пламени.

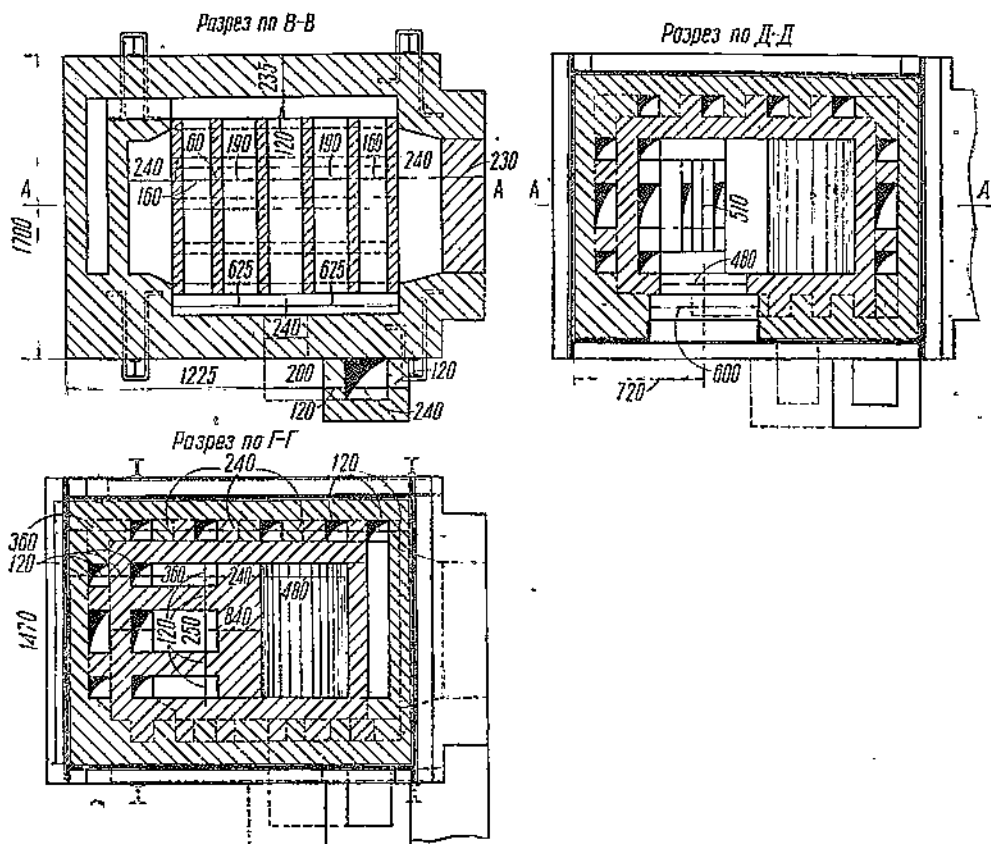
5. Износ горшков меньший, чем у печей с нижним подводом пламени.

6. Обслуживание печи весьма упрощено (отсутствие перекидных клапанов).

7. Печь позволяет регулировать давление в ней в необходимых пределах.

При тщательном изготовлении и укладке рекуператора герметичность его получается достаточной, и печь может работать без ремонтов минимально 1 год.

Некоторые технические характеристики работы печи по записям цеха и по



с рекуператором Шарно и нефтяным отоплением.

данным наблюдения, проведенного В. Н. Зиминим в 1933 г. и аспирантом Кутателадзе в 1934 г., дают следующее: при работе на нефти средний расход колеблется в пределах 600—650 кг/сутки, при подогреве воздуха всего лишь до 400—500°. При переходе на генераторный газ (горячий) и после очистки рекуператора от стекла, которое, благодаря несовершенству отвода последнего, попадает в боковые каналы рекуперативных элементов, расход газа составлял в среднем 300—350 м³/час при низшей рабочей теплотворной способности — 1136 Кал/м³ и при температуре газа около 500°. Подогрев воздуха составлял 600—670°.

Для аналогичной печи Амслер-Мортон, по данным Эккерта [3, стр. 356—357], расход нефти составляет 500 кг в сутки; на горение нефти требуется примерно 12 м³ воздуха на кг, причем 12,5—18% этого количества вводится холодным с давлением 1—1½ ат., а остальное количество нагревается в рекуператоре приблизительно до 950—1000°.

8. Одногоршковая печь для опытных плавов с рекуператором Шарно и нефтяным отоплением

На рис. 29 показаны основные разрезы одногоршковой рекуперативной печи для опытных плавов, построенной в 1928 г. и работающей до настоящего времени. Это, насколько нам известно, первая выстроенная у нас горшковая рекуперативная печь. Она выполнена на основе проекта В. Е. Грум-Гржимайло с внесенными В. Н. Зиминным изменениями, которые в основном заключались в пристройке рекуператора типа Шарно [см. гл. I, 2, А], каналы которого перекрыты плитами $250 \times 250 \times 60$ мм. Рекуператор Шарно помещен под подом в отдельной камере, что позволяет производить ремонт печи без разборки остальной ее кладки. Подогретый в рекуператоре воздух подымается по вертикальным каналам, имеющимся в трех стенах стойла, и поступает в пространство между двумя сводами. Форсунка Шухова, работающая на сжатом воздухе в 1,5 ат., установлена в своде (инвертно) и инжектирует подогретый воздух; направление пламенных газов показано на рисунке стрелками. Продукты сгорания удаляются через отверстия в поду, проходят в один оборот через рекуператор и оттуда в дымовой боров. Для стока шквары предусмотрен карман под вытяжками (его следовало бы несколько увеличить).

По местным условиям не удалось поместить надлежащих размеров рекуператора; его поверхность нагрева лишь около 5 м^2 , что, при площади пода печи 1 м^2 , конечно, недостаточно. Дополнительный подогрев воздуха в вертикальных каналах, расположенных в боковых стенах стойла печи, тоже недостаточен, ввиду неблагоприятных условий теплообмена и ограниченности поверхности нагрева — около $4,6 \text{ м}^2$; учитывая же менее благоприятные условия теплообмена (большая толщина разделительных стенок, отвод тепла на наружную стенку и неравномерность работы вертикальных каналов), эквивалентная поверхность не может быть принята выше $2\text{--}2,5 \text{ м}^2$, т. е. полная поверхность нагрева рекуператора около $7\text{--}7,5 \text{ м}^2$.

Согласно сообщению, полученному от В. Н. Зимина, работа форсунки зависит от правильного расположения инжекционных камней на внутреннем (горячем) своде. При правильном их расположении печь весьма гибка и легко дает температуры до 1550° при среднем расходе нефти 16 кг/час . Несмотря на жесткий режим работы (изменение температур в пределах $900\text{--}1500^\circ$ с интенсивностью изменения $100\text{--}150^\circ$ в час) и сравнительно быстрые выводки (4—6 суток), рекуператор не обнаруживает расстройств. Смена рекуператора за все время работы (с 1928 г. по конец 1936 г.) производилась 5 раз, вследствие запыливания нижних рядов стеклом. Свод (горячий) за это время сменялся только один раз. Средний подогрев воздуха в рекуператоре (без вертикальных каналов) по непосредственным измерениям, произведенным термопарой с отсосом, составляет $350\text{--}400^\circ$. При переходе на мазут расход топлива сильно возрастает и в среднем составляет $20\text{--}23 \text{ кг/час}$.

9. Одногоршковая печь для опытных плавов с вертикальным рекуператором и нефтяным отоплением

На рис. 30 показаны основные разрезы нефтяной рекуперативной печи, установленной на одном из наших заводов. Назначение печи — производство опытных плавов различных оптических и специальных стекол. Авторы проекта — инженеры В. В. Гаврилов и В. Н. Зимин. Печь запроектирована на один горшок, емкостью 15 л. Так как размеры рабочей камеры взяты с некоторым запасом, то это позволяет устанавливать или два пятнадцатилитровых горшка, или шесть однолитровых. Печь снабжена вертикальным рекуператором из элементов Стальпроекта (см. рис. 13). Воздух подымается по трубам вертикально вверх, а отходящие газы четырьмя горизонтальными оборотами опускаются зигзагообразно вниз. Подача мазута предлагалась капельниками, из-за неудобства пользования компрессорным воздухом в условиях небольшой опытной установки. Мазут подается в специальную камеру, куда направляется

лишь часть воздуха, что регулируется специальными заслонками. Остальная часть последнего (вторичный воздух) подводится под пламенный поток, что должно обеспечить более совершенное смешивание его с топливом. Таким образом, в настоящей печи применен принцип генерации, и ее можно рассматривать как нефтяную генеративную печь.

Для наблюдения за ходом сгорания и для чистки камеры сжигания от могущего в ней образоваться кокса предусмотрены надлежащие отверстия,

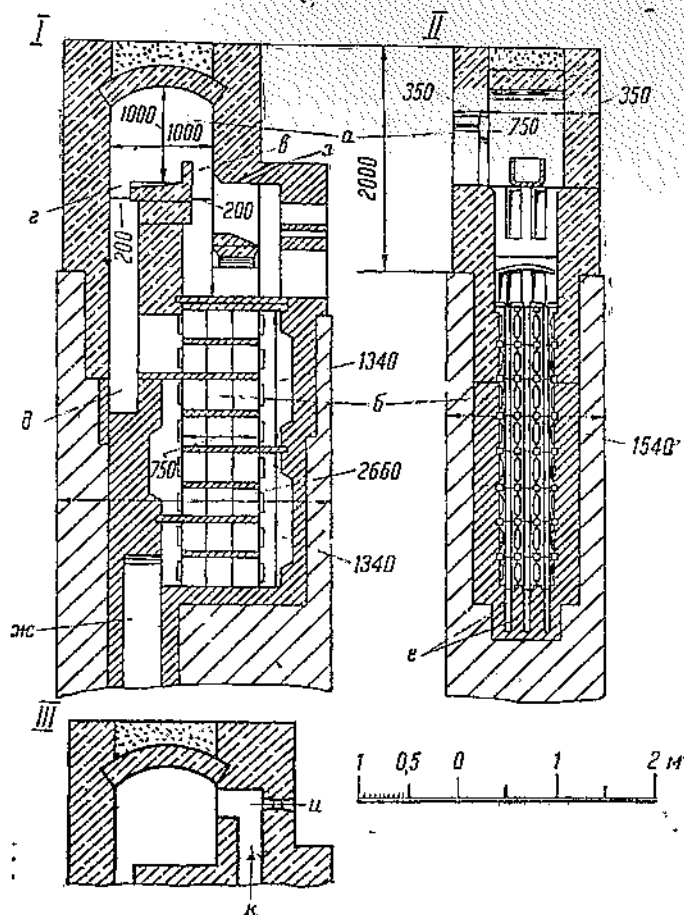


Рис. 30. Однотопливная печь для опытных плавов с вертикальным рекуператором и нефтяным отоплением

I — продольный разрез

II — поперечный разрез

III — эскиз стойла печи и горелки после установки форсунки
 а — стойло печи; б — рекуператор; в — влет; г — дымовой пролет;
 д — жаровня для шквар; е — подвод холодного воздуха; ж — дымо-
 вой бороз; з — подвод нефти капельником; и — форсунка; к — под-
 вод нагретого в рекуператоре воздуха

закрывающиеся пробками. Для предохранения рекуператора от попадания в него шквары предусмотрен небольшой карман внизу вертикального канала для отходящих газов; для устранения же попадания стекла в камеру сгорания поверх пода выложена небольшой высоты перевальная стенка (порог).

Работа данной печи на капельниках оказалась не совсем удовлетвори-
 тельной из-за сильного коксования мазута; это привело к тому, что некото-
 рое время после пуска печи появилась необходимость систематической ее
 чистки (по несколько раз в сутки). Поэтому печь была несколько переде-
 лана, и вместо капельников была установлена воздушная форсунка высокого
 давления (сущность переделки ясна из эскиза — см. рис. 30-III). После этой

переделки печь стала работать вполне удовлетворительно. Расход топлива (мазута) составляет в среднем на плавку (варятся специальные, большей частью ругоплавкие стекла) — 13 кг/час.

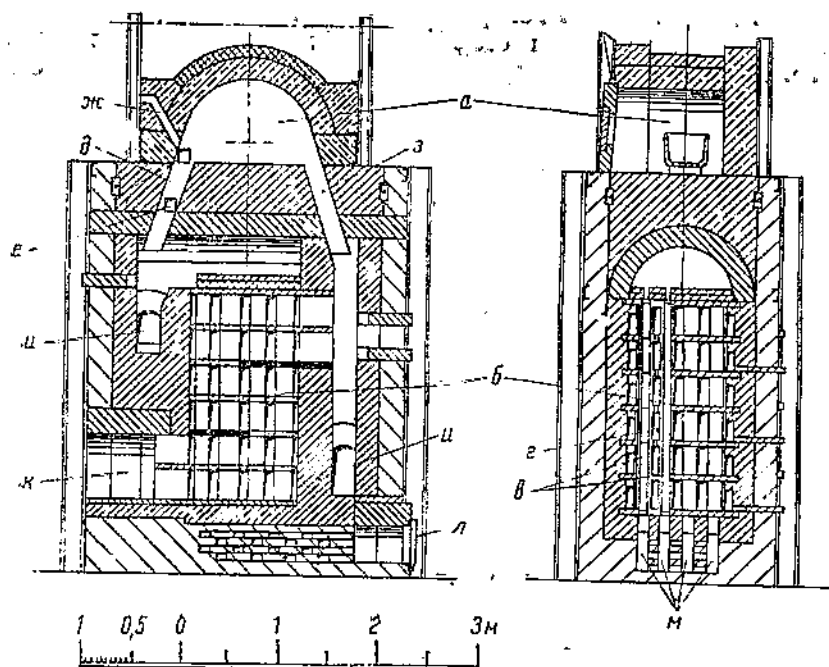


Рис. 31. Однотопочная рекуперативная печь для опытных плавок с газовым отоплением

а — стойло; б — рекуператор; в — воздушные каналы в рекуператоре; г — дымовые каналы в рекуператоре; д — влет; е — отверстия для подвода холодного генераторного газа; ж — запасное отверстие для капельника; з — дымовой пролет; и — карманы (колодцы) для шквар; к — отвод дымовых газов из рекуператора; л — задвижка для регулировки поступления воздуха в рекуператор; м — распределительные воздушные каналы под рекуператором

10. Однотопочная рекуперативная печь для опытных плавок с газовым отоплением

Показанный на рис. 31 проект печи для опытных плавок на один горшок емкостью 50 кг выполнен автором данной книги. По заданию печь предназначена для опытных плавок стекол самых разнообразных составов с максимальной температурой 1550°. Печь в основном работает на очищенном генераторном торфяном газе; в случае надобности можно рассчитывать, однако, и на добавку нефти или мазута.

Поскольку печь является опытной и предназначена для опытных плавок в небольшом горшке, главнейшими требованиями, предъявляемыми к ней, являются легкость управления и изменения термического режима, с одной стороны, и легкость поддержания ее в стабильном состоянии, с другой. Другие моменты, в частности расход топлива, не являются в данном случае доминирующими. Исходя из этих соображений, мы остановились на рекуперативном типе печи, поскольку он значительно удобнее как в смысле регулировки температур и поддержания их на стабильном уровне, так с точки зрения управления работой установки.

При работе на холодном генераторном газе и подогреве в рекуператорах одного лишь вторичного воздуха — необходимо считаться со сравнительно низкой температурой горения и с возможными трудностями достижения высоких температур (порядка 1550°), особенно в случае понижения калорийности газа. Ввиду этого предусмотрена возможность добавочного подвода нефти (или мазута) капельником на период максимального расхода топлива и мак-

тимальных температур (варка и осветление стекла). При этом очень важно, чтобы добавка жидкого топлива не вызывала каких бы то ни было затруднений в управлении печью и в ее регулировке.

Общее описание печи. Стойло — длиной 1450 мм, шириной 750 мм и общей высотой (до замка свода) 850 мм. По всей ширине стойла предусмотрены — с одной стороны влет для пламенных газов, а с противоположной — дымовой пролет, куда отводятся продукты горения. Пламенные газы поднимаются вдоль свода в подсводное пространство, а оттуда опускаются к дымовому пролету. Иными словами, горшок омывается пламенными газами как сверху, так и с обеих сторон.

Как под горелкой (влетом), так и под дымовым пролетом расположены колодцы для шквары и стока стекла на случай, если горшок „уйдет“. Наличие двух колодцев предусмотрено с той целью, чтобы под был ровный и чтобы не требовалось помещать на нем — ни со стороны влета, ни со стороны дымового пролета — каких бы то ни было заграждений (порогов), которые препятствуют полному и равномерному омыванию горшка пламенными газами.¹

Рекуператор расположен под стойлом печи, что сделано с целью получения компактной конструкции. Для того же, чтобы создать известную конструктивную независимость между рекуператором и стойлом печи, все нижнее строение, где находится рекуператор и оба шкварных колодца, перекрыто сплошным сводом во всю длину печи. В этом своде имеются только два выреза: один — для подвода подогретого в рекуператоре воздуха в стойло печи, другой — для отвода продуктов горения из стойла в рекуператор.

Таким образом, и эта конструкция дает возможность производить те или иные ремонты рекуператора, не трогая стойла печи.

Рекуператор. Рекуператор — с вертикальными воздушными трубами типа Амслер-Мортон (см. рис. 14 и 16). Воздух поступает в нижнюю часть его, которая выложена в виде каналов под рекуперативными трубами, и регулируется чугунной задвижкой. Затем воздух поднимается по трубам вверх в подсводное пространство, а оттуда во влет, где и смешивается с генераторным газом, подаваемым при помощи железных горелок.

Продукты горения через дымовой пролет поступают в вертикальную шахту, под которой расположен колодец; этот последний играет в данном случае роль шлаковика. Из верхней части шахты продукты горения поступают в рекуператор; в последнем они движутся зигзагообразно между рекуперативными трубами в три оборота и поступают в дымовой боров.

Для наблюдения за состоянием рекуператора в передней и задней его стенах предусмотрены пробки с гайделками; для смены рекуперативных труб при капитальных ремонтах требуется разобрать двойную рубашку в торцевой стене рекуператора.

Отопление. Основным топливом является очищенный торфяной генераторный газ. Последний подводится при помощи двух металлических горелок к обеим сторонам воздушного влета. Учитывая небольшие размеры стойла печи, а также то, что скорость воздушной струи выбрана ввиду этого очень небольшой, нужно создать интенсивное перемешивание газа с воздухом. В то же время, чтобы избежать разгара влета, необходимо место смешения расположить у самого стойла. Ввиду этого газ подводится на уровне пода, причем он подается с большей скоростью и под большим углом к направлению подвода воздуха, что обеспечивает интенсивное перемешивание газа с воздухом в месте поступления его в стойло печи. Для того, чтобы иметь возможность найти практическое оптимальное расположение газовых горелок (и их наклона), предусмотрены (несколько ниже) два резервных отверстия для их установки.

¹ Конструктивное оформление отвода стекла и шквары с двух сторон в случае рекуператора безоговорочно предлагать нельзя, ввиду легкой закупорки либо самого воздушного пролета, либо его экранирования свисающим стеклом, застуживание которого при переменности режима работы печи постоянно имеет место. В данной конструкции это усугубляется некоторым наклоном влетных каналов, обусловленным малыми размерами печи. *Прим. ред.*

Как указывалось выше, имеется возможность дополнительного подвода нефти. Можно подводить нефть обычными капельниками, для чего предусмотрено соответствующие наклонные отверстия в боковой стене стойла. Однако при этом, вследствие малых размеров печи, трудно обеспечить надлежащее горение нефти. Более интересным представляется другой способ подвода нефти, заключающийся в следующем: генераторный газ подается в печь по воздушному каналу обычной нефтяной форсунки низкого давления; к внутренней трубке этой же форсунки приключена нефть. Иными словами, при желании производить добавку нефти, таковая пульверизируется генераторным газом; для этого нужно, понятно, обеспечить надлежащее давление последнего.

11. Двухгоршковая рекуперативная печь с газовым отоплением

На рис. 32 даны основные чертежи и некоторые детали двухгоршковой рекуперативной печи, построенной недавно на Ново-Борисовском стекловом заводе по проекту главного инженера этого завода Ф. В. Лоската. Особенностью этой печи является то, что она снабжена двумя рекуператорами — одним (на чертеже левым) для подогрева воздуха и другим (правым) для подогрева генераторного газа. Оба рекуператора поставлены друг против друга, и между их торцами имеется карман, снабженный снизу шкварным колодцем и напоминающий горелку („кадь“) регенеративной горшковой печи.

Генераторный газ и воздух подаются в нижнюю часть рекуператоров; проходя по диагонали вверх между фасонными рекуперативными элементами, они выходят через отверстия в торцевой части и поступают в кадь навстречу друг другу. Из кади, расположенной в середине пода печи, пламенные газы выходят вверх в центральную часть стойла, ударяются в свод и, обогнув оба горшка, направляются двумя потоками в два дымовые пролета, расположенные по торцам стойла печи; дальше они опускаются в подсводовое пространство рекуператора, чтобы затем по фасонным трубчатым элементам опуститься вертикально вниз. Следует также указать, что воздух, прежде чем попасть в рекуператор, предварительно подогревается между сводами над печью, причем средняя температура его по выходе из межсводового пространства равна 180° . Воздух подается небольшим винтовым вентилятором низкого давления.

Регулировка хода печи производится двумя шиберами отходящего газа, газовым клапаном и шибером для поступающего воздуха.

Защита рекуператоров от попадания в них стекла при „пропаже“ горшков осуществляется следующим образом. Для того, чтобы „ушедшее“ стекло попало в карман (через горелку, откуда вылетает пламя), а не в дымовые пролеты, последние отгорожены порошками (на чертеже не показанными), а в поду сделаны канавки.

На рис. 32 даны также эскизы рекуперативных элементов. Они двух фасонов: один фасон применяется для верхних и нижних рядов, а другой — для средних. Рекуперативные камеры не заполнены полностью (воздушная, примерно, на половину, а газовая — на $\frac{1}{8}$), излишнее пространство закладывается песчаным припасом. Всего уложено рекуперативных элементов в воздушной камере — 8 рядов в высоту, 6 — в ширину и $1\frac{2}{3}$ — в длину; в газовой камере — 8 рядов в высоту, 7 — в ширину и 1 — в длину.

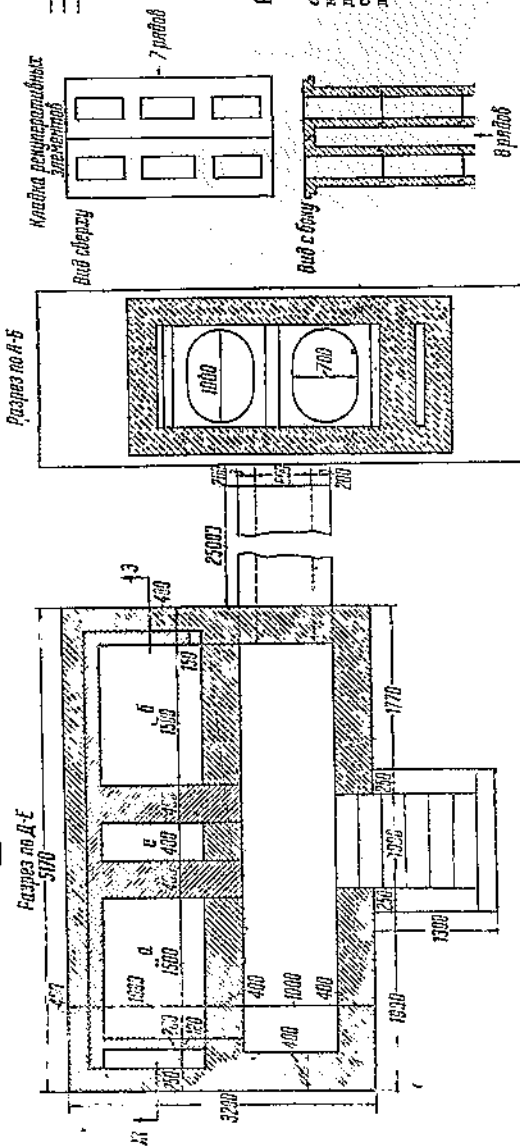
Инж. Лоскат сообщает следующие данные о работе этой печи. Максимальная температура, достигнутая в ней при варке стекла, 1490° . На две такие двухгоршковые печи и 4 опечка для отжига стекла в среднем загружается в генератор 8 м³ дров и 6 т торфа в сутки. Считая к. п. д. генератора 0,75, получаем среднее термическое напряжение площади пода печи около 110 000 — 120 000 Кал. (в газе) на 1 м² пода в час.

Близость горшков к вылетам вызывала опасения, что их „поведет“. Однако горшки стоят по три месяца при ежесуточной варке, не изменяя своей первоначальной формы.

Несколько хуже обстоит дело с рекуперативными элементами. Через три-



Рис. 32. Двухгоршковая рекуперативная печь с газовым отоплением



четыре месяца приходится их переключивать, останавливая печь на два-три дня. Сами элементы растрескиваются в небольшом количестве, главным же образом образуются щели между ними. В настоящее время кладку производят на глине, смешанной с содой.

В мае месяце 1937 года на заводе построена еще одна такая печь, с некоторыми, однако, изменениями. Дымовые пролеты, вероятно, для предохранения их от стекающего стекла сделаны не в поду печи, а в торцевых стенках стойла (несколько выше пода); к тому же сами рекуперативные камеры вынесены из-под стойла (см. эскиз на рис. 32). При этом имеется возможность переключку рекуперативных элементов вести сверху камеры, что по местным условиям более удобно.

Глава IV

РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ВАННЫЕ ПЕЧИ

1. Направление пламени в рекуперативных ваннных печах

На рис. 33 показаны семь различных способов направления пламенных газов в рекуперативных ваннных печах. Первые четыре из них являются самыми распространенными для печей как с общим бассейном, так и с раз-

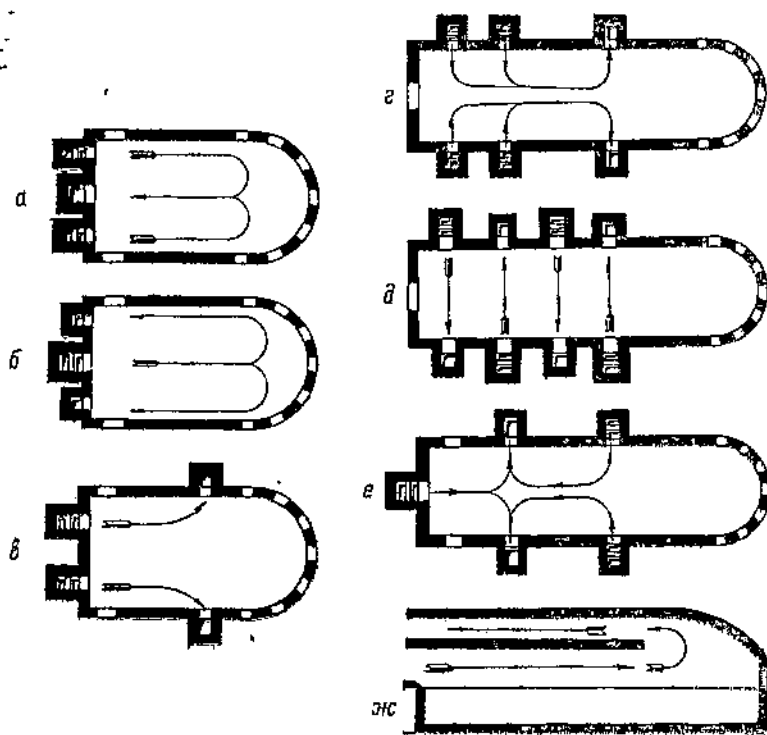


Рис. 33. Направление пламени в рекуперативных ваннных печах

дельными; пятый и шестой способы применяются сравнительно редко; седьмой способ начал находить применение лишь в самое последнее время (печи с двойным сводом американской системы Амслер-Мортон).

Первый тип печей (фиг. а) характеризуется наличием у торцевой стены двух горелок; пламенные газы двигаются сначала двумя потоками вдоль продольных стен печи, а затем, поворачивая назад, идут одним общим потоком по оси ее и поступают в дымовой пролет, расположенный у середины торцевой же стены. Рекуперативные печи с таким направлением пламени называются „печами с двойным подковообразным поворачивающим внутрь пламенем“. При наличии общего бассейна эти печи иногда называются печами Стичинского.¹

¹ Такая печь, сконструированная Тейзенем, показана в курсе Одкина и Коуэна [5, стр. 542, рис. 148].

Такое же направление пламени до последнего времени применялось американской фирмой Амслер-Мортон для печей с протоком (рис. 38 и 39). Это же направление пламени было принято нами при проектировании печи для варки силиката натрия (рис. 40).

Во втором типе печей (фиг. б) горелки и дымовые пролеты расположены также в торцевой стене. Разница заключается в том, что имеется только одна горелка, расположенная по оси печи. Пламенные газы идут сначала по оси печи, затем заворачивают в обе стороны наружу и идут в обратном направлении — вдоль боковых стен и попадают в два дымовых пролета, расположенных в торцевой стене по обеим сторонам горелки. Эти печи называются *печами с двойным подковообразным поворачивающим наружу пламенем*. Целый ряд таких печей (с общим бассейном) был спроектирован и построен Незе и Дралле, и поэтому они часто называются еще печами Незе-Дралле.¹ На рис. 34 показан наш проект печи с таким же направлением пламени: печь эта была предназначена для наварки эрклеза.

Третий тип печей (фиг. в) характеризуется наличием одной или двух горелок в торцевой стене и двух дымовых пролетов в боковых стенах; эти печи называются *печами с продольным пламенем*. На рис. 36 показан наш проект такой печи для опробования опытных машин.

Четвертый тип печей (фиг. г) отличается тем, что горелки устанавливаются не в торцевой, а в обеих боковых (продольных) стенах; в каждой из этих стен устанавливается одна или большее количество горелок. Пламенные газы, направляющиеся с противоположных сторон, встречаются по середине печи. Здесь они поворачивают, идут дальше вдоль печи и попадают в дымовые пролеты, расположенные тоже в боковых стенах. Этот тип печей мы назовем *печами с поперечно-подковообразным пламенем*. Печь этого типа (бассейн с протоком), сконструированная Тейзенем, показана на рис. 35. Такого же типа печи строятся английской фирмой Штейн и Аткинсон.²

Пятый тип — *печь с поперечным пламенем* (фиг. д) — является конструкцией *нецелесообразной*, ввиду несимметричности пламенного потока по отношению к ее продольной оси. Если желательна установка нескольких пар головок в боковых стенах, то более целесообразно направление пламени по четвертому типу (фиг. г).

Шестой тип — *печь с продольным и поперечно-подковообразным пламенем* (фиг. е) — в настоящее время применяется редко.³

Седьмой тип — *печь с двойным сводом* (фиг. ж) — предложен и разработан американской проектной фирмой Амслер-Мортон. Пламенные газы через одну или две горелки в торцевой стене поступают в стойло печи, проходят вдоль нее над зеркалом стекла, заворачивают вверх и через промежуток между внутренним и наружным сводами уходят в дымовой пролет, расположенный над горелкой, а оттуда в рекуператор.

Печи этого типа *„с вертикально-подковообразным пламенем“* получили распространение в самые последние годы, ввиду целого ряда серьезных их преимуществ.

Ниже дано описание ряда таких печей (рис. 41, 42 и 43).

2. Рекуперативная ванная печь с двойным подковообразным поворачивающим наружу пламенем (для наварки эрклеза)

На рис. 34 показан проект рекуперативной ванной печи, выполненной автором в 1931 г. для Константиновского стекольного завода. Этот проект, насколько нам известно, является первым у нас в Союзе проектом рекуперативной ванной печи. Назначение печи заключалось в наварке эрклеза для

¹ Описание и чертежи таких печей помещены в курсе Дралле-Кеппелер [2]: с газовым отоплением на стр. 641, рис. 351—352 и на жидком топливе — стр. 671, рис. 377—379.

² [5, стр. 545, рис. 150].

³ Описание и подробные чертежи такой печи имеются у Дралле-Кеппелера [2, стр. 641—643 и таблицы V и VI].

двух ванн печей Фурко, поскольку обратного боя на эти печи в то время не хватало. Кроме того, предполагалось, что на этой печи можно будет целиком или в значительной мере применять сульфат с тем, чтобы на печак Фурко варку вести на шихте с большим содержанием соды.

Ванная печь по этому проекту была выстроена, но не пущена в эксплуатацию, так как отпала надобность в арклезе.

Печь снабжена рекуператором из вертикальных элементов типа Сталь-проекта (рис. 13); эти элементы с успехом можно заменить также элементами типа Амслер-Мортон с вертикальными воздушными трубами (рис. 14—16) или Штейн-Чапмана (рис. 11—12).

Считая излишним приводить здесь подробное описание этого рекуператора (поскольку это уже сделано в главе I), ограничимся указанием на то, что для правильной его работы в смысле полного использования поверхности нагрева, с одной стороны, и избежания опасных местных перегревов, с другой, важно добиться равномерного распределения воздуха и дымовых газов по всему сечению. Необходимой предпосылкой для этого является соответственный подвод и отвод газов (воздуха и дыма) к рекуператору и от него.

Подвод холодного воздуха в рекуператор сделан со стороны, противоположной горелке. Так как при этом под рекуперативными элементами предусмотрены довольно высокие горизонтальные распределительные каналы, а над ними достаточно просторное подсводовое пространство, и так как сечение воздушных каналов самих рекуперативных труб сравнительно небольшое, то налицо все предпосылки для того, чтобы воздух равномерно распределялся по этим последним (считая по продольному сечению рекуператора). Если же взять поперечный разрез рекуператора, то там отвод горячего воздуха в горелку имеет место по средней линии, а подвод холодного воздуха с двух боковых сторон, что регулируется двумя задвижками (см. план печи), т. е. и там соблюден указанный выше принцип. При эксплуатации надо следить за тем, чтобы эти задвижки были открыты на одинаковую величину, что легко достигается, если подъем их производить при помощи одного тросса. Если проследить путь дымовых газов, а также подвод и отвод их, то легко убедиться и здесь в соблюдении указанного выше принципа, что способствует достижению максимально возможной равномерности распределения дымовых газов по сечению рекуператора.

Следует отметить, что в самой конструкции рекуператора с вертикальными воздушными трубами, по которым воздух идет снизу вверх (система Сталь-проекта, Штейн-Чапмана и Амслер-Мортон) соблюден принцип саморегулирования температур и движения воздуха: если некоторые трубы нагреваются отходящими газами сильнее остальных, то воздух, в свою очередь, сильнее нагреваясь в них, подымается быстрее и в большем количестве, вследствие большей своей легкости; при этом сильнее охлаждаются трубы, что до известной степени предохраняет их от чрезмерного перегрева.

Дымовые пролеты, в которые поступают из стойла продукты горения, расположены не рядом со влетом, а несколько отодвинуты в сторону и помещены у углов бассейна, который для этой цели срезан под углом в 45° . Вертикальные шахты расположены не рядом с горелкой, а раздвинуты на ширину рекуператора, так что дымовые газы подаются в последний не сверху, а с боков.

Эта конструкция, на первый взгляд несколько сложная, выбрана на основании следующих соображений. У торцевой стены бассейна нужно расположить три вертикальные шахты: одну (среднюю) для нагретого воздуха и две боковых — для отходящих газов. Если их поместить рядом, то, при небольшой ширине печи, их пришлось бы делать в общей кладке; такая конструкция, однако, нецелесообразна, так как при этом неизбежны прососы нагретого воздуха в дымовые хода через трещины в разделительных стенках, что может привести к серьезному нарушению работы рекуператора. Кроме того, при выбранном в проекте расположении шахт, достигается более равномерное распределение дымовых газов по сечению рекуператора, с одной стороны,

и избегается непосредственный удар сильно нагретых отходящих газов в рекуперативные трубы, с другой. Помимо этого, делаются доступными торцевые стены бассейна, что особенно важно, если учесть необходимость форсированного режима печи и работу на одной лишь шихте (сульфатной) без применения обратного боя. Наконец, весьма важным обстоятельством является и то, что при этой конструкции значительная часть шихтной пыли, увлекаемой отходящими газами, оседает в вертикальных шахтах.

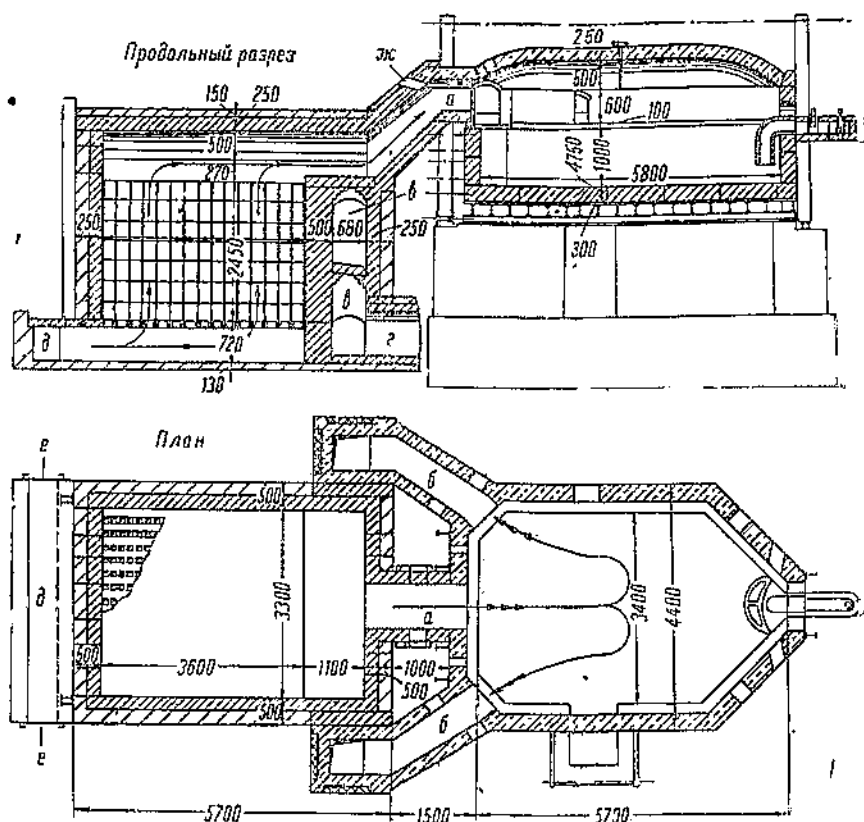


Рис. 34. Рекуперативная ванная печь с двойным подковообразным поворачивающимся наружу пламенем (для наварки врклезз)

а — влет; б — дымовые пролеты; в — распределительные каналы для дымовых газов; г — дымовой боров; д — канал для подвода воздуха в рекуператор; е — задвижки для регулировки поступления воздуха; ж — форсушка

Вопрос о борьбе с засорением рекуператора является в высшей степени важным и поэтому необходимо принять целый ряд мер как по линии конструктивного его оформления, так и по линии эксплуатационного использования. Первой предпосылкой к этому является правильное ведение засыпки шихты в печь. В проекте она предусмотрена при помощи кармана. Во время подачи шихты в карман сыпучий передок должен быть опущен до уровня стекла; когда же состав засыпан в карман, то передок подымается, и вся куча целиком проталкивается в печь.

Весьма целесообразно было бы устроить непрерывную шнековую загрузку и притом в два боковых небольших закрытых кармана с тем, чтобы шихта до поступления в бассейн успела, хотя бы на поверхности, слегка сфриттоваться и, следовательно, устранялась бы возможность образования пыли.

Так как необходимо считаться с тем, что некоторое количество шихтной пыли будет все же увлекаться дымовыми газами в рекуператор, то, чтобы

уменьшить засорение дымовых каналов между рекуперативными трубами, выход из шахт дымовых пролетов в вертикальную шахту рекуператора сделан большого сечения. Скорости дымовых газов там сравнительно малы, и есть основание рассчитывать, что большая часть пыли оседет в этой вертикаль-

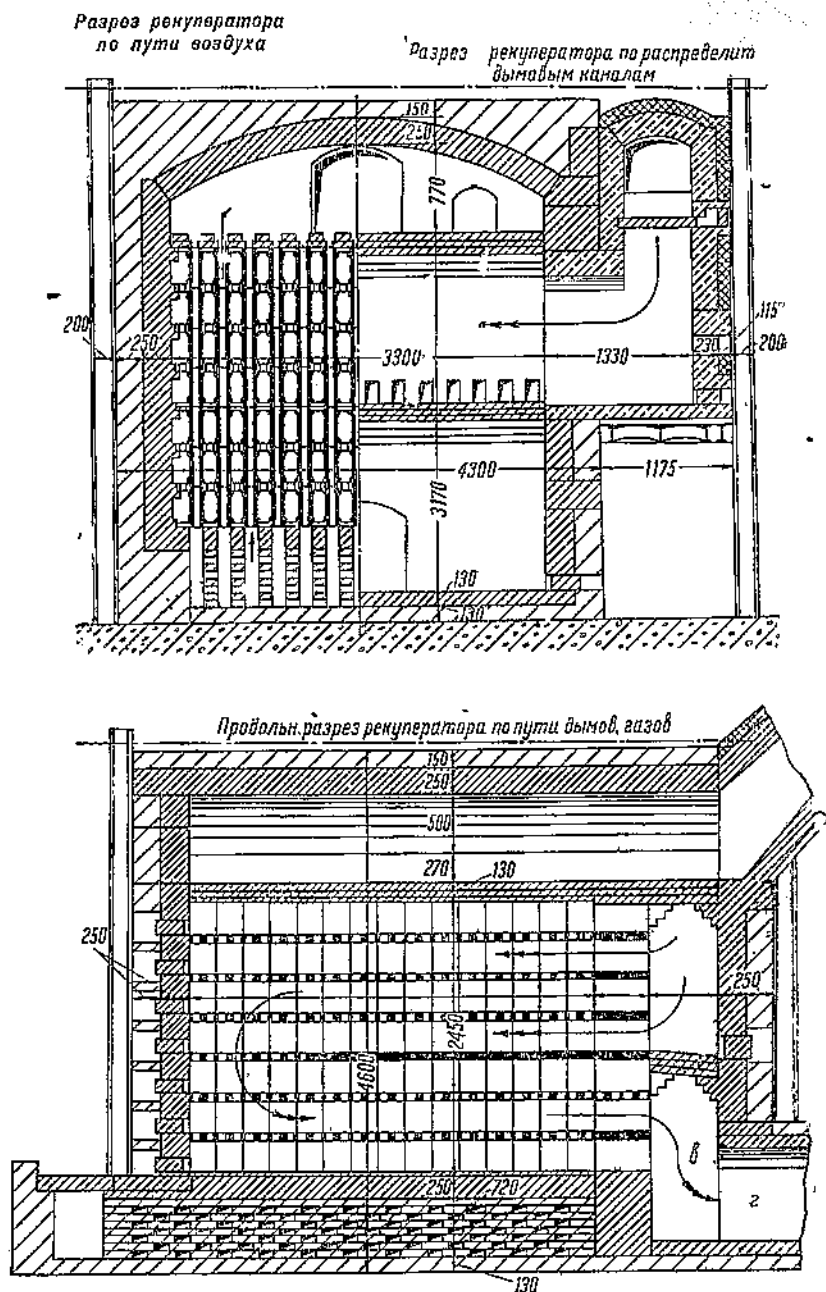


Рис. 34. (Продолжение).

ной шахте и шлаковике. Для очистки их предусмотрены лазы и люки. Для осмотра рекуператора, прочистки, продувки паром, мелких ремонтов и т. п. предусмотрен целый ряд пробок и лазов.

Переходя к описанию бассейна, следует указать, что в ванной печи непрерывного действия сваренная стекломасса непрерывной струей вытекает из фидера в чан с проточной водой, где и гранулируется.

Как на особенность проекта, следует указать на то, что нижний отбор стекломассы из варочного бассейна скомбинирован с непрерывным выпуском стекла на уровне зеркала. Первое условие продиктовано требованиями максимальной производительности печи; второе условие вызвано желанием упрощения конструкции выпускного приспособления (фидера) и большей безопасности самого выпуска стекла. Эту задачу можно решить различными путями (другой вариант см. рис. 40). В данном случае задача решена установкой бота. Стекло из нижних слоев попадает в бот, подымается в нем и из соответствующего выпускного отверстия попадает в фидер, откуда через очко направляется в бак с водой для гранулирования.

Ограничиваемся этим кратким общим описанием печи и указанием, что детальные чертежи ее имеются в нашем альбоме „Конструктивные чертежи ванн печей“ [17], листы №№ 38 и 39; там же имеется и более подробное описание.

3. Рекуперативная ванная печь Тейзена с поперечно-подковообразным пламенем

На рис. 35 показана рекуперативная ванная печь с поперечно-подковообразным пламенем, разработанная Тейзенем. Печь эта с протоком и пред-

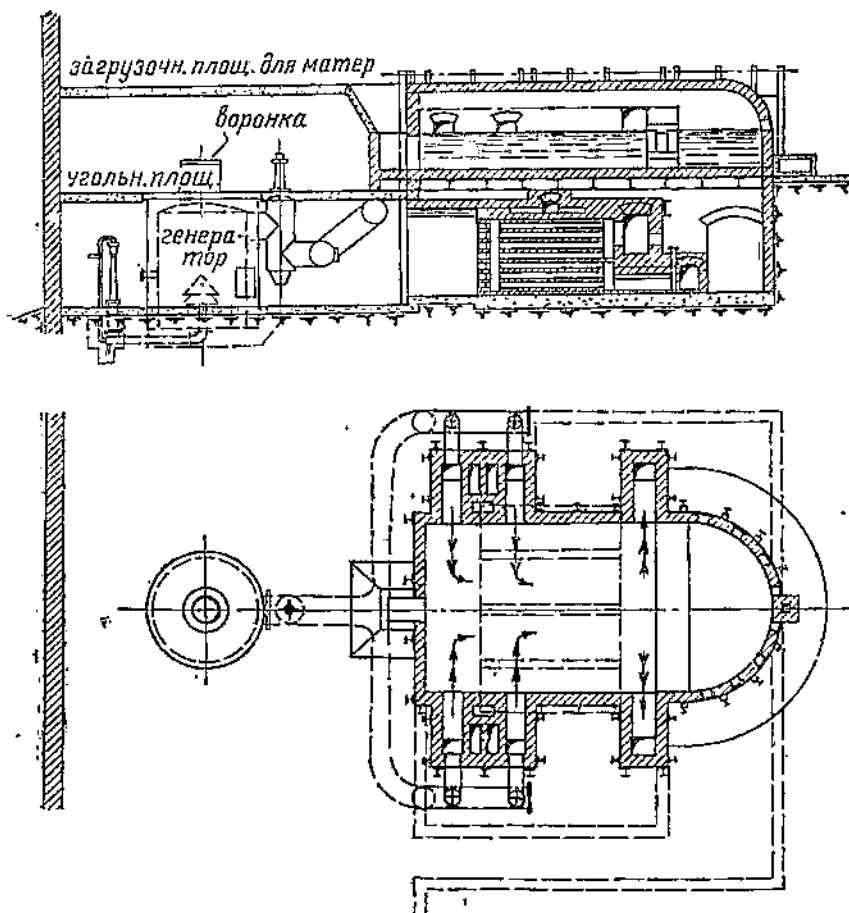


Рис. 35. Рекуперативная ванная печь Тейзена с поперечно-подковообразным пламенем

назначена для механизированного производства стекла. Она снабжена двумя парами горелок, расположенных в боковых стенах печи. Дымовые пролеты расположены в тех же стенах возле перешейка. Газ поступает из отдельного генератора, расположенного вблизи печи, через короткий обычный типа

газопровод. Необходимый для горения вторичный воздух подогревается в рекуператорах. Отходящие из стойла печи газы через дымовые пролеты поступают в рекуператоры, расположенные внизу под бассейном, что мы считаем неудачным, так как при этом дно бассейна недоступно для осмотра и плохо охлаждается. Лучше было бы расположить рекуператоры с боков печи, как, между прочим, делает Тейзен в своих более поздних конструкциях.

Рекуператоров имеется несколько, что дает возможность выключить любой из них для осмотра и ремонта, не прекращая работы остальных, а следовательно, и всей печи в целом.

Следует обратить внимание на то, что в этой печи предусмотрен специальный дымовой пролет небольшого сечения в середине окружности выработочного отделения. Регулируя его свободное сечение задвижкой, можно изменять количество пламенных газов, поступающих в выработочное отделение, а следовательно, и температуру в последнем.

Английская фирма Штейн-Аткинсон строит рекуперативные ванны печи с таким же поперечно-подковообразным пламенем. Описание и чертежи одной небольшой такой проточной печи с площадью варочного бассейна $3 \times 1,8 = 5,4 \text{ м}^2$ имеется в курсе Одкина и Коузена [5, стр. 545, рис. 150].

Немецким стекольщиком Гроссом [6] была сконструирована небольшая ванная печь с рекуперативным отоплением. В ней с обеих сторон помещено большое количество металлических горелок. Дымовые пролеты находятся тоже в боковых стенах печи, причем дымовые газы проходят через общий рекуператор, в котором нагревается воздух, подаваемый вентилятором. Результаты работы печи, согласно сообщению Гросса, были весьма удовлетворительные.

4. Рекуперативные ванны печи с продольным пламенем

а) Рекуперативная ванная печь для опробования опытных машин. На рис. 36 показана рекуперативная ванная печь с продольным пламенем, запроектированная автором к установке на заводе Стекломашина для опробования выпускаемых заводом опытных машин.

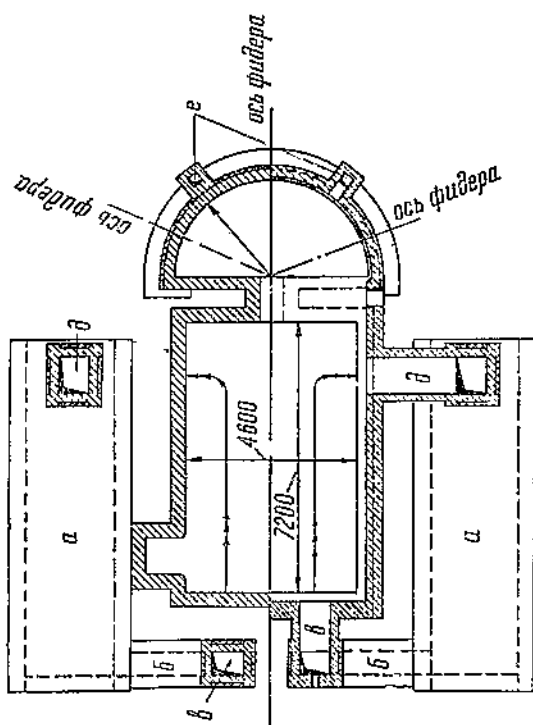
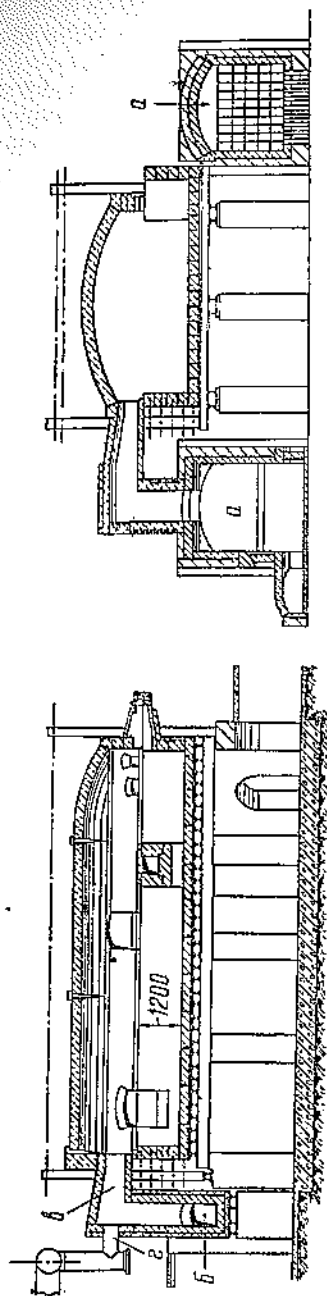
Выбор рекуперативного типа печи основан на получении максимально стабильного теплового режима, необходимого для возможности выявления оптимального режима работы опытных машин.

Отопление печи предполагалось неочищенным генераторным газом из каменного угля. Так как эта печь должна быть единственным потребителем газа на всем заводе и так как потребность в газе вполне удовлетворялась одним генератором с вращающейся решеткой, то было предложено поставить последний почти вплотную к печи, чтобы питать ее горячим газом. В случае необходимости остановки генератора на ремонт, были предусмотрены резервные форсунки, установленные в горелках.

Печь снабжена двумя горелками, которые расположены в торцевой стене печи. Пламенные газы идут вдоль варочного бассейна и уходят в два дымовых пролета, расположенных у конца этого же бассейна по обеим его сторонам. Отсюда дымовые газы поступают в два рекуператора, расположенные вдоль обеих сторон бассейна, где и проходят горизонтально по каналам между рекуперативными элементами. Воздух поступает в рекуператор снизу, поднимается вверх по трубам, собирается в подсводовом пространстве и оттуда по коротким горизонтальным каналам направляется к двум горелкам, расположенным у торцевой стены печи. К этим же горелкам через футерованный газопровод подводится горячий генераторный газ, и пламенная смесь через влеты поступает в стойло печи.

Выбранный тип печи с продольным пламенем допускает легкое управление потоками пламенных газов в стойле, поскольку величина непосредственно обогреваемой поверхности зеркала не зависит от скорости во влетах горелок, т. е. от расхода газа, который в данной печи может значительно колебаться. Благодаря наличию двух независимых друг от друга рекуператоров, имеется возможность поддерживать печь в горячем состоянии при отключении одного из них для производства чистки или ремонта.

Поскольку данная печь предназначена для опробования различных машин, которые могут потребовать создания самых разнообразных температур в выработочном бассейне, было решено отказаться от обычного метода регулировки в нем температур путем изменения на ходу печи высоты разделительной решетки над перешейком; эта последняя процедура весьма трудоемка и часто производить ее довольно затруднительно.



Для возможности широкой регулировки температуры в выработочном бассейне — в последнем, аналогично печи Тейзена (рис. 35), предусмотрены два дымовых отвода, которые могут перекрываться шиберами; эти отводы приключены к общей дымовой трубе. При открывании шиберов через эти отводы засасываются из печи горячие газы, т. е. создается движение последних из варочного бассейна в выработочный. Открыванием и закрыванием шиберов

Рис. 36. Рекуперативная ванная печь с продольным пламенем для опробования опытных машин

а — рекуператор; б — канал для подвода к горелкам нагретого воздуха; в — горелки; г — подвод генераторного газа к горелкам; д — дымовые пролеты; е — отвод дымовых газов для регулирования температуры выработочного бассейна

можно в широких пределах регулировать температуру в выработочном бассейне.

Следует указать, что параллельно с данным проектом рекуперативной печи был сделан еще один вариант с регенератором.

Габариты рекуперативной печи значительно меньше, чем регенеративной: высота ее меньше на 2,34 м (это в данном случае имело весьма существенное значение, ввиду нежелательности помещения бассейна печи на втором этаже и невозможности из-за грунтовых вод устройства глубокого подвала); сокращены также ширина и длина (последняя — за счет отсутствия перекидных клапанов).

По составленной сравнительной смете стоимость рекуперативной печи на 36,4% меньше, чем регенеративной. Размеры здания гутты при рекуперативной печи уменьшаются по длине на 8 м, по ширине — на 2 м и по высоте — на 2,34 м, что дает уменьшение ее кубатуры на 5794 м³.

6) Рекуперативная ванная печь с двойным регулируемым пламенем системы Тейзена. Интересно отметить, что в самое последнее время Тейзен [32] стал тоже приме-

нять рекуперативные ванны с продольным пламенем. На рис. 37 показана схема (план) его печи с двойным регулируемым пламенем (Duplex Flame Control). Сущность данного нововведения заключается в следующем. Дымовые пролеты устанавливаются возле перешейка и имеют регулируемое задвижками сообщение с газовым пространством как варочного, так и выработочного отделений; над перешейком выложена сплошная стена с отверстием в середине. Если задвижки между каналами отходящих газов и варочным бассейном закрыты, то пламенные газы проходят в выработочное отделение и, подковообразно поворачиваясь, поступают в рекуператоры, как это показано стрелками. Регулируя степень открытия указанных выше задвижек, можно также заставить пламенные газы полностью или частично поступать в рекуператор непосредственно из варочного отделения, минуя выработочное.

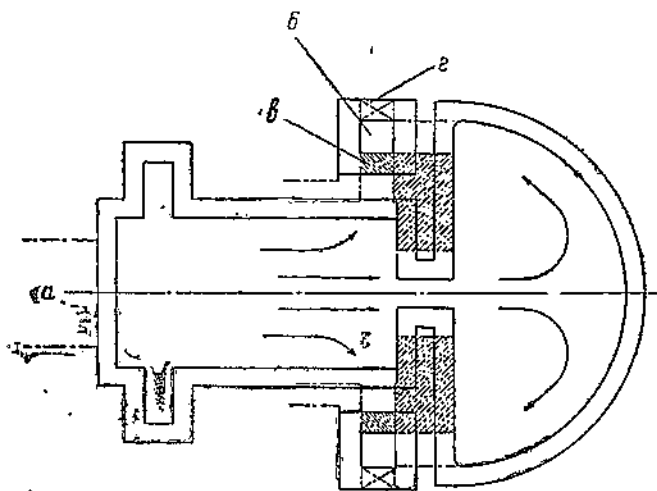


Рис. 37. Рекуперативная ванная печь с двойным регулируемым пламенем — системы Тейзена

а — горелки; б — дымовые пролеты; в — задвижки для регулировки; г — окно для наблюдения

Согласно отчета Комиссии Наркомлегпрома СССР [26, стр. 50], на одной такой печи размером 16 × 12 футов съём равен 16 т, т. е. с каждых 12 кв. футов — по одной тонне (приблизительно 0,9 т/м²), и расход топлива равен 0,5 т на 1 т стекла.

5. Рекуперативная ванная печь Амслер-Мортон с двойным подковообразным поворачивающим внутрь пламенем

На рис. 38 показаны основные чертежи рекуперативной ванной печи системы Амслер-Мортон, а на рис. 39 — ее продольный разрез. Печь эта — с полууглубленным протоком; направление пламени в ней двойное подковообразное, поворачивающееся внутрь [рис. 33, фиг. а]. Воздух поступает в низ рекуператора 8, нагревается в нем, и, пройдя через перегреватель 6, направляется к горелкам; туда же подведены не показанные на рисунке форсунки для жидкого топлива. Печь может работать также на газовом отоплении.

Отходящие газы через дымовой пролет 5 поступают в перегреватель 6, назначение коего состоит в особо сильном подогреве воздуха, и оттуда в рекуператор 8. Перед рекуператором расположен пылеотстойник (шлаковик) 7.

Основные размеры и показатели работы печи следующие. Площадь зеркала варочного бассейна — $10,8 \text{ м}^2$, площадь выработочного зеркала — $4,75 \text{ м}^2$, общая площадь зеркала — $15,5 \text{ м}^2$; глубина бассейна — 700 мм , суточная производительность — 10 т стекломассы, удельный съем (с площади варочного бассейна) — $0,93 \text{ м}^2/\text{сутки}$.

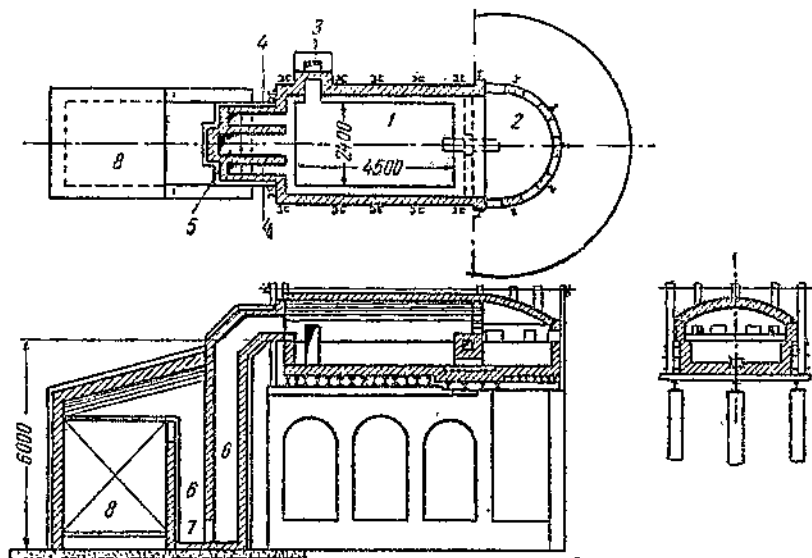


Рис. 38. Рекуперативная ванная печь Амслер-Мортон с двойным подковообразным поворачивающим внутрь пламенем
1 — варочное отделение; 2 — выработочное отделение; 3 — загрузочный карман; 4 — горелки; 5 — дымовой пролет; 6 — перегреватель; 7 — пылеотстойник (шлаковик); 8 — рекуператор

Печи этого типа, представляющие несомненный интерес, начали распространяться в США несколько лет назад.

6. Рекуперативная ванная печь с двойным подковообразным поворачивающим внутрь пламенем и двумя рекуператорами (проект автора)

На рис. 40 показан разработанный нами проект рекуперативной печи непрерывного действия для варки силиката натрия (растворимого стекла). Особенность этой печи заключается в наличии двух рекуператоров. Это позволяет, при необходимости чистки или ремонта одного из них, не прекращать работы печи, работая с уменьшенной производительностью. Кроме того, вся печь весьма компактна. Наконец, благодаря уменьшению размеров каждого из обоих рекуператоров (по сравнению с одним общим), легче достичь надлежащего распределения дымовых газов и воздуха и лучших условий теплопередачи.

Как видно из чертежей, печь снабжена двумя горелками, расположенными по краям торцевой стены бассейна. Дымовой пролет один и расположен в середине торцевой стены (печь с двойным подковообразным поворачивающим внутрь пламенем). Рекуператоров два, причем они расположены не параллельно, а перпендикулярно к бассейну. Рекуперативные элементы типа Стальпроекта (рис. 13), однако с неменьшим успехом можно поставить и элементы с воздушными вертикальными трубами, например, Амслер-Мортон (рис. 14 и 16) или Штейн-Чапмана (рис. 11—12).

Воздух в рекуператоре поднимается вертикально по трубам (левая часть

продольного разреза рекуператоров), дымовые же газы, пройдя дымовой пролет и вертикальную шахту, распределяются между обоими рекуператорами, через которые они проходят зигзагообразно в два оборота (правая часть продольного разреза рекуператора). Распределение отходящих газов между

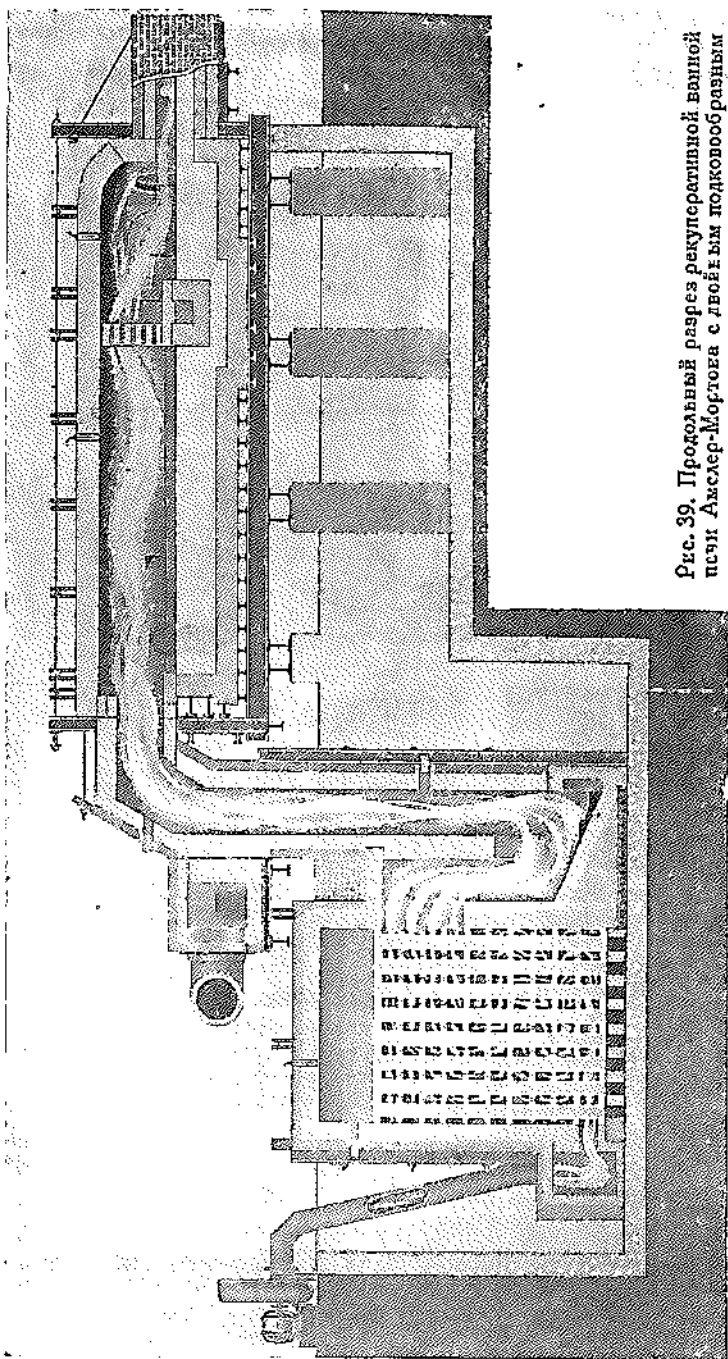


Рис. 39. Продольный разрез рекуперативной ванны печи Амслер-Моргана с двойным подковообразным поворачивающим внутри пламенем

рекуператорами производится при помощи двух шиберов, установленных в дымовых боровых.

Поскольку данная печь предназначена для варки силиката натрия, требуется провести процесс собственно варки и лишь в незначительной степени процесс осветления, так как наличие пузырьков даже облегчает и ускоряет

дальнейший процесс растворения силиката — «глыбы»; поэтому зона студки является излишней, и весь бассейн отапливается.

Выпуск расплавленной массы непрерывный. Для этой цели к варочному бассейну пристроен специальный небольшой бассейн с фидером. Это позволяет производить отъем стекломассы из нижних зон варочного бассейна и выпускать ее у поверхности (ср. с печью для наварки эрклеза, рис. 34). Разделительная стенка между варочным и выпускным бассейнами снабжена охлаждающими трубами с циркулирующей в них водой.

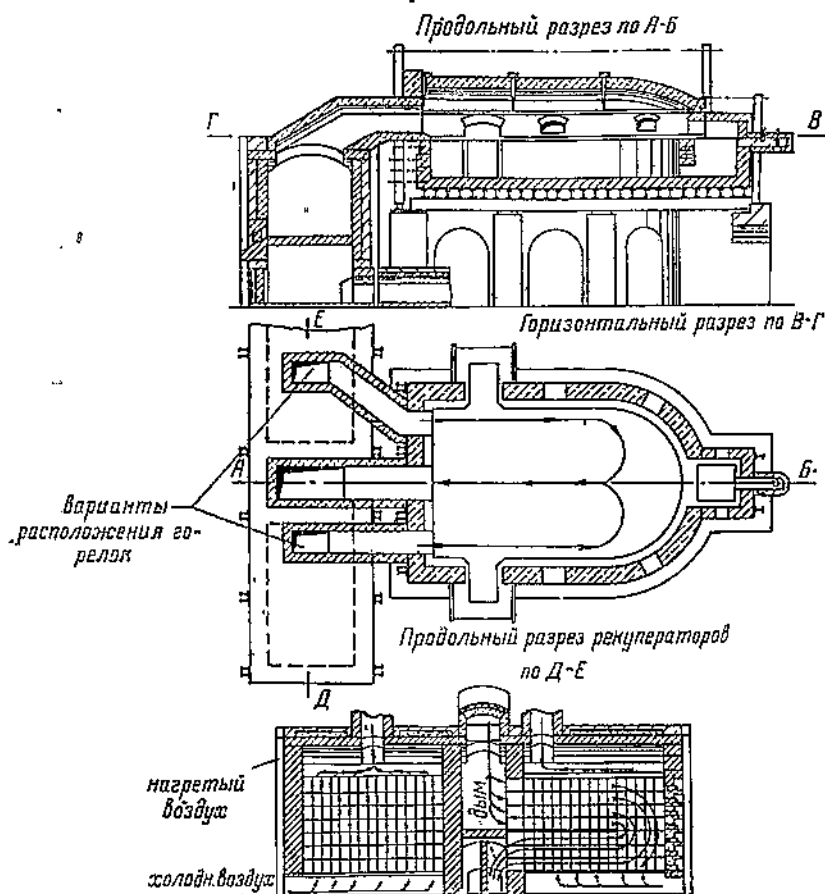


Рис. 40. Рекуперативная ванная печь для варки силиката натрия с двойным подковообразным поворачивающим внутрь пламенем и двумя рекуператорами

Более детальное описание печи и чертежи см. альбом „Конструктивные чертежи ваннных печей“ [17, лист 40].

7. Рекуперативная ванная печь Амслер-Мортон с двойным сводом

Большой интерес представляет новая конструкция рекуперативной печи с двойным сводом, разработанная в последние годы американской проектной организацией Амслер-Мортон. По имеющимся сведениям [26] эти печи работают в Америке на ряде заводов в течение нескольких лет. На рис. 41 показана такая печь.

Печь снабжена рекуператором с вертикальными дымовыми трубами (рис. 17) для подогрева воздуха, который подается вентилятором. Подогретый в реку-

ператоре воздух поступает в горелки (одну или две рядом лежащие), в которые при помощи железного газопровода подается и газ. Пламенные газы поступают в стойло печи, проходят вдоль нее над зеркалом, заворачивают вверх, и через промежуток между внутренним и наружным сводами уходят в расположенный над горелками дымовой пролет и затем в рекуператор.

Форма и устройство рекуператора видны на рис. 17. Как и во всех рекуператорах, качество рекуперативных элементов играет решающую роль для срока службы печи. По одним сведениям рекуперативные шамотные элементы изготавливаются при помощи литья, по другим — верхние ряды рекуперативных труб изготавливаются из высоко огнеупорных материалов типа карбофракса или карборунда (эти сведения, однако, нуждаются в проверке).

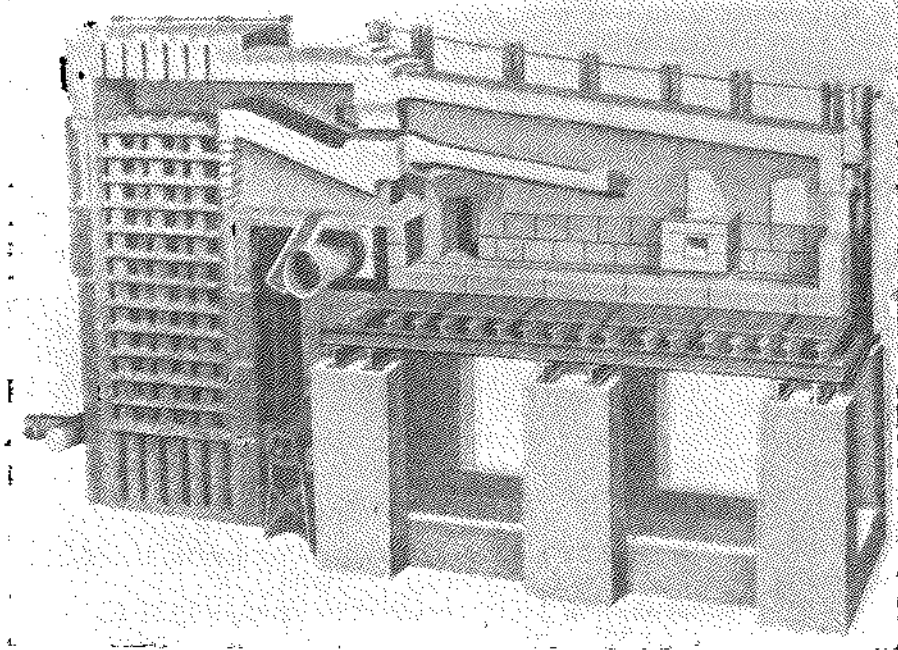


Рис. 41. Рекуперативная ванная печь Амслер-Мортон с двойным сводом — для варки бутылочного стекла

Имевшие место опасения относительно недолговечности работы промежуточного свода печи оказались необоснованными. Практические данные говорят о его хорошей стойкости и даже большей долговечности, чем наружного свода. Это следует приписать тому, что он работает при постоянных температурных условиях и при отсутствии разницы температур между обеими его поверхностями.¹

Назначение внутреннего свода заключается в том, чтобы обеспечить стабильное движение пламенных потоков по всей печи и предохранить их от смешивания с продуктами горения, что позволяет в полной мере использовать тепло пламенных газов даже при небольших размерах печи.

Приводим некоторые данные [35] о температурах: варочный бассейн — 1460° , отходящие газы при входе в рекуператор — 1260° , при выходе из него — 385° , подогрев воздуха — 1150° (правильность этой последней цифры вызывает некоторое сомнение, так как температурный перепад сверху рекуператора получается очень малым — 110°).

Производственные показатели очень высокие. Так, по некоторым данным [26] на одной печи, установленной на заводе Джениераль Гляс Ко

¹ Опыт недавно пущенной у нас одной стекловаренной печи показал хорошую стойкость промежуточного свода и рекуперативных труб из шамотово корундовой массы.

(General Glass Co), при поверхности варочного бассейна $29 \times 16 = 464$ кв. футов, съём достигает около 80 т в сутки, т. е. с каждые 6 кв. футов — по 1 т, что соответствует $1,8 \text{ т/м}^2$.¹

В отчете об обследовании, проведенном американской фирмой Нильсен [35] на одном крупном бутылочном заводе в США, имеются следующие приводимые ниже сведения.

В 1932 г. на месте существовавшей регенеративной печи площадью $20 \times 36 = 720$ кв. футов (67 м^2) была установлена одна рекуперативная ванная печь Амслер-Мортон с двойным сводом и площадью варочного бассейна $12 \times 25 = 300$ кв. футов, т. е. $26,5 \text{ м}^2$. В 1933 г. была установлена на том же заводе вторая рекуперативная печь $14 \times 29 = 406$ кв. футов, т. е. $37,7 \text{ м}^2$.

Весьма важным обстоятельством, говорящим в пользу рекуперативных печей, явилось их значительно меньшие габариты, что позволило установить обе рекуперативные печи в здании, в котором раньше находилась одна регенеративная печь площадью $20 \times 36 = 710$ кв. футов, т. е. 67 м^2 .

Удельный объем стекломассы составляет 1 т на $6\frac{1}{2}$ кв. футов зеркала варочного бассейна, т. е. около $1,65 \text{ т/м}^2$.

Общий удельный расход топлива (уголь), включая сюда расход на разогрев печи после ремонтов и в периоды работы при неполной нагрузке, составляет: а) для старой регенеративной печи — за время с 1928 по 1931 г. — 0,809 кг угля на 1 кг упакованного стекла; б) для новой регенеративной печи — с 1928 по 1932 г. — 0,71 кг; в) для рекуперативной печи — за 1932 и 1933 гг. — 0,507 кг угля на 1 кг упакованного стекла.

При учете только месяцев, когда не было остановок печей на ремонт и при сравнении годов с примерно одинаковой производительностью, был получен следующий расход угля на упакованную продукцию: регенеративная печь 1928—1929 г. — 0,690 кг; 1932—1933 г. (после ее реконструкции) — 0,653 кг; рекуперативные печи 1932—1933 г. — 0,474 кг.

Экономия удельного расхода топлива по сравнению со старой регенеративной печью составляет $31,1\%$, а по сравнению с новой регенеративной печью размером 20×36 футов — $27,4\%$. Сравнение сделано в одинаковых эксплуатационных условиях.

Интерес представляют также сведения, сообщаемые фирмой Нильсен [35] о ремонтах этих печей.

„Период, прошедший с пуска печи до обследования (в 1934 г.), недостаточен для того, чтобы дать точный отчет о стоимости ремонтов. В рекуперативной печи, выстроенной весной 1932 г., в марте 1933 г. были поставлены новые стеновые бруссы, а в январе 1934 г. (после 18 месяцев работы) свод рекуператора был заменен плоским висячим перекрытием. Есть предположение, что ремонты рекуператора будут реже, чем варочного бассейна, но длительность службы рекуператора еще не установлена, ввиду сравнительно короткого срока эксплуатации“.

Эти данные подтверждают высокое совершенство печи с двойным сводом как в конструктивном, так и теплотехническом отношениях.

Большой удельный съём на этих печах следует объяснить тем, что благодаря стабильности газовых потоков и, следовательно, стабильности температур, устанавливаются вполне стабильные потоки стекломассы. К тому же промежуточный свод, нагреваемый с обеих сторон, т. е. охлаждаемый снаружи, излучает тепло на зеркало стекла. Некоторую роль, вероятно, также играет удачный подбор скоростей во влетах, в частности, большие скорости газа.

По заключению Комиссии Наркомлегпрома СССР [26], небольшой мощности рекуперативные печи имеют определенное преимущество перед регенеративными.

Фирма Амслер-Мортон конструирует печи аналогичного типа и для производства оконного стекла. Описание такой весьма интересной печи можно найти в отчете о заграничной командировке ТССФ [27] и в нашем труде [17].

¹ К сожалению, в тех материалах, на которые мы ссылаемся, нет указания, является ли эта тонна „метрической“, т. е. равной 1000 кг, или так называемой „короткой“ (short ton), часто применяемой в Америке и равной 907 кг.

8. Рекуперативная ванная печь с двойным сводом для варки свинцового стекла

На рис. 42 даны план и продольный разрез строящейся в настоящее время по нашему проекту небольшой опытной ванной печи непрерывного действия для варки свинцового и многосвинцового стекла для вытягивания трубок одной машиной системы Королева.

Назначение установки состоит в подведении технической базы под механизированное производство трубок машинами системы Королева из свинцового и многосвинцового стекла, которое варится в непрерывнодействующей ванной печи. Не имея возможности останавливаться здесь подробнее на тех соображениях, которые были положены нами в основу решения этой проблемы, ограничимся только указанием, что для успешной варки свинцового стекла мы считали необходимым сократить до предельного минимума время его пребывания в бассейне, т. е. уменьшить емкость последнего. Этим определяются небольшие размеры бассейна и его минимальная глубина, колеблющаяся в пределах 0,3—0,6 м.

Выбор рекуперативного метода отопления и самого типа печи (с двойным сводом) основывается наряду с положениями, отмеченными раньше (глава II), еще следующими соображениями:

а) Ввиду непосредственной близости подмашинной камеры к варочному бассейну — в печи небольших общих размеров стабильность теплового режима становится особенно существенной.

б) При печах столь небольшого размера и подковообразном направлении пламени (оно, пожалуй, является единственно возможным в данных условиях) для регенеративной печи весьма трудно расположить рядом две горелки. При устройстве же рекуперативной печи с двойным сводом — отвод дымовых газов производится над горелкой, и это позволяет сконструировать печь даже самых небольших размеров, а последнее в данном случае является весьма существенным.

Следует также указать, что поскольку свинцовое стекло легкоплавкое и требует для варки сравнительно низких температур (порядка до 1300°), термические условия работы рекуперативных элементов будут значительно менее напряженными, чем в ваннах печах для обычных не свинцовых стекол. Это обстоятельство также говорит в пользу выбора рекуператора.

Наконец, при подогреве воздуха в рекуператоре, необходимую рабочую температуру в 1300° нетрудно достичь при работе на холодном газе даже сравнительно низкой калорийности (порядка $1100\text{--}1200 \text{ Ккал/м}^3$); некоторое увеличение расхода топлива, если оно даже будет иметь место из-за отсутствия подогрева газа, в данном случае не имеет существенного значения.

Конструктивное оформление рекуператора и самой печи ясно из чертежа, а также из ранее приведенных описаний аналогичных устройств (рис. 17, 18 и 41).

9. Рекуперативная ванная печь с двойным сводом для установки одной машины для безлодочного вытягивания оконного стекла

На рис. 43 показан схематично выполненный нами проект опытной ванной печи. Назначение ее — освоение безлодочного метода вытягивания листового стекла. Этот новейший способ вытягивания листового стекла безусловно актуален, так как при нем достигается более высокое качество продукции. Не имея возможности останавливаться здесь на описании этого метода и отсылая читателя к специальной литературе [27], [17] и [36], отметим, что выбор рекуперативной печи с двойным сводом был продиктован жесткими требованиями стабильности термического режима этой установки, с одной стороны, и высокими количественными и качественными показателями, достигнутыми за границей на печах этого типа, с другой. Чертежи, показанные на рис. 43, не требуют дальнейших пояснений.

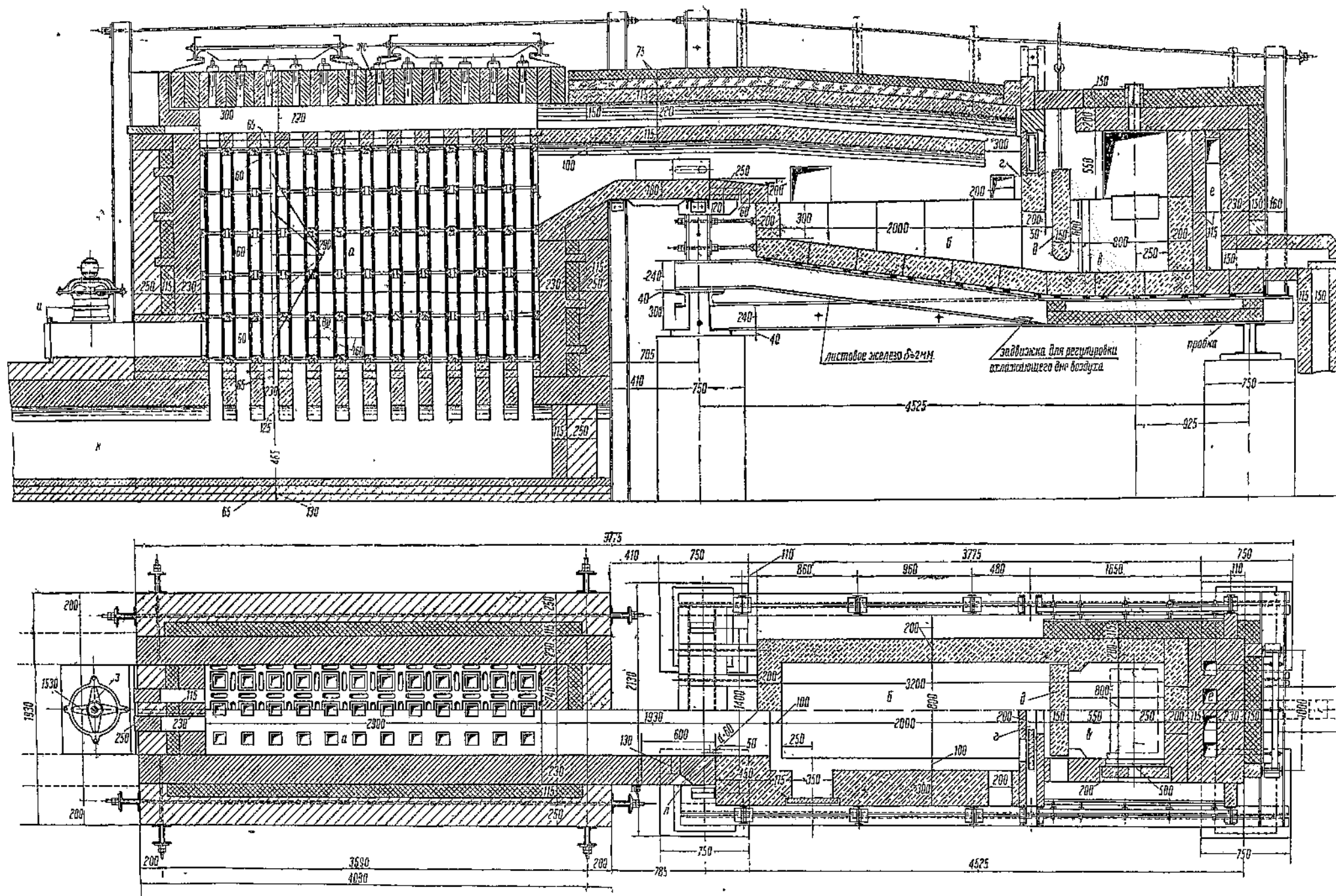
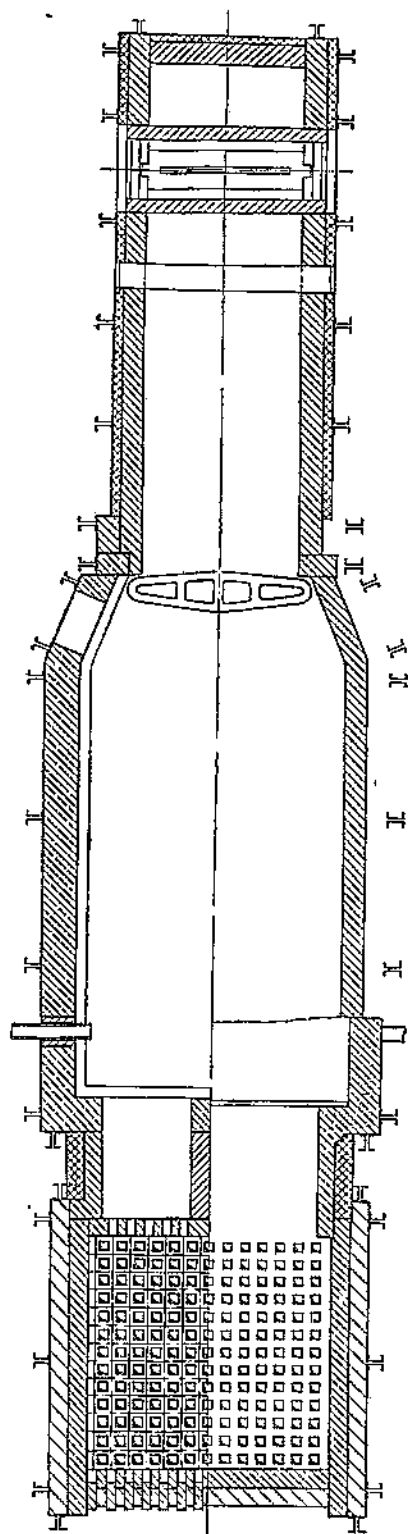
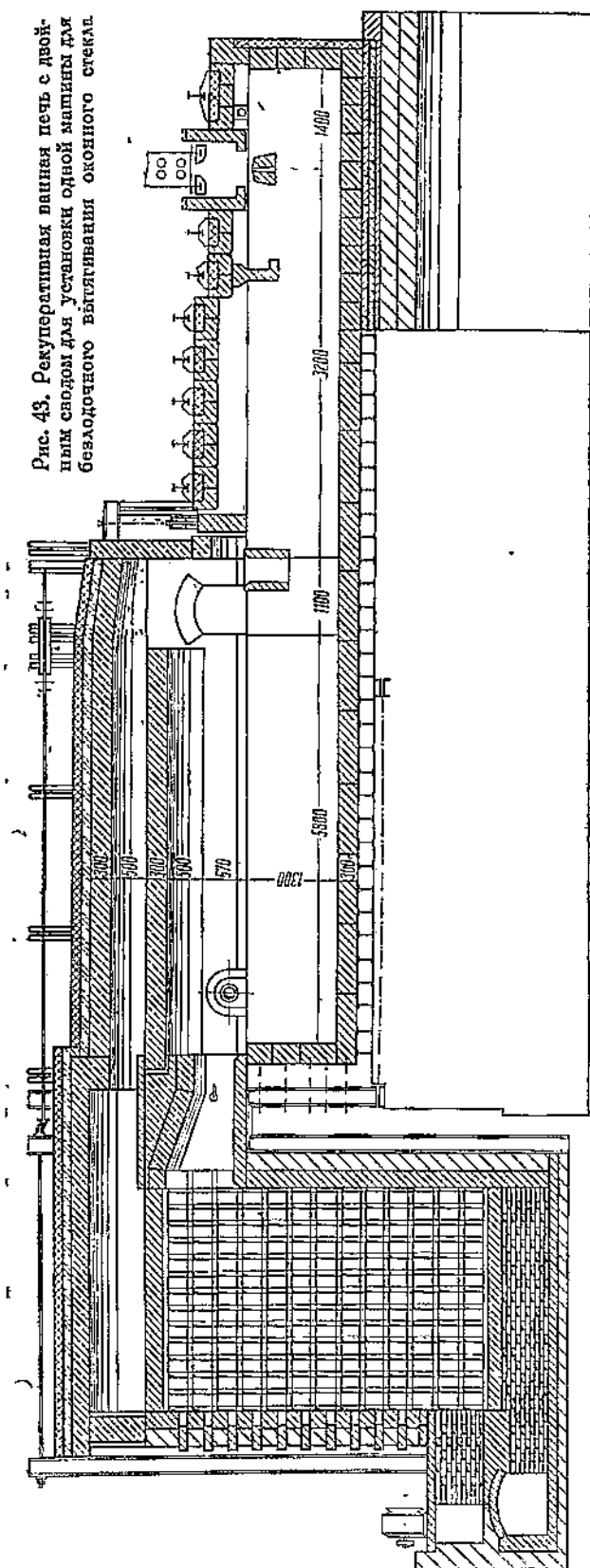


Рис. 42. Рекуперативная ванная печь с двойным сводом для варки свинцового стекла

а — рекуператор; б — варочный бассейн; в — подмашинная камера; г — мост; д — шибер регулируемой глубины погружения; е — обогрев торцевой стены подмашинной камеры („сухой кюльдекак“); ж — подвесной свод над рекуператором; з — вентилятор для подачи воздуха в рекуператор; и — задвижка для регулировки воздуха; к — дымовой боров; л — подвод генераторного газа

Рис. 43. Рекуперативная ванная печь с двойным сводом для установки одной машины для безводочного вытягивания оконного стекла.



10. Рекуперативные ванные печи с расположением рекуператора рядом с бассейном

Выше дано описание ряда ваннных печей различных конструкций. В них, как правило, рекуператор закладывается значительно ниже уровня бассейна. Но для небольших ваннных печей имеется возможность устанавливать рекуператор на одном уровне с бассейном, что иногда по местным условиям может представлять определенный интерес. Заслуживают внимания две небольшие рекуперативные ванные печи Амслер-Мортон, в которых рекуператор установлен рядом с бассейном.

а) Рекуперативная ванная печь Амслер-Мортон непрерывного действия производительностью 2—3 т в сутки с установкой рекуператора рядом с бассейном. На рис. 44 показана рекуперативная ванная печь непрерывного действия производительностью 2—3 т в сутки [33], [37]. В этой печи нет нижнего строения, и рекуператор обычного типа Амслер-Мортон с вертикальными воздушными трубами (рис. 16) поставлен на общий фундамент с бассейном печи. В этом случае воздух подается вентилятором и продувается через рекуператор сверху вниз

под небольшим давлением. Варочный и выработочный бассейны и рекуператор расположены по замкнутой линии. Из-за своеобразного очертания печи ее можно назвать „П-образная ванна“ (за границей называют „L-образная ванна“). Следует отметить двойной свод над выработочной ванной, позволяющий или отводить пламенные газы непосредственно над поверхностью стекла, или изолировать ее от газов. Это

дает возможность устанавливать температуру в выработочной части самым простейшим путем и совершенно независимо от температуры и производительности варочного бассейна.

Считаем необходимым отметить следующее. Хотя установка рекуператора на одном уровне с бассейном подкупает своей простотой, но вследствие того, что нагреваемый воздух движется не снизу вверх, а сверху вниз, а дымовые газы идут снизу вверх, т. е. вопреки основным положениям о делении потоков горячих газов [8, часть II, стр. 29—31], то возможно неравномерное их распределение (особенно поднимающихся по трубам дымовых газов) в рекуператоре. Для устранения этого нежелательного явления следует применять мероприятия по принудительному распределению газов, которые в основном должны быть направлены к тому, чтобы общее живое сечение для дыма в рекуперативных трубах уменьшить. Благодаря этому, при большой скорости дыма и возникающем от этого сравнительно большом сопротивлении от трения, скорости в отдельных трубах должны выравниваться.

Тот же принцип должен быть применен и для движения воздуха: его следует направлять в несколько оборотов.

б) Рекуперативная ванная печь Амслер-Мортон периодического действия с установкой рекуператора рядом с бассейном. На рис. 45 изобра-

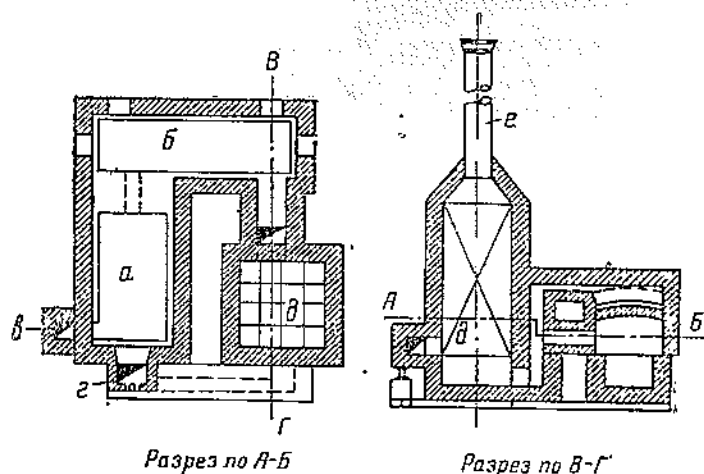
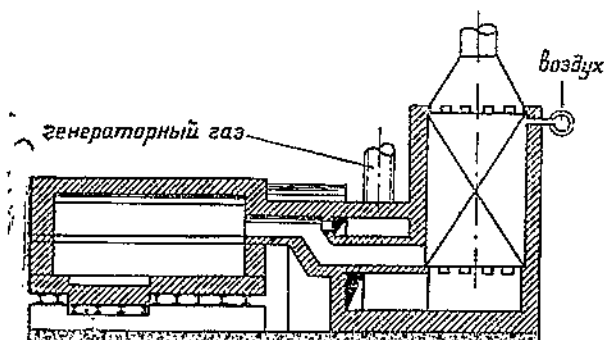
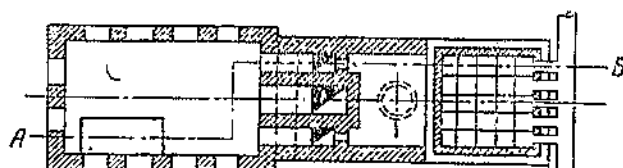


Рис. 44. Рекуперативная ванная печь Амслер-Мортон непрерывного действия производительностью 2—3 т в сутки с установкой рекуператора рядом с бассейном (П-образное очертание печи) а — варочная часть; б — выработочная часть; з — карман для загрузки шихты; г — горелка; д — рекуператор; е — дымовая труба

жена рекуперативная ванная печь периодического действия, сконструированная Амслер-Мортоном по тому же принципу.

По указанию Эккерта [33], [37], „экономичность этой ванны поразительно высока и не превзойдена никакой другой конструкцией, даже лучшими ван-



Разрез по А-Б

Рис. 45. Рекуперативная ванная печь Амслер-Мортон периодического действия с установкой рекуператора рядом с бассейном

нами непрерывного действия. Недостаток ее заключается единственно в том, что нельзя работать с постоянным зеркалом стекла; когда во время работы уровень стекла в ванне понижается, то уменьшается, как известно, и производительность отдельного рабочего места (на 10—15%). Значительно труднее суточным ваннам сравниться по качеству вырабатываемого стекла с хорошими современными ваннами непрерывного действия, которые в этом отношении уже конкурируют с горшками и во многих случаях, особенно в смысле однородности стекла, даже превосходят последние“.

11. Рекуперативные ванновые печи с расположением рекуператора над бассейном

Выше мы описывали две небольшие печи Амслер-Мортон, где рекуператоры были расположены рядом с бассейном (рис. 44 и 45). Ниже мы даем описание двух печей с расположением рекуператоров выше бассейна.

а) Рекуперативная ванная печь производительностью 20 т в сутки с металлическим рекуператором, расположенным над бассейном. Комиссии Наркомлегпрома удалось ознакомиться с весьма оригинальной печью, работающей на заводе „United States Glass Co Pittsburg“.

Схема данной печи представлена на рис. 46. При описании ее мы пользуемся отчетом Комиссии Наркомлегпрома СССР [26].

Бассейн очень мелкий — всего 0,4 м глубины — и содержит около 40 т стекломассы при суточном съеме в 20 т, т. е. почти в 4 раза меньше, чем обычная печь той же производительности. Рекуператоры установлены над печью и представляют собой трубы, сделанные из специального металла, около 15 см в диаметре, установленные в шамотной камере. Эта камера около перешейка соединена шамотной же трубой с печью. Отходящие газы выходят через трубу у свода печи и омывают в камере металлические трубы, нагревая подаваемый (при помощи вентилятора) в них воздух. На конце рекуператора с обеих сторон установлены по три металлических трубы, при помощи которых нагретый воздух подается в печь. Непосредственно к этим трубам подается форсунками естественный газ. Благодаря отсутствию обычных кирпичных горелок, удалось значительно снизить свод печи, стрела которого равна лишь 0,4 м.

При поверхности варочной части $9 \times 3 = 27 \text{ м}^2$, съем равен 20 т в сутки, т. е. около 750 кг с 1 м². Удельный расход топлива (естественного газа) составляет 2770 Кал/кг.

Данная печь установлена только на двух заводах, где вырабатывают сор-

товую посуду. Качество стекла хорошее. Печь очень компактна, занимает мало места (поскольку рекуператоры расположены сверху) и работает со сравнительно малым расходом топлива.

Основными недостатками печи, по мнению Комиссии Наркомлегпрома, являются: а) необходимость пользоваться специальными жароустойчивыми трубами для рекуператоров; б) быстрая порча стекломассы при малейшем нарушении режима печи или ухудшении качества шихты.

Эта печь кажется нам чрезвычайно интересной главным образом с той точки зрения, что она практически показывает возможность использования металлических рекуператоров и создания компактной конструкции при высоких температурах стекловаренных печей.

Что касается указания Комиссии на быструю порчу стекломассы при нарушении режима или ухудшении качества шихты, то это вполне естественно для печи с такой большой удельной производительностью, т. е. с коротким временем пребывания в ней стекломассы.

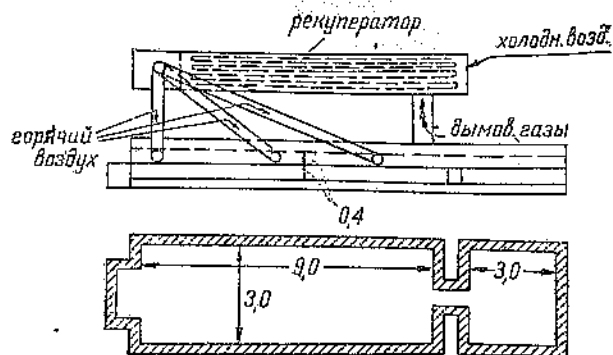


Рис. 46. Схема рекуперативной ванный печи производительностью 20 т в сутки с металлическим рекуператором, расположенным над бассейном

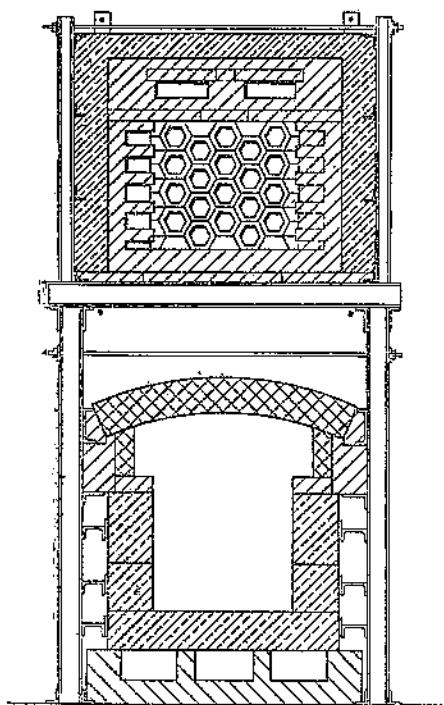


Рис. 47. Рекуперативная ванный печь Тейзена с верхним расположением керамического рекуператора

а преимуществом данной печи, тем более, что, благодаря небольшой емкости бассейна, порча в нем стекломассы может быть устранена (ликвидирована) в значительно более короткий срок, чем в обычных стекловаренных печах.

б) Рекуперативная ванный печь Тейзена с верхним расположением керамического рекуператора. На рис. 47 показан эскизно поперечный разрез небольшой рекуперативной печи конструкции Тейзена, отапливаемой нефтью, в которой керамический рекуператор расположен выше бассейна. Рекуператор кладется из обычных труб гексагонального сечения; кладка производится по способу второму, описанному нами раньше (рис. 106). По объяснению Тейзена, эта конструкция применяется им преимущественно для печей, отапливаемых нефтью или коксовальным газом, хотя нет никаких препятствий для работы и на обычном генераторном газе.

Здесь может быть применен описанный выше (рис. 37) принцип двойного регулируемого пламени, причем отходящие газы отводятся вертикальными шахтами вверх (мимо шкварного кармана) в рекуператор. Более непосредственное соединение с рекуператором не рекомендуется, ввиду опасения засорения шихтой.

Этот принцип верхнего расположения рекуператора был применен как на существующих печах, которые раньше работали без использования тепла отходящих газов или использовали его в незначительной мере, так и на новых

печах, где создание максимально высоких температур и уменьшение расхода топлива весьма существенны. Среди таких установок заслуживает упоминания работающая на нефти ванная печь для варки термостойкого стекла Пайрекс; эта установка подтвердила целесообразность данной конструкции ваннных печей в определенных условиях.

12. Рекуперативное отопление выработочного бассейна ваннных печей

В ваннных печах с конструктивным разделением бассейна часто не хватает тепла, приносимого стекломассой в выработочный бассейн, на покрытие наружных потерь через поверхности и рабочие окна. В большинстве случаев недостающее количество тепла (дефицит выработочного отделения) покрывается за счет излучения от пламенных газов варочного отделения. Но в некоторых случаях это представляет известные неудобства, например, когда по условиям производства приходится часто менять термический режим выработочного отделения или когда по тем или иным причинам (например, ради полной защиты выработочного отделения от попадания в него шихтной пыли) жела-

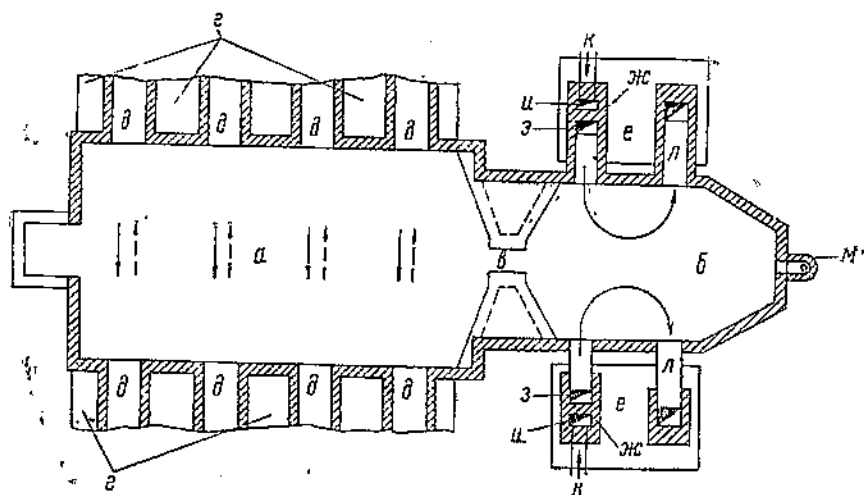


Рис. 48. Схема рекуперативного отопления выработочного бассейна регенеративной ванной печи

а — варочный бассейн; б — выработочный бассейн; в — проток; г — регенераторы варочного бассейна; ж — горелки варочного бассейна; з — рекуператоры выработочного бассейна; и — горелки выработочного бассейна; э — воздушные вертикальные каналы горелок выработочного бассейна; и — газопроводы горелок выработочного бассейна; к — подвод генераторного газа (использованного) к горелкам выработочного бассейна; л — дымовые пролеты выработочного бассейна; м — фидер для питания машины стекломассой

тельно полностью отделить в газовом пространстве обе части печи друг от друга. В этом случае прибегают к специальному отоплению выработочного бассейна посредством горелок, работающих на богатом топливе (светильный, естественный, коксовальный газы, нефть и т. п.) с холодным воздухом; иногда же, при работе на генераторном газе, прибегают к установке рекуперативного отопления выработочного бассейна [3].

Этот последний принцип применен нами в проекте строящейся в настоящее время ванной печи для опробования конвейерного автомата для выработки электроколб. В данном случае, поскольку печь построена специально для испытания опытной машины и поскольку в процессе ее проектирования нельзя было получить твердых и четких термических заданий, выработочный бассейн был снабжен рекуперативным отоплением. Сделано это с той целью, чтобы иметь возможность легко и с полной точностью регулировать температуру стекломассы при ее поступлении в фидер. Схема отопления печи показана на рис. 48; детальные чертежи и описание печи помещены в альбоме „Конструктивные чертежи ваннных печей“ [17, лист 27].

Как видно из рис. 48, варочный бассейн отапливается четырьмя парами горелок, которые снабжаются подогретыми генераторным газом и воздухом из двух пар регенераторов. Взаимное расположение варочного бассейна, регенераторов и горелок — обычное для печей с поперечным пламенем.

Выработочный бассейн сообщается с варочным при помощи протока, расположенного над дном. В газовой среде оба бассейна отделены разделительной стенкой, расположенной над перешейком и на рис. 48 не показанной. По обеим боковым сторонам выработочного бассейна расположены два рекуператора для подогрева вторичного воздуха. На каждом рекуператоре имеется по одной горелке (куда газопроводом подводится торфяной неочищенный газ и из рекуператора поступает горячий воздух) и по одной шахте для отходящих газов. Направление пламенных потоков в выработочном отделении напоминает схему, показанную на рис. 33-г.

Следует отметить, что направление пламенного потока при выходе из горелок в газовое пространство выработочного отделения делается или горизонтальное или с небольшим подъемом вверх. Газ целесообразно подводить во влет выше воздуха с той целью, чтобы на уровне зеркала создавалась окислительная атмосфера, так как имеются наблюдения, что воздействие генераторного газа на стекломассу в зоне студки стекла сопровождается поглощением стекломассой различных газов и появлением мошки и пузыря, в том числе и щелочного при наличии в газе сернистых соединений.

Глава V

РЕКУПЕРАТИВНОЕ ОТОПЛЕНИЕ ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ВАННЫ ДЛЯ ПИТАНИЯ СТЕКОЛЬНЫХ ВАКУУМНЫХ МАШИН

1. Причины применения рекуператоров

Для питания стекломассой некоторых высокопроизводительных вакуумных машин, например, бутылочной машины Овенса, применяются вращающиеся бассейны; стекломасса поступает в них из ванной печи. Назначение вращающегося бассейна заключается в том, чтобы машина могла каждый раз набирать термически однородную стекломассу с нового участка зеркала; к тому же остывшее при наборке стекло и падающий в ванну при отрезке остаток его не попадают, благодаря вращению машины, в наборку, пока предварительно вновь не нагреются. Эти бассейны (рис. 51) нуждаются в постоянном отоплении. Учитывая сравнительно высокую температуру (от 1120° до 1320° — в зависимости от ассортимента изделий и состава стекла), целесообразно использовать тепло отходящих газов для подогрева необходимого для горения воздуха. Первые установки снабжались регенераторами [2, стр. 871—872] [5, стр. 546—547], но в последнее время перешли к рекуперативному отоплению. Последнее не только дает более компактную установку, но и обеспечивает необходимую в данном случае стабильность термического режима, недостижимую при регенеративном отоплении.

2. Шамотный рекуператор для вращающейся ванны

На рис. 49 показан схематично продольный разрез запроектированного нами керамического рекуператора для вращающегося бассейна; отопление мазутом. При проектировании мы учитывали, что при жидком топливе не составляет труда достигнуть максимальной температуры (порядка 1350°) при работе и на холодном воздухе. Однако такой метод работы при постоянном отоплении не экономичен, так как расход топлива, как показали расчеты, при работе на холодном воздухе вдвое больше, чем при подогреве его до 950° (см. глава XIII, 7, пример 12, таблица 22).

При проектировании мы, по практическим соображениям, были вынуждены пойти по линии применения керамических (шамотных) рекуператоров, причем задача несколько осложнялась необходимостью сделать их достаточно компактными, чтобы не мешать обслуживанию как их самих, так и машин.

Примененный в данном случае рекуператор типа Амслер-Мортон с вертикальными воздушными трубами имеет, как было отмечено выше, наиболее высокие технические показатели и наилучшим образом удовлетворяет поставленным условиям наибольшей компактности установки в целом.

Не останавливаясь на детальном описании рекуператора и его преимуществ, поскольку вопрос этот освещен выше, дадим, однако, описание его в целом.

Воздух, как обычно при воздушных вертикальных трубах, поступает в нижнюю часть рекуператора через отверстие *a* — в торцевой стене. Поступление его регулируется металлической задвижкой, на чертеже не показанной. Нижний канал рекуператора может быть перекрыт как шамотными своди-

ками, так и железными балками, на которые опираются рекуперативные элементы; применение железа в этой части рекуператора вполне допустимо, так как, благодаря постоянному притоку холодного воздуха, температура там невысокая. Поверх сводиков или железных балок имеются шанцы из кирпича, на которые опираются вертикальные рекуперативные трубы. Воздух,

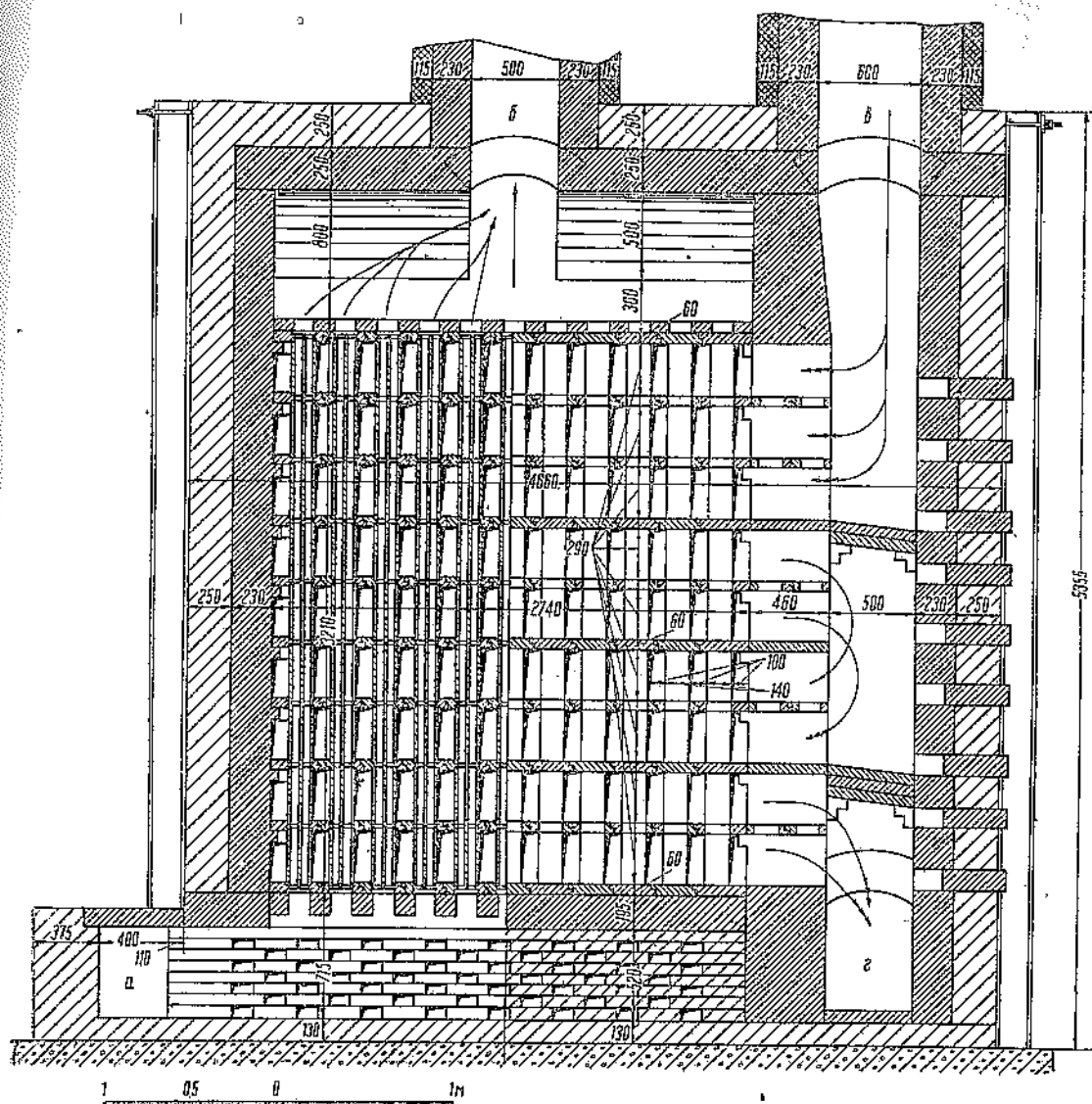


Рис. 49. Схема (продольный разрез) шамотного рекуператора вращающейся ванны для питания стеклонасосной вакуумной машины (левая часть рис. — разрез по воздушным каналам, правая часть рис. — разрез по дымовым каналам)

а — подвод холодного воздуха в рекуператор; б — вертикальная шахта горелки (для нагретого воздуха); в — вертикальная шахта дымового пролета; г — дымовой бороз

войдя в канал под рекуперативными элементами, подымается вверх по трубам, идет оттуда в подсводное пространство и попадает, наконец, в вертикальную шахту горелки б. Направление пламенных газов в рабочей камере вращающейся печи — подковообразное. Отходящие газы поступают через дымовой пролет (справа на тертеже) и вертикальную шахту в в рекуператор, опускаются немного вниз, и затем зигзагообразно — в четыре оборота — направляются в нижнюю часть (справа на чертеже) рекуператора и отводятся в дымовой

боров 2. Регулировка отходящих газов (тяги) производится шибером, устанавливаемым в дымовом борове и на чертеже не показанным. Для наблюдения за состоянием рекуперативных труб предусмотрен ряд пробок, позволяющих проверять всю конструкцию во время работы.

Второе обстоятельство, позволившее несколько упростить конструкцию и сделать ее более компактной, заключалось в следующем. При ваннах печей приходится опасаться засорения рекуператора пыльной пылью, уносимой отходящими газами, и против этого необходимо принимать целый ряд мер, как устройство шлаковиков и т. д. В данном же случае этого опасаться не приходится и поэтому не предпринято никаких мер для предварительного отложения пыли.

Рекуперативные трубы расположены в коридорном порядке (рис. 14), однако, можно применить и шахматное расположение их, аналогично показанному на рис. 15. Детальные чертежи такого рекуператора приведены в нашем альбоме „Конструктивные чертежи ваннах печей“ [17, листы 21—22].

Показанный на чертеже рекуператор отапливается мазутом. Но указанный же тип может быть использован для работы и на генераторном газе, понятно, при условии проверки его размеров теплотехническим и гидравлическим расчетом. Максимальный расход мазута — 76 кг/час; при этом температура подогрева воздуха в рекуператоре составляет, согласно произведенным расчетам, 945°.

3. Комбинированный рекуператор из карбофракса и металла для вращающейся ванны

На рис. 50 и 50а показан весьма оригинальной конструкции рекуператор, разработанный англичанином Муршедом (Moorshead) и применяемый на крупнейшем английском стекольном заводе Glass Bottle Manufacturers в Чарльтоне близ Лондона для бутылочных машин Овенса. Описание его мы даем по Дралле [3]. Рекуператор Муршеда состоит, главным образом, из металлических трубок, благодаря чему даже при небольших габаритах достигается высокий к. п. д. Естественно было ожидать, что металлические части могут страдать от соприкосновения с отходящими газами и что с повышением температуры их износ чрезвычайно быстро возрастает. Поэтому был испробован целый ряд сплавов с никельхромом и марганцем.

Из рис. 50 и 50а видно, что поверхность нагрева состоит из труб и колен, что позволяет создать простую и компактную конструкцию. Было решено остановиться на трубах с внутренним диаметром в 10 см, который при учете всех обстоятельств оказался самым подходящим. При трубах меньшего диаметра можно было, правда, рассчитывать на лучший теплообмен, но зато стоимость установки возросла бы ввиду значительного увеличения количества труб и колен. При большем же диаметре труб было бы возможно упростить и удешевить конструкцию, но только за счет ухудшения условий теплообмена. Другой причиной выбора труб в 10 см явилось то обстоятельство, что трубы этого диаметра из никельхрома можно было отливать длиной в 3 фута (91 см) при толщине стенок $\frac{3}{8}$ дюйма (9,5 мм). При меньших диаметрах пришлось бы отливать трубы меньшей длины.

Следует отметить, что рекуператор Муршеда изготовлен из трех различных материалов. В первом отделении, где трубки приходят в соприкосновение с наиболее горячими газами, они изготовлены из карбофракса, а колена к ним из нихрома. В следующем отделении, в котором температура более низкая, трубки и колена сделаны из никельхромового сплава. Наконец, в последнем отделении как прямые трубки, так и колена сделаны целиком из чугуна.

При конструировании рекуператора пришлось учитывать высокую температуру отходящих газов (примерно 1150—1200°) при поступлении в рекуперативную камеру. Предварительными опытами было установлено, что при этой температуре все металлы, а также и сплавы, вроде жароупорной стали, находясь в горизонтальном положении, прогибаются под влиянием собственного веса. Это вызывает напряжения во всех соединениях, в результате чего появляются большие неплотности. К этому прибавляется естественная кор-

розия трубок, которая возрастает, когда имеет место удар о поверхность. Тем не менее, решили остановиться на горизонтальном расположении прямых труб, потому что при этой конструкции легче монтировать ту часть рекуператора, по которой протекают наиболее горячие дымовые газы и воздух, а также легче добиться подогрева последнего до температуры, близкой к температуре

Разрез по Б-Б

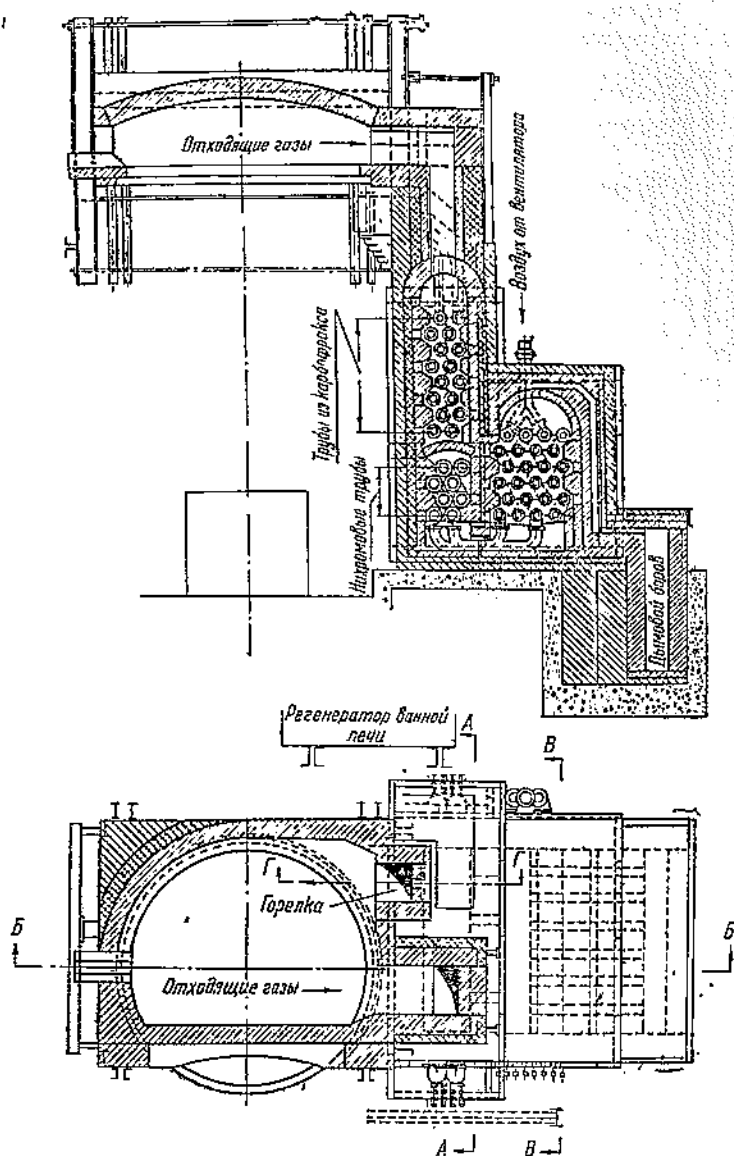


Рис. 50. Комбинированный из карбофракса и металла рекуператор работающей ванны

поступающих дымовых газов. В данном случае приходилось считаться с тем, что появление неплотностей будет приводить к большим потерям, так как воздух подается под значительным давлением, поэтому было решено не применять никельхромовых сплавов в тех местах, где температура превышает $600-650^{\circ}$. Что касается чугунной части рекуператора, то она не подвергается действию температур выше $350-400^{\circ}$.

Относительно деталей конструкции рекуператора следует еще заметить, что в той части, где применены прямые трубки из карбофракса, колена сде-

ланы из нихрома, но последние вынесены за стены регенераторов и таким образом защищены от действия горячих дымовых газов; ввиду этого применяется особый метод обвязки регенератора (рис. 50 и 50а, эскиз I). Снаружи стен регенеративной камеры установлена рама из тавровых балок, которая связывает регенеративные элементы так, что между приливами на наружной поверхности колен и болтами помещаются ограниченные двумя пластинками

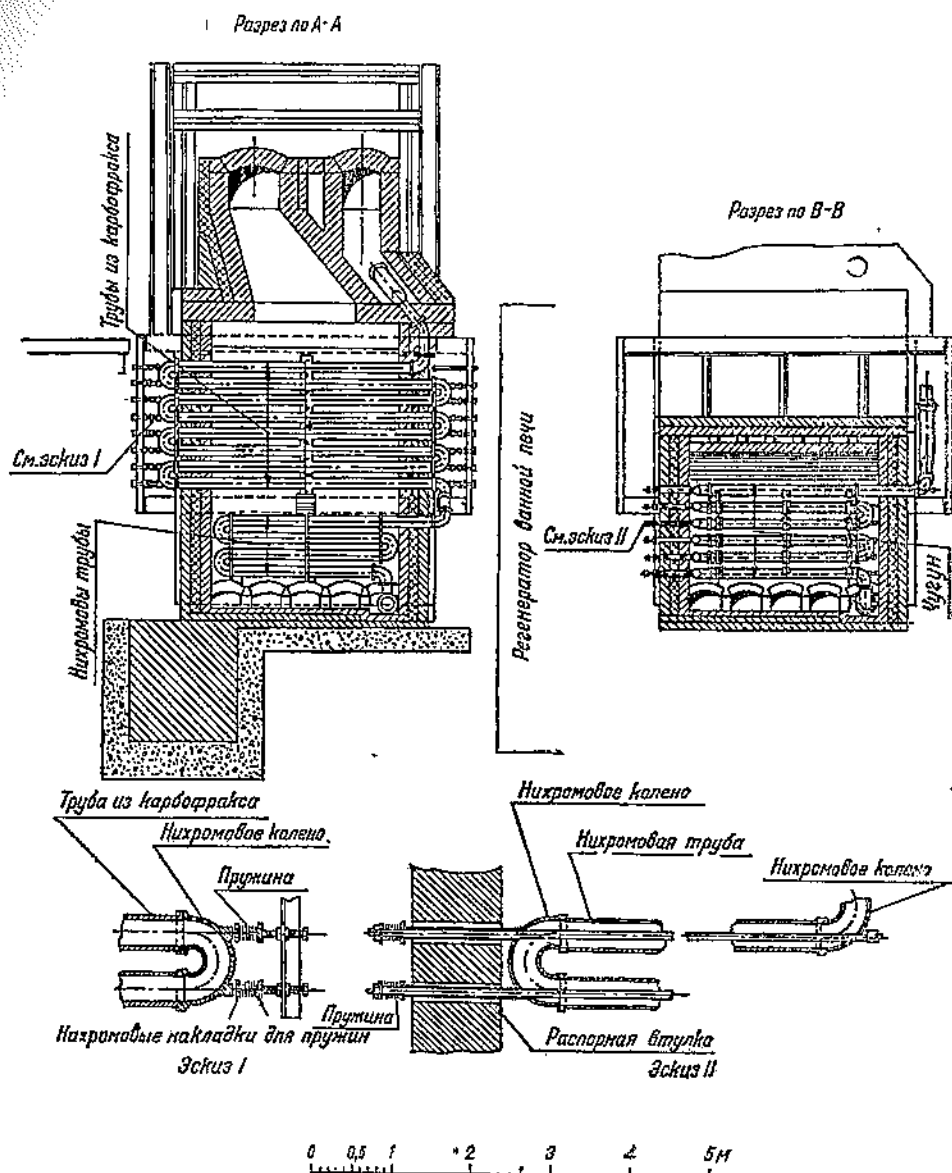


Рис. 50 (продолжение)

пружины, которые прижимают колена к карбофраксовым трубкам. Эта конструкция была вызвана стремлением защитить пружины от слишком сильного нагрева, при котором они теряют свою твердость и упругость. Описанный способ вполне себя оправдал: при температуре колен в 850—900° пружины нагревались настолько незначительно, что их можно было без опасения трогать рукой.

Колена, лежащие снаружи стен, обычно покрываются слоем изоляции.

Во второй части регенератора (рис. 50 и 50а, эскиз II), для которой применяется нихромовый сплав как для колен, так и для самих труб, они скреп-

ляются болтовыми фланцами; при этом болты сделаны из того же материала, что и трубы и колена. Чугунная часть рекуператора находится рядом с горячей частью, так как по местным условиям нельзя было бы сконструировать рекуператор необходимого размера, если бы все части его были расположены одна над другой.

В заключение следует указать еще на то, что как чугунные, так и карбофраксовые части рекуператора покоятся на шаровидных опорах. Последние сделаны для того, чтобы трубы могли свободно перемещаться без риска образования натяжений. Метод закрепления нихромовых деталей понятен без дальнейших пояснений из рис. 50 и 50а, эскиз II. И этот способ закрепления себя полностью оправдал. Работа описанного выше рекуператора весьма удовлетворительная. Когда отходящие газы покидают вращающуюся ванну при 1250° , то подогретый воздух выходит из рекуператора при температуре $900-950^{\circ}$.

Расход нефти на вращающуюся ванну зависит от температуры в ней; последняя же, в свою очередь, изменяется в зависимости от размера изготавливаемых машиной бутылок. Если вырабатываются мелкие и легкие изделия, то необходимо поддерживать стекломассу в очень жидком состоянии, и поэтому вращающаяся ванна работает при очень высокой температуре (около 1320°). Если же, напротив, идет выработка изделий больших размеров, то температура устанавливается приблизительно в 1120° . Расход нефти на вращающуюся ванну при низких температурах равен приблизительно 1270 л в сутки, а при высокой температуре достигает, примерно, 1820 л в сутки.

Описанную выше конструкцию следует признать весьма удачной и продуктивной как в целом, так и в отдельных ее деталях. Остроумно разрешен способ крепления карбофраксовых и нихромовых труб, остроумным является вынесение нихромовых колен за пределы рекуператора; весьма остроумным и целесообразным следует признать также применение трех различных материалов, что, хотя осложняет несколько конструкцию, но в значительной мере ее, несомненно, удешевляет, поскольку расход весьма дорогих материалов, а именно — карбофракса и никельхромовых сплавов уменьшается.

Данная установка, равно как и описанная выше с металлическими рекуператорами (рис. 46), показывают возможность использования металла и высокоогнеупорных материалов для рекуператоров печей, работающих при высоких температурах. При этом, помимо термической эффективности установки, достигается еще и большая ее компактность.

В настоящее время у нас, в связи с успехами металлургии в области создания качественных сталей и сплавов, имеются широкие перспективы по использованию этих материалов для рекуператоров.

Не имея возможности осветить здесь этот вопрос, отсылаем интересующихся к специальной литературе. В работах Тринкса [9] и Лемлеха [24] он освещен несколько подробнее, там же имеются данные о применении различных сплавов при разных температурах.

4. Рекуператор с карбофраксовыми трубами для вращающейся ванны

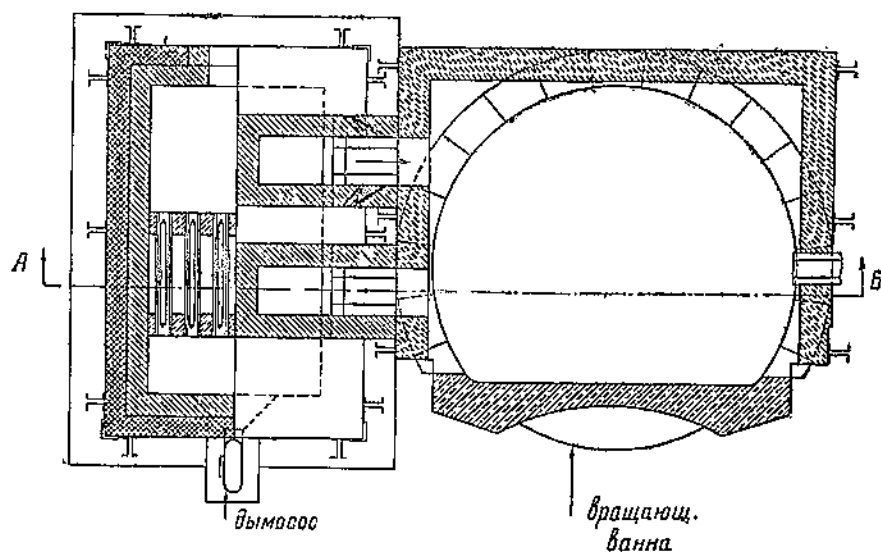
На рис. 51 даны два разреза вращающейся ванны с рекуператором из карбофраксовых труб, изготавливаемым американской фирмой Carborundum Company. На рис. 52 показаны общий вид этого рекуператора, отдельная секция его и детали (труба из карбофракса и собранный сердечник).

Как видно из рис. 52, рекуператор состоит из карбофраксовых труб длиной 4' 4" (т. е. около 1,3 м) и внутренним диаметром 4" (10 см). Эти трубы вставляются в стены, которые делаются из шамота. Воздух, подаваемый вентилятором, обычно под давлением $1-1\frac{1}{2}$ " (25—38 мм) водяного столба, проходит по этим трубам в несколько оборотов (на рис. 51 и 52 в три оборота). Дымовые газы опускаются сверху вниз между трубами, расположенными в шахматном порядке.

Карбофракс в применении к рекуператорам имеет целый ряд положительных свойств, ввиду своих физических и химических показателей. Коэффициент теплопроводности его, примерно, в 10 раз больше, чем шамота. Он не распла-

вляется и не размягчается до температур порядка около 2200° . Газопроницаемость его значительно меньше, чем других обычных типов огнеупора. Прочность на разрыв при 1350° $\square$ около 60 кг/м^2 , т. е. примерно, в шесть

Горизонтальный разрез по В-Г



Вертикальный разрез по А-Б

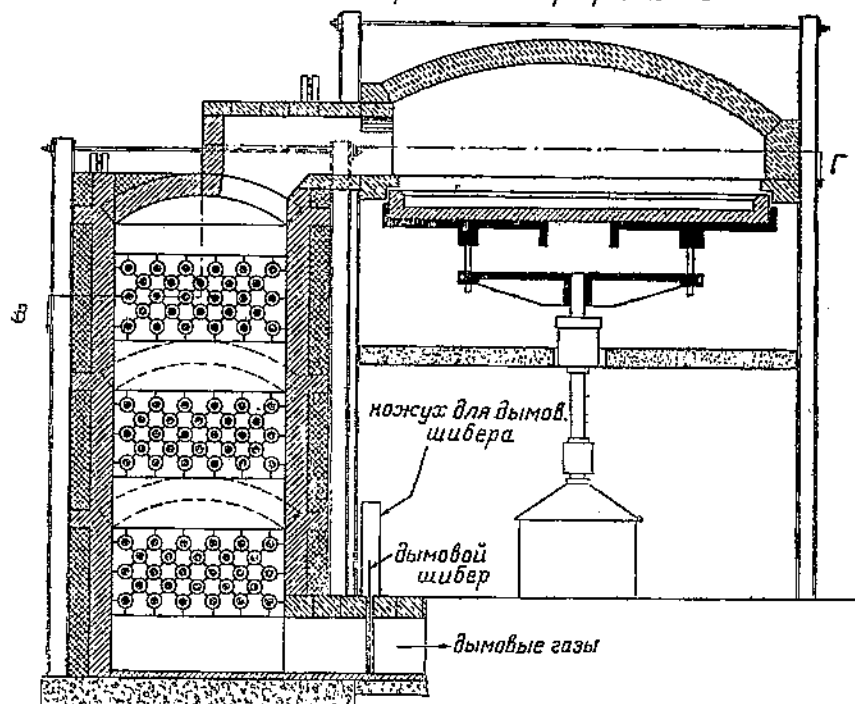


Рис. 51. Рекуператор с карбофраксовыми трубами для вращающейся ванны (конструкция американской фирмы)

раз больше наилучшего шамотного огнеупора. Сопротивление на сжатие при этой температуре свыше 650 кг/см^2 . Отличается карбофракс очень большой термоустойчивостью, хорошо сопротивляется воздействию пламени, и на него

при тех температурах, которые имеют место в рекуператорах, не оказывают действия продукты горения обычных видов топлива.

Для улучшения условий теплоотдачи воздуху в рекуперативные трубы вставляется специальный сердечник 9 из шамотной массы, показанный на рис. 52-б. При помощи специальных распорных пальцев он удерживается в середине сечения трубы. Назначение его двоякое: во-первых, значительное увеличение поверхности теплоотдачи к воздуху, так как поверхность, получая тепло излучением от внутренней поверхности трубы, в свою очередь, отдает его воздуху; во-вторых, улучшение теплоотдачи конвекцией, ввиду увеличения скорости движения воздуха в трубах. Применение сердечника, несомненно, является весьма остроумным меропрятием, так как увеличивать коэффициент теплоотдачи воздуху путем установки труб меньшего диаметра было бы, вероятно, невыгодно, ввиду большей дороговизны этих последних, трудности

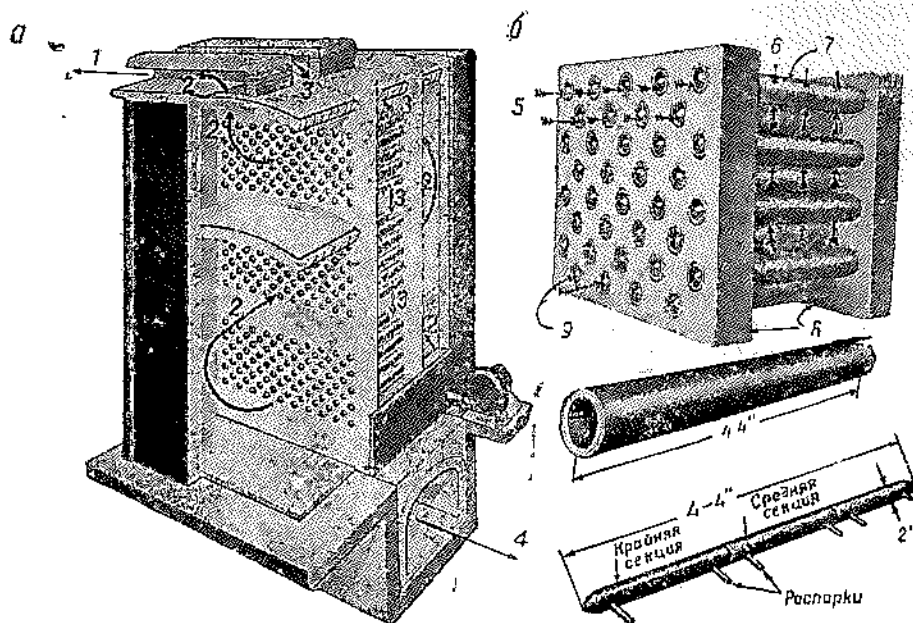


Рис. 52. Общий вид и детали рекуператора с карбофраксовыми трубами
а — вертикальный рекуператор в 3 оборота (1 — к горелке, 2 — воздух, 3 — дымовые газы, 4 — к диаметральной трубе); б — секция рекуператора (5 — воздух, 6 — дымовые газы, 7 — трубы из карбофракса, 8 — шамотные торцевые стены, 9 — сердечники); а — рекуперативная труба из карбофракса. 2 — собранный сердечник.

получать их такой большой длины и, наконец, вследствие меньшей их механической прочности, т. е. прогиба при относительно большом пролете (труба длиной 1,3 м опирается на стену только двумя своими концами). Фирма Carborundum Company в своих проспектах указывает, что для температур даже свыше 1400° трубы из карбофракса вполне себя оправдали.

Обычно температура подогрева воздуха в рекуператорах составляет около 60% от температуры дымовых газов при входе в рекуператор, температура же отходящих газов обычно колеблется в пределах от 600 до 800° Фаренгейта (т. е. $315-425^{\circ}$ Ц), но может быть уменьшена. Не рекомендуется, однако, ее опускать ниже 250° (т. е. $\sim 120^{\circ}$ Ц), чтобы избежать возможности конденсации водяных паров.

Отдельные рекуперативные секции устанавливаются обычно последовательно одна на другую, как показано на рис. 51 и 52. Если габариты не позволяют этого, то отдельные секции устанавливаются одна за другой в горизонтальном направлении. В том и другом случае перед каждой секцией располагается широкая распределительная камера, размеры коей позволяют смещать отдельные трубы в случае надобности. Из этой же камеры можно производить чистку рекуператора.

Глава VI

РЕКУПЕРАТИВНОЕ ОТОПЛЕНИЕ КАНАЛА ФУРКО

Существующие у нас каналы Фурко, как правило, снабжены регенераторами для подогрева вторичного воздуха, за границей же для отопления каналов Фурко применяются как регенераторы, так и рекуператоры, и притом кирпичные и металлические.

Ниже мы даем разработанные нами два проекта рекуперативного отопления канала Фурко.

1. Рекуперативное отопление бельгийского канала Фурко

Бельгийский канал Фурко, как известно, состоит из подмашинных и расположенных между ними подогревательных камер. Последние постоянно отапливаются, подмашинные же отапливаются после продолжения нескольких часов и то только для разогрева стекломассы после обрыва машины, т. е. один раз в несколько суток. В установленных у нас бельгийских каналах Фурко имеются воздушные регенераторы, служащие для подогрева вторичного воздуха; каждый регенератор обслуживает сразу несколько подогревательных и подмашинных камер.

При применении рекуператоров последние могут быть как общие, т. е. для всего канала Фурко или его половины, так и индивидуальные для каждой машины в отдельности.

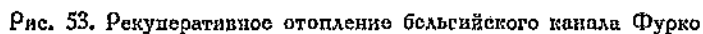
На рис. 53 показан разработанный нами несколько лет тому назад проект рекуперативного отопления бельгийского канала Фурко. Рекуператоры — индивидуальные для каждой подогревательной камеры, точнее — каждая камера имеет два рекуператора. Объясняется это тем, что для равномерности обогрева стекломассы в подогревательной камере целесообразно устанавливать горелки с каждой стороны, т. е. иметь две горелки и соответственно два дымовых пролета. Каждая горелка снабжается своим небольшим рекуператором, установленным под дном канала Фурко. При необходимости разогрева подмашинной камеры — нагретый воздух берется из рекуператора соседней подогревательной камеры. Так как последняя непрерывно обогревается отходящими газами, то имеется возможность получать сразу необходимый для разогрева подмашинной камеры горячий воздух. Способ подвода воздуха и дыма, а также направление их движения ясны из прилагаемых чертежей. Следует обратить внимание на то, что в данном канале Фурко для достижения термической гомогенности стекломассы применен подогрев дна и стен при помощи отходящих газов (авторское свидетельство № 27997).

2. Применение рекуператоров при установке машин Фурко с непосредственным питанием стекломассой от ванной печи

• В установленных у нас чехословацких каналах Фурко наблюдалась разная температура стекломассы с обеих сторон лодочки. Даже при беглом осмотре канала во время работы видно, что стекло со стороны моста значительно сильнее нагрето, чем со стороны торцевой стены. Причины этого совершенно ясны: со стороны ванной имеется непрерывное поступление горя-

ждения у торцевой стены образуется слой зарушшего стекла, который постепенно утолщается книзу. Это, вероятно, наблюдается также у дна канала вблизи торцевой стены. Для устранения указанного недостатка возможны следующие мероприятия:

6* 83



Technical drawing of a building's cross-section, showing structural details and dimensions. The drawing includes labels for ventilation systems: "вентиляция" (ventilation) and "вентиляция воздуха" (air ventilation). Dimensions are provided in millimeters (mm) and meters (m). The drawing shows a complex structure with multiple levels, including a basement and upper floors. The structure is divided into sections by walls and columns. The drawing is oriented horizontally, with the main structure on the left and the ventilation system on the right. The drawing is a detailed technical drawing, likely for construction purposes.

Рис. 54. Рекуперативное отопление торцевой стены подмашинной камеры (сухого кюльдесака)

§4

в) Подогрев стекла со стороны торцевой стены подмашинной камеры путем *подогрева самой этой стены*. Для этой цели можно предусмотреть в стене специальную камеру сгорания и разветвленную сеть дымовых каналов. Продукты сгорания, которые проходят по этим каналам, должны созда-

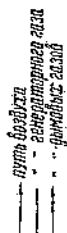
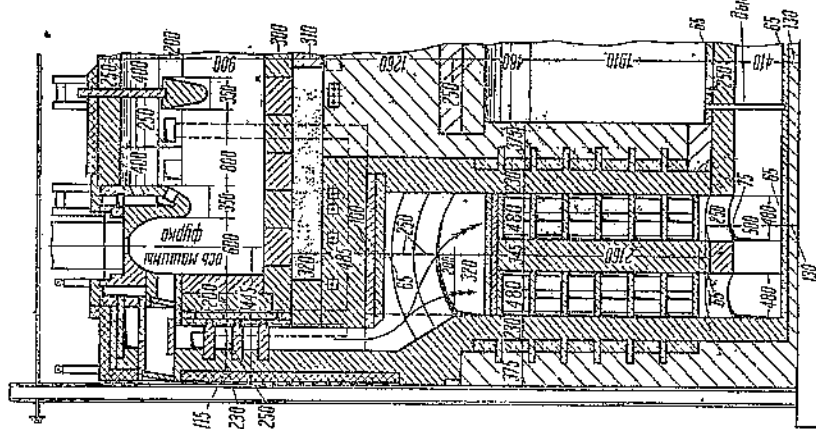


рис. 54. (продолжение)



Конструкция сухого кюльдесака с рекуперативным отоплением была первоначально предложена и разработана нами совместно с инж. Ф. С. Энтеком для одного из наших заводов с чехословацким каналом Фурко.

85

двумя рекуператорами. Поступающий воздух проходит в три горизонтальных оборота между рекуперативными трубами и отводится в два вертикальных канала, расположенные у торцевых стен, а оттуда в горелки. В одном рекуператоре воздух проходит в одном направлении, а в рядом лежащем — в противоположном. К горелкам подводится также генераторный газ. Этим путем осуществляется подогрев задней стены подмашинной камеры. Продукты сгорания, опускаясь вниз, проходят по вертикальным рекуперативным трубам и уходят в дымовой боров, т. е. в данном случае вертикальные трубы служат как дымовые, а не как воздушные трубы.

Подогретый в рекуператоре воздух можно использовать и при разогреве подмашинной камеры; при этом продукты сгорания через отверстие, расположенное над поверхностью стекла в середине торцевой стены, проходят в свободную полость, т. е. в сухой кюльдесак; здесь они, как это было объяснено выше, и обогревают заднюю стенку подмашинной камеры.

Предусмотрена также возможность использовать подогретый в рекуператоре воздух для подогрева пространства перед подмашинной камерой.

* * *

На некоторых наших чехословацких каналах Фурко для разогрева подмашинных камер были установлены шамотные рекуператоры. Но это себя не оправдало по вполне понятным причинам: обычно эти рекуператоры не работали; когда же нужно было разогревать подмашинные камеры (при обрыве ленты) проходило много времени от начала их разогрева до тех пор, пока разогревался керамический рекуператор и получался нужный и в достаточной мере подогретый воздух. Для этой цели, понятно, более пригодны металлические рекуператоры, так как они, ввиду большой теплопроводности металла и меньшей теплоемкости всей установки, дают возможность более быстрого разогрева. При наличии же сухого, т. е. постоянно отапливаемого, кюльдесака, подогретый воздух имеется всегда в наличии.

В настоящее время, когда мы отходим от бельгийского канала Фурко и располагаем машины непосредственно кругом бассейна студки ванной печи, вопрос об обогреве задней стенки подмашинной камеры становится особенно актуальным. Следует указать, что проведенный недавно на одномашинной установке Горьковского завода опыт применения сухого кюльдесака с регенеративным обогревом полностью себя оправдал. Применение же рекуперативного обогрева является в данном случае более целесообразным, ввиду большей стабильности термического режима и простоты обслуживания. Ввиду невысоких сравнительно температур, небольших размеров установки и отсутствия пыли в отходящих газах, особый интерес представляет применение металлических рекуператоров, которые, благодаря своей компактности, могут быть легко приспособлены к существующим в каждом отдельном случае условиям.

Глава VII

РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ПЕЧИ ДЛЯ ОТДЕЛКИ СТЕКЛЯННЫХ ИЗДЕЛИЙ

1. Причины применения рекуператоров

В ручном производстве сортового стекла „заделанное“ (начатое) подручными (баночниками, помощниками и т. д.) стекло для дальнейшей отделки обогревается в специальных подсобных печах. При ручном производстве бутылочного стекла горло бутылок зачастую тоже отделяется в специальных печах. Эти печи на заводах называют „кукушками“. Аналогичные печи, так называемые „трюмели“, применялись также при ручном производстве оконного стекла.

Целесообразность отделки изделий не в окнах ванной или горшковой печи, а в отдельных небольших вспомогательных печах, объясняется тем, что при этом фронт выработочного отделения стекловаренной печи может быть в более полной мере использован как для наборки стекла, так и для тех операций, которые обязательно должны быть произведены в стекловаренной печи. Поскольку, при ручной выработке изделий и особенно мелкого ассортимента, производительность ванной печи лимитируется не варочной способностью, а зачастую фронтом выработки, перенос отделки на сторону — в „кукушки“ нередко приводит к значительному увеличению выпуска продукции. Кроме этого основного соображения, эти „кукушки“ тем удобны для отделки стекла, что в них можно поддерживать тот режим, который является оптимальным для отделки того или иного вида изделий.

На многих наших заводах для „кукушек“ используется жидкое топливо, так как при этом легко получить достаточно высокую температуру при самой простой конструкции. В этом случае печь состоит только из рабочей камеры необходимых размеров, отапливаемой вставленной в нее форсункой, пламенные же газы обычно выходят или через окна или через небольшую вытяжную трубу.

Поскольку назначение таких установок заключается в быстром нагреве изделий до размягчения стекла и оплавления их краев, печь должна давать достаточно высокую температуру (порядка 1200° — 1300°). Использование бедного неподогретого генераторного газа с холодным воздухом не дает возможности (при обычного типа горелках) получить желательную температуру. Вполне целесообразным поэтому является применение рекуператоров, так как с помощью их легко достигается необходимая температура при работе на любом генераторном газе, и к тому же расход топлива в значительной степени понижается. На некоторых наших заводах с успехом применяются такие печи, и мы даем ниже описание некоторых из них.

2. Печь для отделки стекла с рекуператором из шамотных и чугунных труб

На рис. 55 дан чертеж печи для отделки посуды, применяемой на одном из наших ручных сортовых заводов. Печь снабжена рекуператором из четырех рядов труб, расположенных с некоторым подъемом; в верхнем ряду — трубы шамотные, а в остальных — чугунные. Холодный воздух входит снизу

в вертикальную распределительную шахту рекуператора (на продольном разрезе справа), и, пройдя по трубам, поступает в другую вертикальную распределительную шахту (на рисунке слева), куда подводится также и холодный

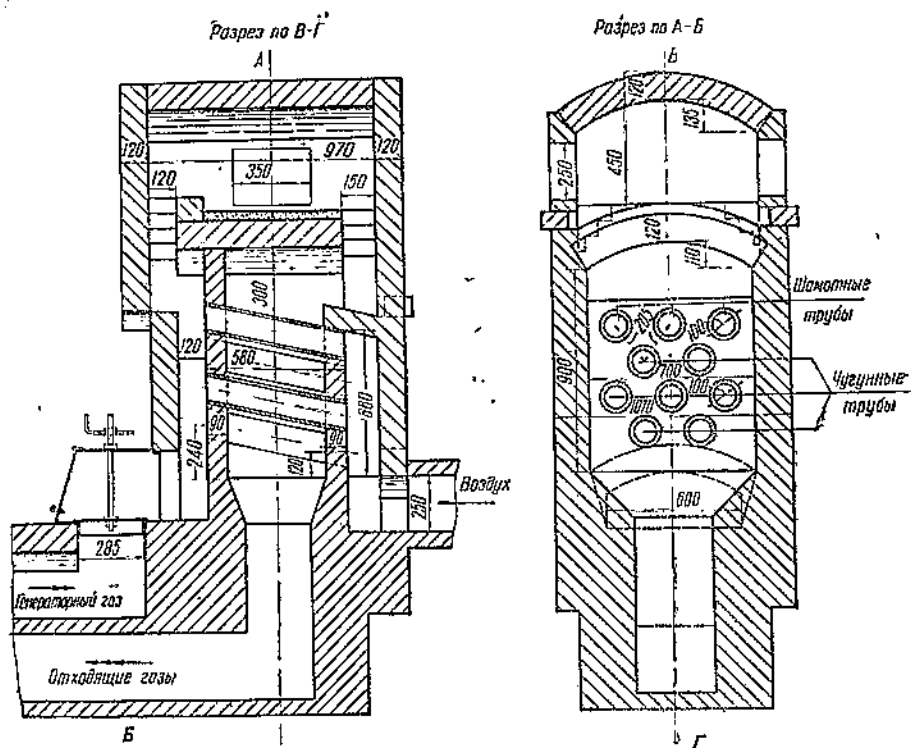


Рис. 55. Печь для отделки стекла („кукушка“) с рекуператором из шамотных и чугунных труб

генераторный газ, поступление коего регулируется обычным тарельчатым клапаном. В этой шахте происходит смешивание газа с воздухом и начинается горение. Пламенные газы поступают в рабочую камеру и, пройдя под сводом, выходят через дымовую вытяжку в подду и рекуператор; пройдя сверху вниз между трубами, расположенными в шахматном порядке, они опускаются в дымовой боров. По имеющимся у нас сведениям, на заводе сначала устанавливали одни лишь чугунные трубы, но при этом верхний ряд быстро перегорал, поэтому чугун для него и был заменен шамотом.

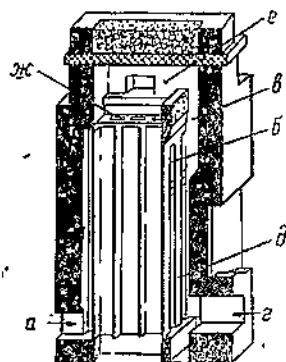


Рис. 56. Печь для отделки стекла („кукушка“) с вертикальным шамотным рекуператором (конструкция инж. Циперовича)

3. Печи для отделки стекла с вертикальным шамотным рекуператором

На рис. 56 показана схема устройства рекуперативной печи для отделки стекла, работающей на заводе „Коминтерн“ и выстроенной по проекту инж. Циперовича [38]. Через отверстие *а* воздух входит в ряд вертикальных узких каналов, образующихся рекуперативными трубами; через узкие щели *б* нагретый воздух вступает в зажигательную камеру *в*; через отверстие *г* газообразное топливо вступает в канал *д*, по которому, поднимаясь вверх, подогревается трубами рекуператора и тоже вступает в зажигательную камеру *в*, здесь оно смешивается с воздухом и зажигается. Образовавшиеся в результате горения газы проходят через топливник *е* в рекуперативные трубы *ж* и дальше в дымовую трубу.

Жидкое топливо вводят в газовую камеру δ , где оно газифицируется; все остальные процессы происходят, как при газообразном топливе.

Общие размеры печи $800 \times 800 \times 1500$ мм без футеровки. Потребляет она топлива (по данным автора этой конструкции) 50 000 Кал в час. Разогрев печи продолжается около 3—4 часов.

По заводским данным при газовом отоплении в такой печи удается поддерживать температуру до 1275° .

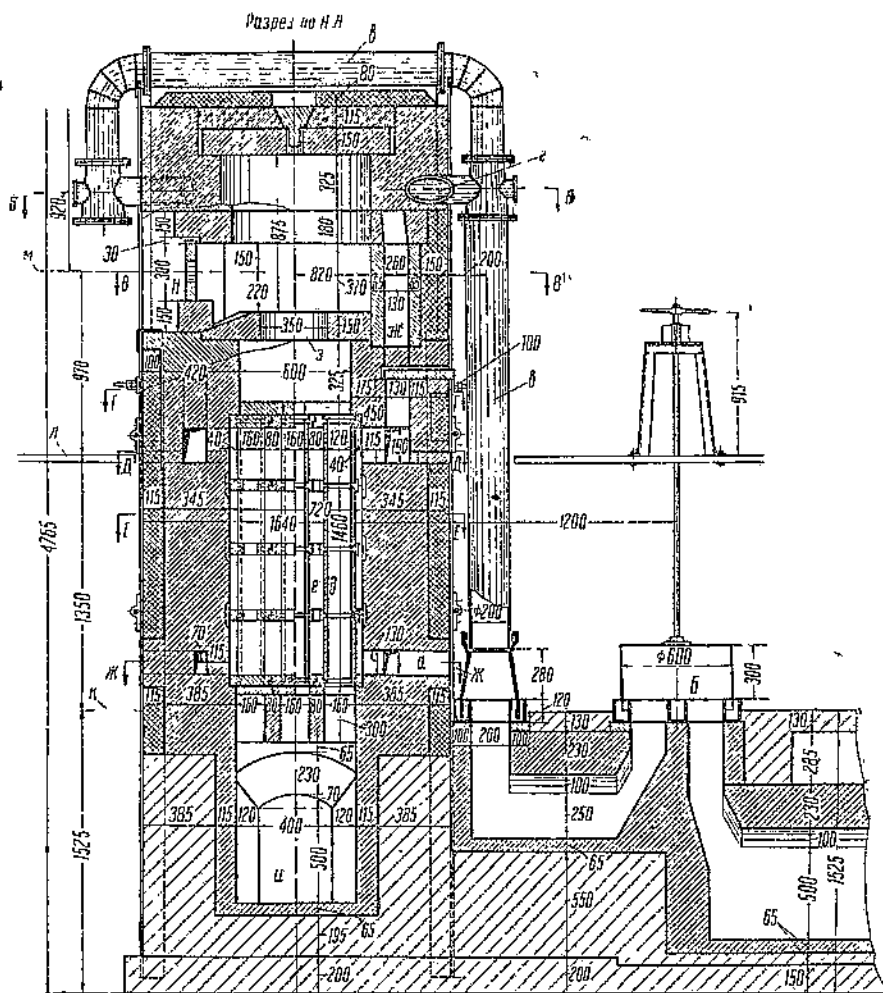


Рис. 57. Печь для отделки стекла („дукушка“) с вертикальным шамотным рекуператором (конструкция Стеклопроекта). Вертикальный разрез

К рис. 57 и 57а — выпуск воздуха в рекуператор; б — барабан для регулировки и выключения генераторного газа; в — газопровод; г — тангенциальные газовые горелки; д — дымовые каналы в рекуператоре; е — воздушные каналы в рекуператоре; ж — каналы для подвода нагретого воздуха к горелкам; з — отверстие в полу рабочей камеры для отвода продуктов горения; и — дымовой бороз; к — уровень пола; л — уровень верстака; м — ось рабочих окон; н — рабочие окна

На рис. 57 и 57а дан детальный проект печи для отделки стекла, разработанный Стеклопроектом. Печь эта снабжена рекуператором типа Амслер-Мортон с вертикальными дымовыми трубами (рис. 17 и 18). В качестве топлива используется очищенный или неочищенный торфяной генераторный газ.

Возможность использования достаточной высоты при работе с верстака позволила в данном случае расположить под рабочей камерой рекуператор с поверхностью нагрева около 7 м^2 . Дымовые газы опускаются вниз по рекуперативным трубам, а воздух подымается между ними вверх и подводится в верхнюю часть рабочей камеры по двум вертикальным каналам; генератор-

ный газ подводится железным газопроводом в рабочую камеру и поступает двумя тангенциально направленными струями над отверстиями, из которых поступает горячий воздух; эти выходные отверстия несколько скошены в направлении струи газа, чтобы не тормозился выход воздуха.

Образовавшееся вихревое движение дает хорошее смешение, высокую температуру и равномерное опускание продуктов горения вниз по всей рабочей камере.

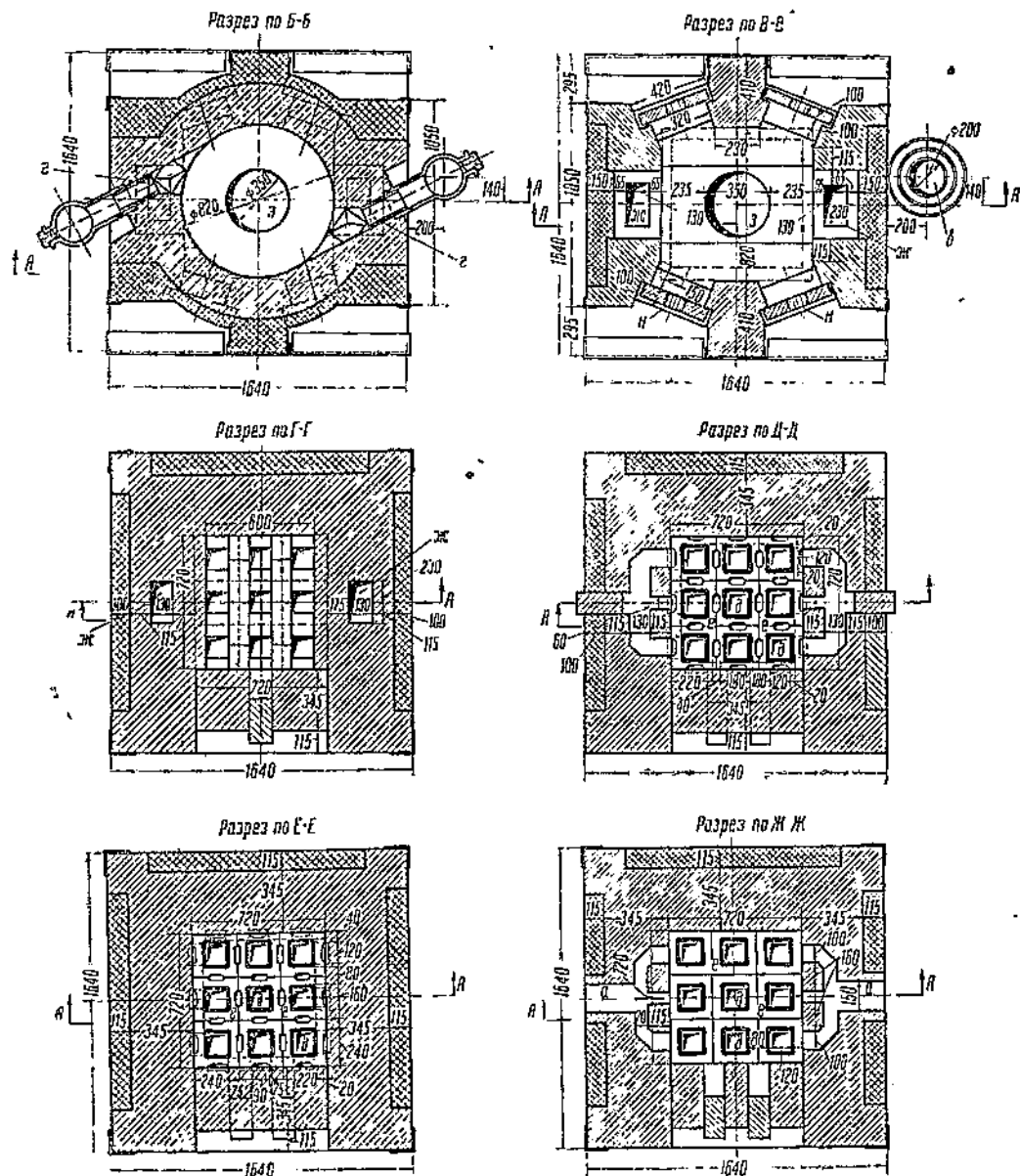


Рис. 57а. Печь для отделки стекла („кукушка“) с вертикальным шамотным рекуператором (конструкция Стеклопроокта). Горизонтальные разрезы

Такая конструкция позволяет иметь 4 рабочих окна при компактных размерах печи; кроме того, она дает возможность иметь значительную по размерам сожигательную камеру.

Для возможности нагрева крупных изделий и чистки пода — 4 рабочих окна сделаны размером по 300×300 мм; обычно они закрыты сменными шамотными заслонками (кухами) с отверстиями необходимого размера.

Глава VIII

РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ПЕЧИ ДЛЯ ОБЖИГА ОГНЕУПОРА

1. Причины применения рекуператоров

Для обжига огнеупоров на стекольных заводах применяются периодические печи, работающие или на твердом топливе (дрова, торф, уголь), или же на генераторном газе; изредка применяются также отапливаемые мазутом. На специальных огнеупорных заводах обжиг ведется в более совершенных печах непрерывного действия, например, туннельных. Однако в гончарных цехах стекольных заводов они пока не получили распространения, главным образом, ввиду небольшой производственной мощности этих цехов, с одной стороны, и разнообразия ассортимента — с другой. К тому же для горячих ремонтов или вставки в горячем состоянии довольно значительная часть огнеупора должна обжигаться от времени до времени и в небольших количествах: стеновые брусья, заградительные лодки, лодочки Фурко, фидерный припас и т. п. Все это обуславливает широкое использование и по сей день периодических печей для обжига огнеупора.

В производстве огнеупора, качество которого имеет решающее значение для работы стекольных заводов, наблюдаются за последнее время две совершенно правильные тенденции. Первая из этих тенденций заключается в том, что ряд заводов, в которых печи для обжига (называемые иногда *темперными*) работали до сих пор с простыми топками для твердого топлива, переходит на отопление генераторным газом. Это не только упрощает и удешевляет обслуживание, но дает возможность достигнуть более равномерного обжига и соблюдения заданной температурной кривой. Вторая тенденция заключается в повышении температуры обжига. В настоящее время обычно температурами порядка $1350-1400^{\circ}$, а при обжиге особо ответственного шамотного припаса и до 1450° ; для обжига динаса температура доходит даже до 1500° . Эта тенденция повышения температуры обжига является вполне правильной, в особенности для ответственного припаса, как-то: стеновых брусьев, припаса для сводов регенераторов и т. п.

Повышение температуры обжига повышает, и притом в значительной степени, расход топлива. Кроме того, оно требует применения высококачественных видов его — каменного угля, хорошо высушенных дров, или генераторного газа с высокой калорийностью, который может получаться только на современных газогенераторах. При работе же на влажных дровах или торфе, а также при использовании сравнительно низкокалорийного газа (порядка $1000-1200 \text{ Кал/м}^3$), которым располагает большинство наших старых заводов, достижение температур даже порядка $1300-1400^{\circ}$ является совершенно невозможным. Поэтому вполне естественно стремление переходить к более усовершенствованным печам для обжига огнеупора, дающим возможность достигать более высоких температур обжига и одновременно позволяющим сократить расход топлива. Это — печи рекуперативные, которые за последнее время начинают находить широкое распространение на наших стекольных заводах, равно как и в других областях промышленности — огнеупорной, металлургической и т. д.

Регенеративные печи для обжига огнеупора на стекольных заводах не применяются и вряд ли могут и в дальнейшем быть использованы, ввиду

сложности их конструкции, больших габаритов и необходимости постоянного наблюдения и обслуживания (перекидка клапанов). К тому же в печах для обжига огнеупора рекуператоры находятся в относительно более легких условиях, чем в стекловаренных печах (более низкая температура, отсутствие пыльной пыли). Ввиду этого, при хорошем качестве материала, надлежащей конструкции и хорошей кладке, рекуператоры могут быть очень стойкими в работе. Имеется, правда, одно обстоятельство, которое несколько ухудшает условия работы рекуператоров, а именно — периодичность работы печи, т. е. постоянные разогревы и охлаждение рекуператоров, но разогрев печей, так же как и их охлаждение, обычно производятся сравнительно медленно.

2. Требования, предъявляемые к конструкции рекуперативных печей для обжига огнеупора

Весьма важным обстоятельством при конструировании рекуператоров для обжигательных печей является полный учет условий их работы с тем, чтобы это нашло отражение в конструкции как рекуператоров, так и самих печей.

Хотя условия работы рекуператоров в температурных печах значительно легче, чем в ряде других, например, в стекловаренных, тем не менее известны случаи как в нашей, так и в иностранной практике, что некоторые конструкции, даже весьма совершенные в теплотехническом отношении, не могли зарекомендовать себя в условиях заводской эксплуатации и, по прошествии известного времени, переделывались на простые. Основная причина этого явления (в разрезе печей для обжига огнеупора) заключается в том, что часто недооцениваются некоторые эксплуатационные условия работы и особенности технологического процесса. Самое существенное из них заключается в следующем. Поскольку эти печи обычно с обращенным пламенем, т. е. поскольку в них имеются шанды (отверстия) в полу, неизбежно проваливание в последние кусков обжигаемого материала (припаса) и, особенно, обжигаемой на шамот глины. Если под шандами расположить непосредственно рекуператор и не предохранить его от засорения кусками проваливающегося материала, то при попытках удаления последнего (которое в заводских условиях обычно производится подсобными рабочими с применением „ломика“) неизбежны поломки отдельных элементов и вывод печи из строя.

В результате появляется необходимость перекладки рекуператора. Это обстоятельство служит важнейшей причиной того, что некоторые, в прочих отношениях неплохие конструкции, не могли выдержать сурового заводского экзамена.

Вторым весьма важным обстоятельством, которое относится и к другим рекуперативным печам, является доступность рекуператора, возможность осмотра его в любое время, в том числе во время работы печи, и легкость замены износившихся или обгоревших частей рекуператора при остановке печи. Это обстоятельство, нередко не учитываемое многими нашими и иностранными конструкторами, приводит к тому, что, как указывает проф. Тринкс [10], „в США работают сотни печей, под которыми „похоронены“ рекуператоры, обвалившиеся, перегоревшие, или давшие трещины; они выключены из работы и представляют только грустный пример неправильного технического подхода“.

Мы подчеркиваем эти два фактора, особо важные для обжигательных печей. Понятно, что при проектировании печей этого типа должны быть учтены и требования, предъявляемые к рекуперативным печам вообще, изложенные как в главе I, так и ниже в главе XIV.

Поскольку рекуперативные печи для обжига огнеупора в ближайшее время найдут, несомненно, самое широкое распространение на наших заводах и поскольку эти печи в весьма широкой мере будут проектироваться в заводских конструкторских бюро, мы ниже даем описание целого ряда разработанных нами конструкций таких печей. Различие отдельных конструкций обусловлено различными способами решения указанных выше требований, родом применяемого топлива, различием размеров самих печей и имеющихся

в наличии габаритов (в частности, глубиной заложения) и, наконец, теми или иными производственными требованиями относительно взаимного расположения топок, дверей для загрузки и выгрузки материала и т. п. Поэтому мы не будем давать здесь полного описания различных печей, а ограничимся лишь указанием их особенностей и объясним, чем эти последние вызваны.

3. Описание различных типов рекуперативных печей для обжига огнеупора

Конструкция I. На рис. 58 даны основные разрезы небольшой печи (проект автора) с полезным объемом около 10 м^3 для обжига шамотных изделий, а также огнеупорной глины на шамот. Печь предназначена для работы как на торфе, так и на очищенном генераторном газе. Температура обжига 1350° . Печь эта — с обращенным пламенем и снабжена одной полуговой толкой для торфа. Пламенные газы из топки поднимаются вверх в просвете, образуемом стеной печи и перевальной стенкой. Сюда же специальными каналами подается подогретый в рекуператорах вторичный воздух. Пламенные газы широким сечением (во всю ширину печи) поступают в подсводовое пространство и затем, опускаясь вниз, омывают обжигаемый припас; отсюда через шанцы в поду они поступают в нижнюю часть печи, где расположены два рекуператора; пройдя через них, продукты горения поступают через дымовой боров в дымовую трубу. Рабочая камера печи представляет собой конструкцию, широко применяемую на стекольных заводах и дающую равномерный обжиг.

Это объясняется, во-первых, тем, что она, как печь с обращенным пламенем, правильно сконструирована в гидравлическом отношении и, во-вторых, тем, что отвод продуктов горения в рекуператор из подподовых сборных каналов производится со стороны, противоположной топке. Некоторую роль играет здесь и то обстоятельство, что пламенные газы, поступающие из топки, имеют возможность плавно распространяться в подсводовом пространстве, благодаря тому, что опоры свода лежат на той же стене, в которой расположена сама топка.

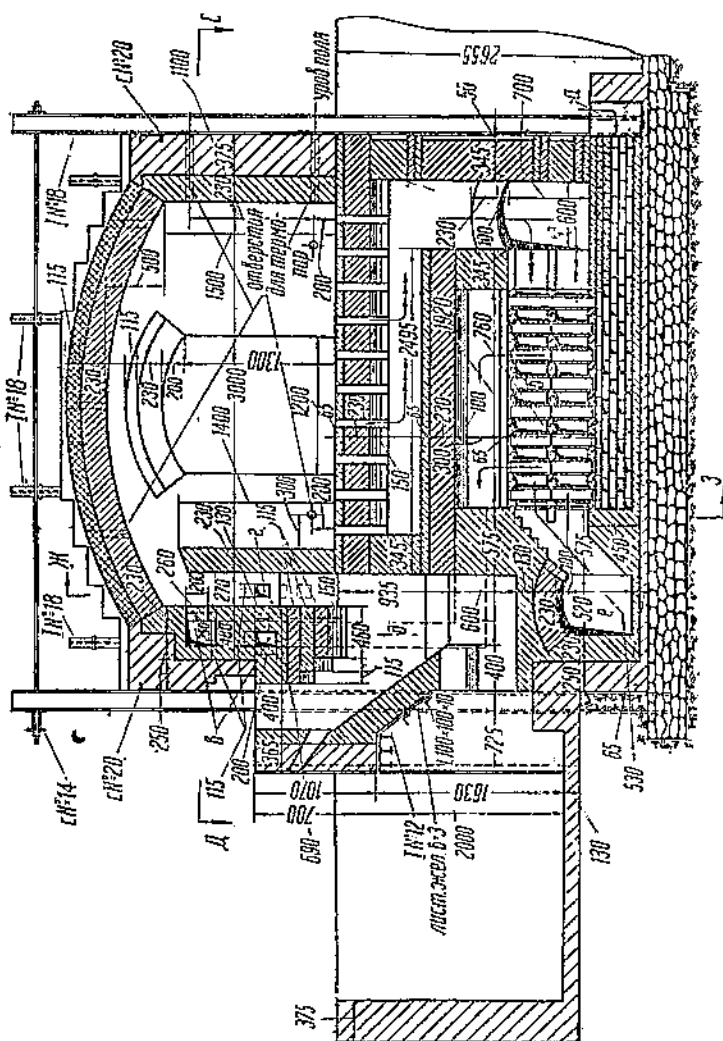
Для сжигания торфа предусмотрена хорошо известная конструкция полуговой шахтной топки системы В. Е. Грум-Гржимайло. Торф подается вручную в специальную — простейшего устройства — загрузочную коробку (на рисунке не показана), откуда при подымании заслонки опускается в топку. Подача первичного воздуха осуществляется естественной тягой. Для обеспечения положительного давления на уровне пода печи, шахтная топка располагается ниже.

При переводе печи на газовое отопление очищенный генераторный газ предположено подавать двумя железными трубками в просвет между перевальной стенкой и той наружной стеной, в которой расположена топка (см. разрез по *АБ* и по *ЖЗ*). При этом вторичный воздух весь или частично подымается по этому просвету; в него же с большой сравнительно скоростью подаются две струи газа, направленные перпендикулярно к воздушному потоку.

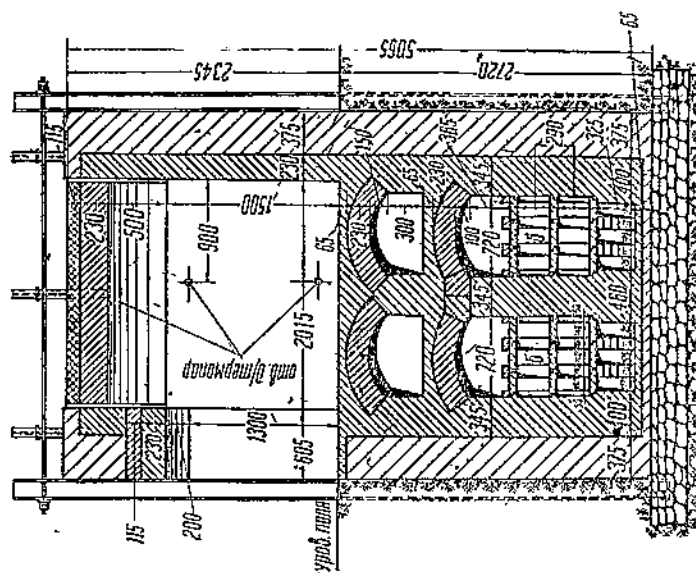
Как видно из чертежа (разрез по *АБ*), нагретый в рекуператоре воздух подается на двух уровнях, а именно: нижний воздух на том же уровне, что и генераторный газ, а дополнительный — на уровне несколько более высоком. Сделано это для того, чтобы несколько растянуть процесс горения газа.

Обычно при газовом отоплении растопку обжигающих печей производят дровами или твердым топливом для первоначального разогрева кладки, а также для предупреждения хлопков, возможных при подаче газа в холодную печь. В данном случае предусмотрена (см. разрез по *ЖЗ*) конструкция, позволяющая производить растопку непосредственно газом. Для этого под основными газовыми горелками установлены малые горелки (диаметром 3—6 мм). Эти горелки дают возможность зажечь газ (без опасности взрыва) при помощи лучины через ниже расположенное отверстие. При помощи маленьких горелок разогревается кладка у места последующего ввода газа

Разрез по А-Б



Разрез по В-Г



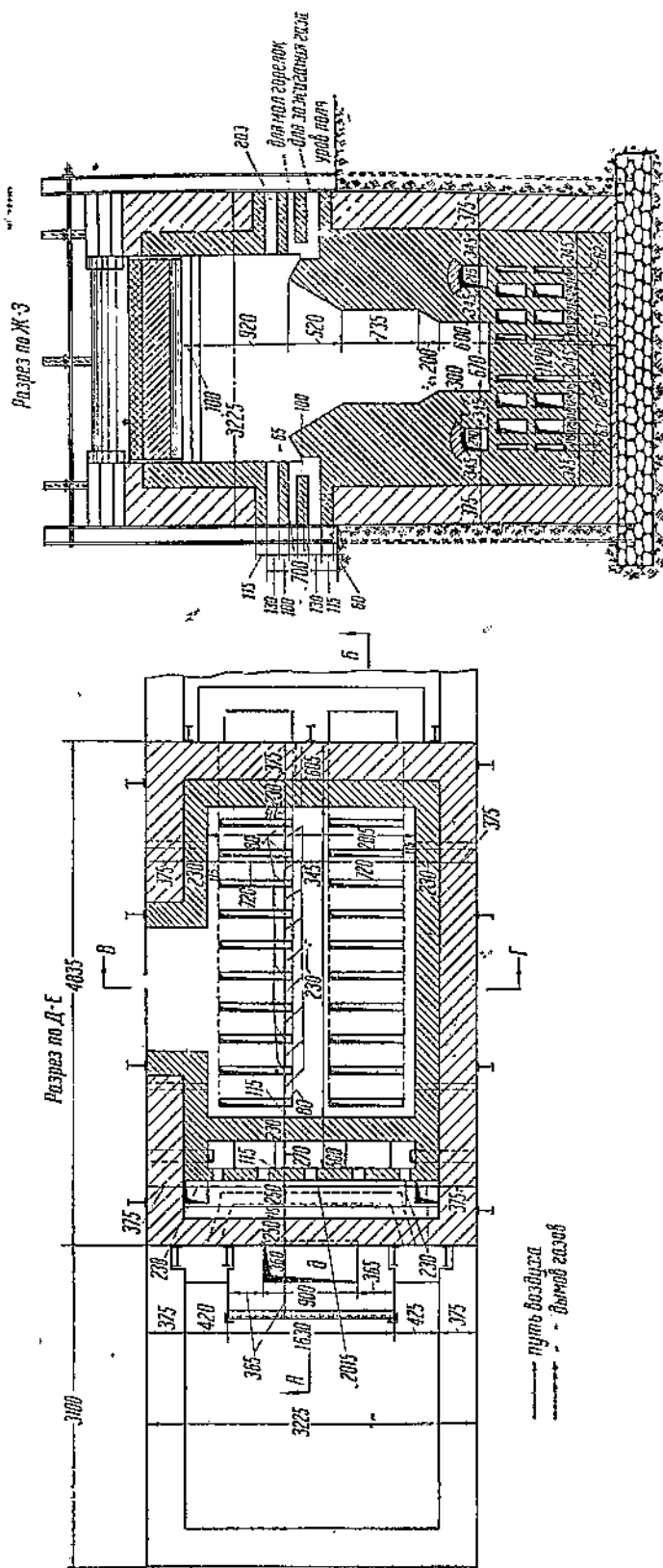


Рис. 58. Рекуперативная печь периодического действия для обжига огнеупорного кирпича (конструкция 1)
 1 — подвал холодного воздуха; 2 — сборные каналы для подогретого воздуха; 3 — подвод генераторного газа; 4 — топка; 5 — дымовой бороз

большими горелками; только после того, как кладка достаточно разогрета, можно пускать газ через большие горелки. К тому же наличие больших и малых газовых горелок, работающих на очищенном газе, позволяет создать подъем температур с той равномерностью, с какой это желательно.

Переходим к описанию рекуператоров данной печи, причем попутно осветим ряд других, связанных с этим вопросов.

Выбор системы рекуператоров и их конструкции. Мы остановились на рекуператорах Амслер-Мортон с воздушными вертикальными трубами. Эта конструкция показана на рис. 14 и 16 и там же в главе I подробно изложены ее преимущества.¹

Как видно на чертеже, дымовые газы проходят через рекуператор горизонтально в один оборот, а воздух, поступающий из „приямка“ в шанцы (на чертеже воздушный шибер не показан), подымается по трубам в рекуператоре прямо вверх.

Следует указать, что имеется возможность отводить дымовые газы в трубу, минуя рекуператор. В этом иногда может встретиться надобность, например, когда при разогреве печи и холодной дымовой трубе трудно создать тягу, достаточную для того, чтобы сразу протянуть отходящие газы через рекуператор.

Мероприятия против засорения и наблюдение за рекуператором. Для устранения засорения рекуператора кусками обжигаемого материала под подовой решеткой („шанцами“) устроен канал со сплошным подом, на который проваливаются куски обжигаемого материала. Благодаря этому в полной мере избегается возможность попадания частиц глины или шамота в рекуператор. Очистка же пода канала производится легко через рубашку в нижней части стены, противоположной топке. В этой же рубашке имеются пробки, вынимая которые можно наблюдать за рекуператорами и во время работы печи. Подход к рекуператорам предусмотрен через те же рубашки. Если их разобрать, получим доступ к рекуператорам, и их можно, в случае надобности, ремонтировать.

Следует отметить, что при показанной на чертеже конструкции имеется также возможность частичной или полной смены рекуперативных элементов, без разборки других каких бы то ни было деталей печи.

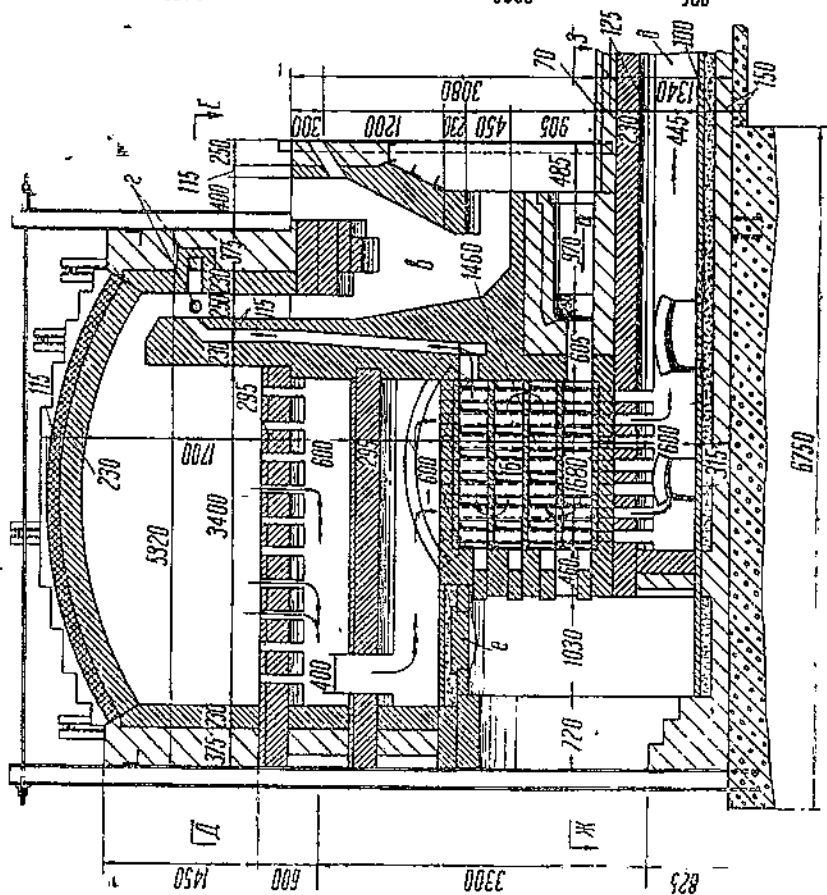
Движение воздуха и дымовых газов. Наличие промежуточного свода между рекуператором и шанцами определило выбор движения дымовых газов и воздуха. Дымовые газы, пройдя через шанцы и по расположенному под ними сборному каналу, движутся сначала в сторону противоположную топке, затем опускаются по двум вертикальным шахтам и, сделав один горизонтальный оборот между трубами рекуператора, поступают в дымовую боров, расположенный под топкой (при конструировании обратить внимание на достаточной толщины перекрытие и качество кладки), оттуда газы выходят в дымовую трубу.

Воздух через приямок поступает в каналы под рекуператорами, подымается по рекуперативным трубам вверх, а затем из подсводкового пространства через горизонтальные и вертикальные каналы (см. пунктиром на разрезе по АБ) поступает в два сборные горизонтальные каналы, расположенные в стене выше топки. Оттуда через небольшого сечения отверстия воздух выходит в просвет между топочной стеной и перевальной стенкой.

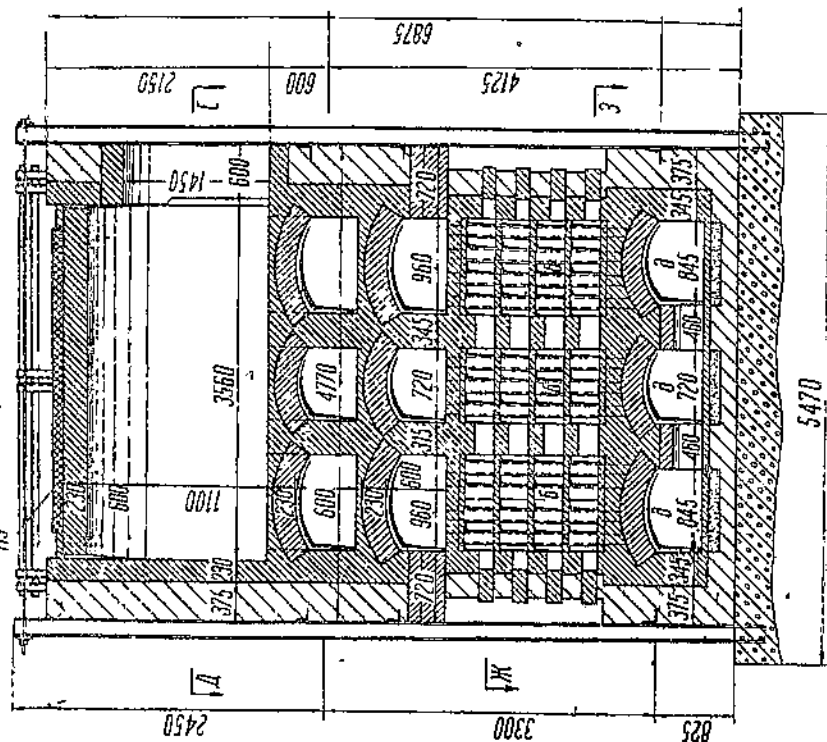
Конструкция II. На рис. 59 показаны основные разрезы печи несколько большего размера (площадью $3,09 \times 4,5 = 13,9 \text{ м}^2$). По своей основной идее эта печь аналогична предыдущей, показанной на рис. 58. Раз-

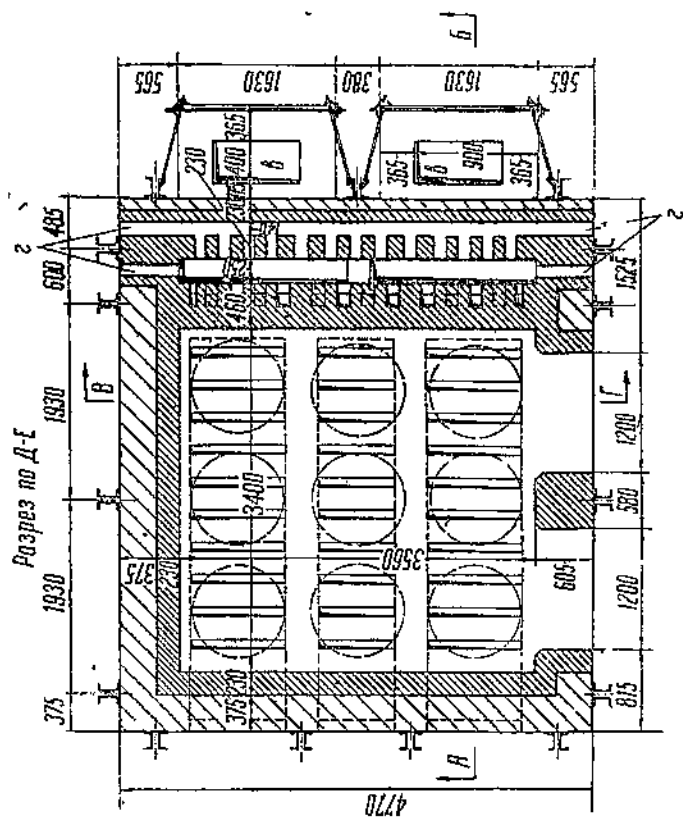
¹ Применение как в данной конструкции, так и в ряде последующих исключительно рекуперативных элементов сист. Амслер-Мортон нельзя считать единственно возможным. Нам неизвестны результаты работы таких элементов в условиях периодичности действия всей установки. Несмотря на высокие показатели данной системы, его плотность несколько ниже плотности системы Стайлпроекта, а соединения менее жестки (малое перекрытие фланцами), что позволяет предполагать более возможное расстройство при постоянных изменениях теплового режима установки. В силу этого данную систему нужно рассматривать как конструкцию, подлежащую предварительной проверке. *Прим. ред.*

Разрез по А-Б



Разрез по В-Г





Разрез по Ж-З
5320

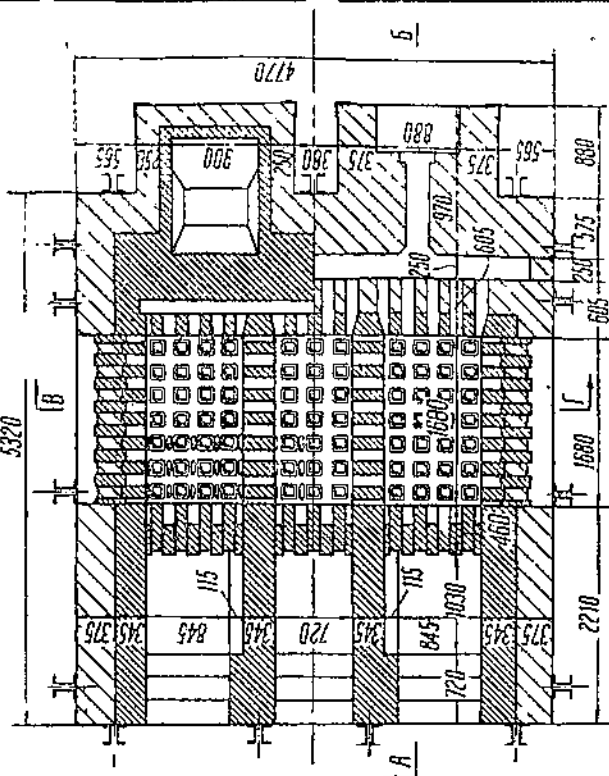


Рис. 63. РекUPERATивная печь периодического действия для обжига огнеупорного припаса (конструкция III)
а — подвод холодного воздуха; б — подвод генераторного газа; в — подовые боровы; г — стальные плиты — для возможности правого приключения
печи к дымовой трубе (в обход рекуператоров); д — топки; е — топки; ж — топки; з — топки; и — топки; к — топки; л — топки; м — топки; н — топки; о — топки; п — топки; р — топки; с — топки; т — топки; у — топки; ф — топки; х — топки; ц — топки; ч — топки; ш — топки; щ — топки; ъ — топки; ы — топки; э — топки; ю — топки; я — топки

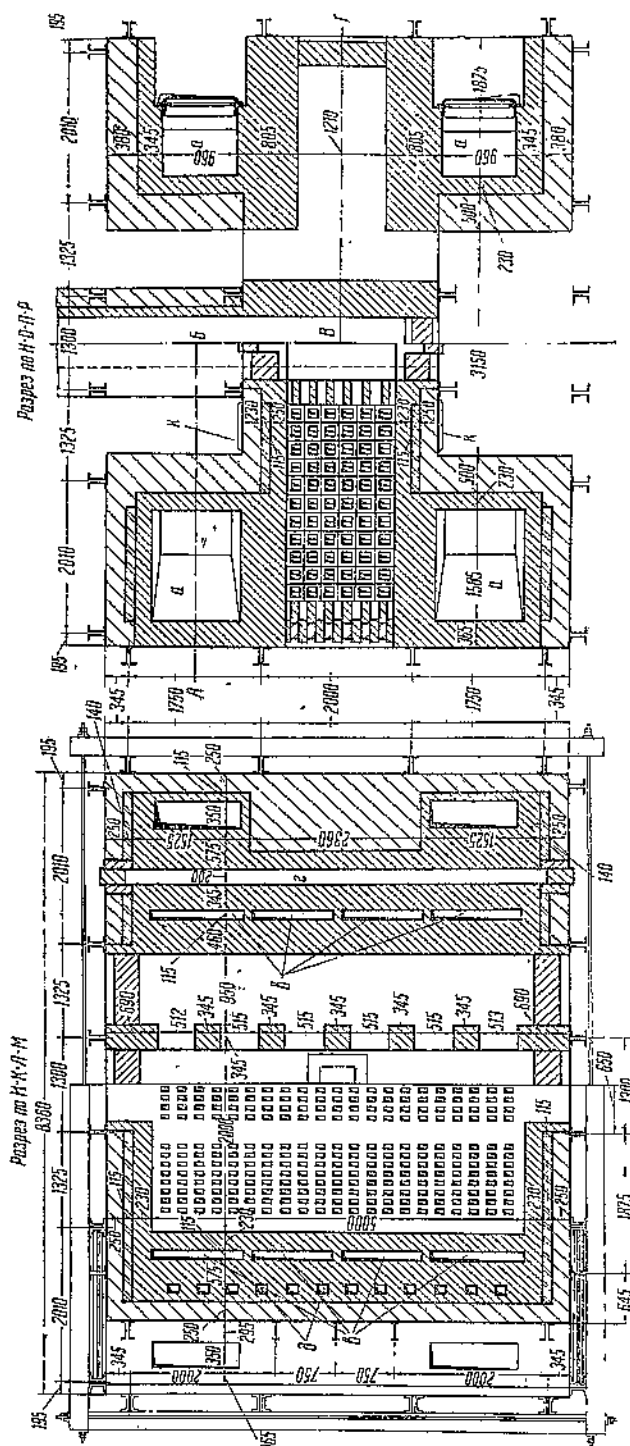


Рис. 61. Рекуперативная печь периодического действия для обжига огнеупорного припаса (конструкция IV)
 а — подугловые топки (четыре); б — вертикальные каналы для подвода подугла в стойло печи; в — горизонтальные сборные каналы для подвода нагретого воздуха в стойло печи; г — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; д — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; е — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; ж — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; з — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; и — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; к — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; л — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; м — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; н — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; о — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; п — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; р — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; с — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; т — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; у — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; ф — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; х — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; ц — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; ч — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; ш — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; щ — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; ъ — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; ы — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; э — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; ю — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха; я — шпательные задвижки для регулировки поступления нагретого воздуха.

личие заключается в том, что из-за больших размеров печи, отчасти из-за местных условий, поставлены четыре топки, по две у каждой боковой стены (хотя можно было бы, если бы это не вызывалось местными соображениями, ограничиться двумя топками, расположенными у задней стенки). Направление дымовых газов, а также воздуха в пределах рекуператора аналогично описанным выше. Некоторое различие имеется в подводе нагретого воздуха от рекуператора к камере печи. Из подсводового пространства рекуператора воздух отводится в каналы *в*, идущие вдоль печи между топками и низом перевальной стенки. Из этих каналов нагретый уже воздух, аналогично предыдущему случаю, поступает в горизонтальные каналы *г*, идущие вдоль стен над топками; оттуда через отверстия небольшого сечения *е* он выходит (несколько ниже пят свода) в просвет между топочными и перевальными стенами.

Можно также выпускать нагретый воздух из нижнего горизонтального канала непосредственно вверх в пространство между топками и перевальной стенкой; для этого нужно разобрать плиты *д*, перекрывающие каналы *в*. Можно, понятно, соответствующей регулировкой отверстий добиться, чтобы часть нагретого воздуха поступала непосредственно снизу (первичный воздух), а часть — сверху (вторичный воздух). Это может оказаться целесообразным при газовом отоплении.

Данная общая компоновка может быть с успехом использована при печках значительно больших, чем это показано на рис. 59.

Конструкция III. На рис. 60 показана несколько иная конструкция рекуперативной печи для обжига горшков (проект автора). Как и в описанных выше двух печах, рекуператор отделен от подподовых сборных каналов при помощи промежуточных сводов, так что он полностью защищен от возможности попадания в него кусков обжигаемого материала.

Существенное отличие от предыдущих конструкций заключается в том, что дымовые газы, выйдя из подподовых сборных каналов, делают поворот на 180° и поступают в канал, идущий под промежуточными сводами над рекуператором; оттуда они опускаются вертикально вниз по рекуперативным трубам и уходят через расположенный под рекуператором дымовой бороз в дымовую трубу.

Воздух поступает через два отверстия, расположенные под топками (регулировка воздуха производится двумя вертикальными задвижками, не показанными на чертеже), в горизонтальный канал, идущий в нижней части топочной стены. Дальше по небольшим каналам он попадает в рекуператоры, где в четыре горизонтальных оборота поднимается между трубами зигзагообразно вверх и выходит в горизонтальный канал, расположенный в основании перевальной стены. Отсюда вертикальными каналами он поднимается еще выше и поступает в верхнюю часть просвета между этой стеной и топочной. Если имеется возможность раздвинуть топки, то, пожалуй, целесообразно последний горизонтальный распределительный канал делать не под перевальной стенкой, а в топочной стене, аналогично тому, как это имеет место в предыдущих конструкциях.

Подвод газа предусмотрен двойкой: 1) через отверстия в торцевых стенах между топочной и перевальной стенами; 2) в сборный канал, который помещен в топочной стене; из этого канала газ поступает через ряд отверстий (см. разрезы по *АБ* и *ДЕ*) в камеру смешения.

Предусмотрена возможность пропуска дымовых газов, минуя рекуператор, открытием шамотной горизонтальной задвижки *е*, показанной на разрезе по *АБ*.

При данной конструкции получается рациональная компоновка рекуператора, так как пути движения как дыма, так и воздуха — достаточной длины. Достигается это за счет увеличения высоты рекуператора, а следовательно, и высоты печи.

Воздух в рекуператоре идет в четыре оборота. При проектировании печи следует произвести тщательную гидравлическую проверку по пути движения воздуха, ввиду сравнительно больших сопротивлений при поворотах. В случае надобности, можно, сохраняя ту же высоту рекуператора, уменьшить число

оборотов до двух, соединяя каждые два ряда параллельно. Теплоотдача при этом несколько уменьшится, но и сопротивление по пути воздуха снизится.

Поскольку в данном рекуператоре дымовые газы движутся по трубам, а воздух — между ними, применен рекуператор типа Амслер-Мортон с вертикальными дымовыми трубами (рис. 17 и 18).

При отсутствии достаточной глубины для заложения рекуператора, последний приходится делать из меньшего числа труб по высоте и соответственно увеличивать габариты в горизонтальной плоскости. В этом случае применение промежуточного сводика по типу, показанному на рис. 60, становится нецелесообразным, ибо не обеспечивает равномерности питания рекуперативных каналов. Недостаточно обеспечивает и устройство промежуточного сводика с двухсторонним питанием (сводик не доводится до обеих боковых сторон). Поэтому в данном случае конструктивное решение нужно искать по типу, показанному на рис. 58 и 59.

Конструкция IV. На рис. 61 показаны основные разрезы (проект инж. Энтелиса) рекуперативной печи большого размера, в которой применен несколько иной способ предохранения рекуператоров от попадания в них обжигаемого материала. Печь снабжена четырьмя полугазовыми топками, расположенными по углам, и двумя рекуператорами между ними.

Под подом печи идут, как обычно, три сборных канала, куда собираются отходящие газы; оба боковые канала соединяются со средним при помощи ряда отверстий в промежуточных стенках. Под средним каналом находится еще один канал, в который попадают все отходящие газы. Оба рекуператора расположены перпендикулярно к этому каналу — по обеим сторонам его. Из этого канала дымовые газы поступают в рекуператоры, где проходят между трубами в два горизонтальных оборота, и попадают в дымовой боров, расположенный тоже по оси печи в самом низу.

Пламенные газы из полугазовых топок *a* через вертикальные каналы *b* попадают в просвет между топочной стеной и перевальной стенкой. Регулировка распределения газа по длине печи производится при помощи кирпичей (затвижек) *e*, которые видны на поперечном разрезе печи. В эти же каналы может подаваться генераторный газ; распределение его вдоль печи производится аналогичным образом. Вторичный воздух поступает под рекуператоры, подымается по рекуперативным трубам вверх и поступает в горизонтальные каналы, идущие в наружных стенах. Регулировка распределения воздуха по длине печи производится при помощи шамотных затвижек. Рекуператоры взяты типа Амслер-Мортон с воздушными вертикальными трубами. По общей своей компоновке эта печь в известной мере напоминает печи того же назначения, проектируемые Стальпроектком для металлургии и огнеупорной промышленности [39].

Данная конструкция, которая представляется нам достаточно рациональной, требует, однако, тщательной отрегулировки полугаза (или генераторного газа) и воздуха для достижения равномерного их распределения по длине печи. Так как рекуператоры расположены по середине печи, то воздух стремится занять среднюю ее часть, а полугаз — крайние части, ввиду расположения всех топок по углам.

Габариты печи по высоте весьма значительны, что позволяет использовать ее лишь в случае наличия подвала или размещения рабочей камеры печи на втором этаже.

Конструкция V. На рис. 62 показаны основные разрезы и некоторые детали двойной (спаренной) рекуперативной печи для обжига огнеупорного припаса и глины на шамот, запроектированной нами для работы на твердом топливе (дрова, торф). Основная особенность данной печи заключается в том методе, который выбран для предохранения рекуперативных труб от засорения; метод этот отчасти был продиктован теми небольшими высотами (заглублением), которые при проектировании имелись в нашем распоряжении.

Основная идея заключается в том, что отверстия в поде печи сделаны значительно меньшего размера, чем сечение рекуперативных труб. В этом

случае те куски обжигаемого материала, которые провалятся через шланцы, не могут застрять в трубах: они или останутся лежать на кирпичах, перекрывающих последние, или же провалятся вниз на под дымового борова. В том и другом случае они могут быть легко и без всяких опасений повреждения рекуперативных труб убраны.

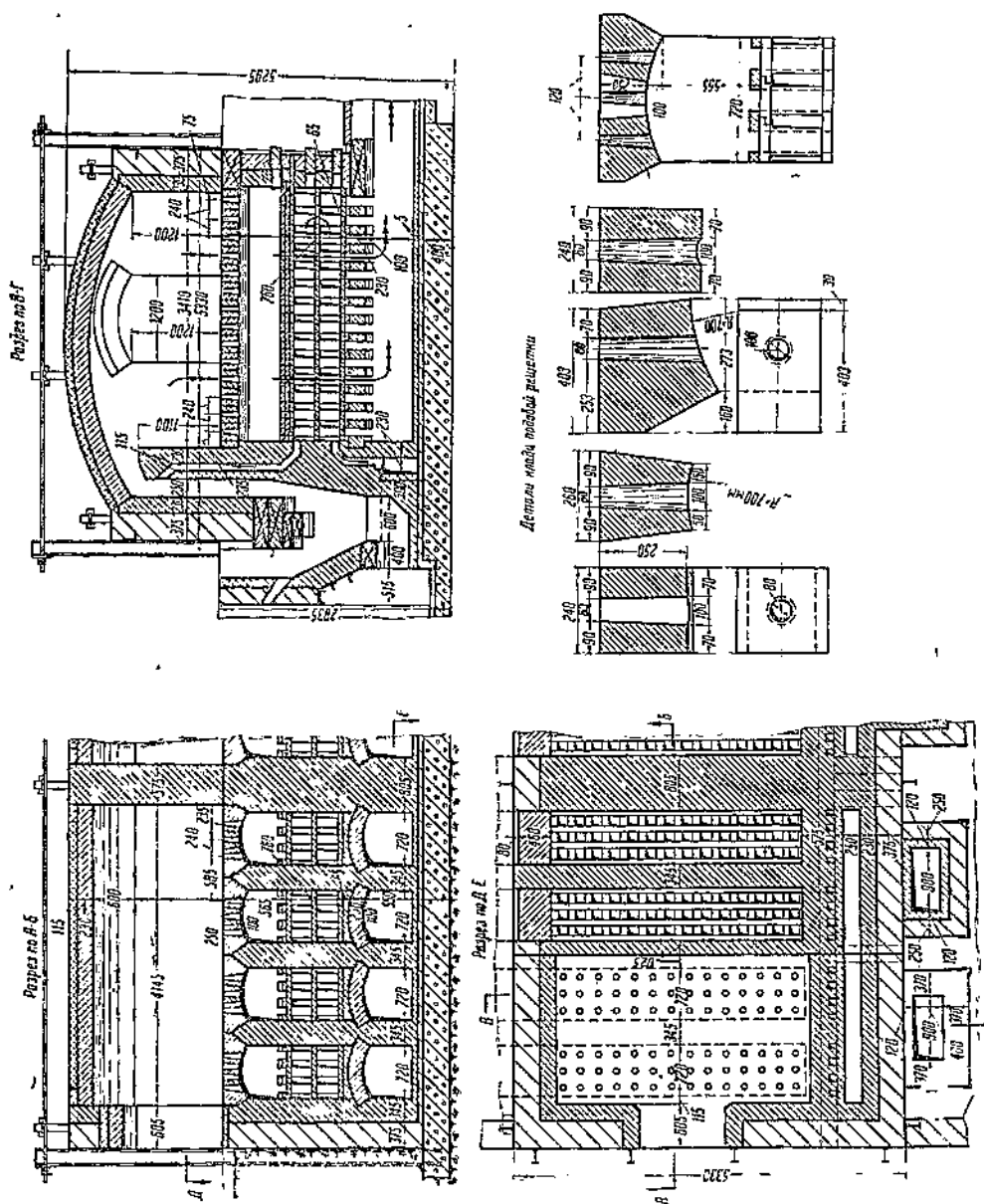


Рис. 62. Рекуперативная печь периодического действия для обжига огнеупорного припаса (конструкция V)

На рис. 62 показаны детали следующей конструкции кладки пода. Подовые сводики сложены из специальных фасонных камней, в которых предусмотрены отверстия, конически расширяющиеся вниз; верхний диаметр отверстий 80 мм, нижний 100 мм. Естественно, что через такие отверстия куски размером более 80 мм не провалятся, и засорение рекуперативных труб будет невозможным, так как живое их сечение в свету 120×120 мм.

Через отверстия в поде могут провалиться только небольшие куски, которые, понятно, при падении не в состоянии повредить рекуперативных труб, тем более, что последние для надежности перекрыты тремя рядами плиток. Уборка провалившихся кусков может производиться как из подпо-

довых, так и подрекуперативного каналов при помощи гребков через имеющиеся в рубашке отверстия. Если позволяют высотные габариты, то желательно эти каналы сделать достаточной высоты, а именно такой, чтобы в них мог пролезть человек (как это имеет место на данном проекте).

Дымовые газы, пройдя подовые отверстия, поступают в каналы над рекуператорами и, опускаясь по рекуперативным трубам вниз, поступают в дымовой боров. Воздух проходит двумя горизонтальными оборотами между рекуперативными трубами. Остальное ясно из чертежей.

При проектировании таких печей следует обратить внимание на тщательную проверку гидравлики по пути движения воздуха, особенно, если печь работает на газе, т. е. если требуется подогрев всего необходимого для горения воздуха. Если с гидравликой по пути воздуха неблагополучно, то воздух можно пустить параллельно по двум рядам труб в один оборот; конструктивно это даже удобнее, так как в этом случае впуск воздуха производится непосредственно в рекуператор над дымовым бором со стороны, противоположной топкам. В этом случае имеет место перекрестное движение дыма и воздуха в рекуператоре, и степень подогрева воздуха несколько ниже.

Высотные габариты этой рекуперативной печи меньше, чем любой другой из показанных в настоящей главе. В случае необходимости они могут быть еще уменьшены за счет некоторого понижения высоты обоих каналов под рекуперативными трубами и над ними.

Следует указать, что вообще возможно отказаться от каналов над рекуперативными трубами и делать под из плит с соответствующими небольшими отверстиями, причем эти плиты класть непосредственно на рекуперативные трубы.¹ Но так как при этом трубы не только должны нести нагрузку обжигаемого материала, но и выдерживать удары и толчки, неизбежные при загрузке и разгрузке печи (довольно сильные при крупных размерах обжигаемого припаса), то следовало бы конструкцию рекуперативных труб несколько усилить.

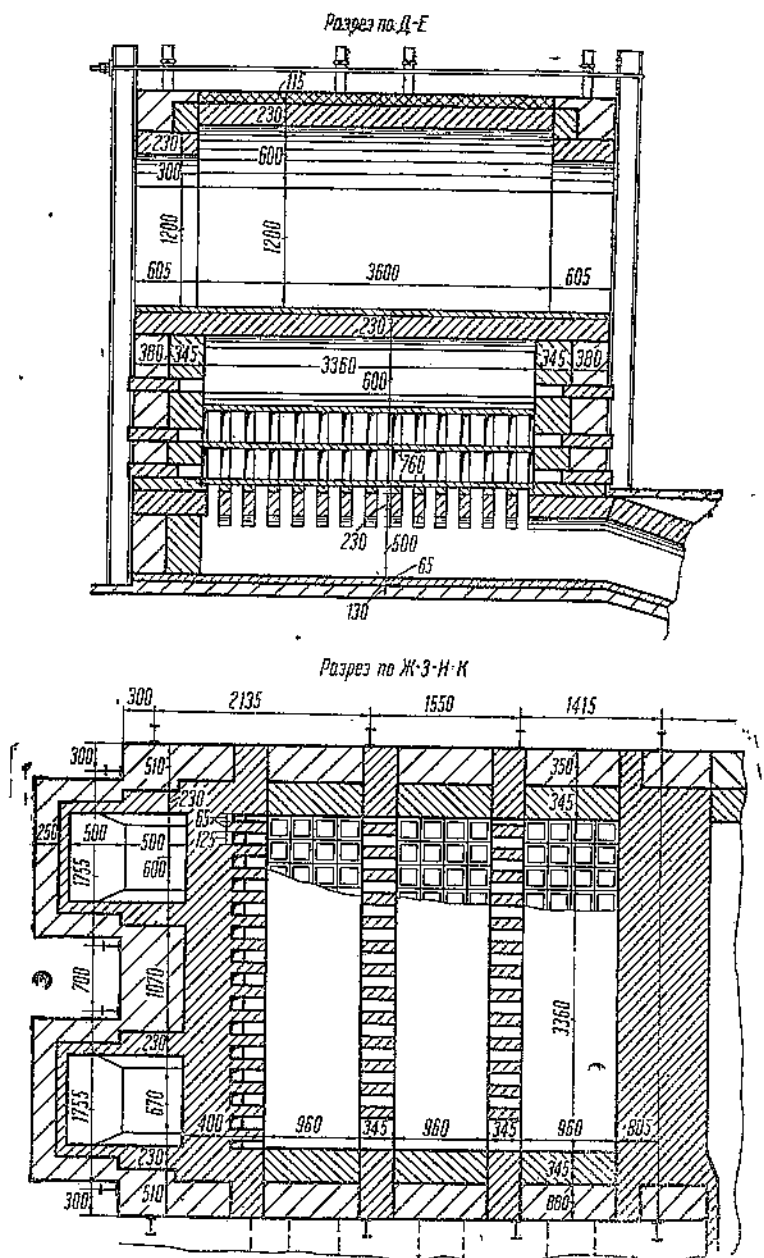
Конструкция VI. На рис. 63 показаны основные разрезы спаренной печи для обжига горшков, запроектированной нами для Березического стекольного завода. Основная идея данной конструкции та же, что и в предыдущем случае (рис. 62). Некоторые внесенные в ней изменения вызывались тем обстоятельством, что по габаритным условиям и по производственным соображениям нельзя было располагать топку в торцевой стене, а только в боковых: поскольку проектируемая печь должна была быть расположена между сушильным помещением для горшков и горшковыми печами, требовалось, чтобы она была снабжена двумя дверьми („садиво“) — одной для загрузки, другой для выгрузки — расположенными друг против друга. Это и вызвало необходимость расположения топок у боковых стен печей. Так как направление сборных дымовых каналов под подом, а также дымовых каналов под рекуператорами должно было идти параллельно боковым стенам (ввиду невозможности по высотным габаритам отводить дымовые газы под топками), то пришлось воздух в рекуператорах пропускать не вдоль их, а поперек. Для этой цели пришлось сделать решетчатой нижнюю часть стен, на которые опираются подовые сводики.

В остальном эта печь не отличается от предыдущей. Следует только указать, что подовые сводики сделаны из обычного клиновидного кирпича, причем при кладке оставлены небольшие отверстия.

При этом типе печей можно применять не только конструкцию подовой решетки, показанную на рис. 62, но и разработать целый ряд других конструкций, могущих с успехом работать. Требуется только достаточная их прочность и наличие отверстий небольшого сечения, причем желательно,

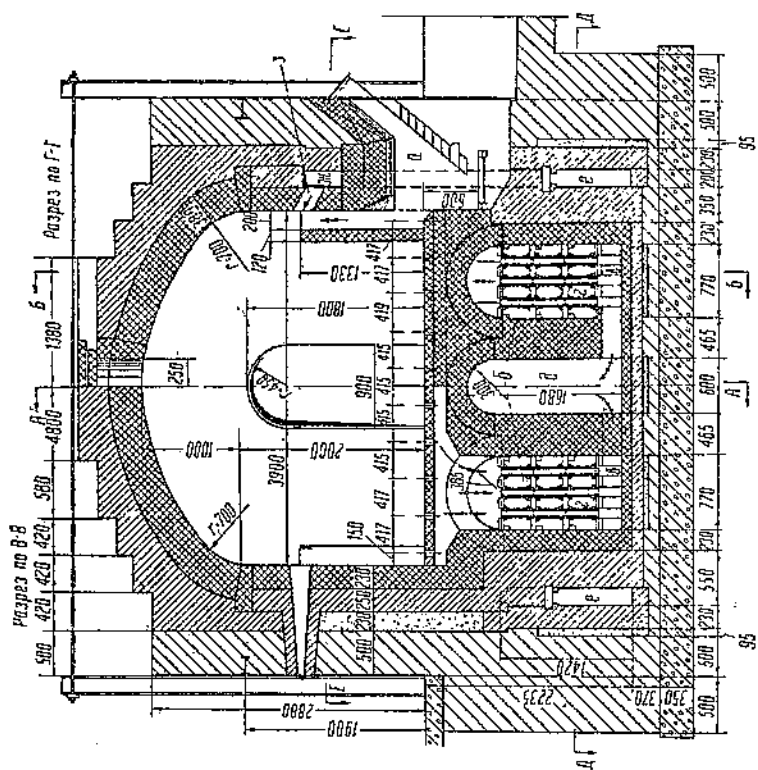
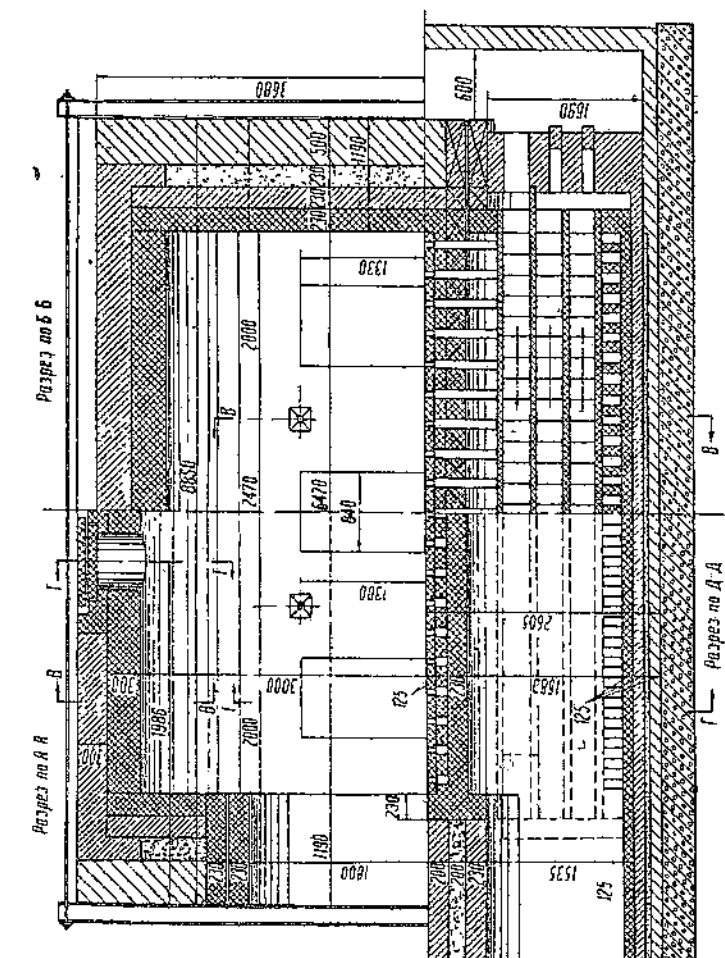
¹ Непосредственная раскладка подовых плит на рекуперативные трубки (или камни) является достаточно целесообразной конструкцией, позволяющей избежать серьезных конструктивных усложнений и значительно лучше использующей габариты печи по высоте. Такое конструктивное оформление обычно применялось в проектах Гипроогнеупора. *Прим. ред.*

ператорами по оси печи. Воздух движется между трубами вдоль рекуператоров двумя независимыми потоками; одним — в верхнем ряду труб, а другом — в двух нижних рядах. Подогретый воздух поступает в сборные каналы *е*, расположенные в нижней части боковых стен, оттуда по вертикальным каналам



для обжига огнеупорного припаса (конструкция VI)

направляется в верхние горизонтальные сборные каналы *ж* и отдельными вылетами *з* подается под углом к потоку полугаза. В процессе эксплуатации этих печей выявился существенный недостаток конструкции, а именно — забивание кусками обжигаемого материала дымовых каналов рекуперативных труб из-за их малого сечения; при очистке труб последние часто повреждались. Поэтому пришлось в дальнейшем переделать печь, как это показано на рис. 65.



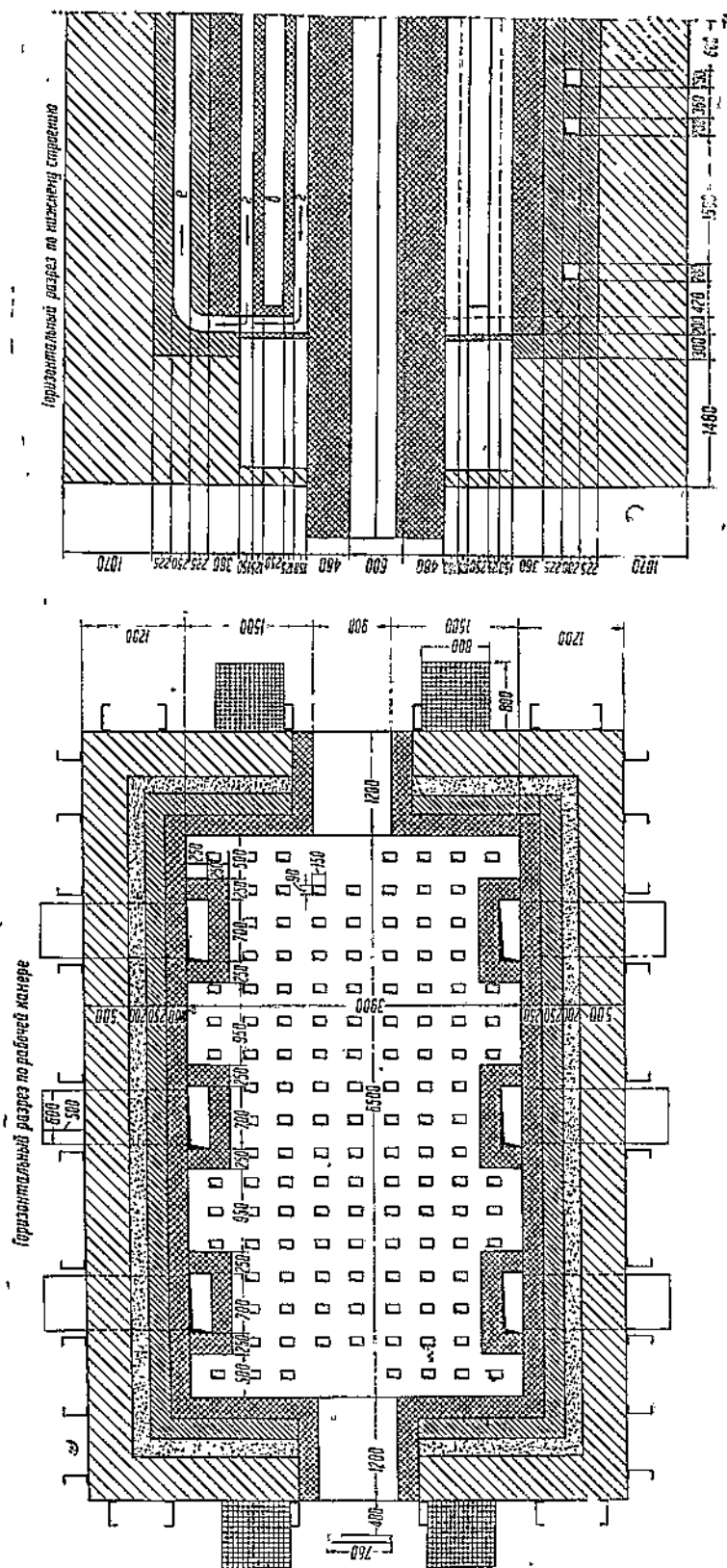


Рис. 65. Рекуперативная печь периодического действия для обжига динаса (конструкция VIII — передельная)
 а — полугазовые топки; б — рекуператоры; в — дымовой канал рекуператора; г — воздушные каналы рекуператора; д — газовый фтор; е — нижние сборные каналы для
 нагретого воздуха; ж — верхние сборные каналы для нагретого воздуха; з — выходы для нагретого воздуха

Переделка свелась в основном к изменению конструкции рекуператора. Каждый рекуператор двумя продольными стенками толщиной в полкирпича был разделен по ширине на 3 части. В средней из них и движутся вертикально сверху вниз дымовые газы; в боковых и горизонтально в три оборота идет нагреваемый воздух.

Эта конструкция в производственных условиях себя оправдала; несмотря на ее несовершенство как с теплотехнической стороны (слабый нагрев воздуха), так и с гидравлической (большое сопротивление по воздушным каналам, соединенным последовательно), в печи легко развить температуру в 1500° и даже несколько выше. Для сравнения интересно отметить, что на этом же заводе имеется ряд печей для обжига шамотового припаса, работающих на том же угле, но без подогрева воздуха, и в этих печах с трудом достигается температура в 1380° .

В процессе работы печи для обжига динаса, показанной на рис 65, выявилась нецелесообразность кладки свода и стен из шамотного припаса, который при высоких температурах обжига (1500° и выше) оказался недолговечным; в дальнейшем шамот был заменен динасом.

Конструкция IX. На рис. 66 дана конструкция горна, применяемого для обжига абразивных изделий [50]. Отопление производится при помощи четырех полугазовых топок без колосниковой решетки, которые сначала работают естественной тягой, а на дутье переводятся одновременно со включением рекуператоров (при температуре печи $650-680^{\circ}$). Полугаз поступает в общий для двух топок сборный канал, расположенный вдоль боковых стен печи.

Из общего сборного газового канала полугаз попадает в рабочее пространство печи с помощью вертикальных каналов, входящих в полость горна на высоту 200—300 мм от уровня пода. Отверстия для полугаза расположены между отверстиями для подвода вторичного воздуха, нагретого в рекуператоре и подаваемого в него вентилятором.

Конструкция рекуператора отличается наличием вертикальных трубчатых элементов для дымовых газов и горизонтальных — для воздуха. Трубы сложены таким образом, что в одном ряду их (вертикальном) идет дым, а в соседнем ряду (горизонтальном) движется зигзагообразно воздух. Подвергаемые обжигу абразивные изделия помещаются в капсулы, причем свободное пространство в последних заполняется кварцевым песком.

Бригада Института огнеупоров, обследовавшая эти печи, пришла к следующим выводам:

1. Распределение температур в рабочем пространстве печи является удовлетворительным.

2. Смешение газа с воздухом, подаваемым параллельными перемежающимися струями несколько выше уровня пода, неудовлетворительно. Необходимо повысить высоту ширмы до 1100 мм, а подвод полугаза осуществить под углом к выходу воздуха.

3. Для уменьшения расхода топлива следует включать рекуператор с самого начала обжига.

4. Количество воздуха, прошедшего через рекуператор, по отношению к общему количеству поступающего в него составляет: для работающей печи 54% , а для пришедшей в полную негодность 30% . Причина нарушения герметичности рекуператоров заключается в неправильной организации очистки дымовых каналов (пробивка железными ломом застрявшего кварцевого песка).

5. Общий коэффициент теплопередачи от 2,5 до $4,85 \text{ Кал/м}^2\text{час } ^{\circ}\text{Ц}$ (следует учесть, что теплопередающая поверхность представляет двойную стенку).

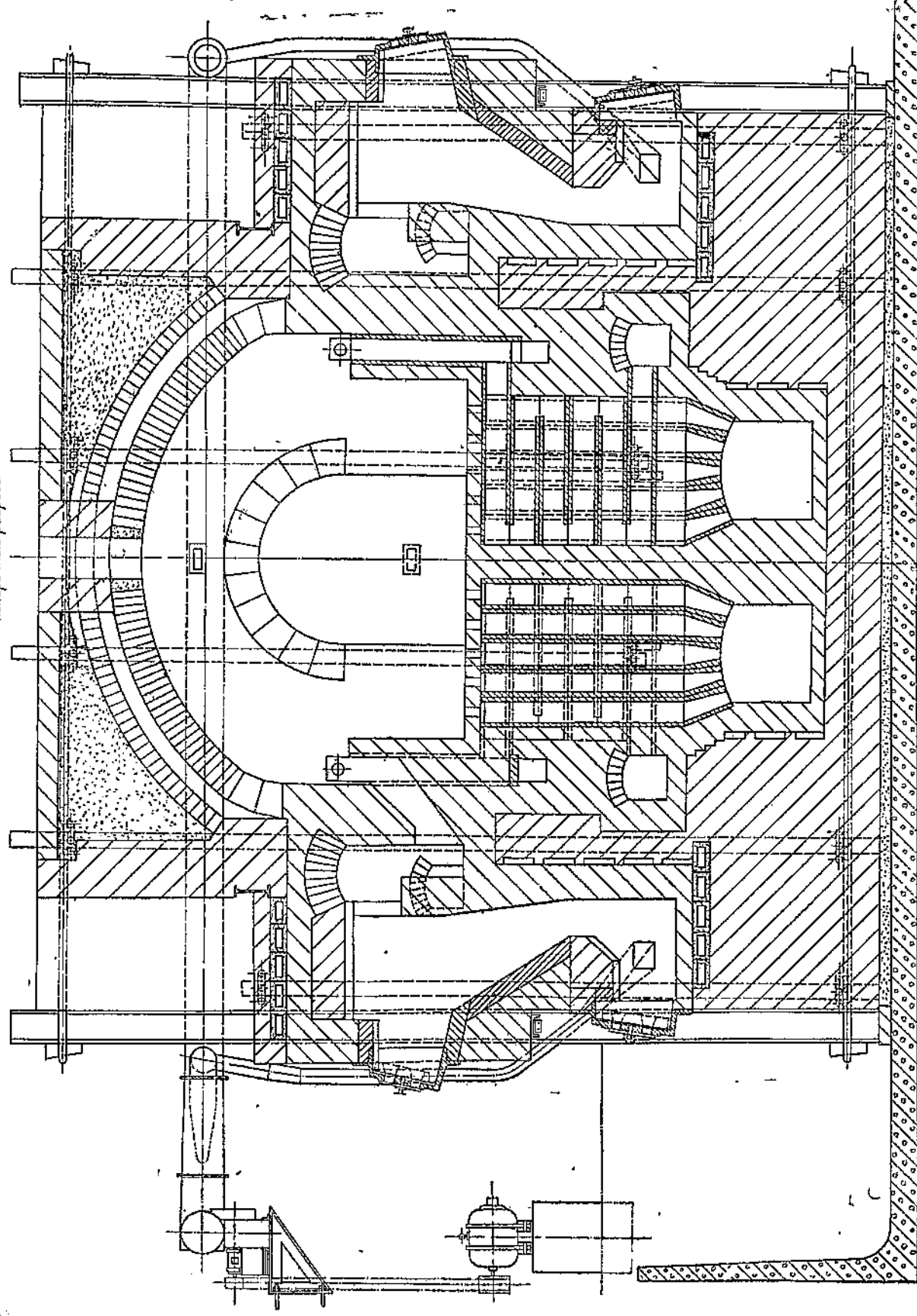
6. Перепад давлений между воздушными и дымовыми каналами невелик и составляет в среднем 2,0—2,5 мм вод. столба.

7. „На основе проведенных исследований можно считать, что применение рекуператоров для периодических печей является целесообразным как с точки зрения больших регулировочных возможностей при ведении процесса обжига (легкость подъема температур), так и с точки зрения экономии топлива. Из произведенного исследования видно, что общая экономия топлива, получаемая в результате применения рекуперации, равна 10% “.

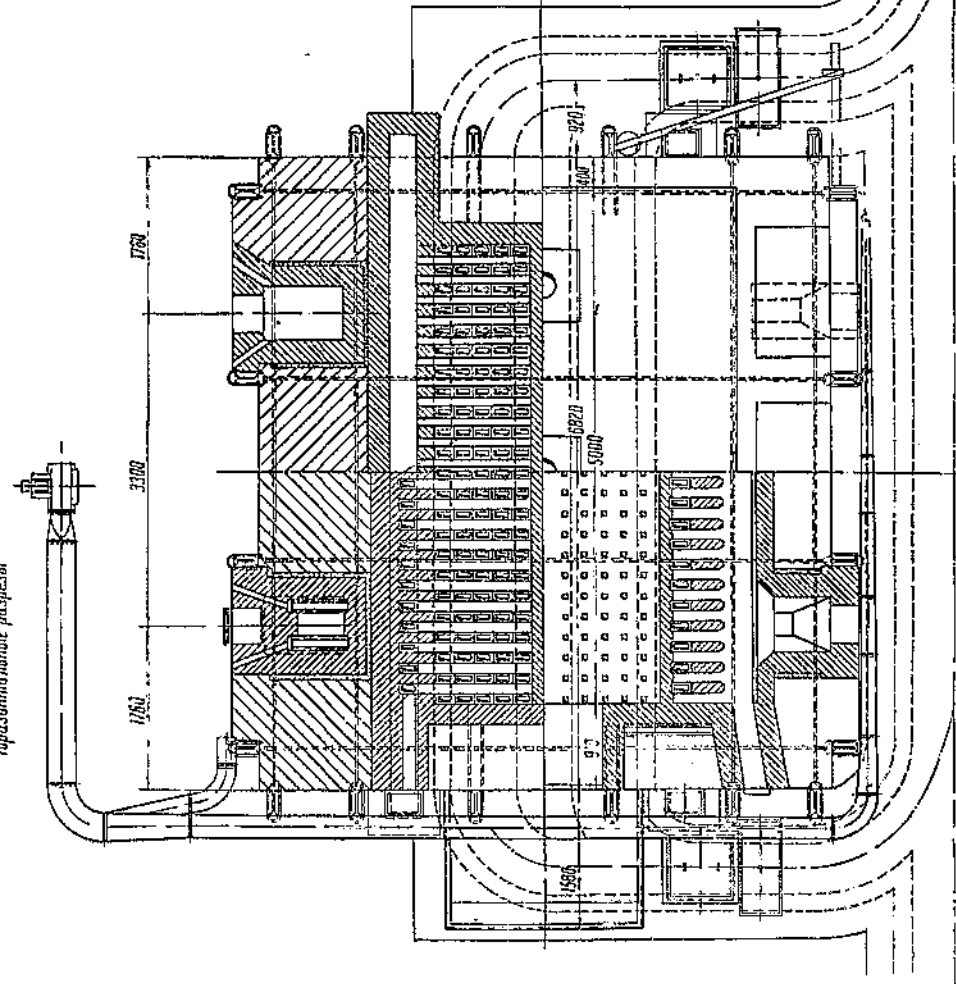
Во всех описанных выше печах рекуператоры расположены под печью и составляют с ней одно целое. Но можно рекуператоры располагать и не в одно целое с печью, а выносить их наружу. Это может быть целесообразно, а иногда даже необходимо, если по местным условиям (например, из-за грунтовых вод) нельзя углубляться в землю на необходимую глубину.

По имеющимся в нашем распоряжении сведениям на одном из наших заводов находится в эксплуатации такая печь для обжига огнеупора. Рекуператоры в этой печи вынесены наружу. Они сделаны из кирпича по типу рекуператоров Шарно (см. глава I).

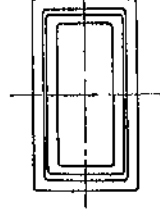
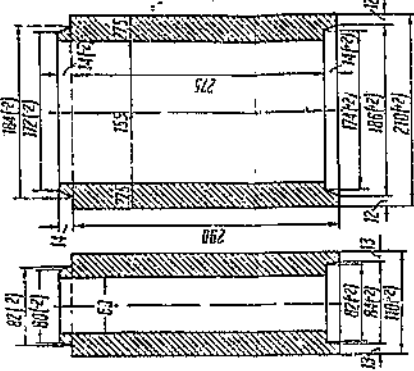
поперечные разрезы



горизонтальные разрезы



разделенная труба реактора



Глава IX

ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА БЛАГОДАРЯ ПОДОГРЕВУ ВОЗДУХА

1. Потери тепла с отходящими газами

Для большинства периодических печей, работающих без использования тепла отходящих газов, существует в отношении использования последнего следующее общее правило: чем выше температура в рабочей камере печи, тем, при прочих равных условиях, ниже ее коэффициент полезного действия.

Понижение к.п.д. в печах с высокими температурами частью обуславливается большими потерями тепла через наружные поверхности, однако, главная причина заключается в большем уносе его с продуктами горения. Основной частью потери тепла, уносимого продуктами горения в дымовую трубу, является физическая теплота уходящих из печи газов. Она определяется следующей формулой:

$$Q_{\text{физ}} = V \cdot c_p \cdot t \text{ Кал/час} \quad (1)$$

где: V — $\text{м}^3/\text{час}$ — объем отходящих газов,
 c_p — $\text{Кал}/\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C}$ — теплоемкость (объемная) отходящих газов,
 t — $^\circ\text{C}$ — температура отходящих газов.

Розин [14] вывел простые соотношения зависимости количеств отходящих газов и необходимого для горения воздуха от низшей теплотворной способности топлива H_n . Они приводятся в таблице 4.

Таблица 4

Соотношения между низшей теплотворной способностью топлива H_n и теоретическим объемом дымовых газов и расходом воздуха (по Розину)

	Теоретический объем дымовых газов V_0	Теоретический расход воздуха L_0
	($\text{м}^3/\text{кг}$)	($\text{м}^3/\text{кг}$)
Твердое топливо	$\frac{0,89}{1000} H_n + 1,65$	$\frac{1,01}{1000} H_n + 0,5$
Жидкое топливо	$\frac{1,11}{1000} H_n$	$\frac{0,85}{1000} H_n + 2,0$
	$\text{м}^3/\text{м}^3$	$\text{м}^3/\text{м}^3$
Газ низкой теплотворной способности	$\frac{0,725}{1000} H_n + 1,0$	$\frac{0,875}{1000} H_n$
Газ высокой теплотворной способности . . .	$\frac{1,14}{1000} H_n + 0,25$	$\frac{1,09}{1000} H_n - 0,25$

Если в формуле (1) под V понимать объем отходящих газов от горения единицы топлива (одного кг или одного $лм^3$), то правая часть формулы даст унос тепла с отходящими газами от горения этой единицы топлива. Если же это выражение разделить на низшую теплотворную способность топлива, то частное даст отношение уноса тепла отходящими газами к теплотворной способности сгоревшего топлива.

Как видно из формулы (1), физическое тепло отходящих газов может быть уменьшено за счет сокращения их объема. Это может быть достигнуто при работе с меньшим избытком воздуха, при устранении засосов через неплотности рабочей камеры и, наконец, при переходе на более богатое топливо, так как таблица 4 и диаграммы Розина показывают, что для богатых газов количество дымовых газов на 1000 Кал топлива меньше, чем для бедных. Но последнее мероприятие редко может быть использовано производителями, так как выбор топлива зачастую диктуется другими соображениями.

Теплоемкость газа c_p зависит, главным образом, от температуры и несколько уменьшается при ее понижении; в этом случае потеря с отходящими газами может быть несколько понижена за счет уменьшения значения коэффициента теплоемкости.

Главным фактором, определяющим потери с отходящими газами, все же является их температура. Так как с ее повышением растет и теплоемкость c_p , то потеря тепла с отходящими газами растет даже несколько быстрее, чем температура. Это хорошо видно на диаграмме [9], приведенной на рис. 67 и показывающей потерю тепла в отходящих газах в процентах к теплотворной способности топлива в зависимости от рода последнего и температуры. Эта диаграмма, рассчитанная для горения с избытком воздуха в 10%, наглядно показывает, как быстро растет потеря тепла с повышением температуры дымовых газов. Потеря тепла делается недопустимо высокой, например, для температур обжига огнеупора при работе на низкокалорийном топливе (генераторном газе).

Для любого топлива легко подсчитать величину потерь тепла с отходящими газами в зависимости от их температуры и величины избытка воздуха. Необходимые подсчеты можно делать аналитически при помощи соответственных формул и таблиц, или же использовать для этого диаграммы, составленные Розиным [14].

Поясним это на частном примере.¹

Пример 1. Печь для обжига огнеупора (стекловаренных горшков) отопляется торфом; рабочая температура печи — 1350°. Состав рабочего топлива

C	40,00%
H ₂	4,41 "
N ₂	1,08 "
O ₂	23,61 "
S	0,12 "
H ₂ O	28,52 "
A	2,40 "
	100,00%

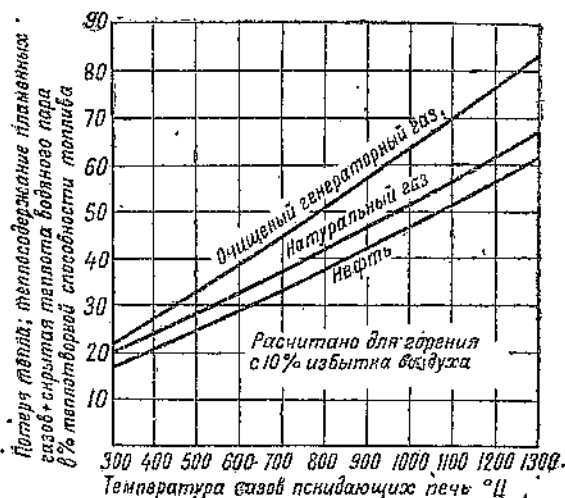


Рис. 67. Потери тепла в отходящих газах (в % к теплотворной способности топлива) в зависимости от температуры и рода топлива

¹ В этом и в следующих примерах все подсчеты сделаны с помощью лотарифической линейки.

Низшую теплотворную способность рабочего топлива подсчитываем по формуле Менделеева $H_u = 3509 \text{ Кал/кг}$.

Исходя из элементарного состава топлива, подсчитаны — теоретический расход воздуха, количество и состав продуктов горения на 1 кг топлива:

Теоретический расход воздуха	3,9 $\text{нл}^3/\text{кг}$
Количество продуктов горения:	4,65 $\text{нл}^3/\text{кг}$
Состав продуктов горения CO_2	15,98%
H_2O	17,90 „
SO_2	0,02 „
N_2	66,10 „
	100,00%

Средняя теплоемкость продуктов горения от 0° до 1350° (по данным Неймана — см. приложение 4).

CO_2	$0,1598 \cdot 0,528 = 0,0844$
H_2O	$0,1790 \cdot 0,415 = 0,0743$
SO_2	$0,0002 \cdot 0,528 = 0,0001$
N_2	$0,6610 \cdot 0,339 = 0,2240$
	0,3828

Тепло, уносимое при 1350° продуктами горения 1 кг торфа:

$$4,65 \cdot 0,3828 \cdot 1350 = 2403 \text{ Кал/кг.}$$

Унос тепла отходящими газами в процентах к теплотворной способности топлива:

$$\frac{2403}{3509} \cdot 100 = 68,5\%.$$

Аналитические подсчеты занимают много времени. Кроме приведенных выше подсчетов, нужно определить еще расход воздуха, количество и состав отходящих газов. К тому же при аналитических подсчетах необходимо знать элементарный состав топлива.

Значительно удобнее и быстрее делать все подсчеты на основании диаграмм Розина [14], для этого нужно знать только низшую теплотворную способность топлива. Эти диаграммы значительно облегчают производство подсчетов. В дальнейшем при решении отдельных примеров представляется целесообразным, наряду с обычным аналитическим методом, использовать и применение указанных диаграмм.

На диаграмме IV Розина дано теплосодержание 1 нл^3 продуктов горения как функция теплотворной способности для твердого топлива (а на диаграммах V и VI — для жидкого и газообразного). Для $H_u = 3509 \text{ Кал/кг}$, оно составляет $i_{\text{нл}} = 740 \text{ Кал/нл}^3$. По диаграмме X — находим, что теплосодержание 1 нл^3 дымовых газов при 1350° :

$$i_{\text{кон}} = 510 \text{ Кал/нл}^3.$$

Следовательно, унос тепла составляет:

$$\frac{510}{740} \cdot 100 = 68,9\%.$$

Как видно, расхождение с аналитическим подсчетом около 0,5%.

2. Экономия топлива при подогреве воздуха

Для производства необходимых дальнейших расчетов целесообразно предварительно ввести новое понятие, а именно, так называемую (по Германсену) идеальную эффективность горения топлива для определенной рабочей температуры; мы ее в дальнейшем будем называть „эффективностью использования топлива“ и обозначать через η .

Под этим подразумевается отношение той части теплотворной способности, которая может быть освобождена выше рабочей температуры печи, к общей теплотворной способности топлива. Легко видеть, что между вели-

чиной потерь тепла (в процентах к теплотворной способности) и эффективностью использования топлива (тоже в процентах) есть вполне определенная зависимость.

В самом деле, легко сообразить, что сумма этих двух величин равна 100%. Введем обозначения:

Q — полный расход тепла (низшая теплотворная способность топлива),

$Q_{\text{пол}}$ — полезное тепло,

$Q_{\text{ср}}$ — тепловые потери в окружающую среду (теплопроводность, конвекция, излучение и аккумуляция),

$Q_{\text{отх}}$ — тепловые потери с отходящими газами.

Можем написать:

$$Q = Q_{\text{пол}} + Q_{\text{ср}} + Q_{\text{отх}} \quad (2)$$

В свою очередь, $Q_{\text{пол}} + Q_{\text{ср}}$ представляет ту часть тепла, которая, выделяясь при горении, остается в печи, т. е. отношение ее ко всему теплу представляет собой „эффективность использования топлива“. Мы это можем написать так:

$$\frac{Q_{\text{пол}} + Q_{\text{ср}}}{Q} = \eta = \text{эффективность использования топлива.} \quad (3)$$

Отношение же тепловых потерь с отходящими газами к полному расходу тепла является потерей с отходящими газами:

$$\frac{Q_{\text{отх}}}{Q} = \text{потери с отходящими газами.} \quad (4)$$

Если мы используем подогрев воздуха или газа, или их обоих вместе взятых и обозначим через $Q_{\text{под}}$ теплосодержание подогретого воздуха или газа, или их обоих, то в рабочей камере печи при сжигании того же количества топлива освободится тепла

$$Q_{\text{пол}} + Q_{\text{ср}} + Q_{\text{под}}.$$

Очевидно, что в этом случае расход топлива составит от первоначального (без подогрева):

$$\frac{Q_{\text{пол}} + Q_{\text{ср}}}{Q_{\text{пол}} + Q_{\text{ср}} + Q_{\text{под}}} = \frac{\text{расход топлива при подогреве}}{\text{расход топлива без подогрева}} \quad (5)$$

и экономия расхода топлива по отношению к первоначальному расходу (т. е. без подогрева), которую обозначим через z , будет:

$$z = \frac{Q_{\text{под}}}{Q_{\text{пол}} + Q_{\text{ср}} + Q_{\text{под}}} \quad (6)$$

или:

$$z = \frac{Q_{\text{под}}}{Q - Q_{\text{отх}} + Q_{\text{под}}} \quad (6')$$

Если обозначить:

$\eta_{\text{хол}}$ — эффективность использования топлива без подогрева,

$\eta_{\text{под}}$ — „ „ „ „ при подогреве,

то легко видеть, что имеют место следующие соотношения:

$$\frac{\eta_{\text{хол}}}{\eta_{\text{под}}} = \frac{\text{расход топлива при подогреве}}{\text{расход топлива без подогрева}} \quad (7)$$

$$\text{и} \quad \frac{\eta_{\text{под}} - \eta_{\text{хол}}}{\eta_{\text{под}}} = \frac{\text{экономия расхода топлива благодаря подогреву}}{\text{расход топлива без подогрева}} \quad (8)$$

Если левую часть выражения (8) помножить на 100, то получим экономию

топлива в процентах:

$$\frac{\eta_{\text{под}} - \eta_{\text{хол}}}{\eta_{\text{под}}} \cdot 100 = z = \text{экономия топлива при подогреве в процентах.} \quad (8')$$

Ниже мы убедимся, что при подсчетах очень удобно пользоваться понятием „эффективность использования топлива“ и выражениями (7) и (8). Эти подсчеты можно делать как аналитически, так и графически. Приведем несколько примеров.

Пример 2. Какова будет экономия топлива, если печь (см. пример 1) переделана на полугазовую, причем вторичный воздух составляет 30% от всего расхода воздуха и подогревается до 600°.

Аналитическое решение. Средняя теплоемкость воздуха, подогретого до 600°, равна 0,324.

При теоретическом расходе воздуха 3,9 нл³/кг торфа, тепло, вносимое воздухом, подогретым до 600°, равно: $3,9 \cdot 0,3 \cdot 0,324 \cdot 600 = 227,5 \text{ Кал}$

Теплотворная способность 1 кг торфа $\frac{3509}{3736,5} \text{ Кал}$

Всего вносится тепла

Тепло, уносимое отходящими газами $\frac{2403}{1333,5} \text{ Кал}$

Используется в рабочей камере

Эффективность использования топлива при подогреве воздуха

$$\eta_{\text{под}} = \frac{1333,5}{3509} \cdot 100 = 38\%.$$

Эффективность использования топлива без подогрева воздуха:

$$\eta_{\text{хол}} = 100 - 68,5 = 31,5\%.$$

По выражению (8') экономия топлива благодаря подогреву части вторичного воздуха составляет:

$$\frac{\eta_{\text{под}} - \eta_{\text{хол}}}{\eta_{\text{под}}} \cdot 100 = \frac{38 - 31,5}{38} \cdot 100 = 17,1\%$$

Не нуждается в пояснениях, что эта экономия относится только к тому периоду обжига, когда температура = 1350°; для других температур — она будет другой.

Для подсчета экономии топлива благодаря подогреву вторичного воздуха можно пользоваться и формулой (6'):

$$z = \frac{Q_{\text{под}}}{Q - Q_{\text{отх}} + Q_{\text{под}}} \cdot 100 = \frac{227,5}{3509 - 2403 + 227,5} \cdot 100 = 17,1\%.$$

Графическое решение. При работе без подогрева воздуха было раньше по диаграммам Розина определено:

Начальное теплосодержание 1 нл³ дымовых газов $i_{\text{нач}} = 740 \text{ Кал/нл}^3$

Конечное „ 1 „ „ (при 1350°) $i_{\text{кон}} = 510 \text{ Кал/нл}^3$

Следовательно, эффективность использования топлива без подогрева:

$$\eta_{\text{хол}} = \frac{740 - 510}{740} \cdot 100 = 31,1\%.$$

Для определения количества тепла, которое вносится подогретым воздухом, Розиным [14] составлена диаграмма VII, которая дает теплосодержание нагретого воздуха (или газа) на 1 нл³ дымовых газов. Диаграмма представляет собою две системы координат с общей осью абсцисс; на оси абсцисс отложены значения соотношения воздуха к дымовым газам $\left(\frac{L}{V}\right)$. Это соотношение есть функция теплотворной способности топлива (ординаты нижней

части диаграммы) и коэффициента избытка воздуха n . Для различных значений n построены семейства кривых для газового, твердого и жидкого топлива; кроме того, построено семейство кривых для определения физического тепла подогрева газа. Нижняя часть диаграммы служит для графического определения соотношения воздуха к дыму ($\frac{L}{V}$) по заданной теплотворной способности топлива и коэффициенту избытка воздуха; при подогреве же газа мы определяем по этой части диаграммы величину $1/V$, т. е. соотношение объемов газа и дыма.

Верхняя система координат служит для определения физического тепла подогретого воздуха (или газа) на 1 м^3 дыма (отложено на ординате) как функции температуры подогрева (семейство прямых) и найденного ранее из нижней части соотношения объема воздуха (или газа) к дыму ($\frac{L}{V}$ и соответственно $1/V$).

Способ нахождения значения физического тепла подогретого воздуха $Q_{\text{под}}$. В нижней части диаграммы VII находим точку для теплотворной способности твердого топлива $H_u = 3509$ и коэффициента избытка воздуха $n = 1$; из этой точки идем вертикально вверх до пересечения с абсциссой (в точке $\frac{L}{V} = 0,86$) и еще дальше до пересечения с изотермой 600° , находящейся в верхней части диаграммы; затем отсчитываем справа на оси ординат $Q_{\text{под}} = 169 \text{ Кал}$. Так как в нашем случае подогревается только 0,3 вторичного воздуха, то его физическое тепло равно:

$$0,3 \cdot 169 = 51 \text{ Кал.}$$

$$\eta_{\text{под}} = \frac{740 - 510 + 51}{740} \cdot 100 = 38,0\%.$$

Согласно выражению (8'), экономия топлива благодаря подогреву 30% вторичного воздуха составляет:

$$\frac{\eta_{\text{под}} - \eta_{\text{хол}}}{\eta_{\text{под}}} \cdot 100 = \frac{38,0 - 31,1}{38,0} \cdot 100 = 18,1\%.$$

Расхождение с аналитическим методом незначительное, но подсчеты занимают значительно меньше времени.

Для подсчета экономии топлива благодаря подогреву вторичного воздуха можно пользоваться и формулой (6'), которая, если внести в нее обозначения, употребляемые нами при пользования графиками, примет следующий вид:

$$z = \frac{Q_{\text{под}}}{i_{\text{нач}} - i_{\text{кон}} + Q_{\text{под}}} \quad (6'')$$

Если же экономия в топливе, против первоначального расхода при работе с холодным воздухом, выражать в процентах, то формулу (6'') нужно помножить на 100, и получим:

$$z = \frac{Q_{\text{под}}}{i_{\text{нач}} - i_{\text{кон}} + Q_{\text{под}}} \cdot 100 \quad (6''').$$

В данном случае:

$$z = \frac{51}{740 - 510 + 51} \cdot 100 = 18,1\%$$

Пример 3. Имеется печь с рабочей температурой 1200° . Требуется для четырех видов топлива рассчитать эффективность его использования при работе с холодным и подогретым до 600° воздухом и определить экономию топлива от применения подогрева. Горение с избытком воздуха $n = 1,2$. Виды топлива следующие:

- а) Генераторный газ из антрацита $H_u = 1127 \text{ Кал/л}^3$
- б) " " " торфа " = 1484 "
- в) Водяной газ из антрацита " = 2427 "
- г) Мазут " = 10388 Кал/кг.

Генераторный газ из антрацита. Делаем подсчеты как аналитические, так и по диаграммам Розина.

Для аналитических подсчетов нужно знать состав газа (рабочего):

CO ₂	5,64%
O ₂	0,48 "
CO	24,20 "
H ₂	13,20 "
CH ₄	0,57 "
N ₂	51,55 "
H ₂ O	4,36 "
	100,00%

Исходя из химического состава газа, определяем обычным путем (выкладки опускаем) необходимое для горения количество воздуха при $n=1,2$; оно равно 1,11 м³ воздуха/м³ газа. При этом получается (выкладки опускаем) 1,923 м³ дымовых газов следующего состава:

CO ₂	15,81%
H ₂ O	9,73 "
N ₂	72,41 "
O ₂	2,05 "
	100,00%

Определяем теплоемкость и теплосодержание дымовых газов при 1200°.

Теплоемкость:

$$\begin{aligned} \text{CO}_2 & \dots\dots\dots 0,1581 \cdot 0,521 = 0,0823 \\ \text{H}_2\text{O} & \dots\dots\dots 0,0973 \cdot 0,407 = 0,0396 \\ \text{N}_2 + \text{O}_2 & \dots\dots\dots 0,7446 \cdot 0,336 = 0,2500 \\ & \dots\dots\dots 0,3719 \end{aligned}$$

Теплосодержание отходящих газов при 1200°:

$$1,923 \cdot 0,3719 \cdot 1200 = 858 \text{ Кал.}$$

Используется в рабочей камере печи:

$$1127 - 858 = 269 \text{ Кал.}$$

Эффективность использования топлива без подогрева:

$$\eta_{\text{хол}} = \frac{269}{1127} \cdot 100 = 23,9\%$$

Теплосодержание подогретого до 600° вторичного воздуха:

$$1,11 \cdot 0,324 \cdot 600 = 216 \text{ Кал.}$$

Используется в рабочей камере печи:

$$1127 + 216 - 858 = 485 \text{ Кал.}$$

$$\eta_{\text{под}} = \frac{485}{1127} \cdot 100 = 43\%$$

Экономия топлива благодаря подогреву вторичного воздуха до 600° составляет согласно формулы (8'):

$$\frac{\eta_{\text{под}} - \eta_{\text{хол}}}{\eta_{\text{под}}} \cdot 100 = \frac{43 - 23,9}{43} \cdot 100 = 44,4\%$$

Уменьшение расхода топлива даже при относительно невысокой степени подогрева воздуха весьма значительное; объясняется это низкой теплотворной способностью топлива и высокой температурой отходящих газов.

Графический метод. Генераторный газ из антрацита. Из диаграммы Розина VI (газообразное топливо) для $H_n = 1127 \text{ Кал/м}^3$

и $n=1,2$ находим начальное теплосодержание $i_{\text{нач}} = \frac{H_n}{V} = 560 \text{ Кал/м}^3$.

Таблица 5

Подсчеты эффективности использования различного топлива и его экономии благодаря подогреву воздуха
(коэффициент избытка $n = 1,2$)

(к примеру 3)

	Низшая теплотворная способность топлива H_u	Начальное теплосодержание продуктов горения $t_{нач}$	Конечное теплосодержание продуктов горения при t_{1200}	Теплосодержание подогретого воздуха $t_{под}$	Эффективность использования топлива		Экономия топлива благодаря подогреву воздуха Σ
					без подогрева воздуха $\eta_{пол}$	с подогревом воздуха $\eta_{под}$	
Размерность	$Kал./м^3$ или $Kал./кг$	$Kал./м^3$	$Kал./м^3$	$Kал./м^3$	$\eta_{пол}$	$\eta_{под}$	$\eta_{пол}$
Топливо	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
Откуда получается	из расчета	диаграммы VI или V	диаграммы X	диаграммы VII	$(2) - (3) \cdot 100$ (2)	$(2) + (4) - (3) \cdot 100$ (2)	$(6) - (5) \cdot 100$ (6)
Генераторный газ из антрацита	1127	560	435	116	22,3	43,0	48,1
Генераторный газ из торфа	1484	635	435	130	31,5	52,0	39,4
Водяной газ из антрацита	2427	760	435	155	42,8	63,2	32,3
Мазут	10388	758	435	183	42,6	66,8	36,2

Из диаграммы X находим конечное теплосодержание при 1200° $i_{1200} = 435 \text{ Кал/мл}^3$. Из диаграммы VII (газ) для $H_n = 1127 \text{ Кал/мл}^3$ и $n = 1,2$ находим физическое тепло воздуха $i_{\text{под}} = 116 \text{ Кал}$.

Откуда:

$$\eta_{\text{хол}} = \frac{560 - 435}{560} \cdot 100 = 22,3\%$$

$$\eta_{\text{под}} = \frac{560 + 116 - 435}{560} = 43\%$$

Экономия топлива:

$$z = \frac{43 - 22,3}{43} \cdot 100 = 48,1\%$$

Экономия топлива может быть подсчитана и по формуле (6'''):

$$z = \frac{Q_{\text{под}}}{i_{\text{нач}} - i_{\text{кон}} + Q_{\text{под}}} \cdot 100 = \frac{116}{560 - 435 + 116} \cdot 100 = 48,1\%$$

Как видим, данное значение близко к полученному по формуле (8') значению.

Пользуясь аналогично диаграммами Розина, делаем подсчеты и для других видов топлива; эти подсчеты сведены в таблице 5 (см. стр. 121).

Интересно сравнить полученные результаты (таблица 5). При горении с холодным воздухом эффективность использования топлива значительно возрастает с повышением теплотворной его способности. Так, очищенный генераторный газ из торфа, теплотворная способность которого, примерно, на 350 Кал/м^3 выше, чем у генераторного газа из антрацита, дает повышение эффективности использования при работе на холодном воздухе, примерно, на 40%. Эффективность использования водяного газа и мазута еще выше, что объясняется их высокой теплотворной способностью. Эффективность использования водяного газа даже несколько выше, чем мазута. Объясняется это большим (около 40%) содержанием в нем окиси углерода, которая по сравнению с другими видами топлива, как видно из таблицы 6, заимствованной из труда Германсена [11], характеризуется наибольшими значениями эффективности использования топлива.

Таблица 6

Теоретическая температура горения и идеальная эффективность использования топлива для данной рабочей температуры [11]

Топливо	Теоретическая температура горения	Идеальная эффективность η в процентах при следующих рабочих температурах:										
		800°	900°	1000°	1100°	1200°	1300°	1400°	1500°	1600°	1700°	1800°
C	2320°	69,4	65,1	60,8	56,4	52,1	47,7	43,2	38,6	33,9	29,2	24,5
CO	2465°	71,7	67,9	63,9	60,0	55,7	51,6	47,4	43,1	38,9	34,5	30,2
H ₂	2220°	70,1	66,0	61,9	58,2	53,1	48,8	44,0	39,1	34,1	28,6	23,8
CH ₄	2070°	65,9	61,3	56,6	51,7	46,8	41,7	36,6	31,3	26,0	20,6	15,0
C ₂ H ₄	2330°	69,7	65,7	61,5	57,1	52,7	48,3	43,8	39,2	34,5	29,8	24,8

Второй вывод, который можно сделать из сравнения полученных результатов и который полностью совпадает с уже ранее сделанными замечаниями, заключается в том, что чем меньше эффективность использования топлива при горении с холодным воздухом, т. е. чем ниже теплотворная способность, тем больший эффект (экономия) получается от подогрева воздуха.

В приведенном выше примере мы задавались нагревом воздуха до 600° и для этой температуры подсчитывали экономию топлива. Понятно, что величина этой экономии зависит не только от свойств топлива и температуры

отходящих газов, но и от того, в какой степени используется тепло отходящих газов для подогрева воздуха (а также и газа), т. е. от „степени регенерации“: это — соотношение теплосодержания подогретого воздуха (а также и газа) к теплосодержанию отходящих из рабочей камеры (т. е. поступающих в рекуператор) дымовых газов. При применении принятых в диаграмме обозначений степень регенерации равняется:

$$\rho = \frac{Q_{\text{под}}}{i_{\text{кон}}} \quad (9)$$

Легко видеть, что экономия топлива благодаря подогреву воздуха зависит от двух факторов:

а) От эффективности использования топлива в печи, работающей с холодным воздухом — $\eta_{\text{хол}}$ (или же, как это делает Хейлигенштедт, — от величины $\frac{i_{\text{кон}}}{i_{\text{нач}}}$, равной $1 - \eta_{\text{хол}}$), которая зависит от свойств топлива и температуры печи;

б) От степени регенерации ρ . Экономию топлива, как функцию эффективности использования и степени регенерации, легко вывести из выражения (6^а), если числитель и знаменатель правой части разделить на $i_{\text{кон}}$. Сделав еще некоторые преобразования, получим:

$$\begin{aligned} z &= \frac{Q_{\text{под}}}{i_{\text{нач}} - i_{\text{кон}} + Q_{\text{под}}} = \frac{Q_{\text{под}}}{\frac{i_{\text{нач}}}{i_{\text{кон}}} - 1 + \frac{Q_{\text{под}}}{i_{\text{кон}}}} = \\ &= \frac{\rho}{\frac{i_{\text{нач}}}{i_{\text{кон}}} - 1 + \rho}; \\ z &= \rho \cdot \frac{\frac{i_{\text{кон}}}{i_{\text{нач}}}}{1 - \frac{i_{\text{кон}}}{i_{\text{нач}}} (1 - \rho)} \end{aligned} \quad (10)$$

или, вставив значения $\eta_{\text{хол}} = 1 - \frac{i_{\text{кон}}}{i_{\text{нач}}}$,

$$z = \rho \cdot \frac{(1 - \eta_{\text{хол}})}{1 - (1 - \eta_{\text{хол}}) (1 - \rho)} \quad (11)$$

Если экономию выражать в процентах, то правую часть формул (10) и (11) следует умножить на 100.

Эту последнюю зависимость (11) можно выразить и графически (рис. 68).¹

Для предварительных соображений удобно пользоваться приведенными на рис. 69 и 70 диаграммами экономии нефти (или угля) и генераторного газа при предварительном подогреве воздуха. Следует отметить, что при пользовании этими диаграммами, составленными Тринксом [9], могут быть некоторые, сравнительно незначительные, расхождения с результатами подсчетов по формулам или диаграммам Розина, равно как последние могут несколько расходиться с нашими аналитическими подсчетами. Объясняется это не только тем, что Тринкс при составлении своих диаграмм брал какой-то средний состав угля и генераторного газа, а Розин — средние величины, но также и тем, что до сих пор нет общепризнанных таблиц значений теплоемкостей газов и теплотворной способности даже простых химических

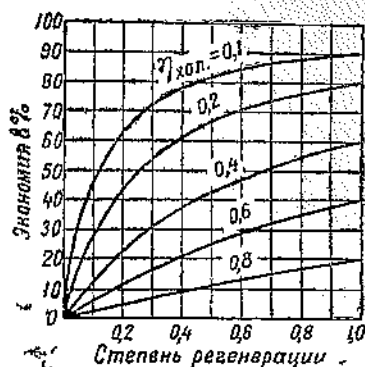


Рис. 68. Экономия тепла при регенерации

¹ Вопрос о влиянии регенерации тепла на расход топлива подробно разбирается у Хейлигенштедта [13, стр. 13—21]; там только применены другие обозначения.

топлив; поэтому результаты тепловых подсчетов, произведенных даже с одним и тем же топливом, могут несколько разниться друг от друга, например, в отношении теплосодержания горючего газа, воздуха, отходящих газов, теоретической температуры и т. п.

При использовании подогрева воздуха в периодически работающих печах следует считаться с тем, что температура печи (а, следовательно, и отходящих газов), расход топлива, а также температура подогрева воздуха постоянно

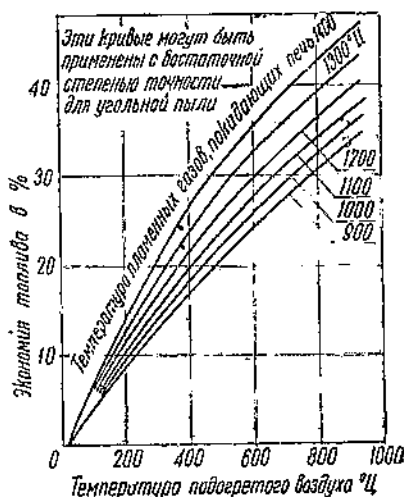


Рис. 69. Экономия нефти или угля благодаря предварительному подогреву воздуха

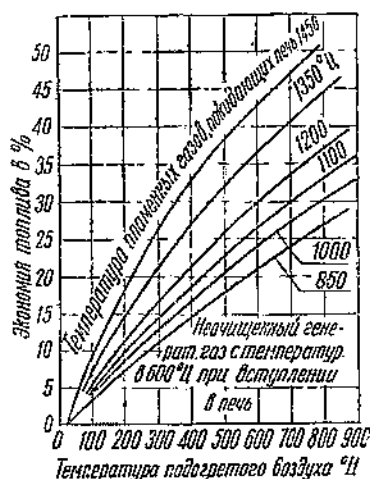


Рис. 70. Экономия генераторного газа благодаря предварительному подогреву воздуха

меняются; меняется поэтому и величина экономии топлива, которую нужно подсчитывать отдельно для каждого отрезка времени и затем суммировать, учитывая величину расхода топлива за данный период. Кроме того нужно учитывать и то, что в таких печах часто начинают пользоваться подогретым воздухом только тогда, когда температура их становится достаточно высокой.

Таблица 7

Уменьшение расхода топлива благодаря подогреву воздуха в периодических печах для обжига огнеупора [40]

Род обжигаемого материала	Удельный расход условного топлива кг/т		Температура подогрева воздуха в °C	Уменьшение расхода топлива в %
	без подогрева воздуха	при подогреве воздуха		
Кислотоупорные сосуды	1290	1100	300	14,7
		1053	400	18,4
		1010	500	21,7
Канализационные трубы	560	500	300	10,7
		485	400	13,4
		491	500	15,9
Кольца Рашига	247	220	300	10,9
		214	400	13,3
		208	500	16,0
Шамотный кирпич	200	175	300	12,4
		169	400	15,7
		162	500	18,8

Для предварительных соображений о величине экономии топлива в рекуперативных печах периодического действия, применяемых для обжига огнеупора, может быть полезной таблица 7; она [40] подсчитана для разных температур подогрева в предположении, что последний начинается примерно тогда, когда температура отходящих газов достигает $400-500^{\circ}$, и что подогреву подвергается весь воздух, идущий для горения (топливо — дрова).

Как видно из таблицы 7, экономия в расходе топлива достигает весьма заметных величин.

При этом еще не учтено улучшение условий сгорания топлива в результате применения горячего воздуха, что должно еще несколько повысить экономию от использования тепла отходящих газов.

Глава X

ВЛИЯНИЕ ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА НА ТЕМПЕРАТУРУ ГОРЕНИЯ

В ряде печей, применяемых в стекольной промышленности, подогрев воздуха вызывается не столько стремлением к экономии топлива, сколько, в основном, необходимостью получения высоких температур, недостижимых при работе с холодным воздухом.

В печах для обжига огнеупора, для отделки изделий и т. п. получать необходимые высокие температуры при работе с холодным воздухом на генераторном и полугенераторном газе является задачей весьма трудной, а иногда и невозможной. Еще в большей мере это относится к стекловаренным печам как горшковым, так и ваннным, в которых приходится работать при более высоких температурах — порядка 1500° . Эта температура совершенно недостижима при сжигании обычно применяемого топлива, т. е. генераторного газа с холодным воздухом. Но даже при самом богатом топливе, как нефть, мазут, коксовальный и натуральный газы, достижение необходимых температур является трудной задачей и поэтому использование тепла отходящих газов для подогрева воздуха совершенно необходимо в стекловаренных печах.

1. Теоретическая температура горения и влияние на нее подогрева воздуха

Для того, чтобы составить представление о различных видах топлива под углом зрения возможности получения при их сжигании высоких температур, введен термин „теоретическая температура горения“ $t_{\text{теор}}$, т. е. температура, до которой при полном сгорании с теоретическим количеством воздуха могут быть нагреты продукты горения, при условии, что им передается все тепло, выделяемое топливом в процессе горения, т. е. иными словами, если нет потерь тепла наружу.

В таблице 8 приведены значения теоретической температуры горения для различных топлив [13], [24].

Теоретическая температура горения в действительности не может быть достигнута в печи, но она является очень удобной в смысле производства различных тепловых расчетов. Мешает получению этой температуры следующее:

1. Диссоциация, препятствующая образованию при высоких температурах одних только продуктов полного сгорания.

2. Горение топлива происходит не мгновенно, а во времени, причем часть выделяющегося при этом тепла тотчас же передается излучением и конвекцией более холодным стенам печи и нагреваемому материалу.

¹ Некоторые авторы (в частности Хейлигенштедт) вводят два термина: а) „калориметрическую“ температуру, т. е. теоретическую температуру без учета диссоциации и б) „теоретическую“ температуру. Последняя — ниже „калориметрической“, так как при ее подсчете учитывается неполное сгорание топлива в результате диссоциации продуктов горения. Так как влияние диссоциации начинает сказываться при 1700° и выше, а в рассматриваемых стекловаренных печах температура не превосходит 1500° , то мы не учитываем явлений диссоциации. Для тепловых подсчетов эффективности использования топлива и т. п. важна теоретическая („калориметрическая“ — по Хейлигенштедту) температура без учета диссоциации. Как у нас принято, мы ее всюду в дальнейшем и будем называть теоретической температурой.

Таблица 8

Теоретическая температура горения различных видов топлива
(по данным Хейлигенштедта и Лемлеха)

Топливо	Низшая тепло- творная способ- ность H_n	$t_{\max}$	Топливо	Низшая тепло- творная способ- ность H_n	$t_{\max}$
Углерод	8080	2280	Генераторный газ горячий	1100	1905
Окись углерода	3050	2440		1300	1950
Водород	2560	2220		1500	1985
Метан	8580	2065	Коксовальный газ	3800	2080
Тяжелые углеводороды	17000	2265		4000	2090
Сырой бурый уголь	3000	1765		4200	2100
Брикеты бурого угля	4500	2027	Колошниковый газ	900	1480
Каменный уголь	6500	2170		1000	1570
Полугазовый каменный уголь (50% присадки пара)	6500	1990		1100	1650
Генераторный газ холодный	1100	1560	Водяной газ	2685	2235
	1300	1705	Каменноугольная смола	9100	2250
	1500	1825	Нефть	10250	2200
			Дрова (влажность 30%)	2780	1980
			Гидроторф (40%)	2820	1950

Как указано выше, теоретическая температура горения вычисляется при полном сгорании топлива с теоретическим количеством воздуха; это — максимальная теоретически возможная температура. Но поскольку в действительности топливо сжигается с некоторым избытком воздуха, для сравнения целесообразно подсчитывать теоретическую температуру горения топлива не с теоретическим количеством воздуха, а с заданным избытком. Понятно, что последняя температура ниже первой — $t_{\max}$. Кроме того, поскольку горение топлива часто осуществляется не с холодным воздухом, а с подогретым (а в регенеративных печах иногда подогревается сам газ), приходится подсчитывать теоретическую температуру горения и для этого случая.

Теоретическую температуру, подсчитанную при избытке воздуха (или при его подогреве), будем обозначать в дальнейшем $t_{\text{теор}}$, в отличие от той теоретической температуры $t_{\max}$, которая подсчитывается при горении с теоретическим количеством не подогретого воздуха.

Теоретическая температура горения $t_{\text{теор}}$ определяется следующей формулой:

$$t_{\text{теор}} = \frac{H_n + nL_o c_d t_a}{V c_d} \quad (12)$$

где: H_n Кал/кг или Кал/нм³ — низшая теплотворная способность топлива,

n — коэффициент избытка воздуха,

L_o нм³/кг или нм³/нм³ — теоретическое количество воздуха,

t_a °Ц — температура подогретого воздуха,

c_d Кал/нм³ °Ц — средняя теплоемкость воздуха от 0° до температуры подогрева t_a ,

V нм³/кг или нм³/нм³ — количество продуктов горения,

c_d Кал/нм³ °Ц — средняя теплоемкость продуктов горения от 0° до $t_{\text{теор}}$.

Если горение осуществляется с холодным воздухом, то $t_a = 0$ и выражение (12) принимает вид:

$$t_{\text{теор}} = \frac{H_n}{V \cdot c_d} \quad (13)$$

Если к тому же горение происходит с теоретическим количеством холодного воздуха, то выражение (13) принимает вид:

$$t_{\max} = \frac{H_n}{V_o c_d} \quad (14)$$

Здесь V_0 $\text{нм}^3/\text{кг}$ или $\text{нм}^3/\text{нм}^3$ — теоретическое количество продуктов горения.

Так как средняя теплоемкость продуктов горения c_p есть, в свою очередь, функция искомой теоретической температуры, то последнюю удобнее определять не по выражению (12), (13), (14), а путем последовательного подбора, задаваясь ее значением. Покажем это на примере.

Пример 4. Определить теоретическую температуру горения мазута с избытком воздуха $n=1,2$ при холодном воздухе и при его подогреве до 1100° .

Состав мазута:

C	86 %
H ₂	12 "
O ₂ + N ₂	1,6 "
S	0,4 "
	100,0%

Теплотворная способность $H_u = 10388$ Кал/кг . Расход воздуха (при $n=1,2$) $= 13,1$ $\text{нм}^3/\text{кг}$.

Количество продуктов горения $V = 13,77$ $\text{нм}^3/\text{кг}$.

Состав продуктов горения:

CO ₂	11,62%
H ₂ O	9,74 "
O ₂	3,27 "
N ₂	75,37 "
	100,00%

Подсчитываем теоретическую температуру горения с холодным воздухом при $n=1,2$.

Теплоемкость продуктов горения:

	При 1900°	При 2000°
CO ₂	$0,1162 \cdot 0,554 = 0,064$	$0,1162 \cdot 0,566 = 0,065$
H ₂ O	$0,0974 \cdot 0,455 = 0,044$	$0,0974 \cdot 0,465 = 0,045$
N ₂ + O ₂	$0,7864 \cdot 0,350 = 0,276$	$0,7864 \cdot 0,352 = 0,277$
	0,384	0,387

Теплосодержание продуктов горения:

При 1900°	$13,77 \cdot 0,384 \cdot 1900 = 10\,030$ Кал.
" 2000°	$13,77 \cdot 0,387 \cdot 2000 = 10\,650$ Кал.

Теплотворная способность мазута, т. е. количество тепла, выделяемое при его горении, лежит между двумя последними цифрами. Следовательно, теоретическая температура лежит между 1900° и 1200° .

1. Находим ее интерполяцией:

$$\begin{aligned} 10\,650 - 10\,030 &= 620 \text{ Кал.} \\ 10\,388 - 10\,030 &= 358 \text{ Кал.} \end{aligned}$$

$$\frac{x}{100} = \frac{358}{620}; \quad x = \frac{358 \cdot 100}{620} = 58^\circ.$$

Следовательно $t_{\text{теор}} = 1958^\circ$.

Подсчитываем дальше теоретическую температуру горения мазута при подогреве всего до 1100° ($n=1,2$).

Вносится тепла:

Теплотворная способность мазута	10 388 Кал.
Физическая теплота подогретого до 1100° воздуха $13,10 \cdot 0,334 \cdot 1100$	4 813 "
	15 201 Кал.

Теплоемкость продуктов горения:

При 2700°	При 2800°
CO ₂ 0,1162·0,594 = 0,067;	0,1162·0,577 = 0,067
H ₂ O 0,0974·0,538 = 0,052;	0,0974·0,549 = 0,053
N ₂ + O ₂ 0,7864·0,366 = 0,288;	0,7864·0,368 = 0,289
	0,407
	0,409

Теплосодержание продуктов горения:

$$\begin{aligned} \Pi_{\text{пр}} 2700^\circ & \dots \dots \dots 13,77 \cdot 0,407 \cdot 2700 = 15\,130 \text{ Кал.} \\ \text{" } 2800^\circ & \dots \dots \dots 13,77 \cdot 0,409 \cdot 2800 = 15\,750 \text{ " } \\ 15\,750 - 15\,130 & = 620 \text{ Кал.} \\ 15\,201 - 15\,130 & = 71 \text{ Кал.} \end{aligned}$$

$$\frac{x}{100} = \frac{71}{620}; \quad x = \frac{71 \cdot 100}{620} = 11\%$$

Искомая температура 2711° .

Влияние подогрева воздуха на увеличение теоретической температуры горения очень сильно. Это — теоретическая температура без учета диссоциации. Поскольку действительная температура значительно ниже и лежит в той области, где роль диссоциации практически ничтожна, то при данных подсчетах нам не следует учитывать диссоциацию.

Этот пример можно было бы решить и с помощью графиков. К сожалению, I -диаграмма Розина составлена с учетом диссоциации и поэтому, пользуясь ею, мы получим меньшие значения теоретической температуры горения. На этом частном случае проверим величину ошибки.

Графический метод. Тот же пример решаем при помощи диаграммы Розина. Для этого нам нужно знать только теплотворную способность топлива (мазута).

По диаграмме V по заданным $H_n = 10388 \text{ Ккал/кг}$ и $n = 1,2$ находим начальное теплосодержание 1 м^3 -продуктов горения (см. также пример 3):

$$i_{\text{max}} = \dots = 758 \text{ Кал/мм}^3.$$

По диаграмме X (R -диаграмма) находим по заданным $i_{\text{нач}} = 758$ и $n = 1,2$, что температура продуктов горения $= 1890^\circ$, т. е. на $\frac{1958 - 1890}{1958} \cdot 100 = 3,5\%$ меньше, против аналитически подсчитанной (без учета диссоциации).

При подогреве воздуха до 1100° нужно к начальному теплосодержанию продуктов горения прибавить теплосодержание подогрева, которое находим по диаграмме VII.

Для жидкого топлива с $H_u = 10388$ и $n = 1,2$ находим $Q_{\text{пол}} = 346 \text{ Кал.}$

Следовательно, общее теплосодержание 1 мл³ продуктов горения равно:

$$i_{\text{нзч}} + Q_{\text{нзч}} = 758 + 346 = 1104 \text{ Кал/м}^3.$$

По диаграмме X находим, что оно соответствует $t = 2380^\circ$. Разница $\frac{2711 - 2380}{2711} \cdot 100 = 12,2\%$ (весьма значительная). Как и следовало ожидать, при больших $t_{\text{теор}}$ расхождение большое, поэтому для этих подсчетов можно пользоваться It -диаграммой Розина только до тех температур, где роль диссоциации мала, т. е. примерно до 1700° .

2. Действительная температура горения и влияние на нее подогрева воздуха

Действительная температура горения лежит значительно ниже теоретической. Интересны замеры, произведенные немецкими исследователями (Шаком и др.) на одной мартеновской печи, отапливаемой холодным коксовальным газом и подогретым до 1100° воздухом. Теоретическая температура горения должна быть 2700° , а с учетом диссоциации — 2350° . Фактическая же температура, на основании замеров, лежала в пределах $1800-1900^{\circ}$.

Такое же, примерно, соотношение имеет место и в валяных стекловарен-

ных печах. Теоретическая температура при работе на подогретых генераторном газе и воздухе бывает обычно порядка 2300—2500°; максимальная же температура пламени—1700—1750° [6, стр. 136].

Большая разность теоретической и действительной температур вызывается, как уже указывалось выше, тем обстоятельством, что горение происходит во времени и обычно протекает настолько медленно, что уже во время этого процесса тепло отдается от пламенных газов стенам печи и нагреваемому материалу. Вполне естественно, что, при прочих равных условиях, достигается тем более высокая действительная температура, чем процесс горения идет быстрее. Но скорость горения зависит от целого ряда факторов: а) скорость горения различна для разных видов топлива; б) она обуславливается температурой взаимно реагирующих газов; с повышением температуры, например, при предварительном разогреве, она возрастает; в) она зависит от конструкции горелки.

Значение перечисленных факторов указывает на трудности исследования режима температур, причем эти трудности увеличиваются из-за того, что только в самое последнее время стали исследовать отдельные факторы. Особый интерес в этом отношении представляет наивысшая действительная температура пламени, а затем положение максимума и распределение температур. Методика этого вопроса¹ весьма сложная и не может пока претендовать на необходимую точность. Поэтому практически приходится в настоящее время пользоваться эмпирическими коэффициентами отношения наивысшей действительной температуры в печи к теоретической; это отношение называют *пирометрическим коэффициентом полезного действия*— ρ .

Заслуживают особого внимания следующие значения этого коэффициента, которые даны Банзеном [41] и приводятся в таблице 9.

Таблица 9

Значения пирометрического коэффициента полезного действия различных металлургических печей (по Банзеноу)

Наименование печи	Пирометрический коэффициент
Туннельные печи закрытого типа с медленным встречным движением материала	0,77—0,82
Воздухонагреватель (Каупер)	0,75—0,80
Печь для нагрева прутков	0,75—0,80
Прходная методическая нагревательная печь	0,72—0,76
Методическая печь	0,70—0,75
Печь с периодической загрузкой	0,65—0,70

Эти значения соответствуют обычным конструкциям и режиму работы; при отклонении от нормы можно получить и другие значения пирометрического к.п.д.

Как влияет подогрев воздуха на действительную температуру горения? И теоретические соображения, и практические данные подтверждают, что подогрев воздуха является весьма эффективной мерой для увеличения действительной температуры горения. Дело не только в том, что при этом возрастает теоретическая температура горения, но также в том, что возрастает скорость самой реакции.

При подогреве газа—на скорость горения влияют в противоположном направлении два фактора: 1) увеличение подвижности (скорости) молекулы и 2) уменьшение объемной концентрации. Влияние первого (положительного) фактора является, однако, преобладающим.

Кроме того следует иметь в виду, что при подогреве воздуха можно работать с меньшим избытком воздуха, т. е. вводить в печь меньше балласта, и тем самым повышать температуру.

¹ Этот весьма интересный вопрос довольно подробно освещен Хейлигенштедтом [13, стр. 58—80] и [51].

Глава XI

СТЕПЕНЬ ПОДОГРЕВА ВОЗДУХА В РЕКУПЕРАТОРАХ

Использование тепла отходящих газов может вызываться в основном двумя причинами: а) невозможностью достижения необходимой температуры печи при работе на холодном воздухе; б) стремлением к экономии топлива при подогреве воздуха.

Первое условие определяет ту минимально необходимую степень подогрева воздуха, а, следовательно, и размеров рекуператора, которые необходимы для нормальной работы печи. При учете второго требования необходимо принимать во внимание целый ряд факторов экономического порядка.

Так, при более полном использовании тепла отходящих газов расход топлива уменьшается, но зато возрастает стоимость печи и увеличиваются расходы на ремонт рекуператора.

1. Методика определения минимальной температуры подогрева

Исследуем сначала на частном примере определение величины минимально необходимого подогрева воздуха.

Пример 5. Печь для обжига огнеупора работает на генераторном газе из антрацита теплотворной способностью $H_u = 1127 \text{ Кал/м}^3$ (состав его — см. в примере 3). Максимальная температура обжига — 1250° . Требуется определить, нужен ли подогрев вторичного воздуха и до какой температуры. Предполагается, что печь работает с теоретическим расходом воздуха.

Для расчета будем пользоваться диаграммами Розина. По диаграмме VI для $H_u = 1127 \text{ Кал/м}^3$ и $n = 1$ находим начальное теплосодержание продуктов горения $i_{нач} = 620 \text{ Кал/м}^3$. Согласно диаграмме X, этому соответствует теоретическая температура 1570° . При пирометрическом к.п.д. $= 0,7$ действительная температура печи:

$$1570 \cdot 0,7 = 1100^\circ,$$

т. е. ниже заданной 1250° .

Следовательно, подогрев воздуха необходим; определяем его величину. Чтобы при пирометрическом к.п.д., равном 0,7 достичь рабочей температуры печи 1250° , нужно иметь теоретическую температуру:

$$1250 : 0,7 = 1785^\circ.$$

Согласно диаграмме X находим, что при этом теплосодержание продуктов горения $= 730 \text{ Кал/м}^3$.

Из этого количества 620 Кал приносится как потенциальная энергия топлива, а остальное количество $730 - 620 = 110 \text{ Кал}$ должно быть сообщено путем подогрева воздуха.

По диаграмме VII для $H_u = 1127$ и $n = 1$ находим, что это соответствует температуре подогрева воздуха 630° .

Подсчет необходимой температуры подогрева воздуха можно сделать и аналитически.

Подсчитываем теплосодержание продуктов горения при 1785°.

$$\begin{aligned} \text{CO}_2 & \dots\dots\dots 0,1581 \cdot 0,550 = 0,0870 \\ \text{H}_2\text{O} & \dots\dots\dots 0,0973 \cdot 0,446 = 0,0433 \\ \text{N}_2 + \text{O}_2 & \dots\dots\dots 0,7446 \cdot 0,348 = 0,2590 \\ & \dots\dots\dots 0,3893 \end{aligned}$$

$$1,923 \cdot 0,3893 \cdot 1785 = 1338 \text{ Кал.}$$

Из этих 1338 Кал—1127 составляет потенциальная энергия газа, а 1338—1127=211 Кал должно быть сообщено путем подогрева воздуха. Следовательно, температура подогрева:

$$\frac{211}{1,11 \cdot 0,324} = 588.$$

Как видим, при пользовании графиком мы получили, что требуемая температура подогрева несколько выше. Это вполне естественный результат, поскольку *It*-диаграмма Ровина учитывает диссоциацию и дает поэтому меньшее теплосодержание продуктов горения. Для точных расчетов ею пользоваться нельзя; для предварительных подсчетов, особенно в том случае, когда теоретическая температура горения сравнительно не очень высока (примерно до 2000°), однако, ею пользоваться можно, тем более, что при этом величину необходимого подогрева мы всегда получаем с некоторым небольшим запасом.

2. Методика определения наивыгоднейшей температуры подогрева

Способ определения той степени подогрева, которая является экономически наивыгоднейшей, более сложен и кропотлив. Методика применяемых при этом расчетов ясна из рассмотрения рис. 71, где дан (по Хейлигенштедту) результат сравнения экономии топлива с расходами на установку и эксплуатацию рекуператора кузнечной печи с полугазовой топкой.

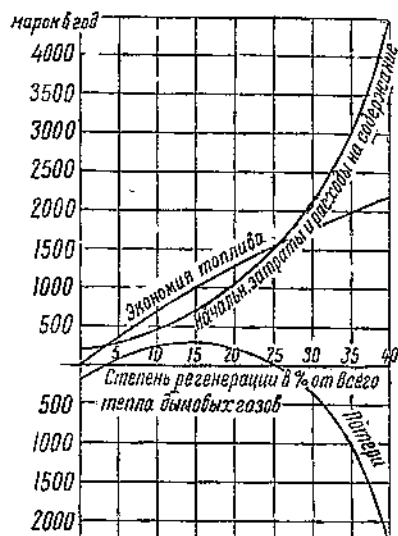


Рис. 71. Подсчет рентабельности регенерации тепла

Прежде всего, методами, изложенными ниже (см. главу XIII), определены размеры рекуператора и экономия топлива, которую можно получить при различной степени использования тепла отходящих газов. Размеры рекуператора возрастают при увеличении степени использования сначала медленно, а затем быстрее; соответственно возрастают и первоначальные затраты. В противоположность этому экономия топлива сначала возрастает быстро, а затем все медленнее. Соответственные изменения представлены на рис. 71 кривой расходов на сооружение и эксплуатацию рекуператора и кривой экономии топлива. На том участке диаграммы, где кривая экономии топлива лежит выше кривой затрат, установка рекуператора является экономически рентабельной, а где она лежит ниже, там вместо экономии имеются потери. Обе эти кривые

на диаграмме сведены на одной кривой — экономии и потерь. Она начинается в области потерь, поднимается в дальнейшем в область экономии и при 26% возврата отбросного тепла (степени регенерации) переходит вновь в область потерь, показывая все более крутое падение.

При построении этой диаграммы нужно учесть, что эксплуатационные расходы состояются из следующих статей: а) расходы на рабочую силу, б) амортизационные отчисления в размере определенного процента от стои-

мости отдельных частей сооружения, зависящих от длительности службы, в) расходы на ремонт (текущий и капитальный) и г) расходы на электро-энергию (при работе рекуператора с искусственным дутьем).

Приведенная диаграмма (рис. 71) становится еще более наглядной, если по оси абсцисс откладывать не процент использованного тепла отходящих газов (степень регенерации), а температуру подогрева воздуха.

Лицам, интересующимся техно-экономическими подсчетами рентабельности установки рекуператоров, рекомендуем также ознакомиться с освещением этого вопроса у Тринкса [10, стр. 275—280], где имеется один довольно детальный подсчет.

Ввиду сложности составления таких диаграмм считаем целесообразным привести некоторые практические указания о желательной степени подогрева воздуха.

3. Практические данные о величине подогрева воздуха в рекуператорах

Германсен [11, стр. 186] дает следующие указания о соотношении температуры подогрева воздуха и температуры отходящих газов, которое он называет „степенью теплообмена“ — Φ .

„Для печей, непрерывно работающих при высокой температуре, в большинстве случаев выгодно брать высокое Φ , примерно, от 0,6 до 0,7. При более низкой температуре большая величина Φ может привести к перегреву печи вследствие того, что, по небрежности, предполагаемая первоначальная температура печи легко может быть превзойдена. Кроме того при низкой температуре высокое Φ не играет значительной роли в экономии топлива.

Для печей, работающих часть дня (с перерывами в течение суток), например 8 час., рекомендуется брать Φ от 0,3 до 0,4“.

Американская фирма Carborundum Company, поставляющая карбофраксовые рекуператоры, указывает, что в среднем температура подогрева воздуха составляет 60% от максимальной температуры дымовых газов; понятно, что экономичность большей или меньшей степени использования тепла отходящих газов зависит от стоимости топлива: чем последнее дороже, чем выгоднее будет его более полно использовать.

Для печей Амслер-Мортонa сообщаются [35] следующие данные: при температуре печи 1460° Ц и температуре дымовых газов при входе в рекуператор 1260° температура подогрева воздуха равна 1150°.¹

Для некоторых запроектированных нами стекловаренных печей температура подогрева воздуха лежала в пределах 900°—1100°; при работе на жидком топливе она ближе к низшему пределу, а при работе на генераторном газе — к высшему.

¹ Последняя цифра представляется нам несколько преувеличенной; разность температур сверху рекуператора 1260° — 1150° = 110° очень мала.

Глава XII

ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ И ФОРМУЛЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ПРИМЕНЕНИИ К РЕКУПЕРАТОРАМ

В настоящей главе мы ограничимся только общими указаниями, насчет основных законов теплопередачи и дадим ряд формул, которые применяются при расчетах рекуператоров.¹

1. Общее понятие об основных способах теплопередачи

Передача тепла может происходить тремя способами: 1) теплопроводностью, 2) конвекцией, 3) лучеиспусканием (излучением).

Все виды передачи тепла обуславливаются наличием разности температур, причем тепло всегда переходит от более нагретого тела к более холодному. Передача тепла посредством теплопроводности имеет место в том случае, когда в одном и том же теле возникает разность температур, или когда соприкасаются два тела различной температуры.

Передача тепла посредством теплопроводности зависит, кроме величины температурной разности и геометрических размеров тела, только от физических его свойств. Это обстоятельство позволяет дать законам теплопроводности удобное математическое выражение.

Различают теплопроводность *при стационарном и нестационарном тепловом потоке*. Стационарный тепловой поток имеет место в том случае, когда температура в каждой точке тела остается постоянной, иначе говоря, когда „температурное поле“ тела не зависит от времени. Если же температура всех или некоторых точек тела с течением времени изменяется, то тепловой поток становится нестационарным, т. е. зависящим от времени. Это имеет место, например, в регенераторах. В рекуператорах же мы имеем стационарный поток тепла, и в дальнейшем мы ограничимся только рассмотрением этого случая.

Теплопередача посредством конвекции имеет место в газах и жидкостях. Сущность этого вида передачи тепла состоит в том, что к поверхности нагрева подходят все время новые частицы жидкости или газа и отдают ей свое тепло. Естественно, конвекционная передача тепла происходит тем интенсивнее, чем быстрее движение жидкости или газа, так как в этом случае частицы достигают поверхности нагрева в меньшие промежутки времени. Если движение вызывается искусственно, например, при помощи мешалки, или путем создания перепада давления в трубопроводе при помощи вентилятора, то говорят о *вынужденной конвекции*. Если же, напротив, движение возникает исключительно под влиянием внутренних причин, вследствие теплового расширения и вызываемого им появления подъемной силы, то имеет место случай так называемой *свободной конвекции*.

Передача тепла лучеиспусканием (излучением) происходит тогда, когда две

¹ Весьма детальное рассмотрение законов теплопередачи в теплообменных аппаратах имеется в трудах Шака [12] и Хейлгенштедта [13]. Заслуживает изучения также курс Гребера „Введение в теорию теплопередачи“ [42], где вопросы теплопередачи изучены глубже с теоретической точки зрения; еще глубже эти вопросы освещены в труде Гребера и Эрка „Основы учения о теплообмене“, 1936 г.

поверхности различной температуры расположены на некотором расстоянии друг от друга и между ними находится лучепрозрачная среда. Лучи всегда пропускаются пустотой и чистым воздухом. Нелучепрозрачны большинство жидкостей и (для отдельных участков определенной длины волн) некоторые газы, как, например, углекислота, водяной пар и большая часть горючих газов. Лучеиспускательные (и лучепоглощающие) свойства этих газов имеют огромное значение в технике и, в частности, в работе рекуператоров.

2. Основные формулы теплопроводности при стационарном тепловом потоке

а) Количество тепла, передаваемого посредством теплопроводности через простую плоскую стенку:

$$Q = \frac{\lambda F (t_1 - t_2)}{s} \text{ Кал/час,} \quad (15)$$

где:

$F \text{ м}^2$ — поверхность стенки;

$s \text{ м}$ — толщина стенки;

$t_1 \text{ } ^\circ\text{Ц}$ — температура горячей поверхности;

$t_2 \text{ } ^\circ\text{Ц}$ — температура холодной поверхности;

$\lambda \text{ Кал/м час } ^\circ\text{Ц}$ — коэффициент теплопроводности.

Коэффициент теплопроводности представляет собой то количество тепла, которое проходит в час через 1 м^2 поверхности стены, толщиной 1 м , при разности температур ограничивающих поверхностей в $1 \text{ } ^\circ\text{Ц}$.

В приложении 2 и 3 даны таблицы коэффициентов теплопроводности огнеупорных материалов и металлов.

б) Количество тепла, передаваемого посредством теплопроводности через плоскую сложную стенку:

$$Q = \frac{F (t_1 - t_n)}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{s_n}{\lambda_n}} \text{ Кал/час,} \quad (16)$$

где:

t_1 и $t_n \text{ } ^\circ\text{Ц}$ — температуры крайних ограничивающих поверхностей;

$s_1, s_2, s_3 \dots \text{ м}$ — толщины отдельных слоев;

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 \dots \text{ Кал/м час } ^\circ\text{Ц}$ — коэффициенты теплопроводности отдельных слоев.

в) Количество тепла, передаваемое посредством теплопроводности через поверхность 1 погонного метра простой стенки трубы:

$$Q = \frac{2,729 \cdot \lambda}{\lg \frac{d_a}{d_i}} (t_i - t_a) \text{ Кал/м час,} \quad (17)$$

где: $d_a \text{ м}$ — наружный диаметр трубы;

$d_i \text{ м}$ — внутренний диаметр трубы;

$t_a \text{ } ^\circ\text{Ц}$ — температура наружной поверхности трубы;

$t_i \text{ } ^\circ\text{Ц}$ — температура внутренней поверхности трубы.

г) Количество тепла, передаваемое посредством теплопроводности через простую стенку трубы, приближенно для $F_m \text{ м}^2$ поверхности на средней глубине:

$$Q = \frac{\lambda \cdot F_m (t_1 - t_2)}{s} \text{ Кал/час.} \quad (18)$$

Эта формула применима с погрешностью меньшей 4% , если $\frac{d_a}{d_i} < 2$.

д) Количество тепла, передаваемое посредством теплопроводности через 1 пог. м сложной стенки трубы:

$$Q = \frac{2,729 (t_1 - t_n)}{\frac{1}{\lambda_1} \lg \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \lg \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \lg \frac{d_4}{d_3} + \dots + \frac{1}{\lambda_n} \lg \frac{d_{n+1}}{d_n}} \text{ Кал/м час.} \quad (19)$$

где: t_1 — температура внутренней поверхности трубы;
 t_n — температура наружной поверхности трубы;
 $d_1, d_2, d_3, \dots, d_{n+1}$ — внутренний, промежуточные и наружный диаметры;

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_n$ — коэффициенты теплопроводности слоев.

е) Тоже приближенно для $F_1, F_2, \dots$ м² поверхности слоев толщиной $s_1, s_2, \dots$ на средней глубине:

$$Q = \frac{t_1 - t_n}{\frac{s_1}{F_1 \lambda_1} + \frac{s_2}{F_2 \lambda_2} + \frac{s_3}{F_3 \lambda_3} + \dots} \text{ Кал/час.} \quad (20)$$

Эта формула применима с погрешностью меньше 4%, если $\frac{d_{n+1}}{d_1} < 2$.

3. Передача тепла конвекцией

а) Основные положения. Основная формула передачи тепла от нагревающегося газа (или жидкости) к стенке, или, наоборот, от стенки к нагреваемому газу (или жидкости) имеет следующий вид:

$$Q = \alpha F (t_1 - t_2) \text{ Кал/час.}, \quad (21)$$

где: Q — количество передаваемого тепла;
 F — поверхность нагрева;
 t_1 — температура нагревающего газа;
 t_2 — температура нагреваемой поверхности;
 α — коэффициент теплоотдачи от нагревающего газа (или жидкости) к поверхности нагрева, или, наоборот, количество тепла, передаваемое от 1 м² поверхности, в 1 час при разнице температур между нагревающим газом и поверхностью нагрева в 1°.

Точное определение величины коэффициента теплоотдачи довольно сложно, несмотря на кажущуюся простоту формулы (21). Ранее считали, что коэффициент теплоотдачи, подобно коэффициенту теплопроводности, представляет собою чисто физическое свойство тела и даже называли его „коэффициентом внешней теплопроводности“. Со временем, однако, выяснилось, что коэффициент теплоотдачи не является чисто физическим свойством и не подчиняется простым законам. Каждое новое экспериментальное исследование освещало это явление с новой стороны и увеличивало количество тех факторов, которые влияют на величину коэффициента теплоотдачи. Оказывается, что величина коэффициента теплоотдачи зависит от многих факторов, как-то: расположения и формы поверхности нагрева, формы потока газов, скорости газов, физических свойств протекающей среды, температур и т. д. В настоящее время установлено, что не существует общего закона для выражения коэффициента теплоотдачи и что следует удовлетворяться, на основании тщательных измерений, выводом формул, возможно лучше отвечающих каждому отдельному случаю. Существенную помощь в этом оказывают некоторые научные теории, особенно теория теплового подобия, которая разработана германскими исследователями Нуссельтом и Гребером [42]. У нас в этой области большая работа проделана профессорами М. В. Кирпичевым [43] и А. А. Гухманом [44].

Большинство исследований имели целью экспериментальное изучение величины теплоотдачи и обработки полученных материалов в виде формул. В одних случаях под эти формулы подводилась теоретическая база, и тогда получа-

лись выражения, хотя и очень полезные для научного обобщения, но для технических расчетов чрезвычайно неудобные из-за своей сложности. К тому же точность этих формул, если они переносились в условия, несоответствующие условиям эксперимента, оказывалась нередко практически недостаточной, а иногда полученные подсчетом результаты сильно расходились с практическими замерами. Поэтому в дальнейшем пошли по пути экспериментального изучения значений коэффициента теплоотдачи в условиях, аналогичных тем, которые имеют место в тех или других производственных агрегатах. На основании этих экспериментов составлялись формулы (или графики) простейшего вида, которые могли быть с достаточной для целей практики точностью использованы для расчета тепловых агрегатов. В виду того, что при этом не только сокращалось время, затрачиваемое на подсчеты, но и получались достаточно точные для целей практики результаты, за последнее время общее применение стал находить именно этот последний метод. Поэтому в дальнейшем мы будем приводить, главным образом, те формулы коэффициентов теплоотдачи, которые применяются для практических подсчетов тепловых агрегатов.

б) Ламинарный и турбулентный поток. Передача тепла конвекцией, а, следовательно, и коэффициент теплоотдачи самым тесным образом связаны с состоянием потока данной жидкости (газа) и должны, в значительной степени, зависеть от законов ее движения. Рейнольдс (Reynolds) в своих опытах обнаружил, что при движении жидкости в трубе встречаются два различных вида потока, подчиняющихся совершенно различным законам, это — *ламинарный* и *турбулентный* потоки.

При ламинарном потоке все частицы жидкости или газа движутся параллельно оси трубы. При небольших скоростях параллельность движения газовых частиц сохраняется, хотя скорость отдельных частиц и разная, а именно: наибольшая — ближе к центру канала, а наименьшая — у стенок его (из-за сопротивления трения).

Когда скорость потока увеличивается и переходит некоторую границу, то параллельное движение частиц прекращается и уступает место движению, в котором отдельные частицы движутся не только в направлении потока, но и имеют значительные составляющие скорости в радиальном направлении. Такой поток носит название *турбулентного*.

Рейнольдс исследовал переход ламинарного движения в турбулентное и нашел, что оно наступало, когда выражение (которое было названо „числом Рейнольдса“)

$$R_e = \frac{wd\gamma}{\eta} \quad (22)$$

становилось равным вполне определенному значению. Здесь w м/час — отношение к 1 часу скорости потока; γ кг/м³ — удельный вес жидкости или газа в условиях опыта; d м — диаметр трубы; η кг/м час — вязкость жидкости или газа.

R_e — носит название *числа Рейнольдса* и является одной из важнейших величин гидродинамики. Значение числа Рейнольдса неоднократно определялось. По новейшим опытам Шиллера ламинарный поток устойчив только до значений $R_e = 2320$; при более высоких значениях R_e устойчивым становится турбулентный поток.

Следует отметить, что R_e является безразмерным числом. Вследствие этого, значение его не зависит от выбора системы мер.

Определение значений числа Рейнольдса при различных температурах облегчается тем, что скорость и удельный вес одного и того же вещества обратно пропорциональны. Когда удельный вес уменьшается наполовину, например, вследствие температурного расширения, то скорость увеличивается вдвое, благодаря возрастанию объема. Вследствие этого, можно написать:

$$w\gamma = w_0\gamma_0,$$

где w_0 и η_0 относятся к нормальным условиям, т. е. 0°Ц и 760 мм ртут. столба. Отсюда:

$$R_e = \frac{w_0 d \eta_0}{\eta} \quad (23)$$

Скорость, соответствующая числу Рейнольдса $R_e = 2320$, носит название „критической скорости“. По уравнению (23) она равна (переходя от м/час к м/сек):

$$w_{кр} = \frac{0,643 \eta}{d \eta_0} \text{ м/сек.} \quad (24)$$

Уравнение (24) дает наименьшую скорость, при которой еще возможны турбулентные потоки. При дальнейшем снижении скорости уже устанавливается ламинарное движение.

В таблице 10 мы даем [13] значения критической скорости для воздуха в м/сек (0°Ц , 760 мм ртутного столба) в зависимости от диаметра канала. Эта таблица может быть использована с достаточной для практики точностью и для дымовых газов.

Таблица 10

Критические скорости для воздуха $w_{кр}$ в м/сек.
при 0° и 760 мм ртутного столба

Температура $^\circ \text{Ц}$	Приведенный диаметр мм					
	25	50	75	100	150	200
0	1,20	0,60	0,40	0,30	0,20	0,15
200	1,78	0,89	0,59	0,45	0,30	0,22
400	2,26	1,13	0,75	0,56	0,38	0,28
600	2,66	1,33	0,89	0,66	0,44	0,33
800	3,03	1,51	1,01	0,76	0,50	0,38
1000	3,34	1,67	1,11	0,84	0,56	0,42
1200	3,63	1,81	1,21	0,91	0,61	0,45
1400	3,88	1,94	1,29	0,97	0,65	0,49
1600	4,13	2,07	1,38	1,03	0,69	0,52
1800	4,35	2,17	1,45	1,09	0,72	0,54

Как видно из таблицы, критические скорости, при которых ламинарное течение переходит в турбулентное, особенно при малых диаметрах каналов, довольно высоки, и они обычно не достигаются в керамических рекуператорах.

в) Коэффициент теплоотдачи конвекцией при ламинарном движении в трубах и каналах. Нуссельт вывел теоретическим путем формулу для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией при ламинарном потоке:

$$\alpha_k = 3,65 \cdot \frac{\lambda}{d} \quad (25)$$

Точность определения коэффициента теплоотдачи по этой формуле достигает 1% только при длине (минимальной) канала:

$$L = 180 \cdot w_0 d^2 \cdot \frac{c_p}{\lambda} \text{ м} \quad (26)$$

где: λ Кал м час. $^\circ \text{Ц}$ — коэффициент теплопроводности газа при данной температуре;

d м — диаметр трубы;

c_p Кал/мм³ $^\circ \text{Ц}$ — теплоемкость газа при средней температуре.

Экспериментальными работами в этой области занимались Шульц и Хейлигенштедт. Последний [13] на основании своих и предыдущих опытов реко-

мендует следующую формулу:

$$\alpha_k = \frac{1,90}{d^{0,58}} \quad (27)$$

В этой формуле коэффициент теплоотдачи дан как функция только диаметра трубы. На основании этой формулы построена приведенная на рис. 72 диаграмма; на ней кружочками нанесены также измеренные величины коэффициента теплоотдачи.

г) Коэффициент теплоотдачи конвекцией при турбулентном движении в трубах и каналах. В этой области имеются весьма обстоятельные исследования. Сравнение наиболее важных из них, а именно, исследований Нуссельта, Ритшеля, Гребера и Шульца, было произведено Шаком [12], который, видоизменив формулу Шульца, рекомендует ее в следующем виде:

$$\alpha_k = \frac{3 \cdot w_0^{0,8}}{4 \sqrt{d}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C} \quad (28)$$

Это уравнение применимо для воздуха и дымового газа любого давления и любой температуры в длинных гладких трубах при турбулентном движении. На рис. 73 приведена диаграмма, построенная на основании этой формулы [23].

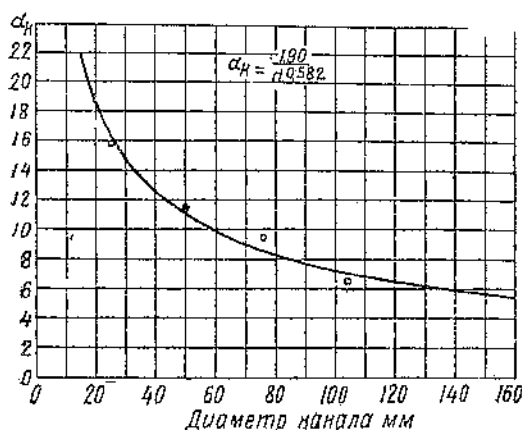


Рис. 72. Коэффициент теплоотдачи для ламинарного движения газов (по формуле Хейлигенштедта)

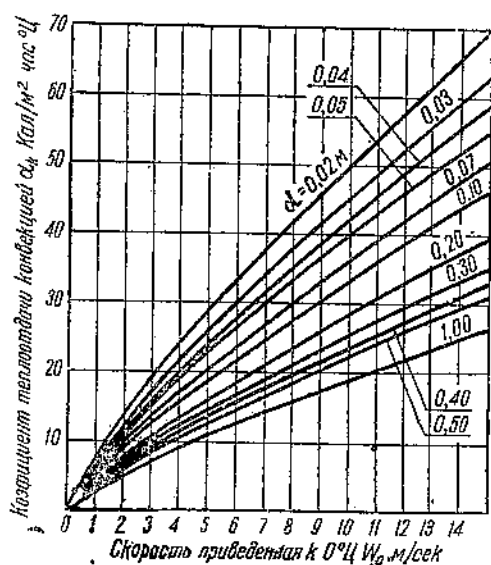


Рис. 73. Коэффициент теплоотдачи конвекцией для турбулентного движения газов по гладким трубам (по формуле Шака)

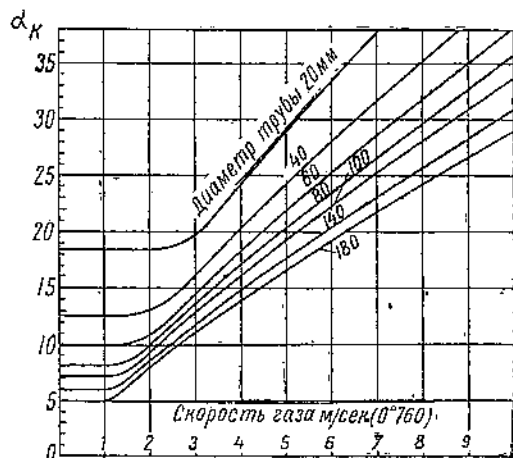


Рис. 74. Коэффициент теплоотдачи конвекцией для ламинарного и турбулентного движения газов по трубам и каналам

Как видно из формул (27) и (28), ни Шак, ни Хейлигенштедт не нашли зависимости коэффициента теплоотдачи конвекцией от температуры газа как для ламинарного, так и турбулентного движения.

На основании формул (27) и (28) составлена общая диаграмма (рис. 74) коэффициента теплоотдачи в трубах, в зависимости от диаметра и скорости. Ниже критических скоростей величины α_k определяются по формуле (27) —

для ламинарного движения, выше критических скоростей — по формуле (28) для турбулентного движения.

Для каналов с прямоугольной, шестигранной, или любой другой формой сечения можно пользоваться этими же формулами, только в расчетах вместо обычного диаметра следует применять так называемый эквивалентный или приведенный гидравлический диаметр, определяемый формулой:

$$d = \frac{4f}{U} \text{ м}, \quad (29)$$

где: $f \text{ м}^2$ — площадь сечения;

$U \text{ м}$ — периметр;

$d \text{ м}$ — приведенный гидравлический диаметр.

В „Справочнике конструктора печей“ [23, стр. 236] для движения воздуха по узким кирпичным трубам приводится формула Бема:¹

$$\alpha_k = \frac{0,74 \cdot w_0^{0,8} \cdot \sqrt{T}}{\sqrt{d}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}, \quad (30)$$

где

$T \text{ } ^\circ\text{Ц}$ — абсолютная температура воздуха.

д) Коэффициент теплоотдачи конвекцией в насадочной решетке. Кистнером [45] была проведена серия опытов на специально построенной печи для определения коэффициента теплоотдачи в насадочной решетке типа Сименса.

Тщательно подготовленные и проведенные им опыты дали для коэффициента теплоотдачи конвекцией в простой насадке следующую формулу:

$$\alpha_k = 7,5 \cdot \frac{w_0^{0,5}}{d^{0,333}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}, \quad (31)$$

Рис. 75. Коэффициент теплоотдачи конвекцией в простой насадке Сименса; при шахматном расположении продольных и поперечных рядов коэффициент теплоотдачи увеличивается на 11%

где: $w_0 \text{ м/сек}$ — скорость газа при 0° и 760 мм ртутного столба в самом узком сечении, т. е. при переходе из одного ряда кирпичей в другой;

$d \text{ м}$ — диаметр канала (ширина).

Согласно этой формуле — коэффициент теплоотдачи при $w_0 = 0$ тоже равен нулю. Чтобы устранить это противоречие, на рис. 75, где эта формула показана графически, кривые, полученные экспериментально для разных скоростей вплоть до $w_0 = 0,2$, продлены (пунктиром) до значений $w_0 = 0$ — см. Хейлигенштедт [51]. Для насадки, в которой как продольные, так и поперечные ряды расположены в шахматном порядке, коэффициент теплоотдачи повышается на 11%.

е) Коэффициент теплоотдачи конвекцией для труб, расположенных в поперечном потоке воздуха. Теплоотдача конвекцией для труб, расположенных в поперечном потоке воздуха, имеет значение для расчета трубчатых рекуператоров. Рейер (Reiher) экспериментальным путем определял величину коэффициента теплоотдачи от газа к наружной поверхности отдельной трубы

¹ Применительно к рекуперативным элементам формула Бема является более надежной, тем более, что в ней учтена и температура, влияние которой должно иметь место. *Прим. ред.*

и в пучке труб как для коридорного (рис. 76а), так и шахматного (рис. 76б) их расположения. В обоих этих случаях он исследовал влияние на теплоотдачу количества труб в пучке и на основании своих экспериментов вывел соответственные формулы.

Несколько сложные формулы Рейера были упрощены Шаком, в частности, было исключено из них не твердо установленное влияние температуры, в результате этого они получили следующий вид:

Для отдельной трубы в поперечном потоке воздуха:

$$\alpha_k = C \frac{w_0^{0,56}}{d^{0,44}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}, \quad (32)$$

причем для $t < 100^\circ$, $C = 4,3$
 $t > 100^\circ$, $C = 4,0$.

Для коридорного расположения пучка труб:

$$\alpha = C \frac{w_0^{0,54}}{d^{0,348}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}. \quad (33)$$

Число рядов труб 2 3 4 5
 C 4,2 4,4 4,5 4,55

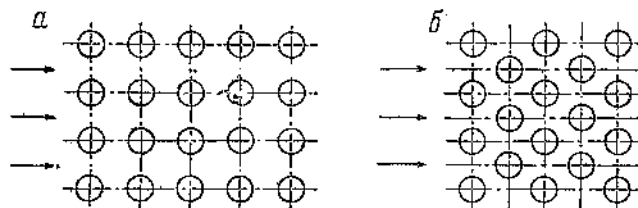


Рис. 76. Пучок труб с пятью рядами
а) с коридорным расположением; б) с шахматным расположением

Для шахматного расположения пучка труб:

$$\alpha_k = C \frac{w_0^{0,69}}{d^{0,31}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}. \quad (34)$$

Число рядов труб 2 3 4 5
 C 5,3 6,1 6,6 7,0

Здесь

d м — диаметр трубы

w_0 м/сек — скорость дыма, отнесенная к наиболее узкому поперечному сечению (0° Ц, 760 мм ртутного столба).

Для упрощения пользования формулами (33) и (34) на рис. 77 даны диаграммы зависимости коэффициента теплоотдачи конвекцией для системы труб в пять рядов [при коридорном (рис. 77а) и шахматном (рис. 77б) расположении] от диаметров этих труб и скорости газа. Из этих диаграмм видно, что коэффициент теплоотдачи значительно выше при шахматном расположении труб.

При ином (не пять) количестве рядов труб следует учитывать, что если принять коэффициент теплоотдачи при пяти рядах = 100%, то для другого количества рядов труб он определяется по таблице 11.

Таблица 11

Коэффициент теплоотдачи конвекцией в зависимости от числа рядов труб

Число рядов труб	Параллельное расположение %	Шахматное расположение %
2	93,0	76
3	96,0	86
4	98,5	94
5	100,0	100
10 и больше	105,0	107

Для подсчета коэффициента теплоотдачи в рекуператорах, в которых газы (дым или воздух) омывают отдельно стоящие трубы (например, системы Амслер-Мортон), пользуются формулами как Рейера, так и Кистнера [формула (31)]. Мы отдаем предпочтение последней, так как условия этого проведенного в близких к условиям производственным исследования отличаются от условий теплообмена в рекуператорах только тем, что в насадочной решетке отдельные ряды кирпичей расположены крест-на-крест, а в рекуператорах, если пренебречь распорными кирпичами, в одном направлении. Условия же опытов Рейера сильно отличаются от условий работы керамических рекуператоров в смысле температур, скоростей газов, характера поверхности, а зачастую, и формы сечения труб.

ж) Различные другие формулы отдачи тепла конвекцией. В этом разделе мы приводим различные формулы для коэффициента теплоотдачи конвекцией, которые могут быть использованы для расчета рекуператоров.

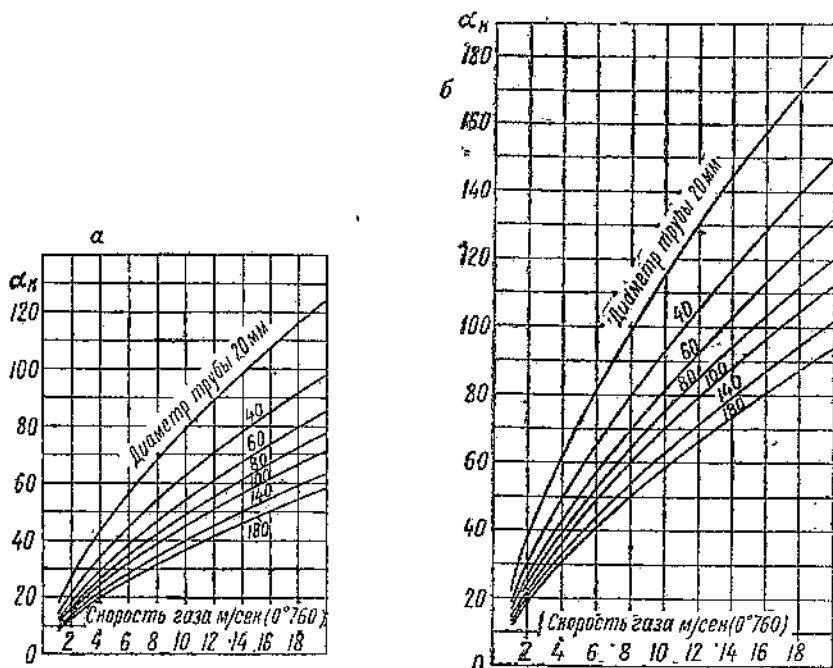


Рис. 77. Коэффициент теплоотдачи конвекцией в поперечном потоке воздуха для пучка с пятью рядами труб

а) с коридорным расположением; б) с шахматным расположением

1. Нуссельт, используя данные всех опытов, произведенных до 1917 г., пришел к следующей формуле, в которой учитывается и влияние длины трубы:

$$\alpha_k = 22,5 \frac{w_0^{0,79} c_p^{0,79} \lambda^{0,21}}{L^{0,05} d^{0,16}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц.} \quad (35)$$

где L — длина трубы в метрах; в большинстве случаев $L^{0,05}$ имеет значения, близкие к единице.

Формула Нуссельта теоретически обоснована; ею пользуется, например, Германсен [11] для расчета своих рекуператоров.

2. Юргес (Jürges) на основании произведенных им экспериментов дает для коэффициентов теплоотдачи посредством конвекции при движении воздуха вдоль поверхностей следующие упрощенные выражения:

Скорость:

$$w \leq 5 \text{ м/сек.};$$

Гладкая поверхность:

$$\alpha_k = 4,8 + 3,4 w \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц.} \quad (36)$$

Прокатанная поверхность:

$$\alpha_k = 5,0 + 3,4 w; \quad (37)$$

Шероховатая поверхность:

$$\alpha_k = 5,3 + 3,6 w; \quad (38)$$

Скорость:

$$w > 5 \text{ м/сек};$$

Гладкая поверхность:

$$\alpha_k = 6,12 w^{0,78}; \quad (39)$$

Прокатанная поверхность:

$$\alpha_k = 6,14 w^{0,78}; \quad (40)$$

Шероховатая поверхность:

$$\alpha_k = 6,47 w^{0,78}. \quad (41)$$

Следует отметить, что w — это скорость, соответствующая температуре 20° .

3. Тринкс [9] для расчета керамического рекуператора дает диаграмму коэффициентов теплоотдачи от стенки к газам и обратно, как функцию скоростей и температур. На рис. 78 дана составленная нами по данным Тринкса диаграмма теплоотдачи конвекцией.¹

4. Залесский [15, стр. 140] рекомендует для газов и перегретых паров весьма старую формулу:

$$\alpha_k = 2 + 10\sqrt{w} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц.} \quad (42)$$

(справедлива для w от 1 до 100 м/сек.). При этом в случае неподвижных газов он принимает для вертикальных стенок, по которым всегда устанавливается некоторый ток воздуха, $\alpha_k = 6$, а для горизонтальных — $\alpha_k = 4$.

5. А. В. Грум-Гржимайло [21] для расчета керамических рекуператоров типа Штейн-Чапмана и Стальпрфекта пользуется формулой (по Hütte):²

$$\alpha_k = 2,4\sqrt[4]{\Delta t} \quad (43)$$

где Δt — разность температур газа и поверхности стенки, которая (если не вводить падения температуры в толще стенки), вследствие ее незначительности, равна полуразности температур дымовых газов и воздуха.

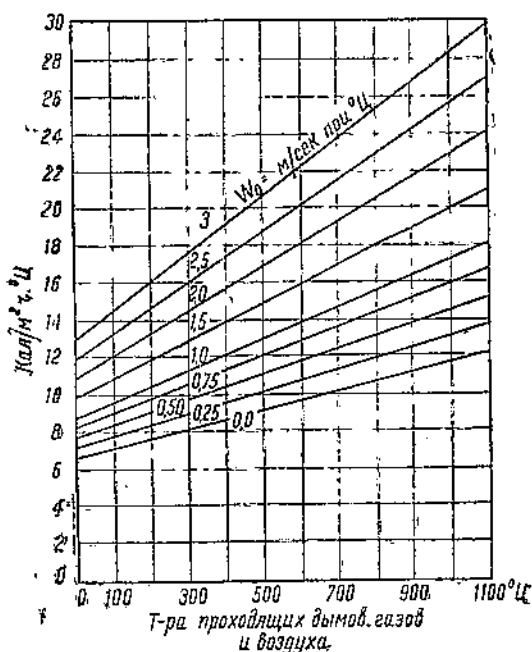


Рис. 78. Диаграмма теплоотдачи конвекцией, составленная по данным Тринкса

¹ Формула Тринкса является эмпирической и в данном случае мало приемлема, так как по существу она учитывает совокупность условий теплообмена, а не одну конвективную теплоотдачу. *Прим. ред.*

² Формулы по Hütte по существу относятся только к плоским стенкам. *Прим. ред.*

6. Для расчета чугунного рекуператора Моргана — А. В. Грум-Гржимайло пользуется следующей формулой:

$$\alpha_k = 2,7 \sqrt[3]{\Delta t} \quad (44)$$

з) Пример расчета коэффициента теплоотдачи конвекцией по различным формулам. *Пример 6.* Подсчитаем по различным формулам значения коэффициента теплоотдачи конвекцией в рекуператоре печи, показанной на рис. 34. Рекуператор запроектирован из элементов Стальпроекта (рис. 13). На основании предварительных прикидок принято для подсчета значений коэффициентов теплоотдачи конвекцией следующее распределение температур в рекуператоре:

Для воздуха:	внизу $t'_1 = 20^\circ$ вверху $t'_2 = 900^\circ$
Для дыма:	внизу $t_2 = 600^\circ$ вверху $t_1 = 1300^\circ$

Печь отапливается мазутом. При нормальных условиях имеем следующие количества:

Воздуха	$V'_0 = 0,52 \text{ нл}^3/\text{сек.}$
Дыма	$V_0 = 0,58 \text{ нл}^3/\text{сек.}$

Будем определять коэффициент теплоотдачи конвекцией от дыма к рекуперативным стенкам, а от последних к воздуху, причем как внизу, так и вверху рекуператора.

Предварительно определяем: сечения и скорости воздуха и дымовых газов в рекуператоре.

а) Воздух: В каждом рекуперативном элементе имеются два канала, сечением $82 \times 60 \text{ мм}$ каждый.

Общее сечение одного элемента:

$$2 \times 0,082 \times 0,060 = 0,00984 \text{ м}^2.$$

По длине рекуператора имеем 15 элементов.

По ширине рекуператора имеем 13 элементов.

Следовательно, общее сечение для воздуха:

$$0,00984 \times 15 \times 13 = 1,92 \text{ м}^2.$$

Секундный расход воздуха, приведенный к нулю:

$$V'_0 = 0,52 \text{ нл}^3/\text{сек.}$$

Скорость, приведенная к нулю:

$$w'_0 = 0,52 : 1,92 = 0,27 \text{ м/сек при } 0^\circ \text{ Ц.}$$

б) Дымовые газы: Сечение одного канала:

$$0,13 \times 0,28 - 4(0,020 \cdot 0,020 + 0,5 \cdot 0,020 \cdot 0,025) = 0,0364 - 0,0027 = 0,0337 \text{ м}^2.$$

По ширине рекуператора имеется 13 рядов рекуперативных труб, т. е. 14 каналов для дымовых газов.

По высоте: в верхнем обороте 4 канала

„ нижнем „ 3 „

Следовательно, общее сечение по пути дымовых газов:

$$\begin{aligned} \text{вверху } 0,0337 \times 14 \times 4 &= 1,88 \text{ м}^2 \\ \text{внизу } 0,0337 \times 14 \times 3 &= 1,42 \text{ м}^2 \end{aligned}$$

Секундный расход дымовых газов, приведенный к 0° :

$$V_0 = 0,58 \text{ нл}^3/\text{сек.}$$

Скорость, приведенная к нулю:

$$\begin{aligned} \text{вверху } w_0 &= 0,58 : 1,88 = 0,31 \text{ м/сек при } 0^\circ \text{ Ц} \\ \text{внизу } w_0 &= 0,58 : 1,42 = 0,41 \text{ " " " } \end{aligned}$$

Перейдем к определению коэффициентов теплоотдачи конвекцией, пользуясь различными формулами.

По Тринксу

Воздух: Скорость воздуха, приведенная к 0° , $w'_0 = 0,27$ м/сек.
По диаграмме (см. рис. 78):

$$\begin{aligned} \text{внизу рекуператора } t'_1 &= 20^\circ; \alpha'_k = 7,4 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц} \\ \text{вверху " } t'_2 &= 900^\circ; \alpha'_k = 12,6 \text{ " " " } \end{aligned}$$

Дым:

$$\begin{aligned} \text{внизу } w_0 &= 0,41 \text{ м/сек; } t_2 = 600^\circ; \alpha_k = 11,5 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц} \\ \text{вверху } w_0 &= 0,31 \text{ " } t_1 = 1300^\circ; \alpha_k = 15,8 \text{ " " " } \end{aligned}$$

По Залескому

По формуле (42) $\alpha_k = 2 + 10\sqrt{w}$.
Воздух:

$$\begin{aligned} \text{внизу } \alpha'_k &= 2 + 10\sqrt{0,29} = 2 + 5,4 = 7,4 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц} \\ \text{вверху } \alpha'_k &= 2 + 10\sqrt{1,16} = 2 + 10,8 = 12,8 \text{ " " " } \end{aligned}$$

Дым:

$$\begin{aligned} \text{внизу } \alpha_k &= 2 + 10\sqrt{1,32} = 2 + 11,5 = 13,5 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц} \\ \text{вверху } \alpha_k &= 2 + 10\sqrt{1,79} = 2 + 13,4 = 15,4 \text{ " " " } \end{aligned}$$

По Hütte

$$\alpha_k = 2,2\sqrt[4]{\Delta t}. \quad (43)$$

$$\text{внизу } \Delta t = \frac{600 - 20}{2} = 290^\circ,$$

$$\alpha_k = \alpha'_k \text{ (для воздуха и дыма)} = 2,2\sqrt[4]{290} = 2,2 \cdot 4,13 = 9,1 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$$

$$\text{вверху } \Delta t = \frac{1300 - 900}{2} = 200^\circ,$$

$$\alpha_k = \alpha'_k \text{ (для воздуха и дыма)} = 2,2\sqrt[4]{200} = 2,2 \cdot 3,77 = 8,4 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

По Хейлигенштедту

Воздух:

Сечение воздушных каналов 82×60 мм

Гидравлический диаметр по формуле (29):

$$d = \frac{4f}{U} = \frac{4 \cdot 0,082 \cdot 0,060}{2(0,082 + 0,060)} = 0,069 \text{ м}.$$

По диаграмме на рис. 74 находим:

$$\alpha'_k = 9,1 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

При скоростях ниже критической, т. е. при ламинарном потоке можно для определения α'_k пользоваться и диаграммой на рис. 72; в этом случае следует предварительно по таблице 10 проверить, является ли скорость действительно ниже критической.

Дым: Рекуперативные трубы и распорные кирпичи образуют дымовые каналы со скошенными углами сечением $0,13 \times 0,28$. Так как нас интересует переход тепла конвекцией от дымовых газов только к рекуперативным трубам, а не к распорным кирпичам, то можно принимать за приведенный диаметр каналов расстояние между трубами, равное $0,13$ м.

Таблица 12

Сводка значений коэффициентов теплоотдачи конвекцией, подсчитанных по различным формулам, для рекуператора печи, показанной на рис. 34.

(к примеру 6)

Метод	Воздух		Дым	
	Низ	Верх	Низ	Верх
Тринкс	7,4	12,6	11,5	15,8
Залесский	7,4	12,8	13,5	15,4
Hütte	9,1	8,4	9,1	8,4
Хейлигенштедт	9,1	9,1	6,2	6,2

Тогда по рис. 74 (или же 72 — при скорости ниже критической):

$$\alpha_k = 6,2 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц.}$$

В заключение даем сводку (таблица 12) значений коэффициентов теплоотдачи конвекцией, подсчитанных по различным формулам, для рекуператора печи, показанной на рис. 34.

4. Теплоотдача излучением

В пламенных печах большое, а иногда даже преобладающее значение в теплопередаче принадлежит излучению газов. На его значение для технических топков впервые указал Нуссельт. Но применение теоретических и экспериментальных данных к расчетам тепловых агрегатов и, в частности, промышленных печей стало возможным лишь после опубликования работ Шака, которые довольно подробно изложены в его курсе [12].

Применимость для практических целей выводов Шака и составленных им приближенных формул доказывается проведенными исследованиями и измерениями. Основным положением является утверждение, что некоторые газы (в первую очередь углекислый газ и водяные пары) обладают способностью заметно излучать тепло. В противоположность твердым телам эта способность распространяется не на все длины волн, а на небольшие интервалы их; соответственно с этим закон Стефан-Больцмана не распространяется на излучение газов. Зависимость величины этого излучения другая, и она исследована Шаком. Излучению тепла соответствует противоположное свойство, т. е. поглощение.

Составными частями дымовых газов, излучающими тепло, являются углекислота и водяные пары, в то время как азот и кислород не принимают участия в излучении тепла. Известно, что углеводороды также излучают и поглощают тепло; этот вопрос имеет значение при подогреве горючих газов, например, в регенераторах. Но поскольку в настоящее время отсутствуют данные о величине излучающей способности этих газов, их излучением в технических расчетах обычно пренебрегают, и ограничиваются подсчетом излучения углекислоты и водяного пара.

Интенсивность газового излучения, аналогично теплоотдаче при конвекции, тем больше, чем выше разность температур дыма и поверхности стены, но зависимость здесь иная. Кроме того, интенсивность излучения зависит от абсолютных величин температур; при которых совершается процесс. При этом при одинаковой разности температур теплоотдача тем сильнее, чем эти последние выше.

С повышением содержания теплоизлучающего газа в смеси, т. е. его парциального давления, повышается, конечно, и количество излучаемого тепла и притом в значительной степени.

Большое значение имеет толщина излучающего слоя газа. Чем толще слой газа в канале, тем больше его излучающее (а также и поглощающее) действие. Геометрическая форма и свойства наружной поверхности теплоизлучающего тела играют тоже большую роль в этом процессе.

Все сказанное выше относится в одинаковой мере как к переходу тепла излучением газов к стенке, так и к переходу тепла, излучаемого стенкой и поглощаемого газом.

Выведенные Шаком формулы для излучения газов, даже предложенные им приближенные формулы, весьма сложны. Поэтому значительно удобнее пользоваться разработанными им диаграммами излучения тепла углекислотой и водяными парами. Как видно из этих диаграмм (см. приложение), величина излучения (и поглощения) тепла является функцией температур нагревающей и нагреваемой среды (дыма и стенки) и произведения концентрации (парциального давления) излучающего газа на толщину слоя. Кроме того, при подсчетах необходимо учитывать коэффициент лучеиспускания (излучения) той стенки, которая поглощает или излучает тепло.

Способ пользования этими диаграммами будет пояснен ниже на частном примере (7).

Следует отметить, что этими диаграммами можно пользоваться и для низких температур и для весьма малых значений силы поглощения (т. е. произведения концентрации на толщину слоя), так как хотя погрешность относительно может стать ощутимой, но по абсолютной величине она останется все же очень малой; иными словами, при данных условиях значение теплоотдачи излучением представляет собою малую величину по отношению к теплоотдаче конвекцией.

У некоторых авторов, в частности у Хейлигенштедта [13], мы встречаем готовые таблицы (или графики) количества тепла, излучаемого продуктами горения различных топлив. Эти таблицы дают верные значения в том случае, если состав топлива стабильный, например, для нефти и мазута. Что же касается генераторного газа или полугаза (а они представляют для нас наибольший интерес), то состав их, а следовательно, и состав продуктов горения бывает самый различный, так как зависит от характеристики топлива, конструкции генератора, наличия или отсутствия очистки газа и т. п. В силу этого, как показывают произведенные нами детальные проверочные расчеты, расхождения с данными таблиц могут быть весьма значительными, поэтому мы этих таблиц не приводим.

Пример 7. Определить коэффициенты теплоотдачи излучением $\alpha_{изл}$ для рекуператора печи, показанной на рис. 34 (см. также пример 6). Продукты горения мазута с избытком воздуха $n = 1,2$ имеют следующий состав:

$\text{CO}_2 - 10,9\%, \text{H}_2\text{O} - 15,8\%, \text{N}_2 - 70,2\% \text{ и } \text{O}_2 - 3,1\%.$

Излучающей способностью обладают углекислый газ и водяной пар. Величина теплоотдачи излучением определяется отдельно для того и другого. При этом, ввиду большой разницы температур вверху и внизу рекуператора, нужно делать подсчет отдельно для каждого из этих мест.

Для подсчета коэффициента необходимо задаться температурой стены, на которую происходит излучение (в нашем случае трубы рекуператора); при этом следует указать, что некоторая ошибка в оценке температур не скажется заметно на величине коэффициента теплоотдачи излучением.

а) Холодный конец (низ) рекуператора:

$$\begin{aligned} \text{Дым } t_2 &= 600^\circ \\ \text{Стенка } t_{ст} &= 300^\circ. \end{aligned}$$

Излучение углекислого газа зависит от произведения толщины слоя дымовых газов на концентрацию углекислоты, т. е. процентного содержания углекислоты в дымовых газах.

Толщина слоя дымовых газов в каналах рекуператора:

$$s = 0,13 \text{ м.}$$

Процентное содержание CO_2 в дымовых газах 10,90%:

$$p = 0,109.$$

Находим сперва значение выражения так называемой силы поглощения:

$$c = ps = 0,109 \cdot 0,13 = 0,0142.$$

Принимая в дальнейшем коэффициент излучения шамотной кладки $C = 4,0$, мы можем подсчитать величину излучения углекислоты по довольно сложной формуле Шака [12, стр. 199 и 201], или же воспользоваться для этого диаграммами излучения углекислоты (см. приложение 5), как функции температур и значения $c = ps$ (силы поглощения).

Если пользоваться диаграммами, что значительно проще, то нужно определить в отдельности излучение, соответствующее температуре излучающего газа (в данном случае 600°) и температуре стены, подвергающейся излучению (в данном случае 300°). Разность этих двух величин, помноженная на соотношение коэффициента излучения материала стены (шамот $C = 4,0$) и абсолютно-черного тела (4,95), дает количество тепла, передаваемого на 1 м^2 в час при данной разности температур (600—300). Если полученную величину разделить на разность температур газа и стенки (600—300), то получим коэффициент теплоотдачи излучением углекислоты.

Пользуясь диаграммой I, находим излучение CO_2 :

$$q_{\text{CO}_2} = \frac{4}{4,95} \cdot (1950 - 350) = 1300 \text{ Кал/м}^2 \text{ час}.$$

При разнице температур $600^\circ - 300^\circ$ это соответствует:

$$\alpha_{\text{CO}_2} = \frac{1300}{300} = 4,3 \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{Ц}$$

Излучение водяного пара:

$$s = 0,13 \text{ м}$$

$$p = 0,158$$

$$c = ps = 0,158 \cdot 0,13 = 0,0206.$$

Подсчет излучения водяного пара производится аналогично предыдущему, только при этом приходится пользоваться другой формулой [12, стр. 201] или диаграммами III и IV (см. приложение 5).

Пользуясь диаграммой III, находим:

$$q_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{4}{4,95} \cdot (2100 - 600) = 1240 \text{ Кал/м}^2 \text{ час};$$

При разнице температур $600^\circ - 300^\circ = 300^\circ$ это соответствует:

$$\alpha_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{1240}{300} = 4,1 \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{Ц}.$$

Хотя углекислота поглощает часть излучения водяного пара, но это поглощение сравнительно незначительное. Поэтому без большой ошибки можем считать, что общий коэффициент теплоотдачи излучением — $\alpha_{\text{изл}}$ равен сумме коэффициентов излучения углекислого газа и водяного пара, т. е.:

$$\alpha_{\text{изл}}^{\text{из}} = \alpha_{\text{CO}_2} + \alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 4,3 + 4,1 = 8,4 \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{Ц}.$$

б) Горячий конец (верх) рекуператора.

$$\begin{aligned} \text{Дым } t_1 &= 1300^\circ \\ \text{Стенка } t_{\text{ст}} &= 1100^\circ \end{aligned}$$

Излучение углекислого газа:

$$c = ps = 0,0142.$$

Таблица 13

Подсчет коэффициентов теплоотдачи излучением

(к примеру 8)

Наименование	Толщина излучающего слоя s	Парциальное давление p	Сила полонизации c	Температура		Разность температур Δt	Излучение при температуре		Тепло, передаваемое излучением $q_{\text{изл}}$	Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{\text{изл}}$
				дыма t_d	стенок $t_{\text{ст}}$		дыма q_d	стенок $q_{\text{ст}}$		
Размерность величин	м	ат	м. ат.	°Ц			Ккал/м ² , час			Ккал/м ² , час
Откуда получается	чертежа	расчета	(1) (2)	расчета		(4) — (5)	диаграмм Шака $\frac{4}{4,95} \{ (7) - (8) \}$		(9) — (6)	
№№ по порядку	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
Низ регенератора	CO ₂	0,12	0,1598	0,0192	1000	510	6900	1250	4570	9,32
	H ₂ O	0,12	0,179	0,0215	1000	510	6750	1500	4240	8,65
Общий коэффициент теплоотдачи излучением для низа регенератора										17,97
Верх регенератора	CO ₂	0,12	0,1598	0,0192	1300	950	12500	6250	5050	14,43
	H ₂ O	0,12	0,179	0,0215	1300	950	12300	6100	5010	14,32
Общий коэффициент теплоотдачи излучением для верха регенератора										28,75

По диаграмме I:

$$q_{\text{CO}_2} = \frac{4}{4,95} (11700 - 8000) = 3000 \text{ Кал/м}^2 \text{ час.}$$

При разнице температур $1300^\circ - 1100^\circ = 200^\circ$ это соответствует:

$$\alpha_{\text{CO}_2} = \frac{3000}{200} = 15 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц.}$$

Излучение водяного пара:

$$c = \rho \cdot s = 0,0206.$$

По диаграмме III:

$$q_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{4}{4,95} (11800 - 8100) = 3000 \text{ Кал/м}^2 \text{ час.}$$

При разнице температур 200° это соответствует:

$$\alpha_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{3000}{200} = 15 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц.}$$

Общий коэффициент теплоотдачи излучением составляет:

$$\alpha_{\text{изл}}^{\text{верх}} = \alpha_{\text{CO}_2} + \alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 15 + 15 = 30 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц.}$$

Пример 8. Определить коэффициент теплоотдачи излучением в рекуператоре периодической печи для обжига стекловаренных горшков, показанной на рис. 63. Рекуператор типа Амслер-Мортон с дымовыми вертикальными трубами сечением $0,12 \times 0,12$ м (рис. 17 и 18). Печь отапливается торфом и снабжена полугазовыми топками. При теоретическом количестве воздуха состав продуктов горения: $\text{CO}_2 - 15,98\%$, $\text{H}_2\text{O} - 17,90\%$, $\text{SO}_2 - 0,02\%$ и $\text{N}_2 - 66,10\%$.

По предварительным прикидкам распределение температур в рекуператоре следующее:

Воздух:	верх рекуператора	$t_2' = 600^\circ$
	низ "	$t_1' = 20^\circ$
Дым:	верх рекуператора	$t_1 = 1300^\circ$
	низ "	$t_2 = 1000^\circ$

Для расчетов принимаем температуру стенки равной средне-арифметической температур дыма и воздуха. Расчет представляем в виде таблицы 13.

5. Общий коэффициент теплоотдачи

Коэффициент теплоотдачи от газа к стенке (и наоборот) является арифметической суммой коэффициентов теплоотдачи конвекцией и излучением. Исследование данного вопроса показывает, что в промышленных печах, в частности в рекуператорах, количество тепла, передаваемое этими двумя путями, может достигать величин одинакового порядка. Однако роль конвекции особенно заметна при низких температурах, с повышением же последних она совсем не возрастает или возрастает очень незначительно. Что же касается излучения, то оно начинает сказываться по мере повышения температур, достигая постепенно доминирующей роли. Этот вопрос имеет громадное значение при конструировании рекуператоров, и поэтому мы остановимся на нем несколько подробнее.

Рассматривая движение дыма и воздуха в рекуператоре, мы устанавливаем, что между ними, с точки зрения явлений теплоотдачи, имеется следующее существенное различие.

Воздух, в противоположность дымовым газам, не поглощает и не излучает тепла. Следовательно, для воздуха играет роль теплоотдача только

конвекцией, для дыма же — как конвекцией, так и излучением. Кроме того, температура дымовых газов выше температуры воздуха, а в области высоких температур роль излучения, в том числе и газового, возрастает.

Резюмируя изложенное, можно высказать следующее положение: для теплоотдачи от стенки (рекуперативных элементов) к воздуху важны те факторы, которые усиливают теплоотдачу конвекцией. Для усиления же теплоотдачи от дыма к стенке следует обращать в первую очередь внимание на теплоотдачу излучением.

При ламинарном движении воздуха по трубам (это имеет место в рекуператорах типа Германсена, Штейн-Чапмана, Стальпроекта и Амслер-Мортон с вертикальными воздушными трубами) теплоотдача конвекцией находится в обратной зависимости от их диаметра. Поэтому целесообразно сечения воздушных каналов делать небольшими (на это уже указывалось выше в главе I).

Второй способ увеличения теплоотдачи конвекцией в керамических рекуператорах, в которых скорости воздуха сравнительно невелики, заключается в установке дымовых труб в виде пучка или насадки. В этом случае, вследствие постоянного изменения направления потоков воздуха и ударов его о рекуперативные трубы, создаются предпосылки увеличения значений коэффициента теплоотдачи конвекцией. Этот принцип применен в рекуператорах Тейзена и Амслер-Мортон с вертикальными дымовыми трубами.

При конструировании металлических рекуператоров (с движением воздуха по трубам) для увеличения теплоотдачи конвекцией целесообразно идти (в соответствии с формулой (28) и диаграммой, изображенной на рис. 73) по линии повышения скоростей и уменьшения диаметра труб; повышенное же гидравлическое сопротивление следует преодолевать вентилятором.

Что касается теплоотдачи от дымовых газов к стенке, то нужно указать, что оно складывается из теплоотдачи конвекцией и излучением и в керамических рекуператорах значительно превосходит значение коэффициента теплоотдачи от стенки к воздуху, поэтому даже значительное его увеличение не может дать того эффекта, какое дает увеличение теплоотдачи от стенки к воздуху (см. ниже стр. 152—155).

Большая роль излучения в теплоотдаче от дыма к стенке, а также повышение этого излучения с увеличением диаметра дымовых каналов говорит о нецелесообразности придавать последним узкого сечения. Это диктуется также практическими задачами по предотвращению засорения дымовых каналов и облегчению их чистки.

Для иллюстрации сказанного приводим две таблицы (14 и 15, см. стр. 152), составленные Хейлигенштедтом [13] для горения колошникового газа (состав продуктов горения: CO_2 — 24,0%; H_2O — 1,8%; N_2 = 74,2%); скорость дыма в них принята $w_0 = 1$ м/сек (0° , 760 мм ртутного столба); коэффициент излучения материала каналов — $C = 4,0$.

В таблице 14 дано сравнение суммарного коэффициента теплоотдачи конвекцией и излучением при изменении температур для двух каналов шириной 50 и 100 мм и для температур дымовых газов от 1200° до 400° . При низких температурах преобладает роль конвекции, и поэтому до температуры 1000° суммарный коэффициент теплоотдачи при узком канале больше; при 1200° величины эти сравниваются.

Еще более наглядна таблица 15, где показано влияние диаметра канала на суммарный коэффициент теплоотдачи. При низких температурах дыма (600°) увеличение диаметра канала от 100 до 300 мм почти не сказывается на величине суммарного коэффициента теплоотдачи, однако, последний значительно ниже, чем при температуре 1200° . Интересно, что при этой последней температуре суммарный коэффициент теплоотдачи практически одинаков для всех диаметров от 25 до 300 мм. Это объясняется тем, что, по мере уменьшения теплоотдачи конвекцией при возрастании диаметра, увеличивается теплоотдача излучением.

Хотя данные таблицы подсчитаны для определенного состава дымовых газов, и приведенные в них цифры при другом составе их должны быть

Таблица 14

Сравнение коэффициента теплоотдачи $\alpha = \alpha_k + \alpha_{изл}$ при изменении температур

Подсчеты сделаны для продуктов горения колосникового газа; скорость $w_0 = 1$ м/сек (при 0° и 760 мм ртутного столба)

Температура продуктов горения °Ц	Ширина канала 50 мм			Ширина канала 100 мм		
	α_k	$\alpha_{изл}$	α	α_k	$\alpha_{изл}$	α
1200	11,1	14,7	25,8	7,2	18,0	25,2
1000	11,1	12,8	23,9	7,2	15,3	22,5
800	11,1	9,5	20,6	7,2	10,6	17,8
600	11,1	5,9	17,0	7,2	7,2	14,4
400	11,1	2,9	14,0	7,2	3,6	10,8

Таблица 15

Влияние диаметра канала на коэффициент теплоотдачи $\alpha = \alpha_k + \alpha_{изл}$

Подсчеты сделаны для продуктов горения колосникового газа; скорость $w_0 = 1$ м/сек (при 0° и 760 мм ртутного столба)

Диаметр мм	α_k	Температура газа 600°		Температура газа 1200°	
		$\alpha_{изл}$	α	$\alpha_{изл}$	α
25	14,7	4,9	19,6	12,3	27,0
50	11,1	5,9	17,0	14,7	25,8
75	8,6	6,5	15,1	16,3	24,9
100	7,2	6,9	14,1	17,9	25,1
125	6,3	7,3	13,6	19,1	25,4
150	5,6	7,6	13,2	20,4	26,0
200	4,8	8,2	13,0	22,8	27,2
300	3,8	9,5	13,3	25,2	29,0

изменены, тем не менее, тенденция остается неизменной и подкрепляет высказанные нами выше соображения о конструировании рекуператоров.

6. Общий коэффициент теплопередачи k для рекуператора

При расчете рекуператора мы встречаемся с так называемыми поверхностными условиями третьего рода: даны температуры газовой среды (дыма и воздуха) с обеих сторон стенки, требуется определить, какое количество тепла проходит через разделяющую стенку в единицу времени (час).

Количество тепла, передаваемое в час от одной газовой среды к другой через простую или сложную стенку, выражается следующей формулой:

$$Q = kF(t_d - t_v), \quad (45)$$

где: t_d °Ц — температура теплоотдающей среды (дыма);
 t_v °Ц — температура тепловоспринимающей среды (воздуха);
 F м² — поверхность нагрева;

k Кал/м² час °Ц — общий коэффициент теплопередачи.

Последний показывает, сколько тепла проходит в час через 1 м² стенки, если разность температур обеих окружающих сред составляет 1°Ц.

Общий коэффициент теплопередачи k включает в себе коэффициенты теплоотдачи (конвекцией и излучением) и тепловое сопротивление самой стенки.

Для простой (однослойной) плоской стенки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha'}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц} \quad (46)$$

Для сложной (многослойной) плоской стенки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{1}{\alpha'}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц} \quad (47)$$

где: α Кал/м² час °Ц — коэффициент теплоотдачи (конвекцией и излучением) от теплоотдающей среды (дыма) к стенке;

α' Кал/м² час °Ц — коэффициент теплоотдачи (конвекцией) от стенки к тепловоспринимающей среде (воздуху);

$s, s_1, s_2, \dots, m$ — толщина разделяющей стенки или ее отдельных слоев;

$\lambda, \lambda_1, \lambda_2, \dots$ Кал/м час °Ц — коэффициент теплопроводности разделяющей стенки или ее отдельных слоев.

Для труб имеем следующие формулы:

Общий коэффициент теплопередачи для простой трубы длиной 1 м:

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{d_1 \alpha} + \frac{1,151}{\lambda} \lg \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{d_2 \alpha'}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{Ц} \quad (48)$$

То же для сложной (многослойной) трубы длиной 1 м:

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{d_1 \alpha} + \frac{1,151}{\lambda_1} \lg \frac{d_2}{d_1} + \frac{1,151}{\lambda_2} \lg \frac{d_3}{d_2} + \dots + \frac{1}{d_n \alpha'}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{Ц} \quad (49)$$

где $d_1, d_2, \dots, m$ — диаметры трубы.

Величины α, α', λ и s (или d) определяются конструкцией и материалами теплообменного аппарата с одной стороны, температурой и скоростями газов, с другой. В случае необходимости применения огнеупорного материала, обычно используют шамотный припас; в последнее время начинают применять высокоогнеупорные материалы, как карбофракс и т. п., а также жароупорные стали. Для низких температур уже давно находят применение чугуны и железные рекуператоры. Коэффициенты теплопроводности некоторых материалов — шамота, диоксида, металла, карборунда и др. приведены в приложении.

Из анализа основной формулы (46) видно, что чем больше α, α' и λ и чем меньше s , тем выше k . При конструировании рекуператора эта формула имеет исключительное значение, так как позволяет наметить те мероприятия, которые способствуют увеличению эффективности его работы. Общий коэффициент теплопередачи зависит от трех величин, а именно:

Термического сопротивления от дыма к стенке $\frac{1}{\alpha}$,

Термического сопротивления стенки $\frac{s}{\lambda}$,

Термического сопротивления от стенки к воздуху $\frac{1}{\alpha'}$.

Общий коэффициент теплопередачи зависит от суммы этих трех термических сопротивлений. На ряде дальнейших примеров мы убедимся, что в обычных керамических рекуператорах наибольшее значение имеет термическое сопротивление от стенки к воздуху. Следовательно, стремление конструктора должно быть направлено к тому, чтобы уменьшить в первую очередь эту величину, так как это даст больший эффект, чем уменьшение термического сопротивления от дыма к стенке или даже термического сопротивления самой стенки (за счет уменьшения ее толщины).

В металлических рекуператорах сопротивлением самой стенки можно практически пренебречь; тогда величина общего коэффициента теплопередачи определится только переходными сопротивлениями; для уменьшения последних целесообразно применять принудительное движение газов и особенно воздуха.

Для облегчения предварительных подсчетов дана таблица 16 (стр. 154), в которой показаны различные значения общего коэффициента теплопередачи k при разных толщинах стенки и различных значениях коэффициента теплопередачи. В первом главном столбце даны значения k при толщине стенки $s=0$; ими можно пользоваться при металлических рекуператорах, так как величина $\frac{s}{\lambda}$ для железа не больше чем $\frac{0,01}{35} = 0,0003$ и, следовательно, при сравнении с членами $\frac{1}{\alpha}$ и $\frac{1}{\alpha'}$ ею можно пренебречь, т. е. можно принять $s=0$.

Для других столбцов принято $\lambda=1$, т. е. приведенные в них данные отнесены к шамотной стенке с температурой около 400° (см. в приложении

Таблица 16

Общий коэффициент теплопередачи k (при $\lambda = 1,0$)

Коэффициенты теплоотдачи	$s = 0$				$s = 40 \text{ мм}$				$s = 60 \text{ мм}$				$s = 80 \text{ мм}$			
	5	10	15	20	5	10	15	20	5	10	15	20	5	10	15	20
5	2,50	3,33	3,75	4,00	2,27	2,94	3,26	3,45	2,18	2,78	3,06	3,23	2,08	2,63	2,89	3,03
10	3,33	5,00	6,00	6,67	2,94	4,17	4,83	5,27	2,78	3,85	4,41	4,77	2,63	3,57	4,06	4,35
15	3,75	6,00	7,50	8,57	3,26	4,83	5,77	6,37	3,06	4,41	5,18	5,66	2,89	4,06	4,69	5,08
20	4,00	6,67	8,57	10,0	3,45	5,27	6,37	7,15	3,13	4,77	5,66	6,25	3,03	4,35	5,08	5,56
25	4,16	7,15	9,38	11,1	3,57	5,56	6,81	7,70	3,33	5,00	6,00	6,67	3,13	4,53	5,36	5,89
30	4,30	7,50	10,0	12,0	3,67	5,77	7,15	8,13	3,41	5,18	6,25	6,98	3,19	4,69	5,56	6,12

таблицы коэффициентов теплопроводности огнеупоров). Если принять во внимание другие значения для λ , то соответствующий общий коэффициент теплопередачи следует определить для другой толщины стены s' , которая выразится $s' = s_{\text{действ.}} \cdot \frac{1}{\lambda}$.

На таблице 16 можно также проследить влияние отдельных величин. Общий коэффициент теплопередачи при переходе от стенки толщиной в 40 мм к стенке толщиной 80 мм падает на 80% при коэффициенте теплоотдачи $\alpha = \alpha' = 5$; при $\alpha' = 20$ и $\alpha = 30$ он падает уже на 250%. Иными словами, чем больше коэффициенты теплоотдачи, т. е. чем меньше переходные сопротивления, тем более заметно влияние толщины стенок, и, наоборот, чем меньше толщина стенок, тем большее значение имеет повышение значений отдельных коэффициентов теплоотдачи. Поэтому применение материалов с высоким коэффициентом теплопроводности, как металла и карборунда, может быть оправдано только в том случае, если в рекуператоре достигаются высокие коэффициенты теплоотдачи от дыма к воздуху. В противном случае, т. е. при небольших скоростях дыма и воздуха, в рекуператорах с естественной тягой применение металла и карборунда не дает надлежащего эффекта.

Пример 9. Найти значения общего коэффициента теплопередачи k в рекуператоре ванной печи, показанной на рис. 34. Значения коэффициента теплоотдачи конвекцией, подсчитанные по различным формулам при решении примера 6, имеются в таблице 12; коэффициенты теплоотдачи излучением газов подсчитаны при решении примера 7.

Значения коэффициента теплопроводности шамота λ при расчете этой печи были определены по Тринксу¹ (см. приложение).

Внизу рекуператора средняя $t = 310^\circ$; $\lambda = 0,85$.

Вверху " " " $t = 1100^\circ$; $\lambda = 1,28$.

Толщина теплопередающей стенки, т. е. рекуперативной трубы, $s = 0,025 \text{ м}$.

Все подсчеты представлены в таблице 17.

Интересно отметить, что, несмотря на применение самых разнообразных формул, значения k (см. таблицу 17) получились довольно близкие друг к другу.

Пример 10. Рекуператор сделан из железа; толщина стенки 10 мм;

$$\lambda = 35 \text{ Кал/м час } ^\circ\text{Ц}; \alpha = \alpha' = 15 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{15} + \frac{0,01}{35} + \frac{1}{15}} = \frac{1}{0,0667 + 0,0003 + 0,0667} = \frac{1}{0,1337} = 7,48 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

Если пренебречь термическим сопротивлением железа $\frac{s}{\lambda}$, то

$$k = \frac{1}{\frac{1}{15} + \frac{1}{15}} = \frac{1}{0,1334} = 7,50 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

Разница с предыдущим значением k — ничтожная.

¹ В настоящее время при расчетах мы пользуемся более новыми данными Нортон и коэффициентах теплопроводности огнеупоров (см. приложение).

Таблица 17

Подсчет общего коэффициента теплопередачи k (к примеру 9)

Наименование	Коэффициент теплоотдачи от дыма к стенке			Толщина теплопередающей стенки s	Средняя температура теплопередающей стенки	Коэф-циент теплопроводности стенок λ	Коэф-циент теплоотдачи от стенок к воз-духу α	Термическое сопротивление					Общий коэф-циент теплопередачи k
	Конвек-цией α _к	Излуче-нием α _{изл}	Общий α					От дыма к стенке 1/α	Стенки s/λ	От стенок к воздуху 1/α'	Общее 1/α + s/λ + 1/α'		
Равномерность величины	Kcal/m² час °C			m	°C	Kcal/m ч. °C	Kcal/m² час °C	м² час °C / Kcal					Kcal/m² час °C
Метод	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
	из расчета	(1) + (2)	из чер-тежа	из рас-чета	из таб-лиц	из рас-чета	из рас-чета	1/ᾱ	(4)/(6)	(1)/(7)	(8) + (9) + (10)/(11)		
Тринкс	низ	11,5	8,4	19,9	0,025	310	0,85	7,4	0,050	0,029	0,135	0,214	4,7
	верх	15,8	30,0	45,8	0,025	1100	1,28	12,6	0,022	0,020	0,070	0,121	8,3
Среднее значение общего коэффициента теплопередачи													k = (4,7 + 8,3) / 2 = 6,5
Залес-ский	низ	13,5	8,4	21,9	0,025	310	0,85	7,4	0,046	0,029	0,135	0,210	4,8
	верх	15,4	30,0	45,4	0,025	1100	1,28	12,8	0,022	0,020	0,078	0,120	8,3
Среднее значение общего коэффициента теплопередачи													k = (4,8 + 8,3) / 2 = 6,55
Hütte	низ	9,1	8,4	17,5	0,025	310	0,85	9,1	0,057	0,029	0,110	0,196	5,1
	верх	8,4	30	38,4	0,025	1100	1,28	8,4	0,026	0,020	0,119	0,165	6,1
Среднее значение общего коэффициента теплопередачи													k = (5,1 + 6,1) / 2 = 5,6
Хейли-генштейн	низ	6,2	8,4	14,6	0,025	310	0,85	9,1	0,068	0,029	0,110	0,207	4,8
	верх	6,2	30,0	36,2	0,025	1100	1,28	9,1	0,028	0,020	0,110	0,158	6,3
Среднее значение общего коэффициента теплопередачи													k = (4,8 + 6,3) / 2 = 5,55

РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТОРОВ

1. Классификация рекуператоров

В зависимости от взаимного положения и направления движения дымовых газов и воздуха, различают три основных типа рекуператоров (рис. 79):

а) С *параллельным током* (прямотоком), при котором дым и воздух движутся в одном направлении.

б) С *противотоком*, при котором дым и воздух движутся навстречу друг другу.

в) С *перекрестным током*, при котором дым и воздух движутся перпендикулярно друг другу.

г) Иногда в металлических рекуператорах находит применение *комбинированный тип*, представляющий собою сочетание прямотока с противотоком

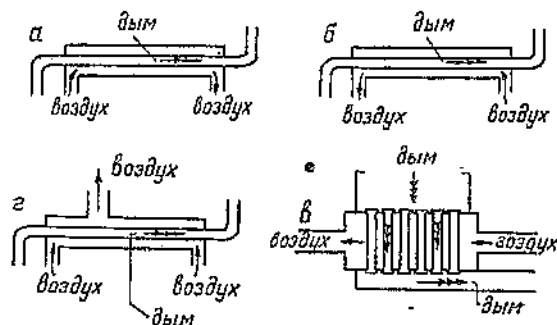


Рис. 79. Схемы различных типов рекуператоров
а — параллельный ток (прямоток); б — противоток; в — перекрестный ток; г — комбинированный: прямоток с противотоком

и схематически показанный на рис. 79г. Часть воздуха входит в рекуператор со стороны входа дымовых газов и идет вместе с ними прямым током; большая же часть воздуха входит в рекуператор со стороны выхода дыма и, по отношению к нему, идет противотоком.

На рис. 80 показано распределение температур в различных типах рекуператоров. Как видно из рис. 80а, при параллельном токе (прямотоке) воздух может быть нагрет максимум лишь до температуры дыма при выходе его из рекуператора. При противотоке, как видно из рис. 80б, воздух может быть нагрет до температуры, близкой к температуре дыма при входе его в рекуператор (т. е. выше, чем при параллельном токе). Поэтому в керамических рекуператорах (как и в регенераторах) стремятся применять принцип противотока.

При перекрестном токе (рис. 80в) распределение температур более сложно.

Температура стенки рекуперативных элементов, как видно из сравнения фиг. а и б рис. 80, при противотоке больше, чем при прямом токе. Поэтому в металлических рекуператорах, во избежание чрезмерного нагревания рекуперативных элементов, применяют обычно принцип параллельного тока (см. в этой главе пример 17)

Идея металлического комбинированного рекуператора (рис. 79г), осуществленная американской фирмой „Mantle Engineering Company“, заключается в том, чтобы сочетать преимущества прямотока (избежание чрезмерного нагрева стенок) и противотока (более высокий подогрев воздуха). С этой

целью в месте входа дымовых газов, т. е. там, где они имеют наивысшую температуру, воздух идет прямым током; в той же части рекуператора, где температура отходящих газов ниже и где поэтому нет опасности пережога металлических стенок, воздух идет встречным потоком (противопотоком) по отношению к дыму. Распределение температур для такого комбинированного рекуператора показано на рис. 80г. В книге инж. Лемлеха [24, стр. 70—72] приведены данные обследования такого рекуператора.

Расчет рекуператоров с прямотоком и противотоком значительно проще, чем рекуператоров с перекрестным током. Поэтому, где только это возможно, стараются для рекуператоров с перекрестным током применять методику расчета рекуператоров с прямотоком или противотоком.

Большинство керамических рекуператоров состоит из труб, по которым движется воздух (или дым), дым же (или соответствующий воздух) проходит между трубами в перпендикулярном направлении. Такое разрешение задачи нужно считать очень удачным как в тепловом, так и в конструктивном отношении. В этом случае мы имеем по сути дела перекрестный ток, причем газы, которые движутся между трубами, в большинстве случаев идут зигзагообразно в несколько оборотов. Как указывает Шак, такие рекуператоры можно рассчитывать по правилу противотока.

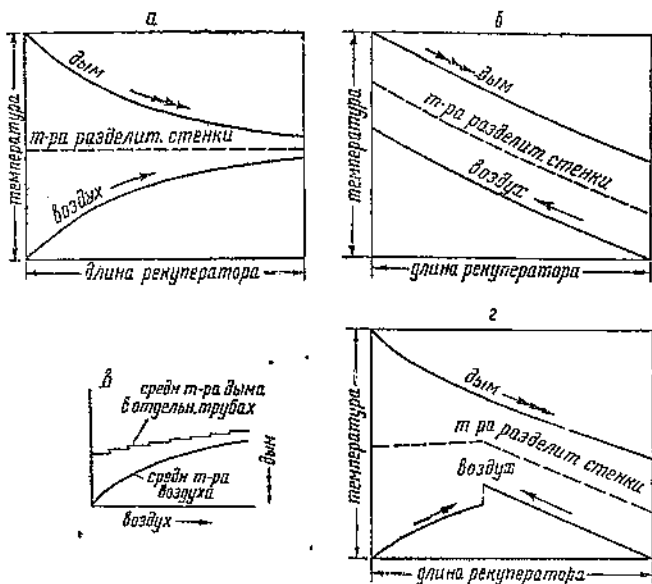


Рис. 80. Распределение температур в различных типах рекуператоров

а — параллельный ток (прямоток); б — противоток; в — перекрестный ток; г — комбинированный: прямоток с противотоком

2. Формулы для расчета рекуператоров с параллельным током и противотоком при постоянном значении общего коэффициента теплопередачи k

Мы ограничиваемся приведением формул, необходимых для расчета рекуператоров, без вывода таковых; интересующихся этим вопросом и желающих подробнее с ним ознакомиться, отсылаем к специальным курсам, в частности, к трудам Шака [12] и Хейлигенштедта [13].

Ниже мы на нескольких примерах покажем как пользоваться этими формулами.

а) Обозначения:

k Кал/м² час °Ц — общий коэффициент теплопередачи;

F м² — общая поверхность нагрева;

Q Кал/час — общее количество передаваемого тепла;

Δt_m °Ц — средняя разность температур обоих протекающих газов;

G кг/час — расход по весу нагревающего газа (дыма);

V м³/час — расход (объемный) нагревающего газа;

c Кал/кг °Ц — теплоемкость нагревающего газа (на единицу веса);

c_p Кал/м³ °Ц — теплоемкость нагревающего газа (на единицу объема);

$W = Gc = Vc_p$ Кал/час °Ц — водяной эквивалент нагревающего газа;
 G' кг/час — расход (по весу) нагреваемого газа (воздуха);
 V' м³/час — расход (объемный) нагреваемого газа;
 c' Кал/кг °Ц — теплоемкость нагреваемого газа (на единицу веса);
 c_p' Кал/м³ °Ц — теплоемкость нагреваемого газа (на единицу объема);

$W' = G'c' = V'c_p'$ Кал/час °Ц — водяной эквивалент нагреваемого газа;
 t_1 °Ц — температура нагревающего газа (дыма) при входе в рекуператор;
 t_2 °Ц — температура нагревающего газа при выходе из рекуператора;
 t_1' °Ц — температура нагреваемого газа (воздуха) при входе в рекуператор;
 t_2' °Ц — температура нагреваемого газа (воздуха) при выходе из рекуператора;
 Δt_n °Ц — разность температур обоих газов в начале рекуператора (у входа дыма);
 Δt_k °Ц — разность температур обоих газов в конце рекуператора (у выхода дыма);
 Δt_T °Ц — средняя разность температур дыма и воздуха в рекуператоре;
 t °Ц — температура нагревающего газа (дыма) после F_x м² поверхности нагрева (поверхность считается от входа нагревающего газа);
 t' °Ц — температура нагреваемого газа (воздуха) после F_x м² поверхности нагрева (поверхность считается от входа нагреваемого газа);
 e — основание натуральных логарифмов = 2,718.

б) Необходимая поверхность нагрева для передачи Q Кал/час. При параллельном токе и противотоке

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_m} \text{ м}^2. \quad (50)$$

в) Средняя разность температур дымовых газов и воздуха:

При параллельном токе

$$\Delta t_m = \frac{(t_1 - t_1') - (t_2 - t_2')}{2,303 \cdot \lg \frac{t_1 - t_1'}{t_2 - t_2'}} \text{ °Ц} \quad (51)$$

или

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{2,303 \cdot \lg \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}} \text{ °Ц}. \quad (51a)$$

При противотоке

$$\Delta t_m = \frac{(t_1 - t_2') - (t_2 - t_1')}{2,303 \cdot \lg \frac{t_1 - t_2'}{t_2 - t_1'}} \text{ °Ц} \quad (52)$$

или

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{2,303 \cdot \lg \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}} \quad \text{°C} \quad (52a)$$

Если пользоваться обозначениями Δt_n и Δt_k , т. е. разностями температур в начале и конце рекуператора, то выражения средней разности температур (51a) и (52a) одинаковы для параллельного тока и противотока.

Приближенное значение Δt_m в обоих случаях:

$$\Delta t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t'_1 + t'_2}{2} \quad \text{°C} \quad (53)$$

или

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_n + \Delta t_k}{2} \quad \text{°C} \quad (53a)$$

Выражение (50) может быть несколько упрощено путем замены выражения Δt_m :

$$\frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{2,303 \cdot \lg \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}} = n \cdot \frac{\Delta t_n + \Delta t_k}{2}$$

откуда

$$n = \frac{2}{2,303 \cdot \lg \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}} \cdot \frac{\frac{\Delta t_n}{\Delta t_k} - 1}{\frac{\Delta t_n}{\Delta t_k} + 1} \quad (54)$$

В этом случае уравнение (50) напишется так:

$$F = \frac{Q}{k \cdot n \cdot \frac{\Delta t_n + \Delta t_k}{2}} \text{ м}^2. \quad (50a)$$

Значение n , подсчитанное по выражению (54), нанесено на диаграмму, изображенную на рис. 81 [13]. Как видно из этой диаграммы, если $\frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}$ лежит в пределах от

0,3 до 3,5, то с ошибкой, не превосходящей 10%, можно пользоваться следующей приближенной формулой: для Δt_m — (53 и 53a), для

$$F = \frac{Q}{k \cdot \frac{\Delta t_n + \Delta t_k}{2}} \text{ м}^2. \quad (55)$$

Легко также видеть, что размеры поверхностей рекуператора в случае прямотока (параллельного тока) и противотока будут обратно пропорциональны значениям n :

$$\frac{F_{\text{прямотока}}}{F_{\text{противотока}}} = \frac{n_{\text{противотока}}}{n_{\text{прямотока}}}$$

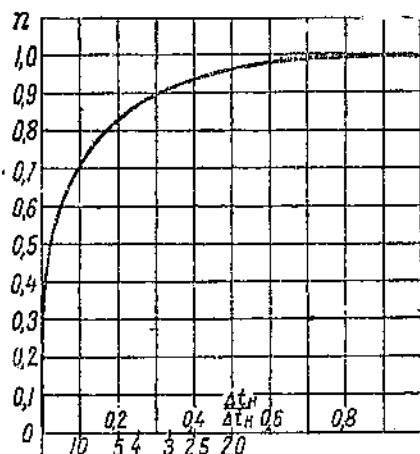


Рис. 81. Значение коэффициента n для определения средней разности температур

$$\frac{\Delta t_n + \Delta t_k}{2}$$

Если поверхность нагрева имеет постоянную температуру t_0 (паровые котлы, конденсаторы и т. п.), то:

$$t_1' = t_2' = t_0,$$

и предыдущие формулы упрощаются:

$$\Delta t_m = \frac{t_1 - t_2}{2,303 \cdot \lg \frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0}} \text{ } ^\circ\text{Ц} \quad (56)$$

(здесь $t_{1\text{в}}$ и t_2 — температура нагревающего газа при входе и выходе).

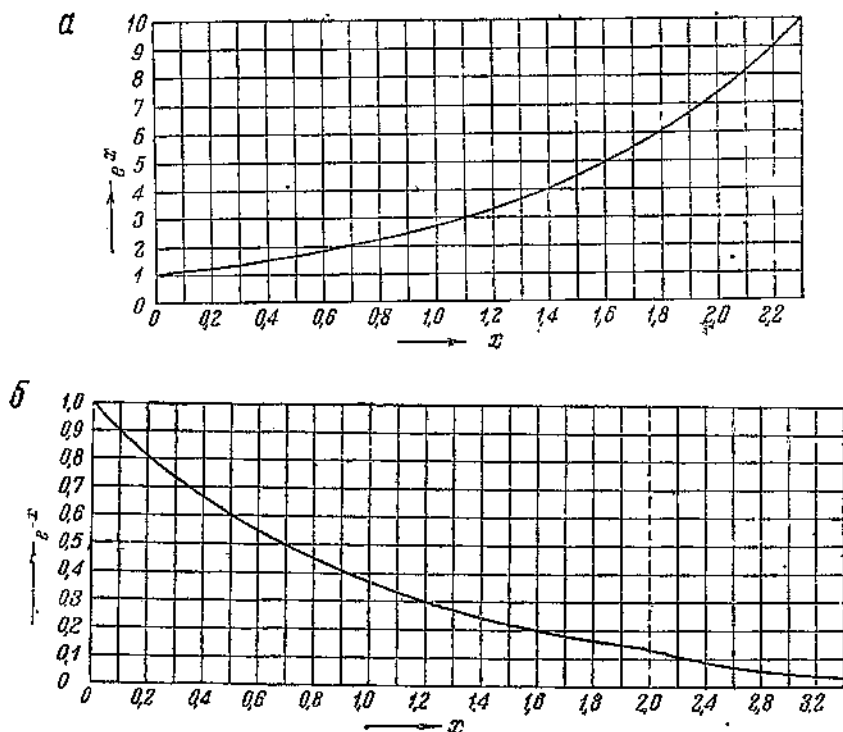


Рис. 82. Функции e^{+x} и e^{-x}
а — функция e^{+x} ; б — функция e^{-x}

При небольших изменениях температур можно применять приближенную формулу:

$$\Delta t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} - t_0 \text{ } ^\circ\text{Ц}. \quad (57)$$

г) Конечные (при выходе) температуры при параллельном токе:

Нагревающего газа (дыма)

$$t_2 = t_1 - \frac{W'}{W + W'} (t_1 - t_1') \left[1 - e^{-\frac{kF}{W} \left(1 + \frac{W'}{W} \right)} \right] \text{ } ^\circ\text{Ц} \quad (58)$$

Нагреваемого газа (воздуха)

$$t_2' = t_1' + \frac{W}{W + W'} (t_1 - t_1') \left[1 - e^{-\frac{kF}{W} \left(1 + \frac{W'}{W} \right)} \right] \text{ } ^\circ\text{Ц}. \quad (59)$$

Значение e^{+x} и e^{-x} можно брать по диаграмме, изображенной на рис. 82.

д) Конечные температуры при противотоке:
Нагревающего газа (дыма)

$$t_2 = t_1 - (t_1 - t_1') \cdot \frac{W'}{W} \left[1 - \frac{1 - \frac{W}{W'}}{1 - \frac{W}{W'} \cdot e^{-\frac{kF}{W} \left(1 - \frac{W}{W'}\right)}} \right] \text{°C} \quad (60)$$

или сокращенно

$$t_2 = t_1 - (t_1 - t_1') \cdot \frac{W}{W'} (1 - f) \text{°C} \quad (61)$$

Нагреваемого газа (воздуха)

$$t_2' = t_1 - (t_1 - t_1') \cdot \frac{1 - \frac{W}{W'}}{1 - \frac{W}{W'} \cdot e^{-\frac{kF}{W} \left(1 - \frac{W}{W'}\right)}} \text{°C} \quad (62)$$

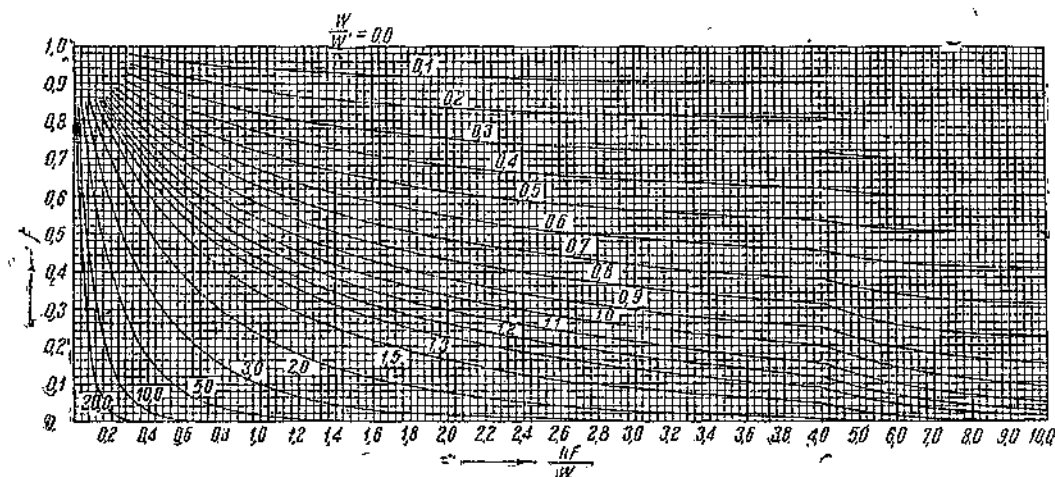


Рис. 83. Выражение $f = \frac{1 - \frac{W}{W'}}{1 - \frac{W}{W'} \cdot e^{-\frac{kF}{W} \left(1 - \frac{W}{W'}\right)}}$

или сокращенно

$$t_2 = t_1 - (t_1 - t_1') f \text{°C} \quad (63)$$

Выражение

$$f = \frac{1 - \frac{W}{W'}}{1 - \frac{W}{W'} \cdot e^{-\frac{kF}{W} \left(1 - \frac{W}{W'}\right)}} \quad (64)$$

есть функция двух отвлеченных величин $\frac{W}{W'}$ и $\frac{kF}{W}$. Она представлена в виде семейства кривых на прилагаемом графике, изображенном на рис. 83.

е) Текущие температуры t и t' : При параллельном токе находим текущие температуры по формулам для температур конечных, подставляя вместо значений всей поверхности нагрева F значения F_x той части поверхности, которая омывается газами, считая от входа в рекуператор.

При противотоке замена F через F_x недопустима, так как в этом случае температуры в любой точке зависят не только от значений F_x , но и от величины всей поверхности нагрева F .

Текущая температура нагревающего газа (дыма) при противотоке:

$$t = t_1 - (t_1 - t'_1) \frac{1 - e^{-\frac{kF_x}{W} \left(1 - \frac{W}{W'}\right)}}{1 + \frac{W}{W'} e^{-\frac{kF}{W'} \left(1 - \frac{W}{W'}\right)}} \text{ } ^\circ\text{Ц.} \quad (65)$$

Текущая температура нагреваемого газа (воздуха) при противотоке:

$$t' = t_1 - (t_1 - t'_1) \frac{1 - \frac{W}{W'} e^{-\frac{kF_x}{W} \left(1 - \frac{W}{W'}\right)}}{1 - \frac{W}{W'} e^{-\frac{kF}{W'} \left(1 - \frac{W}{W'}\right)}} \text{ } ^\circ\text{Ц.} \quad (66)$$

В формулах (65) и (66) F_x — поверхность нагрева рекуператора от входа дыма до рассматриваемой точки; F — вся поверхность нагрева.

ж) Количество передаваемого в час тепла:

При параллельном токе

$$Q = (t_1 - t'_1) W \frac{1 - e^{-\frac{kF}{W} \left(1 + \frac{W}{W'}\right)}}{1 + \frac{W}{W'}} \text{ Кал/час.} \quad (67)$$

При противотоке

$$Q = (t_1 - t'_1) W \frac{1 - e^{-\frac{kF}{W} \left(1 - \frac{W}{W'}\right)}}{1 - \frac{W}{W'} e^{-\frac{kF}{W'} \left(1 - \frac{W}{W'}\right)}} \text{ Кал/час} \quad (68)$$

или сокращенно

$$Q = (t_1 - t'_1) W' (1 - f) \text{ Кал/час.} \quad (69)$$

з) Случай, когда при противотоке водяные эквиваленты равны, т. е. $\frac{W}{W'} = 1$. В этом случае формулы текущих и конечных температур и количества передаваемого тепла принимают неопределенную форму. Для раскрытия истинного смысла полученных выражений следует продифференцировать их числители и знаменатели и тогда получим (для дифференцирования мы предполагаем, что $W = \text{const}$, а W' меняется так, что $\frac{W}{W'} = x$ и стремится к 1):

Текущую температуру нагревающего газа (дыма) при противотоке при $\frac{W}{W'} = 1$:

$$t = t_1 - (t_1 - t'_1) \frac{F_x}{F + \frac{k}{W}} \text{ } ^\circ\text{Ц.} \quad (70)$$

Конечную температуру нагревающего газа (путем подстановки в формуле (70) F вместо F_x):

$$t_2 = t_1 - (t_1 - t'_1) \frac{1}{1 + \frac{k}{WF}} \text{ } ^\circ\text{Ц.} \quad (71)$$

Текущую температуру нагреваемого газа (воздуха) при противотоке при $\frac{W}{W'} = 1$:

$$t' = t_1 - (t_1 - t'_1) \frac{1 + k \frac{F_x}{W}}{1 + \frac{kF}{W}} \text{ } ^\circ\text{Ц.} \quad (72)$$

Конечную температуру нагреваемого газа (воздуха) (путем подстановки в формуле (72) значения $F_x = 0$):

$$t_2 = t_1 - (t_1 - t_1') \frac{1}{1 + \frac{kF}{W}} \text{ } ^\circ\text{C} \quad (73)$$

Количество передаваемого тепла при противотоке при $\frac{W}{W'} = 1$:

$$Q = (t_1 - t_1') \frac{W}{1 + \frac{kF}{W}} \text{ Кал/час.} \quad (74)$$

и) Случай, когда водяной эквивалент нагревающего газа W или нагреваемого газа W' — бесконечно велик. Например, когда поверхность нагрева имеет постоянную по времени и месту температуру (паровые котлы, кипятильники, некоторые конденсаторы и т. п.). В этом случае безразлично, имеем ли мы дело с параллельным током или противотоком.

Если через W обозначить конечное значение водяного эквивалента, то при постоянной температуре t_0 поверхности нагрева или второго газа:

Количество передаваемого тепла:

$$Q = (t_1 - t_0) W \left(1 - e^{-\frac{kF}{W}}\right) \text{ Кал/час.} \quad (75)$$

Конечная температура:

$$t_2 = t_0 + (t_1 - t_0) e^{-\frac{kF}{W}} \text{ } ^\circ\text{C} \quad (76)$$

В этих уравнениях:

$k \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$ — общий коэффициент теплопередачи, если t_0 — постоянной температуре газа с водяным эквивалентом $W = \infty$;

$k \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$ — коэффициент теплоотдачи, если t_0 — постоянной температуре поверхности нагрева.

к) Коэффициент полезного действия рекуператора. Коэффициентом полезного действия рекуператора является соотношение

$$\eta = \frac{\text{действительно передаваемое тепло}}{\text{максимально возможное количество передаваемого тепла}} \quad (77)$$

Максимальное количество тепла, очевидно, может быть передано в рекуператоре с бесконечно большой поверхностью нагрева, т. е. $F = \infty$; для его определения нужно в уравнениях (67) и (68) подставить $\frac{kF}{W} = \infty$.

Для параллельного тока [из уравнения (67)]

$$Q_{\max} = (t_1 - t_1') \cdot \frac{W}{1 + \frac{W}{W'}} \text{ Кал/час.} \quad (78)$$

Для противотока [из уравнения (68)] следует различать два случая:

$$\frac{W}{W'} < 1; Q_{\max} = (t_1 - t_1') W \text{ Кал/час,} \quad (79)$$

$$\frac{W}{W'} > 1; Q_{\max} = (t_1 - t_1') W' \text{ Кал/час.} \quad (80)$$

Согласно уравнения (78), при параллельном токе $Q_{\max}$ зависит от значений начальных температур и обоих водяных эквивалентов;

Согласно уравнений (79) и (80), при противотоке $Q_{\max}$ зависит от начальных температур и меньшего из водяных эквивалентов.

Уравнения (79) и (80) могут быть заменены одним:

$$Q_{\min} = (t_1 - t'_1) \cdot W_{\min} \text{ Кал/час.} \quad (81)$$

Здесь $W_{\min}$ — меньшее из значений обоих водяных эквивалентов W и W' .

Физический смысл этого последнего уравнения: максимально возможное изменение температуры одного из газов при противотоке $= t_1 - t'_1$. Максимально возможная передача тепла это — та, при которой достигается такое изменение температуры газа (т. е. $t_1 - t'_1$) с меньшим водяным эквивалентом.

Коэффициент полезного действия рекуператора с параллельным током получаем, деля уравнение (67) на уравнение (78):

$$\eta_{\text{параллельный ток}} = 1 - e^{-\frac{kF}{W} \left(1 + \frac{W}{W'}\right)}. \quad (82)$$

Коэффициент полезного действия при противотоке:

$$\eta_{\text{противоток}} = \frac{W'}{W_{\min}} (1 - f) \quad (83)$$

при $\frac{W}{W'} = 1$

$$\eta_{\text{противоток}} = \frac{1}{1 + \frac{kF}{W}}. \quad (84)$$

Количество передаваемого тепла при параллельном токе и противотоке, согласно уравнению (77):

$$Q = \eta \cdot Q_{\max} \text{ Кал/час.} \quad (85)$$

Значения η и $Q_{\max}$ следует брать: при параллельном токе — из уравнений (82) и (78); при противотоке — из уравнений (83) или (84) и (79) или (80).

а) Температура поверхности нагрева при плоских стенках. Значение этих температур необходимо для определения того, не превзойдена ли максимально допускаемая температура рекуперативных элементов (особенно это важно при металлических рекуператорах).

Весьма наглядно следующее соотношение:

$$\frac{t - t_{\text{ст}}}{t'_{\text{ст}} - t} = \frac{\alpha'}{\alpha}, \quad (86)$$

где: $t_{\text{ст}}^{\circ}\text{Ц}$ — температура более горячей поверхности (т. е. со стороны дыма);

$t'_{\text{ст}}^{\circ}\text{Ц}$ — температура более холодной поверхности (т. е. со стороны воздуха);

t и t' $^{\circ}\text{Ц}$ — текущие температуры дыма и воздуха;

α $\text{Кал/м}^2 \text{ час } ^{\circ}\text{Ц}$ — коэффициент теплоотдачи от нагревающего тела (дыма) к стенке;

α' $\text{Кал/м}^2 \text{ час } ^{\circ}\text{Ц}$ — коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому газу (воздуху).

Это уравнение, справедливое при плоских или достаточно тонких стенках, гласит: разности температур $t - t_{\text{ст}}$ и $t'_{\text{ст}} - t$ обратно пропорциональны коэффициентам теплоотдачи.

Температура более горячей поверхности (со стороны дыма) при плоских стенках:

$$t_{\text{ст}} = \frac{\alpha t + \alpha' t' + \frac{\alpha \alpha' s}{\lambda} t}{\alpha + \alpha' + \frac{\alpha \alpha' s}{\lambda}} = k \cdot \left(\frac{t}{\alpha'} + \frac{t'}{\alpha} + \frac{s}{\lambda} \cdot t \right) = t - \frac{k}{\alpha} \cdot \Delta t^{\circ}\text{Ц}. \quad (87)$$

Здесь: Δt °Ц — есть разность температур дыма и воздуха (в данном месте).

Температура более холодной поверхности (со стороны воздуха) при плоских стенках:

$$t_{cr} = \frac{at + a't' + \frac{\alpha\alpha's}{\alpha + a' + \frac{\lambda}{s}} t'}{\alpha + a' + \frac{\lambda}{s}} = k \left(\frac{t}{a'} + \frac{t'}{a} + \frac{s}{\lambda} t' \right) = t' + \frac{k}{a'} \Delta t \text{ °Ц.} \quad (88)$$

При многослойных плоских стенках в уравнениях (87) и (88) s обозначает общую толщину стены, а λ — эквивалентный коэффициент теплопроводности по следующему уравнению:

$$\lambda = \frac{s}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3} + \dots} \text{ Кал/м час °Ц.} \quad (89)$$

Если термическим сопротивлением собственно стенки $\frac{s}{\lambda}$ можно пренебречь по сравнению с переходными сопротивлениями $\frac{1}{a}$ и $\frac{1}{a'}$, то температура поверхности нагрева будет:

$$t_{cr} = t'_{cr} = \frac{at + a't'}{a + a'} \text{ °Ц.} \quad (90)$$

Это — также средняя температура плоской разделительной стенки произвольной толщины.

м) Температура поверхности нагрева при трубах:

$$\frac{t - t_{cr}}{t'_{cr} - t'} = \frac{a'F'}{aF}, \quad (91)$$

где: F м² — более горячая поверхность (со стороны дыма),
 F' м² — более холодная поверхность (со стороны воздуха).

Температура более горячей поверхности:

$$t_{cr} = \frac{aFt + a'F't' + \frac{aFa'F'st}{\lambda F_m}}{aF + a'F' + \frac{aFa'F's}{\lambda F_m}} \text{ °Ц.} \quad (92)$$

Здесь F_m — теплопередающая поверхность посередине между обеими наружными поверхностями, т. е. для цилиндра:

$$F_m = \frac{F + F'}{2} \text{ м}^2.$$

Температура более холодной поверхности:

$$t'_{cr} = \frac{aFt + a'F't' + \frac{aFa'F'st}{\lambda F_m}}{aF + a'F' + \frac{aFa'F's}{\lambda F_m}} \quad (93)$$

При многослойных трубах вместо λ следует подставлять эквивалентный коэффициент теплопроводности из формулы (89а):

$$\lambda_m = \frac{s}{F_m \left(\frac{s_1}{F_1 \lambda_1} + \frac{s_2}{F_2 \lambda_2} + \dots + \frac{s_n}{F_n \lambda_n} \right)} \text{ Кал/м час °Ц,} \quad (89a)$$

где: s — общая толщина стенки;

$s_1, s_2, \dots$ — толщины отдельных слоев;

F_m — поверхность на средней глубине стенки трубы;

$F_1, F_2, \dots$ — поверхности в середине отдельных слоев.

Средняя температура стены:

$$t_{\text{ст}}^{\text{средн}} = \frac{\alpha F t + \alpha' F' t'}{\alpha F + \alpha' F'} \quad (94)$$

Это — тоже температура обеих поверхностей трубы при бесконечно большом коэффициенте теплопроводности.¹

и) Сравнение противотока и параллельного тока. Чтобы сравнить количество тепла, передаваемого в том и другом случае, при прочих равных условиях, следует разделить уравнение (67) на уравнение (68); частное от этого деления даст выражение, которое, очевидно, будет функцией двух переменных:

$$\frac{W}{W'} \text{ и } \frac{kF}{W'}$$

Таблица 18

Отношение количества передаваемого тепла при прямотоке и противотоке

$$\frac{Q_{\text{прямотока}}}{Q_{\text{противотока}}}$$

$\frac{kF}{W}$ \ $\frac{W}{W'}$	1/10	1/3	1/2	1	2	3	∞
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
1/20	1,00	1,00	1,00	1,00	0,98	0,97	0,95
1/5	1,00	1,00	1,00	0,97	0,92	0,87	0,83
1	1,00	1,00	0,94	0,84	0,72	0,65	0,50
5	1,00	0,88	0,89	0,85	0,85	0,85	0,85
20	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
∞	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

Числовые значения этой функции приведены в таблице 18:

Если водяные эквиваленты обоих газов значительно отличаются друг от друга и если требуется только незначительное изменение температур газов, то оба направления потока дают одинаковые результаты. Во всех остальных случаях при параллельном токе передается меньше тепла, а в предельном случае — половина.

Поэтому следует всегда отдавать предпочтение противотоку, если только какие-нибудь соображения конструктивного характера или опасения перегрева рекуперативных элементов не заставляют применять параллельный ток.

о) Учет потерь тепла через наружные стены и засосы ложного воздуха. Можно составить дифференциальное уравнение с учетом потерь тепла, благодаря теплопроводности наружных стен и засосов ложного воздуха; однако, эти уравнения весьма сложны и пользоваться ими чрезвычайно неудобно. Практически удобнее применять нижеследующий приближенный метод.

Вследствие наружных потерь, нагревающий газ испытывает большее падение температуры, чем если бы не было этих потерь. Это приводит к тому же, как если бы водяной эквивалент нагревающего газа был бы не W , а меньше — W_x . Значение W_x нужно брать, исходя из тех соображений, чтобы падение температуры соответствовало падению температуры газа с водяным эквивалентом W при учете наружных потерь. Что касается нагреваемого газа, то, благодаря наружным потерям, повышение температуры будет меньше, т. е. как будто бы его водяной эквивалент больше. Засосы наружного воздуха оказывают то же влияние, как и потери из-за теплопроводности наружных стен.

Применение этого приближенного способа очень просто.

Если наружные потери составляют $p\%$ от количества тепла, отдаваемого нагревающим газом, то в формулах вместо значений водяного эквивалента W

¹ При трубах круглого сечения в уравнениях (91) — (94) вместо значений F можно подставлять их диаметры.

следует подставить значения

$$W \left(1 - \frac{\rho}{100}\right) \quad (95)$$

причем получается понижение как температуры отходящих газов, так и степени подогрева воздуха.

При этом методе можно учитывать текущую отдачу тепла, чего нельзя учесть при часто применяемом обычном методе включения наружных потерь в коэффициент полезного действия.

3. Метод расчета рекуператора с переменным общим коэффициентом теплопередачи k

Если значение общего коэффициента теплопередачи не постоянно, а изменяется по следующему закону:

$$k = a + bF_x^n, \quad (96)$$

то можно применять все выше приведенные формулы для рекуператоров с параллельным током и противотоком, только вместо k следует подставить средний коэффициент теплопередачи:

$$k_{mx} = a + \frac{b}{n+1} F_x^n \quad (97)$$

$$k_m = a + \frac{b}{n+1} F^n. \quad (98)$$

При $n=1$ формулы (97) и (98) дают среднее арифметическое начального и конечного значений коэффициента теплопередачи:

$$k = a + \frac{b}{2} F. \quad (99)$$

4. Метод расчета рекуператора с перекрестным током

Приближенный метод расчета рекуператора перекрестного тока предложен Шаком [12]. Детально этот вопрос разобран Нуссельтом [47] и [48]:

Схема перекрестного тока изображена на рис. 84. Предположим, что воздух с водяным эквивалентом W' Кал/час °Ц и равномерной температурой входа t_0 протекает перпендикулярно к пучку труб, состоящему из n параллельных рядов. Внутри труб протекает дым с водяным эквивалентом W и температурой входа t_1 °Ц. Общая поверхность нагрева составляет F м², следовательно, для одного ряда труб она равняется $\frac{F}{n}$ м². Количество газов, протекающих по одному ряду труб, имеет водяной эквивалент $\frac{W}{n}$ Кал/час °Ц.

Точный расчет теплообменного аппарата с перекрестным потоком значительно сложнее, нежели расчет прямоточного и противоточного аппаратов. Основой приближенного расчета является, как и во всех теплообменных аппаратах, следующее уравнение:

$$Q = kF\Delta t_m \text{ Кал/час}, \quad (100)$$

где средняя разность температур приближенно равна

$$\Delta t_m = \frac{t_1 - t_0 + t_{2m} - t_{0n}}{2} \quad (101)$$

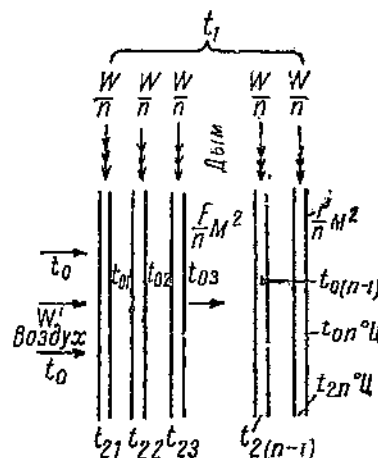


Рис. 84. Схема рекуператора с перекрестным током

В этом уравнении t_1 и t_0 обозначают температуры входа, t_{2m} и t_{0n} — средние температуры выхода потоков (t_{0n} — нагретый воздух и t_{2m} — «отходящий газ»).

Несколько точнее значение Δt_m получается, если найти среднее из выражений (51) и (52), исходя из того, что перекрестный ток есть нечто среднее между противотоком и прямотоком.

Нередко в практике теплообменные аппараты с перекрестным током устанавливаются таким образом, что одна жидкость (или газ) движется навстречу другой зигзагообразным потоком. В таких случаях следует просто пользоваться формулами противоточного аппарата.

Более детальный расчет теплообменного аппарата с перекрестным током приведен у Шака [12], куда отсылаем интересующихся данным вопросом.

5. Приближенные методы расчета рекуператоров

Для упрощения расчетов некоторые авторы дают графики или таблицы размеров рекуператоров. Для вывода формул, необходимых для составления графиков или таблиц, приходится идти на целый ряд допущений в ущерб точности. Тем не менее, несмотря на некоторую неточность этих графиков и таблиц, нельзя отказать им в том, что они могут приносить известную пользу, особенно для предварительных прикидок, так как дают возможность очень быстро подсчитать примерные размеры рекуператоров, степень подогрева воздуха и т. п. Это может оказаться полезным и в том случае, если необходимо сделать техно-экономическое сравнение нескольких вариантов рекуперативной печи.

А. В. Грум-Гржимайло [21] дает вывод формул для расчета керамического рекуператора типа Штейн-Чапмана (вернее Стальпроекта) и металлического (чугунного) рекуператора типа Моргана. При выводе этих формул принималось значение коэффициента теплоотдачи конвекцией: для кирпичного рекуператора согласно выражению (43), а для чугунного — согласно выражению (44). Теплоотдача излучением дымовых газов не учитывалась при этом вовсе. При определении значения общего коэффициента теплопередачи сделаны некоторые допущения, в частности, не учтено падение температуры в толще стенки, а коэффициент теплоотдачи от дыма к стенке и от стенки к воздуху принят равным 8.

На основе выведенных формул составлены графики для двух значений соотношения секундного расхода воздуха к секундному расходу дыма, причем для промежуточных значений можно пользоваться интерполированием. Данные этих графиков еще не проверены в широком масштабе и могут быть использованы лишь для предварительных прикидок.

Таблица 19

Поверхность нагрева металлических рекуператоров в м^2 на 10^6 Кал/час переданного тепла

(составлена М. А. Павловым по данным Тринкса)

Температура воздуха Темпе- ратура ды- мовых газов							Температура воздуха Темпе- ратура ды- мовых газов						
	200°	300°	400°	500°	600°	700°		200°	300°	400°	500°	600°	700°

1. Топливо — нефть или пылевидный уголь¹ 2. Топливо — генераторный газ¹

650°	13	20	34	56	—	—	650°	15	25	38	60	—	—
750°	10	18	28	43	68	—	760°	13	23	33	48	70	—
900°	9	15	22	32	43	63	870°	13	20	30	40	55	75
1100°	8	13	18	26	34	45	980°	12	19	27	37	48	64
							1090°	12	18	25	35	46	58

¹ Избыток воздуха 10^3 , а.

Тринкс [9] тоже составил графики для расчета поверхности нагрева рекуператора (рис. 85). На основе этих графиков академиком М. А. Павловым [25] составлена таблица 19.

Следует указать, что в диаграммах Тринкса (рис. 85), а также в таблице 19 дается величина поверхности рекуператора на 10^6 калорий, переданных печи в 1 час при различных степенях подогрева воздуха, разной температуре отходящих газов при входе в рекуператор и различных видах сжигаемого в печи топлива. Следует обратить внимание на то, что под количеством переданного печи тепла нужно считать не общий расход топлива на печь, а только то количество тепла, которое расходуется в рабочем стойле на полезные процессы и на потери через наружные его поверхности. В соответствии с обозначениями в формуле (2), оно выражается через $Q_{\text{пол}} + Q_{\text{ср}}$.

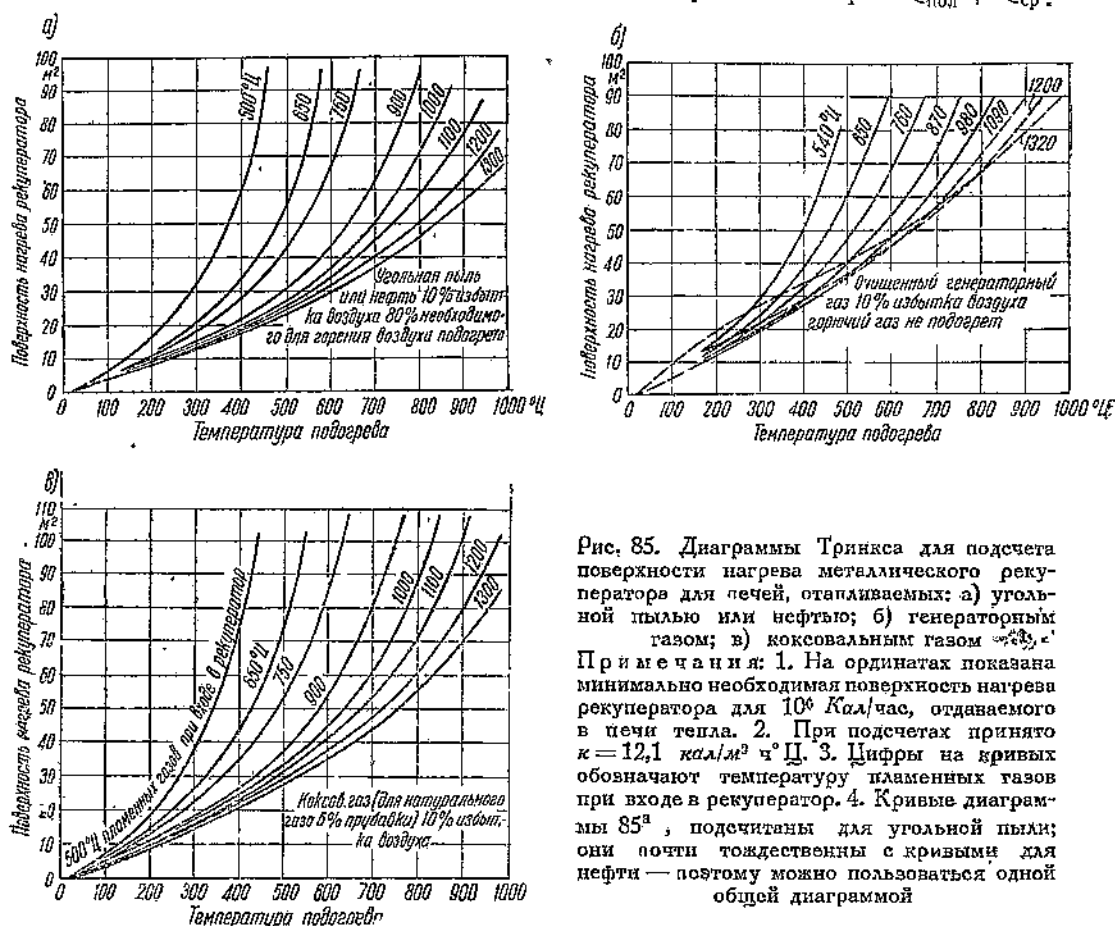


Рис. 85. Диаграммы Тринкса для подсчета поверхности нагрева металлического рекуператора для печей, отапливаемых: а) угольной пылью или нефтью; б) генераторным газом; в) коксовальным газом.

Примечания: 1. На ординатах показана минимально необходимая поверхность нагрева рекуператора для 10^6 Кал/час, отдаваемого в печи тепла. 2. При подсчетах принято $k = 12,1 \text{ Кал/м}^2 \text{ ч}^\circ \text{C}$. 3. Цифры на кривых обозначают температуру пламенных газов при входе в рекуператор. 4. Кривые диаграммы 85^а, подсчитаны для угольной пыли; они почти тождественны с кривыми для нефти — поэтому можно пользоваться одной общей диаграммой.

В основу своих расчетов Тринкс принял значение общего коэффициента теплопередачи $= 12,1 \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{C}$, легко достигаемое в металлических рекуператорах, работающих с естественной тягой. Вентилятор, позволяющий увеличить скорость движения газов в каналах, повышает теплопередачу и позволяет сократить требуемую поверхность нагрева, которая обратно пропорциональна значению общего коэффициента теплопередачи k . Температура поступающего в рекуператор воздуха при составлении диаграмм принята равной 15° .

Тринкс указывает, „что взятые по кривым поверхности нагрева представляют наименьшие значения. В действительности, необходимо по различным соображениям предусматривать большие поверхности. Часть печных газов уносится через щели печных окон; тепло теряется также излучением внешними стенками рекуператора; горение может быть неполным; подогреваемый

воздух теряется между рекуператором и горелкой; условие действительного противотока не строго соблюдается. Прибавлением 25% к расчетной поверхности получается в большинстве случаев достаточная гарантия" [9, стр. 145—146].

В керамических рекуператорах значения общего коэффициента теплопередачи k обычно лежат в пределах 4—6, а в среднем около $5 \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{Ц}$, т. е. они примерно в $2\frac{1}{2}$ раза меньше принятого Тринксом при его расчетах металлических рекуператоров значения k , равного $12,1 \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{Ц}$.

Так как в диаграммах Тринкса поверхность нагрева обратно пропорциональна величине k , то для приближенных подсчетов можно пользоваться его диаграммами и для керамических рекуператоров, увеличивая, однако, поверхность нагрева примерно в $2\frac{1}{2}$ раза.

6. Эмпирические значения общего коэффициента теплопередачи k и величины поверхности нагрева рекуператоров

Проф. В. Е. Грум-Гржимайло дает следующие опытные значения общего коэффициента теплопередачи k .

Из воздушного пространства или дымохода в воздушное пространство через глиняную стенку:

$$k = 5 \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{Ц}.$$

Из воздушного пространства или дымохода в воздушное пространство через чугунную стенку:

$$k = 10 - 14 \text{ Кал/м}^2 \text{ час}^\circ \text{Ц}.$$

В таблице 20 даны, по проф. И. А. Тиме, величины поверхности чугунного рекуператора в зависимости от температуры подогреваемого воздуха.

Таблица 20

Величина поверхности чугунного рекуператора

(в зависимости от температуры подогреваемого воздуха)
(по данным проф. Тиме)

Температура нагрева того воздуха в $^\circ \text{Ц}$	Поверхность нагрева трубы на 1 м^3 воздуха, достигаемого в 1 мин. м^2
150	0,6
250 до 300	0,75 до 1,0
300 " 350	1,0 " 1,5
400 " 500	3 " 4
до 600	до 5

По данным акад. М. А. Павлова [20, стр. 239—240], „воздухонагреватели (рекуператоры) с чугунными трубами должны иметь от 0,5 до $0,6 \text{ м}^2$ поверхности нагрева на 1 м^3 дутья в минуту и каждую сотню градусов нагрева; в кирпичных рекуператорах нужно иметь по крайней мере 1 м^2 поверхности нагрева на 1 м^3 дутья в минуту и каждую сотню градусов нагрева“.

Маурах [6] указывает, что в установленных в Германии ваннных печах для полого и бутылочного стекла внутренняя поверхность каналов приблизительно в 10—16 раз больше, чем отопляемая поверхность ванны. При этом он считает, что рекуператоры слишком малы, и что в новых печах выгоднее было бы делать их большего размера.

7. Примеры тепловых расчетов рекуператоров

Пример 11. Сделать при разной степени подогрева воздуха предварительные прикидочные подсчеты рекуператора ванной печи, показанной на рис. 40.¹

Считаем заданными:

начальную температуру дыма (при входе в рекуператор) $t_1 = 1300^\circ \text{Ц}$,
начальную температуру воздуха $t_1 = 20^\circ \text{Ц}$;

¹ Следует обратить внимание на то, что в данном прикидочном расчете сделано следующее допущение: расход топлива (а, следовательно, воздуха и дыма) принят постоянным, т. е. независимым от степени подогрева воздуха. При решении следующего примера 12 учтено изменение расхода топлива (а, следовательно, и газов) в зависимости от степени подогрева воздуха.

часовой расход: мазута = 240 кг/час, воздуха $V' = 3140$ м³/час, дыма $V = 3540$ м³/час.

Определяем: при разных степенях подогрева воздуха ($t_2' = 700, 800, 900, 1000$ и 1100°) конечную температуру дыма = t_2 ; величину поверхности нагрева (теплоотдающей) рекуператора F и его объем; коэффициент полезного действия рекуператора η .

Водяные эквиваленты. Принимаем:

среднюю температуру воздуха = 450° ;

теплоемкость воздуха $c_p' = 0,331$;

водяной эквивалент $W' = 3140 \cdot 0,331 = 1040$ Кал/час $^\circ\text{Ц}$.

Приняв среднюю температуру дымовых газов в рекуператоре в 950° определяем теплоемкость по приближенной формуле:

$$c_p = 0,331 + 0,000035 t = 0,331 + 0,000035 \cdot 950 = 0,364 \text{ Кал/м}^3 \text{ } ^\circ\text{Ц}$$

и водяной эквивалент дыма:

$$W = 3540 \cdot 0,364 = 1280 \text{ Кал/час } ^\circ\text{Ц}.$$

Дальше учитываем потери тепла через наружные стены рекуператора, которые можем считать равными 10—15% от тепла, отдаваемого дымовыми газами. Проще всего учитывать наружные потери через стены рекуператоров по методу, рекомендуемому Шаком, а именно, соответственным уменьшением водяного эквивалента дымовых газов (см. стр. 166—167).

Принимая, с некоторым запасом, потери = 15%, получаем:

$$W = 1280 \cdot (1 - 0,15) = 1090 \text{ Кал/час } ^\circ\text{Ц}.$$

Конечные температуры дыма. Конечные температуры дыма (т. е. температуры дымовых газов при выходе из рекуператора) находим, исходя из того, что изменения температуры обоих газов (воздуха и дыма) обратно пропорциональны их водяным эквивалентам.

Принимаем начальную температуру воздуха $t_1' = 20^\circ$.

Задаемся конечной температурой воздуха в $700, 800, 900, 1000$ и 1100° , т. е. нагревом воздуха на 680, 780, 880, 980 и 1080°Ц .

Соотношение водяных эквивалентов воздуха и дыма:

$$\frac{W'}{W} = \frac{1040}{1090} = 0,95.$$

На основании этих данных составляем таблицу 21.

Т а б л и ц а 21

Изменение конечной температуры дымовых газов в зависимости от температуры подогрева воздуха в рекуператоре (применительно к примеру 11)

Температура подогрева воздуха	Падение температур дыма в рекуператоре	Конечная температура дыма
700°	$680 \cdot 0,95 = 645^\circ$	$1300 - 645 = 655^\circ$
800°	$780 \cdot 0,95 = 740^\circ$	$1300 - 740 = 560^\circ$
900°	$880 \cdot 0,95 = 835^\circ$	$1300 - 835 = 465^\circ$
1000°	$980 \cdot 0,95 = 930^\circ$	$1300 - 930 = 370^\circ$
1100°	$1080 \cdot 0,95 = 1025^\circ$	$1300 - 1025 = 275^\circ$

Основные размеры рекуператора и коэффициент его полезного действия

Заданы: начальные и конечные температуры воздуха и дыма; водяные эквиваленты дыма и воздуха (считаем их неизменными).

Требуется определить: поверхность нагрева (теплопередающую) рекуператора; объем, занимаемый рекуперативными элементами; коэффициент полезного действия рекуператора.

Определяем эти данные при разных степенях подогрева воздуха:

Подогрев воздуха до 700°. Определяем значение функции f из формулы (63):

$$f = \frac{t_1 - t_2'}{t_1 - t_1'}$$

где: $t_1 = 1300^\circ$ — начальная температура дыма;

$t_1' = 20^\circ$ — начальная температура воздуха;

$t_2' = 700^\circ$ — конечная температура воздуха.

$$f = \frac{1300 - 700}{1300 - 20} = 0,47.$$

f в свою очередь есть функция двух величин:

$$\frac{W}{W'} \text{ и } \frac{kF}{W},$$

где: $W = 1090$ — водяной эквивалент дыма, $\text{Кал/час } ^\circ\text{Ц}$;

$W' = 1040$ — водяной эквивалент воздуха, $\text{Кал/час } ^\circ\text{Ц}$;

F — искомая поверхность нагрева рекуператора в м^2 ;

k — общий коэффициент теплопередачи в рекуператоре.

Величину k примем $= 6,5 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$ (см. решение примеров 9 и 14).

Зависимость между f , $\frac{W}{W'}$ и $\frac{kF}{W}$ выражается аналитически формулой (64).

Проще, однако, пользоваться графической зависимостью, показанной на рис. 83.

Из этого графика, зная значение $f = 0,47$ и $\frac{W}{W'} = 1,05$, находим значение $\frac{kF}{W} = 1,04$.

Отсюда:

$$F = \frac{1,04 W}{k} = \frac{1,04 \cdot 1090}{6,5} = 174 \text{ м}^2.$$

Рекуперативные элементы приняты типа Стальпроекта.

На 1 м^3 , занимаемый рекуперативными элементами, приходится $\sim 8,3 \text{ м}^2$ поверхности нагрева. Поэтому объем, занимаемый рекуперативными элементами:

$$174 : 8,3 = 21 \text{ м}^3.$$

Коэффициент полезного действия противоточного рекуператора определяем по формуле (83)

$$\eta_{\text{против.}} = \frac{W}{W_{\text{min}}} (1 - f),$$

где: W — водяной эквивалент воздуха;

W_{min} — меньший из обоих эквивалентов (дыма и воздуха), т. е. в данном случае тоже водяной эквивалент воздуха;

f — упомянутая выше функция.

Следовательно, в данном случае:

$$\eta = 1 - f = 1 - 0,47 = 0,53.$$

Аналогично делаем подсчеты и для других температур подогрева $t_2 = 800^\circ$:

$$f = \frac{1300 - 800}{1300 - 20} = 0,39;$$

$$\frac{kF}{W} = 1,05$$

(значения W и W' считаем неизменными, т. е. пренебрегаем незначительными изменениями теплоемкости при изменении температуры).

По графику, изображенному на рис. 83

$$\frac{kF}{W} = 1,44; \quad F = \frac{1,44 \cdot 1090}{6,5} = 242 \text{ м}^2;$$

$$\text{объем} = \frac{242}{8,3} = 29,2 \text{ м}^3; \quad \eta = 1 - 0,39 = 0,61.$$

Принимаем $t_2 = 900^\circ$:

$$f = \frac{1300 - 900}{1300 - 20} = 0,31;$$

$$\frac{kF}{W} = 2,08$$

$$F = \frac{2,08 \cdot 1090}{6,5} = 350 \text{ м}^2;$$

$$\text{объем} = \frac{350}{8,3} = 42,3 \text{ м}^3;$$

$$\eta = 1 - 0,31 = 0,69.$$

Принимаем $t_2 = 1000^\circ$:

$$f = \frac{1300 - 1000}{1300 - 20} = 0,234;$$

$$\frac{kF}{W} = 2,90;$$

$$F = \frac{2,90 \cdot 1090}{6,5} = 488 \text{ м}^2;$$

$$\text{объем} = \frac{488}{8,3} = 58,8 \text{ м}^3;$$

$$\eta = 1 - 0,234 = 0,766.$$

Принимаем $t_2 = 1100^\circ$

$$f = \frac{1300 - 1100}{1300 - 20} = 0,156;$$

$$\frac{kF}{W} = 4,6;$$

$$F = \frac{4,6 \cdot 1090}{6,5} = 770 \text{ м}^2; \quad \text{объем} = \frac{770}{8,3} = 92,8 \text{ м}^3;$$

$$\eta = 1 - 0,156 = 0,844.$$

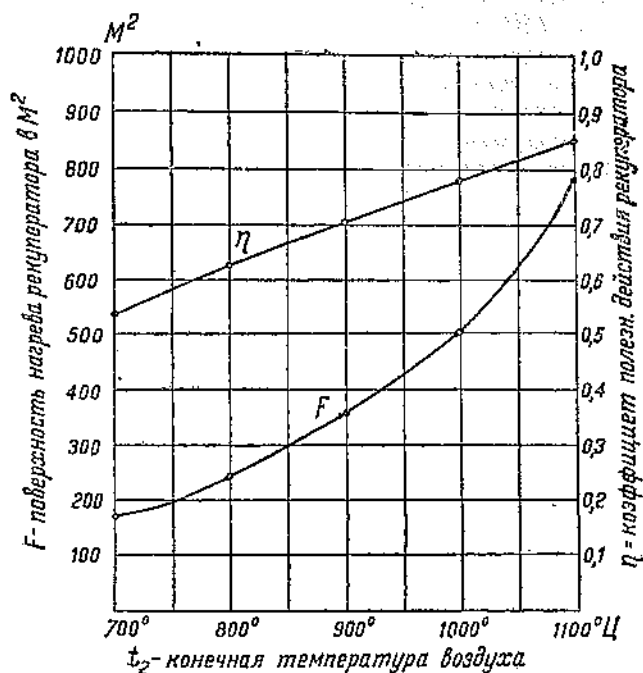


Рис. 86. Зависимость поверхности нагрева и коэффициента полезного действия рекуператора от степени подогрева воздуха (к примеру 11)

На прилагаемом графике (рис. 86) нанесены величины поверхности нагрева и коэффициента полезного действия рекуператора в зависимости от степени подогрева воздуха. Из графика видно, что, с увеличением степени подогрева, к. п. д. растет значительно медленнее, чем поверхность нагрева, т. е. чем размеры рекуператора. Поэтому, во избежание чересчур больших строительных расходов и расходов на замену износившихся труб при ремонте печи, не следует делать рекуператоры слишком большими (см. также гл. XI, 2 и 3).

Следует также отметить, что при подсчете рекуператоров мы принимали как наружные потери тепла, так и коэффициент теплопередачи постоянными, т. е. независимыми от размеров рекуператора. На самом же деле при увели-

чения рекуператора потери тепла наружу возрастают, коэффициент же теплопередачи уменьшается, так как скорости газов (дыма и воздуха) уменьшаются (большие сечения при меньшем расходе газов) и одновременно уменьшаются коэффициенты теплоотдачи, т. е. при небольших рекуператорах к. п. д. будет несколько выше вычисленного, а при больших — ниже.

Исходя из всех вышеуказанных соображений, мы в данном случае остановились на рекуператорах с поверхностью около 350 м^2 ; при этом воздух подогревается до 900° .

Пример 12. Сделать предварительные прикидочные подсчеты керамического рекуператора вращающейся ванны для питания стекломассой вакуумной машины (рис. 49). В подсчетах учесть изменение расхода топлива при разной степени подогрева воздуха в рекуператоре.

По практическим данным расход мазута на аналогичную вращающуюся ванну, снабженную рекуператором из карбофраксовых и металлических труб (см. главу V, 3), составляет 1684 кг в сутки при температуре отходящих газов 1250° и подогреве воздуха в рекуператоре до 950° .

Методом, изложенным в главе IX, были произведены подсчеты расхода топлива (мазута) при работе с разной степенью подогрева воздуха (коэффициент его избытка принят $\mu = 1,2$). Если расход мазута при работе с холодным воздухом принять за 100% , то зависимость расхода топлива от степени подогрева выразится цифрами, приведенными в нижеследующей таблице 22.

Таблица 22

*Зависимость расхода топлива от температуры подогрева воздуха
(к примеру 12)*

Температура подогрева воздуха	0°	100°	200°	300°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	950°
Относительная величина расхода топлива в %	100	91	83	77	71	66	62	58	55	52	50

В дальнейшем подсчеты делались аналогично подсчетам в примере 11 с той только разницей, что для каждой температуры подогрева воздуха брался соответственный расход топлива, а, следовательно, иной расход воздуха и дыма.

Полученные значения поверхности нагрева, коэффициента полезного действия рекуператора и относительной величины расхода топлива (при разных температурах подогрева воздуха) показаны графически на рис. 87.

Пример 13. Сделать проверочный тепловой расчет рекуператора отапливаемой мазутом ванной печи, показанной на рис. 34.

Дано: Через рекуператор проходит в час продуктов горения $V = 2080$ и воздуха $V' = 1870 \text{ м}^3/\text{час}$ при 0°Ц .

Продукты горения входят в рекуператор при температуре $t_1 = 1300^\circ$ (падение температуры в отводных шахтах от печи до рекуператора при этом принято равным $1500 - 1300 = 200^\circ$).

Воздух поступает в рекуператор при $t_1' = 20^\circ$.

Состав продуктов горения (по объему): $\text{CO}_2 = 10,9\%$; $\text{H}_2\text{O} = 15,8\%$; $\text{O}_2 = 3,1\%$; $\text{N}_2 = 70,2\%$.

Работающая (теплопередающая) поверхность рекуператора, определенная на основании предварительных прикидок, составляет 230 м^2 .

Значения общего коэффициента теплопередачи подсчитаны по различным формулам при решении примера 9. Значения k лежат в пределах от $6,5$ до $5,55 \text{ Ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{Ц}$. В расчете принято значение $k = 6,5$ по Тринксу, но, учитывая возможное засорение рекуператора, появление неплотностей и т. п., ведущие к известным потерям подогретого воздуха, сделан проверочный расчет рекуператора и при меньшем значении $k = 5 \text{ Ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{Ц}$.

Требуется определить температуру, при которой выходят дымовые газы из рекуператора — t_2 и температуру подогрева воздуха — t_2' .

Подсчет водяных эквивалентов. Сначала определяются так называемые водяные эквиваленты дымовых газов и воздуха, т. е. те количества воды, теплоемкость коих равна теплоемкости данных количеств газов.

Водяной эквивалент равен, очевидно, количеству газа (в м^3), помноженному на его среднюю (объемную) теплоемкость.

Средняя температура дымовых газов равна приблизительно 950° .

Удельная теплоемкость при этой температуре¹ составляет:

$$c_p = 0,109 \cdot 0,508 + 0,158 \cdot 0,396 + (0,031 + 0,702) \cdot 0,331 = 0,361 \text{ Кал/м}^3 \text{ } ^\circ\text{Ц.}^1$$

Водяной эквивалент дымовых газов:²

$$W = 0,361 \cdot 2080 = 750 \text{ Кал/час } ^\circ\text{Ц} \text{ (здесь число 2080 представляет собою часовой расход дымовых газов).}$$

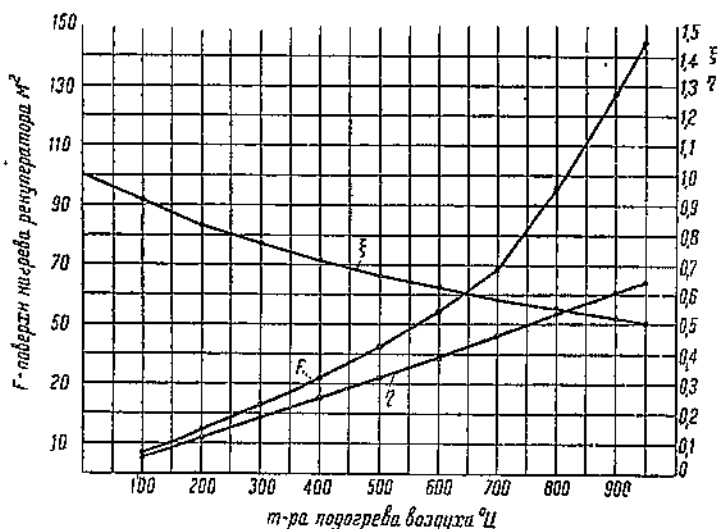


Рис. 87. Зависимость поверхности нагрева, коэффициента полезного действия рекуператора и расхода топлива от степени подогрева воздуха (к примеру 12)

F — поверхность нагрева рекуператора — м^2 ; η — коэффициент полезного действия рекуператора; ξ — коэффициент расхода топлива (за единицу принят расход при холодном воздухе)

Водяной эквивалент воздуха при часовом расходе, равном 1870 м^3 и средней температуре 450° :¹

$$W = 0,321 \cdot 1870 = 600 \text{ Кал/час } ^\circ\text{Ц.}$$

Температура дымовых газов при выходе из рекуператора. В выбранном нами типе рекуператора воздух поднимается вертикально снизу вверх, а дымовые газы опускаются зигзагообразно сверху вниз. В данном случае можно при подсчетах применять, согласно указанию Шака, формулы обычного противоточного рекуператора.

В противоточном же рекуператоре температура дымовых газов при выходе

¹ В этом и следующем примерах при определении удельной теплоемкости взята (по Шаку) средняя теплоемкость газов от 0° до данной средней температуры; следовало бы, однако, брать значения и степеней теплоемкости при данной средней температуре. При подсчетах были использованы таблицы теплоемкости газов, составленные Нейманом.

² В данном расчете при определении водяного эквивалента дымовых газов не был введен коэффициент p , учитывающий потери тепла через стены рекуператора. Зато, однако, несколько была занижена температура дымовых газов при входе их в рекуператор.

из рекуператора определяется по формулам (60) или (61):

$$t_2 = t_1 - (t_1 - t'_1) \cdot \frac{W'}{W} \left[1 - \frac{1 - \frac{W'}{W}}{1 - \frac{W'}{W} e^{-\frac{kF}{W} (1 - \frac{W'}{W})}} \right] \text{ } ^\circ\text{Ц} \quad (60)$$

или сокращенно:

$$t_2 = t_1 - (t_1 - t'_1) \frac{W'}{W} (1 - f) \text{ } ^\circ\text{Ц}, \quad (61)$$

где: t_2 — искомая температура дыма при выходе из рекуператора;

t_1 — температура дыма при входе в рекуператор = 1300° ;

t'_1 — температура воздуха при входе в рекуператор = 20° ;

W' — водяной эквивалент воздуха = $600 \text{ Кал/час } ^\circ\text{Ц}$;

W — водяной эквивалент дыма = $750 \text{ Кал/час } ^\circ\text{Ц}$;

F — работающая поверхность рекуператора = 230 м^2 ;

k — общий коэффициент теплопередачи = $6,5 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$.

Подсчитаем значения:

$$\frac{W'}{W} = \frac{600}{750} = 0,8; \quad \frac{kF}{W} = \frac{6,5 \cdot 230}{750} = 2,0; \quad \frac{W}{W'} = \frac{750}{600} = 1,25.$$

Выражение f является функцией двух величин, а именно:

$\frac{kF}{W}$ и $\frac{W}{W'}$. Его можно подсчитать по формуле (64), или же взять из диаграммы, изображенной на рис. 83. Оно равно 0,24.

Тогда

$$t_2 = 1300 - (1300 - 20) \cdot 0,8 \cdot (1 - 0,24) = 1300 - 780 = 520^\circ.$$

Температура подогрева воздуха в рекуператоре. Температуру подогрева воздуха определяем по формуле (63):

$$t'_2 = t_1 - (t_1 - t'_1) f \text{ } ^\circ\text{Ц},$$

где t'_2 — искомая температура воздуха при выходе из рекуператора, остальные обозначения те же, что и в предыдущей формуле.

$$t'_2 = 1300 - (1300 - 20) \cdot 0,24 = 1300 - 307 = 993^\circ.$$

Подсчет температур при $k = 5$:

$$\frac{W'}{W} = 0,8; \quad \frac{W}{W'} = 1,25; \quad \frac{kF}{W} = \frac{5 \cdot 230}{750} = 1,54; \quad f = 0,3 \text{ (по рис. 83)}.$$

Температура дымовых газов при выходе из рекуператора: $t_2 = 1300 - (1300 - 20) \cdot 0,8 \cdot (1 - 0,3) = 1300 - 717 = 583^\circ$.

Температура воздуха при выходе из рекуператора:

$$t'_2 = 1300 - (1300 - 20) \cdot 0,3 = 1300 - 384 = 916^\circ.$$

При составлении теплового баланса бассейна ванной печи была принята температура подогрева воздуха в 900° . Как видно из расчета рекуператора, мы имеем основание, даже с учетом некоторых потерь тепла через стены рекуператора и горелки, рассчитывать на получение этой температуры.

Пример 14. Сделать полный проверочный тепловой расчет рекуператора ванной печи, показанной на рис. 43.

Печь отапливается парафинистым мазутом следующего элементного состава:

$$C = 86\%; \quad H_2 = 12\%; \quad O_2 + N_2 = 1,6\%; \quad S = 0,4\%.$$

Низшая теплотворная способность топлива — 10338 Кал/кг. Расход воздуха на 1 кг мазута (при $n=1,2$) = 13,1 $\text{м}^3/\text{кг}$. Количество продуктов горения 1 кг мазута = 13,77 $\text{м}^3/\text{кг}$ следующего состава:

$$\text{CO}_2 = 11,62\%; \text{H}_2\text{O} = 9,74\%; \text{O}_2 = 3,27\%; \text{N}_2 = 75,37\%.$$

Согласно произведенным подсчетам (тепловому балансу бассейна), при подогреве воздуха до 1000° расход мазута составляет 185 кг/час или 0,0514 кг/сек.

При этом количество воздуха, поступающего в рекуператор, равно 2412 $\text{м}^3/\text{час}$ или 0,67 $\text{м}^3/\text{сек}$, а количество продуктов горения — 2556 $\text{м}^3/\text{час}$ или 0,71 $\text{м}^3/\text{сек}$.

Рекуператор взят типа Амслер-Мортон с дымовыми вертикальными трубами (рис. 17 и 18). Дымовые газы опускаются по трубам вертикально вниз, а воздух подымается между ними зигзагообразно (в 5 горизонтальных оборотов вверх). Такой рекуператор можно рассчитывать как противоточный.

В запроектированном (на основании предварительных прикидок) рекуператоре располагается следующее количество рекуперативных элементов; по высоте — 13 элементов — по 3 элемента в трех верхних оборотах и по 2 элемента в двух нижних оборотах; по длине — 13 элементов в каждом ряду; по ширине — 13 элементов в каждом ряду.

Теплоотдающая поверхность рекуперативных элементов. За теплоотдающую поверхность элемента принимается вся его поверхность, обращенная к воздуху.

При высоте рекуперативного элемента 0,35 м и ширине 0,16 м, теплоотдающая поверхность его равна:

$$0,35 \cdot 0,16 \cdot 4 = 0,224 \text{ м}^2.$$

Всего элементов в рекуператоре:

$$13 \cdot 13 \cdot 13 = 2197 \text{ штук.}$$

Общая теплоотдающая поверхность элементов:

$$2197 \cdot 0,224 = 492 \text{ м}^2.$$

Сечения и скорости по пути воздуха:

Сечение одного канала

$$0,29 \times 0,08 = 0,0232 \text{ м}^2.$$

Сечение каналов в одном верхнем обороте

$$0,0232 \times 14 \times 3 = 0,975 \text{ м}^2.$$

Сечение каналов в одном нижнем обороте

$$0,0232 \times 14 \times 2 = 0,65 \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха, приведенная к нулю,

$$\text{в верхнем обороте: } \{w'_0 = 0,67 : 0,975 = 0,69 \text{ м/сек,}$$

$$\text{в нижнем обороте: } w'_0 = 0,67 : 0,65 = 1,03 \text{ м/сек.}$$

Сечения и скорости по пути дымовых газов:

Сечение одного элемента

$$0,12 \times 0,12 = 0,0144 \text{ м}^2.$$

Общее сечение для дымовых газов

$$0,0144 \times 13 \times 13 = 2,43 \text{ м}^2.$$

Скорость дымовых газов, приведенная к нулю,

$$w_0 = 0,71 : 2,43 = 0,292 \text{ м/сек.}$$

Теплоотдача конвекцией. Дымовые газы опускаются по гладким трубам. Поэтому для подсчета коэффициента теплоотдачи от дыма к стенке пользуемся диаграммой Хейлигенштедта для движения газов в трубе. В ней коэффициент теплоотдачи дается как функция нулевой скорости газа и диаметра канала (см. диаграмму, изображенную на рис. 74). Движение воздуха между рекуперативными трубами аналогично движению газов в насадочной решетке, и поэтому для подсчета коэффициента теплоотдачи от стенки к воздуху применена формула Кистнера:

$$\alpha_k = 7,5 \cdot \frac{w_0^{0,5}}{d^{0,333}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}, \quad (31)$$

где: w_0 — нулевая скорость воздуха м/сек,

d — приведенный диаметр воздушного канала в м.

Эта формула графически изображена на рис. 75.

Теплоотдача от дыма к стенке (по Хейлигенштедту). В данных рекуперативных элементах, каналы квадратного сечения размером $0,12 \times 0,12$ м. Следовательно, приведенный диаметр канала равен стороне его, т. е. $0,12$ м.

Нулевая скорость продуктов горения $w_0 = 0,292$ м.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_k = 6,5 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$.

Теплоотдача от стенки к воздуху. Верх рекуператора.

Приведенный диаметр воздушного канала:

$$d = \frac{4 \cdot 0,29 \cdot 0,08}{2(0,29 + 0,08)} = 0,125 \text{ м.}^1$$

Нулевая скорость воздуха $= 0,69$ м.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha'_k = 7,5 \cdot \frac{0,69^{0,5}}{0,125^{0,32}} = 12,5 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$.

Низ рекуператора:

Приведенный диаметр воздушного канала $d = 0,125$ м.

Нулевая скорость воздуха: $w'_0 = 1,03$ м.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha'_k = 7,5 \cdot \frac{1,03^{0,50}}{0,125^{0,33}} = 15,2 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$

Теплоотдача излучением газа. Для подсчетов принимаем следующее (предварительное) распределение температур в рекуператоре:

Воздух:

верх рекуператора: $t'_2 = 1050^\circ$,

низ " $t'_1 = 20^\circ$.

Продукты горения:

верх рекуператора $t_1 = 1350^\circ$,

низ " $t_2 = 400^\circ$.

Подсчеты приводим в таблице 23 (ср. с таблицей 13 к примеру 8) и 24.

Общий коэффициент теплопередачи с учетом излучения газов. Значение общего коэффициента теплопередачи подсчитывается по формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha'}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}. \quad (46)$$

Значения λ для шамота (по Нортону):

внизу рекуператора $t_{\text{ср}} = 210^\circ$; $\lambda = 0,86$,

сверху рекуператора $t_{\text{ср}} = 1200^\circ$; $\lambda = 1,36$.

¹ Так как нас интересует передача тепла только рекуперативным трубам, расположенным на расстоянии $0,08$ м друг от друга, то можно было бы принимать $d = 0,08$. Принятый же метод определения λ дает известный запас (ср. с примером 6, стр. 144—145).

Таблица 24

Значения общих коэффициентов теплоотдачи (к примеру 14)

	Воздух		Продукты горения	
	низ	верх	низ	верх
Конвекция (по Хейлигенштедту)	—	— ⁰	6,5	6,5
„ (по Кистнеру)	15,2	12,5	—	—
Излучение	—	—	4,0	25,0
Общий коэффициент теплоотдачи	15,2	12,5	10,5	31,5

Переходим к определению численных значений k .

Низ рекуператора:

$$\alpha = 6,5 + 4,0 = 10,5; \alpha' = 15,2;$$

$$k_{\text{низ}} = \frac{1}{\frac{1}{10,5} + \frac{0,020}{0,86} + \frac{1}{15,2}} = 5,43 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$$

Верх рекуператора:

$$\alpha = 6,5 + 25,0 = 31,5; \alpha' = 12,5;$$

$$k_{\text{верх}} = \frac{1}{\frac{1}{31,5} + \frac{0,020}{1,36} + \frac{1}{12,5}} = 7,87 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

Среднее значение коэффициента теплопередачи:

$$k_{\text{ср}} = \frac{5,43 + 7,87}{2} = 6,65 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

Полученное значение коэффициента теплопередачи является действительным при незасоренных рекуператорах и при отсутствии прососов. Поэтому результаты подсчетов с данным значением k должны быть отнесены к новому рекуператору. Учитывая возможное появление неплотностей и т. п., ведущих к известным потерям подогретого воздуха, считаем необходимым проделать проверку рекуператора и при низшем значении k .

Дальнейший расчет рекуператора будем вести для значений

$$k = 6,65 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц} \text{ и } k = 5,0 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}.$$

Температура дымовых газов и воздуха при выходе из рекуператора:

Исходные данные:

Через рекуператор проходит в час 2556 м³ продуктов горения при 0°Ц.Через рекуператор проходит в час 2412 м³ воздуха при 0°Ц.Продукты горения входят в рекуператор при $t_1 = 1350^\circ$,Воздух входит в рекуператор при $t_1 = 20^\circ$.

Подсчет водяных эквивалентов.

Водяной эквивалент дымовых газов:

$$W = 0,9^1 \cdot 0,357 \cdot 2556 = 821 \text{ Кал/час } ^\circ\text{Ц}.$$

Водяной эквивалент воздуха:

$$W' = 0,322 \cdot 2412 = 777 \text{ Кал/час } ^\circ\text{Ц}.$$

Температура дымовых газов при выходе из рекуператора при значении $k = 6,65 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$.

¹ Здесь коэффициентом 0,9 учитываются потери через наружную кладку рекуператора.

Для противотока температура дымовых газов при выходе из рекуператора определяется по формуле (61):

$$t_2 = t_1 - (t_1 - t'_1) \frac{W'}{W} (1 - f) \quad ^\circ\text{Ц} \quad (61)$$

где: t_2 — искомая температура дымовых газов при выходе из рекуператора;
 t_1 — температура дымовых газов при входе в рекуператор $= 1350^\circ$;
 t'_1 — температура воздуха при входе в рекуператор $= 20^\circ\text{Ц}$;
 W' — водяной эквивалент воздуха $= 777 \text{ Кал/час } ^\circ\text{Ц}$;
 W — водяной эквивалент дымовых газов $= 821 \text{ Кал/час } ^\circ\text{Ц}$;
 f — функция двух величин $\frac{kF}{W}$ и $\frac{W'}{W}$;
 k — общий коэффициент теплопередачи $= 6,65 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$;
 F — поверхность нагрева рекуператора $= 492 \text{ м}^2$.

Находим:

$$\frac{W}{W'} = \frac{821}{777} = 1,06; \quad \frac{W'}{W} = \frac{777}{821} = 0,95;$$

$$\frac{kF}{W} = \frac{6,65 \cdot 492}{821} = 3,99; \quad f = 0,18 \text{ (по диаграмме рис. 83).}$$

Температура дымовых газов при выходе из рекуператора:

$$t_2 = 1350 - (1350 - 20) \cdot 0,95 (1 - 0,18) = 1350 - 1035 = 315^\circ.$$

Температура подогрева воздуха в рекуператоре:

$$t'_2 = t_1 - (t_1 - t'_1) f \quad ^\circ\text{Ц} \quad (63)$$

$$t'_2 = 1350 - (1350 - 20) \cdot 0,18 = 1350 - 240 = 1110^\circ.$$

Температура дымовых газов при выходе из рекуператора при значении $k = 5,0 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$:

$$\frac{W}{W'} = 1,06; \quad \frac{W'}{W} = 0,95; \quad \frac{kF}{W} = \frac{5,0 \cdot 492}{821} = 2,99;$$

$f = 0,23$ [по диаграмме (83)].

Температура дымовых газов при выходе из рекуператора:

$$t_2 = 1350 - (1350 - 20) \cdot 0,95 (1 - 0,23) = 1350 - 970 = 380^\circ.$$

Температура подогрева воздуха в рекуператоре:

$$t'_2 = 1350 - (1350 - 20) \cdot 0,23 = 1350 - 306 = 1044^\circ.$$

Максимальная температура подогрева воздуха в рекуператоре 1110° при значении коэффициента теплопередачи $k = 6,65 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$. Но такой подогрев воздуха может иметь место только при идеальной работе рекуператора, т. е. при полном отсутствии в нем неплотностей, что трудно достижимо при элементах, изготовленных из керамических масс. Поэтому в расчете печи принят подогрев воздуха, соответствующий нижней температуре, полученной при подсчете рекуператора, т. е. при $k = 5$.

Пример 15. Определить поверхностные температуры рекуперативных элементов вверху рекуператора, рассмотренного в предыдущем примере.

Для определения поверхностной температуры со стороны дыма воспользуемся формулой (87) для плоской стенки:

$$t_{\text{ст}} = k \left(\frac{t}{\alpha'} + \frac{t'}{\alpha} + \frac{s}{\lambda} t \right) \quad ^\circ\text{Ц} \quad (87)$$

Подставив в ней из предыдущего примера значения, соответствующие

верху рекуператора, находим:

$$t_{\text{ст}} = 7,87 \cdot \left(\frac{1350}{12,5} + \frac{1110}{31,5} + \frac{0,02}{1,36} \cdot 1350 \right) = 7,87 \cdot (108 + 35,2 + 19,9) = 1285^\circ.$$

Поверхностную температуру со стороны воздуха определим из выражения (88):

$$t'_{\text{ст}} = k \left(\frac{t}{\alpha} + \frac{t'}{\alpha'} + \frac{s}{\lambda} t' \right) = 7,87 \cdot \left(\frac{1350}{12,5} + \frac{1110}{31,5} + \frac{0,02}{1,36} \cdot 1110 \right) = 7,87 \cdot (108 + 35,2 + 16,3) = 1255^\circ.$$

Проще, однако, пользоваться выражениями (87) и (88) в такой форме:

$$t_{\text{ст}} = t - \frac{k}{\alpha} \Delta t; \quad (87)$$

$$t'_{\text{ст}} = t' + \frac{k}{\alpha'} \Delta t; \quad (88)$$

$$t_{\text{ст}} = 1350 - \frac{7,87}{31,5} (1350 - 1110) = 1350 - 60 = 1290^\circ,$$

$$t'_{\text{ст}} = 1110 + \frac{7,87}{12,5} (1350 - 1110) = 1110 + 151 = 1261^\circ.$$

Этот способ подсчета не только проще предыдущего, но дает и более правильные цифровые результаты, так как при нем не приходится оперировать большими цифрами, что при пользовании счетной линейкой легко может привести к некоторым неточностям.

Данный пример можно решить и таким образом: сначала определяем температурный перепад в стенке и затем, вычитая из выражения (87) выражение (88), находим:

$$t_{\text{ст}} - t'_{\text{ст}} = \frac{k s}{\lambda} (t - t') \quad (102)$$

Из этого выражения находим:

$$t_{\text{ст}} - t'_{\text{ст}} = \frac{7,87 \cdot 0,02}{1,36} (1350 - 1110) = 28^\circ \text{Ц.}$$

Сумма температурных перепадов от дыма к стенке и от стенки к воздуху должна равняться:

$$(1350^\circ - 1110^\circ) - 28^\circ = 212^\circ.$$

Согласно выражения (86) ее следует разделить пропорционально α' и α , т. е. 12,5 и 31,5:

$$t - t_{\text{ст}} = 212 \cdot \frac{12,5}{12,5 + 31,5} = 60^\circ,$$

$$t'_{\text{ст}} - t' = 212 \cdot \frac{31,5}{12,5 + 31,5} = 152^\circ.$$

Следовательно,
$$t_{\text{ст}} = 1350 - 60 = 1290^\circ,$$

$$t'_{\text{ст}} = 1110 + 152 = 1262^\circ$$

Этот последний метод расчета обычно (при пользовании счетной линейкой) дает более точные цифровые результаты.

Следует указать, что выражениями (87) и (88) мы воспользовались в виду тонкостенности труб; в случае толстостенных труб следовало бы пользоваться выражениями (91), (92), (93) и (94).

При металлических рекуперативных элементах можно пренебречь падением температур в толще стенки, т. е. считать $t_{\text{ст}} = t'_{\text{ст}}$ и пользоваться выражением (86), что, понятно, упрощает расчеты.

Пример 16. В металлическом прямоточном рекуператоре температура поступающих дыма $t_1 = 1000^\circ$ и воздуха $t_2 = 0^\circ$. Определить температуру трубы при $\alpha = 20 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$ и значениях $\alpha' = 10, 20$ и $40 \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц}$. Выражение (86) в этом случае примет вид:

$$\frac{t_1 - t_{\text{ст}}}{t_{\text{ст}}} = \frac{\alpha'}{\alpha} \quad (103)$$

Преобразовав его, получим:

$$t_{\text{ст}} = t_1 \frac{\alpha}{\alpha + \alpha'} \quad (104)$$

При $\alpha' = 10; t_{\text{ст}} = 1000 \cdot \frac{20}{20 + 10} = 667^\circ\text{Ц}$

$\alpha' = 20; t_{\text{ст}} = 1000 \cdot \frac{20}{20 + 20} = 500^\circ\text{Ц}$,

$\alpha' = 40; t_{\text{ст}} = 1000 \cdot \frac{20}{20 + 40} = 333^\circ\text{Ц}$,

т. е. увеличение коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха значительно уменьшает температуру поверхности рекуперативных труб.

Пример 17. Требуется нагревать в рекуператоре воздух до 300°Ц при таких данных: $t_1 = 1000^\circ\text{Ц}$; $V = 1000 \text{ м}^3/\text{час}$; $V' = 500 \text{ м}^3/\text{час}$. Объемная теплоемкость дыма и воздуха $c_p = 0,37 \text{ Кал/м}^3 \text{ } ^\circ\text{Ц}$; $c_p' = 0,32 \text{ Кал/м}^3 \text{ } ^\circ\text{Ц}$. Рекуператор желательно изготовить из мягкой стали с предельной допустимой температурой нагрева металла 400° .

Требуется найти минимально допускаемое соотношение $\frac{\alpha'}{\alpha}$. Из выражения (86) находим для противоточного рекуператора вверху (при входе дыма, т. е. самом опасном месте):

$$\frac{\alpha'}{\alpha} \geq \frac{t_1 - t_{\text{ст}}}{t_{\text{ст}} - t_2'} = \frac{1000 - 400}{400 - 300} = \frac{6}{1}.$$

Этому условию практически чрезвычайно трудно удовлетворить. Для прямоточного рекуператора находим при входе дыма:

$$\frac{\alpha'}{\alpha} \geq \frac{t_1 - t_{\text{ст}}}{t_{\text{ст}} - t_1'} = \frac{1000 - 400}{400} = \frac{3}{2}.$$

Это условие может быть легко выполнено.

Но при прямотоке необходимо проверить температуру стенки как в начале, так и в конце рекуператора.

Температуру дымовых газов в конце прямоточного рекуператора проще всего определить из выражения:

$$(t_1' - t_2) \cdot W = (t_2 - t_1) \cdot W'. \quad (105)$$

Это выражение обозначает, что количество тепла, отдаваемого дымовыми газами (левая часть), равно количеству тепла, получаемого воздухом (правая часть).

Отсюда находим (для прямотока):

$$t_2 = t_1 - \frac{W'}{W} (t_2 - t_1'), \quad (106)$$

где: $t_1 = 1000^\circ\text{Ц}$; $t_1' = 0^\circ$; $t_2' = 300^\circ\text{Ц}$;

$W' = V \cdot c_p' = 500 \cdot 0,32 = 160 \text{ Кал/час } ^\circ\text{Ц}$;

$W = 0,9 \cdot V \cdot c_p = 0,9 \cdot 1000 \cdot 0,37 = 343 \text{ Кал/час } ^\circ\text{Ц}$ (0,9 коэффициент, учитывающий потери тепла через стены рекуператора).

$$\frac{W'}{W} = \frac{160}{343} = \sim 0,466;$$

$$t_2 = 1000 - 0,466 \cdot 300 = 860 \text{ } ^\circ\text{Ц}.$$

Выражение (86) в конце прямоточного рекуператора примет вид:

$$\frac{\alpha'}{\alpha} \geq \frac{t_2 - t_{\text{ст}}}{t_{\text{ст}} - t_2'} = \frac{860 - 400}{400 - 300} = \frac{4,6}{1}.$$

Это условие легче выполнить, чем для противотока, где $\frac{\alpha'}{\alpha} \geq \frac{6}{1}$.

Как видно из данного примера, в нашем случае в прямоточном рекуператоре более тяжелые условия наблюдаются на месте выхода дыма и воздуха из рекуператора. Но эти условия могут быть облегчены, если через рекуператор пропускать не все дымовые газы, а только часть их.

Если в рассматриваемом случае пропустить через рекуператор половину дымовых газов, т. е. $V = 500 \text{ м}^3/\text{час}$, то $W = 171 \text{ Кал/час } ^\circ\text{Ц}$ и $t_2 = 720 \text{ } ^\circ\text{Ц}$. Тогда:

$$\frac{\alpha'}{\alpha} \geq \frac{720 - 400}{400 - 300} = \frac{3,2}{1},$$

что легче выполнимо. Не требует пояснений, что в этом случае поверхность нагрева рекуператора должна быть больше, чем при проходе через него всех дымовых газов.

8. Проверка термической стойкости шамотных рекуперативных элементов

Рекуперативные элементы с одной стороны омываются дымовыми газами, а с другой — подогреваемым воздухом, температура которого ниже температуры отходящих газов. В силу разности температур обеих поверхностей трубчатых элементов, в них появляются термические напряжения, которые, если они превышают известные пределы, могут вызвать появления трещин в рекуперативных трубах.

Тринкс [9, стр. 231—232], исследуя вопрос о величине возникающих напряжений, разработал метод проверки термической устойчивости рекуперативных шамотных труб и дал следующую простую формулу:

$$k(t - t') \cdot s \leq 8200, \quad (107)$$

где: $k \text{ Кал/м}^2\text{час } ^\circ\text{Ц}$ — общий коэффициент теплопередачи;
 $t \text{ } ^\circ\text{Ц}$ — температура дымовых газов в любой точке;
 $t' \text{ } ^\circ\text{Ц}$ — температура воздуха в соответствующей точке;
 $s \text{ см}$ — толщина стенки.

Значение левой части выражения (107) ни в одной точке рекуператора не должно превосходить 8200.

Следует подчеркнуть, что при выводе Тринксом цифрового коэффициента выражения (107), были приняты цифровые значения некоторых физических величин (коэффициента теплопроводности и расширения, модуля упругости и сопротивления сжатию) для шамотного кирпича, и поэтому это выражение (вернее, цифровой коэффициент 8200) применимо только для шамотных рекуперативных элементов.

Из выражения (107) ясно, что рекуперативные элементы должны быть настолько тонкими, насколько это допускается способом изготовления и механической прочностью их, так как тонкие стенки не только допускают большую теплопередачу, но и уменьшают опасность образования трещин. Понятно также, что наличие местных утолщений, реборд, приливов и т. п. тоже уменьшает термическую стойкость рекуперативных труб.

Из выражения (107) можно найти максимально допустимую разность температур дыма и воздуха в любом месте рекуператора, а именно:

$$t' - t \leq \frac{8200}{ks} \text{ } ^\circ\text{C} \quad (108)$$

Проверку термической стойкости рекуперативных труб нужно сделать в нескольких местах; обычно делают ее сверху (в месте поступления дыма) и внизу рекуператора; при этом в каждом участке берут соответственное значение k .

Пример 18. Проверим термическую стойкость рекуперативных элементов для случая, разобранный в примере 14. Проверку делаем для верха и для низа рекуператора.

Верх рекуператора:

$$k = 7,87 \text{ Кал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}; s = 2 \text{ см.}$$

Максимально допустимая разность температур дыма и воздуха согласно выражения (108):

$$t - t' \leq \frac{8200}{7,87 \cdot 2} = 520^\circ.$$

В действительности разность температур дымовых газов и воздуха составляет $1350 - 1110 = 240^\circ$, т. е. она значительно меньше предельной.

Низ рекуператора:

$$k = 5,43 \text{ Кал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}; s = 2 \text{ см.}$$

Максимально допустимая разность температур:

$$t - t' \leq \frac{8200}{5,43 \cdot 2} = 755^\circ.$$

Действительная разность температур $315 - 20 = 295^\circ$, что тоже значительно ниже предельной.

9. Гидравлика рекуператора

При проектировании рекуперативных печей вопросу гидравлики рекуператора следует уделять особое внимание. Объясняется это не только тем, что при неудачной гидравлике возрастает необходимое для удаления дымовых газов разрежение (большая высота трубы или мощный дымосос) и увеличивается расход на подачу воздуха вентилятором, но и тем, что выбор надлежащих скоростей сильно влияет на коэффициент теплопередачи. Кроме того в керамических рекуператорах большая разность давлений в воздушных и дымовых каналах может вызвать значительные прососы воздуха в дымовые хода. Поэтому для каждого проектируемого рекуператора необходимо произвести самую тщательную гидравлическую проверку.

Во-первых, для каждого участка нужно подсчитать, с одной стороны, гидростатический напор, который создается благодаря подъему подогретого воздуха, и, с другой стороны, потерю напора (т. е. необходимое разрежение) для опускания дымовых газов. Методика этих подсчетов общеизвестна, детально освещена в трудах Грум-Гржимайло [8] и в других общих курсах по промышленным печам. Поэтому на этом вопросе мы не будем останавливаться.

Во-вторых, нужно самым подробным образом учесть все местные сопротивления. Под местными сопротивлениями при движении газов в печах подразумеваются отдельные сопротивления возникающие при:

а) различных изменениях формы и величины поперечных сечений каналов (расширения, сужения и т. п.);

б) изменениях первоначального направления струй газовых потоков (углы, повороты и пр.);

в) различных препятствиях от установки в трубопроводах задвижек, шиберов и т. п.

По общепринятому методу расчета Ритшель-Браббе, величина потери напора для преодоления местных сопротивлений определяется выражением:

$$h_{\text{мест}} = \zeta \gamma \frac{w^2}{2g} \text{ мм водяного столба,} \quad (109)$$

где ζ — опытный коэффициент, зависящий от рода местного сопротивления.

Таким образом, местное сопротивление определяется величиной отвлеченного коэффициента ζ , указывающего, какая часть скоростного напора $\gamma \frac{w^2}{2g}$ мм водяного столба тратится на проход газа с некоторой скоростью w через данную часть газохода или на преодоление препятствий в нем. В этой формуле g представляет собой ускорение силы тяжести.

Величины местных сопротивлений приводятся во многих трудах советской и иностранной литературы, причем одинаковые по существу местные сопротивления оцениваются многими авторами весьма различно по величине.

При расчетах печей обычно пользуются значениями, взятыми, главным образом, из работ Браббе и Банзена; они приведены также в работах Хейлгенштедта [13] и Ламорта [28].

Стальпроект [23, стр. 42—45] пользуется таблицей (временной) нормальных величин местных сопротивлений в вентиляционных устройствах, выпущенной трестом Промвентиляция.

Нормальные величины местных сопротивлений в этой последней таблице приняты на основании сопоставления материалов по данному вопросу Ритшель-Браббе, Керрера, Хардинга, Альберта, Чаплина, Поздониона, Левина, Рекнагеля, Блесса, Карги и др. и отбора величин, наиболее оправдавших себя на практике вентиляционных устройств.

Следует обратить внимание на то, что коэффициенты местных сопротивлений по Браббе и Банзену обычно выше, чем в таблице треста Промвентиляция, и поэтому при пользовании первыми есть основание рассчитывать на некоторый „запас“.

В-третьих, нужно учесть сопротивления от трения. Браббе предложил следующую формулу потерь давления от трения:

Таблица 25
Вспомогательная таблица для вычисления потерь давления по формуле Браббе

d	$d^{1,281}$	w	$w^{1,853}$	w	$w^{1,853}$	γ	$\gamma^{0,852}$
12,5	25,3	0,5	0,278	10,0	71,3	0,1	0,141
25	58,5	0,75	0,587	12	100	0,2	0,254
37,5	104	1,0	1,000	14	133	0,3	0,358
50	150	1,5	2,12	16	170	0,4	0,458
75	251	2,0	3,61	18	212	0,5	0,554
100	365	2,5	5,45	20	258	0,6	0,647
150	610	3,0	7,65	25	390	0,7	0,738
200	889	3,5	10,2	30	545	0,8	0,827
250	1170	4,0	13,0	40	930	0,9	0,914
300	1480	4,5	16,2	50	1400	1,0	1,000
400	2150	5,0	19,7	—	—	1,1	1,085
500	2860	6,0	27,7	—	—	1,2	1,168
600	3610	7,0	36,8	—	—	1,3	1,250
800	5240	8,0	47,1	—	—	1,4	1,332
1000	6950	—	—	—	—	—	—
1200	8750	—	—	—	—	—	—
1500	11700	—	—	—	—	—	—
2000	16900	—	—	—	—	—	—
2500	22400	—	—	—	—	—	—
3000	28300	—	—	—	—	—	—

$$h_{\text{тр}} = 5,66 \cdot \frac{w^{1,853}}{d^{1,281}} \cdot \gamma^{0,852} \text{ мм водяного столба/м.} \quad (110)$$

Банзен своими экспериментами подтвердил правильность этой формулы, но указал, что в кирпичных каналах коэффициент, примерно, в 2 раза больше и поэтому рекомендует пользоваться ею в таком виде:

$$h_{\text{тр}} = 12 \cdot \frac{w^{1,853}}{d^{1,281}} \cdot \gamma^{0,852} \text{ мм водяного столба/м.} \quad (111)$$

Следует обратить внимание на то, что в формулах (110) и (111): w м/сек. — скорость, d мм — диаметр (в миллиметрах), γ кг/м³ — объемный вес.

Для облегчения пользования формулой Браббе в таблице 25 даны значения степеней величин w , d и γ .

Для каналов большего сечения (с периметром не меньше 1,7 м) можно с достаточной степенью точности (погрешность не выше 15%) пользоваться следующей простой формулой Ритшеля:

$$h_{тр} = 0,028 \cdot \frac{\gamma w^2}{2gd} \text{ мм водяного столба/м.} \quad (112)$$

В этой формуле все размеры даны в метрах и секундах.

Удобство этой формулы: во-первых, в ее простоте; во-вторых, в том, что потеря давления на трение дается в ней как произведение скоростного напора на величину $\frac{0,028}{d}$.

Для рекуператоров, в которых газы омывают отдельно стоящие трубы (например, рекуператор Амслер-Мортон), можно для определения сопротивления пользоваться формулой Кистнера, выведенной при изучении работы специально выстроенного для экспериментальных целей регенератора. Формула Кистнера:

$$h = 0,162 \cdot \gamma_0 \frac{w_0^2}{\sqrt{d}} \cdot \frac{T}{B + h} \text{ мм водяного столба/м} \quad (113)$$

где: d м — ширина каналов между трубами;

T °К — абсолютная температура газа;

γ_0 кг/м³ — объемный вес газа при 0° и 760 мм. ртутн. столба;

w_0 м/сек — скорость при нормальном объеме (т. е. приведенная к 0°, 760 мм ртутн. столба).

B мм ртутн. столба — давление барометра.

Если в выражении (113) ввести действительные объемные веса и скорости и подставить вместо $B + h = 760$ мм, то получим:

$$h_{тр} = 0,058 \cdot \frac{\gamma w^2}{\sqrt{d}} = 1,14 \cdot \frac{\gamma w^2}{2g\sqrt{d}} \text{ мм водяного столба/м.} \quad (113a)$$

Для каналов шириной от 6 до 12 см по этой формуле (113) получаются сопротивления от трения в 2—3½ раза большие, чем для гладких каналов по формуле Браббе.

Пользуясь вышеприведенными указаниями и формулами, можно сделать подробную гидравлическую проверку. Не приводя здесь численного примера и отсылая к соответствующему месту курса Хейлигенштедта [13, стр. 297—300], остановимся несколько на вопросе о графическом изображении сопротивлений по пути воздуха и дыма и распределения давлений в рекуператоре.

На рис. 88 приведен такой график гидравлических сопротивлений и распределения давлений в рекуператоре вращающейся ванны для вакуумных машин (рис. 49). На оси абсцисс отложены (не в масштабе) отдельные участки, по которым движутся воздух и дым; у концов каждого участка указано соответственное наименование для пути воздуха и дыма. По оси ординат отложены: вверх — положительное, а вниз — отрицательное давление в мм вод. столба. График составлен, исходя из предположения, что на уровне зеркала давление ± 0 как для воздуха, так и для дыма (отходящих газов).

Сперва откладывается (подсчитанный по обычным формулам) статический напор по пути воздуха, причем он от ± 0 (у места входа воздуха в рекуператор — справа на чертеже) постепенно увеличивается до +5,6 мм вод. столба. Затем откладывается сопротивление по пути воздуха; величина этих сопротивлений, включая сопротивление, создаваемое регулирующей задвижкой, должна равняться величине создаваемого напора, т. е. 5,6 мм вод. столба. Поэтому эту линию начинаем откладывать слева направо (начиная от 5,6 мм вод. столба). Она не подходит к оси абсцисс, и ордината, соот-

ветствующая ее правому концу, представляет дополнительно вводимое сопротивление воздушного регулирующего шибер (задвижки).

Разность абсолютных ординат линий сопротивления и напора даст линию распределения давления на пути воздуха. Для дымовых газов тоже откладывается две линии: а) гидравлических сопротивлений и б) потерь напора для опускания дыма. Обе эти линии откладываются слева направо вниз [т. е. по ходу дымовых газов, причем начало их лежит в точке ± 0 (у зеркала)].

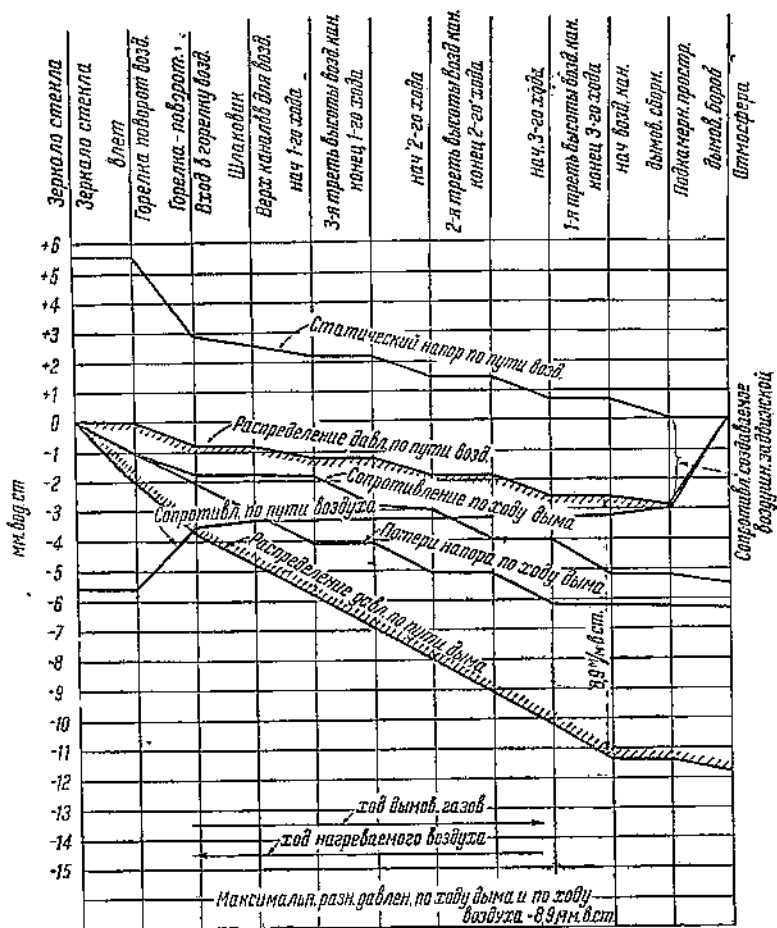


Рис. 88. Диаграмма гидравлических сопротивлений и распределения давлений в рекуператоре

Суммируя абсциссы обеих этих линий, мы получаем распределение давления по пути дыма.

Этот график чрезвычайно наглядно показывает разность давлений (разрежений) между дымовыми и воздушными каналами для любой точки рекуператора (и даже всей печи); она равна ординате между линиями распределения давления по пути воздуха и дыма. Площадь между этими двумя линиями может до известной степени служить показателем той побудительной силы, которая способствует прососу воздуха в дымовые каналы. Поэтому чем эта площадь меньше, тем больше герметичность рекуператора.

10. Определение поверхности нагрева и учет влияния ребер

Подсчет поверхности нагрева рекуператора при выбранном его типе, кажущийся на первый взгляд простым, фактически оказывается значительно менее определенным, в особенности для сложных керамических элементов.

В некоторых конструкциях мы имеем взаимно перпендикулярные каналы для дыма и воздуха, например, в рекуператоре Германсена. Какую поверхность считать в данном случае теплопередающей: всю поверхность, омываемую газами, или только ту, которая с одной стороны омывается дымом, а с противоположной — воздухом. К тому же, во всех конструкциях мы имеем ребра, приливы и т. п.; следует ли их площадь вычитать из поверхности нагрева, или же, наоборот, эти ребра увеличивают теплопередачу, т. е. как бы увеличивают поверхность нагрева. Таким образом, определение действительной величины теплопередающей поверхности не является таким простым. Ввиду этого вполне естественно, что отдельные конструкторы подходят к этому вопросу различными путями, и это создает большую неясность и путаницу.

Для иллюстрации можно привести такой факт. Германсен [11, стр. 175] определяет для своих рекуперативных элементов (NR 4) поверхность нагрева со стороны дыма — $8,38 \text{ м}^2$, а со стороны воздуха — $7,07 \text{ м}^2$ на 1 м^3 кладки рекуператора. Тейзен [32, стр. 15] для этих же элементов считает теплопередающую поверхность $= 2 \text{ м}^2/\text{м}^3$, т. е., примерно, в 4 раза меньше, чем Германсен. В чем тут дело? Германсен подсчитывает всю поверхность, омываемую дымом или воздухом. Тейзен же считает теплопередающей только ту часть ее, которая одновременно омывается с двух сторон дымом и воздухом; поверхность занятую ребрами (приливами), он совершенно не учитывает.

Такие большие расхождения говорят о необходимости уточнения методики определения поверхности нагрева. Если мы имеем дело с отдельными трубами, омываемыми со всех сторон газами (например, рекуператоры Амслер-Мортон и Тейзена), то тут вопрос об определении величины теплопередающей поверхности решается сравнительно просто. Чтобы не пользоваться формулами для теплопередачи в трубах (что усложняет расчеты), можно при тонкостенных рекуперативных элементах принимать для определения их поверхности нагрева — поверхность, взятую по средней линии. Если трубы омываются снаружи воздухом, то, учитывая больший коэффициент теплоотдачи от дыма, можно со сравнительно небольшой погрешностью принимать за теплопередающую — наружную поверхность; так это и сделано в примере 14 при расчете рекуператора типа Амслер-Мортон с дымовыми вертикальными трубами.

Значительно сложнее вопрос, если мы имеем дело с трубами, вплотную прилегающими друг к другу и с расположенными перпендикулярно друг к другу дымовыми и воздушными каналами (например, в рекуператорах Штейн-Чапмана и Стальпроекта). В этих конструкциях, учитывая небольшую толщину перегородок между одноименными каналами, обычно за теплопередающую поверхность рекуперативного элемента принимают всю его поверхность, обращенную одной стороной к дымовым газам, а другой — к воздуху. Иными словами, наличие перегородок не учитывается, т. е. расчет ведется по фиктивной поверхности нагрева, которая не учитывает особенностей конструкции рекуператора.

Хотя такой метод подсчета подкупает своей простотой, тем не менее порядок ошибки, вносимой им в определение поверхности нагрева, должен быть выяснен. Это важно, во-первых, для того, чтобы иметь суждение, насколько этот упрощенный метод приемлем с точки зрения практической его применимости; во-вторых, чтобы получить достаточно точный и объективный метод расчета, дающий возможность сравнения различных конструкций.

Ввиду этого, считаем целесообразным ознакомить читателей с методикой данного вопроса, разработанной инженерами Швабе и Кружилиным; эта работа была выполнена ими по нашему предложению с той целью, чтобы можно было выбрать оптимальный тип керамического рекуператора при проектировании рекуперативного отопления (рис. 49) вращающейся ванны для питания вакуумных машин (ср. глава I, 3, б).

При наличии в рекуперативной трубе перегородки (рис. 89а) количество тепла, отдаваемого половиной этой перегородки (до ее середины) омываю-

чему ее воздуху, составляет:

$$Q = \frac{t_{\text{ст}} \delta}{\frac{s}{\lambda} + \frac{\delta}{M}}, \quad (114)$$

где:

$$M = \frac{2\alpha' (e^{2mb} - 1)}{m(e^{2mb} + 1)} \quad (114a)$$

и

$$m^2 = \frac{2\alpha'}{\lambda \delta}, \quad (114b)$$

здесь:

- $t_{\text{ст}} \text{ } ^\circ\text{C}$ — разность температур внешней поверхности (со стороны дыма) трубы и воздуха;
 $\delta \text{ м}$ — толщина перегородки;
 $s \text{ м}$ — толщина рекуперативной стенки;
 $\lambda \text{ Кал/м час } ^\circ\text{C}$ — коэффициент теплопроводности;
 $b \text{ м}$ — половина длины перегородки;
 $\alpha' \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$ — коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху.

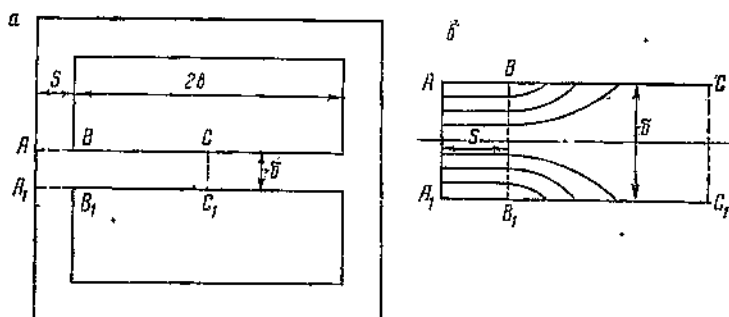


Рис. 89. Эскиз для подсчета влияния ребер на теплопередачу

Сопоставляя полученное для Q выражение с выражением для Q в случае передачи тепла через стенку толщиной s и поверхностью $1 \cdot \delta$:

$$Q = \frac{t_{\text{ст}} \delta}{\frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha'}},$$

видим, что величина $\frac{\delta}{M}$ представляет собой значение термического сопротивления перемычки, аналогичное сопротивлению $\frac{1}{\alpha'}$.

Если $\frac{\delta}{M}$ меньше чем $\frac{1}{\alpha'}$, то перегородка улучшает тепловую работу трубы; если $\frac{\delta}{M}$ больше, чем $\frac{1}{\alpha'}$, то ухудшает; наконец, если $\frac{\delta}{M} = \frac{1}{\alpha'}$, то перегородка никакого влияния на тепловую работу трубы не оказывает.

Иными словами, если $\frac{M}{\delta \alpha'} < 1$, то роль перемычки отрицательная; если же $\frac{M}{\delta \alpha'} > 1$, то положительная. При этом, чем больше значение выражения $\frac{M}{\delta \alpha'}$, тем большую пользу приносит перегородка.

Мы можем назвать выражение

$$\frac{M}{\delta \alpha'} \text{ — показателем эффективности перегородки} \quad (115)$$

В виду сложности выражения для M , а также в виду того, что M зависит от 4 параметров α' , λ , δ , b , — дать сразу оценку роли перегородки в каждом конкретном случае без предварительных расчетов затруднительно. Можно лишь отметить, что значение выражения $\frac{M}{\delta\alpha'}$, т. е. показателя эффективности перегородки, возрастает с уменьшением δ и α' и с увеличением λ и b .

Для исследования влияния параметров α' , λ , δ и b на показатель эффективности перегородки $\frac{M}{\delta\alpha'}$ составлены таблицы 26, 27, 28 и 29. Эти таблицы,

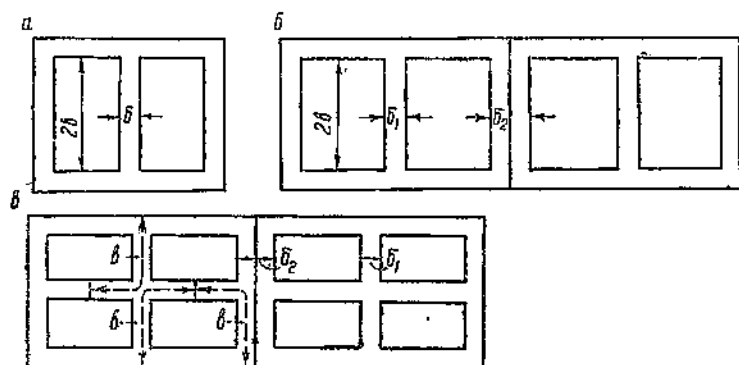


Рис. 90. Эскиз сечения трех типов рекуперативных элементов
а — Амслер-Мортон; б — Стальпроекта; в — Штейн-Чапмана

в которых на основании формул (114а) и (114б) подсчитаны значения выражений $\frac{M}{\delta}$ и $\frac{M}{\delta\alpha'}$, при разных значениях α' , λ , δ и b , дают сравнение тепловой работы трубы с перегородкой и без таковой (рис. 90а).

Таблица 26

Зависимость показателя эффективности $\frac{M}{\delta\alpha'}$ внутренней перегородки в рекуперативной трубе типа Амслер-Мортон (рис. 90а) — от коэффициента теплоотдачи α'

α'	λ	δ	b	m	$\frac{M}{\delta}$	$\frac{M}{\delta\alpha'}$
Кал/м ² час °С	Кал/м час °С	м	м	1/м	Кал/м ² час °С	1
2	0,85	0,02	0,05	15,4	8,40	4,20
4	0,85	0,02	0,05	22,0	14,50	3,60
6	0,85	0,02	0,05	26,6	19,70	3,30
8	0,85	0,02	0,05	30,8	23,50	2,95
10	0,85	0,02	0,05	37,4	27,00	2,70

Таблица 27

Зависимость показателя эффективности $\frac{M}{\delta\alpha'}$ внутренней перегородки в рекуперативной трубе типа Амслер-Мортон (рис. 90а) — от коэффициента теплопроводности λ

λ	α'	δ	b	m	$\frac{M}{\delta}$	$\frac{M}{\delta\alpha'}$
0,70	6	0,02	0,05	29,3	18,5	3,08
0,85	6	0,02	0,05	26,6	19,7	3,28
0,95	6	0,02	0,05	25,2	20,3	3,40
1,05	6	0,02	0,05	23,8	21,0	3,50

Из таблицы 26 видно, что с возрастанием α' при постоянных значениях λ , δ и b , относительная роль перегородки в увеличении теплопередачи, характеризующаяся отношением $\frac{M}{\delta\alpha'}$, падает. Отсюда можно сделать вывод, что при больших значениях коэффициента теплоотдачи α' установка перегородок теряет смысл.

Таблица 27 дает представление о том, как увеличивается эффективность перемычки при возрастании теплопроводности материала, из которого сделаны рекуперативные элементы.

Таблица 28

Зависимость показателя эффективности $\frac{M}{\delta \alpha'}$ внутренней перегородки в рекуперативной трубе типа Амслер-Мортон (рис. 90а) от толщины перегородки δ

δ	α'	λ	b	m	$\frac{M}{\delta}$	$\frac{M}{\delta \alpha'}$
0,01	6	0,85	0,05	37,6	30,5	5,08
0,02	6	0,85	0,05	26,6	19,7	3,28
0,03	6	0,85	0,05	21,7	14,7	2,45
0,04	6	0,85	0,05	18,8	11,7	1,95

Таблица 29

Зависимость показателя эффективности $\frac{M}{\delta \alpha'}$ внутренней перегородки в рекуперативной трубе типа Амслер-Мортон (рис. 90а) от длины перегородки $2b$

b	α'	λ	δ	m	$\frac{M}{\delta}$	$\frac{M}{\delta \alpha'}$
0,03	6	0,85	0,02	26,6	15,0	2,5
0,05	6	0,85	0,02	26,6	19,7	3,2
0,07	6	0,85	0,02	26,6	21,5	3,6

Таблица 28 наглядно показывает, как резко уменьшается эффективность перемычки при увеличении ее толщины.

Наконец, таблица 29 дает зависимость между длиной перегородки и степенью ее эффективности.

Переходим к методике расчета. Составив для каждой данной перемычки определенного типа рекуперативной трубы таблицы, аналогичные таблицам 26—29, можно легко подсчитать и „приведенные“ коэффициенты теплоотдачи от стенки к воздуху α'_{np} по внутренней части труб.

Под α'_{np} мы понимаем коэффициент, который позволяет выразить количество тепла, переходящего от стенки с перемычками к воздуху, в виде:

$$Q = \alpha'_{np} (t'_{ст} - t') \cdot F \text{ Кал/час,} \quad (116)$$

где F — внутренняя поверхность той же трубы без перемычки.

Не требует пояснений, что все наши выводы могут относиться в одинаковой мере и к наружным ребрам и приливам.

Так как, по нашему предположению, перемычка влияет только на работу той части стенки рекуперативной трубы, к которой она прилегает, т. е. на работу части стенки шириной δ , то α' определится из формулы:

$$\alpha'_{np} = \frac{\alpha'(F - 2n\delta) + 2n\delta \cdot \frac{M}{\delta}}{F} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц,} \quad (117)$$

где n — число перемычек толщиной δ .

Сделав необходимые преобразования, получим:

$$\alpha'_{np} = \alpha' \left[1 + f \left(\frac{M}{\delta \alpha'} - 1 \right) \right] \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц,} \quad (117a)$$

где

$$f = \frac{2n\delta}{F}. \quad (117b)$$

Нетрудно показать, что если в трубе имеется n_1 перемычек толщиной δ_1 , длиной $2b_1$, с коэффициентом теплопроводности материала λ_1 и n_2 перемычек толщиной δ_2 , длиной $2b_2$, с коэффициентом теплопроводности материалов λ_2 и т. д., то:

$$\alpha'_{np} = \alpha' \left[1 + f_1 \left(\frac{M_1}{\delta_1 \alpha'} - 1 \right) + f_2 \left(\frac{M_2}{\delta_2 \alpha'} - 1 \right) + \dots \right] \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц,} \quad (118)$$

где

$$f_i = \frac{2n_i \delta_i}{F}.$$

Общий же коэффициент теплопередачи для трубы с перемычками определяется из выражения

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha'_{пр}}} \text{ Кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц} \quad (119)$$

где: α Кал/м² час [°]Ц — коэффициент теплоотдачи от дыма к стенке;

s и λ — толщина стенки рекуперативной трубы.

Формула (119) представляет собой обычное выражение для общего коэффициента теплопередачи [46], только вместо коэффициента теплоотдачи от стенки к воздуху (α') в ней дано значение приведенного коэффициента теплоотдачи ($\alpha'_{пр}$).

Из выражения (117а) видно, что $\alpha'_{пр}$ возрастает с увеличением $\frac{M}{\delta \alpha'}$ и f . Поэтому следует стремиться к повышению f , но не за счет роста толщины δ (так как увеличение δ приводит к уменьшению $\frac{M}{\delta \alpha'}$), а за счет увеличения числа перемычек n .

* * *

Уместно сказать, что вышеприведенный метод определения влияния ребер учитывает условия только теплопроводности материалов. В действительности же имеет также место теплообмен излучением между основными стенками трубы и перегородками, который, как показывают специальные эксперименты, проведенные В. Н. Зиминим, в некоторых случаях играет значительную роль. Это обстоятельство, несомненно, послужило причиной применения в некоторых конструкциях сердечников, расположенных внутри рекуперативных труб (рис. 51 и 52).

Вывод выражения (114). Примем, что перемычка — малой толщины, т. е. что в каждом перпендикулярном к сторонам сечении температуру можно считать одинаковой. Практически это допущение соответствует действительности, так как толщина перемычки обычно мала по сравнению со стороной трубы.

По условиям симметрии — достаточно рассматривать температурное поле и потоки тепла лишь для половины перемычки, так как вторая половина работает точно так же. Кроме того, из условий симметрии следует, что в середине перемычки поток тепла равен нулю, т. е. что в сечении CC' (рис. 89а):

$$A \cdot \frac{dt}{dx} = 0 \quad (120)$$

Вырежем из трубы длину, равной 1, половину перемычки и рассмотрим распространение тепла в ней (рис. 89б). В части AB вектора теплового тока можно считать параллельными сторонами, и поэтому к этой части может быть применено уравнение Лапласа, которое в случае стационарного потока тепла имеет вид:

$$\frac{d^2 t}{dx^2} = 0 \quad (121)$$

где t — значение температуры в сечении x .

Пограничными условиями для этой части перемычки будут: а) при $x=0$; $t=t_{ст}$; б) при $x=s$; $t=t_a$ (значение t_a будет определено ниже).

Часть перемычки BC характеризуется тем, что направления векторов теплового потока не параллельны сторонам (рис. 89б), так как она охлаждается омывающим ее воздухом, и интенсивность этого охлаждения определяется значением коэффициента теплоотдачи от стенки к воздуху, который обозначаем через α' .

В этом случае, если начало координат поместить в сечение BB , то температурное поле определится из уравнения

$$\frac{d^2 t}{dx^2} = \frac{2\alpha'}{\lambda \delta} (t - t'). \quad (122)$$

Далее, если мы условно примем температуру омывающего воздуха равной 0° ($t' = 0$), то выражение (122) упростится и примет окончательно следующий вид:

$$\frac{d^2 t}{dx^2} = m^2 t. \quad (123)$$

Здесь

$$m^2 = \frac{2\alpha'}{\lambda\delta},$$

а t представляет собою превышение температуры перемычки над температурой воздуха.

Пограничными условиями для этой части перемычки будут: а) при $x=0$; $t=t_a$, что следует из условия непрерывности температуры, б) при $x=b$, $\frac{dt}{dx}=0$, что уже нашло свое отражение в выражении (120).

Приступаем к решению дифференциальных уравнений (121) и (123).

Первое уравнение (121) приводит к решению:

$$t = C_1 x + C_2,$$

а после учета пограничных условий к новому уравнению:

$$t = t_{ct} - \frac{t_{ct} - t_a}{s} x, \quad (124)$$

где t_{ct} — температура внешней (со стороны дыма) поверхности трубы, вернее, превышение ее над температурой воздуха, проходящего в трубе.

Уравнению (123) удовлетворяет решение:

$$t = A_1 e^{mx} + A_2 e^{-mx}$$

При этом из пограничных условий получаем:

$$A_1 + A_2 = t_a;$$

$$A_1 e^{mb} - A_2 e^{-mb} = 0, \quad \text{или} \quad A_2 = A_1 e^{2mb},$$

откуда

$$A_1 = \frac{t_a}{1 + e^{2mb}} \quad \text{и} \quad A_2 = \frac{t_a \cdot e^{2mb}}{1 + e^{2mb}}.$$

Подставляя полученные выражения вместо A_1 и A_2 будем иметь:

$$t = \frac{t_a}{1 + e^{2mb}} (e^{mx} + e^{2mb} e^{-mx}). \quad (125)$$

Количество же теплоты, передаваемой воздуху половиной перемычки в единицу времени будет равно:

$$\int_a^b 2\alpha' t dx = \frac{2\alpha' t_a}{m(1 + e^{2mb})} \left[e^{mx} - e^{2mb} e^{-mx} \right]_0^b = \frac{2\alpha' t_a (e^{2mb} - 1)}{m(e^{2mb} + 1)}. \quad (126)$$

Введя обозначение

$$\frac{2\alpha' (e^{2mb} - 1)}{m(e^{2mb} + 1)} = M, \quad (114a)$$

получим:

$$Q = M t_a. \quad (126a)$$

Но это же количество тепла предварительно прошло через участок AB , а потому:

$$Q = \lambda \frac{(t_{ct} - t_a) \delta}{s},$$

откуда

$$t_a = t_{ct} - \frac{Qs}{\lambda\delta}. \quad (127)$$

Подставив полученное для t_a выражение в уравнение (126a), найдем:

$$Q = M t_{ct} - \frac{Ms}{\lambda\delta} Q$$

откуда:

$$Q = \frac{M t_{ct}}{1 + \frac{Ms}{\lambda\delta}}$$

или что то же:

$$Q = \frac{\delta t_{ст}}{\frac{s}{\lambda} + \frac{\delta}{M}};$$

Это будет то самое выражение, которое мы отметили выше (114).

Пример 19. На основании произведенного анализа сделаем подсчет приведенного коэффициента теплоотдачи $\alpha'_{пр}$ для трех конструкций рекуперативных элементов с вертикальными воздушными трубами и внутренними перегородками типа Амслер-Мортон, Стальпроекта и Штейн-Чапмана и для горизонтальных рекуператоров Германсена—NR3 (рис. 6). Поперечные разрезы вертикальных рекуперативных труб показаны эскизно на рис. 90.

Для первого типа элементов (Амслер-Мортон), показанного на рис. 90а и размеры которого учтены в таблице 26, мы имеем одну перемычку; значения $\alpha'_{пр}$ найдем из выражения

$$\alpha'_{пр} = \alpha' \left[1 + f \left(\frac{M}{\delta \alpha'} - 1 \right) \right]. \quad (117a)$$

Значение f дано в выражении (117б), а M —в выражении (114а) и (114б).

Беря величины $\frac{M}{\delta \alpha'}$ из таблицы 26, получим таблицу 30.

Таблица 30

Значение приведенного коэффициента теплоотдачи— $\alpha'_{пр}$ для рекуперативных элементов типа Амслер-Мортон (рис. 90а)

α'	$\frac{M}{\delta \alpha'}$	f	$\alpha'_{пр}$	$\frac{\alpha'_{пр}}{\alpha'}$	Увеличение в %, 0
2	4,20	0,10	2,64	1,32	32
4	3,60	0,10	5,04	1,26	26
6	3,30	0,10	7,38	1,23	23
8	2,95	0,10	9,52	1,19	19
10	2,70	0,10	11,70	1,17	17

Таблица 31

Зависимость показателя эффективности $\frac{M_1}{\delta_1 \alpha'}$ внутренней перегородки в рекуперативной трубе типа Стальпроекта (рис. 90б) от коэффициента теплоотдачи α'

α'	λ	δ_1	δ	m_1	$\frac{M_1}{\delta_1}$	$\frac{M_1}{\delta_1 \alpha'}$	f_1
2	0,85	0,026	0,03	13,5	4,35	2,17	0,108
4	0,85	0,026	0,03	19,1	8,3	2,08	0,108
6	0,85	0,026	0,03	23,4	12,0	2,00	0,108
8	0,85	0,026	0,03	27,0	15,4	1,92	0,108
10	0,85	0,026	0,03	30,1	18,4	1,84	0,108

Для второго типа элементов (Стальпроекта), показанного на рис. 90б, мы имеем две перемычки толщиной δ_1 и δ_2 . Здесь $\alpha'_{пр}$ найдем на основании формулы (118):

$$\alpha'_{пр} = \alpha' \left[1 + f_1 \left(\frac{M_1}{\delta_1 \alpha'} - 1 \right) + f_2 \left(\frac{M_2}{\delta_2 \alpha'} - 1 \right) \right].$$

При этом величины $\frac{M_1}{\delta_1 \alpha'}$ и $\frac{M_2}{\delta_2 \alpha'}$ выпишем в таблицы 31 и 32.

На основании полученных двух таблиц (31) и (32) составим для элементов Стальпроекта (рис. 90б) таблицу 33 значений приведенного коэффициента теплоотдачи $\alpha'_{пр}$.

Для рекуперативного элемента типа Штейн-Чапмана (рис. 90в), т. е. элемента с продольной и поперечной перегородкой, нельзя точно подсчитать (с точки зрения сделанного анализа) значений приведенного коэффициента теплоперевода $\alpha'_{пр}$, так как конфигурации перемычек довольно сложны. Но этот случай мы можем (с достаточной для целей практики точностью) упростить, считая, что продольная перемычка является продолжением поперечных, т. е. что имеются две перемычки толщиной δ_1 и δ_2 ; длину же перемычек b берем так, как это показано на рис. 90в. Такой подсчет даст нам для $\alpha'_{пр}$ величину, по всей вероятности очень близкую к действительности.

Таблица 32

Зависимость показателя эффективности $\frac{M_2}{\delta_2 \alpha'}$ перегородки (соприкасающихся стен) в рекуперативной трубе типа Стальпроекта (рис. 90б) — от коэффициента теплоотдачи α'

α'	λ	δ_2	b	m_2	$\frac{M_2}{\delta_2}$	$\frac{M_2}{\delta_2 \alpha'}$	f_2
2	0,85	0,05	0,03	9,7	2,30	1,15	0,208
4	0,85	0,05	0,03	11,4	4,58	1,14	0,208
6	0,85	0,05	0,03	16,8	6,65	1,11	0,208
8	0,85	0,05	0,03	19,4	8,65	1,08	0,208
10	0,85	0,05	0,03	21,7	10,6	1,06	0,208

Аналогично предыдущему случаю, составим две таблицы (34) и (35), показывающие зависимость показателя эффективности перегородок от коэффициента теплоотдачи α' .

Таблица 34

Зависимость показателя эффективности $\frac{M_1}{\delta_1 \alpha'}$ внутренней перегородки в рекуперативной трубе типа Штейн-Чапмана (рис. 90в) от коэффициента теплоотдачи α'

α'	λ	δ_1	b	m_1	$\frac{M_1}{\delta_1}$	$\frac{M_1}{\delta_1 \alpha'}$	f_1
2	0,85	0,02	0,075	15,4	10,7	5,35	0,083
4	0,85	0,02	0,075	22,0	16,9	4,22	0,083
6	0,85	0,02	0,075	26,6	21,8	3,63	0,083
8	0,85	0,02	0,075	30,8	25,5	3,20	0,083
10	0,85	0,02	0,075	34,4	29,0	2,90	0,083

Используя таблицы 34 и 35, составим таблицу 36, в которой даны значения приведенного коэффициента теплоотдачи $\alpha'_{пр}$ для рекуперативных элементов Штейн-Чапмана (рис. 90в).

Таблица 36

Значение приведенного коэффициента теплоотдачи $\alpha'_{пр}$ для рекуперативных элементов типа Штейн-Чапмана (рис. 90в)

α'	$\alpha'_{пр}$	$\alpha'_{пр}/\alpha'$	Увеличение в %
2	3,42	1,712	71,2
4	6,20	1,550	55,0
6	8,81	1,468	46,8
8	10,98	1,372	37,2
10	13,60	1,360	36,6

Таблица 33

Значение приведенного коэффициента теплоотдачи $\alpha'_{пр}$ для рекуперативных элементов типа Стальпроекта (рис. 90б)

α'	$\alpha'_{пр}$	$\alpha'_{пр}/\alpha'$	Увеличение в %
2	2,30	1,150	15,0
4	4,58	1,146	14,6
6	6,77	1,129	12,9
8	8,91	1,114	11,4
10	11,01	1,101	10,1

Таблица 35

Зависимость показателя эффективности $\frac{M_2}{\delta_2 \alpha'}$ перегородки (соприкасающихся стен) в рекуперативной трубе типа Штейн-Чапмана (рис. 90в) — от коэффициента теплоотдачи α'

α'	λ	δ_2	b	m_2	$\frac{M_2}{\delta_2}$	$\frac{M_2}{\delta_2 \alpha'}$	f_2
2	0,85	0,040	0,075	10,8	6,22	3,11	0,166
4	0,85	0,040	0,075	15,3	10,80	2,70	0,166
6	0,85	0,040	0,075	18,7	15,00	2,50	0,166
8	0,85	0,040	0,075	21,6	17,10	2,14	0,166
10	0,85	0,040	0,075	23,2	23,20	2,04	0,166

Таблица 37

Зависимость показателя эффективности $\frac{M}{\delta \alpha'}$ перегородки в рекуперативной трубе Германсена типа NR3 (рис. 6) от коэффициента теплоотдачи α'

α'	λ	δ	b	m	$\frac{M}{\delta}$	$\frac{M}{\delta \alpha'}$	f
2	0,85	0,08	0,027	7,7	1,32	0,66	0,485
4	0,85	0,08	0,027	10,8	2,60	0,65	0,485
6	0,85	0,08	0,027	13,3	3,86	0,64	0,485
8	0,85	0,08	0,027	15,3	5,11	0,64	0,485
10	0,85	0,08	0,027	17,1	6,28	0,63	0,485

Перейдем к определению роли перемычек в рекуперативных элементах Германсена — NR3 (рис. 6). В этом случае мы имеем две перемычки толщиной 82 мм и $2 \cdot 38,5 = 77$ мм. Аналогично с предыдущим, составим таблицы 37 и 38, причем в виду того, что обе перемычки одинаковой длины, а толщина их почти одинакова, примем для упрощения расчетов среднюю толщину — 80 мм (таблица 37).

Таблица 38

Значение приведенного коэффициента теплоотдачи $\alpha'_{пр}$ для рекуперативных элементов Германсена типа NR3 (рис. 6)

α'	$\alpha'_{пр}$	$\alpha'_{пр}/\alpha'$	Уменьшение в %
2	1,67	0,835	16,5
4	3,32	0,83	17,0
6	4,95	0,825	17,5
8	6,60	0,825	17,5
10	8,20	0,82	18,0

Таблица 39

Сравнительная величина подогрева воздуха в рекуператорах без учета и с учетом перегородок (к рис. 49)

Тип рекуператора	Температура подогрева воздуха °C	
	С учетом перегородок	Без учета перегородок
Стальпроекта	886	860
Амслер-Мортон	945	906
Штейн-Чапмана	930	869

Из таблиц 30, 33 и 36 видно процентное увеличение $\alpha'_{пр}$ для рассмотренных 3 типов вертикальных рекуператоров. Эти данные дают нам ясное представление о том, как влияют перемычки на теплоотдачу в различных типах рекуперативных элементов. Из сравнительного рассмотрения таблиц видно, что наибольшая эффективность от применения внутренних перемычек достигается в рекуперативных элементах Штейн-Чапмана, а наименьшая — в рекуперативных элементах Стальпроекта.

В рекуперативных элементах Германсена, как показывает таблица 38, ребра играют отрицательную роль, т. е. как бы уменьшают величину поверхности нагрева; объясняется это значительной толщиной этих ребер.

Следует отметить, что влияние перемычек является только поправочным фактором и поэтому давать оценку рекуперативных элементов только с точки зрения значений $\alpha'_{пр}$ является односторонним.

О влиянии перемычек на теплопередачу в рекуператорах, т. е. на подогрев воздуха, может дать представление таблица 39, в которой приведены величины температуры подогрева воздуха в рекуператоре вращающейся ванны (рис. 49), запроектированного в трех вариантах, а именно, с рекуператорами типа Стальпроекта, Штейн-Чапмана и Амслер-Мортон. Габариты рекуператора во всех трех случаях одинаковы. В таблице 39 даны температуры подогрева воздуха без учета и с учетом влияния перегородок.

11. Влияние неплотности рекуператора на эффективность его работы

Керамические рекуператоры, в особенности старой конструкции, после некоторого времени работы могут становиться неплотными;¹ при этом благодаря разности давлений воздуха и дымовых газов наблюдаются прососы воздуха в дымовые каналы. Потери воздуха при этом часто бывают очень велики. Бывали случаи, когда при старых рекуператорах из подаваемого в рекуператор двойного, против теоретического, количества воздуха почти ничего не доходило до рабочего пространства.

Нарушение правильности работы печи, вследствие негерметичности рекуператора происходит потому, что температура отходящих газов понижается

¹ Независимо от конструктивной плотности соединений отдельных камней рекуператора, некоторая утечка воздуха все же обычно имеет место, благодаря газопроницаемости масс из обычных материалов, применяемых для рекуперативных элементов, которая измеряется несколькими процентами. Совокупность этих двух факторов практически дает потерю порядка 10—20%. *Прим. ред.*

из-за подсоса холодного воздуха, и, кроме того, количество воздуха, предназначенного для подогрева в рекуператоре, увеличивается. Оба эти явления, происходящие вследствие неплотности, уменьшают эффективность работы печи. Кроме того, уменьшается напор воздуха, подаваемого в печь, и требуется большее разрежение для отвода продуктов горения.

Степень неплотности рекуператора на действующей печи может быть очень легко определена путем отбора газовых проб (дымовых газов) до рекуператора и за ним, и из анализа этих проб в аппарате Орса. Так как исследование этого вопроса имеет существенное значение, то мы рекомендуем читателю ознакомиться с методикой расчета влияния неплотности на эффективность работы рекуператора, подробно разобранный на частном примере у Хейлигенштедта [13]. В сокращенном виде этот же пример разобран у Лемлеха [24]. Мы ограничимся только приведением окончательных данных.

Как показывает подробный расчет Хейлигенштедта, при неплотности рекуператора значительно понижаются температура подогрева воздуха t'_2 и температура дымовых газов при выходе из рекуператора t_2 ; понижается также несколько общий коэффициент теплопередачи k из-за уменьшения концентрации углекислоты и водяных паров в отходящих газах. Эти данные приведены в таблице 40. В этой таблице величина n обозначает соотношение дополнительно подаваемого воздуха (из-за неплотности рекуператора) к действительно необходимому.

Таблица 40

Влияние неплотности рекуператора n на коэффициент теплопередачи k , температуру подогрева воздуха t'_2 и температуру отходящих газов t_2

n	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
k . . .	4,83	4,78	4,73	4,69	4,65	4,61
t'_2 . . .	400°	355°	319°	289°	265°	242°
t_2 . . .	1030°	958°	892°	835°	785°	741°

Таблица 41

Влияние неплотности рекуператора n на расход топлива

n	Теплосодержание подогретого воздуха Кал/час	Экономия топлива в кг/час	Экономия топлива в %
0	90 500	38,2	18,4
0,2	80 500	34,0	16,7
0,4	71 500	30,2	15,1
0,6	65 000	27,4	13,9
0,8	59 000	24,9	12,8
1,0	54 000	22,8	11,8

Представляет еще интерес, к каким тепловым потерям приводит неплотность рекуператора; эти данные приведены в таблице 41.

Как видно, эффективность работы рекуператора резко падает с увеличением утечки воздуха. Это обстоятельство нужно учитывать при конструировании и постройке рекуператора, т. е. принимать все меры к устранению негерметичности.

Тепловые потери из-за негерметичности рекуператора могут быть даже значительно выше, чем в рассмотренном случае. Действительно, если из-за негерметичности рекуператора количество воздуха, подаваемое в рабочую камеру печи, будет недостаточно, то возрастут потери от химической неполноты горения, и, кроме того, может понизиться температура в стойле печи и уменьшиться ее производительность.

Глава XIV

СООБРАЖЕНИЯ О КОНСТРУКЦИИ И РАЗМЕРАХ РЕКУПЕРАТОРА

1. Сечение дымовых и воздушных каналов

При рассмотрении теплоотдачи конвекцией и излучением (см. гл. XII, 5 и 6) были приведены соображения в пользу устройства воздушных каналов малого сечения и дымовых — значительно большего. Эти соображения учтены при конструировании лучших типов рекуператоров (см. гл. I).

Минимальные сечения воздушных каналов ограничены гидравликой по пути воздуха. Дело в том, что с уменьшением сечения каналов сопротивление от трения значительно возрастает; при переходе же на подачу воздуха при помощи вентиляторного дутья увеличивается разность давлений в воздушных и дымовых каналах, вследствие чего, понятно, увеличиваются прососы воздуха в дымовые каналы. Нужно стремиться к тому, чтобы эта разность давлений (см. графическое ее изображение, рис. 88) была по возможности меньше. Так как дымовые каналы всегда находятся под разрежением, то желательно, чтобы и в воздушных каналах тоже было по возможности разрежение.

2. Число оборотов

В большинстве конструкций рекуператоров дым (или воздух) идет по горизонтальным каналам, причем зачастую в несколько оборотов.

Грум-Гржимайло [8, часть 3, стр. 69] указывает, что „почти всегда, устраивая такой рекуператор, путь воздуха и газа удлиняют, делая несколько зигзагов и пуская струю воздуха и газа навстречу друг другу. В результате сопротивление рекуператора делается столь огромным, что приходится прибегать к дутью. Я считаю это ложным. Надо строить эти рекуператоры по принципу самоуравнивающихся регенераторов“.

Несомненно, что при увеличении числа оборотов сопротивление возрастает. Но при тех скоростях, какие имеются в керамических рекуператорах, напора, создаваемого благодаря нагреву воздуха, обычно хватает на преодоление гидравлических сопротивлений и при наличии нескольких оборотов. Величину этих сопротивлений можно подсчитать (см. гл. XIII, 9), причем в рекуператорах по пути воздуха, в противоположность регенераторам, можно ограничиться самым небольшим избытком напора (понятно, если в расчете принят максимально возможный расход воздуха), так как воздушные каналы в рекуператорах не засариваются. При наличии же одного оборота распределение газов по отдельным горизонтальным каналам происходит значительно менее равномерно, чем в рекуператорах с несколькими оборотами, где движение, в виду меньших живых сечений, происходит с большой скоростью. Интересно отметить [6], что из 9 рекуперативных ванн печей, обследованных Германским стеклотехническим обществом, 8 имеют рекуператоры с тремя оборотами, а одна — с двумя.

При конструировании рекуператора число оборотов следует выбирать с учетом гидравлических соображений, причем, если по горизонтальным каналам движется воздух, то можно ограничиться минимальным избытком напора.

Когда же по этому направлению движутся отходящие газы, то, если рекуператор не очень низок, делают обычно два или три оборота, причем следует исследовать вопрос, насколько увеличивается при этом гидравлическое сопротивление, а, следовательно, и разрежение в дымовых каналах. Хотя на этот счет нельзя дать каких-либо вполне определенных указаний, тем не менее известную пользу при проектировании могут дать приводимые ниже данные о практических скоростях в керамических рекуператорах, а также составление графика распределения давлений в рекуператоре по пути воздуха и дыма (рис. 88).

3. Скорости газов в рекуператоре

Чрезмерное увеличение скорости газов в керамическом рекуператоре может привести к появлению прорывов воздуха в дымовые каналы, вследствие создания при этом большой разницы давлений. По данному вопросу представляют несомненный интерес указания Германсена [11], который составил приводимую ниже таблицу 42, для скоростей воздуха и дымовых газов в рекуператоре, в зависимости от рабочей температуры печи и соотношения между степенью подогрева воздуха и температурой печи, т. е. так называемой степени теплообмена Φ .¹

Таблица 42
Максимальные скорости воздуха и дыма в рекуператоре
(по Германсену).

Рабочая температура печи	Скорости воздуха w_0' м/сек, приведенные к объему его при 0° при следующих значениях Φ					Скорость дымовых газов, приведенная к объему их при 0° (w_0)
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	
900	0,76	0,71	0,66	0,62	0,58	0,80
1000	0,75	0,69	0,64	0,60	0,56	0,77
1100	0,73	0,67	0,62	0,58	0,55	0,74
1200	0,71	0,65	0,61	0,57	0,53	0,72
1300	0,69	0,63	0,59	0,55	0,52	0,69
1400	0,68	0,62	0,57	0,53	0,50	0,67
1500	0,66	0,60	0,56	0,52	0,49	0,65

Приводим некоторые указания Германсена по данному вопросу. Под указанными в таблице 42 приведенными скоростями воздуха w_0' подразумеваются максимальные скорости в наиболее горячих воздушных каналах рекуператоров, работающих при естественной тяге. В рекуператорах, работающих на дутье, скорости могут быть взяты до 50% выше указанных в таблице 42 величин. Указанные в таблице величины приведенных скоростей дымовых газов w_0 следует считать максимальными для самого горячего дымового газа. Для самых холодных отходящих газов следует брать величины, лежащие между указанными в таблице, и вдвое большими.

Если в рекуператоре дымовые газы идут одним оборотом (т. е. без поворотов), то можно взять на 50% большую скорость дымовых газов, чем указано в таблице.

Интересны указания [6] о рекуперативных ваннах печах, установленных в Германии. В ваннах печей полого стекла с рекуперативным отоплением поперечное сечение потока отходящих газов равно 10,4—12,5% отапливаемой поверхности бассейна; в ваннах же бутылочного стекла только 4,6—5,7%. Проверка скорости отходящих газов, принимая во внимание температуру, дает для ванн печей полого стекла приблизительно 1—2 м/сек, а для бутылочных ванн приблизительно 2—4 м/сек. Поперечное сечение потока воздуха.

¹ Φ — „степень теплообмена“ — соотношение температуры подогрева воздуха к температуре дымовых газов при входе в рекуператор.

равно приблизительно 10—15% отапливаемой поверхности бассейна, так что скорость воздуха еще меньше, чем скорость отходящих газов.

Хотя эти данные, а также указания Германсена (таблица 42) о скоростях относятся к рекуператорам с горизонтальными трубами, которые более подвержены прососам, чем рекуператоры с вертикальными трубами, тем не менее, эти материалы, наряду с тщательно проведенной гидравлической проверкой и графиком разрежений по пути дыма и воздуха (рис. 88) могут оказаться весьма полезными при проектировании рекуперативных печей.

Следует указать, что в некоторых случаях выбор скорости воздуха (а следовательно и числа оборотов) зависит не только от располагаемого напора, но и от характера топлива и способов его подачи; так например, при работе на мазуте и сжигании его при помощи паровых или воздушных форсунок можно рассчитывать на инжектирующее действие факела и благодаря этому сообщать воздуху большие скорости.

4. Мероприятия для создания равномерного распределения газов

Равномерное распределение газов очень важно, так как несоблюдение его не только уменьшает эффективность работы рекуператора, но может привести к опасному перегреву отдельных рекуперативных труб. Следует обеспечить, чтобы все поверхности рекуперативных элементов, омываемые с одной стороны дымовыми газами, охлаждались с противоположной стороны воздухом. Это особенно важно в верхней части рекуператора, в месте поступления самых горячих дымовых газов.

Для равномерности распределения газов по всему сечению нужно обеспечить наличие необходимых распределительных шахт при изменении направления газов; важны также места подвода и отвода воздуха и дыма. Вопрос этот освещен выше при описании проекта ванной печи для наварки эрлеза (гл. IV, 2 и рис. 34).

5. Предохранительные меры против засорения

Предохранение рекуператора от засорения является чрезвычайно серьезным вопросом. Много конструкций, прекрасно продуманных в теплотехническом отношении, не оправдали себя в заводской эксплуатации в виду того, что в производственных условиях они быстро и сильно засорялись, и чистка их к тому же была затруднительна.

В стекловаренных ваннах печак самую серьезную опасность представляет шихтная пыль, уносимая отходящими газами. Для уменьшения засорения, помимо производственных мероприятий (более правильная загрузка шихты), чрезвычайно важно улавливать эту шихтную пыль до ее поступления в рекуперативные элементы. Это может достигаться в значительной мере рациональным устройством шлаковиков, пылеуловителей и т. п. (см. описание печи, показанной на рис. 34).

Указанные соображения относительно шихтной пыли относятся в полной мере и к горшковым печам, но в последних имеется еще одна серьезнейшая опасность, а именно — заливание рекуператоров шкварой и стеклом, ушедшим при „пропаже“ горшков. Как уже было выше указано в главе III, целый ряд конструкций рекуперативных горшковых печей не оправдал себя исключительно из-за того, что не были обеспечены достаточно надежные мероприятия против попадания шквары и стекла в рекуператор. Для борьбы с этим явлением в последнее время стали или выносить рекуператоры наружу из-под печи (печь системы Штейн-Аткинсона, рис. 22), или же стали снабжать их несколькими карманами, расположенными таким образом, что при любых производственных неполадках вытекшее стекло не может попасть в рекуператор; в этом отношении весьма продуманными являются конструкции, разработанные Тейзенем (см. глава III, 6).

В печах для обжига огнеупора весьма важным обстоятельством является предохранение рекуперативных труб от попадания в них кусков обжигаемого

материала. При несоблюдении этого условия, совершенно неизбежно в производственной обстановке повреждение рекуператора при прочистке его. Вопрос этот подробно освещен в главе VIII, и там указан ряд мероприятий для устранения этого недочета.

Мы остановились только на нескольких примерах, но можно определенно заявить, что, если при проектировании любой рекуперативной печи, не будет учтен вопрос о предохранении рекуператора от засорения, то такая печь не выдержит длительной эксплуатации.

6. Доступность для наблюдения, чистки и ремонта

Рекуператор должен быть сконструирован и установлен таким образом, чтобы он был легко доступен для регулярного осмотра и чтобы его чистка, если она понадобится, могла быть легко произведена. Кроме того, его установка должна позволять, в случае пережога каких-нибудь частей или появления трещин, возможность быстрой и без больших затрат замены поврежденных деталей другими. Весьма важно, чтобы рекуператор был сложен из совершенно одинаковых деталей, с тем, чтобы отдельные запасные части могли быть без дальнейшей обработки поставлены на место.

Как указывает Тринкс [10, стр. 283], „рекуператоры потеряли свою популярность в значительной мере по той причине, что часто их располагали в неподходящих и малодоступных местах; как на пример можно указать на то, что часто их помещают прямо под печью, причем не предусматривают никаких возможностей для доступа во внутрь камеры и к замене изношенных или обгоревших частей новыми“.

Легкость чистки рекуператора является также чрезвычайно важным обстоятельством. Если нельзя предохранить рекуператор от засорения (например, шихтной пылью при ваннских печах), то следует в самой конструкции предусмотреть возможность чистки дымовых каналов и удаления пыли. При горизонтальных дымовых каналах чистка производится с торцевых стен, и пыль удаляется через рубашки, предусмотренные в дымовых распределительных шахтах. При вертикальных дымовых каналах чистка производится обычно сверху, для чего в своде рекуператора предусматриваются отверстия над каждой трубой, или же рекуператор перекрывается висячим сводом с необходимыми отверстиями (см. рис. 17).

Для меньшей засоряемости и для удобства чистки дымовые каналы делаются с гладкими стенами, поэтому устройство ребер и приливов, применяемых с пользой в некоторых конструкциях рекуператоров (например, Тейзена) со стороны движения воздуха, является явно нецелесообразными со стороны движения дыма. К тому же, как это ясно из главы XIII, 10 и, в частности, из таблицы 26, устройство таких ребер имеет смысл только при малых значениях коэффициента теплоотдачи. При больших же значениях (из-за излучения газа) коэффициента теплоотдачи от дыма к стенке, устройство всяких приливов, перемычек и прочее, может дать в некоторых случаях даже отрицательный тепловой эффект.

7. Независимая от стен кладка рекуперативных элементов

Рекуперативные элементы не следует конструктивно связывать со стенами рекуператора, а необходимо класть их независимо друг от друга. В противном случае, при усадке рекуперативных труб могут появиться неплотности, т. е. щели между трубами; если же стена даст осадку и будет связана с трубами, то в результате может получиться повреждение последних. Удачным представляется нам метод примыкания, показанный на рис. 11б.

8. Дополнительные соображения о конструкции металлических рекуператоров

Высказанные ранее соображения, в особенности, о предохранении рекуператоров от засорения и о доступности для осмотра и чистки — вполне

применимы и при использовании металлических рекуперативных элементов. Но относительно этих рекуператоров следует дополнительно дать еще следующие указания.

а) Металлические рекуператоры обычно устраивают по принципу параллельного тока, так как при этом температура самых элементов получается значительно ниже (см. главу XIII, 7), или же комбинированного типа (см. главу XIII, 1).

б) Эффективным мероприятием для уменьшения температуры нагрева рекуперативных элементов является создание больших скоростей воздуха, благодаря чему увеличивается теплоотдача от стенки к воздуху и понижается поверхностная температура металлических элементов со стороны дымовых газов. Вообще, следует указать, что вопросу расчета поверхностных температур следует при конструировании металлических рекуператоров уделять особое внимание (см. главу XIII, 7).

в) Следует учитывать расширение металлических труб при нагревании и обеспечить возможность этого расширения без образования трещин. Вопрос этот подробно рассматривается Тринксом [9]. Представляют значительный интерес детали конструкции, показанной на рис. 50 и 50а.

г) Выводить воздух у рекуператора следует с самой высшей точки, до которой он в нем доходит, чтобы не образовался неподвижный мешок нагретого воздуха, который в таком случае перестает уже охлаждать в этом месте трубы, от чего последние легко здесь перегреваются и могут перегореть.

д) Опасным для металлических рекуператоров является тот случай, когда по тем или иным причинам прекращается подача воздуха. Одновременное прекращение подачи дымовых газов не является гарантией от пережога металлических труб, так как последние могут сильно накалиться излучением кирпичной кладки. Этот вопрос, т. е. вопрос об обеспечении труб от чрезмерного перегрева при прекращении подачи воздуха, следует потому серьезно проработать при конструировании металлического рекуператора. Одним из возможных решений является снабжение рекуператора дверками, при открытии которых наружный воздух естественным напором или тягой дымовой трубы шел бы по пути дымовых газов и, омывая все трубы, охлаждал бы их; целесообразно также создать движение воздуха непосредственно по трубам, путем приключения их к дымоходу печи.

Глава XV

ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ НА ИЗГОТОВЛЕНИЕ И УСТАНОВКУ ШАМОТНЫХ И ШАМОТНО-КОРУНДОВЫХ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Для нижеприводимых технических условий, составленных в Стеклопроекте, использованы, с одной стороны, ряд указаний, имеющихся в литературе, а с другой, специальная работа, проведенная по нашему поручению в лаборатории Ленинградского завода оптического стекла.

1. Общие замечания. Учитывая как термические, так и гидравлические условия работы рекуператора, к рекуперативным элементам должны быть предъявлены следующие основные требования: а) высокая огнеупорность, б) достаточная термическая стойкость и механическая прочность, в) малая газопроницаемость, г) герметичность в месте стыка рекуперативных труб и вкладышей.

2. Сырые материалы и их подготовка: а) в качестве сырых материалов при изготовлении рекуперативных труб могут быть применены: высшие сорта Часовъярской глины (№ 5) или Латинской (Бирюк-Бакчевского карьера), причем для двух верхних рядов рекуперативных труб желательно применение шамотно-корундовой массы.

б) Рекомендуемый рецепт для шамотных масс:

Из Часовъярских глин:

Глины	35%
Шамота	65
Итого . . .	100%

Фракционность помола шамота:

Величина частиц: 1,2 — 1,0 мм	20% ± 2%
1,0 — 0,47 "	25 " ± 2 "
0,47 — 0,22 "	20 " ± 2 "
0,22 — 0,00 "	35 " ± 2 "
Итого . . .	100%

Из Латинской глины:

Глины	40%
Шамота	60
Итого . . .	100%

Фракционность помола шамота:

Величина частиц: 1,2 — 1,0 мм	20% ± 2%
1,0 — 0,47 "	25 " ± 2 "
0,47 — 0,22 "	20 " ± 2 "
0,22 — 0,00 "	35 " ± 2 "
Итого . . .	100%

Шамотно-корундовая масса:

Шамота	25%
Глины Латинской	35 "
Корунда	40 "
Итого . . .	100%

Фракционность помола шамота:

Величина частиц: 1,2 — 1,0 мм	20% $\pm$ 2%
1,0 — 0,47 "	25 " $\pm$ 2 "
0,47 — 0,22 "	20 " $\pm$ 2 "
0,22 — 0,00 "	35 " $\pm$ 2 "
Итого . . . 100%	

Фракционность помола корунда:

Величина частиц — 0,23 мм	70% $\pm$ 2%
0,16 "	20 " $\pm$ 2 "
Пыль	10 " $\pm$ 2 "
Итого . . . 100%	

в) Шамот обжигается до 1200° при продолжительности обжига — 40 час. (см. рис. 91 а). Масса смешивается сначала насухо, в дальнейшем увлажняется и пропускается через глиномялку не менее 6 раз.

Рабочее водосодержание массы:

Для Часовъярской глины	22—23%
„ Латинской „	27—28 „

} к сухому весу.

После обработки массы в глиномялке она помещается на 15 суток в помещение для гноения, после чего ее можно считать годной для формовки.

Формовка производится в деревянных формах.

Размер форм определяется из учета полной усадки. Усадка для рекомендуемых масс.

Из Часовъярских глин:

Воздушная усадка	5,2%
Полная усадка при температуре обжига 1350°	8,6 „

Из Латинской глины:

Воздушная усадка	3,2%
Полная усадка при температуре обжига 1350°	11,8 „

Шамотно-корундовая масса:

Воздушная усадка	4,7%
Полная усадка при температуре обжига 1350°	8,0 „

После формовки изделие в течение трех часов остается в форме с вынутым сердечником при температуре воздуха рабочего помещения, после чего оно передается в сушку. При условии сушки в сушилах с естественной циркуляцией и многократного насыщения, надлежит пользоваться для изделий, отформованных из Латинской глины, режимом сушки, изображенном на рис. 91 б и для изделий из Часовъярской глины режимом, изображенном на рис. 91 в.

При условии применения искусственной циркуляции при сушке надлежит провести предварительные работы по установлению рационального режима сушки.

Высушенные изделия должны иметь влажность до 2%.

После сушки изделие передается на обжиг, причем предварительно производится проверка размеров вкладышей и подгонка их под размеры элементов.

Обжиг изделий производится по режиму, изображенному на рис. 91 г. После обжига производится окончательная браковка изделий.

3. Форма, внешний вид, размеры и способ кладки рекуперативных элементов. а) Поверхность рекуперативных элементов должна быть ровной, без заметных на глаз трещин и искривлений, нарушающих структуру изделий. Поверхность изделий не должна быть ошлакована и остеклована.

б) Рекуперативные элементы должны иметь правильную форму, согласно имеющимся чертежам. Торцевые грани элементов и вкладышей, примыкающие друг к другу, должны быть обязательно отшлифованы после

обжига с целью придания параллельности плоскостям этих граней и точного размера по высоте элемента.

Параллельность верхней и нижней граней элемента определяется отклонением в размере высот боковых граней $\pm 0,3$ мм. Все прочие размеры элемента должны иметь допуски не более $\pm 1\frac{1}{2}\%$.

в) Размеры элементов могут иметь согласно вышеизложенному следующие отклонения:

Наименование размеров	Размер мм	Допуски мм	Примечание
Высота элемента	330	$\pm 0,3$	Шлифовано
Ширина основания	120	± 1	
Длина основания	120	± 1	
Толщина наружных стенок		± 1	
Ширина вкладыша		± 1	
Длина вкладыша		± 1	
Толщина стенок вкладыша		± 1	

г) Кладка рекуперативных элементов должна производиться на замазке следующего состава:

Глины	80%
Шамота	70 „
Итого	100%

Шамот мелко измельченный с зернами не крупнее 0,5 мм.

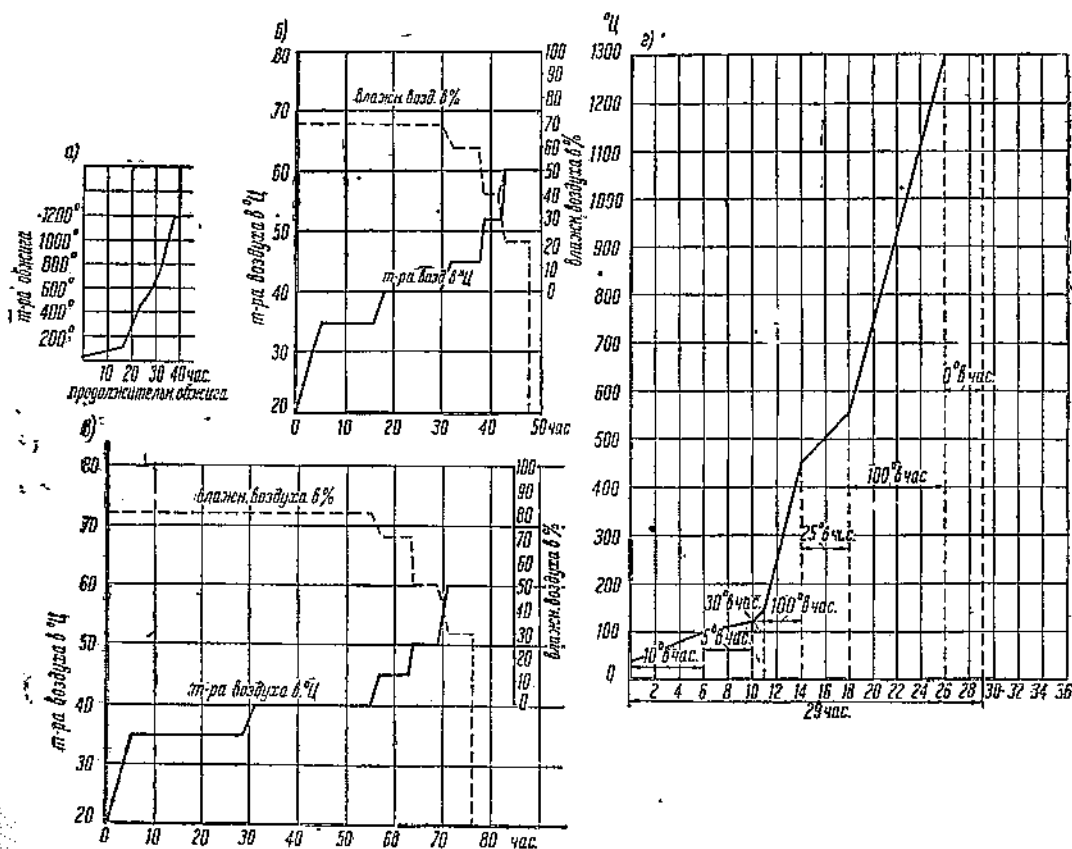


Рис. 91. Диаграммы для изготовления шамотных рекуперативных элементов
а — для обжига шамота; б — для сушки изделий из Латвийской глины; в — для сушки изделий из Часов'ярской глины; г — для обжига изделий

Замазка составляется на растворе жидкого стекла в воде в соотношении 1:1. Количество раствора в массе — 20% от сухого веса. Раствор должен быть жидкий, как сметана.

4. Строение. Изделия не должны иметь в изломе раковин, а должны по всей поверхности излома быть однородного мелкозернистого, неостеклованного строения с крупинками не более 1,2 мм, без пустот, трещин, трещиноватости и посечек.

Отдельные зерна шамота не должны выпадать и выцарапываться усилием булавки.

5. Механическая прочность. Сформированная и обожженная контрольная масса при комнатной температуре и влажности, соответствующей воздушно-сухим изделиям всех классов, должна иметь временное сопротивление сжатию не менее 150 кг/см².

6. Огнеупорность. Минимальная допускаемая огнеупорность должна быть не ниже 1670° (конус Зегера — 30).

7. Водопоглощение (пористость). Разность между весом обожженной сухой массы и насыщенной водою после четырехчасового кипячения и выдерживания в воде до полного насыщения не должна превышать для шамотных масс 7% и для корундовых 12%.

8. Дополнительная усадка. Изделия после нагревания их в течение двух часов при 1250° должны давать усадку не более 1%.

9. Хранение. Рекуперативные элементы должны храниться отдельными партиями в штабелях не выше одного метра и в условиях, не допускающих их увлажнения и последующего замораживания. Перевозка — обязательно в закрытых вагонах. Укладка в вагонах должна производиться сплошными рядами с прослойкой между ними картона или фанеры и с перекладной соломой. При дальних перевозках желательна упаковка в ящики.

10. Правила приемки. Приемка должна производиться в соответствии с ОСТ 7729 и со следующим добавлением: кирпичи, не удовлетворяющие требованиям относительно формы, внешнего вида и размера, изложенным в настоящей инструкции, — забраковываются.

Глава XVI

ОБСЛУЖИВАНИЕ РЕКУПЕРАТОРОВ И ВЫВОДКА РЕКУПЕРАТИВНЫХ ПЕЧЕЙ

Опасными для рекуператора из шамотных труб являются: с одной стороны, резкие колебания температур, а с другой — перегрев. Резкие изменения температур бывают не столько при разогреве печи, сколько при ее охлаждении. Приведем пример.

В печи для обжига огнеупора (стенowych брусьев, горшков, заградительных лодок и пр.), который в горячем состоянии вынимается из температурной печи, после выемки припаса отопление обычно прекращается. Если не прекратить доступа воздуха в рекуператоры, то последние очень быстро остывают, что может вызвать появление трещин в трубе. Поэтому, при прекращении отопления, т. е. при прекращении подвода дымовых газов в рекуператор, подача воздуха должна быть тоже немедленно прекращена.

Другой пример. В печах для обжига огнеупора нередко начинают подавать воздух в рекуператор только тогда, когда печь уже достаточно разогрета, примерно, до 500° . В этом случае во избежание повреждения рекуперативных труб нужно вначале подавать воздух в самом незначительном количестве и постепенно увеличивать подачу. При постепенном увеличении поступления воздуха устраняется опасность растрескивания труб.

Если по тем или другим причинам прекращена подача воздуха в рекуператор, то независимо от того, поступали ли отходящие газы в рекуператор в это время или нет, вторичный пуск воздуха нужно производить постепенно, чтобы избежать растрескивания перегретых труб, так как во время прекращения доступа воздуха температура поверхности труб со стороны воздушных каналов сильно повышается, в виду выравнивания температур в толще самих труб, а также излучения от стен и свода рекуператора.

В печах с высокой температурой, как в стекловаренных, имеется опасность перегрева рекуперативных труб, если прекращается подача воздуха. В этом случае следует прекратить также поступление дымовых газов в рекуператор.

Весьма важным вопросом является чистка рекуператоров, если нельзя избежать их засорения, например, шихтой пылью. В этом случае весьма важно производить чистку регулярно, а не откладывать ее до того времени, когда из-за засорения рекуператоров печь перестанет нормально работать. Иными словами, важно применение профилактическо-предупредительных мер. С этой точки зрения представляют интерес те сведения, которые сообщаются о работе регенеративной и рекуперативной (с двойным сводом) печей Амслер-Мортон, установленных в Америке [35].

Рекуператоры прочищаются раз в неделю при помощи сжатого воздуха давлением около $2\frac{1}{2}$ ат., подаваемого через трубку с $\frac{1}{2}$ " соплом. Чистка требует 6 часов при трех рабочих. Сжатый воздух расходуется в течение $4\frac{1}{2}$ часов. Стоимость чистки, включая заработную плату и сжатый воздух, составляет 10 долларов 75 центов на 1 рекуператор.

Регенераторы на этом заводе прочищаются раз в 2 недели. Пар давлением около 5 ат., подаваемый через $\frac{1}{2}$ " сопло, расходуется в течение 3 часов. Чистка занимает 6 часов при двух рабочих. Стоимость чистки составляет 7 долларов 65 центов.

В производственных условиях можно легко проверить, имеются ли внутренние утечки (прососы) в рекуператоре. Для этого нужно дать в печь избыток газа; вспыхивающее в дымовых каналах пламя, образующееся вследствие прохода туда воздуха через щели, сразу обнаруживает место утечки. Утечка, согласно указанию Германсена, легко может быть устранена замазыванием щели смесью огнеупорной глины с жидким стеклом¹; кое-где применяют для этой цели смесь огнеупорной глины с содой.

В заключение выскажем некоторые соображения, которыми, помимо общих правил, нужно руководствоваться при выводке рекуперативных печей, в особенности стекловаренных.

а) Выводку желательно производить при тех же условиях в смысле направления потоков дыма и воздуха, как это имеет место при нормальной работе печи; иными словами — дымовые газы должны идти по дымовым каналам, а воздух — по воздушным.

б) Если печь должна работать с подачей воздуха от вентилятора (это часто имеет место при печах Амслер-Мортон с двойным сводом), то в первый период выводки следует подавать воздух не посредством вентилятора, а естественным путем, и притом тогда, когда рекуператор уже слегка разогрет.

в) Крайне опасно начать пуск воздуха в сильно разогретый рекуператор, так как при этом могут растрескаться рекуперативные трубы.

г) Пуск воздуха в слегка разогретый рекуператор следует производить постепенно, т. е. вначале давать минимум воздуха, постепенно увеличивая его поступление.

Исходя из этих основных предпосылок, можно для рекуперативной ванной печи, показанной на рис. 42, наметить, примерно, такой порядок выводки (это не исключает возможности и других способов):

Вначале приступают к сушке печи с помощью приставных топок (волчков), установленных у обоих боковых отверстий в горелке и у подмашинного канала. Продукты горения частично удаляются через щели в своде печи, частично через дымовые хода рекуператора в дымовую трубу. Температуру отходящих газов у входа в рекуператор можно довести до 200°, максимум до 300°. Тогда следует начать постепенный пуск воздуха в рекуператор путем незначительного открывания задвижки. В дальнейшем по мере разогрева печи, можно включить форсунки — сначала с минимальным их открытием и, постепенно по мере подъема температур, подавать больше мазута и воздуха.

На основании опыта работы недавно пущенной рекуперативной шахтной печи можно считать установленным, что при газовом отоплении целесообразно разогрев вести с самого начала на газу, без установки вспомогательных топок (волчков).

¹ Это подтверждается и нашими наблюдениями над недавно пущенной стекловаренной печью с рекуператором из вертикальных дымовых труб.

Приложение 1

Перечень применяемых обозначений

Обозначение (символ)	Размерность	Объект обозначения
b	м	Длина (перегородки).
c	м. ат.	Сила поглощения (ρ, s).
c_p	$\text{Кал/кг} \cdot ^\circ\text{Ц}$	Теплоемкость единицы веса.
c_s	$\text{Кал/мм}^3 \cdot ^\circ\text{Ц}$	Теплоемкость единицы объема (отнесенная к нормальному состоянию).
c_d	$\text{Кал/мм}^3 \cdot ^\circ\text{Ц}$	Теплоемкость единицы объема воздуха (отнесенная к нормальному состоянию).
C	$\text{Кал/м}^2 \text{ час.} \cdot ^\circ\text{Ц}$	Теплоемкость единицы объема дыма (отнесенная к нормальному состоянию).
d	м	Коэффициент лучеиспускания (излучения).
d_1	м	Диаметр трубы (или приведенный диаметр).
d_a	м	Диаметр трубы внутренний.
e	1	Диаметр трубы наружный.
f	м^2	Основание натуральных логарифмов = 2,7183.
F	м^2	Свободное сечение.
F_x	м^2	Поверхность нагрева (постоянная).
g	м/час^2	Поверхность нагрева (переменная).
G	кг	Ускорение силы тяжести.
G	кг/час	Вес.
h	м	Часовой расход.
h	мм вод. ст. = кг/м^2	Высота.
$h_{\text{тр.}}$	мм вод. ст.	Разность давлений, потеря напора.
$h_{\text{местн.}}$	мм вод. ст.	Потеря напора от трения.
$H_{\text{н}}$	Кал/мм^3 или Кал/кг	Потеря напора от местных сопротивлений.
$i_{\text{нач.}}$	Кал/мм^3	Низшая теплотворная способность единицы топлива.
$i_{\text{кон.}}$	Кал/мм^3	Начальное (полное) теплосодержание единицы объема продуктов горения (отнесенного к нормальному состоянию).
$i_{\text{под.}}$	Кал/мм^3	Конечное (т. е. при определенной температуре) теплосодержание единицы объема продуктов горения.
k	$\text{Кал/м}^2 \text{ час.} \cdot ^\circ\text{Ц}$	Теплосодержание подогретого воздуха на единицу объема продуктов горения.
L	м	Общий коэффициент теплопередачи.
L	$\text{мм}^3/\text{мм}^2$ или $\text{мм}^3/\text{кг}$	Длина трубы, длина.
L_0	$\text{мм}^3/\text{мм}^2$ или $\text{мм}^3/\text{кг}$	Количество воздуха для сжигания единицы топлива.
n	1	Теоретическое количество воздуха для сжигания единицы топлива.
p	$\text{кг/см}^2 = \text{ат.}$	Коэффициент избытка воздуха.
p'	1	Парциальное давление.
q	$\text{Кал/м}^2 \text{ час}$	Пирометрический коэффициент полезного действия (по Базену).
Q	Кал/час	Удельная тепловая нагрузка поверхности нагрева, равная количеству тепла, получаемому или отдаваемому 1 м ² в час.
Q	Кал или Кал/час	Количества тепла, передаваемого в час.
		Количество тепла, полный расход тепла.

Обозначение (символ)	Размерность	Объект обозначения
$Q_{\text{пол.}}$	Кал или Кал/час	Полезное тепло.
$Q_{\text{ср}}$	Кал или Кал/час	Тепловые потери в окружающую среду (теплопроводностью, конвекцией, излучением и аккумуляцией)
$Q_{\text{отх.}}$	Кал или Кал/час	Тепловые потери с отходящими газами.
$Q_{\text{физ.}}$	Кал или Кал/час	Физическое тепло отходящих газов.
$Q_{\text{пол}}$	Кал или Кал/час	Физическое тепло подогретого воздуха или газа (или их обонх).
r	м	Радиус.
Re	1	Рейнольдсово число.
s	м	Толщина стенки, слоя.
t	$^{\circ}\text{C}$	Температура.
$t_{\text{ст}}$	$^{\circ}\text{C}$	Температура поверхности стенки.
$t_{\text{в}}$	$^{\circ}\text{C}$	" воздуха, подогрева воздуха.
$t_{\text{д}}$	$^{\circ}\text{C}$	" дымовых газов.
$t_{\text{max.}}$	$^{\circ}\text{C}$	Теоретическая температура при горении с теоретическим количеством неподогретого воздуха.
$t_{\text{теор.}}$	$^{\circ}\text{C}$	Теоретическая температура при горении с действительным количеством воздуха, или при его подогреве.
T	$^{\circ}\text{K}$	Абсолютная температура ($T = t + 273$).
U	м	Периметр.
V, V'	м ³ /час	Расход (объемный) нагревающего или нагреваемого газа (дыма и воздуха).
V	м ³ /м ³ или м ³ /кг	Количество продуктов горения от сжигания единицы топлива.
V_0	м ³ /м ³ или м ³ /кг	То же при горении с теоретическим количеством воздуха.
w	м/сек	Скорость.
w_0	м/сек	Скорость при нормальном объеме.
W, W'	Кал/час $^{\circ}\text{C}$	Водяной эквивалент нагревающего или нагреваемого газа (дыма и воздуха).
z	1 или %	Экономия топлива благодаря подогреву воздуха.
α	Кал/м ² час $^{\circ}\text{C}$	Коэффициент теплоотдачи конвекцией + излучением.
$\alpha_{\text{к}}$	Кал/м ² час $^{\circ}\text{C}$	Коэффициент теплоотдачи конвекцией.
$\alpha_{\text{изл.}}$	Кал/м ² час $^{\circ}\text{C}$	" " излучением.
$\alpha_{\text{пр.}}$	Кал/м ² час $^{\circ}\text{C}$	" " с учетом влияния ребер (см. гл. XIII, 10).
γ	кг/м ³	Удельный вес, объемный вес.
γ_0	кг/м ³	Удельный вес в нормальном состоянии.
Δ	1	Разность, увеличение, уменьшение.
Δt	$^{\circ}\text{C}$	Разность температур дыма и воздуха (в произвольной точке рекуператора).
$\Delta t_{\text{ср}}$	$^{\circ}\text{C}$	Средняя разность температур дыма и воздуха в рекуператоре.
$\Delta t_{\text{н}}$	$^{\circ}\text{C}$	Разность температур дыма и воздуха в начале рекуператора (у входа дыма).
$\Delta t_{\text{к}}$	$^{\circ}\text{C}$	Разность температур дыма и воздуха в конце рекуператора (у выхода дыма).
$\Delta t_{\text{ст}}$	$^{\circ}\text{C}$	Разность поверхностных температур рекуперативной трубы (со стороны дыма и воздуха).
ζ	1	Коэффициент местных гидравлических сопротивлений.
η	кг/м час	Вязкость.
η	1 или %	Коэффициент полезного действия рекуператора (соотношение действительно передаваемого тепла к максимально возможному).
η	1 или %	Эффективность использования топлива.
$\eta_{\text{хол}}$	1 или %	Эффективность использования топлива без подогрева воздуха.
$\eta_{\text{под}}$	1 или %	Эффективность использования топлива с подогревом воздуха.
λ	Кал/м час $^{\circ}\text{C}$	Коэффициент теплопроводности.
π	1	Отношение длины окружности к диаметру = 3,14159.

Обозначение (символ)	Размерность	Объект обозначения
ρ	1	Степень регенерации (соотношение теплосодержания подогретого воздуха к теплосодержанию отходящих газов при поступлении в рекуператор).
Φ	1	Степень теплообмена (соотношение температуры подогрева воздуха к температуре отходящих газов при поступлении в рекуператор).

В формулах для расчета рекуператоров применяются следующие индексы:

Значек (1) внизу у входа данного газа в рекуператор,
 " (2) " у выхода данного газа из рекуператора,
 " (3) " вверху относится к нагреваемому газу (воздуху),
 Без индекса относится к нагревающему газу (дыму).

Приложение 2

Коэффициенты теплопроводности (λ Кал/м час. °Ц) огнеупорных материалов по Нортону (пересчитанных на технические размеры), Тринксу и Мюнхенской лаборатории

Материал	Источник	Температура °Ц								Примечание
		20	200	400	600	800	1000	1200	1400	
Шамот	Нортон	—	0,86	1,08	1,26	1,33	1,40	1,48	1,51	Пористость 18,4%
Шамот	Journal Americ. Ceramic Society, Январь, 1927 г.	—	0,86	0,97	1,08	1,15	1,22	1,30	1,33	Пористость 26,7%
Динас		—	1,01	1,26	1,44	1,58	1,73	1,87	1,94	—
Плавленый глинозем	Краткие выдержки в приложении акад. Павлова в книге Тринкса [9].	—	2,23	2,66	2,95	3,21	3,42	3,64	3,78	—
Карборунд		—	—	—	15,85	13,68	11,88	10,44	9,36	—
Шамот	Мюнхенский исследовательский институт	0,63	0,73	0,84	0,95	1,06	1,18	—	—	—
Динас		0,63	0,76	0,92	1,08	1,24	1,40	—	—	—
Шамот	Тринкс [9]	—	0,79	0,89	1,00	1,11	1,22	1,33	—	Взято по графику в книге Тринкса
Динас		—	0,88	1,01	1,13	1,26	1,40	1,53	—	
Карборунд		—	—	8,6	8,9	9,2	9,6	9,9	—	

Приложение 3

Коэффициенты теплопроводности (λ Кал/м² час °Ц) металлов при разных температурах (по Ландольт-Бернштейну)

Температура °Ц	Чугун	Мягкое железо	Твердая сталь	Никель
20	43	45	38	50
100	—	45	36	—
200	—	—	—	47
300	—	40	36	—
600	—	32	29	—
900	—	29	25	38

Теплоемкость газов

Различные авторы, базируясь на многочисленных исследованиях, пользуются различными значениями теплоемкости газов. У нас в Союзе до сравнительно недавнего времени широко применялись (особенно металлургами) составленные М. А. Павловым и опубликованные в Ж. Р. М. О. за 1912 г. № 4 стр. 421—52, таблицы теплоемкости газов для различных температур, отличающихся друг от друга на 100°; этими данными пользовался и В. Е. Грум-Гржимайло в своем курсе „Пламенные печи“ [8]. Детально эти таблицы приведены в курсе Залесского [15].

В Германии для расчетов печей и, в частности, металлургических, обычно применяют таблицу теплоемкости газов, составленную Нейманом; они имеются в приложении к книге Шака [12].

В 1924 году вышла работа Партингтона и Шиллинга¹, в которой сделан критический обзор всех применявшихся способов и полученных результатов при определении теплоемкости газов. Как вывод из этого обзора авторы дают таблицы наиболее достоверных значений для теплоемкости газов. Эти таблицы приводятся в составленном академиком М. А. Павловым приложении к книге Тринкса [9].

Комиссия III Всесоюзного теплотехнического съезда занималась этим вопросом и выработала величины газовых теплоемкостей (см. „Известия Теплотехнического института“ за 1929 г. № 2 (45) стр. 96 и „Справочник конструктора печей“ [23, стр. 123—128]).

Мы приводим значения (таблицы) средних теплоемкостей газов, т. е. от 0° до данной температуры, по

- а) Нейману,
- б) Партингтону-Шиллингу,
- в) согласно выводам III теплотехнического съезда.

В этих таблицах дается теплоемкость 1 м³ газа, поскольку в технических расчетах печей большею частью пользуются объемными единицами (м³).

К сожалению, до настоящего времени нет общепринятых таблиц, а необходимость их очень велика, для возможности унификации и сравнимости всех расчетов.

Теплоемкость газов (средняя от 0° до t° на 1 м³ и при постоянном давлении)
(по Нейману)

Температура °C	CO ₂ , SO ₂	H ₂ O	N ₂ , CO, O ₂ , H ₂ и воздух	CH ₄	C ₂ H ₄
0	0,397	0,372	0,312	0,3431	0,4195
100	0,410	0,373	0,314	0,3788	0,4686
200	0,426	0,375	0,316	0,4145	0,5177
300	0,442	0,376	0,318	0,4502	0,5668
400	0,456	0,378	0,320	0,4859	0,6159
500	0,467	0,380	0,322	0,5216	0,6650
600	0,477	0,383	0,324	0,5573	0,7141
700	0,487	0,385	0,326	0,5930	0,7632
800	0,497	0,389	0,328	0,6287	0,8123
900	0,505	0,394	0,330	0,6644	0,8614
1 000	0,511	0,398	0,332	0,7001	0,9105
1 100	0,517	0,402	0,334	0,7358	0,9596
1 200	0,521	0,407	0,336	0,7715	1,0087
1 300	0,526	0,413	0,338	0,8072	1,0578
1 400	0,530	0,418	0,340	0,8429	1,1069
1 500	0,536	0,424	0,342	0,8786	1,1560
1 600	0,541	0,430	0,344	—	—
1 700	0,546	0,438	0,346	—	—
1 800	0,550	0,446	0,348	—	—
1 900	0,554	0,455	0,350	—	—
2 000	0,556	0,465	0,352	—	—
2 100	0,558	0,475	0,354	—	—
2 200	0,562	0,485	0,356	—	—
2 300	0,566	0,495	0,358	—	—
2 400	0,568	0,505	0,360	—	—
2 500	0,570	0,516	0,362	—	—
2 600	0,572	0,527	0,364	—	—
2 700	0,574	0,538	0,366	—	—
2 800	0,577	0,549	0,368	—	—
2 900	0,579	0,561	0,370	—	—
3 000	0,581	0,573	0,372	—	—

¹ I. Partington and W. Shilling, The specific heats of gases, London, 1924.

Теплоемкость газов (средняя от 0° до t° на 1 м³ и при постоянном давлении)
(по Пастиягону-Шиллингу)

Температура	N ₂ , CO, O ₂ и воздух	CO ₂	H ₂ O	H ₂
От 0° до 100	0,3112	0,4021	0,4054	0,3063
200	3116	4110	3986	3081
300	3120	4200	3942	3094
400	3129	4290	3919	3112
500	3138	4376	3911	3125
600	3147	4461	3913	3141
700	3156	4542	3925	3156
800	3165	4618	3945	3174
900	3179	4694	3973	3189
1 000	3192	4766	4015	3206
1 100	3205	4834	4055	3219
1 200	3219	4897	4105	3237
1 300	3232	4959	4164	3250
1 400	3250	5022	4230	3268
1 500	3268	5076	4302	3281
1 600	3286	5130	4383	3299
1 700	3304	5180	4469	3313
1 800	3321	5229	4550	3330

Теплоемкость газов (средняя от 0° до t° на 1 м³ и при постоянном давлении) (Согласно выводам Комиссии III теплотехнического съезда — заимствовано из „Справочника конструктора печей“)

°C	Двух- атомные	CO ₂	H ₂ O	CH ₄	°C	Двух- атомные	CO ₂	H ₂ O
0	0,311	0,388	0,372	0,436	1 500	0,327	0,504	0,430
50	0,311	0,393	0,372	0,450	1 550	0,328	0,507	0,434
100	0,311	0,398	0,372	0,463	1 600	0,328	0,510	0,437
150	0,311	0,402	0,372	0,477	1 650	0,329	0,512	0,442
200	0,312	0,407	0,373	0,490	1 700	0,330	0,515	0,446
250	0,312	0,412	0,374	0,503	1 750	0,331	0,517	0,450
300	0,312	0,416	0,374	0,517	1 800	0,332	0,519	0,455
350	0,312	0,421	0,375	0,530	1 850	0,333	0,522	0,459
400	0,313	0,426	0,376	0,544	1 900	0,334	0,524	0,464
450	0,313	0,430	0,377	0,557	1 950	0,336	0,526	0,469
500	0,314	0,434	0,378	0,570	2 000	0,337	0,528	0,474
550	0,314	0,438	0,380	0,584	2 050	0,338	0,530	0,479
600	0,314	0,443	0,381	0,597	2 100	0,339	0,532	0,484
650	0,315	0,447	0,383	0,610	2 150	0,340	0,534	0,490
700	0,316	0,451	0,385	0,624	2 200	0,341	0,535	0,495
750	0,316	0,454	0,387	0,637	2 250	0,342	0,537	0,501
800	0,317	0,458	0,389	0,651	2 300	0,344	0,538	0,506
850	0,317	0,462	0,391	0,664	2 350	0,345	0,540	0,512
900	0,318	0,466	0,393	0,677	2 400	0,346	0,541	0,518
950	0,318	0,470	0,395	0,691	2 450	0,348	0,543	0,524
1 000	0,319	0,473	0,398	0,704	2 500	0,349	0,544	0,531
1 050	0,320	0,476	0,400	0,718	2 550	0,350	0,545	0,537
1 100	0,320	0,480	0,403	0,731	2 600	0,352	0,546	0,544
1 150	0,321	0,483	0,406	0,744	2 650	0,353	0,547	0,550
1 200	0,322	0,486	0,409	0,758	2 700	0,354	0,548	0,557
1 250	0,322	0,490	0,412	—	2 750	0,356	0,549	0,564
1 300	0,323	0,493	0,415	—	2 800	0,357	0,550	0,571
1 350	0,324	0,496	0,419	—	—	—	—	—
1 400	0,325	0,499	0,422	—	—	—	—	—
1 450	0,326	0,501	0,426	—	—	—	—	—

Приложение 5

Диаграммы Шака для подсчета излучения газов №№ I, II, III, IV

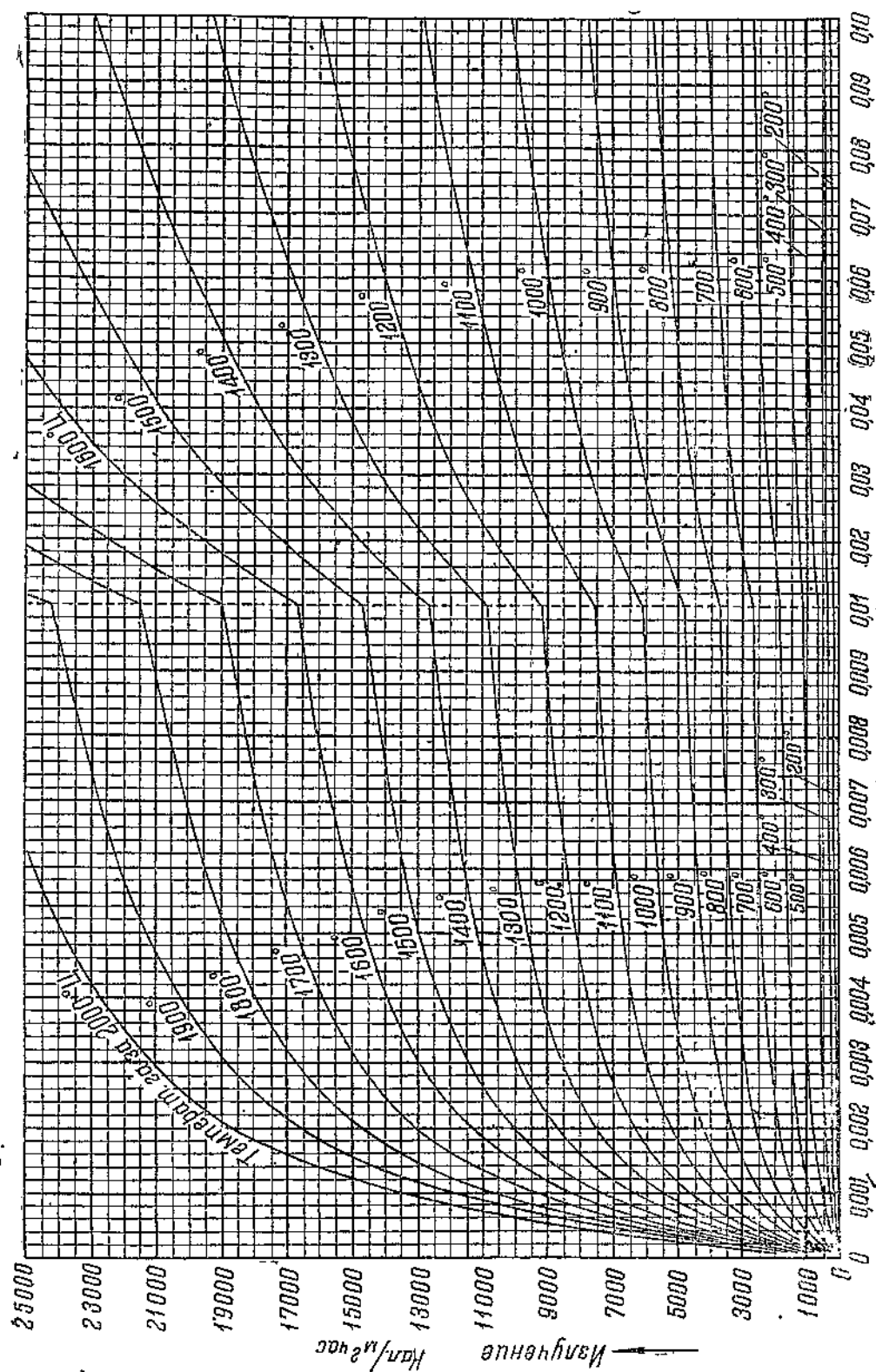


Диаграмма I. Излучение углекислого газа (тонкий слой)

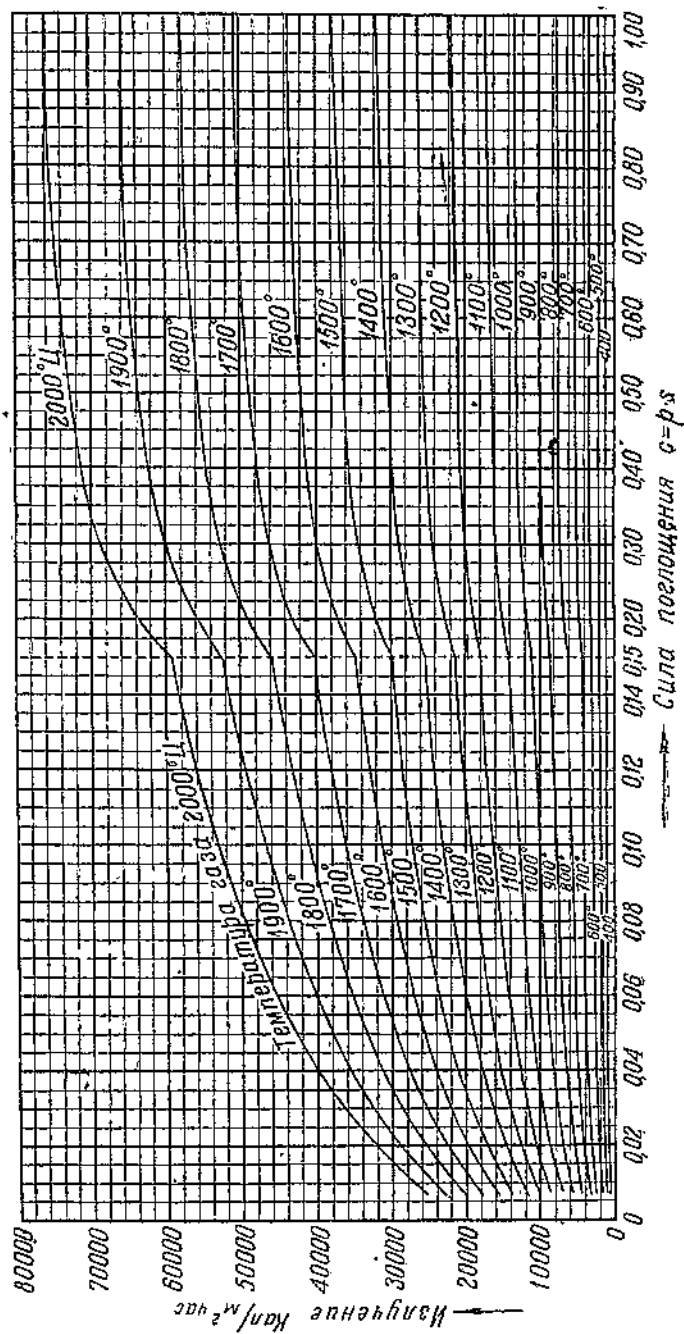


Диаграмма П. Излучение углекислого газа (толстый слой)

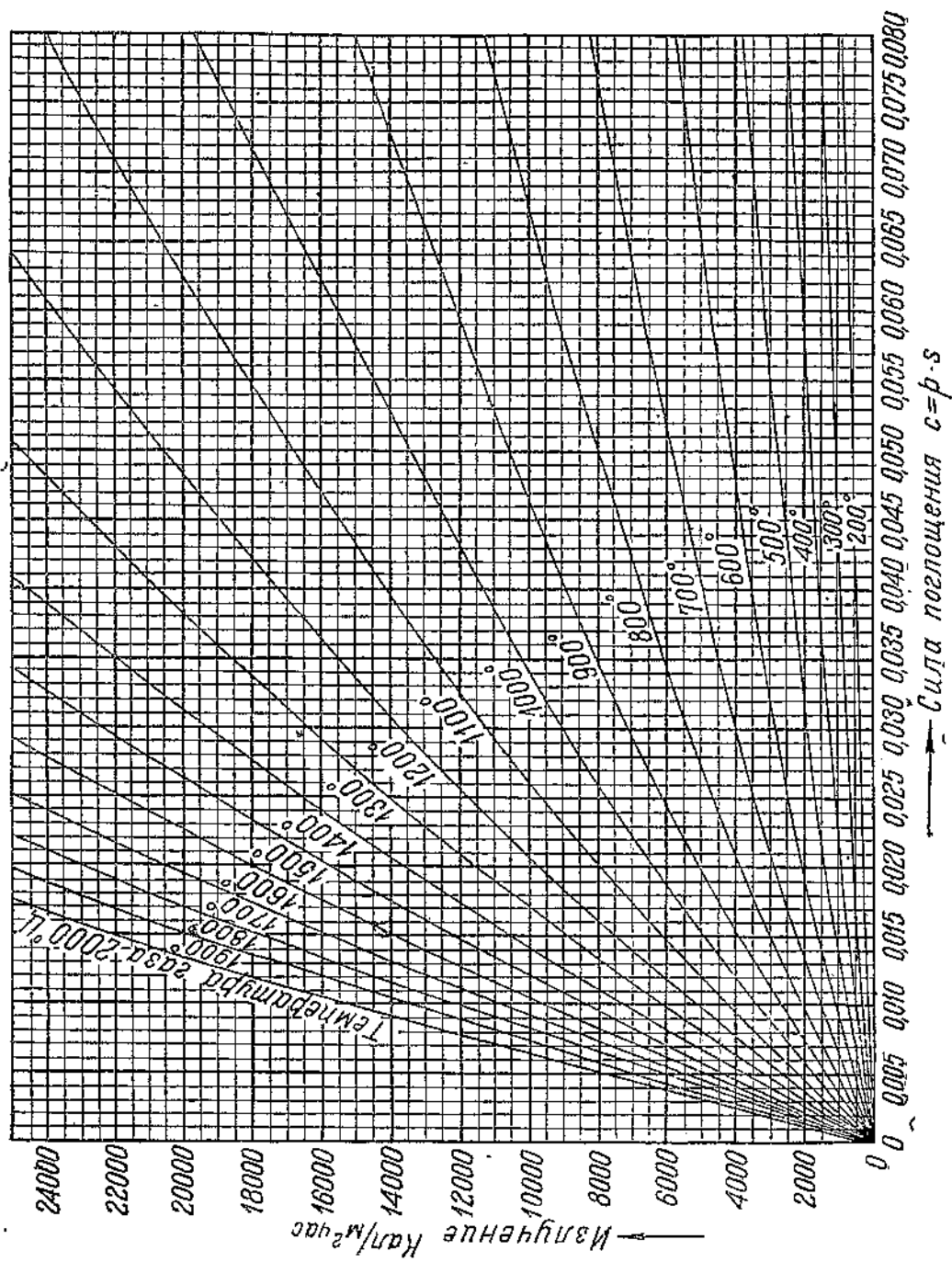


Диаграмма III. Излучение водяного пара (тонкий слой)

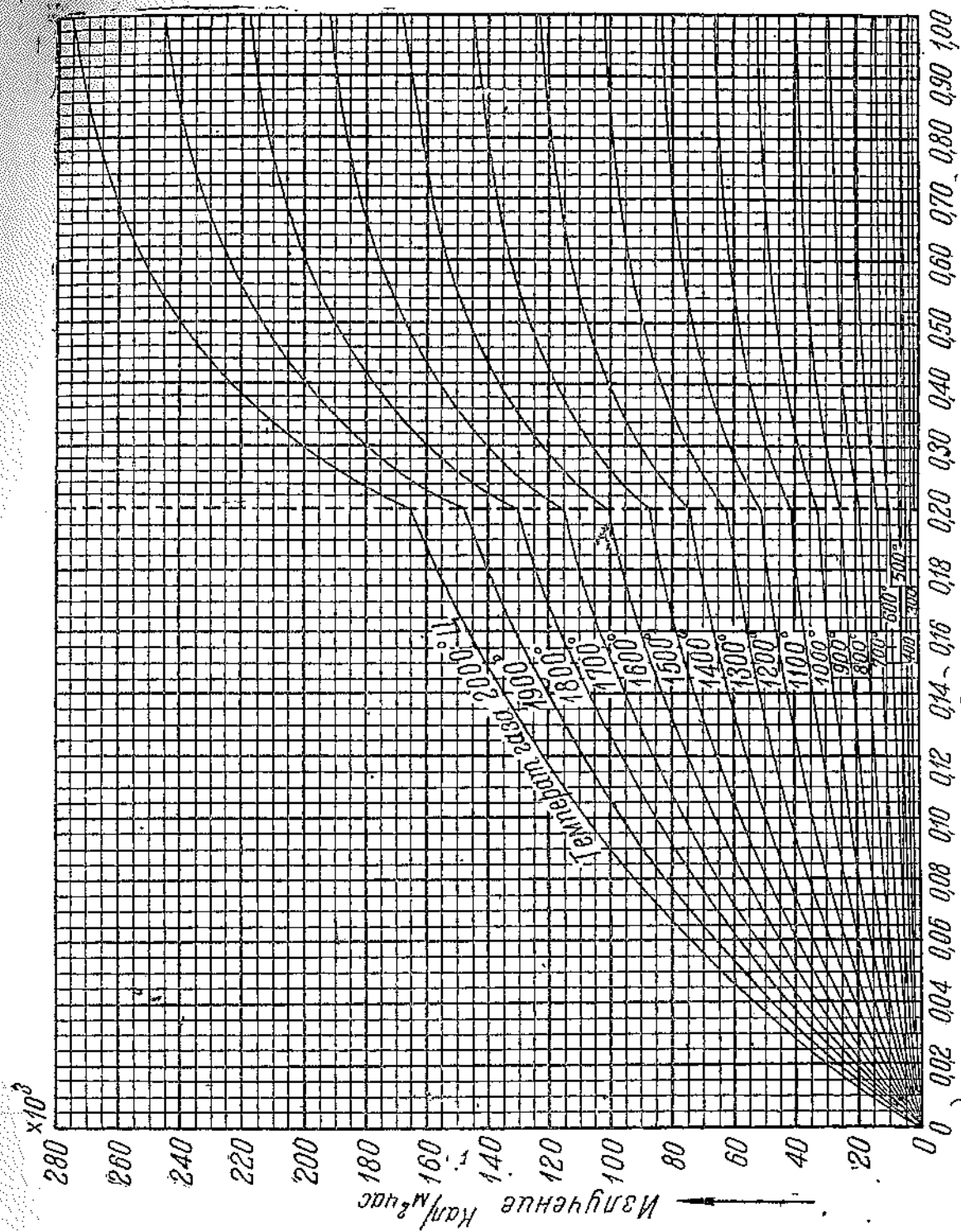


Диаграмма IV. Излучение водяного пара (толстый слой) → Сила поглощения $c=p \cdot s$

ЛИТЕРАТУРНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ ¹

1. *Дралле-Кеппелер*, Производство стекла. Пер. с нем. под ред. проф. Вайншенкера, т. I, ч. I, изд. Продасиликата, Москва, 1928 г.
2. То же, ч. II, Москва, 1929 г.
3. То же, т. II, ч. I, пер. под ред. проф. Жуковского, проф. Китайгородского и Фромберга изд. Главной редакции химической литературы, Москва, 1935.
4. *Dralle-Keppler*. Die Glasfabrikation, II Band, München u. Berlin, 1931, изд. Oldenbourg.
5. *Оджин и Коузен*, Руководство по стеклоделанию. Пер. с англ. под ред. проф. Вайншенкера, ГТИ, Москва, 1931 г.
6. "Стекловаренные печи" — изд. Теплотехнического бюро Германского стеклотехнического общества под редакцией д-ра Маураха; пер. с нем. под ред. проф. Степаненко, Госхимтехиздат, 1934 г.
7. *Henrievaux*, Le verre et le cristal, изд. Vica-Dunod et Co. Paris, 1897.
8. Проф. *Грум-Гржимайло В. Е.*, Пламенные печи, ч. 1, 2, 3, 4 и 5, изд. Теплотехнического института, Москва, 1925 г.
9. *Тринкс*, Промышленные печи, т. I, пер. с англ. под ред. проф. Павлова, ГНТИ, Ленхимсектор, Ленинград, 1931 г.
10. То же, т. II, пер. под ред. проф. Чижевского, Государственное научно-техническое издательство по черной и цветной металлургии, 1934 г.
11. *Германсен*, Промышленные печи. Пер. с англ. под ред. проф. Рафаловича, Государственное научно-техническое издательство по черной и цветной металлургии, 1933 г.
12. *Шак*, Теплопередача в промышленных установках. Пер. с нем. под ред. Семенова-Девяткова, Энергоиздат, 1933 г.
13. *Хейлигенштедт*, Регенераторы, рекуператоры и воздухоподогреватели. Пер. с нем. под ред. проф. Пильника, Металлургиздат, 1933 г.
14. Проф. *Розин и Фелли*, "И-диаграмма сжигания". Пер. с нем. под ред. инж. Павлова Государственное научно-техническое издательство Украины, 1934 г.
15. *Залесский*, Заводские топки и печи, ГИЗ, 1926 г.
16. *Могуниней*, Заводские печи. Пер. с англ. под ред. проф. Порецкого, Государственное научно-техническое издательство, 1932 г.
17. Проф. *Берман*, Конструктивные чертежи ванн печей. Государственное издательство легкой промышленности, 1937 г.
18. Проф. *Берман*, Ванные стекловаренные печи. Государственное издательство легкой промышленности, 1935 г.
19. Проф. *Берман*, Расчет рекуператоров. Конспект лекций (литографированное издание на правах рукописи).
20. *Тер-Асатуров и Умрихин*, Пособие по расчету нагревательных печей, под ред. проф. М. А. Павлова, Ленинградский металлургический институт, Ленинград, 1932 г. (литографированное издание на правах рукописи).
21. *Грум-Гржимайло, А. В.*, Примеры расчета печей. Москва (литографированное издание на правах рукописи).
22. *Дамур*, Стекло. Пер. с франц. под ред. И. С. Шурз, Укрниземстпром, Киев, 1935 г.
23. "Справочник конструктора печей" — Стальпроект, под ред. Ю. В. Грум-Гржимайло, Главная редакция литературы по черной металлургии, 1935 г.
24. *Лемлах*, Рекуператоры для нагревательных печей, Ленинградское отделение Оргэнергоизд. Государственное энергетическое издательство, 1933 г.
25. Акад. *М. А. Павлов*, Регенеративные и рекуперативные печи, Техническая энциклопедия, т. 19, 1934 г. стр. 249—255.
26. Отчет Комиссии Наркомлегпрома СССР, в составе Антонова, Васильева и Зака, о заграничной командировке в Америку, Англию и Германию с 5/IX по 31/XII—1934 г.
27. Технический отчет о заграничной командировке (декабрь 1934 г. — март 1935 г.) управляющего трестом ТССФ — Б. А. Никольского и главного инженера — М. З. Воловика, т. I.
28. *Ламорт*, Стекловаренные печи, пер. с немец. Гизлегпром 1937 г.
29. *Teisen* Some Remarks about the Development of Glass Furnaces on the Continent and a Description of the Hermanssen Furnace, — Journal of the Society of Glass Technology, 1917, vol I, стр. 74—87.

¹ Ссылки на литературный указатель отмечены в тексте цифрами заключенными в квадратные скобки. Первая цифра обозначает номер труда по литературному указателю, следующая за ней римская — номер тома или части труда, последние цифры — страницы. На труды иностранных авторов, появившиеся в русском переводе, дается ссылка на последний.

30. *Teisen*. Improvements in the Design of Recuperative Glasse Pot Furnaces. — Journal of the Society of Glass Technology 1923. vol VII, стр. 3—19.
31. *Teisen*. Some Further Developments in Recuperative Glass Furnaces — Journal of the Society of Glass Technology, 1927. vol XI, стр. 265—279.
32. *Teisen*. Development of Recuperative Glass Melting Furnaces.
Милан, доклад, прочитанный на I международном конгрессе стекольщиков в Милане, 16—25 сентябрь 1933 г.
33. *Eckert*, Neuzeitliche Weissshohlglas-Wannen, Glastechnische Berichte, 1930, т. VIII 4 (июль), стр. 193—206.
34. *Atkinson*, Some Recent Improvements in the Designs of Glassworks Furnaces and Gas Producers. — Journal of the Society of Glass Technology, 1919, vol III, стр. 148—166.
35. *Nielsen Survey*, Amsler-Morton Recuperative tanks, Regenerative Reconstruction and Unit Lehrs — обследование установок Амслера, проведенное американской фирмой Нильсен.
36. *König, Reis und Simon*, Flachglas, Leipzig, 1934, Akademische Verlagsgesellschaft.
37. „Стеклотехника“, выпуск I, сборник новейших работ под ред. проф. Г. Ю. Жуковского, Научно-исследовательский Институт стекла, Госхимиздат, Москва, 1934 г.
38. *Циперовиц*, Вспомогательная печь для термической обработки стекла. Журнал „Керамика и Стекло“, 1929 г. № 5, стр. 177.
39. *Кожин*. Периодические рекуперативные печи для обжига огнеупоров. Журнал „Огнеупоры“, 1935 г. № 11, стр. 857—861.
40. *Вайкруб, Моро, Палеев, Рутман*. Рационализация печей керамической промышленности, под ред. Палеева, Гостройиздат, 1934 г.
41. *Bansen*, Berechnung der Arbeitstemperaturen in metallurgischen Öfen, Stahl u. Eisen, 1922, № 42.
42. *Гребер*, Введение в теорию теплопередачи. Пер. с нем. под ред. Власова, изд. 2, Государственное энергетическое издательство, 1933 г.
43. *Кирпичев и Михеев*, Моделирование тепловых устройств, Издательство Академии наук, СССР, 1936 г.
44. *Гухман*, Физические основы теплопередачи, Энергоиздат, 1934 г.
45. *Kistner*, Grossversuche an einer zu Studienzwecken gebauten Regenerativkammer, II Teil Mittheilung 139 des Vereins deutschen Eisenhüttenleute. Имеется реферат в журнале „Гипромет“ 1931 г., № 4.
46. *Hütte*. Справочник для инженеров, техников и студентов, том I, изд. 15-ое, 1933, Государственное Научно-Техническое Издательство по машиностроению и металлообработке.
47. *Nusselt W.*, Der Wärmeübergang in Kreuzstrom, — Zeitschrift d. Verein Deutscher Ingenieure, 55 (1911) стр. 2021—2124.
48. *Nusselt W.*, Eine neue Formel für den Wärmedurchgang in Kreuzstrom, Techn. Mech. Thermodynamik. 1930, № 12.
49. *Юрченко и Бондарев*, Печи для варки оптических и технических стекол. Журнал „Керамика и Стекло“, 1936 г. № 10.
50. Институт Огнеупоров, Отчет по испытанию рекуперативных горел на заводе „Ильич“.
51. *Heiligenstaedt*, Wärmetechnische Rechnungen für Bau und Betrieb von Öfen, Düsseldorf, v. Stahleisen, 1935.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие	3
-----------------------	---

Глава I. Главные типы рекуператоров

1. Металлические рекуператоры	5
2. Классификация и описание керамических рекуператоров	—
А. Пластинчатые керамические рекуператоры	6
Б. Трубчатые горизонтальные рекуператоры	8
а) Рекуператор Незе-Дралле	—
б) Рекуператор Германсена	9
в) Рекуператор Тейзена (гексагональный)	11
В. Трубчатые вертикальные рекуператоры	13
а) Рекуператор Штейн-Чапмана	—
б) Рекуператор Стальпроекта	17
в) Рекуператор Амслер-Мортон с вертикальными воздушными трубами	—
г) Рекуператор Амслер-Мортон с вертикальными дымовыми трубами	20
3. Сравнение различных систем керамических рекуператоров	22
а) Герметичность	23
б) Степень подогрева воздуха	23
в) Гидравлика	24
г) Термическая стойкость	—
д) Простота изготовления	—
е) Легкость наблюдения и чистки	—
ж) Расход материала	—

Глава II. Сравнение рекуперативных и регенеративных стекловаренных печей

1. Преимущества рекуперативных стекловаренных печей	26
2. Недостатки рекуперативных стекловаренных печей	27
3. Расход топлива в рекуперативных и регенеративных стекловаренных печах	29
4. Степень распространения рекуперативных и регенеративных стекловаренных печей	—
5. Область применения рекуперативных стекловаренных печей	—

Глава III. Рекуперативные горшковые печи

1. Переходный тип — полугазовая печь Бютиуса	30
2. Рекуперативная горшковая печь Незе	—
3. Рекуперативная горшковая печь Ренара	31
4. Рекуперативная горшковая печь системы Штейн	33
5. Рекуперативная горшковая печь Германсена	35
6. Рекуперативные горшковые печи Тейзена	36
а) Рекуперативная горшковая печь Тейзена первоначальной конструкции	—
б) Рекуперативная горшковая печь Тейзена с двумя гексагональными рекуператорами и тангенциальной горелкой	38
в) Рекуперативная горшковая печь Тейзена с четырьмя гексагональными рекуператорами и тангенциальной горелкой (тетра-рекуперативная печь Тейзена)	39
г) Различные методы отопления	42
7. Однгоршковая рекуперативная печь с нефтяным или газовым отоплением	—
8. Однгоршковая печь для опытных плавки с рекуператором Шарно и нефтяным отоплением	46
9. Однгоршковая печь для опытных плавки с вертикальным рекуператором и нефтяным отоплением	—
10. Однгоршковая рекуперативная печь для опытных плавки с газовым отоплением	48
11. Двухгоршковая рекуперативная печь с газовым отоплением	50

Глава IV. Рекуперативные ваннные печи

1. Направление пламени в рекуперативных ваннных печах	53
2. Рекуперативная ваннная печь с двойным подковообразным поворачивающим наружу пламенем (для наварки эрлеза)	54

3. Рекуперативная ванная печь Тейзена с поперечно-подковообразным пламенем . . .	58
4. Рекуперативные ванные печи с продольным пламенем . . .	59
а) Рекуперативная ванная печь для опробования опытных машин . . .	—
б) Рекуперативная ванная печь с двойным регулируемым пламенем системы Тейзена . . .	61
5. Рекуперативная ванная печь Амслер-Мортон с двойным подковообразным поворачивающим внутрь пламенем . . .	—
6. Рекуперативная ванная печь с двойным подковообразным поворачивающим внутрь пламенем и двумя рекуператорами (проект автора) . . .	62
7. Рекуперативная ванная печь Амслер-Мортон с двойным сводом . . .	64
8. Рекуперативная ванная печь с двойным сводом для варки свинцового стекла . .	67
9. Рекуперативная ванная печь с двойным сводом для установки одной машины для беззодочного вытягивания оконного стекла . . .	—
10. Рекуперативные ванные печи с расположением рекуператора рядом с бассейном .	69
а) Рекуперативная ванная печь Амслер-Мортон непрерывного действия производительностью 2—3 т в сутки с установкой рекуператора рядом с бассейном . . .	—
б) Рекуперативная ванная печь Амслер-Мортон периодического действия с установкой рекуператора рядом с бассейном . . .	—
11. Рекуперативные ванные печи с расположением рекуператора над бассейном . . .	70
а) Рекуперативная ванная печь производительностью 20 т в сутки с металлическим рекуператором, расположенным над бассейном . . .	—
б) Рекуперативная ванная печь Тейзена с верхним расположением керамического рекуператора . . .	71
12. Рекуперативное отопление выработочного бассейна ваннх печей . . .	72

Глава V. Рекуперативное отопление вращающейся ванны для питания стекольных вакуумных машин

1. Причины применения рекуператоров . . .	74
2. Шамотный рекуператор для вращающейся ванны . . .	—
3. Комбинированный рекуператор из карбофракса и металла для вращающейся ванны .	76
4. Рекуператор с карбофраксовыми трубами для вращающейся ванны . . .	79

Глава VI. Рекуперативное отопление канала Фурко

1. Рекуперативное отопление бельгийского канала Фурко . . .	82
2. Применение рекуператоров при установке машин Фурко с непосредственным питанием стекломассой от ванной печи . . .	—

Глава VII. Рекуперативные печи для отделки стеклянных изделий

1. Причины применения рекуператоров . . .	87
2. Печь для отделки стекла с рекуператором из шамотных и чугунных труб . . .	—
3. Печи для отделки стекла с вертикальным шамотным рекуператором . . .	88

Глава VIII. Рекуперативные печи для обжига огнеупора

1. Причины применения рекуператоров . . .	91
2. Требования, предъявляемые к конструкции рекуперативных печей для обжига огнеупора . . .	92
3. Описание различных типов рекуперативных печей для обжига огнеупора . . .	93

Конструкция I . . .	—
" II . . .	97
" III . . .	102
" IV . . .	103
" V . . .	—
" VI . . .	105
" VII и VIII . . .	106
" IX . . .	112

Глава IX. Экономия топлива благодаря подогреву воздуха

1. Потери тепла с отходящими газами . . .	114
2. Экономия топлива при подогреве воздуха . . .	116

Глава X. Влияние подогрева воздуха на температуру горения

1. Теоретическая температура горения и влияние на нее подогрева воздуха . . .	126
2. Действительная температура горения и влияние на нее подогрева воздуха . . .	129

Глава XI. Степень подогрева воздуха в рекуператорах

1. Методика определения минимальной температуры подогрева . . .	131
2. Методика определения наилучшей температуры подогрева . . .	132
3. Практические данные о величине подогрева воздуха в рекуператорах . . .	133

Глава XII. Основные законы и формулы теплопередачи в применении к рекуператорам

1. Общее понятие об основных способах теплопередачи	134
2. Основные формулы теплопроводности при стационарном тепловом потоке	135
3. Передача тепла конвекцией	136
а) Основные положения	—
б) Ламинарный и турбулентный поток	137
в) Коэффициент теплоотдачи конвекцией при ламинарном движении в трубах и каналах	138
г) Коэффициент теплоотдачи конвекцией при турбулентном движении в трубах и каналах	139
д) Коэффициент теплоотдачи конвекцией в насадочной решетке	140
е) Коэффициент теплоотдачи конвекцией для труб, расположенных в поперечном потоке воздуха	—
ж) Различные другие формулы отдачи тепла конвекцией	142
з) Пример расчета коэффициента теплоотдачи конвекцией по различным формулам	144
4. Теплоотдача излучением	146
5. Общий коэффициент теплоотдачи	150
6. Общий коэффициент теплопередачи k для рекуператора	152

Глава XIII. Расчет рекуператоров

1. Классификация рекуператоров	156
2. Формулы для расчета рекуператоров с параллельным током и противотоком при постоянном значении общего коэффициента теплопередачи k	157
3. Метод расчета рекуператора с переменным общим коэффициентом теплопередачи k	167
4. Метод расчета рекуператора с перекрестным током	—
5. Приближенные методы расчета рекуператоров	168
6. Эмпирические значения общего коэффициента теплопередачи k и величины поверхности нагрева рекуператоров	170
7. Примеры тепловых расчетов рекуператоров	—
8. Проверка термической стойкости шамотных рекуперативных элементов	184
9. Гидравлика рекуператора	185
10. Определение поверхности нагрева и учет влияния ребер	188
11. Влияние исплотности рекуператора на эффективность его работы	197

Глава XIV. Соображения о конструкции и размерах рекуператора

1. Сечение дымовых и воздушных каналов	199
2. Число оборотов	—
3. Скорости газов в рекуператоре	200
4. Мероприятия для создания равномерного распределения газов	201
5. Предохранительные меры против засорения	—
6. Доступность для наблюдения, чистки и ремонта	202
7. Независимая от стен кладка рекуперативных элементов	—
8. Дополнительные соображения о конструкции металлических рекуператоров	—

Глава XV. Технические условия на изготовление и установку шамотных и шамотно-корундовых рекуперативных элементов

Глава XVI. Обслуживание рекуператоров и выводка рекуперативных печей

Приложения:

1. Перечень применяемых обозначений	210
2. Коэффициенты теплопроводности огнеупорных материалов по Нордону (пересчитанных на технические размеры), Тринксу и Мюнхенской лаборатории	212
3. Коэффициенты теплопроводности металлов при разных температурах	—
4. Теплоемкость газов	213
5. Диаграммы Шака для подсчета излучения газов №№ I, II, III, IV	215
Литературный указатель	219

Ответственный редактор *В. Н. Зимин.*
Редактор из-ва *А. С. Гордон.*
Технический редактор *Е. Б. Бердникова.*

Сдано в набор 29/VIII-1937 г. Подписано
к печати 11/III 1938 г. Уч.-ав. л. 21,5.
Печатных л. 14, вклейка $\frac{1}{4}$. Бум. л. $7\frac{1}{8}$.
Гизлегпром № 2472. Индекс С—5.
Ленгориц № 1169. Тираж 1500. Формат
бумаги $72 \times 105\frac{1}{8}$. Заказ № 3153.

Типография им. Володарского,
Ленинград, Фонтанка, 57.

См.

пр.

158

С. С.

ОПЕЧАТКА

Гл. ар.	Строка	Напечатано	Должно быть	По вине
158	22 сверху	Δt_T	Δt_m	Тип.

С. С. Берман.