

×ÀÑÒÛ ÒÃÏ ËÎ ÂÛÂ ×ÀÒÂÐÒÀВ Ì ÐÎ ÒÃÑÇÛ

ÃËÀÀÀ XXI

ÒÐÓÁ×ÀÒÛÂ Ì Â×È

Трубчатая печь является аппаратом, предназначенным для передачи нагреваемому продукту тепла, выделяющегося при сжигании топлива в топочной камере печи.

Трубчатые печи широко распространены в нефтегазоперерабатывающей, нефтехимической, коксохимической и других отраслях промышленности, являются составной частью многих установок и применяются в различных технологических процессах (перегонка нефти, мазута, пиролиз, каталитический крекинг, риформинг, гидроочистка, очистка масел и др).

Существуют различные конструкции трубчатых печей, отличающихся способом передачи тепла, количеством и формой топочных камер, числом секций (камер) в зоне радиации, относительным расположением осей факела и труб, способом сжигания топлива, типом облучения труб, числом потоков нагреваемого продукта, расположением конвекционной камеры относительно радиантной, длиной радиантных и конвекционных труб.

Основными характеристиками трубчатых печей являются производительность печи, полезная тепловая нагрузка, теплонапряженность поверхности нагрева и коэффициент полезного действия печи.

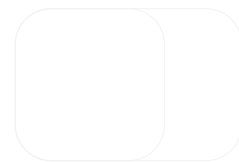
В промышленности применяют трубчатые печи с поверхностью нагрева радиантных труб 15 – 2000 м². Теплопроизводительность трубчатых печей различных конструкций изменяется от 0,12 до 240 МВт, а производительность по нагреваемой среде достигает 8·10⁵ кг/ч. Температура нагреваемой среды на входе и выходе из печи в зависимости от технологического процесса изменяется в диапазоне от 70 до 900 °С, а давление — от 0,1 до 30 МПа. Для трубчатых печей КПД колеблется в пределах от 0,65 до 0,85.

ÒÃÏ ËÎ Î ÃÎ ÃÎ ÒÐÓÁ×ÀÒÛÊ Ì Â×È

Трубчатая печь имеет камеры радиации и конвекции. В *камере радиации* (топочной камере), где сжигается топливо, размещена радиантная поверхность (экран), поглощающая лучистое тепло в основном за счет радиации.

В *камере конвекции* расположены конвекционные трубы, воспринимающие тепло главным образом при соприкосновении дымовых газов с поверхностью нагрева путем конвекции.

Нагреваемый продукт в печи последовательно проходит через конвекционные и радиантные трубы, поглощая тепло. Обычно радиантная



поверхность воспринимает большую часть тепла, выделяемого в печи при сгорании топлива.

Лучистое тепло эффективно передается при охлаждении дымовых газов до 1000–1200 К. Снижение температуры дымовых газов до более низких значений часто бывает неоправданным, так как при этом радиантная поверхность работает с пониженной теплонапряженностью поверхности нагрева и требуется значительно увеличить поверхность радиантных труб. Эффективность теплопередачи конвекцией в меньшей степени зависит от температуры дымовых газов. Конвекционная поверхность использует тепло дымовых газов и может обеспечить их охлаждение до температуры, при которой значение коэффициента полезного действия аппарата будет экономически оправданным.

Если наличие конвекционной поверхности для нагрева сырья не является обязательным или размеры этой поверхности могут быть существенно уменьшены, то тепло дымовых газов может быть использовано для иных целей, например для подогрева воздуха или производства водяного пара. При небольшой производительности иногда применяют печи без конвекционной поверхности, более простые в конструктивном отношении, но обладающие невысоким коэффициентом полезного действия.

Рассмотрим механизм процесса передачи тепла в печи, состоящей из двух камер с настильным пламенем. Характерной особенностью этой печи является наклонное расположение в низу печи форсунок (горелок), обеспечивающих соприкосновение факела с поверхностью стены, размещенной в середине камеры радиации (рис. XXI-1).

В топочную камеру этой печи при помощи форсунки вводится распыленное топливо, а также необходимый для горения нагретый или холодный воздух. Высокая степень дисперсности топлива обеспечивает его интенсивное перемешивание с воздухом и более эффективное горение.

Соприкосновение факела с поверхностью настильной стены обуславливает повышение ее температуры; излучение происходит не только от факела, но и от раскаленной стены. Тепло, выделенное при сгорании топлива, расходуется на повышение температуры дымовых газов и частиц горящего топлива; последние раскаляются и образуют светящийся факел.

Температура, размер и конфигурация факела зависят от многих факторов и, в частности, от температуры и количества воздуха, подаваемого для горения топлива, способа подвода воздуха, конструкции и нагрузки форсунки, теплотворной способности топлива, расхода форсуночного пара, размера радиантной поверхности (степени экранирования топки) и др.

При повышении температуры воздуха увеличивается температура факела, повышается скорость горения и сокращаются размеры факела. Размеры факела уменьшаются и при увеличении (до известного предела) количества воздуха, поступающего в топку, так как избыток воздуха ускоряет процесс горения топлива. При недостаточном количестве воздуха факел получается растянутым, топливо полностью не сгорает, что приводит к потере тепла. Чрезмерное количество воздуха недопустимо вследствие повышенных потерь тепла с отходящими дымовыми газами и более интенсивного окисления (окалинообразования) поверхности нагрева.

Воздух, необходимый для горения топлива, подводят к устью форсунки, т.е. к началу факела. В некоторых форсунках топливо распыляется воздухом, который в этом случае вводится в топку совместно с топливом. В ряде конструкций во внутренней полости стен печей

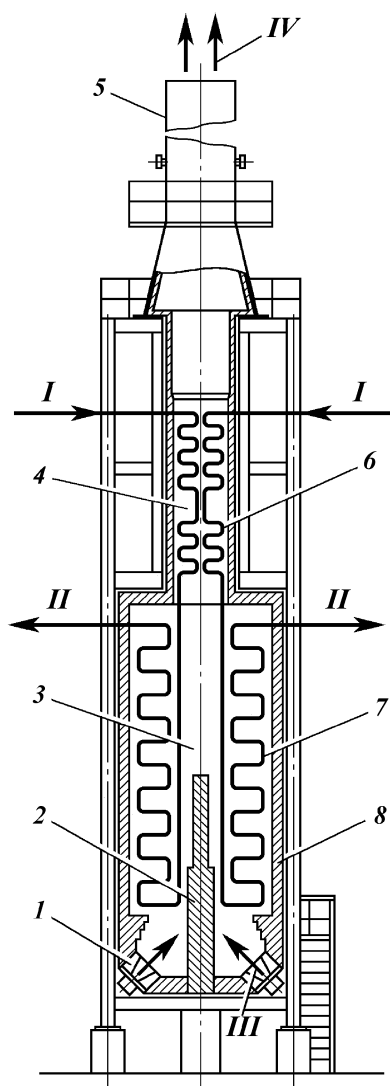


Рис. XXI-1. Схема работы трубчатой печи с объемно-настильным сжиганием топлива:

1 — форсунка; 2 — настильная стенка; 3 — камера радиации (топочная камера); 4 — камера конвекции; 5 — дымовая труба; 6 — змеевик конвекционных труб; 7 — змеевик радиантных труб; 8 — футеровка. Поток: I — вход сырья; II — выход сырья; III — топливо и воздух; IV — дымовые газы

размещается канал для подачи так называемого вторичного воздуха, позволяющий подводить необходимый для горения воздух по длине факела, что повышает температуру излучающей стенки и способствует более равномерной передаче тепла радиацией. В такой печи тепло излучением передается от факела, излучающей стенки и трехатомных газов (двуокись углерода, водяной пар, диоксид серы), обладающих избирательной способностью поглощать и излучать лучи определенной длины волны.

Часть лучей через пространство между трубами попадает на поверхность кладки, вдоль которой расположены эти трубы; эти лучи разогревают кладку, и она, в свою очередь, излучает; при этом часть энергии поглощается той частью поверхности труб, которая обращена к стенке кладки.

Настильная стена, а также прочие стены кладки, у которых распо-

жены трубы (экранированная часть кладки) или свободные от труб (незаэкранированные), принято называть *вторичными излучателями*.

Радиантные трубы получают тепло не только излучением, но также и от соприкосновения дымовых газов с поверхностью труб, имеющих более низкую температуру (теплопередача свободной конвекцией). Из всего количества тепла, воспринятого радиантными трубами, значительная часть (85–90 %) передается излучением, остальное конвекцией.

Наружная поверхность труб в свою очередь излучает некоторое количество тепла, т.е. имеет место процесс взаимоизлучения, однако температура поверхности труб вследствие непрерывного отвода тепла сырьем, проходящим через радиантные трубы, значительно ниже температуры других источников излучения и поэтому в итоге взаимоизлучения через поверхность радиантных труб сырью передается небольшое количество тепла.

В результате теплопередачи, осуществляемой в топочной камере, дымовые газы охлаждаются и поступают в камеру конвекции, где происходит их прямое соприкосновение с более холодной поверхностью конвекционных труб (вынужденная конвекция).

В камере конвекции передача тепла осуществляется также за счет радиации трехатомных дымовых газов и от излучения стенок кладки. Наибольшее количество тепла в камере конвекции передается путем конвекции; оно достигает 60–70 % общего количества тепла, воспринимаемого этими трубами. Передача тепла излучением от газов составляет 20–30 %; излучением стенок кладки конвекционной камеры передается в среднем около 10 % тепла.

Основным фактором, предопределяющим эффективность передачи тепла конвекцией, является скорость движения дымовых газов, поэтому при конструировании трубчатых печей стремятся обеспечить ее наибольшее значение. Это достигается размещением минимального числа труб в одном горизонтальном ряду и выбором минимального расстояния между осями труб. Однако, при повышении скорости дымовых газов в камере конвекции увеличивается сопротивление потоку газов, что и ограничивает выбор величины скорости. С другой стороны, сокращение числа труб в одном горизонтальном ряду приводит к увеличению высоты камеры конвекции. Это обстоятельство также предопределяет выбор допустимой скорости движения дымовых газов в камере конвекции.

Существенным фактором, влияющим на эффективность передачи тепла, является способ размещения труб в камере конвекции. При расположении труб в шахматном порядке в связи с более интенсивной турбулентностью потока дымовых газов и лучшей обтекаемостью ими труб тепло передается эффективнее, чем при расположении коридорным способом (рис. XXI-2). При одинаковой скорости движения дымовых газов шахматное расположение труб обеспечивает по сравнению с коридорным более эффективную (на 20–30 %) передачу тепла.

Уменьшение диаметра труб также способствует более интенсивной передаче тепла как за счет лучшей обтекаемости труб, так и в связи с возможностью более компактного их расположения, позволяющего создать более высокие скорости дымовых газов.

Однако необходимо иметь в виду, что при уменьшении диаметра печных труб увеличивается скорость сырья и, следовательно, повышается сопротивление перемещению нагреваемого потока. Для снижения сопротив-

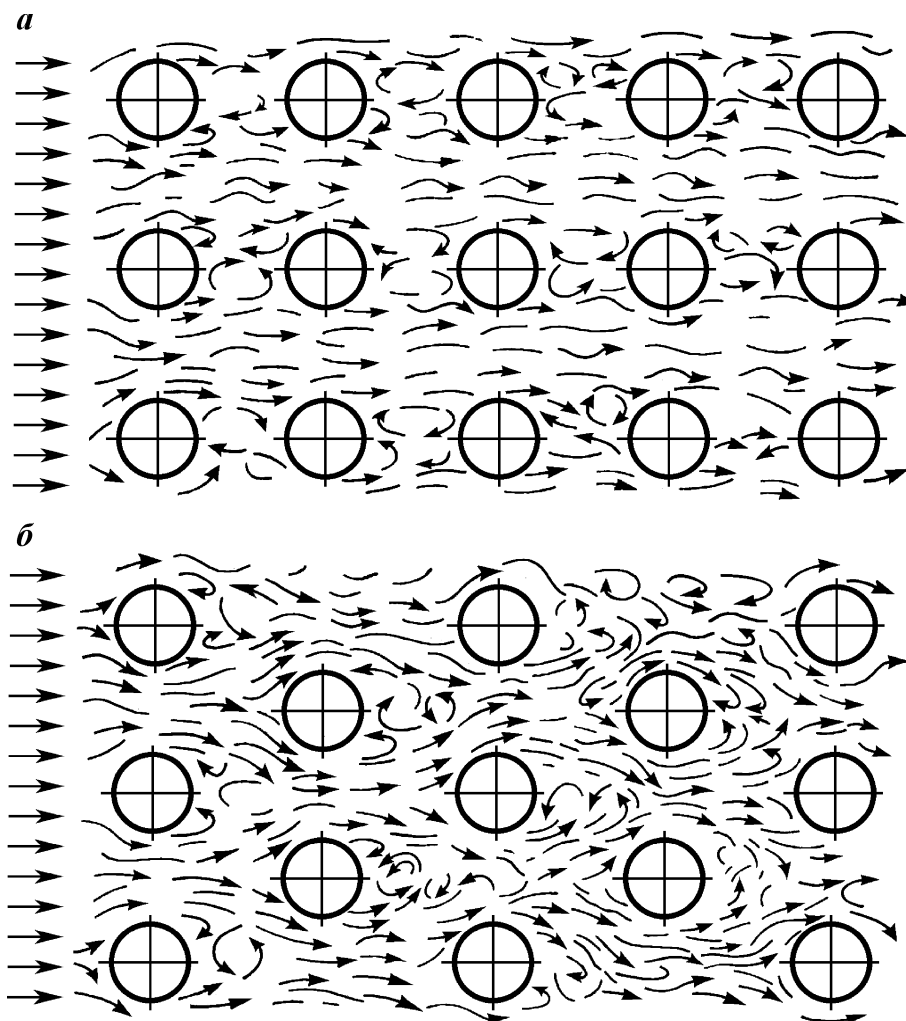


Рис. XXI-2. Схема движения дымовых газов при коридорном (а) и шахматном (б) расположении труб

ления при применении печных труб меньшего диаметра движение нагреваемого продукта, как правило, осуществляется двумя или несколькими параллельными потоками.

Эффективность передачи тепла в камере конвекции может быть повышена путем оребрения наружной поверхности конвекционных труб, так как при этом увеличивается поверхность соприкосновения дымовых газов с трубами и обеспечивается передача большого количества тепла.

Передача тепла конвекцией зависит также от температурного напора, т.е. от разности температур между дымовыми газами и нагреваемым сырьем. Обычно величина температурного напора убывает в направлении движения дымовых газов. Так, при повышении температуры сырья на один градус дымовые газы охлаждаются на пять — семь градусов. Наибольший

Конвекционные трубы, расположенные в первых рядах по ходу дымовых газов, получают больше тепла как за счет конвекции, так и за счет излучения и поэтому в отдельных случаях их теплонапряженность может быть выше теплонапряженности радиантных труб.

Основными показателями, характеризующими работу трубчатой печи, являются полезная тепловая нагрузка, теллонапряженность поверхности нагрева и топочного пространства, коэффициент полезного действия печи.

Важным показателем, характеризующим работу трубчатой печи, является *теплонапряженность поверхности нагрева*, или *плотность теплового потока*, т. е. количество тепла, переданного через 1 м² поверхности нагрева в единицу времени (Вт/м²).

Однако чрезмерно высокая теплонапряженность поверхности нагрева может нарушить нормальную работу печи и привести к прогару труб. Подробнее вопрос о значении допустимой теплонапряженности и факторах, от которых зависит это значение, будет рассмотрен в дальнейшем.

509

зует эффективность использования объема топки. Размеры топки трубчатых печей во многих случаях зависят не от значения допустимого удельного тепловыделения, а от конструктивных особенностей печи и допустимого значения теплонапряженности поверхности нагрева радиантных труб. В трубчатых печах теплонапряженность топочного пространства обычно составляет 40–80 кВт/м³, тогда как в паровых котлах, где объем топочного пространства в основном предопределяется условием полного сгорания топлива, это значение намного больше (600–2000 кВт/м³).

Коэффициент полезного действия трубчатой печи есть величина, характеризующая полезно используемую часть тепла, выделенного при сгорании топлива. При полном сгорании топлива эта величина зависит главным образом от коэффициента избытка воздуха, температуры дымовых газов, выходящих из печи, а также от степени тепловой изоляции трубчатой печи. Снижение коэффициента избытка воздуха так же, как и понижение температуры отходящих дымовых газов, способствует повышению коэффициента полезного действия печи. При подсосе воздуха через неплотности кладки коэффициент избытка воздуха повышается, что приводит к снижению коэффициента полезного действия печи. Для трубчатых печей значение коэффициента полезного действия находится в пределах от 0,65 до 0,85.

2.2. Расчеты теплотехнических параметров

Все вопросы, связанные с расчетом процессов горения, изложены в различных курсах по технологии топлив и в справочниках. Поэтому здесь приведены лишь некоторые формулы и данные, необходимые для дальнейшего изложения материала.

Введем следующие обозначения:

C, H, N, O, S и W – содержание различных элементов и влаги (W) в топливе, % (масс.);

L_0 и V_0 – теоретический расход воздуха соответственно в кг и м³, необходимый для сгорания 1 кг топлива;

α – коэффициент избытка воздуха;

W_{ϕ} – расход форсуночного пара, кг/кг;

G – количество дымовых газов, образующихся при сгорании 1 кг топлива, кг/кг;

V_t – объем дымовых газов, образующихся от сгорания 1 кг топлива при теоретическом расходе воздуха при нормальных физических условиях, м³/кг;

V – объем дымовых газов, образующихся при сгорании 1 кг топлива при фактическом расходе воздуха при нормальных физических условиях, м³/кг;

m_{CO_2} , m_{H_2O} , m_{N_2} , m_{O_2} и m_{SO_2} – количество соответствующих газов, образовавшихся при сгорании 1 кг топлива, кг/кг.

Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива,

$$L_0 = 0,115C + 0,345H + 0,043(S - O).$$

Тот же расход воздуха, выраженный в м³ при нормальных физических условиях,

$$V_0 = 0,089C + 0,267H + 0,033(S - O).$$

Фактический расход воздуха

$$L = L_0 \alpha.$$

Количество дымовых газов, образующихся при сгорании 1 кг топлива,

$$G = 1 + L_0 \alpha + W_{\phi}.$$

Объемы дымовых газов, образующихся при сгорании 1 кг топлива в нормальных физических условиях при теоретическом и фактическом расходах воздуха, соответственно

$$V_T = V_0 - 0,056 \left(H - \frac{O}{8} \right) + \frac{9H + W + 100W_{\phi}}{80,5};$$

$$V = V_T + (\alpha - 1) V_0.$$

Количество газов, образующихся при сгорании 1 кг топлива,

$$m_{CO_2} = 0,0367C;$$

$$m_{H_2O} = 0,09H + 0,01W + W_{\phi};$$

$$m_{N_2} = 0,768L_0 \alpha;$$

$$m_{O_2} = 0,232L_0(\alpha - 1);$$

$$m_{SO_2} = 0,02S.$$

Объем дымовых газов при любой температуре t

$$V_t = V_0 \frac{t + 273}{273}.$$

Плотность дымовых газов при нормальных физических условиях

$$\rho_0 = G/V.$$

Плотность дымовых газов при температуре t

$$\rho_t = \rho_0 \frac{273}{t + 273}.$$

Коэффициент избытка воздуха принимают равным: для газомазутных форсунок с паровым распылом 1,3–1,4, при воздушном распыле 1,2–1,3. При сжигании газообразного топлива в специальных панельных горелках полное и беспламенное горение обеспечивается при низком коэффициенте избытка воздуха, составляющем 1,02–1,10.

Вследствие неплотностей печной кладки выше зоны горения имеет место подсос воздуха, поэтому в дымовых газах, покидающих печь, коэффициент избытка воздуха α выше приведенных значений на 0,05–0,10.

Процесс горения топлива может быть рассчитан и в мольных единицах (кмоль/кг). Для этой цели используются следующие уравнения:

$$M_{\text{CO}_2+\text{SO}_2} = \frac{C}{100 \cdot 12} + \frac{S}{100 \cdot 32};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{100 \cdot 2} + \frac{W}{100 \cdot 18} + \frac{W_{\Phi}}{18};$$

$$M_{\text{N}_2+\text{O}_2} = \frac{V_0(\alpha - 0,21)}{22,4},$$

где $M_{\text{CO}_2+\text{SO}_2}$, $M_{\text{H}_2\text{O}}$, $M_{\text{N}_2+\text{O}_2}$ — соответственно число киломолей CO_2+SO_2 , H_2O и N_2+O_2 , образующихся при сгорании 1 кг топлива с фактическим количеством воздуха; остальные обозначения имеют прежний смысл.

В случае газообразного топлива для расчета процесса горения могут быть использованы все приведенные выше уравнения.

Элементарный состав газообразного топлива может быть вычислен из следующих уравнений:

$$C = 12 \sum \frac{n_{C_i} x_i}{M_i} = \frac{12}{M_m} \sum n_{C_i} x'_i;$$

$$H = \sum \frac{n_{H_i} x_i}{M_i} = \frac{1}{M_m} \sum n_{H_i} x'_i;$$

$$S = 32 \sum \frac{n_{S_i} x_i}{M_i} = \frac{32}{M_m} \sum n_{S_i} x'_i;$$

$$O = 16 \sum \frac{n_{O_i} x_i}{M_i} = \frac{16}{M_m} \sum n_{O_i} x'_i;$$

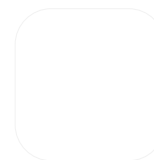
$$N = 14 \sum \frac{n_{N_i} x_i}{M_i} = \frac{14}{M_m} \sum n_{N_i} x'_i,$$

где n_{C_i} , n_{H_i} , n_{S_i} , n_{O_i} и n_{N_i} — соответственно число атомов углерода, водорода, серы, кислорода и азота в молекулах отдельных компонентов, входящих в состав газообразного топлива; x_i и x'_i — содержание соответствующих компонентов (метан, этан и др.) в газообразном топливе, % (масс.) и % (объемн.) или % (мол.); M_i — молекулярная масса компонентов топлива; M_m — средняя молекулярная масса газа.

Энтальпия продуктов сгорания. При расчете трубчатых печей часто бывает необходимо определить энтальпию продуктов сгорания, образующихся при сжигании одного килограмма топлива:

$$H_t = (m_{\text{CO}_2} C_{\text{CO}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}} C_{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{SO}_2} C_{\text{SO}_2} + m_{\text{N}_2} C_{\text{N}_2} + m_{\text{O}_2} C_{\text{O}_2}) t,$$

где C_{CO_2} , $C_{\text{H}_2\text{O}}$, C_{SO_2} , C_{N_2} , C_{O_2} — средние массовые теплоемкости при постоянном давлении этих же газов в пределах температур, считая от 0 °C (273 K) до t , кДж/(кг · K).



Если расчет производится в мольных единицах, то энтальпия продуктов сгорания вычисляется по уравнению

$$H_t = (M_{\text{CO}_2+\text{SO}_2} C_{\text{CO}_2+\text{SO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} C_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2+\text{O}_2} C_{\text{N}_2+\text{O}_2}) t,$$

где $C_{\text{CO}_2+\text{SO}_2}$, $C_{\text{H}_2\text{O}}$, $C_{\text{N}_2+\text{O}_2}$ — средние мольные теплоемкости этих газов, кДж/(кмоль · К).

ΘΑΪ ΕΪ ΑΪ Ε ΑΑΕΑΪ Ñ

Тепловой баланс трубчатой печи можно составить, принимая в качестве начальной температуры любое значение, например 0 °С. Тепловой баланс составляется применительно к некоторому отрезку времени, например к 1 ч или ко времени, в течение которого сжигается 1 кг топлива.

П р и х о д. Рассмотрим приходные статьи теплового баланса (в кДж/кг) трубчатой печи при сжигании 1 кг топлива.

1. Основным теплом, вносимым в печь, является тепло, выделяемое при сгорании топлива (теплотворная способность топлива), Q_p^H .

2. Второй приходной статьей является явное тепло топлива, равное произведению теплоемкости топлива C_t (в кДж/кг·К) на его температуру t_t (в К), т. е. $C_t t_t$.

3. Следующей статьей является тепло, вносимое в топку с воздухом, $\alpha L_0 C_v t_v$, где C_v и t_v — соответственно теплоемкость и температура воздуха.

4. Последней приходной статьей теплового баланса будет тепло форсуночного пара $W_{\text{ф}} C_{\text{в.п}} t_{\text{в.п}}$, где $C_{\text{в.п}}$ и $t_{\text{в.п}}$ — соответственно теплоемкость и температура водяного пара.

Суммируя все статьи теплового баланса, получаем

$$Q_{\text{прих}} = Q_p^H + C_t t_t + \alpha L_0 C_v t_v + W_{\text{ф}} C_{\text{в.п}} t_{\text{в.п}}.$$

Явное тепло топлива, воздуха и водяного пара обычно невелико и им часто пренебрегают, за исключением тех случаев, когда воздух, поступающий на горение, подогрет и вносит в печь сравнительно большое количество тепла.

Если воздухоподогреватель отсутствует, то

$$Q_{\text{прих}} \approx Q_p^H.$$

Р а с х о д. Расходные статьи теплового баланса (в кДж/кг) следующие:

1. Тепло, полезно воспринятое в печи сырьем, а при наличии пароперегревателя и водяным паром, $q_{\text{пол}}$.

2. Тепло, теряемое с уходящими из печи дымовыми газами, $q_{\text{ух}}$.

3. Тепло, теряемое в окружающую среду, $q_{\text{пот}}$.

4. Тепло, теряемое вследствие механического и химического недожога топлива, q_n . В случае жидкого и газообразного топлива эти потери обычно незначительны и при расчете их можно не учитывать.

Суммируя все расходные статьи теплового баланса, имеем

$$Q_{\text{расх}} = q_{\text{пол}} + q_{\text{ух}} + q_{\text{пот}}.$$

Расход тепла равен приходу, т. е.

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}} \approx Q_p^H$$

или

$$Q_{\text{прих}} = q_{\text{пол}} + q_{\text{ух}} + q_{\text{пот}},$$

откуда

$$q_{\text{пол}} = Q_{\text{прих}} - q_{\text{ух}} - q_{\text{пот}}. \quad (\text{XXI.1})$$

Разделив левую и правую части уравнения (XXI.1) на теплотворную способность топлива Q_p^H , с учетом, $Q_{\text{прих}} \approx Q_p^H$ получим

$$\frac{q_{\text{пол}}}{Q_p^H} = 1 - \frac{q_{\text{ух}}}{Q_p^H} - \frac{q_{\text{пот}}}{Q_p^H}. \quad (\text{XXI.2})$$

Так как отношение количества полезно воспринятого тепла $q_{\text{пол}}$ ко всему теплу Q_p^H есть *коэффициент полезного действия* печи η , то уравнение (XXI.2) может быть записано:

$$\eta = 1 - \frac{q_{\text{ух}}}{Q_p^H} - \frac{q_{\text{пот}}}{Q_p^H}. \quad (\text{XXI.3})$$

Следовательно, для определения значения η надо знать потери тепла с отходящими дымовыми газами $q_{\text{ух}}$ и в окружающую среду $q_{\text{пот}}$.

Потери тепла в окружающую среду зависят от поверхности кладки печи, степени тепловой изоляции кладки, температуры окружающего воздуха и других факторов.

Значение потерь можно вычислить после выбора конструкции и основных размеров печи. Потери тепла в трубчатых печах составляют 3—5 %. Нижний предел соответствует печам большой тепловой мощности, верхний — печам малой мощности.

Температура отходящих дымовых газов $t_{\text{ух}}$ выбирается на основании следующих соображений. Эта температура должна быть выше температуры t_1 сырья, поступающего в камеру конвекции. Необходимо учитывать, что чем выше разность температур $t_{\text{ух}} - t_1$, тем более эффективно в камере конвекции передается тепло и, следовательно, тем меньшая потребуется поверхность конвекционных труб. Однако при увеличении температуры отходящих дымовых газов возрастают потери тепла и снижается коэффициент полезного действия печи, т.е. повышается расход топлива.

Для правильного выбора температуры отходящих дымовых газов необходим технико-экономический расчет. Следует сопоставить экономию затрат, связанную с уменьшением расхода топлива при понижении температуры отходящих газов, с дополнительными затратами, связанными с увеличением стоимости печи вследствие роста поверхности конвекционных труб при понижении температуры дымовых газов.

Подобные технико-экономические расчеты сравнительно сложно выполнить, поэтому температуру отходящих дымовых газов часто принимают, руководствуясь накопленным опытом эксплуатации трубчатых печей. Обычно рекомендуется принимать температуру уходящих из печи дымовых газов на 100—150 °С выше температуры сырья, поступающего в конвекционную часть печи.

При естественной тяге температура отходящих дымовых газов влияет на работу дымовой трубы. При снижении температуры дымовых газов тяга ухудшается, т.е. требуется большей высоты дымовая труба.

Опыт работы показывает, что при естественной тяге температура отходящих дымовых

газов не должна быть ниже 250 °С. При более низкой температуре газов трудно обеспечить нормальную работу печи и требуется создание искусственной тяги, т.е. применение дымососов.

Если начальная температура сырья сравнительно высокая, то для уменьшения потерь тепла с отходящими дымовыми газами и повышения КПД печи тепло отходящих дымовых газов используют, например, для получения водяного пара (путем установки котла-утилизатора) или подогрева воздуха. Таким образом, выбрав температуру газов, поступающих в дымовую трубу, определяют количество тепла q_{yx} и, задавшись значением потерь тепла в окружающую среду $q_{пот}$, определяют по уравнению (XXI.3) коэффициент полезного действия печи.

$$\eta = \frac{Q_c}{Q_{\text{топ}}}, \quad \text{где } Q_c \text{ — количество тепла, сообщаемого в печи, и коэффициент полезного действия } \eta.$$

В общем случае тепло, сообщаемое в печи, идет на нагрев сырья, частичное или полное его испарение и на компенсацию эндотермического эффекта реакции, если в трубах печи происходит химическое превращение.

Кроме того, в некоторых печах в камере конвекции устанавливают пароперегреватель, тогда в полезную тепловую нагрузку входит и количество тепла, идущее на нагрев и подсушку водяного пара.

Количество тепла, воспринимаемое в печи сырьем,

$$Q_c = G_c \left[eH_{t_2} + (1 - e)h_{t_2} + \beta q_p - h_{t_1} \right],$$

где G_c — количество сырья, проходящего через печь, кг; t_1 и t_2 — температуры сырья соответственно на входе и выходе из печи, К; e — массовая доля отгона на выходе сырья из печи; β — количество продуктов реакции в долях от исходного сырья; q_p — тепловой эффект реакции на 1 кг продуктов реакции, кДж/кг; h_{t_1} , h_{t_2} , и H_{t_2} — соответственно энтальпия сырья на входе в печь, неиспарившейся жидкости и паров при выходе из печи, кДж/кг.

Зная количество тепла Q_c , сообщаемого в печи, и коэффициент полезного действия η , можно определить расход топлива:

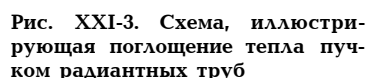
$$B = \frac{Q_c}{Q_p \eta},$$

где Q_p — рабочая теплотворная способность топлива.

$$\eta = \frac{Q_c}{Q_{\text{топ}}}, \quad \text{где } Q_c \text{ — количество тепла, сообщаемого в печи, и коэффициент полезного действия } \eta.$$

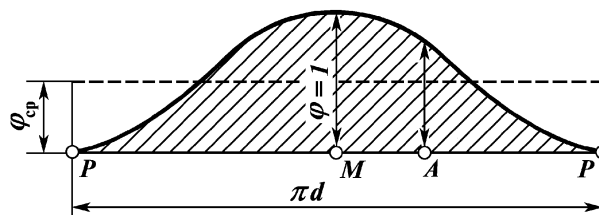
Поглощение поверхностью радиантных труб тепла излучения происходит неравномерно. Причину и характер неравномерности рассмотрим на примере двухрядного экрана при размещении труб в шахматном порядке (рис. XXI-3).

При большом отношении длины трубы к ее диаметру угол видимости топочного пространства для любой точки трубы примерно соответствует значению плоского угла, ограниченного крайними лучами и расположенного в плоскости, перпендикулярной к оси трубы. Так, для точки А угол ви-



Значение среднего углового коэффициента $\varphi_{\text{ср}}$ позволяет определить размер плоской поверхности, эквивалентной данной трубе по количеству поглощенного тепла. Так, в нашем случае размер плоской поверхности, эквивалентной трубе по количеству тепла, поглощенного из топочного пространства,

Рис. XXI-4. Кривая изменения
углового коэффициента по длине
окружности трубы



$$h_{\lambda} = \varphi_{\text{ср}} \pi d l,$$

где d, l — соответственно диаметр и длина трубы.

Итак, труба, имеющая фактическую поверхность $f = \pi d l$, в данных условиях воспринимает столько же тепла, сколько и плоская поверхность h_{λ} .

Из аналогичных графических построений (см. рис. XXI-3) следует, что радиантные трубы, расположенные во втором ряду и менее освещенные, получают из топки меньше тепла, чем нижний ряд радиантных труб. Так, для точки N , расположенной аналогично точке M нижней трубы, значение угла видимости, ограниченного лучами FN и HN , намного меньше угла видимости для точки M , равного 180° .

Подобная графическая интерпретация наглядно показывает неравномерность поглощения тепла из топки не только в пределах поверхности одной трубы, но и для разных труб, принадлежащих верхнему и нижнему рядам.

Из построения (см. рис. XXI-3) следует также, что некоторые лучи, исходящие из топочного пространства, пройдут между трубами и поглотятся непосредственно сводом печи (луч RS). Свод, обладающий высокой степенью черноты, поглощает тепло и вследствие значительной толщины свода и хорошей его изоляции нагреется и начнет в свою очередь излучать тепло.

Энергия, излучаемая сводом, частично поглощается верхними и нижними рядами труб; поток лучей от свода обратен по направлению потоку лучей из топки. При этом точка D верхнего ряда труб по отношению к потоку лучей, отходящих от свода, находится в тех же условиях, что и точка M нижнего ряда по отношению к потоку лучей из топки.

Это, так называемое обратное излучение свода, в некоторой степени выравнивает тепловую нагрузку радиантных труб, однако неравномерность поглощения тепла различными участками верхнего и нижнего рядов радиантных труб по-прежнему сохраняется, так как вследствие более высокой температуры в топке интенсивность потока лучей из топки значительно выше интенсивности потока лучей от свода.

Из схемы (см. рис. XXI-3) видно, что распределение поглощенного тепла между верхним и нижним рядами труб, а также неравномерность поглощения тепла для каждой данной трубы зависят от расстояния между трубами. Чем меньше эта величина, тем меньше тепла поглотят верхние радиантные трубы и тем меньше роль обратного излучения от свода.

Для определения размера плоской поверхности H_{λ} , эквивалентной по количеству поглощенного тепла пучку радиантных труб, а также для нахождения степени неравномерности тепла, поглощаемого различными

участками труб, удобно пользоваться графиком, составленным Хоттелем (рис. XXI-5), где по оси абсцисс отложено отношение m расстояния между центрами труб к диаметру трубы, т.е. расстояние между осями двух смежных труб, выраженное числом диаметров труб. По оси ординат отложен *фактор формы* K , показывающий отношение количества тепла, поглощенного пучком радиантных труб, к количеству тепла, поглощенного при прочих равных условиях плоской поверхностью, который по значению равен заэкранированной поверхности кладки. Так, если фактор формы $K = 0,88$, то данный пучок радиантных труб поглощает 88 % количества тепла, которое при тех же условиях поглотила бы заэкранированная поверхность кладки.

Каждая из шести кривых (см. рис. XXI-5) представляет зависимость фактора формы K от расстояния между центрами труб и числа рядов труб при прямом излучении топки, обратном излучении свода и суммарном излучении.

В табл. XXI.1 приведены значения фактора формы K , определенные по графику Хоттеля при расстоянии между осями труб, равном $2d$.

Данные этой таблицы позволяют сделать следующие выводы:

1. Двухрядный экран поглощает тепла в $0,98:0,88 = 1,11$ раза больше, чем однорядный экран, при этом поверхность радиантных труб увеличивается почти в 2 раза.

Вследствие высокой стоимости труб в общей стоимости печи размещение радиантных труб в два ряда при одностороннем облучении нецелесообразно. Такое расположение радиантных труб оправдывается только в отдельных случаях.

2. При размещении радиантных труб в два ряда поглощенное тепло неравномерно распределяется между верхним и нижним рядами труб. Доля тепла, поглощенного верхним и нижним рядами труб в отдельности, по отношению к количеству тепла, поглощенного обоими рядами, соответственно составит:

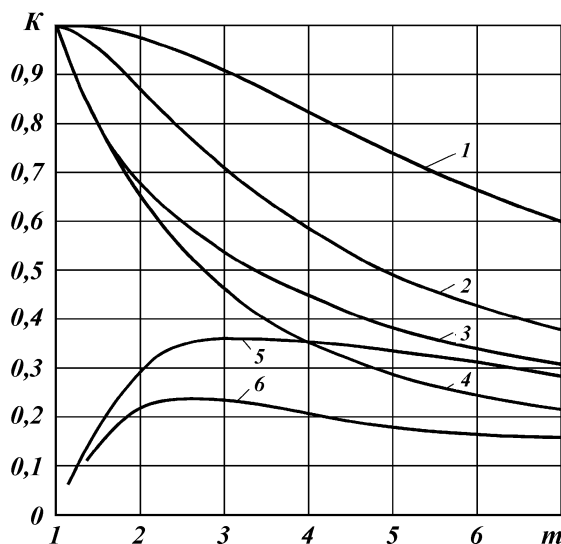


Рис. XXI-5. График Хоттеля для определения фактора формы K :

1 — общее количество тепла, передаваемого двум рядам; 2 — то же, одному ряду (всего один ряд); 3 — количество тепла, передаваемое нижнему ряду (всего два ряда); 4 — прямое излучение, передаваемое нижнему ряду; 5 — общее количество тепла, передаваемого верхнему ряду (всего два ряда); 6 — прямое излучение, передаваемое верхнему ряду (всего два ряда)

Значение фактора формы α

Трубы, поглощающие тепло	K при различном размещении труб		Примечание и по- зиции соответствую- ющих кривых (см. рис. XXI-5)
	в один ряд	в два ряда	
Нижний ряд: прямое излучение из топки и обратное излучение свода	0,88	0,68	3 и 2
прямое излучение из топочного пространства	0,66	0,66	4
излучение свода	0,22	0,02	По разности двух предыдущих значений
Верхний ряд: излучение из топки		0,22	6
излучение из топки и свода		0,30	5
излучение свода		0,08	По разности
Все ряды: прямое и обратное излучение	0,88	0,98	1 и 2

для нижнего ряда $\frac{0,68}{0,98} \cdot 100 = 69,4 \%$;

для верхнего ряда $\frac{0,30}{0,98} \cdot 100 = 30,6 \%$.

Таким образом, нижний ряд труб поглощает тепла в $0,68:0,30 = 2,27$ раза больше, чем верхний. Эту неравномерность поглощения тепла необходимо учитывать при размещении труб в два ряда.

Располагая значением фактора формы K , можно определить эквивалентную плоскую поверхность H_λ . Выше было отмечено, что фактор формы K равен отношению количества тепла, поглощенного пучком радиантных труб, к количеству тепла, поглощенному заэкранированной поверхностью кладки при тех же условиях. Отношение количеств тепла может быть заменено отношением поверхностей, т. е.

$$K = H_\lambda / H,$$

где H_λ — эквивалентная плоская поверхность; H — заэкранированная поверхность кладки.

Отсюда следует, что

$$H_\lambda = KH.$$

При двустороннем облучении радиантных труб значение фактора формы K также может быть оценено с помощью графика Хоттеля. Так, при двухрядном экране для ближайшего к форсунке ряда $K_1 = 0,66$, для второго ряда $K_2 = 0,22$, а с учетом освещенности с двух сторон $K = 2(0,66 + 0,22) = 1,76$.

Таким образом, при сравнении двустороннего освещения с односторонним (размещение труб у стен) двухрядный экран обеспечивает в $1,76 : 0,98 = 1,8$ раза большую передачу тепла.

Двустороннее облучение однорядного экрана дает фактор формы $K = 2 \cdot 0,66 = 1,32$.

При двустороннем облучении двухрядное расположение труб дает увеличение количества поглощенного тепла в $1,76:1,32 = 1,33$ раза по сравнению с однорядным, хотя число труб различается в 2 раза.

Еще раз отметим, что приведенные выше цифры справедливы, когда расстояние между осями труб равно $2d$, при другом размещении труб численные значения фактора формы несколько изменяются (см. рис. XXI-5).

1. НИ 1 А1 УА 0Е1 У 1 АхАЕ

В промышленности применяется большое число различных конструкций и типоразмеров трубчатых печей. При выборе печи в основном следует учитывать вид топлива (газовое или комбинированное); требование технологического процесса к расположению труб камеры радиации (горизонтальное или вертикальное); необходимость дифференциального подвода тепла к трубам камеры радиации; количество регулируемых потоков; время пребывания продукта в печи или камере радиации. В настоящем кратком обзоре нет необходимости характеризовать печи всех известных типов. Рассмотрим только печи основных типов, имеющих широкое распространение.

На действующих установках нефтегазопереработки широко распространены шатровые печи и печи беспламенного горения, которые в настоящее время отнесены к печам устаревшей конструкции.

Шатровые печи (рис. XXI-6), имеющие две камеры радиации с наклонным сводом и одну камеру конвекции, расположенную в центре печи, применяются на установках АВТ производительностью 1,5–3,0 млн. т/год. Нагреваемое сырье поступает в конвекционную камеру и двумя потоками проходит через трубы. В печи имеются муфели, в которых размещаются форсунки. Горение топлива практически завершается в муфельном канале, и в топку поступают раскаленные продукты сгорания. Двухскатные печи шатрового типа имеют серьезные недостатки: они громоздки, металлоемки, КПД их не превышает 0,74, теплонапряженность камер низкая, дымовые газы покидают конвекционную камеру при сравнительно высокой температуре (450–500 °С).

В 60-е годы на АВТ и других технологических установках начали широко применяться печи беспламенного горения с излучающими стенками (рис. XXI-7). беспламенные панельные горелки 1 расположены пятью рядами в каждой фронтальной стене камеры радиации. Каждый горизонтальный ряд имеет индивидуальный газовый коллектор, что создает возможность независимого регулирования теплопроизводительности горелок одного ряда и теплопередачи к соответствующему участку радиантного экрана 2. Существует пять типов печей с излучающими стенками, тепловая мощность которых изменяется от 8,9 до 26,7 МВт. Конструктивно печи отличаются между собой в основном длиной труб, которая в зависимости от тепловой мощности изменяется от 6 до 18 м. Дымовые трубы печей расположены в верхней части, дымовые газы направляются снизу вверх. Печи работают на газообразном топливе, причем газы должны иметь постоянный углеводородный состав, что является серьезным недостатком печей.

В печи предусмотрена возможность работы на резервном жидком и газовом (газ, содержащий конденсат) топливе. Для этого в поду камеры

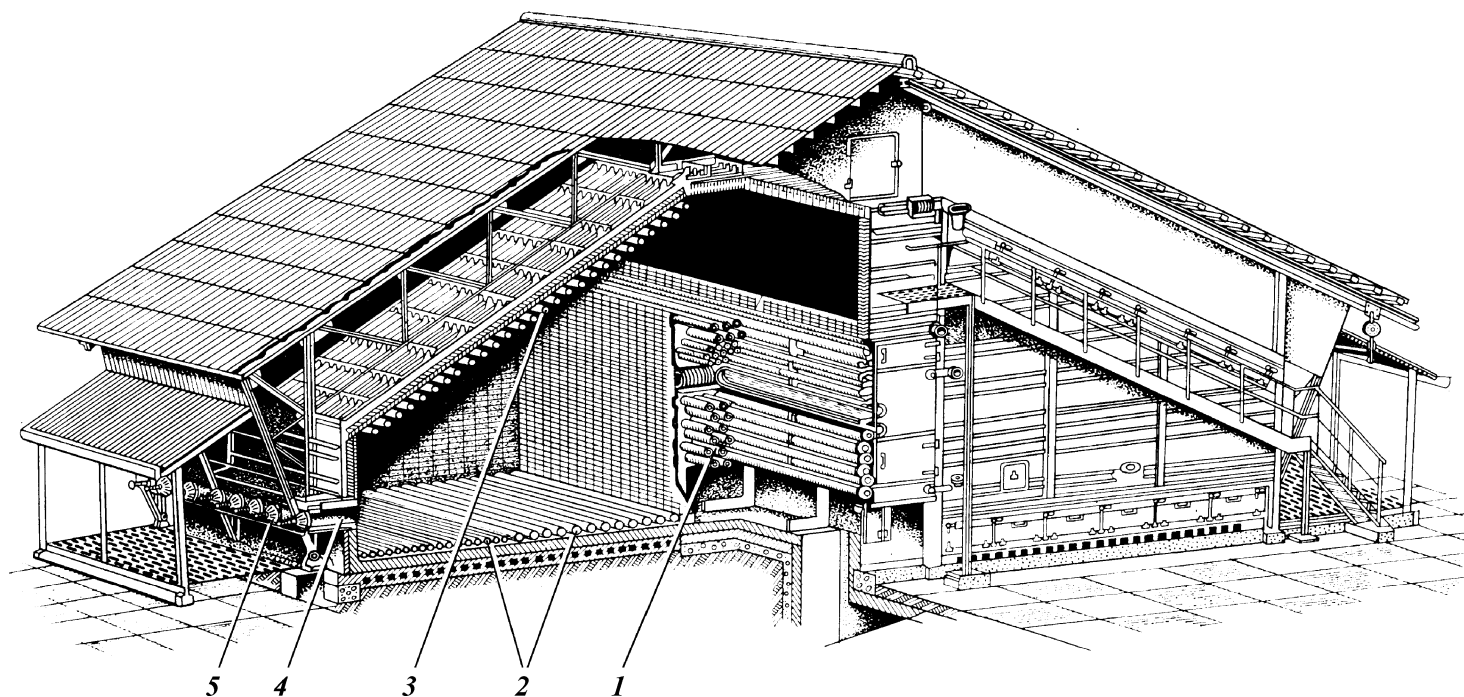


Рис. XXI-6. Схема двухкамерной печи с наклонным сводом:

1 — конвекционная камера; 2 — подовый экран радиантной камеры; 3 — потолочный экран радиантной камеры; 4 — муфели; 5 — форсунки

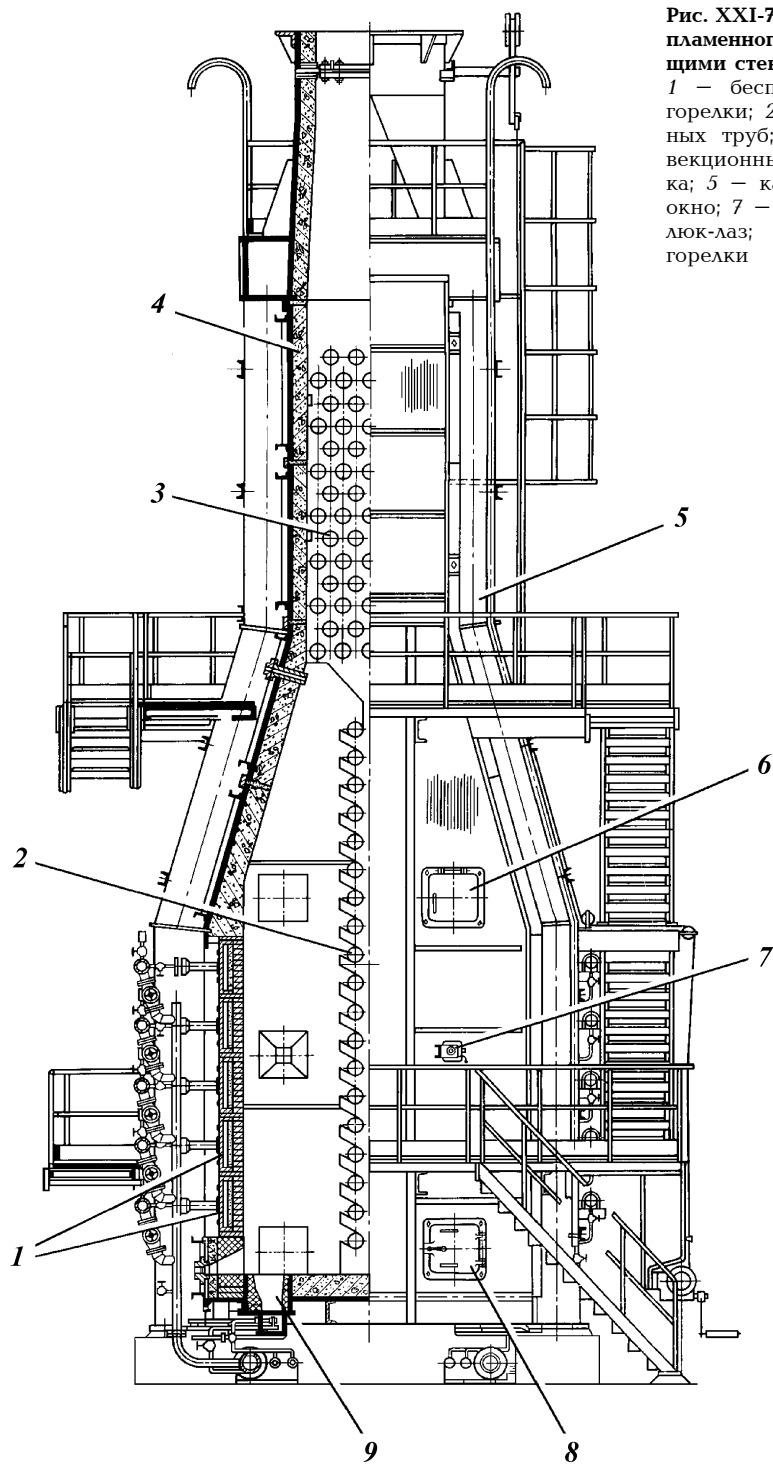


Рис. XXI-7. Трубчатая печь беспламенного горения с излучающими стенками:

1 — беспламенные панельные горелки; 2 — змеевик радиантных труб; 3 — змеевик конвекционных труб; 4 — футеровка; 5 — каркас; 6 — выхлопное окно; 7 — смотровое окно; 8 — люк-лаз; 9 — резервные горелки

радиации вдоль излучающих стен установлены резервные газомазутные горелки 9. Факелы этих горелок настилаются на поверхность панельных горелок и образуют сплошное зеркало излучения. При этом первичный воздух подается к горелкам в подду через регистры с шиберами, а вторичный — по высоте настила факела через смесители отключенных панельных горелок. Печи беспламенного горения компактны, малогабаритны.

В совершенствование и конструирование трубчатых печей нового типа, повышение их эффективности, типизацию и стандартизацию печного оборудования большой вклад сделан ВНИИнефтемашем, который создал и осуществил внедрение в промышленность трубчатых печей ряда типов, по которым издан каталог, позволяющий выбрать конструкцию и размеры типовой трубчатой печи для соответствующего технологического процесса.

При составлении каталога были приняты следующие условные обозначения: первая буква — конструктивное исполнение (Г — трубчатые печи с верхним отводом дымовых газов и горизонтальными радиантными трубами; В — трубчатые печи с верхним отводом дымовых газов и вертикальными радиантными трубами; Ц — цилиндрические трубчатые печи с верхней камерой конвекции; К — цилиндрические трубчатые печи с кольцевой камерой конвекции; С — секционные трубчатые печи); вторая буква — способ сжигания топлива (С — свободный факел; Н — настильный факел; Д — настильный факел с дифференциальным подводом воздуха по высоте факела). Цифра, стоящая после буквенного обозначения, означает число радиантных камер или секций, при отсутствии цифры печь однокамерная или односекционная.

Печи типа ГС — коробчатые с верхним отводом дымовых газов, горизонтальным расположением труб в радиантной и конвекционной камерах и свободного вертикального сжигания комбинированного топлива (рис. XXI-8). Горелки расположены в один ряд в подду печи. Обслуживание горелок производится с одной стороны печи, что позволяет устанавливать рядом две камеры радиации (рис. XXI-9, печи типа ГС2).

Печи типа ГС применяются на установках атмосферной и вакуумной перегонки нефти, вторичных процессов.

Печи типа ГС2 предпочтительны на установках замедленного коксования, крекинг-процессов, где требуется нагрев нефтепродуктов с низкими значениями теплонапряженности поверхности нагрева (29 кВт/м^2)

Печи типа ГН — коробчатые с верхним отводом дымовых газов, горизонтальным настенным или центральным трубным экраном и объемно-настильного сжигания комбинированного топлива (вариант I) или настильного сжигания газового топлива на фронтальные стены (вариант II).

При исполнении печи по варианту I горелки расположены в два ряда на фронтальных стенах под углом 45° (рис. XXI-10). По оси печи расположена настильная стена, на которую направлены горящие факелы. Печь ГН2 имеет две камеры радиации и применяется для процессов, требующих "мягкий" режим нагрева (установки замедленного коксования, крекинг-процессы).

По варианту II горелки расположены ярусами на фронтальных стенах, а двухрядный горизонтальный экран — по оси печи. Тепло к экранам передается от фронтальных стен, на которые настилаются факелы веерных горелок. Данный тип печи предназначен для реконструкции существующих печей беспламенного горения, а также в процессах средней производительности, обеспеченных газовым топливом, в том числе с большим процентом водорода.

Печи типа ВС — узкокамерные секционные с верхним отводом

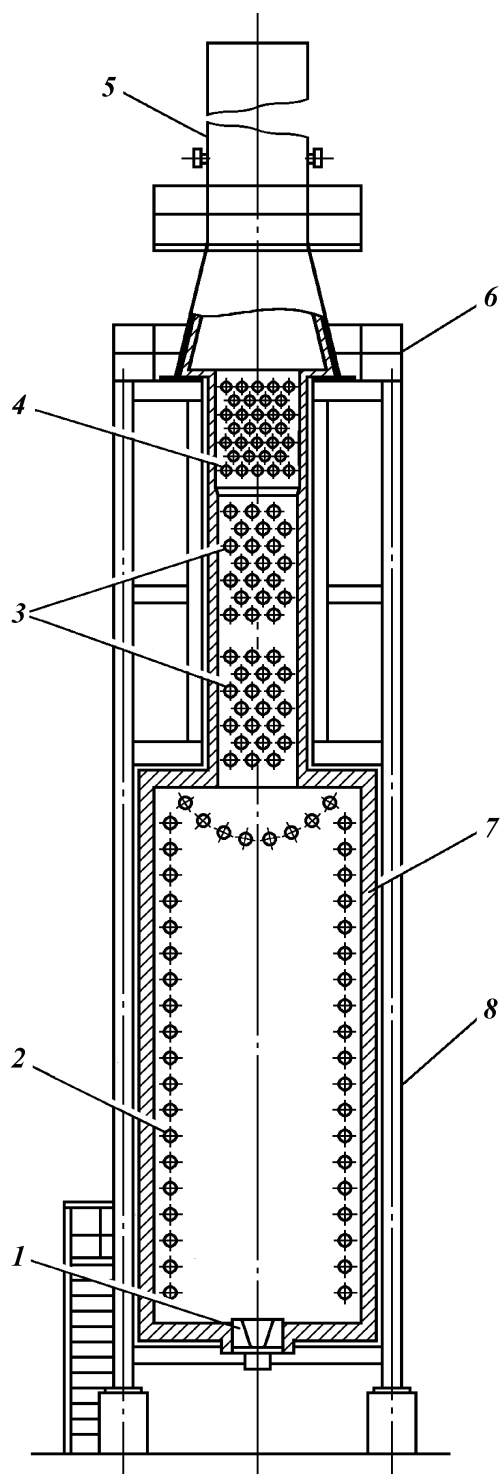
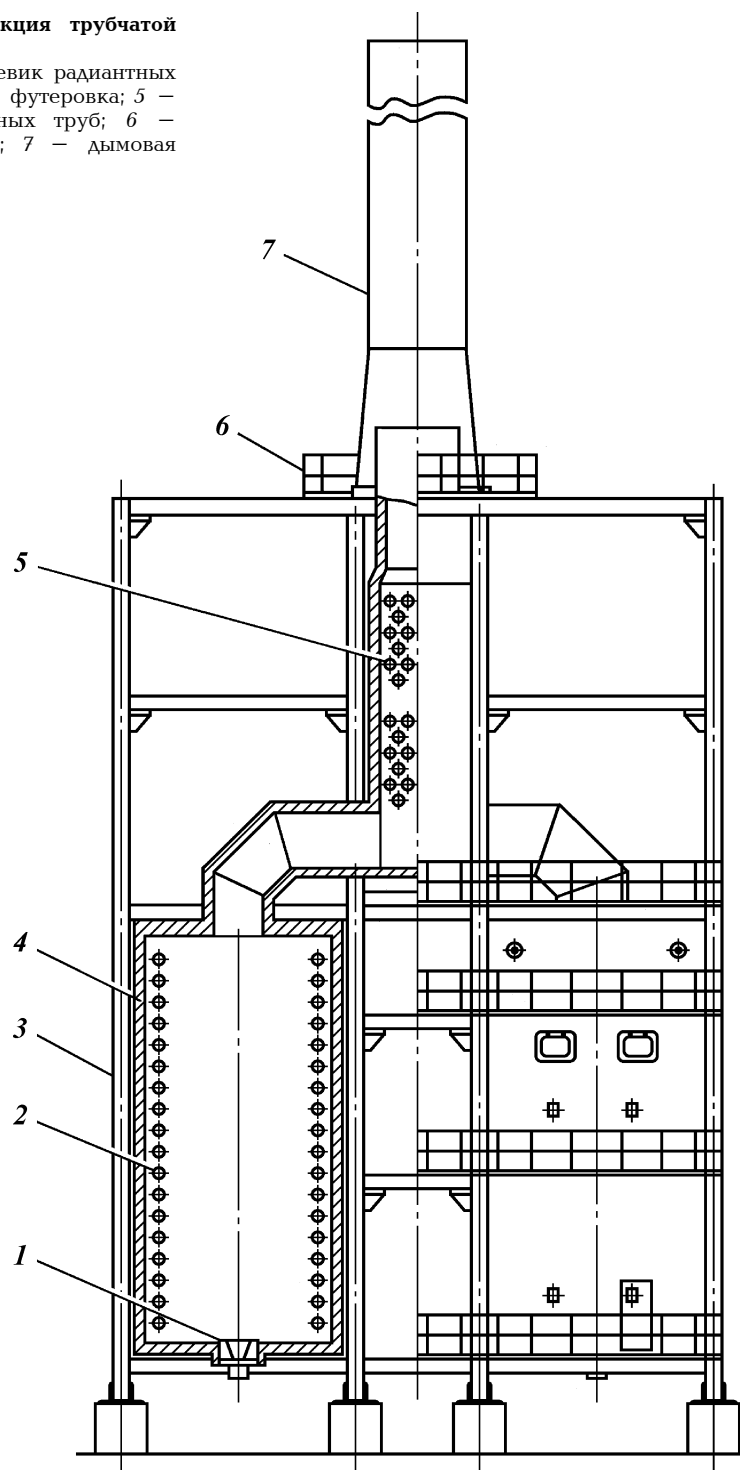


Рис. XXI-8. Схема трубчатой печи типа ГС:
 1 — горелка; 2 — змеевик радиантных труб;
 3 — змеевик конвекционных труб; 4 — воз-
 духоподогреватель; 5 — дымовая труба; 6 —
 лестничная площадка; 7 — футеровка; 8 —
 каркас

Рис. XXI-9. Конструкция трубчатой печи типа ГС2:

1 — горелка; 2 — змеевик радиантных труб; 3 — каркас; 4 — футеровка; 5 — змеевик конвекционных труб; 6 — лестничная площадка; 7 — дымовая труба



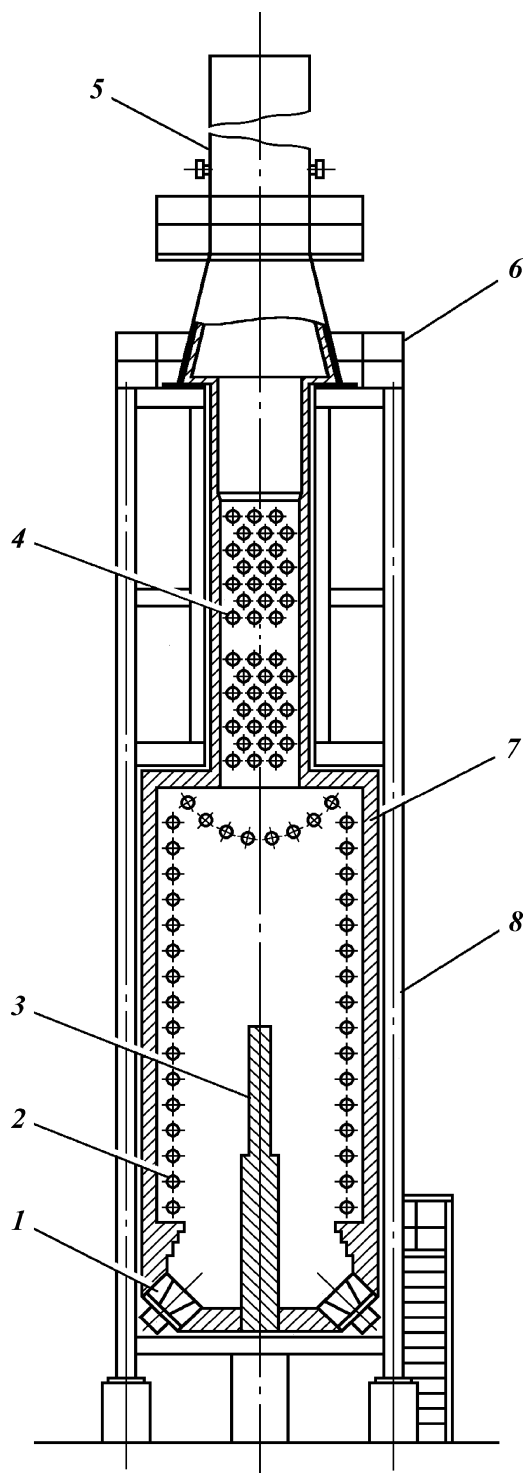
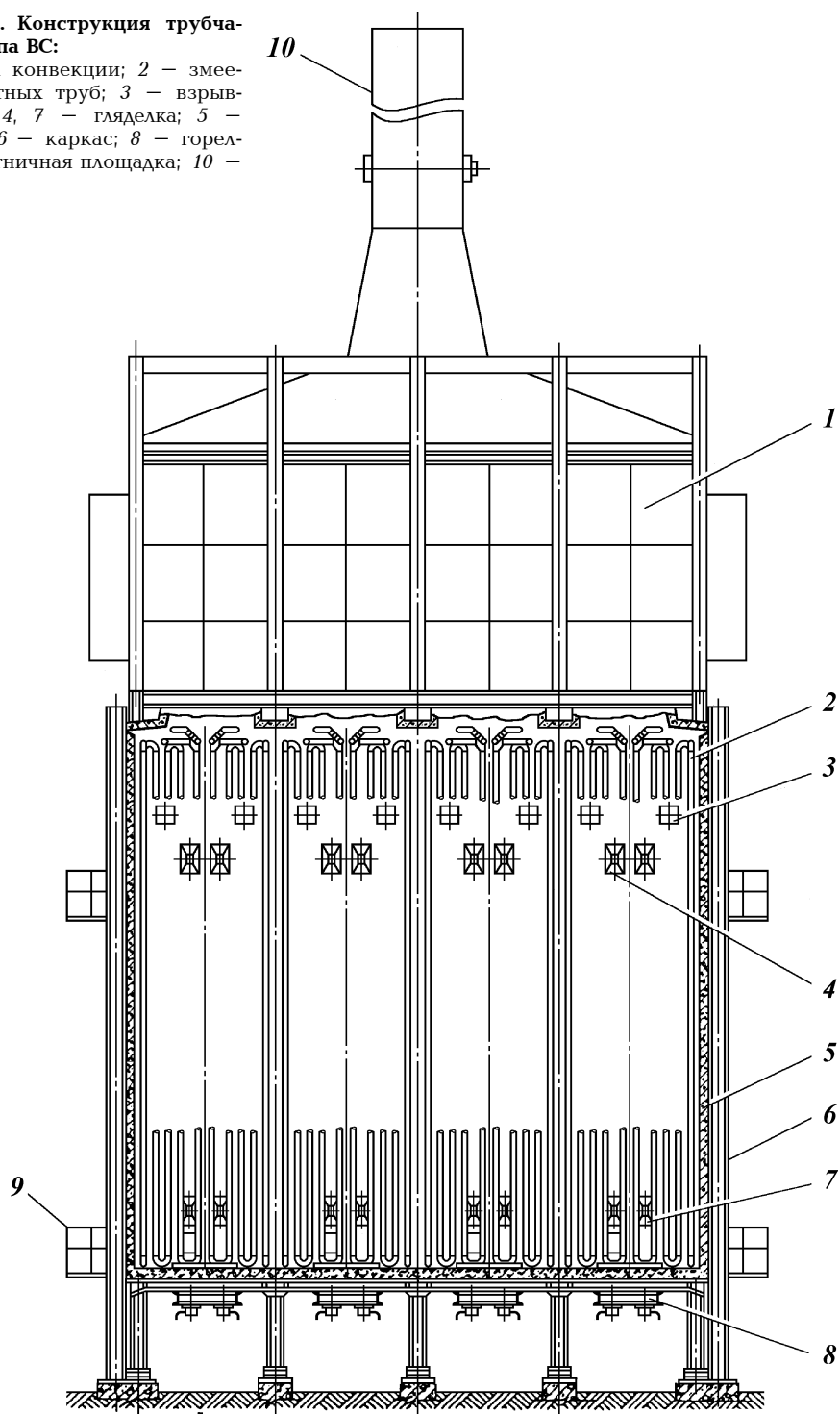


Рис. XXI-10. Схема трубчатой печи типа ГН:

1 — горелка; 2 — змеевик радиантных труб; 3 — настильная стенка; 4 — змеевик конвекционных труб; 5 — дымовая труба; 6 — лестничная площадка; 7 — футеровка; 8 — каркас

Рис. XXI-11. Конструкция трубчатой печи типа ВС:

1 — камера конвекции; 2 — змеевик радиантных труб; 3 — взрывное окно; 4, 7 — гляделка; 5 — футеровка; 6 — каркас; 8 — горелка; 9 — лестничная площадка; 10 — дымовая



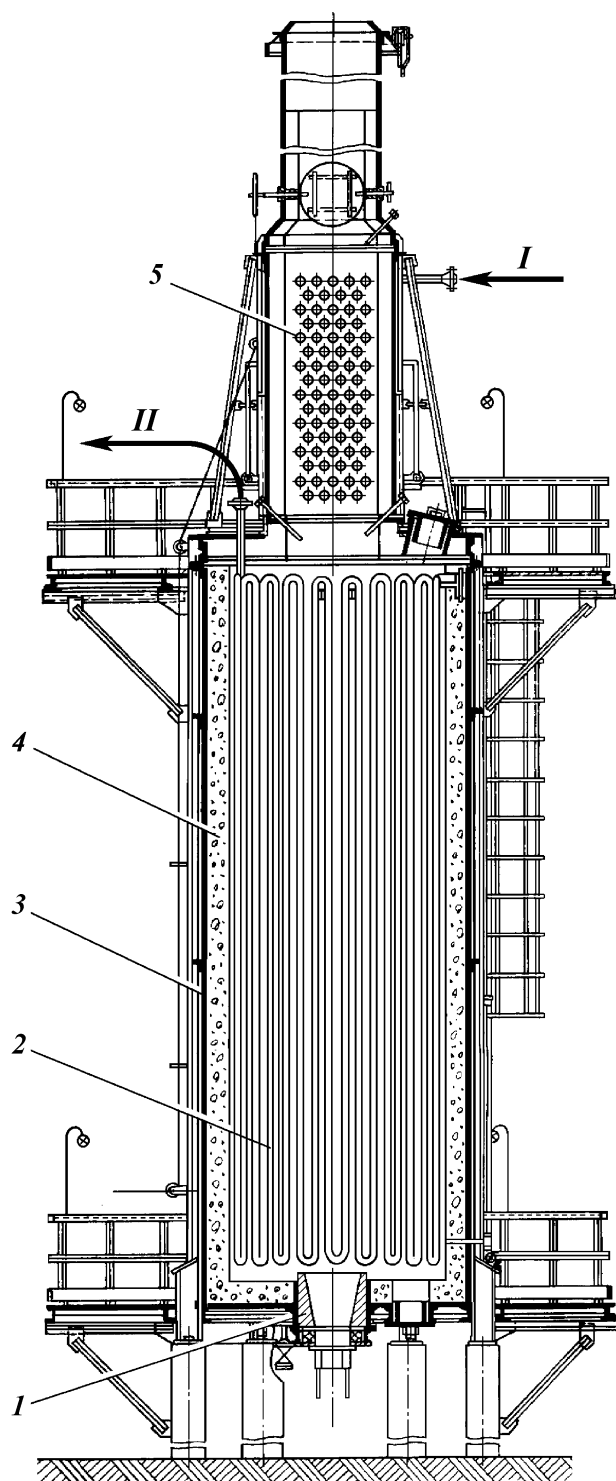


Рис. XXI-12. Конструкция трубчатой печи типа ЦС:

1 — горелка; 2 — змеевик радиантных труб; 3 — каркас; 4 — футеровка; 5 — змеевик конвекционных труб. Поток: I — продукт на входе; II — продукт на выходе

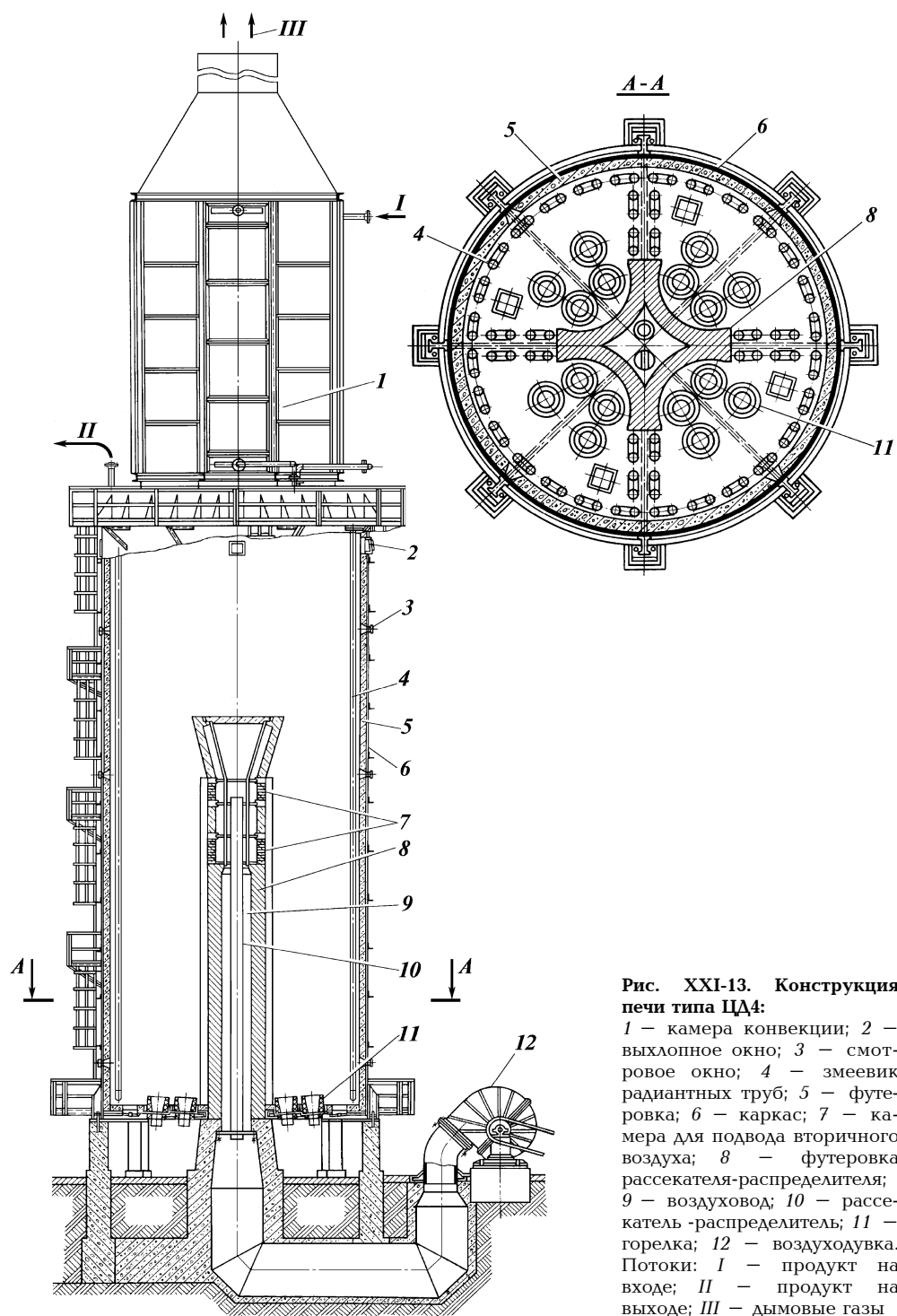
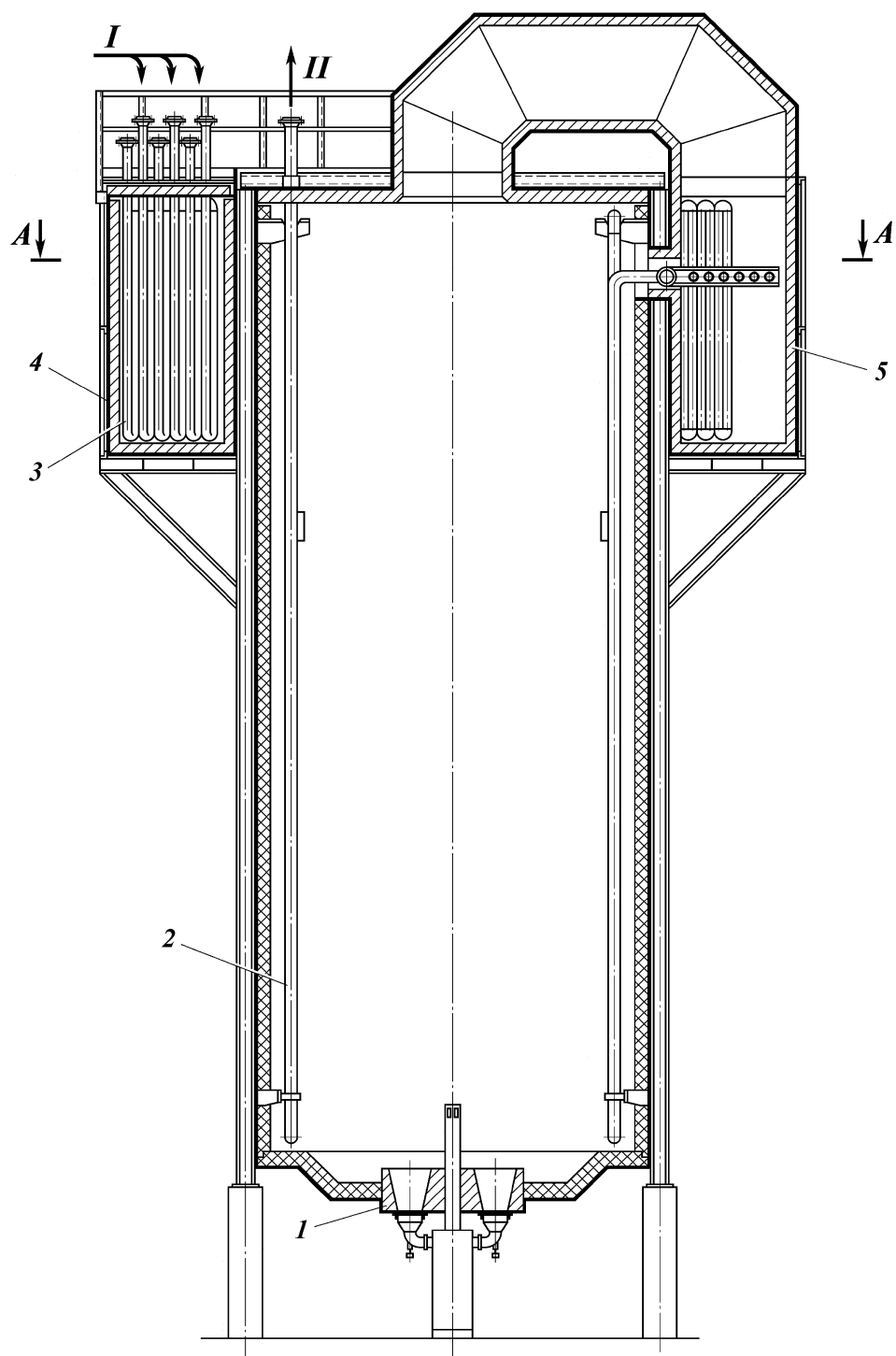


Рис. XXI-13. Конструкция печи типа ЦД4:

1 — камера конвекции; 2 — выхлопное окно; 3 — смотровое окно; 4 — змеевик радиантных труб; 5 — футеровка; 6 — каркас; 7 — камера для подвода вторичного воздуха; 8 — футеровка рассекающего-распределителя; 9 — воздуховод; 10 — рассекающий-распределитель; 11 — горелка; 12 — воздуходувка. Потоки: I — продукт на входе; II — продукт на выходе; III — дымовые газы



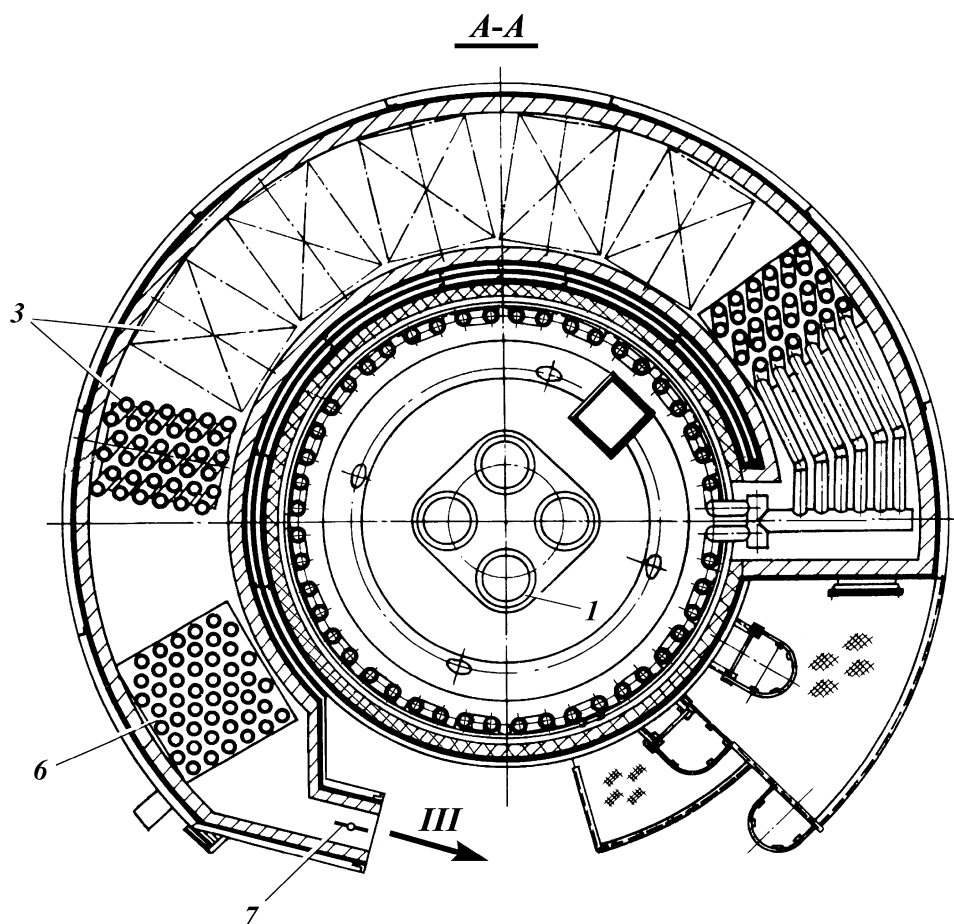


Рис. XXI-14. Конструкция печи типа КС:

1 — горелка; 2 — змеевик радиантных труб; 3 — змеевик конвекционных труб; 4 — каркас; 5 — футеровка; 6 — воздухоподогреватель; 7 — шибер. Потoki: I — продукт на входе; II — продукт на выходе; III — дымовые газы

дымовых газов и вертикальными трубами змеевика (рис. XXI-11). Производительность каждой секции 10–17 МВт. Вертикальные трубы радиантного змеевика расположены у всех четырех стен камеры. Газомазутные горелки расположены в поду камеры, обслуживание горелок с двух сторон. Предусмотрены четыре типоразмера этих печей, каждый типоразмер отличается количеством одинаковых камер радиации.

Над камерой радиации расположена камера конвекции прямоугольного сечения с горизонтальными гладкими трубами. У многосекционных трубчатых печей камеры радиации отдельных секций объединены в общем корпусе. Смежные секции отделены одна от другой двумя рядами труб радиантного змеевика двустороннего облучения. В крайних секциях у стен радиантные трубы размещены в один ряд.

Печи типа ВС установлены на установках ЛК-6-У, применяют на установках АТ, вторичной переработки и т.д.

Печи типа СС — секционные с горизонтально расположенным змеевиком, отдельно стоящей конвекционной камерой, встроенным воздухоподогревателем и свободного вертикально-факельного сжигания топлива. Трубный змеевик каждой секции состоит из двух или трех транспортабельных пакетов заводского изготовления. Змеевик каждой секции самонесущий и устанавливается непосредственно на поду печи.

Печи типа ЦС — цилиндрические с пристенным расположением труб змеевика в одной камере радиации и свободного вертикально-факельного сжигания комбинированного топлива. Печи выполняются в двух вариантах: без камеры конвекции и с камерой конвекции (рис. XXI-12).

Цилиндрическая камера радиации установлена на столбчатом фундаменте для удобства обслуживания газовых горелок, размещенных в поду печи. Радиантный змеевик собран из вертикальных труб на приваренных калачах; в центре пода печи установлена газомазутная горелка. Змеевики упираются на под печи, вход и выход продукта осуществляется сверху.

Печь типа ЦД4, продольный разрез которой показан на рис. XXI-13, является радиантно-конвекционной, у которой по оси камеры радиации имеется рассекатель-распределитель в виде пирамиды с вогнутыми гранями, представляющими собой настильные стены для факелов горелок, установленных в поду печи.

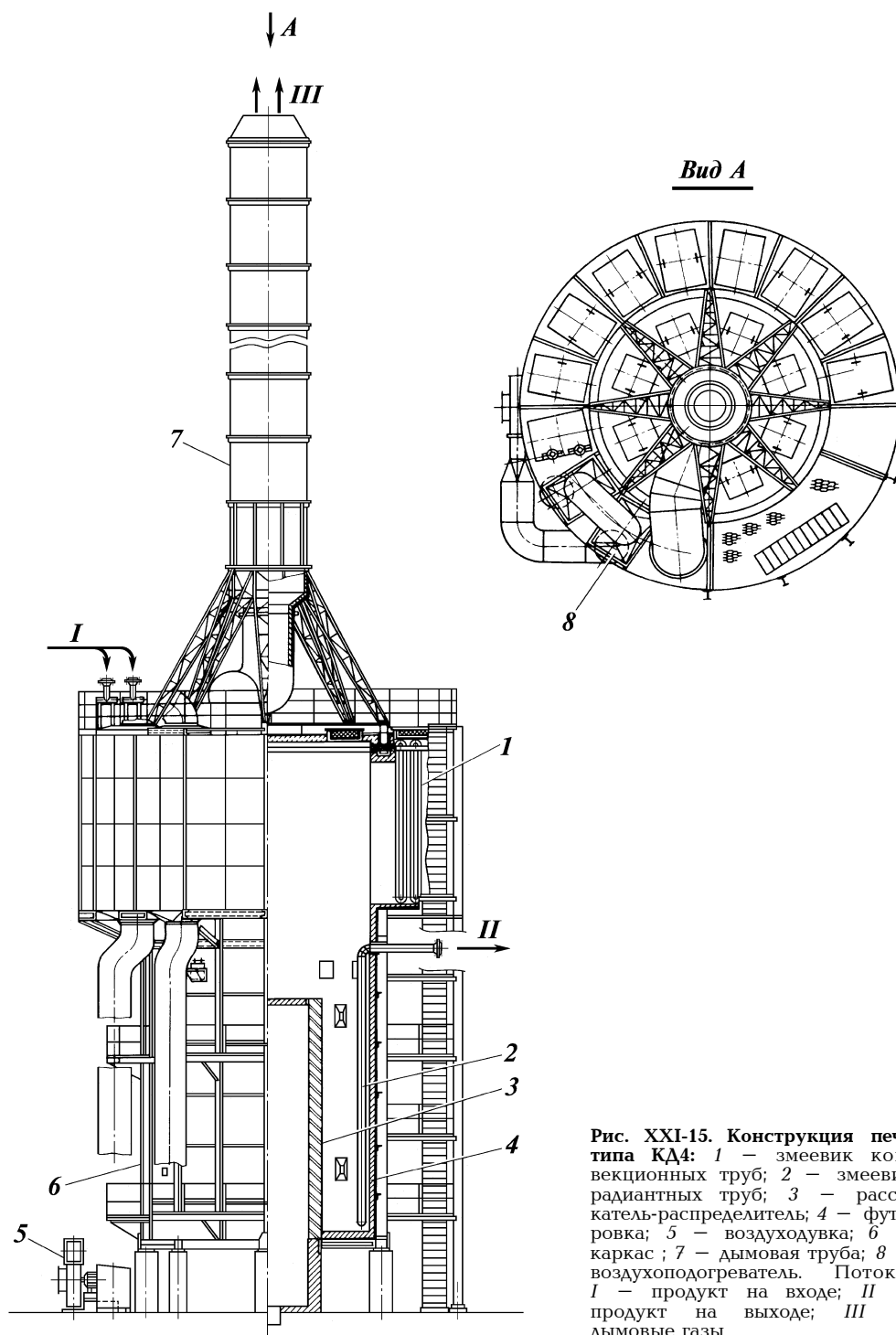
Рассекатель-распределитель разбивает камеру радиации на несколько независимых зон теплообмена (см. рис. XXI-13, их четыре) с целью возможной регулировки теплонапряженности по длине радиантного змеевика. Внутренняя полость каркаса рассекателя разбита на отдельные воздухопроводы; в кладке грани рассекателя по высоте грани есть каналы прямоугольного сечения для подвода вторичного воздуха к настильному факелу каждой грани. Каждый воздухопровод оснащен поворотным шибером, управляемым с площадки обслуживания.

В кладке граней рассекателя на двух ярусах по высоте граней расположены каналы прямоугольного сечения для подвода вторичного воздуха из воздухопроводов к настильному факелу каждой грани. Изменяя подачу воздуха через каналы, можно регулировать степень выгорания топлива в настильном факеле, что позволяет выравнивать теплонапряженность по высоте труб в камере радиации.

Радиантный подвесной змеевик состоит из труб, расположенных у стен цилиндрической камеры. Настенные радиантные трубы размещены в один ряд и имеют одностороннее облучение, а радиальные с двусторонним облучением размещены в два ряда.

Печи типа КС — цилиндрические с кольцевой камерой конвекции, встроенным воздухоподогревателем, вертикальными трубными змеевиками в камерах радиации и конвекции и свободного вертикально-факельного сжигания топлива (рис. XXI-14). Комбинированные горелки расположены в поду печи. На стенах камеры радиации установлен одно- или двухрядный настенный трубный экран. Конвективный змеевик так же, как и воздухоподогреватель, набирают секциями и располагают в кольцевой камере конвекции, установленной соосно с цилиндрической радиантной камерой.

Печи типа КД4 — цилиндрические четырехсекционные с кольцевой камерой конвекции, встроенным воздухоподогревателем, дифференциальным подводом воздуха по высоте факела, вертикальным расположением



змеевика радиантных и конвекционных труб, настильным сжиганием комбинированного топлива.

Печи выполняются в двух конструктивных исполнениях: с дымовой трубой, установленной на печи (рис. XXI-15) или стоящей отдельно.

Дутьевые комбинированные горелки расположены в поду печи. Оси горелок наклонены в сторону рассекателя-распределителя, установленного в центре печи.

Рассекатель изготовлен в виде пирамиды с вогнутыми гранями, представляющими собой настильные стены для факелов горелок каждой камеры радиации. Рассекатель выполняет следующие функции: делит объем радиантной камеры на четыре автономные зоны теплообмена, что позволяет осуществлять дифференцированный подвод тепла по длине радиантного змеевика; является поверхностью настила факелов горелок, которые имеют стабильную толщину, что позволяет приблизить трубные экраны к горелкам и сократить объем камеры.

В печи осуществляется двухстадийное сжигание топлива. Первичный воздух (около 70 % объема) подается принудительно к горелкам, а остальное количество — по высоте настила, для чего в кладке граней расположены каналы прямоугольного сечения, а в каркасе рассекателя — отдельные воздухопроводы, количество которых вдвое превышает количество граней. Каждый воздухопровод оснащен поворотным шибером. Двухстадийное сжигание топлива дает возможность растянуть факелы по высоте граней и повысить равномерность излучения по высоте радиантных труб.

Конвективный змеевик, как и воздухоподогреватель, набирают секциями и размещают в кольцевой камере конвекции, расположенной соосно с цилиндрической радиантной камерой.

Важнейшие расчеты трубчатой печи

Важнейшей частью расчета трубчатой печи является определение размеров радиантной поверхности и количества поглощаемого ею тепла, а для типовых печей с известной поверхностью радиантных труб — определение количества поглощаемого тепла и важнейших тепловых показателей: теплонапряженности поверхности нагрева, температуры газов, покидающих топку и др.

Радиантные трубы поглощают тепло, излучаемое факелом, стенками кладки и потоком трехатомных дымовых газов, и воспринимают некоторое количество тепла путем свободной конвекции.

Теплообмен, происходящий в топочной камере, сложен, что обуславливает и сложность расчета.

В соответствии с законом Стефана — Больцмана количество тепла, переданного излучением, в общем виде может быть выражено уравнением:

$$Q_{р.л} = C\varphi H \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{\theta}{100} \right)^4 \right],$$

где C — коэффициент взаимного излучения; φ — угловой коэффициент, зависящий от размеров топки и взаимного расположения излучающей и поглощающей поверхностей; H — поверхность теплообмена, м²; T —

температура излучающей поверхности, К; θ — температура лучепоглощающей поверхности, К.

Коэффициент φ показывает, какая часть излучаемого тепла поглощается данной лучепоглощающей поверхностью. Этот коэффициент учитывает не только взаимное расположение излучающей и поглощающей поверхностей, но и интенсивность лучей, значение которой в соответствии с законом Ламберта меняется в зависимости от угла падения лучей на поглощающую поверхность. Использование этого уравнения связано с большими трудностями вследствие того, что температура различных участков источника излучения (факел, части стенок кладки) и потока дымовых газов меняется в широких пределах.

В этом уравнении следует принимать такое среднее значение температуры излучающей поверхности T , которое будет соответствовать количеству тепла, передаваемого в реальных условиях. Причем даже небольшая неточность в определении среднего значения величины T приводит к значительным погрешностям в определении количества переданного тепла, так как величина T входит в уравнение в четвертой степени.

Для трубчатых печей температура лучепоглощающей поверхности θ также является переменной. Однако температура различных участков по длине радиантных труб изменяется сравнительно мало ($100 - 150$ °С); кроме того, величина $(\theta/100)^4$ значительно меньше величины $(T/100)^4$, поэтому неточность в определении среднего значения θ меньше сказывается на результатах расчета.

Не меньшую сложность представляет определение коэффициента φ , так как его значение для различных точек излучающей поверхности различно и, следовательно, требуется определить среднее значение коэффициента φ для всех элементов излучающей поверхности.

Процессы теплообмена в промышленных топках очень сложны, поэтому нет единого общепринятого метода теплового расчета трубчатых печей.

Существующие методы расчета можно разбить на эмпирические и аналитические.

Эмпирические методы, основанные на обобщении экспериментальных данных, имели широкое распространение вследствие простоты расчета и удовлетворительной сходимости с данными практики. Однако они применимы только для строго определенных условий.

Аналитические методы расчета отличаются сложностью, но поскольку базируются на основных законах теплообмена, то их можно применять в более широких пределах. Они обеспечивают вполне удовлетворительную сходимость с данными практики.

При расчете теплопередачи в камере радиации определяются следующие величины: 1) количество тепла, переданного радиантным трубам, Q_p ; 2) поверхность радиантных труб H_p , обеспечивающая поглощение такого количества тепла; 3) температура дымовых газов $T_{\text{п}}$, покидающих камеру радиации, и теплонапряженность радиантных труб q_p . Все эти величины взаимосвязаны, поэтому выбор одной или двух величин при данных условиях определяет остальные.

При расчете теплопередачи радиантной поверхности пользуются понятием коэффициента прямой отдачи μ . Под этой величиной подразумевают отношение количества тепла, воспринимаемого радиант-

ными трубами, к количеству тепла, полезно выделенному в топочном пространстве при сгорании топлива:

$$\mu = \frac{Q_p}{BQ_p^n \eta_r},$$

где η_r — коэффициент полезного действия топки, учитывающий потери тепла в окружающую среду стенками топочной камеры, а также потери тепла от химического и механического недожога топлива.

Значение коэффициента прямой отдачи трубчатых печей находится в пределах 0,4–0,6, т.е. 40–60 % всего тепла, полезно выделенного при сгорании топлива, поглощается радиантными трубами.

С увеличением температуры дымовых газов T_n , покидающих топочную камеру, уменьшаются количество тепла, передаваемого радиантным трубам, коэффициент прямой отдачи и увеличивается теплонапряженность поверхности нагрева, что связано с более эффективной передачей тепла излучением.

Графическая зависимость, показывающая (для некоторого частного случая) степень изменения теплонапряженности поверхности нагрева при изменении температуры дымовых газов, покидающих топку, в пределах 1000–1200 К, приведена на рис. XXI-16.

Из графика следует, что если при температуре $T_n = 1000$ К теплонапряженность составляет 21,6 кВт/м², то при повышении этой температуры до 1100 К теплонапряженность возрастает до 31,3 кВт/м², т.е. в 1,45 раза, а повышение температуры дымовых газов до 1200 К приводит к повышению теплонапряженности до 45,5 кВт/м².

Приведенные цифры иллюстрируют некоторый частный случай, но закономерность взаимосвязи между этими величинами является общей и характерной, поэтому обоснованный выбор подобных тепловых параметров режима печи является важной составной частью расчета.

Анализ известных аналитических методов расчета, а также накопленный опыт проектирования трубчатых печей и сопоставление данных расчета с показателями работы ряда действующих трубчатых печей свидетельствуют о том, что аналитический метод расчета, разработанный проф. Н. И. Белоконом, дает хорошую сходимость с данными практики. Перейдем к изложению этого метода расчета.

Рассматриваемый метод основан на совместном решении уравнений теплового баланса и теплопередачи в топке печи. В соответствии с

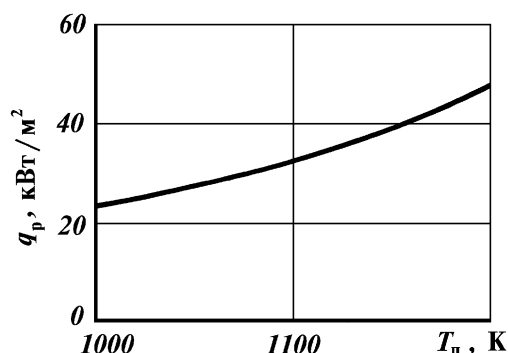


Рис. XXI-16. Зависимость теплонапряженности поверхности нагрева от температуры газов, покидающих топку

законом сохранения энергии тепловой баланс топки может быть представлен следующим уравнением:

$$BQ_p^H \eta_T = BGC_{pm}(T_{II} - T_0) + Q_p, \quad (XXI.4)$$

где G — количество продуктов сгорания 1 кг топлива, кг/кг; C_{pm} — средняя теплоемкость продуктов сгорания в пределах температур T_0 и T_{II} , кДж/(кг·К); T_0 — приведенная температура исходной системы, К.

Величина T_0 определяется по уравнению

$$T_0 = \frac{\alpha L_0 C_v t_v + W_\phi H_\phi + C_T t_T}{GC_{pm}} + 273$$

где C_v — средняя теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К); t_v — температура воздуха, поступающего в топку, °С; W_ϕ — расход пара для распыливания топлива, кг/кг; H_ϕ — энтальпия водяного пара, равная произведению теплоемкости на температуру, кДж/кг; C_T и t_T — соответственно теплоемкость топлива, кДж/(кг·К), и его температура, °С.

Под *приведенной температурой системы* подразумевается температура, которую имела бы смесь топлива, воздуха и водяного пара после смешения этих потоков в топке печи до выделения теплоты сгорания топлива. Следовательно, в результате сгорания топлива температура системы возрастает от этого начального значения T_0 .

Уравнение теплового баланса топки построено на базе предположения о том, что тепло, полезно выделенное в печи при сгорании топлива, передается радиантным трубам Q_p , а остальная его часть $BGC_{pm}(T_{II} - T_0)$ уносится с дымовыми газами в камеру конвекции.

При отсутствии теплопередачи в топке, когда $Q_p = 0$, уравнение теплового баланса имеет вид:

$$BQ_p^H \eta_T = BGC_{pm}(T_{\max} - T_0), \quad (XXI.5)$$

где T_{\max} — максимальная расчетная температура горения, т. е. температура, которую имели бы дымовые газы при отсутствии передачи тепла радиантным трубам. При этом полезное тепло, выделенное при сгорании топлива, расходуется только на нагрев дымовых газов от T_0 до T_{\max} .

Из уравнения (XXI.5) получим

$$T_{\max} = T_0 + \frac{Q_p^H \eta_T}{GC_{pm}}.$$

При определении максимальной расчетной температуры горения для упрощения приняты средние значения теплоемкостей продуктов сгорания в интервале температур от T_0 до T_{II} . В действительности средняя теплоемкость должна быть вычислена в интервале от T_0 до T_{\max} , поэтому в связи с большим значением теплоемкости максимальная температура горения в топке будет несколько меньше расчетной. Такое допущение не влияет на точность решения уравнения теплового баланса.

Ранее отмечалось, что основную часть тепла радиантные трубы воспринимают радиацией и лишь небольшую часть — свободной конвекцией, т.е.

$$Q_p = Q_{p, \text{р.л}} + Q_{p, \text{р.к}}.$$

Количество тепла $Q_{p.l}$ определяется по уравнению Стефана — Больцмана, для пользования которым необходимо знать температуру излучающей и поглощающей поверхностей, а также значение поверхности теплообмена.

При создании своего метода проф. Н.И. Белокопф исходил из предположения, что основным теплоизлучающим источником являются дымовые газы. Вследствие большой поглощающей способности дымовых газов при расчете прямой отдачи за температуру излучающего источника автор принимал температуру дымовых газов, покидающих топку. Им также было введено понятие об *эквивалентной абсолютно черной поверхности*, т.е. такой поверхности, излучение которой на радиантные трубы при температуре дымовых газов, покидающих топку, равно всему прямому и отраженному излучению в топке. В этом методе все излучающие источники (факел, кладка, дымовые газы), имеющие различную температуру, заменены излучающей абсолютно черной поверхностью, температура которой равна температуре дымовых газов, покидающих топку. Излучением такой условной поверхности при этой температуре передается такое же количество тепла, как и в реальной топке.

Таким образом, количество тепла, переданного излучением радиантным трубам, определится из уравнения

$$Q_{p.l} = C_s H_s \left[\left(\frac{T_{\Pi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{\theta}{100} \right)^4 \right], \quad (XXI.6)$$

где C_s — постоянная излучения абсолютно черного тела, равная 5,67 Вт/(м²·К⁴); H_s — эквивалентная абсолютно черная поверхность, м²; T_{Π} — температура газов, покидающих топку, К; θ — средняя температура наружной поверхности радиантных труб, К.

Тепло, воспринимаемое радиантными трубами свободной конвекцией, определяется по уравнению

$$Q_{p.k} = \alpha_k H_p (T_{\Pi} - \theta), \quad (XXI.7)$$

где α_k — коэффициент теплоотдачи свободной конвекцией от дымовых газов к радиантным трубам.

Подставляя в уравнение (XXI.4) значения $Q_{p.l}$ и $Q_{p.k}$ из уравнений (XXI.6) и (XXI.7), получаем уравнение теплового баланса топки в следующем виде:

$$BQ_p^H \eta_T = BGC_{pm} (T_{\Pi} - T_0) + C_s H_s \left[\left(\frac{T_{\Pi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{\theta}{100} \right)^4 \right] + \alpha_k H_p (T_{\Pi} - \theta). \quad (XXI.8)$$

Для закрытой неэкранированной топки в условиях полного отсутствия теплопередачи, когда все тепло расходуется на повышение температуры дымовых газов от T_0 до T_{\max} , уравнение теплового баланса имеет вид:

$$BQ_p^H \eta_T = BGC_{pm} (T_{\max} - T_0). \quad (XXI.9)$$

Сопоставляя уравнения (XXI.8) и (XXI.9), имеем

$$BGC_{pm}(T_{\text{макс}} - T_0) = BGC_{pm}(T_{\Pi} - T_0) + C_s H_s \left[\left(\frac{T_{\Pi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{\theta}{100} \right)^4 \right] + \alpha_k H_p (T_{\Pi} - \theta)$$

или после ряда преобразований получаем

$$\frac{10^{-8} C_s H_s}{BGC_{pm} + \alpha_k H_p} T_{\Pi}^4 + T_{\Pi} = T_{\text{макс}} - \Delta\theta, \quad (\text{XXI.10})$$

где $\Delta\theta$ — температурная поправка теплопередачи в топке, характеризующая либо превышение предельной теплопередачи конвекцией обратного излучения экрана ($\Delta\theta > 0$), либо наоборот ($\Delta\theta < 0$).

Для упрощения расчетных уравнений вводятся понятия характеристики излучения β_s и аргумента излучения x :

$$\beta_s = \frac{T_{\Pi}}{T_{\text{макс}} - \Delta\theta} \quad (\text{XXI.11})$$

и

$$x = \frac{10 C_s H_s}{BGC_{pm} + \alpha_k H_p} \left(\frac{T_{\text{макс}} - \Delta\theta}{1000} \right)^3. \quad (\text{XXI.12})$$

После преобразований уравнений (XXI.10) — (XXI.12) получим уравнение теплового баланса топки в окончательном виде

$$x \beta_s^4 + \beta_s = 1. \quad (\text{XXI.13})$$

Графическая зависимость характеристики излучения β_s от аргумента излучения x представлена на рис. XXI-17. При решении уравнения (XXI.13) значение характеристики излучения β_s может быть определено аналитически из уравнения

$$\beta_s = \frac{1}{0,25\sqrt{0,1875 + \sqrt{0,141 + x}}}.$$

Количество тепла, получаемого радиантными трубами, определяется из уравнения:

$$Q_p = BGC_{pm}(T_{\text{макс}} - T_{\Pi}). \quad (\text{XXI.14})$$

Смысл уравнения (XXI.14) заключается в том, что тепло, выделяемое в

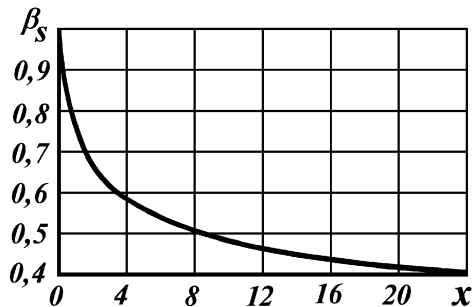


Рис. XXI-17. График для определения характеристики излучения β_s

топке при охлаждении дымовых газов от расчетной максимальной температуры горения $T_{\text{макс}}$ до температуры дымовых газов, покидающих топку $T_{\text{п}}$, воспринимается радиантными трубами. Разделив это тепло в соответствии с уравнением (XXI.14) на все тепло, полезно выделенное при сгорании топлива, определяемое уравнением (XXI.5), получим коэффициент прямой отдачи

$$\mu = \frac{Q_p}{BQ_p^H \eta_T} = \frac{BGC_{pm}(T_{\text{макс}} - T_{\text{п}})}{BGC_{pm}(T_{\text{макс}} - T_0)}$$

или

$$\mu = \frac{T_{\text{макс}} - T_{\text{п}}}{T_{\text{макс}} - T_0}.$$

Из уравнения (XXI.11) следует, что температура газов, покидающих топку,

$$T_{\text{п}} = \beta_s (T_{\text{макс}} - \Delta\theta).$$

Для определения эквивалентной абсолютно черной поверхности H_s автор излагаемого метода предлагает формулу:

$$H_s = \frac{\varepsilon_v}{\varphi(T)} (\varepsilon_H H_{\lambda} + \beta \varepsilon_F F),$$

где $\varphi(T)$ зависит от распределения температур в топке. Эта величина находится путем обобщения опытных данных и принимается равной 0,8–0,85.

Коэффициент β определяется из уравнения:

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{\varepsilon_v}{1 + \varepsilon_v} \frac{1}{\varepsilon_H \rho_{FH}}}.$$

Здесь ε_H и ε_F — соответственно степень черноты экрана и кладки печи (рекомендуется принимать $\varepsilon_H = \varepsilon_F = 0,9$); H_{λ} — эквивалентная плоская поверхность экрана, м^2 ; F — незранированная поверхность кладки топки, м^2 ; ε_v — степень черноты поглощающей среды (продукты горения, факел); ρ_{FH} — угловой коэффициент взаимного излучения поверхности экрана и кладки, характеризующий долю взаимно направленных пучков лучей.

Величина ε_v зависит от концентрации трехатомных газов в продуктах сгорания топлива, приближенно ε_v зависит от коэффициента избытка воздуха α . Для определения степени черноты поглощающей среды рекомендуется приближенное уравнение:

$$\varepsilon_v = \frac{2}{1 + 2,15\alpha}. \quad (\text{XXI.15})$$

Величину ρ_{FH} можно определять в зависимости от соотношения эквивалентной плоской поверхности H_{λ} и незранированной поверхности кладки F :

при $H_{\lambda}/F < 0,5$

$$\rho_{FH} = H_{\lambda}/F = \psi/(1 - \psi);$$

при $H_\lambda/F > 0,5$

$$\rho_{FH} = H_\lambda/(F + H_\lambda) = H_\lambda/\Sigma F = \psi,$$

где ΣF – суммарная поверхность всей кладки (экранированной и неэкранированной).

Коэффициент ψ характеризует степень экранирования кладки.

Принимая $\varphi(T) = 0,85$, $\epsilon_H = \epsilon_F = 0,9$ и исходя из уравнения (XXI.15), после преобразований получаем удобную для расчета зависимость

$$H_s/H_\lambda = \frac{2,12}{\psi(2,15\alpha + 1)} \frac{2,15\alpha - 1 + \frac{2,12\psi}{\rho_{FH}}}{2,15\alpha - 1 + \frac{2,12}{\rho_{FH}}}.$$

Как отмечалось выше, основные величины, определяемые при расчете прямой отдачи (количество тепла, воспринимаемого радиантными трубами, Q_p , поверхность нагрева радиантных труб H_p , теплонапряженность поверхности нагрева q_p и температура газов, покидающих топку, T_n), являются взаимно связанными и, следовательно, достаточно принять или выбрать одну из них, чтобы определить значение других величин.

Удобным вариантом расчета прямой отдачи является такой, при котором принимают температуру дымовых газов, покидающих топку, и затем определяют остальные величины.

Следует еще раз отметить, что приемлемость того или иного режима работы топочной камеры может быть установлена только в результате проведенного расчета и получения соответствующих показателей, характеризующих ее работу. Это обстоятельство обуславливает необходимость проведения нескольких вариантов расчета при различных значениях температуры дымовых газов, покидающих топку.

Одним из показателей, характеризующих работу трубчатых печей, является теплонапряженность поверхности нагрева радиантных труб. Чем больше ее значение, тем эффективнее осуществляется теплопередача, а следовательно, тем меньшую часть в общей стоимости печи составляют удельные затраты на радиантные трубы.

Однако повышение теплонапряженности поверхности нагрева радиантных труб связано с необходимостью иметь более высокую температуру дымовых газов, покидающих топку (см. рис. XXII-16), что требует увеличения поверхности конвекционных труб или другого теплообменного устройства, использующего тепло дымовых газов (котел-утилизатор, пароперегреватель, воздухоподогреватель), так как в противном случае увеличатся потери тепла с отходящими дымовыми газами, снизится КПД печи и увеличится расход топлива. Следовательно, значение теплонапряженности поверхности нагрева радиантных труб надо выбирать с учетом вышесказанного. Поглощение тепла радиантными трубами происходит неравномерно, различные трубы и их участки работают с теплонапряженностью, значительно отличающейся (локальная теплонапряженность) от среднего значения для всей радиантной поверхности.

Это положение обуславливается рядом обстоятельств:

а) спецификой поглощения лучистой энергии наружной поверхностью трубы, что подробно рассмотрено ранее; для печей различной конструкции эта неравномерность по окружности трубы оценивается коэффициентом $\varphi_1 = 0,55$;

б) неравномерностью поглощения тепла по длине трубы, учитываемой коэффициентом $\varphi_2 = 0,6-0,97$;

в) различием в положении рядов труб радиантного змеевика по отношению к источникам излучения, оцениваемым коэффициентом $\varphi_3 = 0,72-0,85$.

В соответствии с отмеченным, максимальное значение локальной теплонапряженности $q_{\text{макс}}$ по сравнению со средним значением $q_{\text{ср}}$

$$q_{\text{макс}} = \frac{q_{\text{ср}}}{\varphi_1 \varphi_2 \varphi_3}.$$

По данным ВНИИнефтемаша для печей различной конструкции локальная теплонапряженность радиантных труб может превышать среднее значение в 2,2–4,0 раза.

От значения теплонапряженности поверхности нагрева зависит также и температура стенки труб. Температура стенки внутренней поверхности трубы может быть вычислена из уравнения

$$t_{\text{ст}} = t_{\text{пр}} + q_{\text{ср}} / \alpha_2,$$

где $t_{\text{пр}}$ – температура продукта в данной трубе, К; $q_{\text{ср}}$ – теплонапряженность этой трубы, отнесенная к внутренней поверхности, кВт/м²; α_2 – коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубы к нагреваемому продукту, кВт/(м²·К).

Из приведенного уравнения следует, что температура стенки трубы увеличивается с возрастанием теплонапряженности и уменьшается с увеличением коэффициента теплоотдачи α_2 (с повышением скорости движения нагреваемого продукта).

Температура стенки трубы может являться фактором, лимитирующим допустимую теплонапряженность поверхности нагрева радиантных труб, ограничивающую интенсивность коксообразования и другие нежелательные химические превращения, протекающие вследствие повышения температуры в пограничном слое нагреваемого продукта.

Так, например, трубы печей установок вакуумной перегонки мазута, нагрева масел, отгонки некоторых термически неустойчивых растворятелей должны работать с пониженной теплонапряженностью поверхности нагрева радиантных труб.

В ряде случаев температура стенки трубы ограничивается соображениями ее прочности, например, при нагреве газообразных продуктов до высоких температур (пониженное значение коэффициента теплоотдачи α_2). Возможны случаи, когда высокая температура стенки трубы приводит к интенсивной ее коррозии и прогару.

Для разработанных типовых печей различной конструкции ВНИИнефтемаш рекомендует допускаемые средние теплонапряженности q_p поверхности нагрева радиантных труб, приведенные в табл. XXI.2.

На основе метода расчета теплопередачи в топке трубчатых печей, разработанного Н. И. Белоконом, и с учетом влияния вторичных излучателей было предложено следующее уравнение для определения температуры дымовых газов, покидающих топку:

$$T_{\text{п}} = 100 \sqrt[4]{\frac{1}{\psi} \left[\frac{H_p}{C_s H_s} (q_p - q_{\text{рк}}) + \left(\frac{\theta}{100} \right)^4 \right]}, \quad (\text{XXI.16})$$

Таблица XXI.2

Среднедопустимые теплонапряженности q_p , кВт/м²

Установка	Тип печи									
	ГС	ГС2	ГН	ГН2	ВС	СС	ЦС	КС	ЦД4	КД4
Атмосферная переработка нефти (АТ)	35	35	35	35	26	26	26	26	35	35
Вакуумная переработка нефти (ВТ)	23	23	23	23	17	17	17	17	23	23
Вторичная переработка нефти	40	40	40	40	30	30	30	30	40	40
Замедленное коксование (ЗК)	25	25	25	25	19	19	19	19	25	25

где q_p и q_{pk} — теплонапряженность радиантных труб, общая и приходящаяся на долю свободной конвекции, Вт/м²; H_p/H_s — отношение поверхности радиантных труб H_p к эквивалентной абсолютно черной поверхности H_s , зависящее от типа печи и способа сжигания топлива; θ — средняя температура наружной стенки радиантных труб, К; ψ — коэффициент, зависящий от распределения температур в топке, типа печи и вида топлива; C_s — постоянная излучения абсолютно черного тела, равная 5,67 Вт/(м²·К⁴).

Значение коэффициента ψ рекомендуется принимать в следующих пределах:

Для узкокамерных печей типов ГС, ВС, КС со свободным факелом	1,13–1,25
Для трубчатых печей типов ГН, ЦД, КД с настильным способом сжигания топлива:	
при газообразном топливе	1,28–1,40
при жидком топливе	1,18–1,30
Для печей с излучающими стенками	1,40–1,60

Для различных типоразмеров трубчатых печей ВНИИнефтемаш отношение H_p/H_s сравнительно стабильно и может быть принято по данным табл. XXI.3.

В условиях, когда разработаны и широко используются трубчатые печи различных типоразмеров, конструировать печь заново приходится сравнительно редко. В этой связи основной задачей расчета является выбор и обоснование принятых типа и размера печи в соответствии с каталогом, при этом определяются все основные показатели ее работы (полезная тепловая мощность, КПД, расход топлива, температура дымовых газов, покидающих топку, теплонапряженность поверхности нагрева и др.), т.е. производится поверочный расчет трубчатой печи выбранной

Таблица XXI.3

Значение H_p/H_s в уравнении (XXI.16)

Тип печи по способу сжигания топлива	Вид топлива	H_p/H_s
Стенки топки из щелевых горелок	Газ	2,5–2,8
Стенки топки из беспламенных панельных горелок	Газ	2,5–3,1
Настильный факел	Мазут/газ	3,1–3,3/3,3–3,6
Свободный факел	Мазут/газ	3,3–3,6/3,4–4,1

конструкции и размеров. Вопросы общего расчета печи рассмотрены в различных разделах данной главы. Здесь мы рассмотрим некоторые особенности поверочного расчета топочной камеры и радиантной поверхности.

В случае использования уравнения (XXI.16) для расчета температуры T_{π} дымовых газов, покидающих топку, может быть рекомендована нижеследующая последовательность.

1. Задаться температурой T_{π} дымовых газов, покидающих топку, и последующим расчетом подтвердить правильность выбора этого значения. Рекомендуется задаваться температурой в пределах 1000–1200 К; более высокие значения следует принимать для печей, работающих с повышенной теплонапряженностью, или для печей, нагревающих продукт до сравнительно высокой температуры.

2. Определить соответствующее этой температуре количество тепла, поглощенное радиантными трубами:

$$Q_p = B(Q_p^H \eta_T - H_{t_{\pi}}), \quad (\text{XXI.17})$$

где B — расход топлива, кг/ч; Q_p^H — теплотворная способность топлива, кДж/кг; η_T — коэффициент полезного действия топки; $H_{t_{\pi}}$ — энтальпия продуктов сгорания 1 кг топлива, кДж/кг.

3. Исходя из принятого типа печи и рекомендуемой для данного типа печи и для данного процесса средней теплонапряженности поверхности нагрева радиантных труб (см. табл. XXI.2), вычислить необходимую поверхность нагрева радиантных труб

$$H_p = Q_p / q_p.$$

По каталогу для печи данного типа выбирается значение поверхности радиантных труб H_p , ближайшее к вычисленному выше; это значение поверхности нагрева используется для последующих расчетов. Соответственно уточняется и теплонапряженность поверхности нагрева.

4. Вычислить энтальпию нагреваемого потока при выходе из конвекционных труб

$$h_{t_k} = h_{t_1} + \frac{Q_c - Q_p}{G_c},$$

где h_{t_1} — энтальпия продукта, поступающего для нагрева в трубчатую печь, кДж/кг; G_c — количество продукта, проходящего через печь, кг/ч.

По найденному значению энтальпии h_{t_k} определяется искомая температура $t_k(T_k)$.

5. Определить среднюю температуру наружной стенки радиантных труб

$$\theta_{ст} = \frac{t_k + t_2}{2} + 273 + \frac{q_p}{\alpha_2} + \frac{q_p \delta}{\lambda} + \frac{q_p \delta_{зол}}{\lambda_{зол}},$$

где α_2 — коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки к нагреваемому продукту; для печей, нагревающих жидкое и испаряющееся сырье, эта величина может быть принята равной 600–900 Вт/(м²·К); при нагреве газообразных продуктов или перегретых паров α_2 имеет меньшее значение.

ние и его следует определить; δ и λ — соответственно толщина, м, стенки трубы и коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); $\delta_{\text{зол}}$ и $\lambda_{\text{зол}}$ — соответственно толщина, м, золыных отложений на внешней поверхности трубы и коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); для газообразного топлива величина $\delta_{\text{зол}}$ может быть принята равной нулю, для жидкого топлива $\delta_{\text{зол}}/\lambda_{\text{зол}} \approx 0,002 \text{ м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$.

6. Вычислить коэффициент теплоотдачи свободной конвекцией от дымовых газов к радиантным трубам

$$\alpha_k = 2,14 \sqrt[4]{T_{\text{п}} - \theta}.$$

7. Вычислить теплонапряженность радиантных труб, обусловливаемую свободной конвекцией

$$q_{\text{р.к}} = \alpha_k (T_{\text{п}} - \theta).$$

8. В соответствии с табл. XXI.3 выбрать значение отношения $H_{\text{р}}/H_{\text{с}}$.

9. Для выбранного типа печи по рекомендации, указанной ранее, принять коэффициент ψ .

10. По уравнению (XXI.16) вычислить температуру дымовых газов $T_{\text{п}}$ и сопоставить ее с ранее принятым значением. При совпадении или незначительном отличии расчет считается окончательным, при этом также принимается во внимание полученное значение средней теплонапряженности поверхности нагрева. При необходимости делается пересчет и соответственно корректируются значения $T_{\text{п}}$ и $q_{\text{р}}$.

Поверхность конвекционных труб

Поверхность конвекционных труб определяется по формуле

$$H_k = \frac{Q_k}{K \Delta t_{\text{ср}}},$$

где Q_k — количество тепла, воспринимаемого конвекционными трубами; K — коэффициент теплопередачи от дымовых газов к сырью; $\Delta t_{\text{ср}}$ — средняя разность температур (температурный напор) дымовых газов и нагреваемого сырья.

Количество тепла Q_k , переданного конвекционным трубам, может быть определено по разности между общим количеством тепла, сообщаемого в печи, $Q_{\text{с}}$ и количеством тепла, поглощенного радиантными трубами, $Q_{\text{р}}$, т.е.

$$Q_k = Q_{\text{с}} - Q_{\text{р}}.$$

При расчете конвекционной поверхности известными величинами являются температура дымовых газов, покидающих топку и поступающих в камеру конвекции, температура дымовых газов, уходящих из камеры конвекции, $t_{\text{ух}}$, а также температура поступающего в печь сырья t_1 .

Средний температурный напор для противотока определяется как среднелогарифмическое значение

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

где $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ — соответственно большая и меньшая разность температур между дымовыми газами и нагреваемым продуктом.

Наиболее трудоемкой частью расчета конвекционной поверхности является определение коэффициента теплопередачи K . Для чистой поверхности эта величина определяется по уравнению

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}},$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы, Вт/(м²·К); α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к нагреваемому потоку, Вт/(м²·К); δ и λ — соответственно толщина, м, стенки трубы и коэффициент теплопроводности материала труб, Вт/(м·К).

По значению коэффициент теплоотдачи α_1 обычно значительно меньше α_2 ; так, в современных трубчатых печах $\alpha_1 < 60$, тогда как для жидкого сырья $\alpha_2 > 600$ Вт/(м²·К).

При небольшой толщине стенки и высокой теплопроводности металла $\lambda \approx 45$ Вт/(м·К) сопротивление потоку тепла через стенку трубы δ/λ также незначительно. Поэтому для расчетов величинами $1/\alpha_2$ и δ/λ можно пренебречь.

В этом случае коэффициент теплопередачи K практически равен коэффициенту теплоотдачи от дымовых газов α_1 , т.е.

$$K \approx \alpha_1.$$

Конвекционная поверхность воспринимает тепло за счет прямого соприкосновения с дымовыми газами, излучения от трехатомных несветящихся газов и излучения кладки. Поэтому коэффициент теплоотдачи со стороны дымовых газов α_1 следует рассматривать как сумму трех величин: коэффициентов теплоотдачи конвекции $\alpha_{\text{к}}$, излучения трехатомных газов $\alpha_{\text{р}}$ и излучения от стенок кладки. Последняя величина при расчете учитывается введением множителя 1,1.

Таким образом, коэффициент теплоотдачи от дымовых газов вычисляется по уравнению

$$\alpha_1 = 1,1(\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{р}}).$$

Коэффициент теплоотдачи излучением от трехатомных газов $\alpha_{\text{р}}$ зависит от концентрации и температуры этих газов, температуры стенки труб и толщины газового слоя.

Коэффициенты теплоотдачи излучением для CO₂, SO₂ и H₂O могут быть вычислены по методике, изложенной в курсе теплопередачи.

Приближенно коэффициент теплоотдачи может быть рассчитан по эмпирическому уравнению Нельсона:

$$\alpha_{\text{р}} = 0,0256 t_{\text{ср}} - 2,33,$$

где $\alpha_{\text{р}}$ — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К).

Средняя температура дымовых газов $t_{\text{ср}}$ вычисляется, как средне-логарифмическая

$$t_{cp} = \frac{t_n - t_{yx}}{2,31g \frac{t_n}{t_{yx}}}.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k зависит от следующих основных величин: скорости движения дымовых газов u , средней температуры наружной поверхности труб t , наружного диаметра труб d , числа рядов труб в направлении движения дымовых газов p и шага размещения труб соответственно по ширине и глубине пучка S_1 и S_2 .

Конвекционные трубы в трубчатых печах обычно располагаются в шахматном порядке, так как по сравнению с коридорным такой способ расположения труб дает более высокий коэффициент теплоотдачи α_k .

Коэффициент теплоотдачи конвекцией увеличивается с сокращением расстояния между осями труб, так как это обеспечивает более высокие скорости движения газов в камере конвекции. Расстояние между осями труб для печных двойников обычно лежит в пределах $(1,7 - 2)d$.

Для расчета коэффициента теплоотдачи конвекцией, измеряемого в $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, при шахматном расположении труб рекомендуется уравнение

$$\alpha_k = 0,35Eu^{0,6}/d^{0,4}, \quad (\text{XXI.18})$$

где E — коэффициент, зависящий от физических свойств топочных газов и определяемый из графика, приведенного на рис. XXI-18; u — массовая скорость движения газов, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; d — диаметр труб, м.

При выбранном типоразмере трубчатой печи размеры камеры конвекции, где размещаются конвекционные трубы, известны. Конвекционные трубы размещают применительно к такой камере, а затем определяют свободное сечение f для прохода газов и массовую скорость потока дымовых газов в камере конвекции

$$u = \frac{BG}{3600f},$$

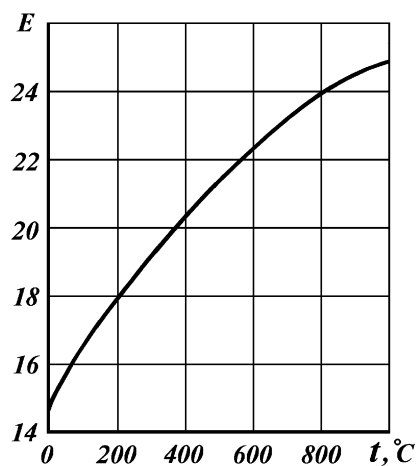


Рис. XXI-18. График для определения коэффициента E в уравнении (XXI.18)

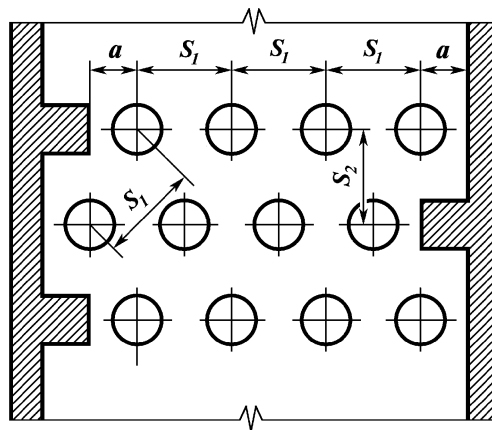


Рис. XXI-19. Схема расположения труб в камере конвекции

где B — расход топлива, кг/ч; G — масса продуктов сгорания 1 кг топлива, кг.

Для иллюстрации на рис. XXI-19 показан возможный вариант расположения труб в камере конвекции. В соответствии с представленными обозначениями (см. рис. XXI-19), свободное сечение для прохода дымовых газов определяется уравнением

$$f = \left[(n-1)S_1 + 2a - nd \right] l_{\text{пол}},$$

где n — число труб в одном горизонтальном ряду; S_1 — расстояние между осями труб по ширине пучка; $a = S_1/2$; $l_{\text{пол}}$ — длина трубы, омываемой дымовыми газами.

ОДЕЖДА И ОБУВЬ

В трубчатых печах, не имеющих камеры конвекции, или в печах радиантно-конвекционного типа, но имеющих сравнительно высокую начальную температуру нагреваемого продукта, температура отходящих дымовых газов может быть сравнительно высокой, что приводит к повышенным потерям тепла, уменьшению КПД печи и большому расходу топлива.

В таких печах необходимо использовать тепло отходящих дымовых газов. Это достигается либо применением воздухоподогревателя для подогрева воздуха, поступающего в печь для горения топлива, либо установкой котлов-утилизаторов, позволяющих получить водяной пар для технологических нужд завода.

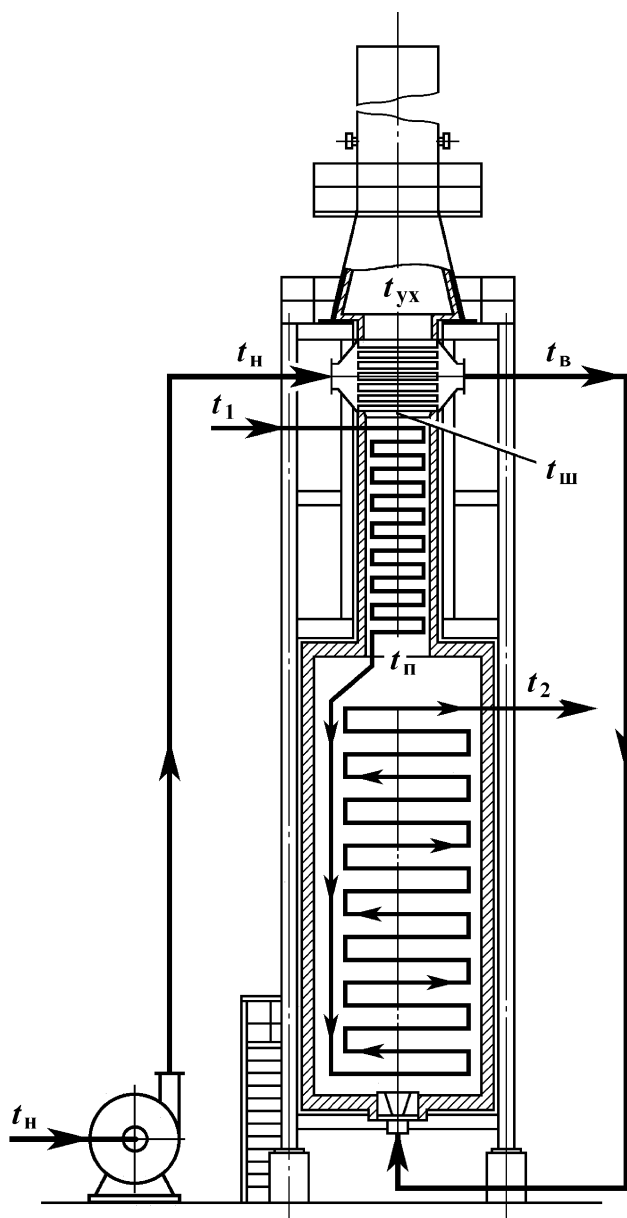
Принципиальная схема трубчатой печи с подогревом воздуха показана на рис. XXI-20. Подогрев воздуха способствует повышению температуры в топке, более эффективному горению топлива и передаче тепла радиацией.

Однако для осуществления подогрева воздуха требуются дополнительные затраты на сооружение воздухоподогревателя, воздуходувки, а также дополнительный расход электроэнергии, потребляемой двигателем воздуходувки.

Для обеспечения нормальной эксплуатации воздухоподогревателя важно предотвратить возможность коррозии его поверхности со стороны потока дымовых газов. Такое явление возможно, когда температура поверхности теплообмена ниже температуры точки росы; при этом часть дымовых газов, непосредственно соприкасаясь с поверхностью воздухоподогревателя, значительно охлаждается, а содержащийся в них водяной пар частично конденсируется и, поглощая из газов диоксид серы, образует агрессивную слабую кислоту.

Точка росы соответствует температуре, при которой давление насыщенных паров воды оказывается равным парциальному давлению водяных паров, содержащихся в дымовых газах. Температура точки росы зависит от концентрации водяных паров и обычно составляет 50–55 °С.

Рис. XXI-20. Схема трубчатой печи с подогревом воздуха



Одним из наиболее надежных способов защиты от коррозии является предварительный подогрев воздуха каким-либо способом (например, в водяных или паровых калориферах) до температуры выше точки росы. Такая коррозия может иметь место и на поверхности конвекционных труб, если температура сырья, поступающего в печь, ниже точки росы.

Рассмотрим последовательность расчета воздухоподогревателя. Расчет обычно начинается с определения температуры подогрева воздуха в воздухоподогревателе.

Искомая температура находится из уравнения теплового баланса воздухоподогревателя. При использовании обозначений (см. рис. XXI-20) тепловой баланс (в расчете на 1 кг топлива) может быть представлен следующим образом:

$$(H_{t_{\text{ш}}} - H_{t_{\text{yx}}})\eta_{\text{в}} = \alpha L_0 C_{\text{в}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \quad (\text{XXI.19})$$

где $\eta_{\text{в}}$ — коэффициент полезного использования тепла в воздухоподогревателе; при достаточно хорошей изоляции воздухоподогревателя $\eta_{\text{в}} = 0,9 - 0,96$.

Указанное уравнение составлено, исходя из предпосылки, что весь воздух, требуемый для горения, проходит через воздухоподогреватели. Если через подогреватель проходит только часть воздуха, то в уравнении (XXI.19) фигурирует лишь то количество воздуха, которое в действительности проходит через аппарат.

Температуру дымовых газов на выходе из камеры конвекции $t_{\text{ш}}$ выбирают, руководствуясь теми соображениями, которые были изложены ранее, а именно: температура дымовых газов, покидающих камеру конвекции, $t_{\text{ш}}$ должна быть выше начальной температуры сырья t_1 и обеспечивать желаемый температурный напор. Рекомендуется принимать значение $t_{\text{ш}} - t_1$ в пределах $100 - 150$ °C.

Выбрав температуру $t_{\text{ш}}$, переходят к выбору температуры дымовых газов, поступающих в дымовую трубу, t_{yx} .

Таким образом, в уравнении теплового баланса (XXI.19) остается неизвестной величина $t_{\text{в}}$ — конечная температура подогрева воздуха, которая и определяется из этого уравнения.

Далее определяется коэффициент полезного действия печи при помощи уравнения

$$\eta = 1 - \frac{H_{\text{yx}}}{Q_{\text{п}}^{\text{н}}} - \frac{H_{\text{пот}}}{Q_{\text{п}}^{\text{н}}} - \frac{(1 - \eta_{\text{в}})(H_{t_{\text{ш}}} - H_{t_{\text{yx}}})}{Q_{\text{п}}^{\text{н}}},$$

где последний член выражает относительные потери тепла в воздухоподогревателе.

Последующий расчет печи осуществляется обычным способом. Отметим, что в связи с подогревом воздуха приведенная температура исходной системы T_0 превышает аналогичную величину для печей, не имеющих подогрева воздуха.

При составлении теплового баланса камеры радиации необходимо также учитывать количество тепла, вносимого воздухом. В этом случае уравнение (XXI.17) будет иметь вид:

$$Q_{\text{п}} = B \left(Q_{\text{п}}^{\text{н}} \eta_{\text{т}} + \alpha L_0 C_{\text{в}} t_{\text{в}} - H_{t_{\text{п}}} \right).$$

Поверхность воздухоподогревателя определяется по уравнению

$$F_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}}}{K_{\text{в}} \Delta t_{\text{ср}}},$$

где $Q_{\text{в}}$ — количество тепла, воспринимаемого воздухом

$$Q_{\text{в}} = B \alpha L_0 C_{\text{в}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}});$$

$\Delta t_{\text{ср}}$ — температурный напор в воздухоподогревателе, определяемый из уравнения

$$\Delta t_{\text{ср}} = (\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}})/2,$$

где $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ — соответственно большая и меньшая разности температур.

На рис. XXI-21 показан случай, когда большая разность температур наблюдается со стороны входа потока дымовых газов в воздухоподогреватель.

В данном случае без особой погрешности можно принимать среднеарифметическое значение $\Delta t_{\text{ср}}$, так как $\Delta t_{\text{б}}/\Delta t_{\text{м}} < 2$.

Пренебрегая малым сопротивлением потоку тепла через стенки воздухоподогревателя, определяем коэффициент теплопередачи по уравнению

$$K_{\text{в}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2},$$

где α_1 и α_2 — соответственно коэффициенты теплоотдачи от дымовых газов к стенке воздухоподогревателя и от стенки к нагреваемому воздуху; величины α_1 и α_2 определяются по соответствующим уравнениям, изложенным в курсе теплопередачи.

В качестве воздухоподогревателя используется типовое оборудование, применяемое в котельной технике.

Как отмечалось выше, для использования тепла дымовых газов широко применяется установка котлов-утилизаторов; для этой цели также используется типовое стандартное оборудование, обеспечивающее получение перегретого водяного пара необходимых параметров.

Используя те же обозначения, которые применялись при расчете воздухоподогревателя, из теплового баланса потока дымовых газов определяют количество тепла, которое может быть использовано для получения водяного пара

$$Q_{\text{к.у}} = B (H_{t_{\text{ш}}} - H_{t_{\text{ух}}}) \eta_{\text{к.у}},$$

где $Q_{\text{к.у}}$ — тепло, передаваемое дымовыми газами в котле-утилизаторе; $\eta_{\text{к.у}}$ — коэффициент использования тепла в котле-утилизаторе.

Количество водяного пара, которое может быть получено в котле-утилизаторе

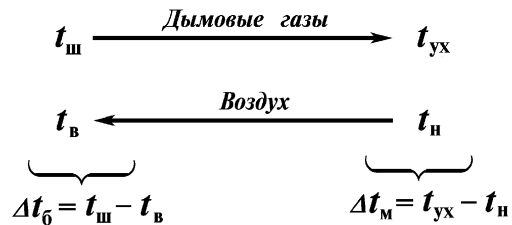


Рис. XXI-21. Схема потоков дымовых газов — воздух (к определению температурного напора)

$$G_{в.п} = \frac{Q_{к.у}}{H_{в.п} - h_{в}},$$

где $H_{в.п}$ и $h_{в}$ — энтальпия соответственно перегретого водяного пара, полученного в котле-утилизаторе, и питательной воды, подводимой к котлу-утилизатору.

Расчет поверхности котла-утилизатора зависит от выбранной его конструкции и выполняется по общепринятой методике, рассматриваемой в специальных курсах.

АЭАДААЭЕ×АСЕЕЕ ДААЕИ È ДАН×АО Ì Ì ОАВЕ Í ÌÍ Ì ДА А ОВОА×АОÌ Ì ÇÌ АААЕЕА

Для обеспечения нормальной работы трубчатой печи необходимо обоснованно выбрать скорость движения потока сырья через змеевик. При увеличении скорости движения сырья в трубчатой печи повышается коэффициент теплоотдачи от стенок труб к нагреваемому сырью, что способствует снижению температуры стенок, а следовательно, уменьшает возможность отложения кокса в трубах. В результате уменьшается вероятность прогара труб печи и оказывается возможным повысить теплонапряженность поверхности нагрева. Кроме того, при повышении скорости движения потока уменьшается отложение на внутренней поверхности трубы загрязнений из взвешенных механических частиц, содержащихся в сырье.

Применение более высоких скоростей движения потока сырья позволяет также уменьшить диаметр труб или обеспечить более высокую производительность печи, уменьшить число параллельных потоков.

Однако увеличение скорости приводит к росту гидравлического сопротивления потоку сырья, в связи с чем возрастают затраты энергии на привод загрузочного насоса, так как потеря напора, а следовательно, и расход энергии увеличиваются примерно пропорционально квадрату (точнее, степени 1,7—1,8) скорости движения.

С точки зрения гидравлического режима трубчатые печи, применяемые в нефтегазоперерабатывающей и нефтехимической промышленности, могут быть подразделены на три основные группы, поскольку поток сырья в них может быть однофазным, двухфазным и изменяющегося состава. К первой группе относятся печи, в которых сырье нагревается без испарения, а также печи для нагрева газов и паров. К второй группе относятся трубчатые печи, в которых сырье нагревается с частичным или полным его испарением. Примером трубчатых печей третьей группы могут служить печи, в которых осуществляются те или иные химические превращения. В основу подобной классификации гидравлических режимов трубчатых печей положен характер изменения скорости движения сырья по длине змеевика.

В печах с однофазным жидким потоком сырья скорость движения изменяется незначительно, только вследствие понижения плотности сырья при его нагреве. В этих печах скорость потока по всей длине змеевика изменяется на 10—20 %. Для печей, нагревающих газы или пары, скорость потока по длине змеевика изменяется в большей степени: увеличение

скорости в данном случае обуславливается снижением давления и повышением температуры потока.

Небольшие изменения скорости потока по длине змеевика позволяют при расчете потери напора печей с однофазным режимом пользоваться уравнением Дарси – Вейсбаха и применять среднее значение скорости.

В печах с двухфазным режимом при частично или полностью испаряющемся сырье скорость потока изменяется значительно. В этом случае скорость на выходе из печи может в несколько десятков раз отличаться от скорости потока при входе в печь. Естественно, что при таком значительном изменении скорости движущегося потока невозможно при расчете потери напора пользоваться средним значением скорости. Представление о гидравлическом режиме печей такого типа можно получить из графика, приведенного на рис. XXI-22. По оси абсцисс отложена длина змеевика l , по оси ординат соответствующие давление p , температура t и доля отгона e .

Вначале по мере прохождения потока сырья по змеевику давление падает сравнительно равномерно, затем, начиная с некоторого сечения, соответствующего началу испарения, потеря напора прогрессивно возрастает. Доля отгона в печи также прогрессивно растет после некоторого сечения вследствие повышения температуры сырья и снижения давления. Характерным является изменение температуры сырья по длине змеевика. На участке, где сырье нагревается без испарения, температура повышается равномерно; с момента начала испарения рост температуры замедляется, так как часть тепла расходуется на испарение сырья. При этом возможен случай (см. рис. XXI-22, пунктир), когда температура сырья на выходе из печи несколько ниже температуры в предшествующих трубах печи.

Такое явление наблюдается при большом значении потери напора и интенсивном испарении в трубах печи, последних по ходу сырья, так как в этом случае количество тепла, подводимого через поверхность труб, меньше скрытой теплоты, необходимой для испарения сырья. Испарение происходит частично за счет тепла потока сырья, температура которого при этом снижается. Подобное явление может быть причиной разложения сырья и усиленного коксообразования в этом сечении змеевика вследствие повышенной температуры, в то время как контролируемая температура на выходе из печи является допустимой.

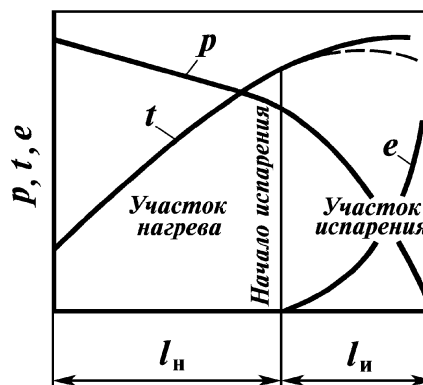


Рис. XXI-22. График изменения давления, температуры и доли отгона по длине змеевика трубчатой печи

В печах третьего типа изменение скорости по длине змеевика зависит от степени превращения сырья (выхода продуктов реакции).

Расчет потери напора при однофазном режиме здесь не рассматривается, так как он осуществляется по известным уравнениям гидравлики. Иной подход требуется для печей, имеющих двухфазный режим сырья.

Излагаемый ниже метод расчета потери напора в печах с частично или полностью испаряющимся сырьем разработан Б. Д. Баклановым. Этот метод расчета, базирующийся на ряде допущений, был проверен Я. Г. Соркиным для тринадцати работающих трубчатых печей. Проведенная проверка показала, что метод Б. Д. Бакланова хорошо подтверждается данными практики: расхождение между расчетным значением потери напора и фактическим лежит в пределах от 1 до 12 % и в среднем составляет 7 %. При таком режиме падение давления в змеевике трубчатой печи рассчитывают в отдельности для участка нагрева и участка испарения.

Рассчитываемый метод основан на допущении, что приращение количества тепла в трубах печи пропорционально длине труб, т.е. что все рассчитываемые участки змеевика работают с одинаковой теплонапряженностью. Такое допущение приемлемо для радиантных труб при однорядном экранировании и не может быть принято для конвекционных труб. В большинстве случаев испарение сырья начинается в радиантных трубах, поэтому подобное допущение позволяет применять метод Б. Д. Бакланова для гидравлического расчета радиантного змеевика.

Расчетное уравнение Б. Д. Бакланова для определения давления на участке испарения имеет вид:

$$p_{\Pi} = \sqrt{p_{\kappa}^2 + A l_{\Pi} p_{\kappa} \left(1 + \frac{K}{l_{\Pi}}\right) + B l_{\Pi}^2 \left(1 + \frac{2K}{l_{\Pi}}\right)}, \quad (\text{XXI.20})$$

где p_{Π} и p_{κ} — начальное и конечное абсолютные давления на рассматриваемом участке, Па (рис. XXI-23); l_{Π} — длина рассчитываемого участка испарения, м; A , B и K — коэффициенты соответственно

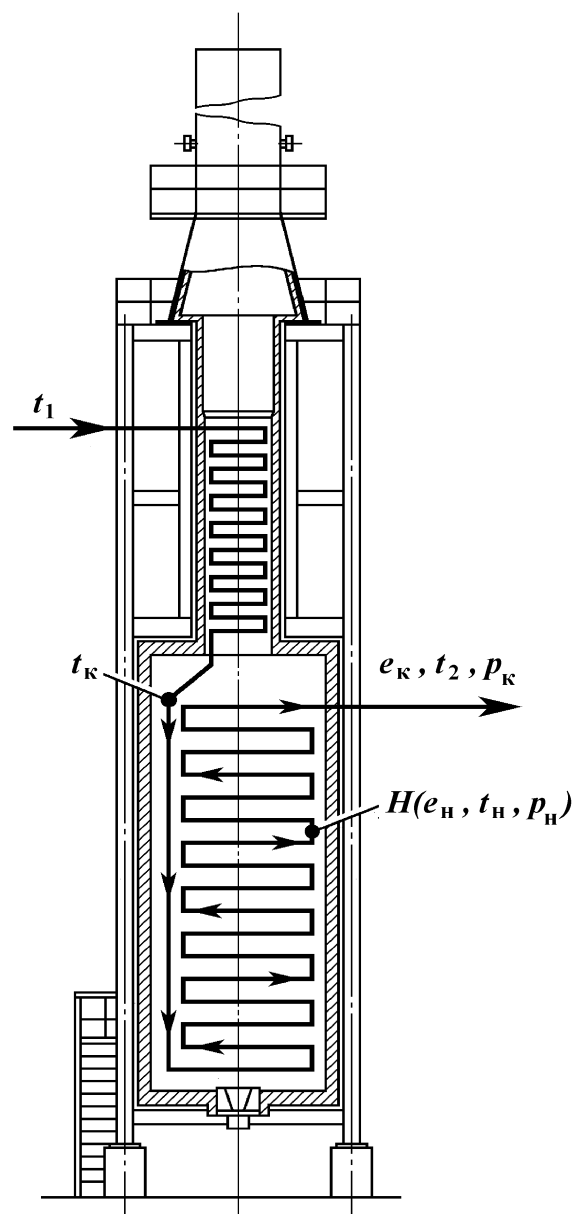
$$A = \frac{0,815 \lambda G^2}{\rho_{\text{ж}} d^5}; \quad (\text{XXI.21})$$

$$B = \frac{9,81 A (e_{\kappa} - e_{\Pi}) \rho_{\text{ж}}}{l_{\Pi} \rho_{\Pi}}; \quad (\text{XXI.22})$$

$$K = \frac{e_{\Pi} l_{\Pi}}{(e_{\kappa} - e_{\Pi})}; \quad (\text{XXI.23})$$

G — массовый расход сырья для одного потока, кг/с; d — внутренний диаметр трубы, м; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкости при средней (в пределах рассчитываемого участка) температуре, кг/м³; λ — коэффициент гидравлических сопротивлений (для атмосферных печей рекомендуется значение $\lambda = 0,020 - 0,024$, для вакуумных $\lambda = 0,018 - 0,020$); e_{Π} и e_{κ} — соответственно начальная и конечная массовая доля отгона (на рассчитываемом участке), доли единицы; ρ_{Π} — средняя плотность паров при давлении $p = 10^5$ Па, кг/м³. В общем случае эта величина может быть вычислена из уравнения

Рис. XXI-23. Схема, поясняющая обозначения к гидравлическому расчету трубчатой печи



$$\frac{pM}{\rho_{\Pi}} = 848T.$$

Для фракций, находящихся в паровой фазе и имеющих средние температуры кипения в начале рассчитываемого участка T_0 и при выходе из печи T_K , молекулярные массы соответственно равные M_0 и M_K , среднюю плотность при давлении 10^5 Па можно найти из выражения

$$\frac{1}{\rho_{\Pi}} = 424 \left(\frac{T_0}{M_0} + \frac{T_{\kappa}}{M_{\kappa}} \right).$$

Если в начале и в конце рассчитываемого участка паровая фаза состоит из одних и тех же компонентов, т.е. когда $T_0 = T_{\kappa} = T$ и $M_0 = M_{\kappa} = M$, как это, например, наблюдается в печах для отгона растворителя на установках по очистке масел, то

$$\frac{1}{\rho_{\Pi}} = 848 \frac{T}{M}.$$

Чтобы упростить расчет, Я.Г. Соркин рекомендует для печей, нагревающих нефть и полумазут, принимать $1/\rho_{\Pi} = 3500$ и для печей, нагревающих мазут, $1/\rho_{\Pi} = 2000$.

Путем несложных преобразований уравнений (XXI.21) – (XXI.23) основное уравнение (XXI.20) можно представить в более удобном для расчета виде:

$$p_{\Pi} = \sqrt{p_{\kappa}^2 + Al_{\Pi} \left[\frac{e_{\kappa}}{(e_{\kappa} - e_{\Pi})} p_{\kappa} + 9,81(e_{\kappa} + e_{\Pi}) \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\Pi}} \right]}. \quad (\text{XXI.24})$$

В приведенном уравнении первое слагаемое, стоящее в квадратных скобках, значительно меньше второго, поэтому с некоторым приближением его можно записать следующим образом:

$$p_{\Pi} = \sqrt{p_{\kappa}^2 + 9,81Al_{\Pi}(e_{\kappa} + e_{\Pi}) \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\Pi}}}.$$

Расчетное уравнение (XXI.24) значительно упрощается, если начало испарения приходится на начало рассчитываемого участка, так как в этом случае $e_{\Pi} = 0$. Для этого случая имеем

$$p_{\Pi} = \sqrt{p_{\kappa}^2 + Al_{\Pi} \left(p_{\kappa} + 9,81e_{\kappa} \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\Pi}} \right)}$$

или в приближенном виде

$$p_{\Pi} = \sqrt{p_{\kappa}^2 + 9,81Al_{\Pi}e_{\kappa} \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\Pi}}}.$$

Допустим, что испарение сырья начинается в точке H (см. рис. XXI-23), давление в начале участка испарения равно p_{Π} , при этом температура сырья t_{Π} , а длина участка испарения l_{Π} .

Расчетная длина участка испарения l_{Π} определяется по уравнению

$$l_{\Pi} = \frac{H_{t_2}^{\text{см}} - h_{t_{\Pi}}}{H_{t_2}^{\text{см}} - h_{t_{\kappa}}} l_{\text{п}}, \quad (\text{XXI.25})$$

где $H_{t_2}^{\text{см}}$ — энтальпия сырья смеси паровой e и жидкой $(1 - e)$ фаз при температуре выхода из печи,

$$H_{t_2}^{\text{см}} = eH_{t_2} + (1 - e)h_{t_2};$$

h_{i_n} и h_{i_k} — соответственно энтальпия сырья соответственно в начале участка испарения при температуре t_n и при температуре t_k входа сырья в радиантные трубы; l_p — расчетная длина радиантных труб, равная сумме фактической длины труб и приведенной длины печных двойников,

$$l_p = n_p l_n + (n_p - 1) l_{\text{д}},$$

здесь n_p — число радиантных труб, приходящихся на один поток сырья; l_n — полная длина одной трубы; $l_{\text{д}}$ — эквивалентная длина печного двойника (для двойников с резким поворотом она принимается равной $(50-100)d$, для двойников с плавным поворотом потока $l_{\text{д}} \approx 30 d$).

Расчетная длина участка испарения может быть определена по уравнению (XXI.25), если известна температура в начале участка испарения t_n , которую для данного сырья можно найти, если известно давление в начале участка испарения p_n , в свою очередь определяемое по уравнению Бакланова в зависимости от длины участка испарения l_n .

Потерю напора рассчитывают методом последовательного приближения. Рекомендуется следующая схема.

1. Задаться давлением в начале участка испарения.
2. Определить температуру начала однократного испарения сырья t_n , соответствующую этому давлению.

3. Вычислить энтальпию сырья h_{i_n} при температуре t_n , определить длину участка испарения l_n и по формуле Бакланова вычислить давление в начале участка испарения p_n .

Если принятое ранее значение давления p_n совпадает с вычисленным по соответствующему уравнению (XXI.20) или (XXI.24) значением p_n , то расчет сделан верно. В противном случае надо произвести пересчет, задавшись новым значением p_n .

Обычно до получения удовлетворительной сходимости приходится делать три-четыре пересчета.

Для определения температуры начала однократного испарения при принятом значении p_n рекомендуется построить кривую зависимости температур начала однократного испарения данного сырья от давления (рис. XXI-24). Приведенная кривая характеризует давление насыщенных паров данного сырья и может быть построена для многокомпонентной смеси по уравнению

$$p_n = \sum_{i=1}^n P_i x'_{Fi},$$

где P_i — давление насыщенных паров компонентов, входящих в состав сырья; x'_{Fi} — молекулярные концентрации этих компонентов.

Для построения подобной кривой следует задаться тремя произвольно выбранными температурами, в пределах которых ожидается получить температуру начала однократного испарения и определить соответствующее давление p_n .

В печах, предназначенных для передачи тепла экстрактому раствору на установке по очистке масел, давление насыщенных паров раствора можно определить, пренебрегая давлением паров экстракта, поскольку в условиях отгонки растворителя компоненты, входящие в состав экстракта, практически нелетучи. В этом случае давление насыщенных паров раствора определяется по уравнению

$$p_n = P x'_F,$$

где P и x'_F — соответственно давление насыщенных паров растворителя и его молекулярная концентрация в исходном растворе.

Потерю напора на участке нагрева рассчитывают по уравнению Дарси — Вейсбаха:

$$\Delta p_n = \frac{\lambda u^2}{2d\rho_{\text{ж}}},$$

где Δp_n — потеря напора на участке нагрева, Па; λ — коэффициент гидравлических сопротивлений; l_n — расчетная длина участка нагрева, включающая эквивалентную длину печных двойников, м; d — внутренний

диаметр трубы, м; u — массовая скорость движения жидкости, кг/(м²·с); $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкости при средней температуре в пределах рассчитываемого участка, кг/м³.

Коэффициент гидравлических сопротивлений для участка нагрева $\lambda = 0,030 - 0,035$.

Давление при входе в печь

$$p_0 = p_{\text{н}} + \Delta p_{\text{н}} + \Delta p_{\text{ст}},$$

где $\Delta p_{\text{ст}} = 9,81 h \rho_{\text{ж}}$ — статическое давление столба жидкости в печи; h — высота печи до оси верхнего потолочного экрана, м.

При нагреве в трубчатой печи дистиллятного сырья возможны случаи, когда в змеевиках происходит не только испарение сырья, но и перегрев образующихся паров. В таких условиях, например, работают печи ряда установок каталитического крекинга.

В этом случае змеевик трубчатой печи может быть разбит на три отдельных участка, соответствующих нагреву, испарению и перегреву. На участке нагрева находится только жидкая фаза и температура потока возрастает от t_1 до $t_{\text{н}}$ (рис. XXI-25).

На участке испарения в змеевике присутствуют жидкость и пар, температура меняется от $t_{\text{н}}$ до $t_{\text{п}}$; на участке перегрева в трубах нагревается только паровая фаза и ее температура меняется от $t_{\text{п}}$ до t_2 .

Потерю напора в подобных печах рассчитывают отдельно для каждого участка, начиная с участка перегрева.

Потерю напора на участке перегрева, где имеется только одна фаза и где изменение скорости движения паров связано с изменениями температуры и давления по длине змеевика, рассчитывают также по уравнению Дарси — Вейсбаха:

$$\Delta p_{\text{н}} = \frac{\lambda l_{\text{п}} u^2}{2 d \rho_{\text{п}}}, \quad (\text{XXI.26})$$

где λ — коэффициент гидравлического сопротивления; $l_{\text{п}}$ — расчетная длина участка перегрева, м; u — массовая скорость движения паров на участке перегрева, кг/(м²·с); $\rho_{\text{п}}$ — средняя плотность паров на участке перегрева, кг/м³.

Длину участка перегрева следует находить так же, как это сделано выше для участка испарения, исходя из предпосылки, что приращение энтальпии потока сырья пропорционально длине змеевика. В этом случае

$$l_{\text{п}} = \frac{H_{t_2} - H_{t_{\text{п}}}}{H_{t_2} - h_{t_{\text{к}}}} l_{\text{п}}, \quad (\text{XXI.27})$$

где H_{t_2} , $H_{t_{\text{п}}}$ и $h_{t_{\text{к}}}$ — соответственно энтальпия при температурах t_2 , $t_{\text{п}}$ и $t_{\text{к}}$, кДж/кг; $l_{\text{п}}$ — расчетная длина одного потока радиантных труб, м.

Так же, как и в случае расчета потери напора на участке испарения, задачу приходится решать методом последовательного приближения. С этой целью для данного сырья устанавливается зависимость между температурой t и давлением $p_{\text{н}}$ насыщенных паров данного сырья.

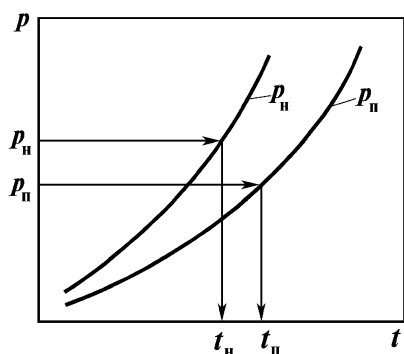


Рис. XXI-24. Кривые для определения температуры начала (t_n) и полного (t_p) однократного испарения

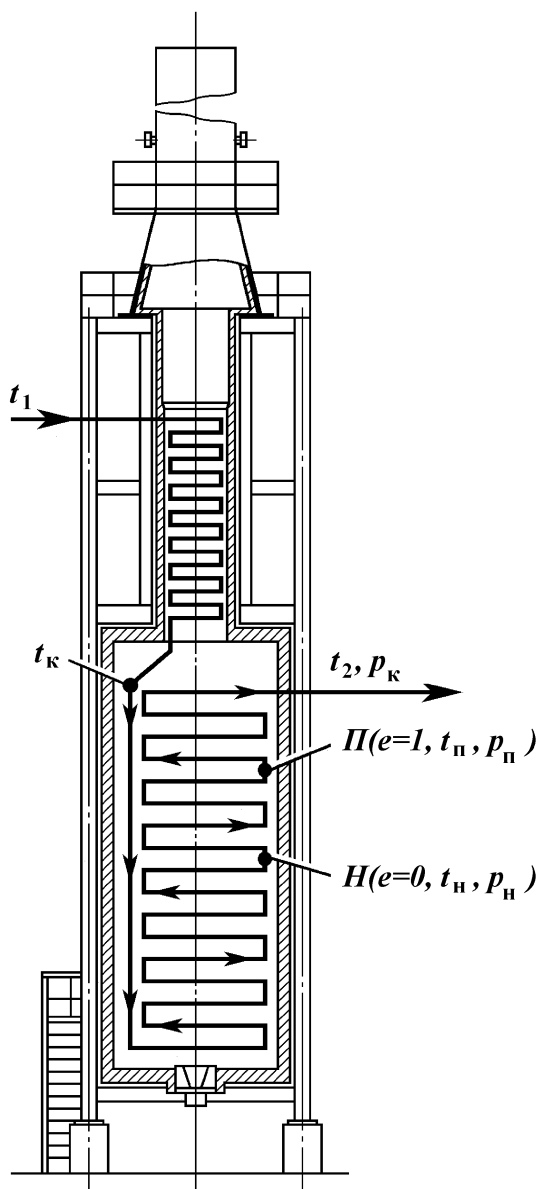


Рис. XXI-25. Схема, поясняющая обозначения к гидравлическому расчету трубчатой печи, работающей с перегревом паров

По закону Рауля—Дальтона давление, соответствующее температуре полного однократного испарения многокомпонентной смеси, определяется по уравнению

$$p_n = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{x'_{F_i}}{P_i}},$$

где x'_{F_i} и P_i — соответственно молекулярная концентрация компонентов в

исходном сырье и давлении их насыщенных паров при данной температуре.

Обычно принято, задавшись тремя произвольно выбранными температурами, в пределах которых ожидается получить значение $t_{\text{п}}$, строить график зависимости давления $p_{\text{п}}$ от температуры при помощи приведенного выше уравнения для данного сырья. Затем, задавшись давлением в начале участка перегрева $p_{\text{п}}$, по графику (см. рис. XXI-24) определяют температуру $t_{\text{п}}$ и вычисляют плотность потока $\rho'_{\text{п}}$ в этом сечении и при этих параметрах. Определив далее энтальпию насыщенных паров $H_{\text{п}}$ при температуре $t_{\text{п}}$, вычисляют по уравнению (XXI.27) длину участка перегрева $l_{\text{п}}$. Найдя плотность сырья $\rho''_{\text{п}}$ на выходе из печи при температуре t_2 и давлении $p_{\text{к}}$, определяют среднюю плотность паров

$$\rho_{\text{п}} = (\rho'_{\text{п}} + \rho''_{\text{п}}) / 2$$

и по уравнению (XXI.26) — потерю напора на участке перегрева $\Delta p_{\text{п}}$ и расчетное давление в начале участка перегрева

$$p_{\text{п}} = p_{\text{к}} + \Delta p_{\text{п}}.$$

Совпадение полученного расчетного значения $p_{\text{п}}$ с ранее принятым значением свидетельствует о правильности расчета; в противном случае необходим пересчет при вновь принятом значении $p_{\text{п}}$.

Потерю напора на участке испарения для этих печей рассчитывают по ранее изложенной методике, учитывая при этом, что давление и температура в конце участка испарения соответственно равны $t_{\text{п}}$ и $p_{\text{п}}$, а доля отгона $e_{\text{к}} = 1$. Потерю напора на участке нагрева рассчитывают аналогично ранее рассмотренному случаю. Если в результате проведенного гидравлического расчета значение потери напора не лежит в желательных пределах, следует изменить либо диаметр труб, либо число потоков.

Для обеспечения необходимого гидравлического режима в печах иногда применяют трубы различного диаметра; в частности, для печей вакуумных установок используются радиантные трубы большего диаметра, в которых интенсивно испаряется сырье. Это позволяет иметь необходимые скорости движения потока как на участке нагрева, так и на участке испарения при допустимой потере напора во всей печи.

В ряде случаев в радиантные трубы печей вводят водяной пар, который, увеличивая объем потока, позволяет повысить скорость движения потока и в связи с этим улучшает теплоотдачу от стенок труб к нагреваемому сырью, уменьшает отложение кокса и солей на внутренней поверхности труб.

Увеличение числа параллельных потоков в печи за счет одновременного уменьшения скорости потока и длины пути нагреваемого сырья позволяет резко сократить потерю напора; применение параллельных потоков позволяет при необходимости уменьшить диаметр труб.

Для ряда технологических установок и обслуживающих их печей

важно располагать данными по перепаду давления в трансферном трубопроводе, соединяющем трубчатую печь с ректификационной колонной (рис. XXI-26). Особенно это важно для установок, где ректификационная колонна работает под вакуумом. Умеренный перепад давления на этом участке позволяет иметь меньшее давление p_n на выходе из печи, более высокую долю отгона e_n и, следовательно, при допустимой температуре t_2 обеспечить ввод в колонну большего количества тепла за счет сырья и этим способствовать более четкой ректификации получаемых продуктов.

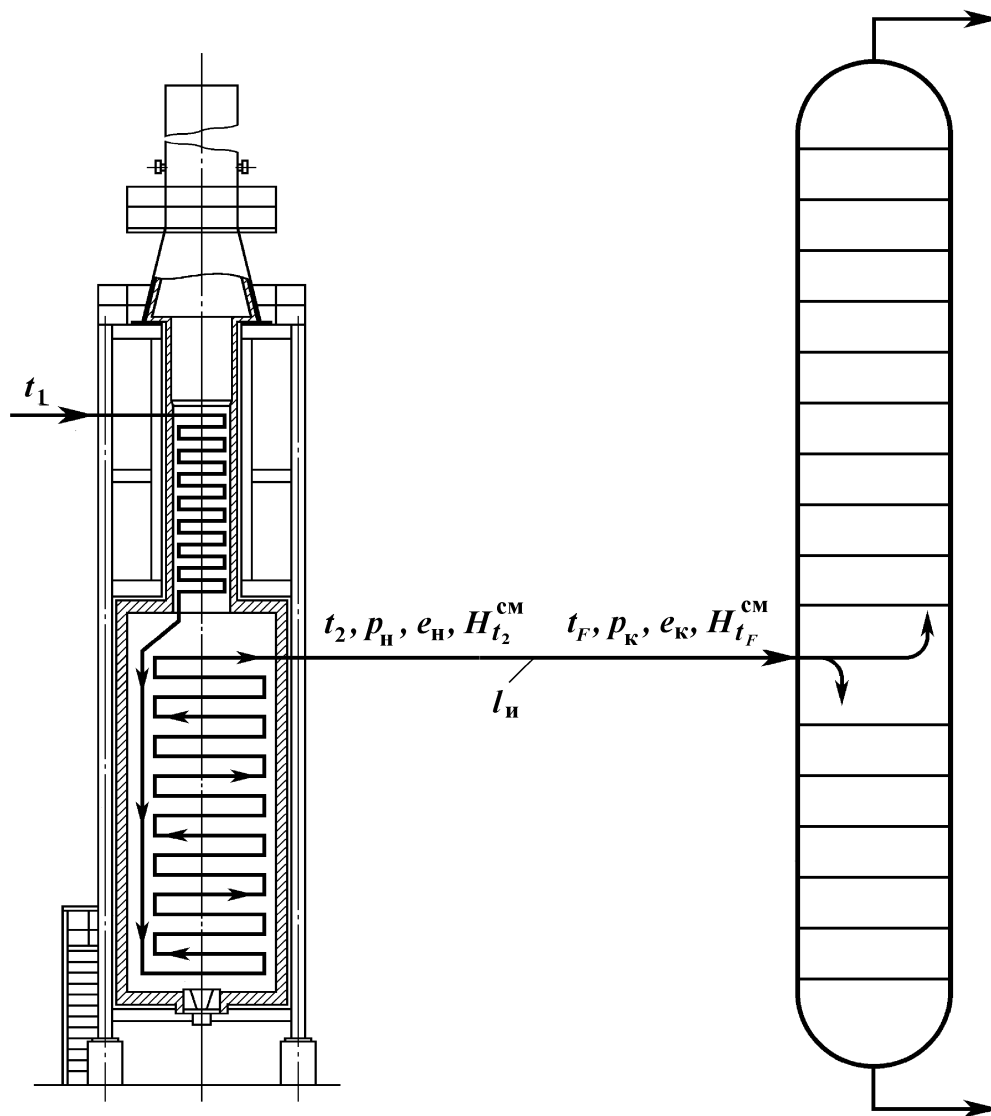


Рис. XXI-26. Схема, поясняющая обозначения к расчету потери напора в трансферном трубопроводе

Так как в этом трубопроводе в связи с понижением давления от p_n до p_k происходит дополнительное испарение сырья (доля отгона возрастает от e_n на выходе из печи до e_k при входе в колонну), то для расчета потери напора также может быть использовано уравнение (XXI.20) или (XXI.24), в котором величина l_n есть известная расчетная длина трансферного трубопровода, включающая его геометрическую длину и эквивалентную длину местных гидравлических сопротивлений (задвижки, повороты и т.д.).

Пренебрегая потерями тепла трансферным трубопроводом в окружающую среду, имеем одинаковую энтальпию потока на выходе из печи $H_{t_2}^{cm}$ при температуре t_2 и на входе в колонну $H_{t_F}^{cm}$ при температуре t_F ($t_2 > t_F$), т.е. справедливо уравнение

$$e_n H_{t_2} + (1 - e_n) h_{t_2} = e_k H_{t_F} + (1 - e_k) h_{t_F}. \quad (XXI.28)$$

Таким образом, потеря напора в трансферном трубопроводе и взаимосвязанные параметры (t_2 , e_n , t_F , e_k) требуют совместного решения уравнений Бакланова, теплового баланса (XXI.28) и доли отгона. Расчет доли отгона осуществляется по приведенному ранее уравнению однократного испарения.

При повышенном перепаде давления в трансферном трубопроводе в соответствии с уравнением Бакланова рассматривается возможность сокращения его длины l_n или увеличения диаметра d [коэффициент A в уравнении (XXI.21)].

Для расчета потери напора в печах с потоком сырья, изменяющимся в результате химических превращений, необходим предварительный кинетический расчет, который позволяет определить объем (или массу) образовавшихся продуктов реакции.

Для расчетов необходимо разделить змеевик печи на отдельные участки, в пределах которых изменение состава потока сравнительно невелико и поэтому линейная скорость и плотность потока могут быть усреднены.

ААҚІ АІ А НІ І ДІ ӘЕАІ ЕА Е ӨБАА

Для нормальной работы трубчатой печи необходимо обеспечить подачу воздуха в топочную камеру для горения топлива, движение газов через печь по всему газовому тракту и удаление продуктов сгорания в атмосферу на высоту, достаточную для соблюдения санитарных норм и приемлемую по допустимому загрязнению окружающей среды.

В трубчатых печах эти условия обычно обеспечиваются естественной тягой, создаваемой дымовой трубой. При естественной тяге движущей силой, обуславливающей движение дымовых газов и преодоление гидравлических сопротивлений, является разность давлений слоя атмосферного воздуха и дымовых газов в трубе (рис. XXI-27).

Газовый тракт трубчатой печи, ее дымовую трубу и слой атмосферного воздуха можно рассматривать как сообщающийся сосуд, у которого одним коленом служит дымовая труба, заполненная дымовыми газами, а другим — слой атмосферного воздуха. Вследствие различия температур атмосферного воздуха и дымовых газов в трубе различаются также и их плотности, а следовательно, и веса; поэтому более тяжелый слой холодного воздуха выталкивает более легкий столб горячих дымовых газов. Движущая сила (тяга), создаваемая

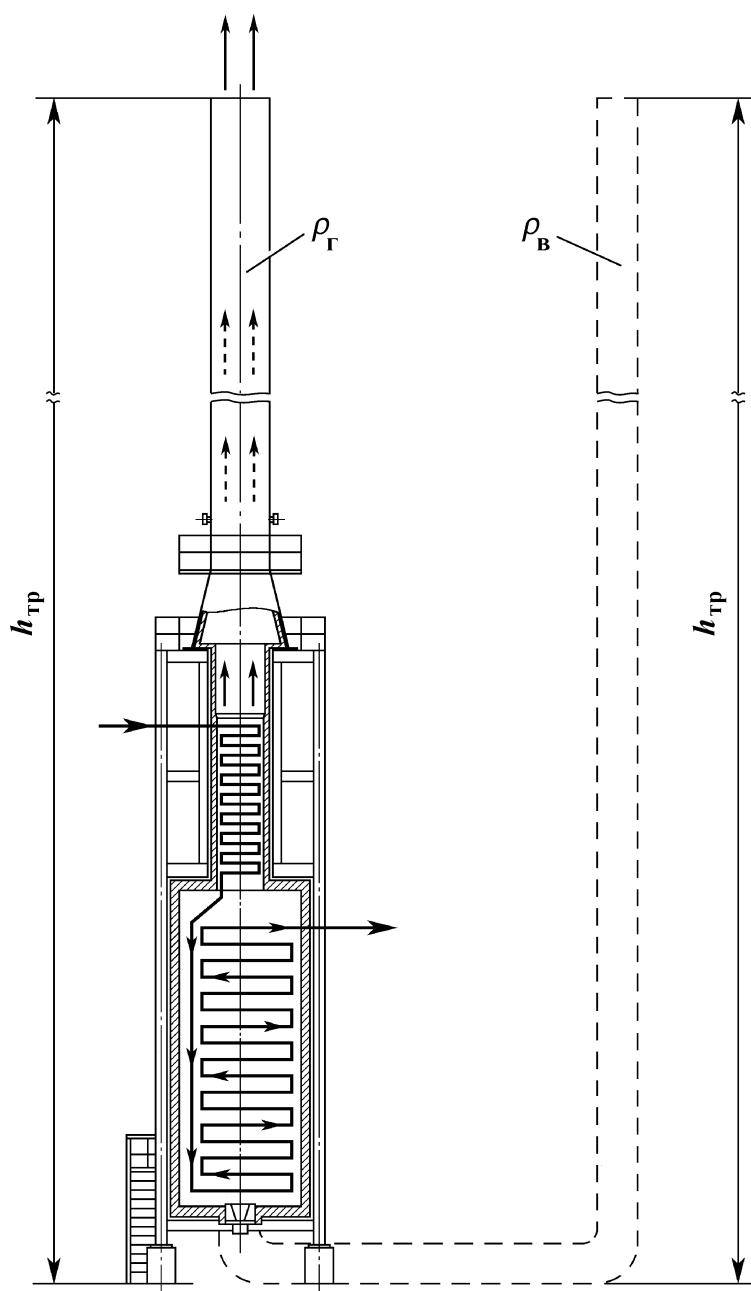


Рис. XXI-27. Схема трубчатой печи с естественной тягой

дымовой трубой, увеличивается с возрастанием температуры отходящих дымовых газов и высоты трубы, так как при этом увеличивается разница весов столбов атмосферного воздуха и дымовых газов.

В топочной камере должно быть некоторое разрежение, обеспечивающее поступление атмосферного воздуха для сгорания топлива. При использовании форсунок с воздушным распылением жидкого топлива и инжекционных горелок для газообразного топлива, воздух, необходимый для горения топлива, частично или полностью поступает под напором.

Разрежение в топочной камере необходимо также, чтобы избежать утечек дымовых газов через неплотности кладки, которые имели бы место при избыточном давлении в топке и что привело бы к загрязнению окружающей среды и увеличению потерь тепла, снижению коэффициента полезного действия печи.

Значительное разрежение в топке приводит к нежелательному подсосу избыточного воздуха, увеличению потерь тепла с уходящими дымовыми газами и снижению коэффициента полезного действия печи. Разрежение в топочной камере рекомендуется иметь в пределах 20 – 40 Па.

Сопротивление потоку дымовых газов при движении его в трубчатой печи рассмотрим на примере трубчатой печи с естественной тягой (см. рис. XXI-27). Оно складывается из следующих величин: сопротивления при движении газов через пучок конвекционных труб, сопротивления трения о стенки газоходов, местных гидравлических сопротивлений, обусловливаемых изменением сечения (расширением или сужением) и направления потока, сопротивлением запорных и регулирующих приспособлений (шибер, заслонка), статического и динамического напоров, сопротивления воздухоподогревателя.

Общее сопротивление всего газового тракта равно сумме отдельных составляющих:

$$\Delta p_{\text{общ}} = \sum \Delta p_i.$$

Одним из основных составляющих сопротивления потоку дымовых газов является сопротивление пучка конвекционных труб.

Сопротивление пучка конвекционных труб главным образом зависит от скорости движения дымовых газов в свободном сечении между трубами (5–8 м/с), от числа рядов труб и их диаметра, способа размещения труб (шахматное или коридорное), расстояния между осями труб по горизонтали и вертикали. Для расчета этой величины предложен ряд уравнений или номограмм, приведенных в специальной литературе. В действующих печах потеря напора в камере конвекции составляет приблизительно 40–80 Па.

При расчете сопротивления газового потока необходимо учитывать также его направление. Движение нагретого газа снизу вверх создает дополнительный напор, помогающий преодолевать гидравлические сопротивления, так как на таком участке направление потока совпадает с направлением действия естественной тяги. Наоборот, при движении потока газов сверху вниз возникает дополнительное сопротивление, которое должно быть преодолено (статический напор).

Статический напор в камере конвекции при нисходящем потоке газов определяется из выражения

$$\Delta p_{\text{ст}} = h_k(\rho_v - \rho_r)g,$$

где h_k — высота камеры конвекции, м; ρ_v и ρ_r — соответственно

плотность воздуха и дымовых газов, кг/м^3 ; g — ускорение силы притяжения, м/с^2 .

Соппротивление трения в газоходе определяется по уравнению гидравлики и зависит от скорости движения дымовых газов (4–6 м/с), длины газохода и степени его шероховатости.

Местные гидравлические сопротивления определяются по уравнению

$$\Delta p_{\text{м.с}} = \sum \xi_i \frac{w_i^2}{2} \rho_i,$$

где ξ_i — коэффициент местных сопротивлений, выбираемый по справочным данным; w_i — линейная скорость газового потока, м/с; ρ_i — плотность газового потока в соответствующем сечении канала, кг/м^3 .

Тяга, создаваемая дымовой трубой или дымососом, должна несколько превышать найденное расчетом общее сопротивление потоку газов с тем, чтобы имелся некоторый запас и была возможность регулировать тягу.

Коэффициент запаса принимается равным 1,2, т.е. $\Delta p_{\text{т}} = 1,2 \Delta p_{\text{общ}}$. Избыточное разрежение, создаваемое трубой, расходуется на преодоление сопротивления регулирующего шибер (заслонки). Высота дымовой трубы определяется из следующего выражения:

$$h_{\text{тр}} = \frac{\Delta p_{\text{т}}}{(\rho_{\text{в}} - \rho_{\text{г}})g}.$$

При естественной тяге в трубчатых печах дымовая труба создает разрежение порядка 200 Па.

Если общее сопротивление потоку дымовых газов большое, а естественная тяга, которая может быть создана трубой, недостаточна вследствие сравнительно низкой температуры дымовых газов, то применяют искусственную тягу, при которой дымовые газы отсасываются из печи вентилятором, создающим необходимое разрежение, и нагнетаются в дымовую трубу.

Диаметр дымовой трубы определяется исходя из объема газов и допустимой их скорости в трубе; при естественной тяге эта скорость принимается равной 4–8 м/с, а при искусственной тяге 8–16 м/с.