

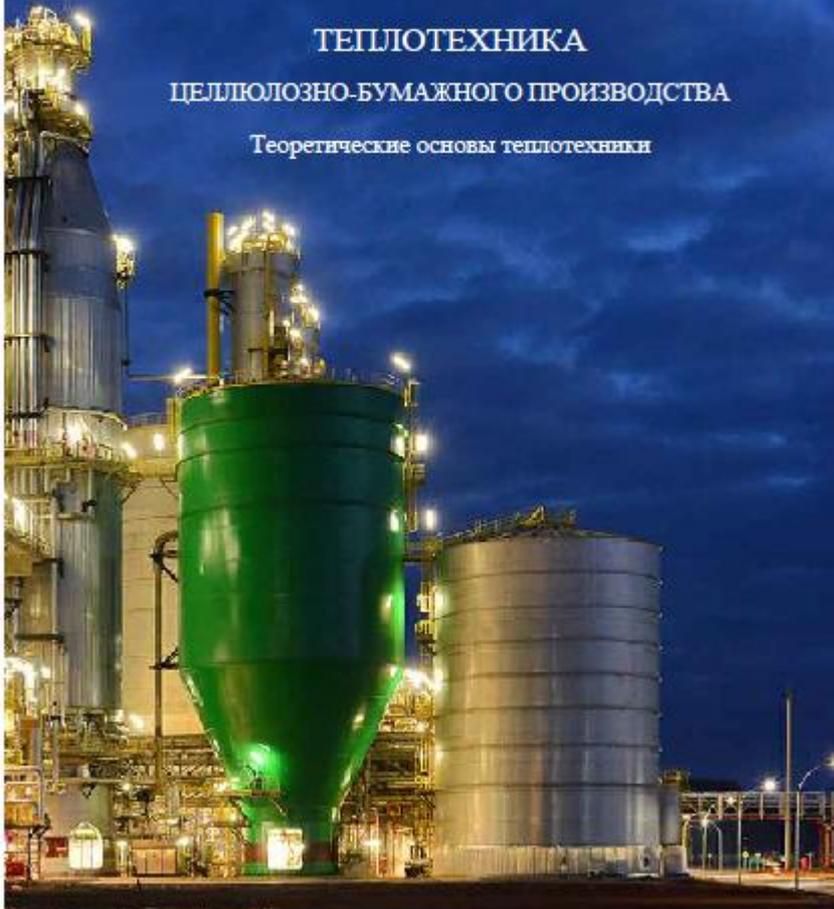


Санкт-Петербургский государственный университет  
промышленных технологий и дизайна  
ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ

Л.М. Бойков, Н.С. Нечаев, Д.А. Прохоров, Е.Н. Ионин

## ТЕПЛОТЕХНИКА ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Теоретические основы теплотехники



Л. М. БОЙКОВ, Н. С. НЕЧАЕВ, Д. А. ПРОХОРОВ, Е. Н. ИОНИН

# **ТЕПЛОТЕХНИКА**

**ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА**

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ**

**Санкт-Петербург**

**2017**

Министерство образования и науки  
Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
Санкт-Петербургский государственный университет  
промышленных технологий и дизайна

**Высшая школа технологии и энергетики**

---

Л. М. БОЙКОВ, Н. С. НЕЧАЕВ, Д. А. ПРОХОРОВ, Е. Н. ИОНИН

# **ТЕПЛОТЕХНИКА**

**ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА**

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ**

**Учебное пособие для студентов вузов**

Санкт-Петербург

2017

УДК 676.621.1 (075.8)

ББК 31. 3

Т 34

**Бойков, Л. М.** Теплотехника целлюлозно-бумажного производства. Теоретические основы теплотехники: учеб. пособие для студ. вузов / Л. М. Бойков, Н. С. Нечаев, Д. А. Прохоров, Е. Н. Ионин; под ред. д-ра техн. наук Л. М. Бойкова. – СПб.: ВШТЭ, ГУПТД, 2017. – 383 с.  
ISBN 978-5-91646-101-5

В первой части пособия изложены основы технической термодинамики, теория тепло- и массообмена, топливо и теория горения. Во второй и третьей частях книги рассмотрены принципы работы теплоэнергетических и теплотехнологических установок целлюлозно-бумажного производства.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров 140100 «Теплотехника и теплоэнергетика», для всех форм обучения, а также для студентов неэнергетических специальностей.

Табл. 19. Ил. 90. Библиогр.: 38 назв.

Рецензент – д-р техн. наук, профессор ВШТЭ, ГУПТД В. Г. Казаков.

Печатается в авторской редакции.

ISBN 978-5-91646-101-5

© Бойков Л. М., Нечаев Н.С.,  
Прохоров Д.А. Ионин Е. Н., 2017  
© Высшая школа технологии и  
энергетики. Санкт-Петербургский  
государственный университет  
промышленных технологий  
и дизайна, 2017

## Предисловие

Целлюлозно-бумажная промышленность (ЦБП) относится к наиболее энергоемким и материалоемким отраслям народного хозяйства. По использованию топливно-энергетических ресурсов отечественная ЦБП занимает пятое место среди других отраслей промышленности. Энергетическая составляющая в себестоимости продукции ЦБП достигает 50 %. Для выработки одной тонны целлюлозы, бумаги или картона требуется израсходовать 8–29 ГДж теплоты, значительное количество электроэнергии, воды, топлива, древесины и других сырьевых ресурсов. На крупных предприятиях ЦБП часовой расход пара только в качестве технологического теплоносителя достигает 500–1200 т/ч. Поэтому предприятия отрасли имеют, как правило, несколько собственных источников для выработки тепловой и электрической энергии. Рациональная загрузка этих источников позволяет снизить удельные расходы топлива при выработке тепловой и электрической энергии.

На предприятиях ЦБП велики выбросы низкопотенциальной теплоты в виде парогазовых смесей, которые оказывают вредное влияние на экологию окружающей среды. В технологических процессах и установках ЦБП вредное влияние выбросов может быть уменьшено, а значительная часть тепловой энергии, содержащейся в выбросах, может быть утилизирована.

Целлюлозно-бумажное производство является весьма энергоемким производством. Поэтому рациональное производство и использование тепловой энергии в цехах предприятий во многом определяет их рентабельность. Инженерно-технические работники, работающие в ЦБП

и других отраслях промышленности, должны обладать глубокими знаниями в области теплотехники и теплоэнергетики.

В данном пособии рассмотрены вопросы производства, передачи и использования теплоты в промышленности.

Теплотехника – наука, занимающаяся проблемами получения, преобразования и использования энергии. Она делится на теоретическую и прикладную части. Теоретическая часть теплотехники включает: техническую термодинамику, теорию тепло- и массообмена, а также топливо и теорию горения. Прикладная часть курса изучает вопросы теплоэнергетики: котельные агрегаты, паровые турбины и тепловые электростанции. В теплотехнологическую часть теплотехники, связанную с целлюлозно-бумажным производством, входят разделы: сушильные и вентиляционные установки бумагоделательных и картоноделательных машин, варочные и выпарные установки, содорегенерационные и корьевые котельные агрегаты.

В пособии первый раздел теоретических основ теплотехники посвящен изложению основных положений и законов термодинамики, их применению при анализе различных термодинамических процессов и циклов теплосиловых установок.

Во втором разделе пособия изложены общие сведения теории теплообмена и массообмена, основные закономерности переноса энергии и массы, их применение в теплообменных аппаратах.

В третьем разделе рассматриваются различные виды органического топлива, приводятся сведения о процессе горения топлива, его кинетике и устойчивости, топочные и горелочные устройства для сжигания органического топлива.

Две другие части пособия [21] посвящены теплоэнергетическим и теплотехнологическим установкам, которые широко используются

на предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности. В основе их проектирования и эксплуатации лежат общие закономерности теоретических основ теплотехники.

Без овладения глубокими теплотехническими знаниями невозможно квалифицированно эксплуатировать оборудование, анализировать существующие схемы, оценивать их эффективность и разрабатывать мероприятия по их совершенствованию.

Учебное пособие будет полезно студентам лесотехнических, энергетических и политехнических высших учебных заведений, так как оно рассматривает «Теоретические основы теплотехники», без знания которых не овладеть специальными дисциплинами.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров 140100 «Теплотехника и теплоэнергетика», для всех форм обучения, а также для студентов неэнергетических специальностей. При этом профили подготовки бакалавров: «Промышленная теплоэнергетика» и «Энергетика теплотехнологий», а профессиональные образовательные программы подготовки магистров: «Энергетика теплотехнологий», «Тепломассообменные процессы и установки», «Природоохранные технологии в энергетике».

Просьба к читателям все замечания и пожелания по книге направлять на электронный адрес E-mail: lev-boykov@mail.ru.

## Введение

Технология целлюлозы, бумаги и картона неразрывно связана с тепловыми процессами, интенсивность которых во многих случаях определяет производительность теплотехнологических установок и существенно влияет на удельные затраты тепловой энергии и показатели качества получаемой продукции. Вместе с тем оптимизация тепловых режимов и регенерация отработанных в теплоиспользующих установках теплоносителей позволяет достичь значительной экономии топлива.

Целлюлозно-бумажная промышленность является быстро развивающейся, наукоемкой отраслью народного хозяйства, базирующейся в основном на импортном и устаревшем оборудовании. В настоящее время производится модернизация и реконструкция действующего оборудования, установленного на отечественных целлюлозно-бумажных предприятиях.

Современные целлюлозно-бумажные предприятия имеют довольно сложное теплоэнергетическое и теплотехнологическое оборудование, в котором реализуются различные физико-химические процессы, осуществляемые при определенных тепловых режимах. Принципы конструирования и работа устройств, используемых для этих целей аппаратов и механизмов, зависят от характера протекающих в них теплотехнологических процессов.

В пособии излагаются основы теплоэнергетических и теплотехнологических знаний, необходимых для рациональной эксплуатации данного оборудования и повышения эффективности его работы. Осуществляемые тепловые процессы основываются на термодинамических и тепломассообменных закономерностях, которые в доступной и краткой форме изложены в данном учебном пособии.

## Часть первая

# ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ

---

## Раздел I. ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

*Термодинамика* — это наука о свойствах энергии в различных ее видах, а также о закономерностях перехода энергии от одних тел к другим и из одного вида в другой. Техническая термодинамика является совокупностью инженерных приложений термодинамики. Вместе с теорией тепломассообмена она является теоретическим фундаментом теплотехники и теплоэнергетики.

Структура технической термодинамики включает общие понятия и законы; термодинамические процессы; циклы тепловых преобразователей энергии.

## Глава 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ТЕРМИНЫ

Основу технической термодинамики составляют фундаментальные законы природы, в термодинамических понятиях они называются *законами* или *началами термодинамики*. Благодаря независимости этих законов от свойств конкретных тел и высокой достоверности на их основе разрабатывают новые и совершенствуют существующие тепловые машины и установки, создают высокоэффективные технологии.

*Термодинамической системой* называют тело или совокупность тел, свойства которых являются объектом исследований. Все тела, находящиеся вне границ термодинамической системы, называются *окружающей средой*.

*Внутренняя энергия* – это сумма кинетической энергии теплового движения молекул, зависящего от температуры тела, и потенциальной энергии силового взаимодействия молекул.

Координаты и потенциалы термодинамической системы называются *термодинамическими параметрами* состояния.

В технической термодинамике в качестве основных параметров используются три параметра: абсолютное давление  $P$ , удельный объем  $\nu$  и абсолютная температура  $T$ .

*Абсолютное давление* газа – это сила, отнесенная к единице поверхности, и действующая по нормали к этой поверхности. Основной единицей давления в системе СИ является один паскаль ( $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$ ), а в системе МКГСС –  $1 \text{ кгс/см}^2 = 10^5 \text{ Па}$ . Если абсолютное давление больше атмосферного, то разность между ними называется *избыточным давлением*

$$P_{\text{изб}} = P - P_{\text{атм}}.$$

Если же абсолютное давление газа меньше атмосферного, то разность между ними называется *разрежением* или *вакуумом*

$$P_{\text{в}} = P_{\text{атм}} - P.$$

*Удельным объемом* газа, обозначаемым буквой  $\nu$ , называется объем, занимаемый 1 кг данного газа. Так, если масса всего газа равна  $M$ , кг, а полный объем  $V$ ,  $\text{м}^3$ , то удельный объем его составляет

$$\nu = \frac{V}{M}, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Величина, обратная удельному объему, т. е. масса газа, заключенная в  $1 \text{ м}^3$  его объема, называется *плотностью* и обозначается буквой  $\rho$

$$\rho = \frac{M}{V}, \text{ кг/м}^3.$$

*Температура* – мера интенсивности хаотического движения молекул. В термодинамике температуру считают мерой нагрева тела.

В системе СИ за основу принята термодинамическая температурная шкала Кельвина. Начало отсчета по термодинамической температурной шкале Кельвина соответствует 273 К

$$T, \text{ К} \approx 273 \text{ К} + t, \text{ }^\circ\text{C}.$$

В ряде стран используют температурные шкалы Фаренгейта, Ренкина и Реомюра (табл. 1) [2].

Таблица 1

**Соотношение между шкалами температур**

Наименование шкалы	Цельсия $t, \text{ }^\circ\text{C}$	Ренкина $T, \text{ }^\circ\text{Ra}$	Фаренгейта, $t, \text{ }^\circ\text{F}$	Реомюра $t, \text{ }^\circ\text{R}$
Цельсия	–	$5/9 \cdot T, \text{ }^\circ\text{Ra} - 273$	$(t, \text{ }^\circ\text{F} - 32)/1,8$	$1,25 t, \text{ }^\circ\text{R}$
Ренкина	$1,8 (t, \text{ }^\circ\text{C} + 273)$	–	$t, \text{ }^\circ\text{F} + 459,7$	$1,8(1,25 \times t, \text{ }^\circ\text{R} + 273)$
Фаренгейта	$1,8 (t, \text{ }^\circ\text{C} + 32)$	$T, \text{ }^\circ\text{Ra} + 459,7$	–	$9/4 t, \text{ }^\circ\text{R}$
Реомюра	$0,8 t, \text{ }^\circ\text{C}$	$0,8 (5/9 T, \text{ }^\circ\text{Ra} - 273)$	$4/9 (t, \text{ }^\circ\text{F} - 32)$	–

*Идеальный газ* – газ, в котором пренебрегают потенциальной энергией силового взаимодействия между молекулами, а также объемом самих молекул. Следовательно предполагается, что молекулы являются материальными точками и они не испытывают взаимного притяжения и отталкивания. Тогда размеры молекул будут значительно меньше по сравнению с размерами межмолекулярного пространства.

Термодинамические параметры находятся между собой в функциональной зависимости, называемой *уравнением состояния системы*.

*Уравнение Клапейрона* – уравнение состояния 1 кг идеального газа

$$p v = R T,$$

где  $R$  – газовая постоянная, Дж/(кмоль·К), определяемая по уравнению,

$$R = \frac{8314,51}{\mu},$$

здесь  $\mu$  – молекулярная масса газа.

Умножая обе части уравнения состояния на массу газа  $M$  и учитывая, что  $v M = V$ , где  $V$  – полный объем этого газа, получаем уравнение состояния идеального газа для его массы ( $M$ )

$$p V = M R T.$$

*Реальный газ* – это газ, в котором учитывается влияние сил притяжения между молекулами на внутреннее давление газа и объем молекул. Для реального газа используют уравнение *Ван-дер-Ваальса*:

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right) \cdot (v - b) = R T,$$

где  $a$  и  $b$  – постоянные величины для данного газа.

В этом уравнении отношение  $a/v^2$  учитывает влияние сил притяжения между молекулами на внутреннее давление газа, а величина  $b$  является собственным объемом молекул.

На реальный газ не распространяются законы и зависимости идеальных газов. На практике уравнение состояния реального газа используют редко, так как не обеспечивается необходимая точность. Циклы, работающие на реальных газах, рассчитывают по таблицам и диаграммам, построенным на основании экспериментальных данных.

В зависимости от числа степеней свободы для каждой системы существуют свои уравнения, характеризующие определенные связи между термодинамическими параметрами. Для реальной системы уравнение состояния получается только из опыта. Так, для системы с двумя степенями свободы (тепловой и механической) уравнение состояния газа в общем виде запишется в виде  $f(p, v, T) = 0$ .

*Функции состояния:* внутренняя энергия  $U$ , энтальпия  $I$  и энтропия  $S$  – сложные величины, характеризующие состояние системы и определяемые расчетным путем.

*Энтальпия* – сумма величин, определяющих полную энергию (внутреннюю и внешнюю)

$$I = U + p V.$$

Для единицы массы вещества удельная массовая энтальпия, кДж/кг, определяется из равенства

$$i = u + p v,$$

где  $i = I/M$ ;  $u = U/M$ ;  $v = V/M$ .

*Энтропией* ( $S$ ) называется функция состояния термодинамической системы, определяющая меру необратимого рассеивания энергии.

Важная роль энтропии в том, что, в соответствии с равенством

$$\frac{d q}{T} = d S,$$

ее изменение в любом обратимом процессе является признаком наличия теплообмена между рабочим телом и окружающей средой. При этом  $q$  – удельное количество теплоты, Дж/кг, которое подводится или отводится от рабочего тела в термодинамической системе.

Тогда имеем

$$d q = T d S.$$

Интегрируя это уравнение получим

$$q = \int_1^2 T d S.$$

Это выражение показывает, что если изобразить процесс  $1-2$  (рис. 1.1) в системе координат, в которой по оси абсцисс откладывается энтропия, а по оси ординат – температура, то теплота всего процесса будет представлена площадью под линией процесса  $1-2$ . Такая система координат находит широкое применение в технической термодинамике и называется  $T S$  - диаграммой идеального газа (см. рис. 1.1).

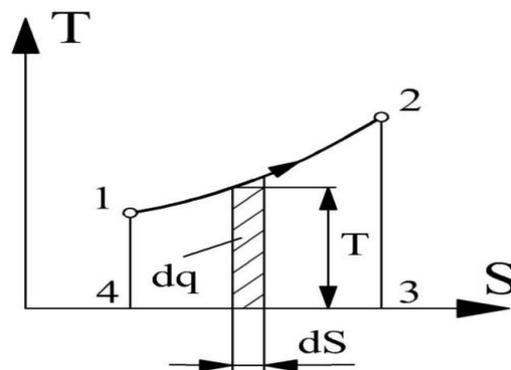


Рис.1.1.  $T S$  -диаграмма идеального газа

*Функции процесса* – термодинамические характеристики, зависящие от характера протекания процесса. Например, работа  $\ell$  зависит не только от конечного и начального состояний, но и от промежуточных значений в каком-либо процессе.

*Работа газа* – механическое взаимодействие системы с окружающей средой, направленное против внешних сил, и сопровождаемое изменением объема рабочего тела

$$\ell = \int_{v_1}^{v_2} P dv.$$

*Рабочее тело* в термодинамике – это газы и пары, используемые в процессе превращения теплоты в работу.

## Глава 2. ТЕПЛОЕМКОСТЬ

*Теплоемкостью* тела называется количество теплоты, необходимое для нагрева его на один градус. Теплоемкость, отнесенная к единице количества вещества, называют *удельной теплоемкостью* или просто *теплоемкостью*. В зависимости от выбранной единицы количества вещества различают удельные теплоемкости: *массовую, объемную и мольную*. Если к телу массой 1 кг подводится бесконечно малое количество теплоты  $dq$  и при этом его температура изменяется на  $dT$ , то их соотношение

$$C = \frac{dq}{dT}$$

называют *удельной массовой теплоемкостью*, Дж/(кг · К).

Количество теплоты, необходимое для нагрева  $1 \text{ м}^3$  вещества на один градус Кельвина,

$$C' = C \rho$$

называют *удельной объемной теплоемкостью*,  $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ , где  $\rho$  – плотность среды,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

*Удельной мольной теплоемкостью* называют количество теплоты, необходимое для нагревания одного моля (киломоля) вещества на один градус Кельвина,  $\text{Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$ ,

$$C_{\mu} = \mu c,$$

где  $\mu$  – молекулярная масса.

Беспрдельно уменьшая температурный интервал, получаем значение *истинной теплоемкости*

$$C_{\text{ист}} = \lim_{\Delta T \rightarrow 0} \left( \frac{\Delta q}{\Delta T} \right) = \frac{d q}{d T}.$$

Тогда количество теплоты, передаваемой телу в процессе его изменения, можно выразить через теплоемкость

$$d q = C d T.$$

Значение теплоемкости зависит также от процесса. Различают теплоемкость при постоянном давлении  $C_p$  и теплоемкость при постоянном объеме  $C_v$ . Разность между ними соответствует *закону Майера*

$$C_p - C_v = R.$$

Все теплоемкости зависят от температуры и определяются для любого вещества по таблицам [3–6].

### Глава 3. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

*Первый закон термодинамики* для закрытой системы формулируется так: теплота, подведенная к рабочему телу из внешней среды, расходуется на изменение внутренней энергии тела и совершение внешней механической работы

$$q = \Delta u + \ell.$$

В развернутой форме аналитическое выражение первого закона термодинамики для процесса 1–2 принимает вид

$$q = u_2 - u_1 + \int_{v_1}^{v_2} p dv,$$

а в дифференциальной форме имеем

$$dq = du + p dv.$$

Поскольку

$$d(pv) = p dv + v dp,$$

то

$$p dv = d(pv) - v dp.$$

Тогда

$$dq = du + d(pv) - v dp = d(u + pv) - v dp$$

или

$$dq = di - v dp,$$

где  $i = (u + pv)$  – энтальпия или теплосодержание рабочего тела, Дж/кг.

В развернутом виде можно записать

$$q = i_2 - i_1 - \int_{p_1}^{p_2} v \, d p.$$

Интеграл  $\int_{p_1}^{p_2} v \, d p$ , как и энтальпия, представляет собой в общем случае чисто математическую величину и приобретает конкретное физическое содержание лишь при рассмотрении процессов, протекающих в потоке рабочего тела.

Таким образом, первый закон термодинамики характеризует процессы превращения энергии с количественной стороны и дает все необходимое для составления энергетического баланса процесса.

## Глава 4. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

Все реальные процессы изменения состояния газа, происходящие в различных теплотехнических устройствах, в действительности являются процессами неравновесными. Однако в технической термодинамике их заменяют соответствующими равновесными процессами. Из них основными являются: изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный процессы. Все они охватываются более общим понятием политропные процессы.

### 4.1. Изохорный процесс

*Изохорным процессом* называется равновесный процесс, протекающий при постоянном объеме. Линия, изображающая этот процесс графически, называется *изохорой*. Уравнение процесса  $v = \text{const}$ .

В  $p v$ -диаграмме изохора представляет собой отрезок вертикальной прямой  $1-2$ , соединяющий точки начального и конечного состояний газа (рис. 4.1).

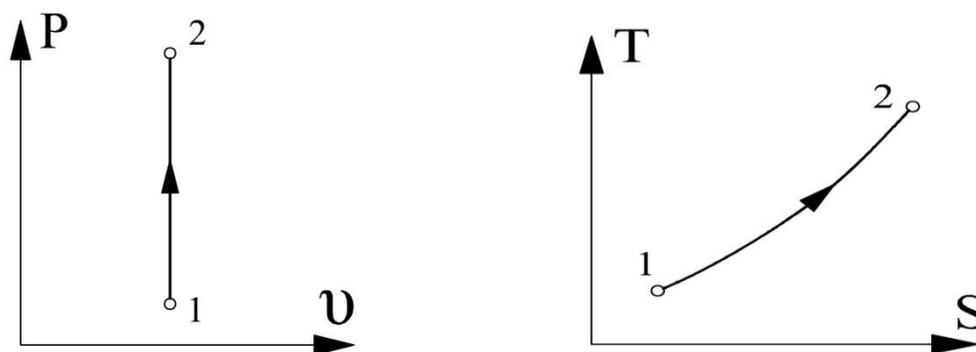


Рис. 4.1. Изохорный процесс

Связь между термическими параметрами начального и конечного состояния газа выражается *законом Шарля*

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2},$$

откуда видно, что изохоры нагревания направлены снизу вверх, а изохоры охлаждения – сверху вниз.

Аналитическое выражение первого закона термодинамики

$$d q = d u + p d v,$$

а для изохорного процесса, в котором  $d v = 0$ , принимает вид

$$d q = d u$$

или в конечной форме

$$q = u_2 - u_1.$$

Таким образом, в изохорном процессе вся подводимая теплота расходуется на изменение внутренней энергии газа, а работа расширения равна нулю.

Согласно определению теплоемкости для изохорного процесса можно записать

$$d q = C_v d T = C_v d t$$

или

$$q = C_v (T_2 - T_1) = C_v (t_2 - t_1).$$

Поэтому

$$d u = C_v d T = C_v d t$$

и

$$\Delta u = u_2 - u_1 = C_v (T_2 - T_1) = C_v (t_2 - t_1).$$

Поскольку внутренняя энергия является функцией состояния и ее изменение не зависит от характера процесса, то последнее приведенное уравнение справедливо для любого термодинамического процесса.

В теплотехнических расчетах следует учитывать зависимость теплоемкости газа от температуры, поэтому теплоту изохорного процесса нужно определять по формуле

$$q = \int_{t_0}^{t_2} C_{vm} dt - \int_{t_0}^{t_1} C_{vm} dt.$$

Средние значения теплоемкостей берутся из таблиц [1–11].

## 4.2. Изобарный процесс

*Изобарным процессом* называется равновесный процесс, протекающий при постоянном давлении. Линия, изображающая этот процесс графически, называется *изобарой*. Уравнение процесса

$$p = \text{const.}$$

В  $p v$ -диаграмме изобара представляет собой отрезок горизонтальной прямой 1–2, соединяющий точки начального и конечного состояний газа (рис. 4.2).

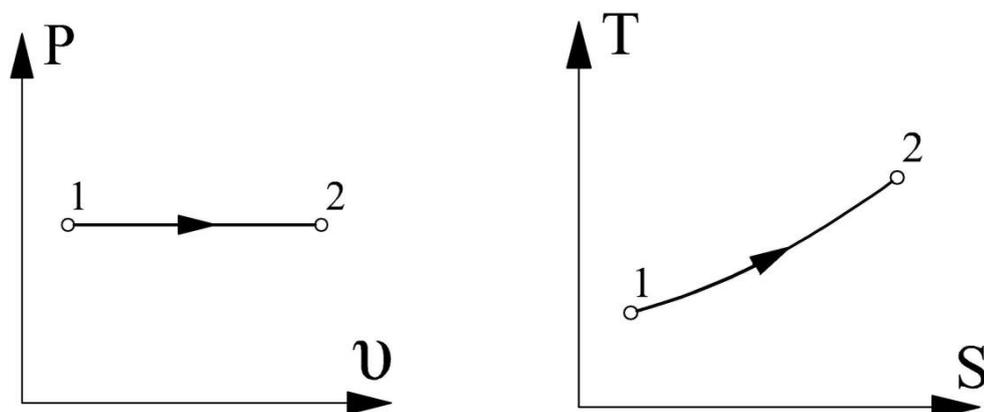


Рис. 4.2. Изобарный процесс

Связь между термическими параметрами начального и конечного состояния газа подчиняется закону Гей-Люссака и выражается уравнением

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2},$$

откуда видно, что изобары нагревания направлены слева направо, а изобары охлаждения – справа налево.

Аналитическое выражение первого закона термодинамики имеет вид

$$q = u_2 - u_1 + \int_{v_1}^{v_2} P dv.$$

Для изобарного процесса это выражение принимает вид

$$q = u_2 - u_1 + \int_{v_1}^{v_2} p dv = u_2 - u_1 + p(v_2 - v_1) =$$

$$= (u_2 + p v_2) - (u_1 + p v_1) = i_2 - i_1.$$

Таким образом, в изобарном процессе вся подводимая теплота расходуется на изменение энтальпии рабочего тела.

Согласно определению теплоемкости для изобарного процесса можно записать

$$dq = C_p dT = C_p dt$$

или

$$q = C_p (T_2 - T_1) = C_p (t_2 - t_1).$$

Поэтому

$$di = C_p dT = C_p dt$$

и

$$\Delta i = i_2 - i_1 = C_p (T_2 - T_1) = C_p (t_2 - t_1).$$

Энтальпия является функцией состояния, и ее изменение не зависит от характера процесса. Поэтому последнее приведенное уравнение справедливо для любого термодинамического процесса.

Как уже упоминалось, в теплотехнических расчетах приходится учитывать зависимость теплоемкости от температуры. Поэтому теплота в изобарном процессе рассчитывается по формуле

$$q = \int_{t_0}^{t_2} C_{pm} dt - \int_{t_0}^{t_1} C_{pm} dt,$$

в которой средние значения теплоемкостей берутся из таблиц [1–11].

Величина работы изменения объема газа в изобарном процессе определяется из уравнения

$$\ell = p (v_2 - v_1) = R (T_2 - T_1).$$

Последнее уравнение позволяет выявить *физический смысл газовой постоянной*  $R$  – это работа расширения 1 кг идеального газа при изобарном его нагревании на один градус.

### 4.3. Изотермический процесс

*Изотермическим процессом* называется равновесный процесс, протекающий при постоянной температуре. Поскольку из *закона Бойля-Мариотта* следует, что  $p v = \text{const}$ , линия, изображающая изотермический процесс графически называется *изотермой*.

Она представляет собой гиперболу, соединяющую точки начального и конечного состояния газа (рис. 4.3).

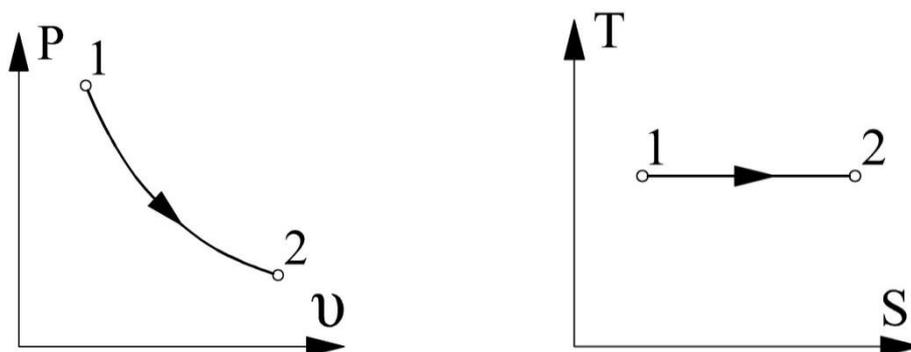


Рис. 4.3. Изотермический процесс

Поскольку в изотермическом процессе

$$\Delta u = u_2 - u_1 = C_v (T_2 - T_1) = 0,$$

т. е. внутренняя энергия не изменяется, аналитическое выражение первого закона термодинамики принимает вид

$$q = \int_{v_1}^{v_2} P dv = \ell,$$

т. е. вся теплота, затраченная на процесс, расходуется на совершение работы изменения объема газа. Для идеального газа имеем выражение

$$p = \frac{RT}{v},$$

следовательно,

$$q = \ell = \int_{v_1}^{v_2} \frac{RT}{v} dv = RT \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = RT \ln \frac{v_2}{v_1}.$$

Полученное уравнение показывает, что если  $v_2 > v_1$ , то  $q > 0$  и  $\ell > 0$ . Это означает, что при подводе теплоты газ расширяется, изотерма направлена слева направо и работа газа положительна. Если же  $v_2 < v_1$ , то  $q < 0$  и  $\ell < 0$ . Это означает, что при отводе теплоты газ сжимается, изотерма направлена справа налево и работа отрицательна.

#### 4.4. Адиабатный процесс

*Адиабатным процессом* называется равновесный процесс, протекающий без теплообмена между рабочим телом и окружающей средой ( $dq = 0$ ). Уравнение адиабатного процесса имеет вид

$$p v^k = \text{const},$$

где  $k = C_p / C_v$  – показатель адиабаты.

Это уравнение называется *уравнением Пуассона*. Графически *адиабата* изображается линией 1–2, схожей с гиперболой, но расположенной несколько круче (рис. 4.4). В адиабатном процессе все три термических параметра ( $p$ ,  $v$  и  $T$ ) переменны, поэтому связь

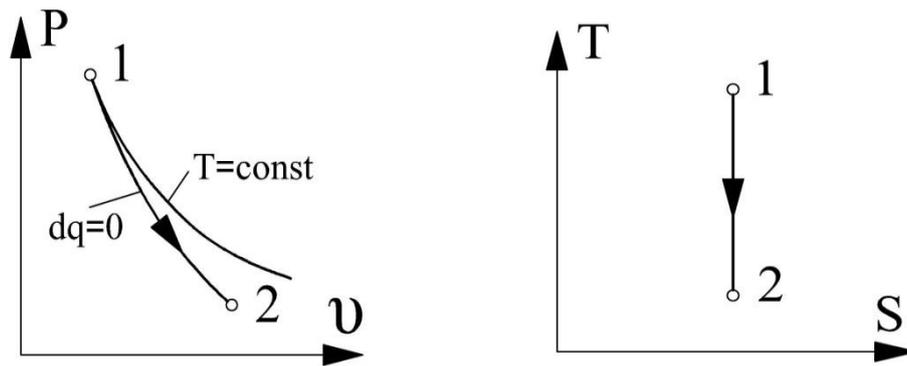


Рис. 4.4. Адиабатный процесс

между их значениями для начального и конечного состояния газа выражается тремя уравнениями.

Связь между параметрами  $p$  и  $V$  имеет вид

$$\frac{P_1}{P_2} = \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^k .$$

Связь между параметрами  $T$  и  $V$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1} .$$

Связь между параметрами  $P$  и  $T$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} .$$

Аналитическое выражение первого закона термодинамики для адиабатного процесса определим по выражению

$$q = u_2 - u_1 + \ell = 0$$

или

$$\ell = u_1 - u_2 .$$

Это означает, что работа изменения объема газа в адиабатном процессе совершается за счет изменения внутренней энергии. Если газ расширяется и работа положительна, то внутренняя энергия уменьшается. Если происходит сжатие, то работа отрицательна и внутренняя энергия увеличивается. Поэтому адиабатное расширение сопровождается уменьшением температуры, а адиабатное сжатие – ее увеличением.

Работа в адиабатном процессе определяется выражением

$$\ell = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2).$$

#### 4.5. Политропные процессы

*Политропными называются процессы, в которых теплоемкость имеет любое, но постоянное на протяжении всего процесса значение.* Уравнение политропного процесса имеет вид

$$p v^n = \text{const},$$

где  $n$  – показатель политропы, который меняется от 0 до  $\pm \infty$ .

Все соотношения политропного процесса  $p v^n = \text{const}$  аналогичны соотношениям, вытекающим из уравнения адиабаты:

$p v^k = \text{const}$  и получаются из них путем замены показателя адиабаты  $k$  на показатель политропы  $n$ .

$$\frac{p_1}{p_2} = \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^n; \quad \frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^{n-1}; \quad \frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}},$$

а формула для работы в политропном процессе имеет вид

$$\ell = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) = \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2).$$

Согласно первому закону термодинамики, для политропного процесса можно записать

$$q = u_2 - u_1 + \ell = C_V (T_2 - T_1) + \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) = \\ + (C_V - \frac{R}{n-1}) (T_2 - T_1).$$

Сравнивая полученное уравнение с формулой

$$q = c (T_2 - T_1),$$

находим зависимость

$$c = C_V - \frac{R}{n-1} = \frac{n C_V - C_V - R}{n-1} = \frac{n C_V - C_p}{n-1}$$

или, учитывая, что  $C_p/C_V = k$ , имеем окончательно выражение

$$c = C_V \frac{n-k}{n-1}.$$

Таким образом, в зависимости от показателя политропы теплоемкость газа в политропных процессах может иметь различные значения.

Рассмотрим четыре частных случая для политропных процессов, которые описываются уравнениями:

$$p v^n = \text{const} \quad \text{и} \quad c = C_V \frac{n-k}{n-1}.$$

1. Пусть  $n = 0$ , тогда  $p v^n = p v^0 = p = \text{const.}$

Получили изобарный процесс.

Подставив  $n = 0$  во второе уравнение, получим

$$c = C_v \frac{0-k}{0-1} = C_v k = C_p.$$

2. Пусть  $n = 1$ , тогда  $p v^n = p v^1 = T = \text{const.}$

Получили изотермический процесс.

Подставив  $n = 1$  во второе уравнение, получим

$$c = C_v \frac{1-k}{1-1} = \pm\infty.$$

3. Пусть  $n = k$ , тогда  $p v^n = p v^k = \text{const.}$

Получили адиабатный процесс.

Подставив  $n = k$  во второе уравнение, получим

$$c = C_v \frac{k-k}{k-1} = 0.$$

4. Пусть  $n = \pm\infty$ , тогда  $p v^n = p v^{\pm\infty} = v = \text{const.}$

Получили изохорный процесс.

Подставив  $n = \pm\infty$  во второе уравнение, получим

$$c = C_v \frac{\pm\infty-k}{\pm\infty-1} = C_v.$$

Таким образом, рассмотренные процессы являются частными случаями политропных процессов.

Наглядное представление о распределении энергии в зависимости от показателя политропы  $n$  и теплоемкости газа  $C$  дают графики в  $p v$ - и  $T S$ - координатах (рис. 4.5).

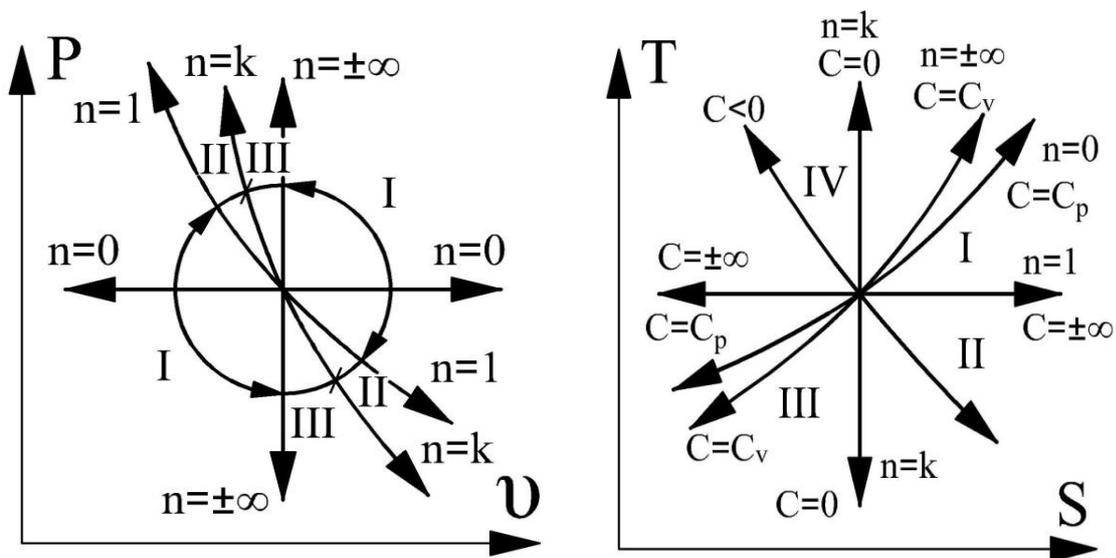


Рис. 4.5. Изображение политропных процессов  
в  $p v$ - и  $T S$ - координатах

Из графиков в  $p v$ - координатах следует, что все семейство политроп можно разбить на три группы:

- группа I характеризуется показателем  $\infty < n < 1$ . Во всех процессах расширения этой группы теплота подводится от источника теплоты к рабочему телу (или газу) и внутренняя энергия увеличивается, а во всех процессах сжатия теплота отводится от рабочего тела и внутренняя энергия уменьшается;
- группа II характеризуется показателем  $1 < n < k$ . Во всех процессах расширения этой группы теплота подводится, но внутренняя энергия уменьшается, а во всех процессах сжатия теплота отводится и внутренняя энергия увеличивается;

- группа III характеризуется показателем  $k < n < \infty$ . Во всех процессах расширения этой группы теплота отводится и внутренняя энергия уменьшается, а во всех процессах сжатия теплота подводится и внутренняя энергия увеличивается.

В  $TS$ -диаграмме все политропы изображаются экспоненциальными кривыми, принимая для двух частных случаев (изотермы и адиабаты) вид прямых линий (см. рис. 4.5).

Следует отметить, что в квадрантах I и III  $dq$  и  $dT$  имеют одинаковые знаки, поэтому теплоемкость

$$C = \frac{dq}{dT}$$

положительна, т. е.  $C > 0$ . В квадрантах II и IV величины  $dq$  и  $dT$  имеют разные знаки, поэтому  $C < 0$ .

В табл. 2 приведены расчетные формулы термодинамических процессов идеальных газов.

Из представленных выше термодинамических процессов состоят циклы тепловых двигателей, с которыми сравнивают циклы реально действующих тепловых устройств. При этом оценивается их эффективность работы и разрабатываются мероприятия по их совершенствованию.

Таблица 2

**ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ**

Процесс	Уравнение процесса	Показатель политропы, $n$	Связь между параметрами $P$ , $V$ и $T$	Изменение внутренней энергии $\Delta U$ , Дж/кг	Внешняя работа $\ell$ , Дж/кг	Теплота $q$ , Дж/кг	Изменение энтропии $\Delta S$ , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$
1	2	3	4	5	6	7	8
Изохорный	$V=\text{const}$	$\infty$	$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2}$	$\Delta U = C_V \times (T_2 - T_1)$	0	$q = C_V (T_2 - T_1)$	$\Delta S = C_V \ln \frac{T_2}{T_1}$
Изобарный	$P=\text{const}$	0	$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}$		$\ell = P (V_2 - V_1) = R (T_2 - T_1)$	$q = C_P (T_2 - T_1)$	$\Delta S = C_P \ln \frac{T_2}{T_1}$

Продолжение табл. 2

1	2	3	4	5	6	7	8
Изотермический	$T = \text{const}$ $PV = \text{const}$	1	$\frac{V_1}{V_2} = \frac{P_2}{P_1}$	$\Delta U = 0$	$\ell = RT \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} =$ $= P_1 V_1 \cdot \ln \frac{P_1}{P_2}$	$q = \ell$	$\Delta S =$ $= R \ln \frac{V_2}{V_1}$
Адиабатический (Изоэнтропный)	$PV^k =$ $= \text{const}$	$k = \frac{c_P}{c_V}$	$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^k$ $\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1}$ $\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}$	$\Delta U = \ell$	$\ell = \frac{P_1 V_1}{k-1} \times$ $\times \left[ 1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	$q = 0$	$\Delta S = 0$

Окончание табл. 2

1	2	3	4	5	6	7	8
Поли- тропный	$PV^n = \text{const}$	$c = c_v \frac{n-k}{n-1}$ $n = \frac{\ln \frac{P_1}{P_2}}{\ln \frac{V_2}{V_1}}$	$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^n$ $\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{n-1}$ $\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\Delta U = c_v \times (T_2 - T_1)$	$\ell = \frac{P_1 \cdot V_1}{n-1} \times \left[ 1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$	$q = c (T_2 - T_1)$	$\Delta S = c \ln \frac{T_2}{T_1}$ $c = c_v \frac{n-k}{n-1}$

## Глава 5. КРУГОВОЙ ПРОЦЕСС ИЛИ ЦИКЛ

*Круговой процесс* или *цикл* — это последовательный ряд термодинамических процессов, в результате которых рабочее тело возвращается в первоначальное состояние.

### 5.1. Прямой цикл

Если линия расширения рабочего тела располагается над линией сжатия, т. е. если течение процессов происходит по часовой стрелке, то такой *цикл* называется *прямым* (рис. 5.1, *a*). Так как в прямом цикле получается положительная работа (тепловая энергия преобразуется в механическую энергию), то прямой цикл является циклом *тепловых двигателей*.

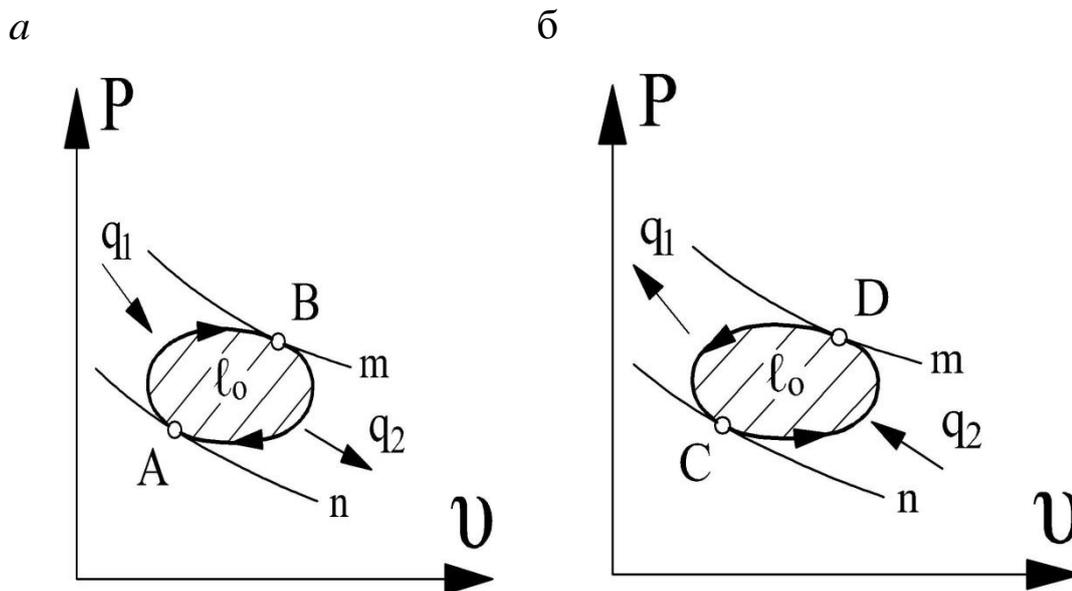


Рис. 5.1. Прямой (а) и обратный (б) циклы

Известно, что процесс, расположенный выше адиабаты, протекает с подводом теплоты, а ниже нее — с отводом теплоты. Поэтому проведя

две адиабаты  $m$  и  $n$ , касательные к линии прямого цикла в точках  $A$  и  $B$ , получаем два участка этой линии – верхний и нижний. На верхнем участке процесс сопровождается подводом теплоты от источника к рабочему телу в количестве  $q_1$ , а на нижнем – его отводом от рабочего тела к холодильнику в количестве  $q_2$ . Разность этих количеств теплоты  $q_0 = q_1 - q_2$  расходуется на совершение работы  $\ell_0$ , равной площади, ограниченной линией цикла. Причем, по первому закону термодинамики  $q_0 = \ell_0$ , так как  $\Delta U = 0$ .

*Термический КПД цикла* – отношение теплоты, превращенной в работу, к теплоте, затраченной для совершения кругового процесса, выражается формулой

$$\eta_t = \frac{\ell_0}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1},$$

где  $\ell_0$  – произведенная внешняя работа;  $q_1$  – теплота, затраченная для совершения кругового процесса;  $q_2$  – потеря теплоты.

По прямому циклу работают паровые турбины, тепловые электрические станции, двигатели внутреннего сгорания и другие тепловые двигатели.

## 5.2. Обратный цикл

Если линия сжатия рабочего тела располагается над линией расширения, т. е. течение процессов происходит против часовой стрелки, то такой цикл называется *обратным* (рис. 5.1, б). Так как в обратном цикле работа сжатия больше работы расширения, то на его

осуществление требуется затрата механической энергии от постороннего источника.

Обратный цикл Карно является идеальным циклом тепловых насосов и холодильных машин. Эффективность работы холодильной установки оценивается *холодильным коэффициентом*, представляющим отношение количества теплоты, отобранной за цикл от охлаждаемых тел, к работе, затраченной в цикле,

$$\varepsilon_t = \frac{q_2}{l_0} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}.$$

Прямой и обратный циклы могут быть обратимыми и необратимыми. Условие обратимости предполагает наличие механического и термодинамического равновесий и отсутствие трений и завихрений в газе.

## Глава 6. ЦИКЛ КАРНО

Цикл Карно является идеальным для циклически работающего теплового двигателя и имеет максимально возможный КПД при данной разности температур источника тепловой энергии и холодильника. Цикл Карно состоит из двух изотерм ( $T = \text{const}$ ) и двух адиабат ( $dq = 0$ ).

Пусть 1 кг идеального рабочего тела совершает прямой цикл Карно (рис. 6.1), т. е. такой цикл, в результате которого теплота превращается в работу.

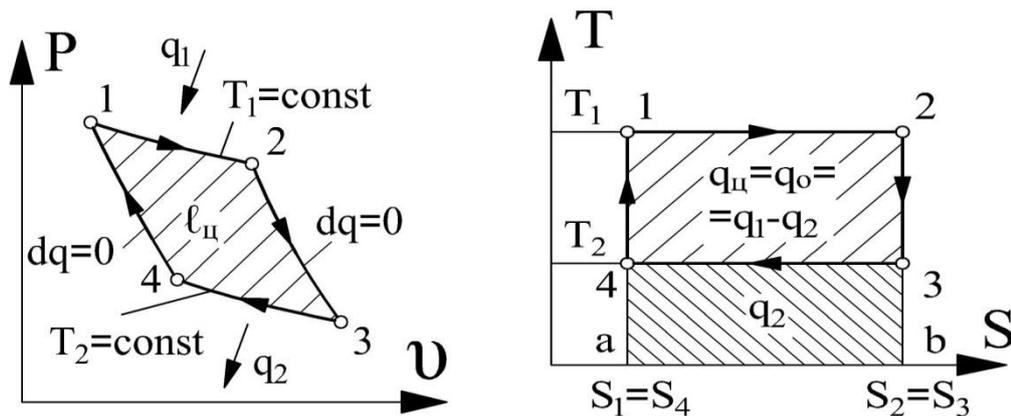


Рис. 6.1. Прямой цикл Карно

В процессе изотермического расширения (линия  $1-2$ ) к рабочему телу подводится теплота  $q_1$  от бесконечно большого источника теплоты с температурой  $T_1$ . В точке 2 источник теплоты отключается, и рабочее тело расширяется по адиабате (линия  $2-3$ ).

В процессе изотермического сжатия (линия  $3-4$ ) рабочее тело отдает холодильнику теплоту  $q_2$  при температуре  $T_2$ . Процессом  $4-1$  (адиабатное сжатие) замыкается цикл Карно.

Работа цикла  $l_{ц} = l_0 = q_0 = q_1 - q_2$  графически изображается заштрихованной площадью цикла (см. рис. 6.1).

Термический коэффициент цикла Карно выражается формулой

$$\eta_t^c = \frac{l_{ц}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

В  $T-S$ -диаграмме теплота равна площади под линией процесса:

$q_1 = T_1 (S_2 - S_1)$  — площадь прямоугольника  $a-1-2-b$ ,

$q_2 = T_2 (S_2 - S_1)$  — площадь прямоугольника  $4-3-b-a$ ,

$$\eta_t^c = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2(S_2 - S_1)}{T_1(S_2 - S_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Термический КПД цикла Карно служит оценкой степени использования затраченной теплоты для получения полезной работы. Чем выше температура источника и меньше температура холодильника, тем выше термический КПД цикла Карно. Кроме того, следует отметить:

1. Термический КПД цикла Карно зависит только от температур горячего и холодного источников. Он не может равняться единице, так как  $T_2 \neq 0$  и  $T_1 \neq \infty$ . Коэффициент полезного действия обратимого газового цикла Карно определяется крайними температурами цикла  $T_1$  и  $T_2$ .

С увеличением температурного перепада в цикле его КПД увеличивается.

2. В выражение для КПД не входит газовая постоянная  $R$ . Следовательно, он одинаков для всех идеальных и реальных газов, а также паров любых жидкостей.

3. КПД цикла Карно больше КПД любого другого цикла при тех же температурах  $T_1$  и  $T_2$ . Поэтому цикл Карно является идеальным теоретическим циклом, с которым сравнивают любой тепловой двигатель.

## Глава 7. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Сумма энтропий всех тел, принимающих участие в процессах преобразования энергии, не может уменьшаться, т. е.  $dS_{\text{сист}} \geq 0$ . Она возрастает в естественных необратимых (неравновесных) процессах, либо остается неизменной, если процессы обратимы (равновесны).

Второй закон термодинамики имеет много формулировок, но наиболее общие из них сводятся к трем положениям, которые дополняют друг друга:

1. Нельзя построить периодически действующую тепловую машину, все действие которой сводилось бы к производству механической работы и охлаждению одного источника теплоты (*формулировка Томсона*).

Для преобразования теплоты в работу необходимо иметь как минимум два источника теплоты с разными температурами и рабочее тело. Чем выше разность температур  $T_1 - T_2$ , тем выше эффект преобразования теплоты в работу.

Первая формулировка второго закона термодинамики означает также, что *невозможен вечный двигатель второго рода*, который превращал бы теплоту рабочих тел (воздуха, газа, пара, воды), находящихся в тепловом равновесии, в работу.

2. Вся подведенная теплота от источника к рабочему телу в количестве  $q_1$  не может быть полностью превращена в полезную работу  $\ell_0$ , так как в цикле имеются потери теплоты в количестве  $q_2$ .

3. Теплота не может переходить от холодного тела к горячему сама собой, без затраты внешней работы (*постулат Клаузиуса*).

Второй закон термодинамики аналитически можно записать

$$T ds \geq dq.$$

По первому закону термодинамики имеем уравнение

$$dq = du + d\ell.$$

Любой термодинамический процесс должен удовлетворять соотношению

$$T ds \geq du + d\ell.$$

## Глава 8. ЭНТРОПИЯ

Энтропия  $S$  широко используется в теплотехнических расчетах. Энтропия, как и энтальпия, не зависит от пути перехода газа из одного состояния в другое. Она является одной из функций состояния системы, которая определяется расчетным путем. Для количества теплоты  $dq$  изменение энтропии можно записать

$$ds = \frac{dq}{T}.$$

*Энтропия* есть такая функция состояния, дифференциал которой равен отношению количества теплоты процесса к абсолютной температуре, при которой эта теплота подводится. При подводе теплоты  $dq > 0$  и  $ds > 0$ , при отводе теплоты  $dq < 0$  и  $ds < 0$ .

*Физический смысл энтропии:* в обратимых (равновесных) процессах энтропия — это тепловая координата, изменение которой показывает направление теплообмена; в необратимых (неравновесных) процессах энтропия является мерой необратимости и мерой потери

работоспособности системы. Для рассматриваемого произвольного обратимого цикла можно записать

$$S = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{q_i}{T_i} = 0, \quad \text{а при } n \rightarrow \infty \quad \oint \frac{dq}{T} = 0,$$

где  $n$  – количество циклов.

Приведенный интеграл по контуру носит название *интеграла Клаузиуса*. Он справедлив для любого обратимого цикла.

На рис. 8.1 каждому состоянию тела соответствуют определенные значения  $T$  и  $S$ , а состоянию процесса – кривая линия  $1-2$ . Заштрихованная элементарная площадь равна элементарному количеству теплоты  $d q = T dS$ , участвующей в процессе  $M-M_0$ . Площадь под кривой процесса  $1-2$  – есть количество теплоты, участвующей в этом процессе [12].

Любой обратимый прямой цикл можно представить состоящим из бесконечного числа горячих и холодных источников теплоты с постоянными, но разными температурами  $T_1$  и  $T_2$ , между которыми осуществляются элементарные циклы Карно. Пусть задан любой обратимый прямой круговой процесс  $a-b-c-d-a$ , изображенный на рис. 8.2. Выберем на его внешнем контуре ряд близко расположенных точек  $i, f, g$  и т. д. и проведем через них адиабаты  $i-i', f-f'$  и т. д. Из точек, расположенных в середине участков  $i-f, f-g$  и т. д., проведём изотермы до пересечения их с адиабатами.

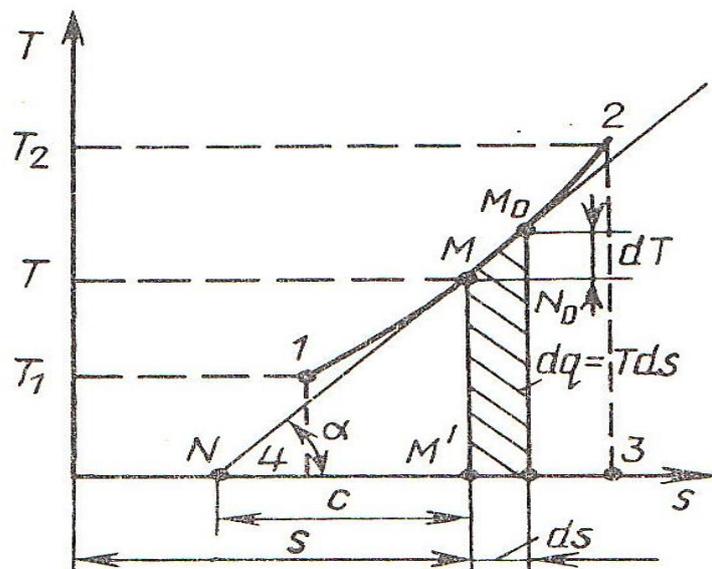


Рис. 8.1.  $T-S$ - диаграмма идеального газа

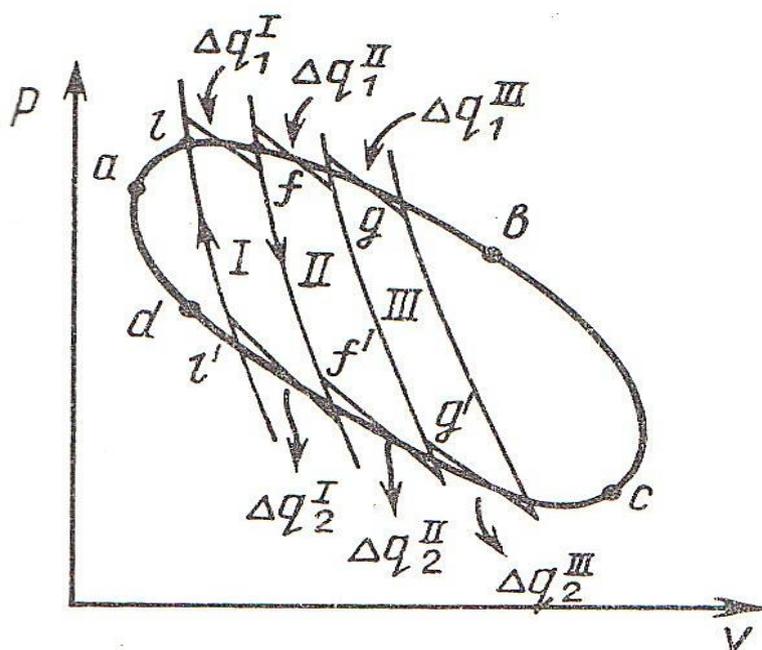


Рис. 8.2. Графическое изображение круговых процессов

в  $p-v$ -диаграмме

Таким образом, можно представить любой обратимый цикл в виде множества элементарных циклов Карно, для каждого из которых справедливо равенство  $\sum q/T = 0$ .

Следовательно, для всех элементарных циклов Карно можно составить уравнения:

для первого цикла

$$\Delta q_1^I/T_1^I + \Delta q_2^I/T_2^I = 0;$$

для второго цикла

$$\Delta q_1^{II}/T_1^{II} + \Delta q_2^{II}/T_2^{II} = 0;$$

для  $n$ -го цикла

$$\Delta q_1^n/T_1^n + \Delta q_2^n/T_2^n = 0.$$

Тогда, в общем виде 
$$\sum_1^n \Delta q/T = 0.$$

Если число элементарных циклов Карно стремится к бесконечности, то пилообразный внешний контур сольется с контуром цикла, т. е. при  $n \rightarrow \infty$

$$\lim \sum_1^n \frac{\Delta q}{T} = \oint \frac{dq}{T} = 0.$$

Если интеграл, взятый по замкнутому контуру, равен нулю, то под знаком интеграла стоит полный дифференциал некоторой функции, определяемой состоянием тела, которую обозначим буквой  $S$  и назвали *энтропией*.

Из рассмотрения прямого и обратного циклов Карно можно сделать вывод:

1) теплота холодного источника не может сама собой переходить к горячему;

2) в круговом процессе теплота горячего источника не может быть полностью превращена в работу, так как имеются потери теплоты;

3) для перевода теплоты в работу необходимо иметь, кроме горячего источника, холодный источник (холодильник), т. е. нужно обеспечить между ними температурный перепад;

4) теплота наиболее холодного тела в данной системе не может служить источником работы;

5) любой реальный самопроизвольный процесс является необратимым.

Если *первый закон термодинамики* характеризует процессы превращения энергии с *количественной* стороны и дает все необходимое для составления энергетического баланса процесса, то *второй закон термодинамики*, отражённый в этих формулировках, указывает на *качественную* сторону термодинамических процессов.

Особенность тепловых процессов заключается в том, что механическую, электрическую и другие виды энергии можно полностью превратить в теплоту. Теплота же может быть преобразована в механическую энергию только частично.

### ***Формулы Гюи – Стодолы и физический смысл энтропии***

Формулы, связывающие потерю работы (*эксергии*) с величиной возрастания энтропии системы вследствие необратимости протекающих в ней процессов, называются *формулами Гюи – Стодолы*:

$$L - L_{\text{необр}} = \Delta L_{\text{потерь}} = T_0 \Delta S_{\text{сист}};$$

$$\Delta E_x = T_0 \Delta S_{\text{сист}},$$

где  $L$  – возможная работа;  $L_{\text{необр}}$  – полученная работа;  $\Delta L_{\text{потерь}}$  – недополученная работа из-за дополнительного отвода теплоты;  $T_0$  – абсолютная температура окружающей среды (приемника);  $\Delta E_x$  – потеря эксергии;  $\Delta S_{\text{сист}}$  – возрастание энтропии системы вследствие необратимости происходящих в ней процессов (см. табл. 2).

Эти уравнения вскрывают физический смысл энтропии. Оказывается, что необратимые процессы, связанные с переходом теплоты с более высокого температурного уровня на более низкий, сопровождаются потерей работоспособности, т. е. деградацией энергии той системы, в которой они происходят, а соответствующее возрастание энтропии пропорционально этой потере работоспособности.

Таким образом, *энтропию* можно рассматривать как параметр состояния замкнутой системы, увеличение которого является количественной мерой потери работоспособности системы, имеющей место при протекании в ней необратимых процессов.

## Глава 9. ЭКСЕРГИЯ

*Эксергия* – максимальная часть энергии системы, которая может быть превращена в работу, а также максимально возможная работа, которую можно получить за счет теплоты, если холодным приемником является окружающая среда. Эксергия системы, кДж/кг, зависит от параметров системы и окружающей среды

$$E_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q,$$

где  $E_Q$  – эксергия теплоты  $Q$ ;  $T_0$  – абсолютная температура окружающей среды;  $T$  – абсолютная температура источника теплоты.

*Эксергетический анализ* позволяет оценить качественную сторону преобразования энергии и определить степень термодинамического совершенства процессов, циклов, различных установок и их элементов.

*Эксергетический КПД установки*, в которой не производится полезная работа, определяется по формуле

$$\eta_{\text{ЭКС1}} = \frac{E_{\text{ВЫХ}}}{E_{\text{ВХ}}},$$

где  $E_{\text{ВХ}}$ ,  $E_{\text{ВЫХ}}$  – эксергия теплоты рабочего тела на входе и выходе из установки.

*Эксергетический КПД установки*, в которой совершается полезная работа  $L$ , определяется по формуле

$$\eta_{\text{ЭКС2}} = \frac{L}{E_{\text{ВХ}} - E_{\text{ВЫХ}}}.$$

## Глава 10. КОМПРЕССОРЫ

*Компрессорами* называются машины, предназначенные для сжатия воздуха, газов и паров. Они широко применяются во многих областях техники, в том числе, являются одними из основных элементов газотурбинных и холодильных установок.

По принципу действия компрессоры делятся на объемные и лопаточные. В объемных компрессорах рабочее тело сжимается механическим путем за счет сближения ограничивающих стенок.

В лопаточных компрессорах рабочему телу сообщается значительная скорость за счет вращения ротора, а затем кинетическая энергия потока преобразуется в потенциальную энергию.

В свою очередь, объемные компрессоры делятся на поршневые и ротационные, а лопаточные на центробежные и осевые.

Несмотря на существенные конструктивные и принципиальные различия между компрессорами разных типов, сущность термодинамического процесса в них одинакова. В общем случае, в идеальном компрессоре происходит процесс *политропного сжатия* рабочего тела, изображаемый в  $p-v$ -диаграмме линией 1–2

(рис.10.1).

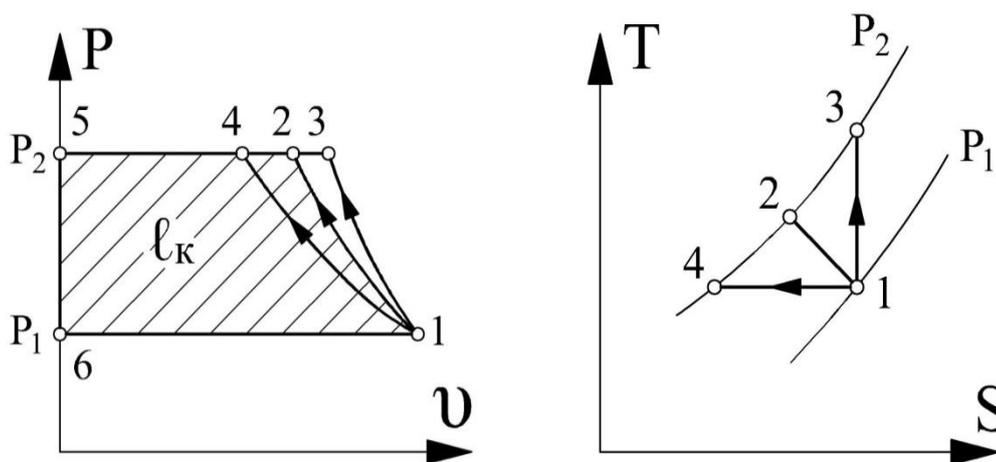


Рис. 10.1.  $p-v$ - и  $T-S$ -диаграммы сжатия  
рабочего тела в компрессоре

Техническая работа  $l_k$ , затрачиваемая на сжатие, является величиной отрицательной и изображается заштрихованной площадью 1–2–5–6–1.

Идеализируя условия протекания рабочего процесса, можно представить себе два крайних случая. В первом случае стенки компрессора можно считать идеально теплонепроницаемыми и теплообмен между потоком рабочего тела и окружающей средой не происходит. Такой процесс сжатия будет *адиабатным* (линия 1–3). В другом крайнем случае стенки компрессора можно считать идеально теплопроводными. Тогда процесс будет *изотермическим* (линия 1–4).

Работа сжатия в компрессоре и количество отводимой теплоты, кДж/кг, находятся для каждого вида сжатия:

адиабатическое сжатие

$$\ell_{\text{к}}^{\text{а}} = \frac{k}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2); \quad q = 0;$$

политропное

$$\ell_{\text{к}}^{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2); \quad q = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1);$$

изотермическое

$$\ell_{\text{к}}^{\text{из}} = p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2}; \quad q = \ell_{\text{к}}^{\text{из}}.$$

Причем

$$\ell_{\text{к}}^{\text{а}} > \ell_{\text{к}}^{\text{пол}} > \ell_{\text{к}}^{\text{из}}.$$

Если известна массовая производительность компрессора  $M$ , кг/с, то теоретическая мощность, затрачиваемая на его привод, кВт, составит

$$N = M \ell_{\text{к}},$$

где  $\ell_K$  – техническая работа, кДж/кг.

Однако обычно задается не массовая, а объемная производительность компрессора  $V$ , м<sup>3</sup>/с, которая относится к начальным параметрам рабочего тела  $p_1$  и  $T_1$ . В таком случае, сначала следует определить массовый расход рабочего тела, кг/с,

$$M = \frac{p_1 V_1}{R T_1},$$

а затем уже найти теоретическую мощность привода компрессора.

При  $P_2 > 0,8$  МПа компрессоры выполняются многоступенчатыми, что снижает работу сжатия и приближает процесс к изотермическому.

### Многоступенчатое сжатие

Политропное сжатие, как и адиабатное, сопровождается повышением конечной температуры, что видно из формулы

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

и наглядно представлено в  $T-S$ - диаграмме (рис.10.2).

При этом условии устанавливается предел повышения давления, поскольку при больших степенях сжатия конечная температура получается недопустимо высокой (выше 170 °С). Поэтому при необходимости получения высокого давления компрессоры выполняются *многоступенчатыми*. Причем после каждой ступени

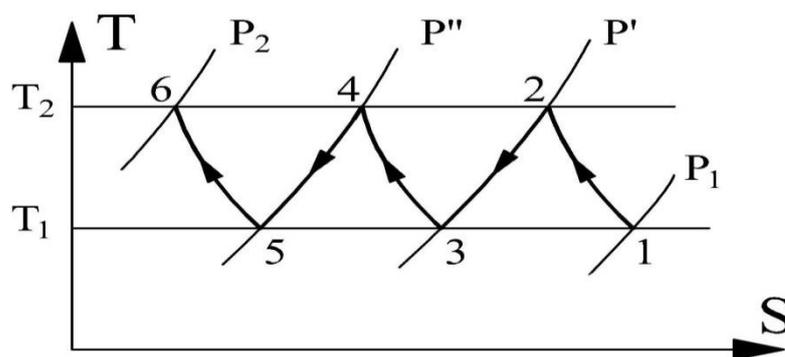


Рис. 10.2. Процесс трехступенчатого сжатия в компрессоре:  
 $1-2$ ,  $3-4$ ,  $5-6$  – процессы сжатия рабочего тела (воздуха или газа)  
 в первой, второй и третьей ступенях компрессора;  $2-3$ ,  $4-5$  –  
 охлаждение воздуха или газа в воздухоохладителях после первой и  
 второй ступеней сжатия

рабочее тело поступает в холодильник, в котором охлаждается при постоянном давлении до исходной температуры.

Из  $T-S$ -диаграммы следует вывод, что с увеличением числа ступеней изотермы  $T_1$  и  $T_2$  сближаются и в пределе сливаются в одну горизонтальную линию. При этом процесс сжатия приближается к изотермическому процессу, в котором работа на сжатие будет минимальной.

## Глава 11. Газовые циклы

### 11.1. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания

*Двигателем внутреннего сгорания (ДВС)* называется тепловой двигатель, рабочим телом в котором служат газообразные продукты

сгорания топлива, сжигаемого непосредственно внутри самого двигателя.

Поршневые двигатели внутреннего сгорания по характеру рабочего цикла делятся на двигатели быстрого сгорания с искровым зажиганием топливно-воздушной смеси и двигатели постепенного сгорания, характеризующиеся самовоспламенением топлива.

К двигателям быстрого сгорания относится большинство двигателей, работающих на газообразном топливе, а также карбюраторные двигатели, работающие на бензине и керосине.

К двигателям постепенного сгорания относятся дизели, работающие на соляровом масле (быстроходные дизели) или на тяжелых моторных маслах (тихоходные дизели).

Все поршневые Д В С делятся на двухтактные и четырехтактные. *Двухтактными* называются двигатели, у которых один рабочий ход приходится на два хода поршня, т. е. на один оборот вала. *Четырехтактными* называются двигатели, у которых один рабочий ход приходится на четыре хода поршня, т. е. на два оборота вала.

## 11.2. Цикл Отто

Рассматривая рабочий цикл двигателей быстрого сгорания как четырехтактных, так и двухтактных, получаем термодинамический цикл, называемый *циклом Отто* (рис. 11.1).

В этом цикле адиабата  $1-2$  соответствует процессу сжатия рабочей смеси, изохора  $2-3$  – процессу горения топлива, адиабата  $3-4$  – расширению продуктов сгорания, изохора  $4-1$  соответствует в четырехтактном двигателе сразу двум процессам – выхлопу

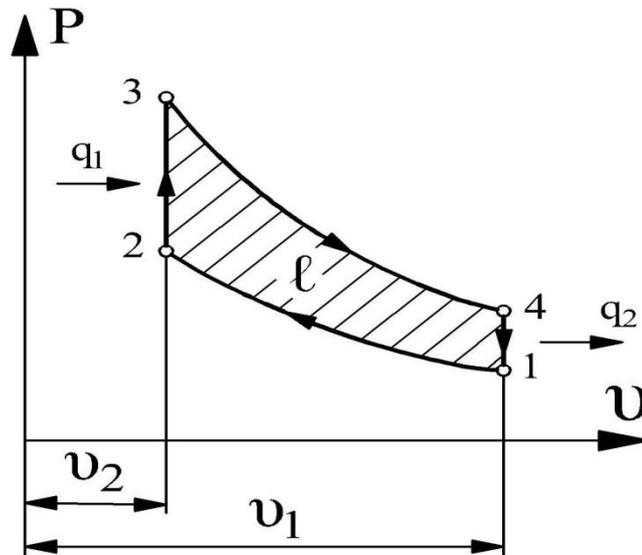


Рис.11.1. Термодинамический цикл двигателя быстрого сгорания топлива – цикл Отто

отработавших газов и всасыванию новой порции рабочей смеси, в двухтактном двигателе – выхлопу и продувке цилиндра.

Основной характеристикой цикла Отто является *степень сжатия смеси* в двигателе  $\epsilon = v_1/v_2 = 4-12$ , т. е. отношение всего объема цилиндра  $v_1$  к объему камеры сжатия  $v_2$ .

Термический КПД цикла Отто определяется по уравнению

$$\eta_{\text{Т}}^{\text{Отто}} = \frac{1}{\epsilon^{k-1}}.$$

С увеличением степени сжатия смеси  $\epsilon$  термический КПД цикла Отто возрастает. Предел повышения степени сжатия в двигателе быстрого сгорания ограничивается тем условием, что в конце сжатия температура в цилиндре не должна достигать температуры самовоспламенения топлива.

### 11.3. Цикл Дизеля

Рассматривая рабочий цикл двигателей постепенного сгорания как четырехтактных, так и двухтактных, получаем термодинамический цикл, называемый *циклом Дизеля* (рис. 11.2).

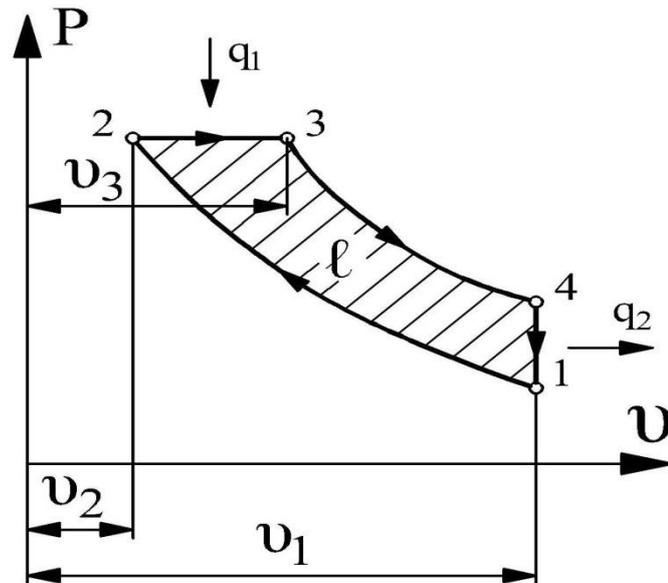


Рис. 11.2. Термодинамический цикл двигателя постепенного сгорания топлива (цикла Дизеля)

В этом цикле адиабата  $1-2$  соответствует сжатию воздуха в цилиндре, изобара  $2-3$  – постепенному горению топлива, адиабата  $3-4$  – расширению продуктов сгорания, изохора  $4-1$  – соответствует в четырехтактных двигателях выхлопу отработавших газов и всасыванию новой порции воздуха, а в двухтактных – продувке цилиндра.

Основными характеристиками цикла Дизеля являются степень сжатия  $\epsilon = v_1/v_2 = 12-25$  и степень предварительного расширения

$\rho = v_3/v_2 = 1-3$ . Здесь  $v_3$  – представляет объем сжатых продуктов сгорания смеси при давлении смеси  $P_3$ ;  $v_2$  – объем камеры сжатия.

Термический КПД цикла Дизеля определяется по уравнению

$$\eta_{\text{Т Дизеля}} = 1 - \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho-1)} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

Из этого выражения видно, что основным фактором, определяющим экономичность двигателей, работающих по циклу Дизеля, также является степень сжатия  $\varepsilon$ , с увеличением которой термический КПД цикла возрастает. В данном случае, предел повышения степени сжатия устанавливается допустимым давлением в цилиндре, повышение которого приводит к чрезмерному утяжелению двигателя и увеличению потерь на трение.

Вторым фактором, влияющим на экономичность рассматриваемых двигателей, является степень предварительного расширения  $\rho$ . Величина ее зависит от количества топлива, вводимого в цилиндр за один рабочий цикл, т. е. от нагрузки двигателя. С увеличением нагрузки двигателя увеличивается  $\rho$ . С уменьшением  $\rho$  увеличивается термический КПД двигателя.

Поскольку  $\rho > 1$  и  $k > 1$ , а при этом числитель второго члена с увеличением  $\rho$  возрастает больше, чем знаменатель. Отсюда следует, что с увеличением нагрузки двигателя термический КПД цикла уменьшается.

## 11.4. Цикл Тринклера

Анализируя циклы Отто и Дизеля можно прийти к заключению, что было бы целесообразным построить цикл таким образом, чтобы подвод теплоты в нем происходил бы сначала при  $v = \text{const}$ , а затем, когда давление дойдет до поставленного предела, подвод теплоты продолжался бы при  $p = \text{const}$ . Таким образом, в заданном пределе механических напряжений будет максимально использован более выгодный процесс подвода теплоты при постоянном объеме. По такому циклу, носящему название *цикла Тринклера* (рис. 11.3), работают современные *бескомпрессорные дизели*.

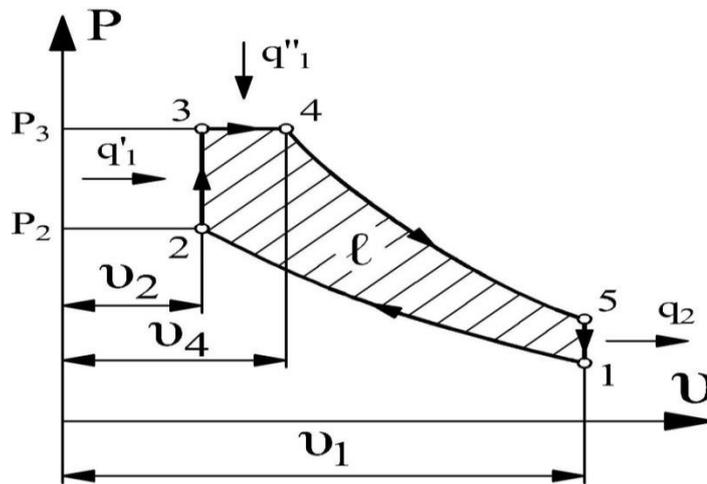


Рис. 11.3. Термодинамический цикл бескомпрессорного дизеля, работающего по циклу Тринклера

В этом цикле адиабата  $1-2$  соответствует сжатию в цилиндре чистого воздуха с повышением его температуры выше температуры самовоспламенения топлива. Изохора  $2-3$  соответствует практически мгновенному сгоранию первой части порции топлива, поступающей в цилиндр в мелкодисперсном виде и уже успевшей к моменту само-

воспламенения образовать с частью воздуха горючую смесь. Изобара 3–4 соответствует горению остальной части порции топлива, сгорающей постепенно по мере поступления его из форсунки.

Адиабата 4–5 соответствует расширению продуктов сгорания, а изохора 5–1, как и в цикле Дизеля, – смене рабочего тела.

К основным характеристикам цикла Тринклера относятся, помимо степени сжатия  $\varepsilon$  и степени предварительного расширения  $\rho$ , еще и степень повышения давления  $\lambda = p_3/p_2$ .

Термический КПД цикла Тринклера

$$\eta_{\text{Тринклера}} = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

Легко заметить, что выражения для термических КПД циклов Дизеля и Отто являются частными случаями этого более общего выражения. Действительно, если положить  $\lambda = 1$ , то из него получится формула для термического КПД цикла Дизеля, а при  $\rho = 1$  – формула для термического КПД цикла Отто.

## Глава 12. ВОДЯНОЙ ПАР

### 12.1. Основные понятия и определения

Водяной пар является одним из реальных газов, широко используемых в теплоэнергетике. Поэтому исследование его свойств имеет важное практическое значение.

*Паром* называется реальный газ с относительно высокой критической температурой, близкой к состоянию насыщения.

*Парообразованием* называется процесс превращения жидкости в пар.

*Испарение* – это процесс парообразования, происходящий с поверхности жидкости.

*Кипением* называется процесс парообразования, протекающий как с поверхности жидкости, так и во всей ее массе, и сопровождающийся бурным образованием и ростом пузырьков пара.

*Конденсация* – процесс превращения пара в жидкость. Конденсация – процесс обратный процессу парообразования. Получающаяся при конденсации жидкость называется *конденсатом*. Он имеет такую же температуру, что и конденсирующийся пар.

*Возгонка* (сублимация) – процесс превращения вещества из твердого состояния в пар, минуя жидкую фазу.

*Насыщенный пар* – пар, находящийся в динамическом и термическом равновесии с жидкостью, из которой он образуется. При испарении жидкости в ограниченном пространстве одновременно происходит и обратное явление – *конденсация* пара. Температура насыщенного пара зависит от давления среды, в которой происходит кипение.

*Сухой насыщенный пар* – пар, не содержащий в себе одноименной жидкости и имеющий температуру кипения при данном давлении. Состояние сухого пара определяется одним параметром (давлением или температурой).

*Влажный насыщенный пар* – это смесь сухого насыщенного пара с мельчайшими мелкодисперсными капельками жидкости, распространенными равномерно во всей массе.

*Степенью сухости* называется массовая доля сухого насыщенного пара во влажном паре и обозначается буквой  $\chi$ .

*Степенью влажности* называется массовая доля жидкости во влажном паре и обозначается формулой  $y = 1 - \chi$ .

Для сухого насыщенного пара:  $\chi = 1$  и  $y = 0$ , для кипящей воды:  $\chi = 0$  и  $y = 1$ .

Состояние влажного пара определяется двумя параметрами: давлением (или температурой) и степенью сухости.

Если от влажного насыщенного пара отводится теплота при неизменном давлении, то температура его остается постоянной, но начинает уменьшаться объем. При этом часть пара превращается в воду.

Если к влажному насыщенному пару подводится теплота при постоянном давлении, то его температура также остается постоянной, но объем пара увеличится. Одновременно часть воды превратится в пар.

*Перегретый пар* – это пар, температура которого выше температуры насыщенного пара того же давления.

*Степенью перегрева* называется разность между температурой перегретого и сухого насыщенного пара одинакового давления. Перегретые пары по своим свойствам приближаются к газам.

## **12.2. Парообразование и $p$ - $v$ -диаграмма водяного пара**

Образование пара и его перегрев происходит в котельном агрегате при постоянном рабочем давлении. При постоянном давлении

происходит также конденсация отработавшего пара в конденсаторе паровой турбины. Поэтому процесс парообразования при постоянном давлении для паросиловых установок имеет практическое значение.

Процесс парообразования при постоянном давлении можно представить себе происходящим в цилиндре с подвижным поршнем.

В  $p$ - $v$ -диаграмме этот процесс изображается горизонтальной прямой линией  $a-b-c-d$  (рис. 12.1), на которой участок  $a-b$  соответствует подогреву жидкости от  $0^\circ\text{C}$  до температуры кипения; участок  $b-c$  – превращению кипящей воды в сухой насыщенный пар и участок  $c-d$  – перегреву пара до заданной температуры. Таким образом, на графике обозначения  $v_0$ ,  $v'$ ,  $v''$  соответствуют удельным объемам: жидкости при  $0^\circ\text{C}$ , кипящей жидкости и сухого насыщенного пара. При подогреве жидкости удельный объем ее несколько увеличивается (на 4,4 %) вследствие температурного расширения, процесс же парообразования характеризуется резким увеличением удельного объема в 1600 раз. Построив в  $p$ - $v$ -диаграмме аналогичные графики для различных давлений и соединив одноименные точки плавными линиями, получим  $p$ - $v$ -диаграмму водяного пара (рис. 12.2).

Линия  $b-b_1-K$ , отделяющая область воды от области влажного насыщенного пара и характеризующаяся  $x = 0$ , называется *нижней пограничной кривой*. Она же является *линией кипящей воды*. Линия  $c-c_1-K$ , разделяющая область влажного насыщенного пара от области перегретого пара, и характеризующаяся равенством  $x = 1$ , называется *верхней пограничной кривой*. Она же является *линией сухого насыщенного пара*.

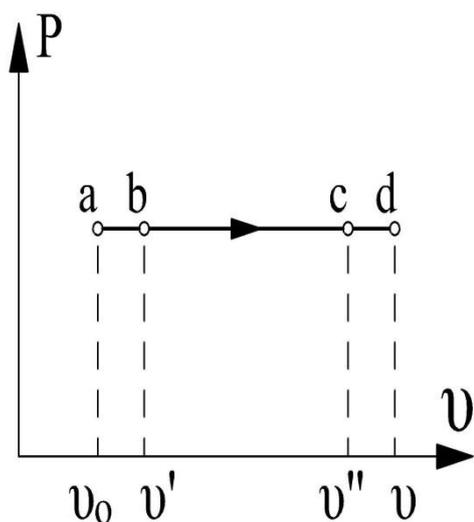


Рис. 12.1. Процесс парообразования в  $p$ - $v$ -диаграмме

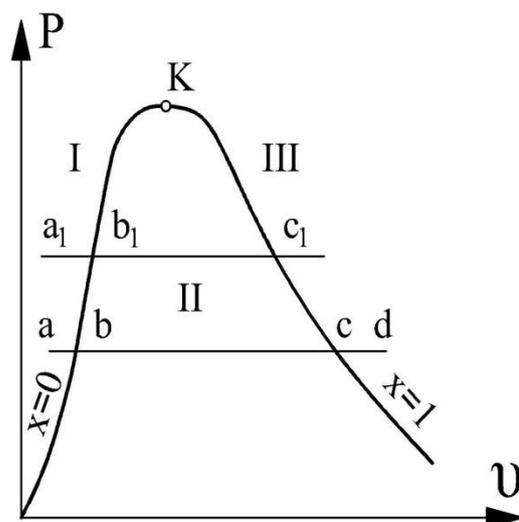


Рис. 12.2.  $p$ - $v$ -диаграмма водяного пара

С ростом давления разность  $v'' - v'$  уменьшается и пограничные кривые сближаются, плавно сходясь в *критической точке*  $K$ , в которой исчезает различие между свойствами воды и пара. Критические параметры, характеризующие это состояние для воды,

$$P_{кр} = 22,115 \text{ МПа}, \quad t_{кр} = 374,12 \text{ }^\circ\text{C}; \quad v_{кр} = 0,003147 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Таким образом, слева от линии  $x = 0$  находится вода (зона I), между  $x = 0$  и  $x = 1$  – влажный насыщенный пар (зона II) и справа от линии сухого насыщенного пара – перегретый пар (зона III).

### 12.3. $T-S$ - и $i-S$ -диаграммы водяного пара

Кроме  $p-v$ -диаграммы в термодинамике находит широкое применение  $T-S$ -диаграмма воды и водяного пара (рис. 12.3).

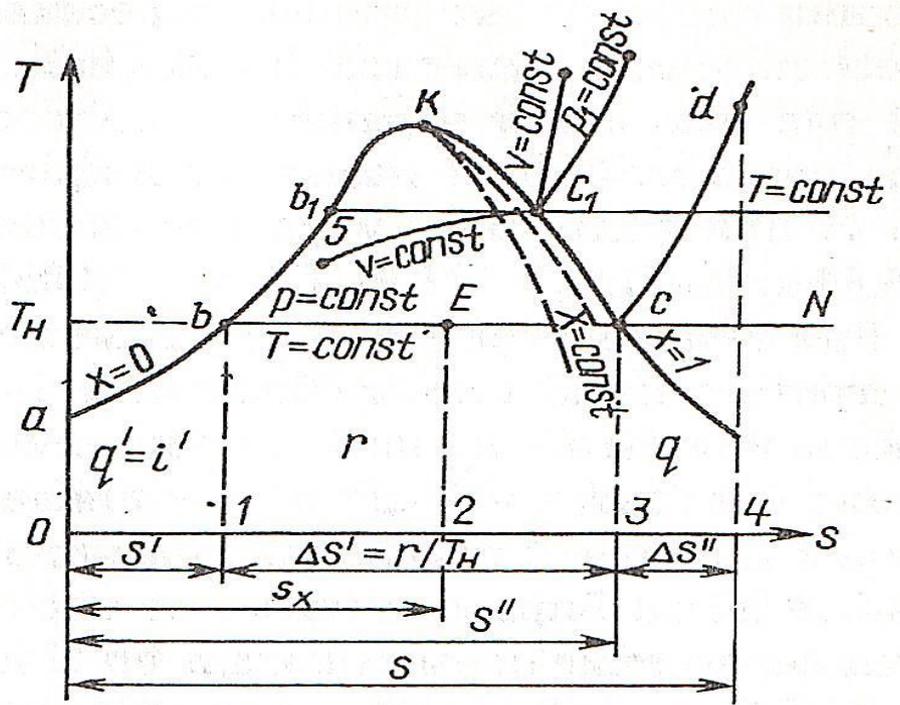


Рис.12.3.  $T-S$  - диаграмма воды и водяного пара

Каждое состояние среды изображается, как в  $p-v$ - так и в  $T-S$ -диаграммах, в виде точки.  $T-S$ -диаграмма строится по данным таблиц теплофизических свойств воды и водяного пара [13]. За начало отсчета энтропии принимается точка с координатами  $S_0 = 0$  и  $T_0 = 273$  К. При этих условиях состояние холодной воды в  $T-S$ -диаграмме

изображается точкой  $a$ , нижняя пограничная кривая – линией  $a-b-b_1-K$ , верхняя пограничная кривая – линией  $K-c_1-c$ . Критическая точка  $K$  располагается на пересечении верхней и нижней пограничных кривых. Из точки  $K$  выходят линии  $x = \text{const}$ . Отрезок  $a-b$  на нижней пограничной кривой представляет изобару подогрева жидкости. Площадь  $a-b-1-0$  под линией процесса  $a-b$  представляет теплоту  $q'$ , затраченную на подогрев воды от  $0^\circ\text{C}$  до температуры кипения (насыщения  $T_H$ ) в точке  $b$ .

Изобарно-изотермический процесс парообразования в  $T-S$ - диаграмме изображается прямой  $b-c$ . На этом участке изобара  $p = \text{const}$  сливается с изотермой  $T = \text{const}$ . Фазовый переход воды в пар всегда происходит при механическом и термическом равновесии. Площадь  $b-c-3-1-b$  представляет теплоту, затраченную на превращение 1 кг кипящей воды в сухой насыщенный пар (*теплоту парообразования*  $r$ ). Линия  $c-d$  представляет изобарный процесс перегрева пара. Площадь  $c-d-4-3-c$  представляет теплоту  $q$ , затраченную на перегрев 1 кг сухого насыщенного пара до перегретого состояния (точка  $d$ ). Для получения 1 кг перегретого пара требуется затратить теплоту, равную сумме,

$$q' + r + q = \lambda.$$

Это суммарное количество теплоты (площадь  $a-b-c-d-4-0$ ), содержащейся в 1 кг перегретого пара, есть удельная энтальпия пара в точке  $d$ . Площадь  $a-b-c-3-0$  – удельная энтальпия сухого насыщенного пара в точке  $c$ . Площади  $a-b-E-2-0$  и  $a-b-1-0$  – удельные энтальпии  $i_E$  и  $i_b$ . В  $T-S$ -диаграмме изобара  $p = \text{const}$  представляет кривую  $a-b-c-d$ , изотерма  $T = \text{const}$  – прямую  $b-c-N$ , изохора  $v = \text{const}$  – кривую  $5-c_1$ .

На всех участках диаграммы изохора идет круче изобары.

Энтальпия влажного пара  $S_x$  и его энтальпия  $i_x$  определяются по формулам:

$$S_x = s' + x (s'' - s') = s' + x r / T_H;$$

$$i_x = i' + x (i'' - i') = i' + x r.$$

Другой диаграммой, широко применяемой при исследовании процессов и циклов водяного пара, является  $i-S$ -диаграмма (рис. 12.4). Она тоже строится по данным таблиц водяного пара. Основным ее преимуществом является то, что в ней теплота жидкости  $i'$ , парообразования  $r$  и перегрева  $q$  изображаются отрезками, а не площадями, как в  $T-S$ -диаграмме. За начало отсчета принята точка с координатами  $i = 0$  и  $S = 0$  при  $0^\circ\text{C}$ . Нижняя пограничная кривая ( $x = 0$ ) изображается кривой  $0-b-K$ , а верхняя – кривой  $K-c-M$

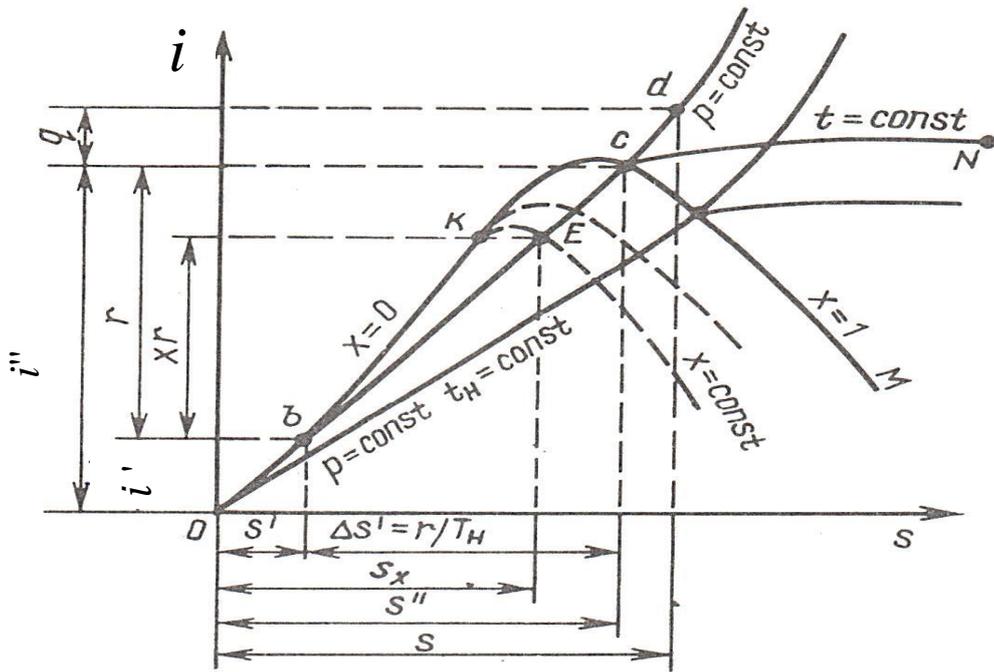


Рис. 12.4.  $i$ - $S$ -диаграмма водяного пара

( $x = 1$ ). Критическая точка  $K$  находится не на вершине кривой, как в  $p$ - $v$ - и  $T$ - $S$ -диаграммах, а на ее левом склоне.

В области состояния воды все изобары практически сливаются с нижней пограничной кривой, в области состояния влажных паров изобары и соответствующие им изотермы сливаются и изображаются в виде расходящегося пучка прямых линий  $b-c$ . Тангенс угла наклона изобары при  $p = \text{const}$  равен  $\left(\frac{\partial i'}{\partial s}\right)_P = T$ , так как с ростом давления увеличивается температура и, следовательно, тангенс угла наклона изобар. Изобары с большим давлением идут выше изобар

меньшего давления. В области перегретого пара изобара  $c-d$  близка к логарифмической кривой, а изотерма  $c-N$  представляет кривую, слабо поднимающуюся вверх и направо, асимптотически приближающуюся к линии  $i = \text{const}$ . Это объясняется тем, что, при высоких степенях перегрева и низких давлениях, пар по своим свойствам приближается к идеальному газу.

Таким образом, в  $i - S$ -диаграмме изобара представляет кривую  $0-b-c-d$ , а изотерма – кривую  $0-c-N$ .

Удельная энтальпия кипящей воды в точке  $b$  определяется отрезком  $i'$ , скрытая теплота парообразования – отрезком  $i_c - i_b = r$ , удельная энтальпия сухого насыщенного пара равна  $i'' = i' + r$ , удельная энтальпия влажного пара, например в точке  $E$ , определяется выражением  $i_{xE} = i' + x r$ , удельная энтальпия перегретого пара

$$i = i'' + q = i' + r + q.$$

#### 12.4. Термодинамические таблицы воды и водяного пара

Для выполнения теплотехнических расчетов, связанных с применением воды и водяного пара в теплоэнергетических и теплотехнологических установках, необходимо располагать по возможности более точными данными. Такие данные могут быть получены при помощи уравнения состояния. Однако эти уравнения настолько сложны, что пользоваться ими в повседневных расчетах

фактически невозможно. Поэтому в теплотехнической практике применяются не сами уравнения, а составленные по ним таблицы термодинамических параметров воды и водяного пара [3, 13], которыми широко пользуются в нашей стране и за рубежом.

Таблицы (прил. П.3) состоят из трех частей. В первой части таблиц приведены значения основных параметров воды и сухого насыщенного пара в зависимости от температуры (для кипящей воды параметры обозначены с одним штрихом сверху)  $p, t_{\text{н}}, v', i', S'$  и параметры сухого насыщенного пара (обозначены двумя штрихами сверху)  $v'', i'', S''$ ; во второй части таблиц представлены эти же параметры в зависимости от давления; в третьей части даны значения параметров  $v, i$  и  $S$  перегретого пара в зависимости от его давления и температуры. Таблиц влажного насыщенного пара не существует. Параметры влажного насыщенного пара  $v_x, i_x, S_x$  рассчитываются по формулам:

$$v_x = (1 - x) v' + x v''; \quad i_x = i' + x r;$$

$$S_x = S' + \frac{r}{T_{\text{н}}} x.$$

Параметры  $v', v'', i', S', T_{\text{н}}, r$  определяются по таблицам для кипящей воды и сухого насыщенного пара.

Значения давлений и температур в этих таблицах даются с определенным интервалом, величина которого тем меньше, чем полнее таблицы. Определение промежуточных значений параметров следует производить с помощью линейной интерполяции.

## 12.5. Расчет основных параметров водяного пара с помощью $i-S$ -диаграммы

В общем случае расчет процессов изменения состояния водяного пара заключается в определении параметров пара в начальном и конечном состояниях и вычислении подводимой теплоты, изменения внутренней энергии и работы изменения объема, связанных с уравнением первого закона термодинамики,

$$q = \Delta u + \ell.$$

Для этого должны быть заданы значения двух каких-либо параметров в начальном состоянии пара и двух параметров в конечном состоянии. В отдельных случаях вместо какого-либо из них может быть задано значение  $q$ ,  $\Delta u$  или  $\ell$ .

*Изохорный процесс* в  $p-v$ -диаграмме изображается вертикальной прямой 1–2 (рис. 12.5). В этом процессе  $\ell = 0$ , поэтому для него можно записать выражение

$$q = \Delta u = u_2 - u_1 .$$

Значения внутренней энергии в таблицах не приводятся, их нельзя получить непосредственно и из  $i-S$ -диаграммы водяного пара.

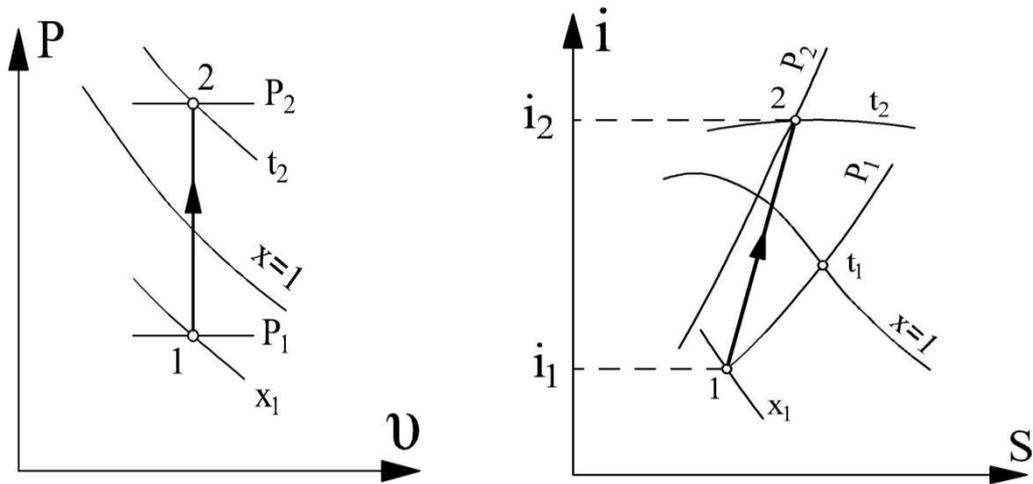


Рис. 12.5. Изохорный процесс в  $p-v$ - и  $i-S$ -диаграммах  
водяного пара

Поэтому приведенное равенство удобно записать в виде

$$q = \Delta u = (i_2 - P_2 v) - (i_1 - P_1 v)$$

или

$$q = (i_2 - i_1) - v (P_2 - P_1).$$

В  $i-S$ -диаграмме (см. рис. 12.5) график этого процесса изображается линией  $1-2$ . Начальная точка  $1$  находится на пересечении изобары  $P_1$  и линии постоянной степени сухости  $x_1$ , а конечная точка  $2$  – на пересечении изобары  $P_2$  и изотермы  $t_2$ .

Следует заметить, что если в данном процессе  $v < v_{кр}$ , то подвод теплоты к влажному пару сопровождается не подсушкой его, а

увлажнением, и при переходе через пограничную кривую пар превращается в воду.

Изобарный процесс в  $p-v$ -диаграмме изображается горизонтальной прямой (рис. 12.6).

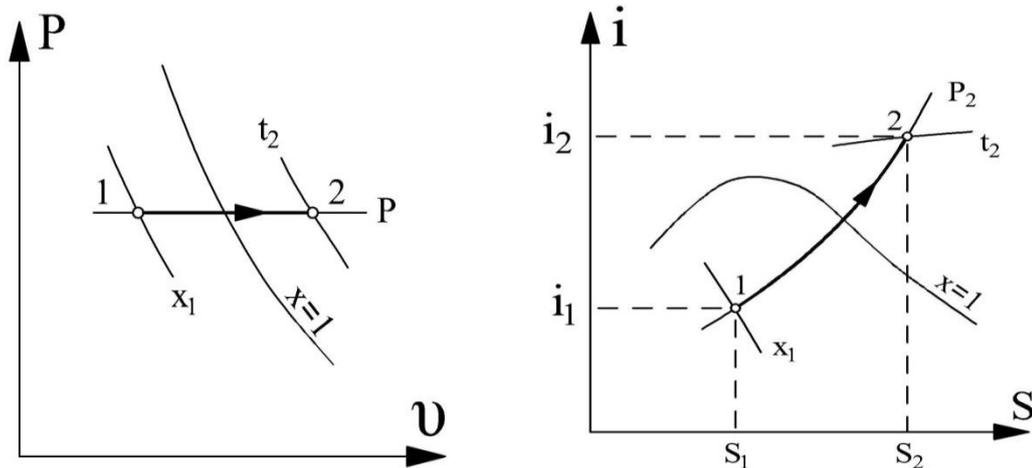


Рис. 12.6. Изобарный процесс в  $p-v$ - и  $i-S$ -диаграммах  
водяного пара

Для этого процесса справедливо выражение

$$\Delta u = q - \ell = (i_2 - i_1) - p (v_2 - v_1).$$

В  $i-S$ -диаграмме график этого процесса изображается линией 1-2, у которой начальная точка 1 находится на пересечении изобары процесса с линией постоянной степени сухости  $x_1$ , а конечная точка 2 — на пересечении той же изобары с изотермой  $t_2$ .

Изотермический процесс в  $p-v$ -диаграмме изображается ломаной линией, которая в области влажного пара имеет вид горизонтальной прямой, а в области перегретого пара — кривой, постепенно переходящей (по мере удаления от линии  $x = 1$ ) в гиперболу (рис. 12.7).

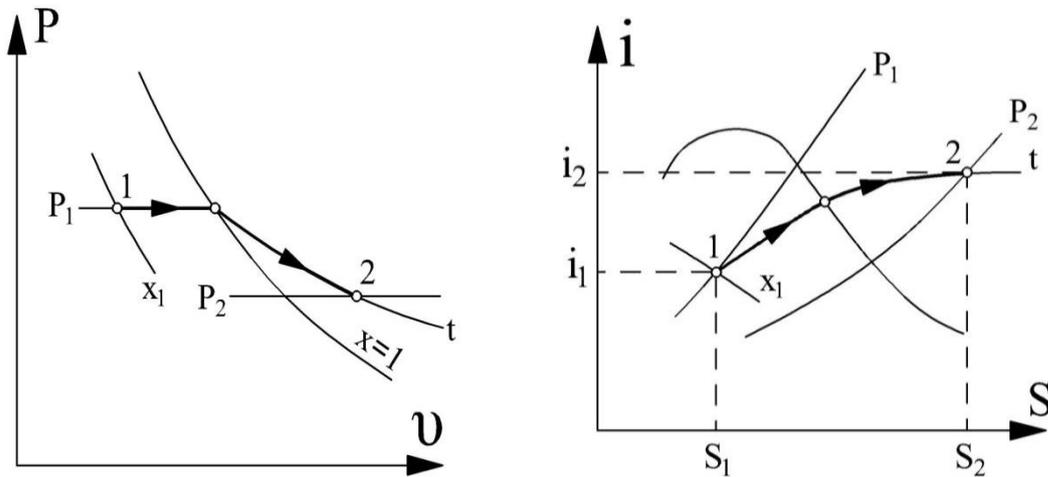


Рис. 12.7. Изотермический процесс в  $p-v$ -  
и  $i-s$ -диаграммах водяного пара

Теплота этого процесса определяется по формуле

$$q = T (S_2 - S_1).$$

В отличие от идеальных газов у водяного пара изотермический процесс сопровождается изменением внутренней энергии и определяется из уравнения

$$\begin{aligned}\Delta u &= (i_2 - P_2 v_2) - (i_1 - P_1 v_1) = \\ &= i_2 - i_1 - (P_2 v_2 - P_1 v_1).\end{aligned}$$

В соответствии с этим работа изменения объема может быть определена по формуле

$$\ell = q - \Delta u = T(s_2 - s_1) - (i_2 - i_1) + (P_2 v_2 - P_1 v_1).$$

В  $i$ - $S$ -диаграмме график этого процесса изображается ломаной линией 1-2, которая в области влажного пара имеет вид наклонной прямой, а в области перегретого пара — кривой, обращенной выпуклостью вверх и постепенно (по мере удаления от линии  $x = 1$ ) приближающейся к горизонтальной прямой. Начальная точка 1 находится на пересечении изотермы процесса (совпадающей здесь с изобарой  $P_1$ ) с линией постоянной степени сухости  $x_1$ , а конечная точка 2 — на пересечении той же изотермы с изобарой  $P_2$ .

*Адиабатный процесс* в  $p$ - $v$ -диаграмме изображается плавной кривой, более крутой, чем верхняя пограничная кривая (рис. 12.8).

В этом процессе  $q = 0$ , поэтому

$$\begin{aligned}\ell &= -\Delta u = (i_1 - P_1 v_1) - (i_2 - P_2 v_2) = \\ &= i_1 - i_2 - (P_1 v_1 - P_2 v_2).\end{aligned}$$

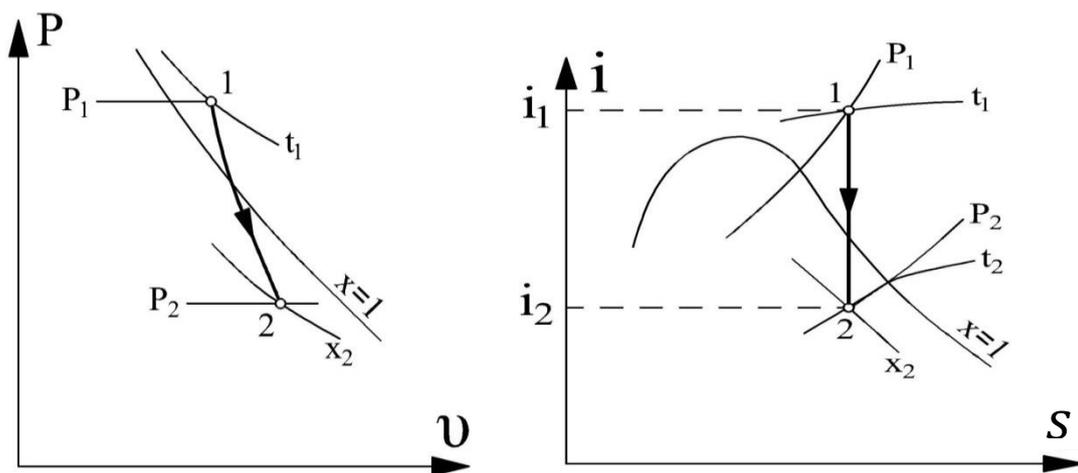


Рис. 12.8. Адиабатный процесс в  $p$ - $v$ - и  $i$ - $S$ -диаграммах  
водяного пара

В  $i$ - $S$ -диаграмме график этого процесса имеет вид вертикальной прямой  $1-2$ . Начальная точка  $1$  этого процесса находится на пересечении изобары  $P_1$  с изотермой  $t_1$ , а конечная точка  $2$  — на пересечении изобары  $P_2$  с линией постоянной степени сухости  $x_2$ .

При адиабатном расширении перегретого пара он становится сначала сухим насыщенным, а затем влажным, причем с понижением давления степень сухости его уменьшается. Следует заметить, что в области очень влажных паров вблизи нижней пограничной кривой адиабатное расширение пара сопровождается не увлажнением его, а подсушкой.

## 12.6. Истечение и дросселирование газов и паров

Кинетическая энергия потока широко используется в паровых и газовых турбинах, ракетных двигателях, компрессорах, вентиляторах,

в неподвижных каналах переменного сечения (соплах и диффузорах), в теплообменных аппаратах.

Будем считать течение газа установившимся, т. е. таким, у которого параметры состояния в любом сечении канала не изменяются с течением времени. Для установившегося движения, согласно условию неразрывности потока, можно записать

$$M v = F c = \text{const},$$

где  $M$  — массовый секундный расход газа, кг/с;  $v$  — удельный объем газа, м<sup>3</sup>/кг;  $F$  — площадь поперечного сечения канала, м<sup>2</sup>;  $c$  — скорость потока в рассматриваемом сечении, м/с.

Пусть по каналу произвольной формы под действием сил давления движется поток газа (рис. 12.9).

Тогда, согласно первому закону термодинамики, количество подводимой теплоты к 1 кг газа между сечениями I—I и II—II будет расходоваться таким образом:

на изменение внутренней энергии

$$q = \Delta u = u_2 - u_1 ;$$

и на совершение газом работы (называемой в данном случае работой проталкивания)

$$\ell' = p_2 v_2 - p_1 v_1 ;$$

на приращение кинетической энергии газа на участке I—II и на так называемую *техническую работу*  $\ell_T$ .

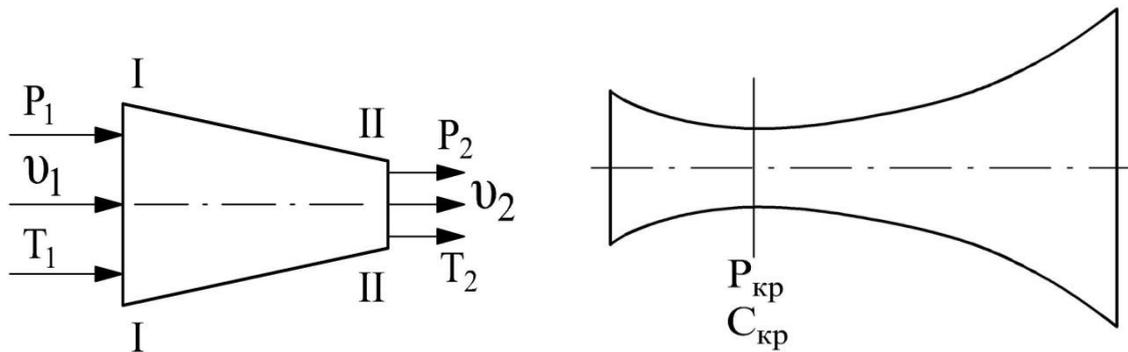


Рис. 12.9. Истечение газа через суживающийся канал (сопло)

Рис. 12.10. Расширяющееся сопло Лавалья

Тогда, можно записать

$$q_{1-2} = (u_2 - u_1) + (p_2 v_2 - p_1 v_1) + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + \ell_T.$$

Имея в виду, что  $i_1 = u_1 + p_1 v_1$  и  $i_2 = u_2 + p_2 v_2$ , получим уравнение

$$q_{1-2} = i_2 - i_1 + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + \ell_T.$$

В дифференциальной форме уравнение примет вид

$$dq = du + d(pv) + \frac{dC^2}{2} + d\ell_T$$

или

$$dq = di + \frac{dC^2}{2} + d\ell_T.$$

С другой стороны, дифференцируя выражение  $i = u + pv$ ,

имеем

$$di = du + p dv + v dp = dq + v dp,$$

откуда

$$dq = di - v dp.$$

После интегрирования этого уравнения получим

$$q_{1-2} = i_2 - i_1 - \int_1^2 v dp.$$

Сравнивая два следующих уравнения,

$$dq = di + \frac{dC^2}{2} + d\ell_T$$

и

$$dq = di - v dp,$$

имеем

$$-v dp = \frac{dC^2}{2} + d\ell_T.$$

Отсюда получим уравнение

$$d\ell_T = -\frac{dC^2}{2} - v dp.$$

В отдельных случаях, когда назначением устройства является получение полезной работы (например, в паровой или газовой турбине) или, наоборот, когда техническая работа затрачивается на повышение давления (например, в компрессоре), можно считать скорости до и после устройства одинаковыми. Тогда техническая работа

$$d\ell_T = -v dp,$$

откуда имеем

$$\ell_T = -\int_{P_1}^{P_2} p dv.$$

Если устройство предназначено для повышения кинетической энергии потока (*сопло*) или кинетическая энергия потока используется для повышения давления (*диффузор*), при условии, что техническая работа равна нулю, тогда

$$\frac{dC^2}{2} = -v dp.$$

С учетом этого уравнения можно записать

$$dq = di - v dp;$$

и

$$\frac{dC^2}{2} = -di + dq.$$

В случае адиабатного истечения через сопло  $\ell_T = 0$  и  $dq = 0$ , получим

$$\frac{dC^2}{2} = -di.$$

После интегрирования имеем

$$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2} = i_1 - i_2.$$

Отсюда скорость истечения газа из сопла определяется по выражению

$$C_2 = \sqrt{2(i_1 - i_2) + C_1^2}.$$

Скорость потока на входе в сопло  $C_1$  мала по сравнению со скоростью истечения  $C_2$ .

Пренебрегая начальной скоростью  $C_1$  можно записать, что скорость истечения газа на выходе из сопла, м/с,

$$C_2 = \sqrt{2(i_1 - i_2)}.$$

Здесь разность энтальпий  $(i_1 - i_2) = h_0$ , Дж/кг, называется *располагаемым перепадом* энтальпий. Энтальпия в выходном сечении сопла  $i_2$  определяется по давлению  $P_2$  в этом сечении.

Скорость истечения  $C_2$  (при  $C_1 = 0$ ) и секундный массовый расход  $M$  для идеальных газов можно рассчитать по формулам:

$$C_2 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \right]},$$

$$M = F_2 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{P_2} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{2/k} - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k+1)/k} \right]}.$$

*Давление в выходном сечении суживающихся сопел*, которому соответствует максимальный расход газа, называется *критическим* и обозначается  $P_{кр}$ . Давление в устье суживающихся сопел не падает ниже  $P_{кр}$ , несмотря на любое понижение среды. Величина  $P_{кр}$ , например для идеальных двухатомных газов, равна  $0,528 P_1$ .

*Максимальная скорость, т. е. скорость истечения, соответствующая критическому давлению в устье сопла, называется критической, равной скорости звука.* Суживающееся сопло не

позволяет получить скорость выше критической. Для осуществления полного расширения рабочего тела, а также *для получения скоростей истечения больше звуковых применяют расширяющиеся сопла, которые называются соплами Лаваля.*

В узком сечении канала устанавливаются критическая скорость и критическое давление. В расширяющейся части сопла происходит дополнительное расширение рабочего тела, сопровождающееся дальнейшим понижением давления и возрастанием скорости до сверхзвуковой. Такие сопла получили широкое применение в реактивной и ракетной технике, в паровых и газовых турбинах.

При движении газа или пара через сужение (вентиль, кран, задвижка на паропроводе) их давление понижается. *Процесс понижения давления рабочего тела при его прохождении через сопротивление, обусловленное местным сужением канала, называется дросселированием или мятием.*

Падение давления сопровождается ростом скорости, которая в самом узком сечении достигает максимального значения. Если сечение трубы перед сужением и после него одинаково, то скорости рабочего тела  $C_2$  и  $C_1$  до и после сужения можно считать одинаковыми, т. е.

$C_1 = C_2$ . Если считать процесс дросселирования адиабатным процессом, а рабочее тело – идеальным газом, то согласно уравнению

$$q_{1-2} = i_2 - i_1 + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + \ell_T$$

$i_1 = i_2$ , т. е. *энтальпия газа или пара в процессе дросселирования не изменяется.*

Поскольку энтальпия идеального газа зависит только от температуры, то и температуры идеального рабочего тела до и после дросселирования будут равны. В реальных газах температура при дросселировании может понижаться, повышаться или оставаться неизменной.

## 12.7. Влажный воздух

### 12.7.1. Параметры влажного воздуха

Смесь сухого воздуха и водяного пара называется влажным воздухом. Влажный воздух, содержащий максимальное количество водяного пара при данной температуре, называется *насыщенным*. Воздух, в котором не содержится максимально возможное при данной температуре количество водяного пара, называется *ненасыщенным*.

Состояние влажного воздуха характеризуется следующими параметрами: барометрическим давлением  $P_б$ ; относительной влажностью  $\varphi$ ; температурой воздуха по сухому термометру  $t_c$  и смоченному термометру  $t_{см}$ ; температурой точки росы  $t_{т.р.}$ ; влагосодержанием  $d$  и энтальпией влажного воздуха  $I_{в.в.}$ .

Барометрическое давление влажного воздуха  $P_б$ , Па, согласно закону Дальтона, равно сумме парциальных давлений сухого воздуха  $P_в$  и водяных паров  $P_п$

$$P_б = P_в + P_п.$$

*Относительной влажностью влажного воздуха*  $\varphi$ , %, называется отношение действительной плотности водяного пара  $\rho_{\text{п}}$  в ненасыщенном воздухе к максимально возможной плотности  $\rho_{\text{н.п}}$  в условиях полного насыщения воздуха водяными парами при данной температуре, %,

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{н.п}}} \cdot 100 = \frac{P_{\text{п}}}{P_{\text{н.п}}} \cdot 100.$$

*Влагосодержанием воздуха*  $d$ , кг влаги/кг сухого воздуха, называется масса водяных паров, содержащихся в 1 кг абсолютно сухого воздуха

$$d = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{в}}} \cdot 10^3 = 0,622 \frac{P_{\text{п}}}{P_{\text{б}} - P_{\text{п}}}.$$

*Температура точки росы*  $t_{\text{т.р}}$  – температура, до которой нужно охладить ненасыщенный воздух при постоянном влагосодержании, чтобы он стал насыщенным.

*Энтальпия (теплосодержание) влажного воздуха*  $I_{\text{в.в}}$ , кДж/кг, представляет собой количество теплоты, содержащейся в 1 кг влажного воздуха. Энтальпия влажного воздуха представляет сумму энтальпий сухой части воздуха и водяных паров

$$\begin{aligned} I_{\text{в.в}} &= I_{\text{с.в}} + i_{\text{п}} d \cdot 10^{-3} = \\ &= C_{\text{с.в}} t_{\text{с.в}} + (2500 + C_{\text{п}} t_{\text{в.в}}) d \cdot 10^{-3}, \end{aligned}$$

где 2500 – энтальпия пара при нормальных условиях, кДж/кг;

$C_{с. в}$  – теплоемкость сухого воздуха,  $C_{с. в} = 1,0$  кДж/(кг · °С);  $C_{п}$  – теплоемкость водяного пара,  $C_{п} = 1,97$  кДж/(кг · °С).

### **12.7.2. $I-d$ -диаграмма влажного воздуха и процессы изменения состояния воздуха**

Для определения параметров влажного воздуха, выполнения тепловых расчетов и выбора оптимальных режимов работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха применяется  $I-d$ -диаграмма влажного воздуха, предложенная Л. К. Рамзиным (рис. 12.11).

На оси абсцисс диаграммы в определенном масштабе отложены значения влагосодержаний воздуха и проведены линии постоянного влагосодержания ( $d = \text{const}$ ). На оси ординат в масштабе, вдвое большем, чем для влагосодержания, отложены значения энтальпий, а вспомогательные линии  $I = \text{const}$  проведены под углом 45°.

Линии постоянных температур по сухому термометру ( $t_c = \text{const}$ ) нанесены под некоторым углом к горизонту. Линии относительной влажности воздуха ( $\phi = \text{const}$ ) на диаграмме представляют кривые, расходящиеся от начала координат.

Область диаграммы, расположенная выше кривой  $\phi = 100$  %, относится к состоянию ненасыщенного воздуха водяными парами и является *рабочей частью диаграммы*. Область, расположенная ниже линии  $\phi = 100$  %, соответствует механической смеси насыщенного воздуха и капель влаги и является *нерабочей частью диаграммы*. Линия парциального давления водяного пара  $P_{п}$  находится в нижней части диаграммы и проведена под определенным углом к оси абсцисс. Значения давлений, кПа, отложены по правой оси ординат.

На  $I-d$ -диаграмме можно построить различные сложные термодинамические процессы сушки. Однако в основе сложных вариантов лежат несколько основных элементарных процессов, отличающихся друг от друга способом подвода тепла в сушильной камере и степенью регенерации теплоты отработанного сушильного агента.

Рассмотрим характерные случаи изменения состояния воздуха и изображение их на  $I-d$ -диаграмме (рис. 12.12).

1. Процесс нагревания воздуха (линия  $0-1$ ) происходит при постоянном влагосодержании  $d_0 = d_1 = \text{const}$ . Процесс нагрева воздуха производится, как правило, в рекуперативных теплообменных аппаратах и калориферах.

2. Процесс охлаждения воздуха происходит также при постоянном влагосодержании  $d_0 = d_2 = \text{const}$  и изображается на  $I-d$ -диаграмме линией  $0-2$ . Если охлаждать влажный воздух, то при достижении относительной влажности  $\varphi = 100\%$ , воздух приобретает насыщенное состояние.

*Температура, соответствующая состоянию насыщения, называется точкой росы.* При дальнейшем охлаждении воздуха происходит конденсация водяных паров с уменьшением влагосодержания.

3. Адиабатическое охлаждение и увлажнение воздуха протекают по линии  $0-3$ . Адиабатическое испарение влаги происходит при постоянном теплосодержании воздуха  $I_0 = I_3 = \text{const}$  с увеличением влагосодержания  $d$  и уменьшением температуры. С уменьшением температуры сухого воздуха увеличивается теплосодержание пара.

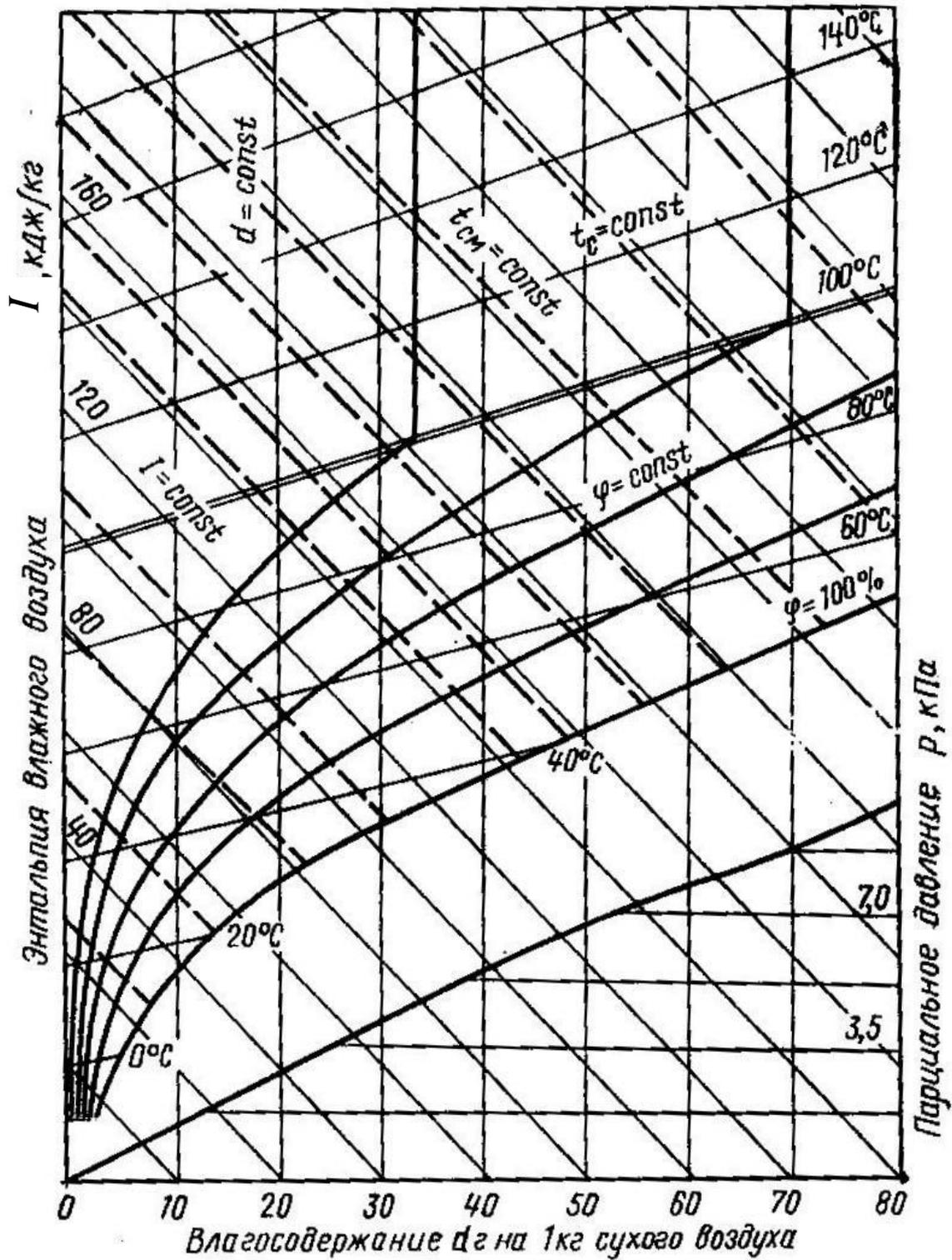


Рис.12.11.  $I-d$ -диаграмма влажного воздуха

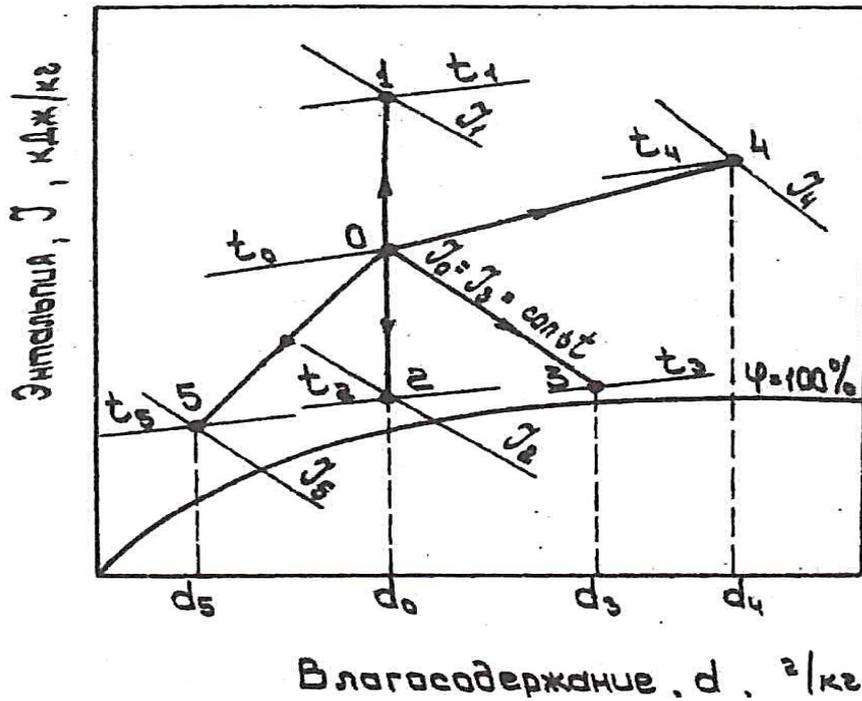


Рис. 12.12. Процессы изменения состояния влажного воздуха:

- 0–1 – нагревание воздуха; 0–2 – охлаждение воздуха;
- 0–3 – адиабатическое охлаждение и увлажнение воздуха;
- 0–4 – одновременное нагревание и увлажнение воздуха;
- 0–5 – одновременное охлаждение и осушение воздуха

Такие процессы протекают в оросительных камерах кондиционеров в зимний период года и в сушильных установках без подвода теплоты.

4. Одновременное нагревание и увлажнение воздуха, сопровождающееся поглощением теплоты и влаги, изображается линией 0–4. Такие процессы протекают в многоцилиндровых сушильных установках.

5. Одновременное охлаждение и осушение воздуха (процесс 0–5) характеризуется уменьшением теплосодержания и влагосодержания  $I_5 < I_0$  и  $d_5 < d_0$ . Такие процессы могут происходить в рекуперативных теплообменных аппаратах при одновременном охлаждении воздуха и конденсации водяных паров, а также в оросительных камерах кондиционеров в теплый период года.

6. Смешение разных расходов воздуха с различными параметрами на  $I-d$ -диаграмме изображается прямой  $AC$  (рис.12.13). На рисунке показан процесс смешения свежего (точка  $A$ ) и отработавшего (точка  $C$ ) воздуха и параметры смеси (точка  $m$ ).

*Кратность смешения* представляет собой отношение массовых расходов отработавшего  $L_C$  и свежего  $L_A$  воздуха

$$K = \frac{L_C}{L_A}.$$

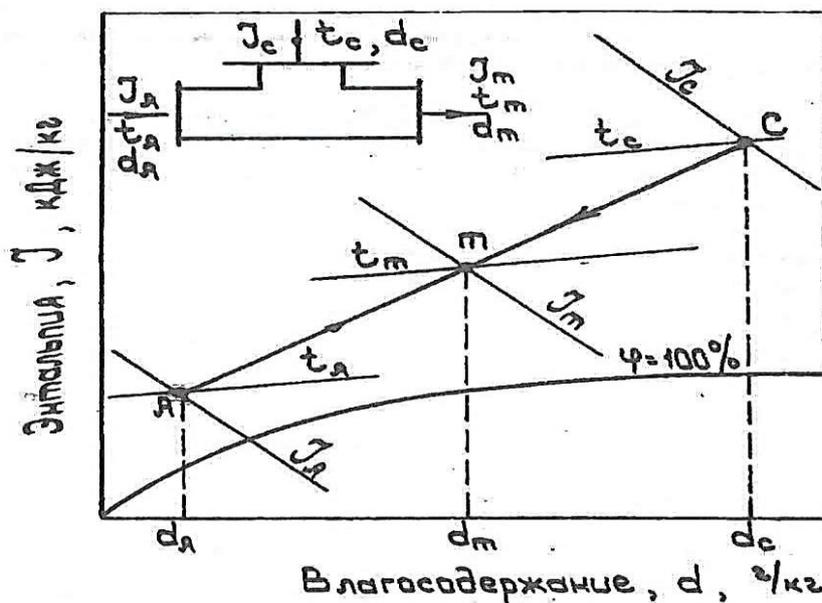


Рис. 12.13. Процесс смешения потоков воздуха с параметрами  $A$  и  $C$

При известных параметрах смешиваемых расходов коэффициент смешения определяется по формуле

$$K = \frac{d_m - d_A}{d_C - d_m} = \frac{I_m - I_A}{I_C - I_m}.$$

С помощью коэффициента смешения  $K$  можно рассчитать параметры смеси:

влажностное содержание, г пара/кг воздуха,

$$d_m = \frac{d_A + K \cdot d_C}{K + 1};$$

температуру, °С,

$$t_m = \frac{t_A + K \cdot t_C}{K + 1};$$

энтальпию, кДж/кг воздуха,

$$I_m = \frac{I_A + K \cdot I_C}{K + 1}.$$

## Глава 13. ЦИКЛЫ ПАРОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

### 13.1 Паросиловая установка

Современная стационарная теплоэнергетика базируется в основном на паросиловых (паротурбинных) установках.

*Паросиловая установка* – это совокупность устройств, в которых протекают процессы преобразования теплоты, полученной от сгорания топлива, в механическую работу или электрическую энергию. Все паросиловые установки (тепловые электрические станции) работают на

органическом топливе (природном газе, мазуте или угольной пыли). Рабочим телом служит, чаще всего, перегретый водяной пар, который получается из питательной воды, подаваемой в паровой котел.

Рассмотрим схему простейшей паросиловой установки (рис. 13.1), работающей по циклу Ренкина и предназначенной для получения электрической энергии.

*Паровой котел* представляет собой устройство, в котором производится сжигание топлива, и теплота образующихся газообразных продуктов сгорания используется для превращения поступающей в него воды в перегретый (или насыщенный) пар.

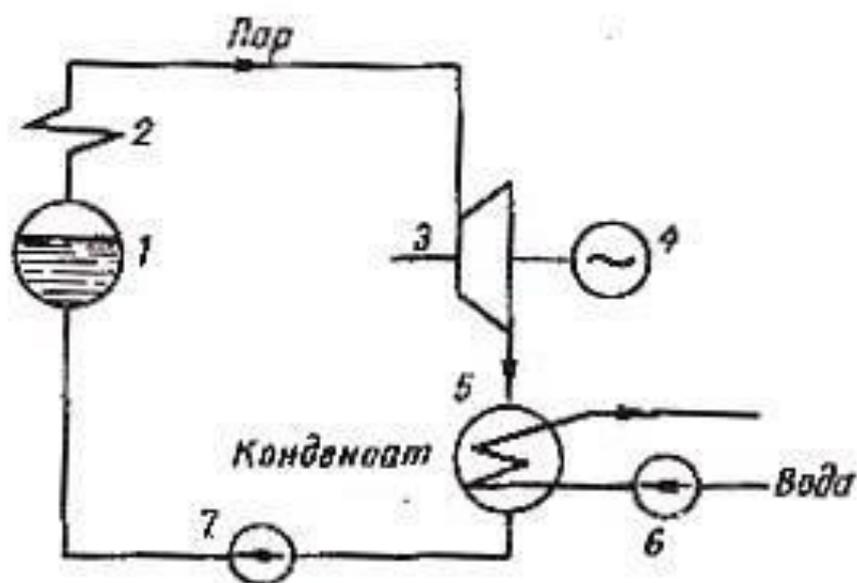


Рис. 13.1. Принципиальная схема конденсационной паротурбинной (паросиловой) установки:

1 – паровой котел; 2 – пароперегреватель; 3 – паровая турбина; 4 – электрический генератор; 5 – конденсатор; 6 – циркуляционный водяной насос; 7 – конденсатный насос

*Паровым двигателем обычно служит паровая турбина, которая является основным элементом всей установки. В паровой турбине потенциальная энергия пара используется для совершения полезной работы. Большая часть этой работы затрачивается на вращение ротора электрического генератора.*

*Конденсатор представляет собой трубчатый теплообменник, внутренняя поверхность трубок которого охлаждается циркуляционной водой, за счет чего на их наружной поверхности происходит конденсация отработавшего пара.*

*Скапливающийся внизу конденсат откачивается конденсатным насосом, который повышает его давление до необходимой величины и подает обратно в котел. Для этого обычно применяются центробежные насосы, как наиболее компактные и простые.*

*Следует заметить, что в реальных установках после насоса всегда предусматривается деаэратор с питательным баком, запас воды в котором дает возможность изменять мощность установки, а затем устанавливается еще один насос (питательный), подающий питательную воду из бака в паровой котел. Имеется и другое оборудование в установке (например, регенеративные подогреватели низкого и высокого давления). Однако для термодинамического анализа работы паросиловой установки это обстоятельство несущественно, поскольку оно не влияет на характер самого цикла.*

## **13.2. Цикл Ренкина**

*Цикл Ренкина (рис. 13.2) состоит из следующих процессов во всех трех диаграммах водяного пара: адиабатного процесса 1–2, соответствующего расширению пара в паровой турбине; изобарно-*

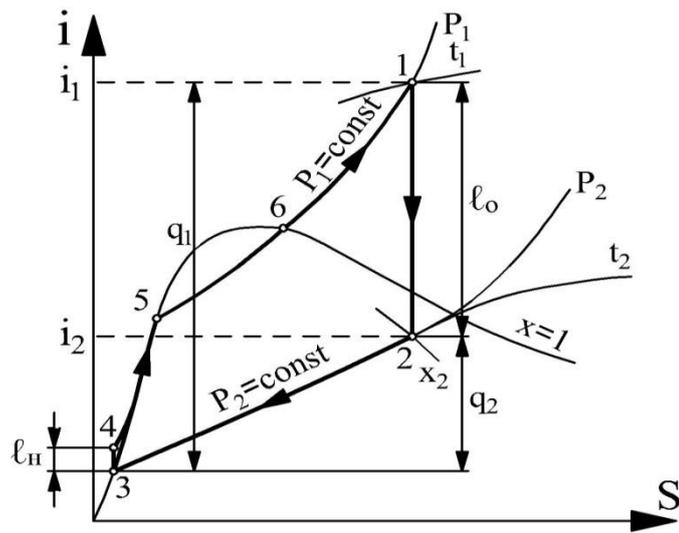
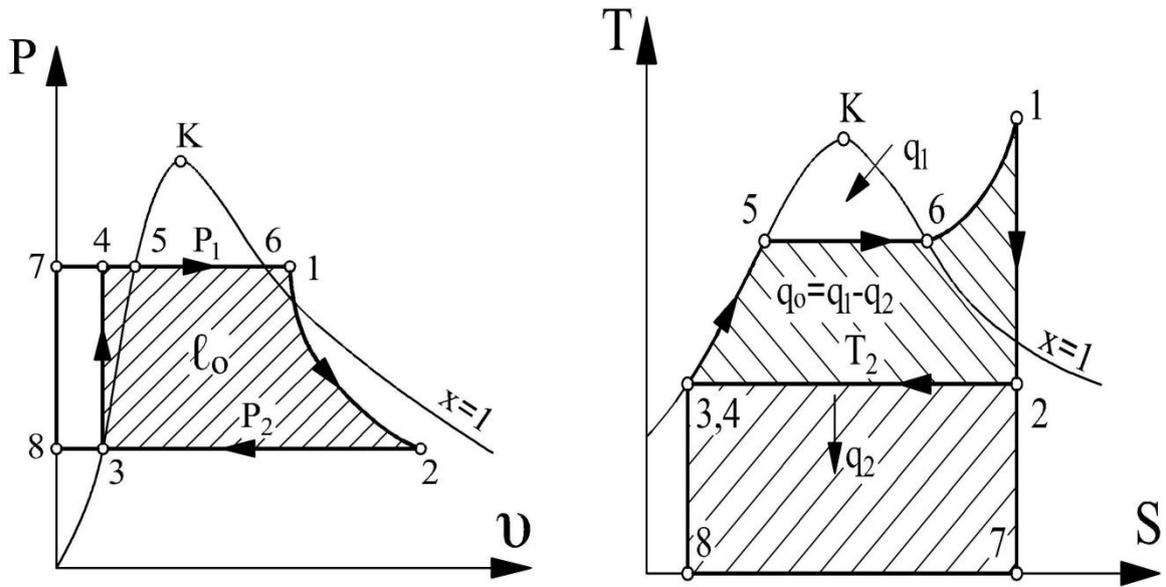


Рис. 13.2. Цикл Ренкина в  $p-v$ -,  $T-S$ - и  $i-S$ -диаграммах  
водяного пара

изотермического процесса  $2-3$  – процесса конденсации отработавшего пара в конденсаторе; адиабатного процесса  $3-4$  – процесса повышения давления воды в насосе; изобарного процесса  $4-5-6-1$ ,

соответствующего парообразованию в котле. При этом на участке 4–5 осуществляется нагрев воды до температуры кипения, на изобарно-изотермическом участке 5–6 происходит превращение кипящей воды в сухой насыщенный пар, а на участке 6–1 – перегрев пара в пароперегревателе.

На  $p$ - $v$ -диаграмме показаны: площадь 1–2–8–7–1 соответствует технической работе паровой турбины  $\ell_T$ ; площадь 3–4–7–8–3 – обозначает техническую работу, затраченную на привод насоса  $\ell_H$ ; площадь цикла 1–2–3–4–1 – их разность, т. е. полезную работу цикла  $\ell_0$ , совершаемую над внешним объектом (генератором). На  $T$ - $S$ -диаграмме показаны: площадь 4–5–6–1–7–8–4 изображает теплоту  $q_1$ , полученную рабочим телом от горячего источника (газообразных продуктов сгорания); площадь 2–3–8–7–2 представляет теплоту  $q_2$ , отдаваемую рабочим телом холодному теплоприемнику (циркуляционной воде в конденсаторе); площадь цикла 1–2–3–4–5–6–1 – обозначает их разность  $q = q_1 - q_2$ , т. е. полезную теплоту, превращенную в полезную работу  $\ell_0$ .

### 13.3. Термический КПД цикла Ренкина

Термический КПД любого цикла и в том числе цикла Ренкина определяется из выражения

$$\eta_t^R = \frac{\ell_0}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

На  $i$ - $S$ -диаграмме водяного пара количество подводимой теплоты  $q_1$  в изобарном процессе  $3-5-6-1$  вычисляется через разность энтальпий, т. е.  $q_1 = i_1 - i_3$ .

Отведенная теплота в процессе  $2-3$  происходит при  $p_2 = \text{const}$  и равна

$$q_2 = i_2 - i_3.$$

Обозначая энтальпию конденсата  $i_3$  через  $i_2'$ , т. к. они равны, получаем окончательно формулу для вычисления *термического* КПД цикла Ренкина

$$\eta_t^R = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'}$$

где  $i_1$  и  $i_2$  – энтальпии поступающего и отработавшего в турбине водяного пара, определяемые по  $i$ - $S$ -диаграмме или по термодинамическим таблицам воды и водяного пара. При этом энтальпия  $i_1$  определяется по таблицам перегретого пара, а энтальпия конденсата  $i_2'$  находится по таблицам сухого насыщенного водяного пара.

Из формулы видно, что КПД идеального цикла Ренкина определяется значениями энтальпий пара до турбины  $i_1$  и после нее  $i_2$  и энтальпией конденсата  $i_2'$ , находящегося при температуре кипения  $t_2$ . В свою очередь, эти значения определяются следующими параметрами цикла: давлением  $P_1$  и температурой  $t_1$  перегретого

пара перед турбиной, давлением влажного пара  $P_2$  (т. е. в конденсаторе), а также степенью сухости влажного пара за турбиной.

Помимо термического КПД показателем эффективности цикла Ренкина может служить *теоретический удельный расход пара*, т. е. количество пара, теоретически расходуемого на единицу полученной электрической энергии.

Величина теоретического удельного расхода пара определяется по уравнению, кг/(кВт · ч),

$$d_0 = \frac{3600}{i_1 - i_2}.$$

### 13.4. Мощность и энергетические потери паротурбинных установок

Рассмотрим потери энергии в реальной паросиловой установке, работающей по циклу Ренкина. При этом будем считать, что в качестве двигателя используется паровая турбина и совершаемая ею работа затрачивается на привод электрического генератора.

Теоретическая мощность такой установки выражается формулой

$$N_T = D \ell_0 = D (i_1 - i_2), \text{ кВт},$$

где  $D$  – расход пара на турбину, кг/с;  $\ell_0$  – теоретическая полезная работа, кДж/кг;  $i_1 - i_2 = h_0$  – располагаемый теплоперепад, кДж/кг.

В реальных установках эта мощность никогда не достигается из-за наличия ряда энергетических потерь. Основной из них является *тепловая потеря*, связанная с трением в потоке пара при прохождении

им через проточную часть турбины. Работа трения превращается в теплоту, которая усваивается паром. В результате этого при том же конечном давлении энтальпия пара  $i_{2Д}$  на выходе из реальной турбины получается большей, чем у идеальной турбины  $i_2$ .

По аналогии с величиной  $h_0 = i_1 - i_2$  называемой располагаемым теплоперепадом, величина  $h_i = i_1 - i_{2Д}$  называется *использованным теплоперепадом*.

Отношение действительной работы пара в турбине  $\ell_i$  к теоретической  $\ell_0$ , характеризующее тепловое совершенство ее, называется *внутренним относительным КПД турбины*

$$\eta_{oi} = \frac{\ell_i}{\ell_0} = \frac{h_i}{h_0} = \frac{i_1 - i_{2Д}}{i_1 - i_2}.$$

Очевидно, что  $h_i = \eta_{oi} h_0$ .

Зная величину  $\eta_{oi}$ , на  $i-S$ -диаграмме легко найти точку  $2Д$ .

Для этого нужно от точки 2 отложить вверх отрезок

$$h_{\text{пот}} = h_0 (1 - \eta_{oi}),$$

соответствующий потере на трение, и провести горизонталь до пересечения с изобарой  $P_2$  (рис. 13.3). Тогда действительная мощность турбины, кВт, составит

$$N_i = D (i_1 - i_{2Д}) = \eta_{oi} N_T.$$

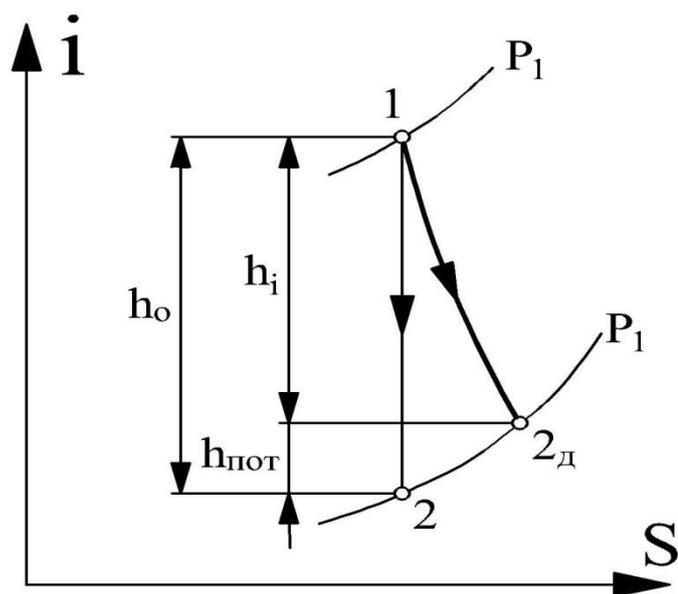


Рис. 13.3. Теоретический (адиабата  $1-2$ ) и действительный (политропа  $1-2_d$ ) процессы расширения пара в паровой турбине

Таким образом, внутренний относительный КПД турбины характеризует потерю мощности турбины из-за необратимости расширения пара.

Кроме того, в турбогенераторе имеют место механические потери, связанные с трением вала в подшипниках, и потери в генераторе.

Эти суммарные потери оцениваются *относительным электрическим КПД*

$$\eta_{оэ} = \eta_{oi} \eta_m \eta_g.$$

Для полной характеристики экономичности всей паросиловой установки следует учесть тепловые потери в котельном агрегате, оцениваемые с помощью КПД

$$\eta_{\text{к}} = \frac{D(i_1 - i_{\text{пит}})}{B Q_{\text{н}}^{\text{р}}},$$

где  $D$  – расход пара на паровой котел, кг/с;  $i_1, i_{\text{пит}}$  – энтальпии перегретого пара и питательной воды, кДж/кг;  $B$  – расход топлива на паровой котел, кг/с;  $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Тогда КПД *всей паросиловой установки*, учитывающий: тепловые потери в котельном агрегате  $\eta_{\text{к}}$ , термодинамические потери рабочего цикла  $\eta_{\text{т}}$ , а также тепловые  $\eta_{\text{oi}}$ , механические  $\eta_{\text{м}}$  и электрические потери  $\eta_{\text{г}}$  в турбогенераторе, т. е. все потери паросиловой установки, составит

$$\eta_{\text{уст}} = \eta_{\text{к}} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}.$$

Расход топлива на установку, кг/с, может быть определен по формуле

$$B = \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{уст}}},$$

где  $N_{\text{э}}$  – электрическая мощность установки, кВт,

$$N_{\text{э}} = N_{\text{т}} \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}.$$

В конденсационных паротурбинных установках степень использования теплоты может достигать лишь 45–47 %. При максимальных начальных параметрах и наиболее глубоком вакууме в конденсаторе потери теплоты составляют 55–53 % всей теплоты,

сообщенной рабочему телу в котельном агрегате, а во всех других случаях они еще больше.

Наиболее экономичным является цикл Ренкина, осуществляемый при максимально допустимых начальных параметрах пара и максимально допустимом вакууме в конденсаторе ( $P_2 = 0,004$  МПа). Паротурбинные энергетические установки, реализующие наивыгоднейшие параметры пара, обеспечивают термический КПД не выше 0,45–0,47, а с учетом КПД парового котла, механических и электрических потерь, фактический КПД установки, работающей по циклу Ренкина, не превышает 0,30–0,35.

*Степенью использования теплоты* называется отношение всей использованной теплоты (в виде механической и тепловой энергии) к количеству теплоты, затраченной на образование пара. Очевидно, что

$$k_{\text{и}} = \frac{\ell + q_2}{q_1},$$

где  $\ell$  – теплота, превращенная в работу;  $q_2$  – теплота, переданная потребителю;  $q_1$  – подведенная теплота.

Комбинированная выработка теплоты и электроэнергии осуществляется по *теплофикационному циклу*.

*Теплофикационный цикл* – цикл, в котором пар отбирается из турбины при повышенном давлении и используется как греющая среда (при ухудшении вакуума в конденсаторе).

В чисто конденсационных установках степень использования теплоты составляет 52–53 %. В теоретическом цикле комбинированной выработки электроэнергии и теплоты (иначе говоря,

при выработке электроэнергии на базе теплового потребления) степень использования теплоты составляет 100 %.

Из сравнения этих показателей следует, что комбинированная выработка электрической и тепловой энергии имеет огромное преимущество, по сравнению с отдельной их выработкой на конденсационных электростанциях и в котельных.

### **13.5. Способы повышения КПД цикла Ренкина**

Способы повышения КПД цикла Ренкина следующие:

1) *Одновременное повышение начальных параметров пара* (давления и температуры) до максимальных значений и снижение конечного давления пара в конденсаторе до минимума.

Перевод работы паротурбинной установки со средних начальных параметров на высокие параметры позволяет повысить термический КПД цикла Ренкина на 10–14%.

Повышение начальных параметров пара определяется уровнем развития металлургии, поставляющей металлы для котлов и турбин. Получение пара с температурой 535–565 °С стало возможным благодаря применению низколегированных сталей, из которых изготавливаются пароперегреватели и горячие части турбин. Переход на более высокие параметры (580–650 °С) требует применения дорогостоящих высоколегированных (аустенитных) сталей.

С увеличением начального давления пара и уменьшением его удельного объема уменьшаются габариты установок и диаметры паропроводов. В крупных стационарных установках давление пара поднимают до 30 МПа. Однако при этом паротурбинные

энергетические установки (ПТЭУ) обеспечивают степень использования теплоты не выше 0,45–0,47.

При уменьшении давления пара  $P_2$  за турбиной уменьшается средняя температура отвода теплоты в цикле  $t_2$ , а средняя температура подвода теплоты меняется мало. Поэтому, чем меньше давление пара за турбиной, тем выше КПД паросиловой установки.

Давление пара за турбиной определяется температурой охлаждающей циркуляционной воды, прокачиваемой через конденсатор турбины. Температура насыщенного пара в конденсаторе составляет обычно 25–35 °С, а абсолютное давление этого пара  $P_2$  соответственно 3–5 кПа. Повышение КПД цикла за счет дальнейшего снижения  $P_2$  практически невозможно из-за отсутствия естественных охладителей с более низкой температурой;

2) *регенеративный подогрев питательной воды.* Подогрев питательной воды осуществляется теплотой пара, отбираемого между ступенями турбин. Для этой цели на тепловых станциях обычно используются три регенеративных подогревателя высокого давления (ПВД) и три подогревателя низкого давления (ПНД). При этом степень использования теплоты повышается на 10–13 % по сравнению с циклом Ренкина;

3) *Применение промежуточного перегрева пара.* С этой целью между каждыми двумя цилиндрами паровой турбины пар направляется обратно в котельный агрегат и подвергается дополнительному перегреву в специальном пароперегревателе. Обычно при этом удается повысить КПД на 2–4 % по сравнению с КПД цикла Ренкина для тех же параметров. Кроме того, одновременно с этим уменьшается конечная влажность пара в конце процесса расширения с 16 до 5 %,

что благоприятно сказывается на долговечности и надежности работы установки;

4) *применение бинарных циклов*, в которых для выработки электроэнергии используются два рабочих тела и две турбины (паровая и газовая). Применение парогазовых циклов позволяет повысить общий КПД установки до 0,55–0,6. Такие парогазовые установки находят все более широкое применение. Особенно возрастает их значение, когда будет решена проблема создания высокотемпературной газовой турбины, которая сможет работать на газе с температурой 1000 °С;

5) *работа паротурбинных установок по теплофикационному циклу*. Комбинированная выработка электроэнергии и теплоты на ТЭЦ позволяет доводить степень использования теплоты топлива фактически до 0,55–0,6.

### 13.6. Теплофикационный цикл

Комбинированная выработка электроэнергии и теплоты называется *теплофикацией*. Тепловые электростанции, на которых производится такая выработка, называются *теплоэлектроцентралями* (ТЭЦ), а *паровые турбины*, установленные на ТЭЦ для этой цели, называются *теплофикационными*. Эти турбины имеют специальные конструкции.

В нашей стране впервые в мире на теплоэлектроцентралях осуществлено производство тепловой и электрической энергии в одной установке. В таких установках конденсация пара после паровой турбины обеспечивается в устройствах для подогрева воды, идущей в

тепловые сети для обогрева промышленных и жилых зданий. Степень использования теплоты при этом составляет 0,6–0,8.

На современных тепловых электростанциях, вырабатывающих только электроэнергию, давление в конденсаторе составляет 3–5 кПа. При этих давлениях конденсация пара происходит при температурах 24–33 °С. Теплота, отдаваемая охлаждающей воде в конденсаторе, имеет низкий температурный потенциал (20–25 °С) и непосредственно не может быть использована для производственных и бытовых нужд. Термический КПД конденсационного цикла паросиловой установки составляет около 50 %. Пятьдесят процентов теплоты топлива теряется в конденсаторах. Чтобы использовать теплоту, отдаваемую конденсирующимся паром, нужно повысить его температуру, т. е. поднять давление в конденсаторе. Это приведет к некоторому уменьшению выработки электроэнергии при той же затрате топлива. Но в этом случае можно дополнительно получить большое количество теплоты для технологических и бытовых нужд и этим повысить эффективность использования теплоты топлива.

Поскольку для производственных и бытовых нужд требуется горячая вода и пар (для производственных цехов) с различными параметрами, на ТЭЦ применяются теплофикационные турбины различных типов: с ухудшенным вакуумом, с противодавлением, с регулируемым производственным и теплофикационным отбором пара.

На рис. 13.4. представлен цикл теплофикационной паротурбинной установки (ПТУ) в  $T-S$ -диаграмме. На этом рисунке цифрами 1–2'–3'–4–5–1 обозначен цикл паротурбинной установки,

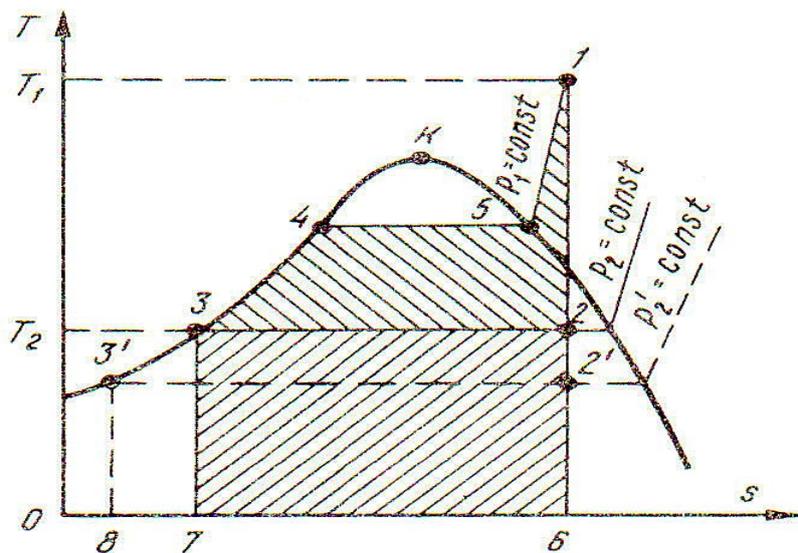


Рис. 13.4. Цикл теплофикационной паротурбинной установки в  $T-S$ -диаграмме

вырабатывающей только электроэнергию с низким давлением в конденсаторе порядка 3–5 кПа и температурой 28–33 °С.

Цикл  $1-2-3-4-5-1$  является теплофикационным с повышенным давлением в конденсаторе или с противодавлением, когда нет конденсатора, а давление на выходе турбины выше атмосферного.

В конденсационном цикле ПТУ полезная удельная работа изображается площадью  $1-2'-3'-4-5-1$ . Теплота, отданная охлаждающей воде в конденсаторе, изображается площадью  $2'-3'-8-6-2'$ . В теплофикационном цикле полезная работа меньше, чем в конденсационном, она изображается площадью  $1-2-3-4-5-1$ , но в этом случае полезно используется теплота в виде площади  $2-3-7-6-2$ .

Эффективность использования теплоты топлива на ТЭЦ выражается не термическим КПД, а коэффициентом использования

теплоты  $k_{и}$ , который представляет отношение суммы полезной работы цикла  $\ell$  и теплоты  $q_2$ , отданной внешнему потребителю, к количеству теплоты  $q_1$ , подведенной к циклу,

$$k_{и} = \frac{\ell + q_2}{q_1} = \frac{N + Q}{B Q_{Н}^p},$$

где  $N$  – электрическая мощность паротурбинной установки;  $Q$  – количество теплоты, отданной внешнему потребителю;  $B$  – часовой расход топлива;  $Q_{Н}^p$  – низшая теплота сгорания топлива.

Наиболее высокий коэффициент  $k_{и}$  имеют ТЭЦ, на которых установлены турбины с противодавлением (рис. 13.5, а).

Другими величинами, характеризующими работу ТЭЦ, являются коэффициент теплофикации  $\alpha_{ТЭЦ}$  и удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении  $\mathcal{E}_T$ . Под *коэффициентом теплофикации*  $\alpha_{ТЭЦ}$  понимается доля тепловой нагрузки ТЭЦ, покрываемой теплотой из отборов турбин,

$$\alpha_{ТЭЦ} = \sum \frac{Q_{отб}^{турб}}{Q_{пр}},$$

где  $\sum Q_{отб}^{турб}$  – суммарный возможный часовой отпуск теплоты из отборов (или противодавлений) турбин, установленных на ТЭЦ;  $Q_{пр}$  – присоединенная нагрузка.

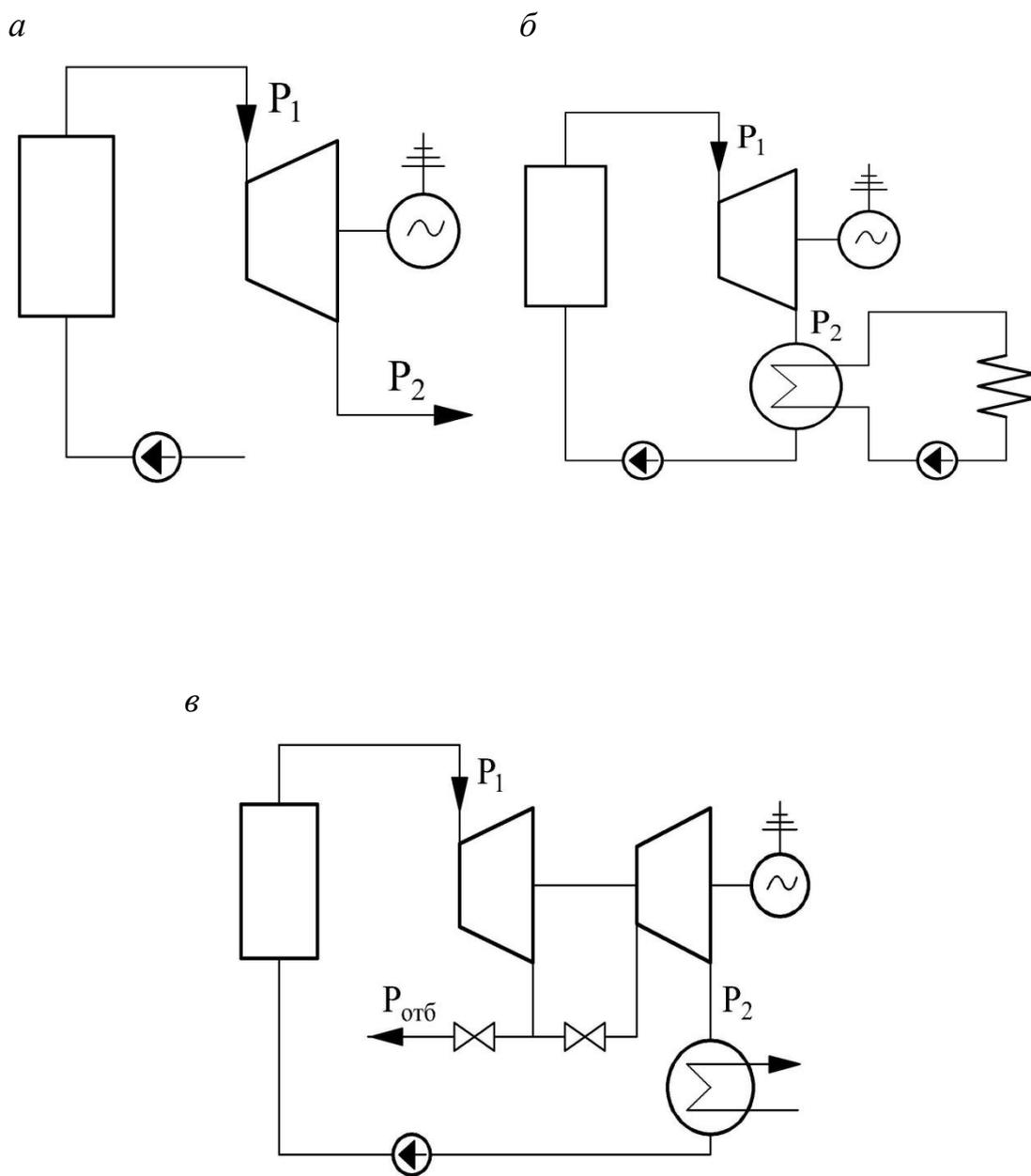


Рис. 13.5. Комбинированная выработка электрической и тепловой энергии с использованием теплофикационных турбин:  
*a* – с противодавлением; *б* – с ухудшенным вакуумом; *в* – с одним регулируемым отбором пара  $P_{отб}$

В идеальном цикле Ренкина удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении  $\mathcal{E}_T$  определяется из безразмерного соотношения

$$\mathcal{E}_T = \frac{i_1 - i_{\text{отб}}}{i_{\text{отб}} - i_{\text{в.к}}},$$

где  $i_1, i_{\text{отб}}$  – энтальпия пара перед турбиной и в отборе (или противодавлении) турбины;  $i_{\text{в.к}}$  – энтальпия возвращаемого конденсата.

Для получения размерного значения  $\mathcal{E}_T$  надо его безразмерное значение умножить на размерный коэффициент

$$10^6 / 860 = 273 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{ГДж}.$$

### 13.7. Регенеративный цикл паротурбинной установки

Термический КПД цикла Ренкина на насыщенном паре можно сделать равным КПД цикла Карно, если обратить его в *регенеративный цикл*. Для этого необходимо в цикле паротурбинной установки на насыщенном паре (рис. 13.6) заменить адиабату расширения  $6-11$  на политропу  $6-2$ , эквидистантную линии нагрева воды на участке  $3-5$ . При этом в процессе расширения пара по политропе  $6-2$  от пара отнимается теплота равная площади  $6-2-10-9-6$ , которая направляется на нагрев воды в процессе  $3-5$



Таким образом, КПД регенеративного цикла равен КПД цикла Карно. Практически в полной мере осуществить регенеративный цикл невозможно, так как нельзя обеспечить непрерывный отвод теплоты в процессе  $b-2$ .

*Регенеративный* цикл широко применяется в паротурбинных установках. В нем подогрев питательной воды производится лишь некоторым количеством пара, отбираемым из ступеней турбины после его расширения. Этот пар направляется в подогреватели низкого и высокого давления, в которых происходит последовательный подогрев питательной воды, направляемой в паровой котел (рис. 13.7).

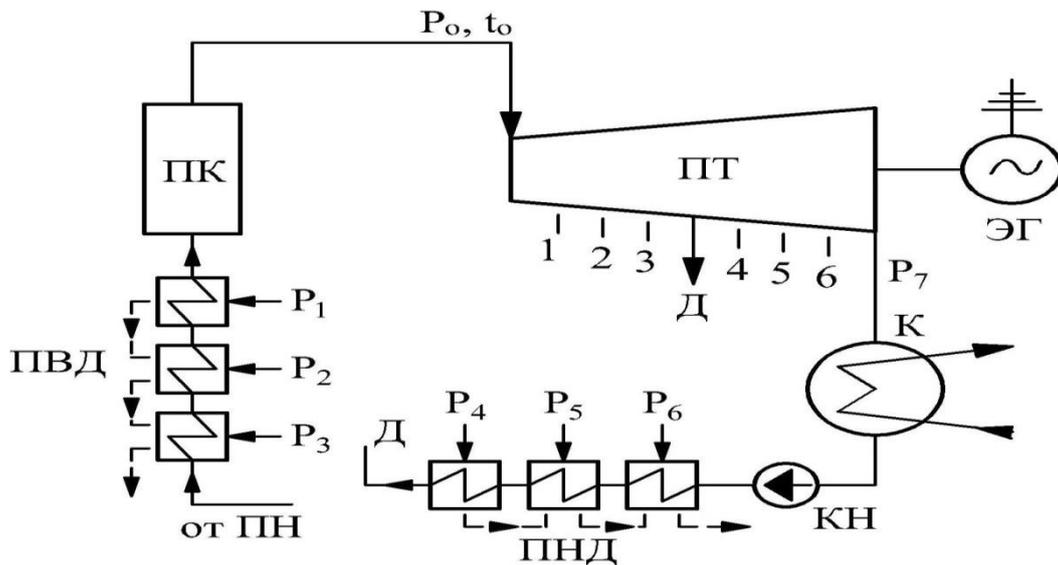


Рис. 13.7. Регенеративный подогрев питательной воды в трех подогревателях низкого давления (ПНД) и трех подогревателях высокого давления (ПВД) за счет пара, отбираемого из отборов паровой турбины: ПТ – паровая турбина; ПК – паровой котел; ЭГ – электрический генератор; Д – деаэратор; КН – конденсатный насос; ПН – питательный насос; 1, 2, 3, 4, 5, 6 – отборы пара из турбины;

$P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6$  – давление пара в отборах турбины

Применение регенерации позволяет повысить КПД паротурбинной установки на 8–12 %; уменьшить расход пара через последние ступени турбины и ее металлоемкость; изменить функции отдельных элементов парового котла.

Термический КПД цикла Ренкина с предельной регенерацией определяется по формуле

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2 (s_{2p} - s_3)}{i_1 - i_5},$$

где  $i_1$  – энтальпия перегретого пара, поступающего в паровую турбину;  $T_2$  – абсолютная температура влажного пара в точке 2;

$s_{2p}$ ,  $s_3$  – энтропии пара и питательной воды соответственно в точках 2 и 3 (см. рис. 13.6);  $i_5$  – энтальпия подогретой питательной воды.

## 13.8. Циклы газотурбинных и парогазовых установок

### 13.8.1. Газотурбинная установка

Схема простейшей газотурбинной установки (ГТУ) и цикл ГТУ в  $T-S$ - диаграмме представлены на рис. 13.8.

Схема газотурбинной установки включает следующие элементы: насос, подающий топливо; камеру сгорания топлива; воздушный компрессор; газовую турбину и генератор электрического тока.

Компрессор с пусковым двигателем, газовая турбина и электрогенератор располагаются на одном валу. Цикл ГТУ состоит из двух адиабат  $1-2$  и  $3-4$  и двух изобар  $2-3$  и  $4-1$ .

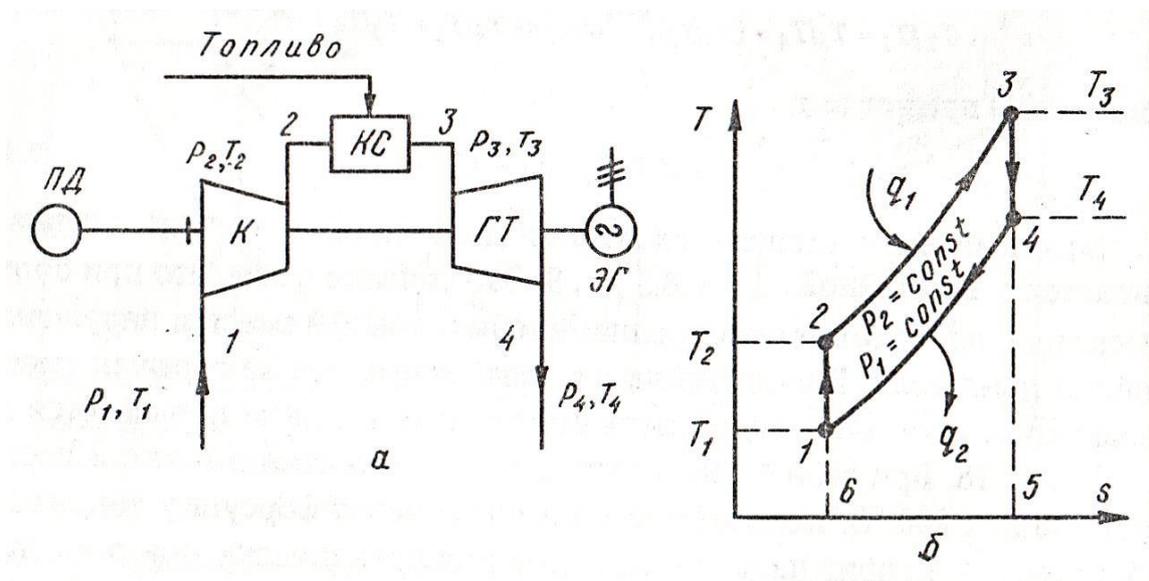


Рис. 13.8. Цикл газотурбинной установки с подводом теплоты при постоянном давлении

а – принципиальная схема; б – термодинамический цикл ГТУ;

К – компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина;

ЭГ – электрический генератор; ПД – пусковой двигатель

В рабочем состоянии процессы протекают следующим образом: компрессор всасывает воздух из атмосферы при давлении  $P_1$  и температуре  $T_1$  (точка 1) и сжимает его до состояния точки 2. При этом его температура и давление повышаются до  $T_2$  и  $P_2$  в адиабатном процессе сжатия 1–2. Далее сжатый воздух поступает в камеру сгорания, куда подается жидкое или газообразное топливо, которое непрерывно горит при постоянном давлении  $P_2$ . При этом температура воздуха увеличивается с  $T_2$  до  $T_3$  в изобарном процессе горения 2–3. Продукты сгорания (в состоянии точки 3) поступают в газовую

турбину, в которой они расширяются по адиабате 3–4 и совершают работу  $\ell_T$ . Продукты сгорания в состоянии точки 4 выбрасываются в атмосферу, где при постоянном давлении  $P_1$  охлаждаются до температуры  $T_1$  в изобарическом процессе 4–1.

Работа, совершаемая турбиной, частично расходуется на привод компрессора, остальная ее часть отдается электрическому генератору.

Количество теплоты, подведенной к циклу, определяется по формуле

$$q_1 = \int_{T_2}^{T_3} c_p dT = c_p (T_3 - T_2)$$

в виде площади 2–3–5–6–2 и количество теплоты, отданной холодному теплоприемнику,

$$q_2 = c_p (T_4 - T_1)$$

равно площади 4–1–6–5–4.

Полезно использованная теплота в цикле вычисляется по уравнению

$$\begin{aligned} q &= q_1 - q_2 = \ell = c_p [(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)] = \\ &= (i_3 - i_4) - (i_2 - i_1) \end{aligned}$$

равно площади 1–2–3–4–1.

Термический КПД цикла определяется по формуле

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)}$$

Из рассмотрения адиабатных процессов 1–2 и 3–4 можно написать

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \pi^{\frac{k-1}{k}} = \varepsilon^{k-1},$$

но  $\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$ , тогда имеем

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\frac{T_2}{T_1}} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

Термический КПД газотурбинной установки, работающей по циклу при  $P = \text{const}$ , зависит только от степени сжатия  $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$  или

степени повышения давления  $\pi = \frac{P_2}{P_1}$ .

### ***13.8.2. Газотурбинная установка с регенерацией теплоты***

Простейшая газотурбинная установка (ГТУ) с регенерацией теплоты представляет собой установку, в которой воздух перед входом в камеру сгорания подогревается газами, выходящими из газовой турбины. Это позволяет уменьшить расход топлива. Пластинчатые теплообменники с профильными пластинами, разработанные кафедрой промышленной теплоэнергетики Высшей школы технологии и энергетики Санкт-Петербургского государственного университета технологии и дизайна, применяются в газотурбинных установках, а

также в котельных установках и системах вентиляции и кондиционирования.

### **13.8.3. Парогазовая установка**

*Комбинированные установки, в которых одновременно используются два рабочих тела (газ и пар), называются парогазовыми установками (ПГУ). Парогазовые установки представляют объединение паротурбинной установки (ПТУ) с газотурбинной установкой (ГТУ), в силу этого обеспечивается повышение КПД таких установок по сравнению с установками, из которых они составлены. Существуют две основные схемы ПГУ: с высоконапорными парогенераторами (ВПГ) и со сбросом газов из газовой турбины в паровой котел.*

На Невинномысской электростанции работает парогазовая установка, состоящая из парового энергоблока мощностью 160 МВт и газовой турбины мощностью 35 МВт. Работа происходит по следующей схеме: компрессор сжимает воздух и подает его в топку высоконапорного парогенератора. Продукты сгорания из ВПГ поступают в газовую турбину. Отработавшие газы турбины идут на подогрев питательной воды, после чего удаляются в атмосферу. Пар, полученный в ВПГ, направляется в паровую турбину. Значительное содержание кислорода в выхлопных газах газовой турбины (15–18 %) позволяет их использовать в топках обычных котельных агрегатов для обеспечения процесса горения топлива, при этом физическая теплота

отработавших газов вносится в топку котла. Полученный пар применяется в паровой турбине. Простейшая схема парогазовой установки показана на рис. 13.9, а её цикл изображен на рис.13.10.

Горячие газы, уходящие из газовой турбины после совершения в ней работы, охлаждаются в подогревателе, нагревая питательную воду, поступающую в паровой котел. В результате уменьшается расход топлива на получение пара в котле, что приводит к повышению эффективности комбинированного цикла по сравнению с этими же циклами, осуществляемыми отдельно.

Мощности и параметры газотурбинной и паротурбинной установок выбираются таким образом, чтобы количество теплоты, отданной газами в подогревателе, равнялось количеству теплоты, воспринятому питательной водой. Это определяет соотношение между расходами газа и воды через подогреватель. Цикл комбинированной установки строится для 1 кг водяного пара и соответствующего количества газа, приходящегося на 1 кг воды.

В цикле газотурбинной установки подводится теплота, равная площади  $1-б-д-5-1$ , и получается полезная работа  $\ell_{ц.г}$ , равная площади  $1-2-3-5-1$ . В цикле паротурбинной установки при его отдельном осуществлении количество подведенной теплоты равно площади  $б-е-в-8-9-10-б$ , а полезная работа  $\ell_{ц.п}$  равна площади  $б-7-8-9-10-б$ .

Теплота газов, отработавших в турбине, равная площади  $2-б-д-4-2$ , при отдельном осуществлении обоих циклов выбрасывается в атмосферу.

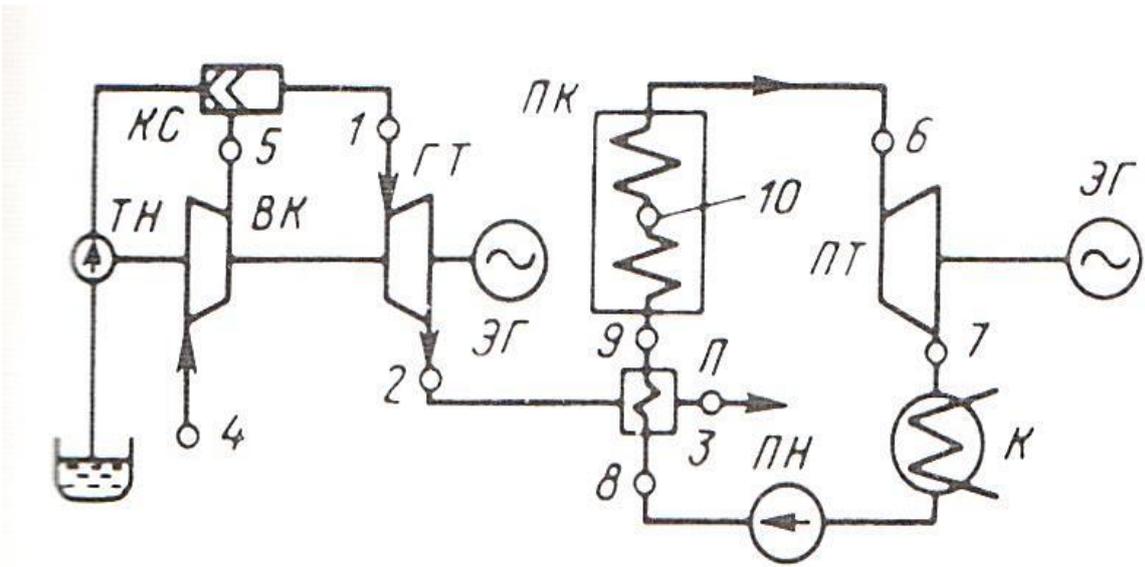


Рис. 13.9. Схема простейшей парогазовой установки

*ГТ* – газовая турбина; *ЭГ* – электрогенератор; *ПК* – паровой котёл; *ПН* – питательный насос; *К* – конденсатор; *ПТ* – паровая турбина; *ВК* – воздушный компрессор; *КС* – камера сгорания; *ТН* – топливный насос; *П* – подогреватель

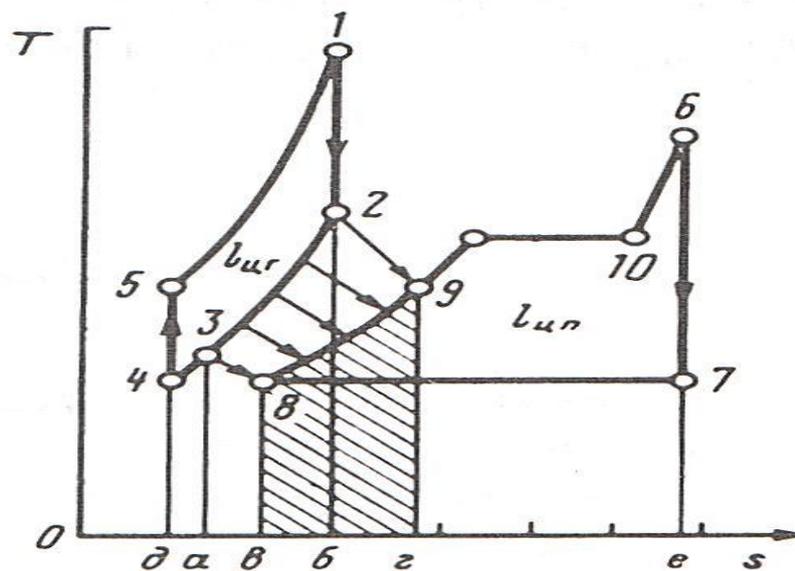


Рис.13.10. Цикл парогазовой установки

Теплота, выделяющаяся при охлаждении газов по линии 2–3, изображается площадью 2–б–а–3–2. Эта теплота не выбрасывается в атмосферу, а используется на подогрев питательной воды в подогревателе (по линии 8–9). Теплота, затрачиваемая на образование пара в котле, уменьшается на количество, равное заштрихованной площади 9–г–в–8–9, а эффективность комбинированного цикла увеличивается, так как суммарная полезная работа обоих циклов ( $\ell_{ц.г} + \ell_{ц.п}$ ) одинакова при совместном и отдельном их осуществлении.

### 13.9. Холодильная установка

*Холодильной установкой* или *холодильной машиной* называется устройство, предназначенное для понижения температур ниже температуры окружающей среды и непрерывного поддержания заданной низкой температуры. Теплота, отнимаемая от охлаждаемого объекта, воспринимается *холодильным агентом* и передается им окружающей среде.

Холодильная установка (рис.13.11) служит для искусственного охлаждения физических тел до температуры, которая ниже температуры окружающей среды. В холодильной установке рабочее тело (хладагент) совершает обратный круговой процесс, в результате которого теплота отнимается от охлаждаемого объекта и за счет затраты работы передается среде с более высокой температурой.

В качестве рабочих тел используются: воздух, аммиак, фтор, хлор, замещенные углеводороды, двуокись углерода, сернистый ангидрид и

другие вещества [10].

Цикл паровой холодильной установки в  $P-U$ -,  $T-S$ -,  $i-S$ -диаграммах представлен на рис. 13.12 и 13.13.

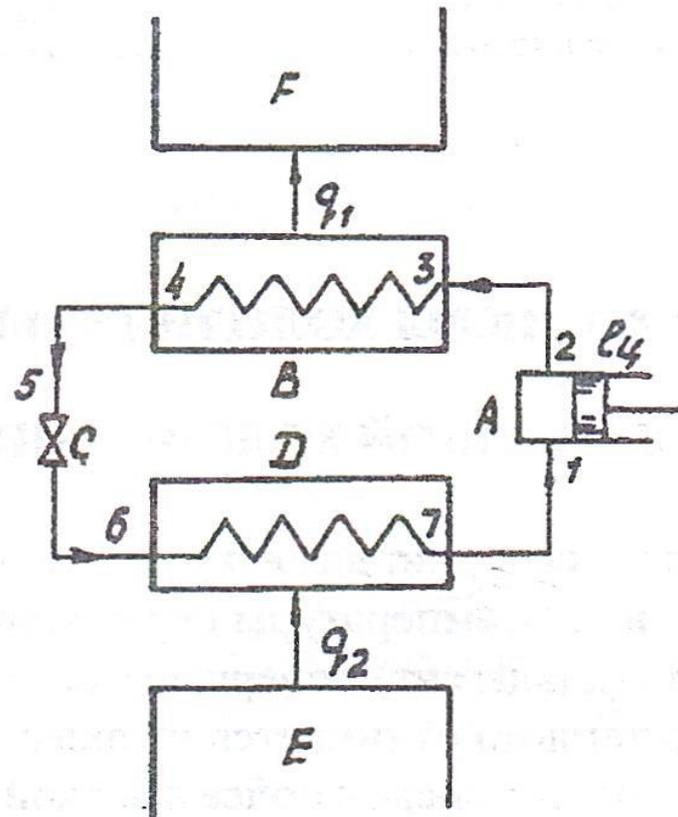


Рис.13.11. Схема паровой компрессорной холодильной установки с регулирующим вентилем

$A$  – компрессор;  $B$  – конденсатор (охладитель);  $C$  – редукционный вентиль;  $D$  – испаритель;  $E$  – тела, подлежащие охлаждению;  $F$  – среда, воспринимающая теплоту

Принцип работы паровой холодильной установки с дросселированием и переохлаждением жидкости в конденсаторе, а

также всасыванием в компрессор сухого насыщенного пара состоит в следующем.

В цикле точка  $1$  характеризует состояние сухого пара хладагента, поступающего в компрессор при давлении  $P_0$ .

В компрессоре пар адиабатически сжимается до давления  $P$  (процесс  $1-2$ ). При этом в компрессоре затрачивается работа  $\ell_K$ .

Точка  $2$  соответствует состоянию перегретого пара. Из компрессора пар хладагента поступает в конденсатор, где при постоянном давлении пар конденсируется, вследствие отвода от него теплоты охлаждающей водой или воздухом. При охлаждении перегретый пар сначала в процессе  $2-3$  превращается в сухой насыщенный пар (состояние  $3$ ), а затем конденсируется (изобарно-изотермический процесс  $3-4$ ) и превращается в насыщенную (кипящую) жидкость состояния  $4$  при давлении  $P$  и температуре  $T_K$ . При дальнейшем отводе теплоты (изобарный процесс  $4-5$ ) в холодильнике кипящая жидкость переохлаждается до состояния  $5$  при давлении  $P$  и температуре  $T_{Ц}$  (состояния ненасыщенной жидкости).

Таким образом, в конденсаторе и в процессах  $2-3$ ,  $3-4$  и  $4-5$  от рабочего тела отводится теплота  $q_1$ , которая в  $T-S$ -диаграмме измеряется площадью  $k-2-3-4-5-n-k$ .

Жидкий хладагент поступает в редукционный вентиль, в котором происходит дросселирование хладагента, сопровождаемое падением его давления и температуры. При этом жидкость в необратимом процессе  $5-6$  частично испаряется и превращается во влажный

насыщенный пар состояния  $б$  с параметрами  $P_0, T_0$ . Полученный влажный насыщенный пар со степенью сухости  $x = 0,1-0,25$  направляется в испаритель, где за счет теплоты, отбираемой от охлаждаемых тел, он может стать сухим, а иногда и перегретым.

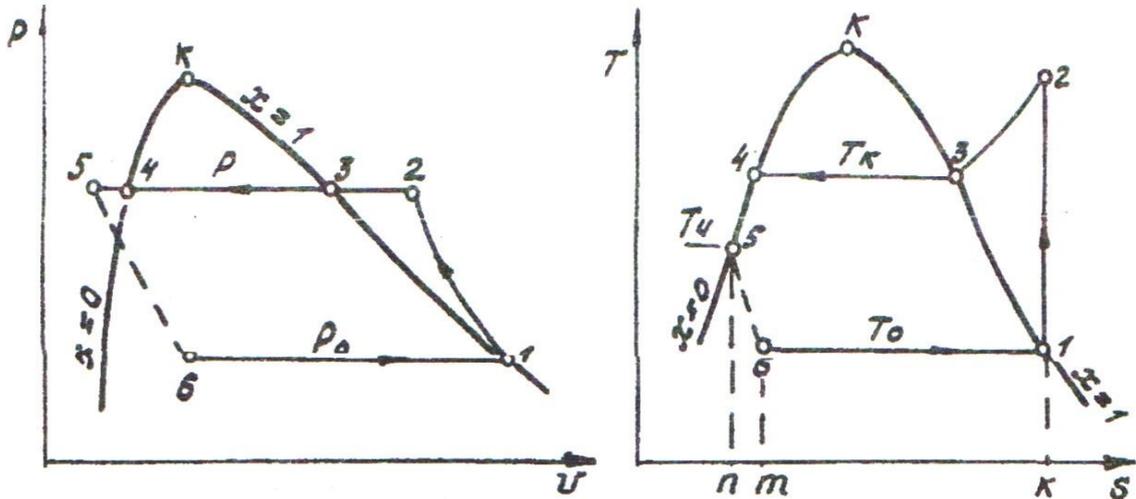


Рис. 13.12. Цикл паровой холодильной установки  
в  $P-v$ - и  $T-S$ -диаграммах

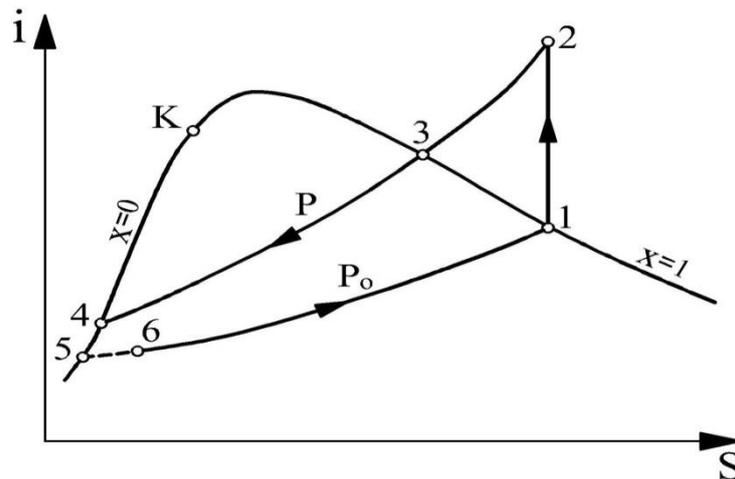


Рис. 13.13. Цикл паровой холодильной установки  
в  $i-S$  - диаграмме

В процессе  $6-1$  при  $P_0 = \text{const}$  и  $T_0 = \text{const}$  к рабочему телу подводится теплота. Эта теплота, отводимая от охлаждаемых тел, отнесенная к 1 кг рабочего тела, называется *удельной холодопроизводительностью* и обозначается  $q_0$ . После испарителя пар снова поступает в компрессор, цикл повторяется.

Работа, согласно первому началу термодинамики, для обратного цикла равна

$$l_{\text{ц}} = q_1 - q_2,$$

где  $q_1 = i_2 - i_4$ ;  $q_2 = i_1 - i_6$ ;  $i_4 = i_6$  (при дросселировании пара).

Эффективность цикла холодильной установки характеризуется *холодильным коэффициентом*

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_{\text{ц}}} = \frac{i_1 - i_6}{i_2 - i_1} = \frac{T_0}{T_{\text{к}} - T_0},$$

где  $T_0$ ,  $T_{\text{к}}$  – абсолютные температуры минимального и максимального температурного уровня хладагента в цикле.

Так как при расширении в редукционном вентиле полезная работа не производится, то работа цикла равна работе компрессора  $l_{\text{ц}} = l_{\text{к}}$ . Величина холодильного коэффициента зависит от температуры кипения и конденсации, свойств рабочего тела и изменяется от 0 до  $\infty$ .

Полная холодопроизводительность холодильной установки, кВт,

$$Q_0 = M \cdot q_0,$$

где  $M$  — масса рабочего тела, кг/с;  $q_0 = q_2$  — удельная холодопроизводительность, кДж/кг.

Мощность компрессора, кВт,

$$N = M \cdot \ell_k,$$

где  $\ell_k$  — работа компрессора, кДж/кг.

Объемная холодопроизводительность  $q_v$ , кДж/м<sup>3</sup>, численно равна количеству холода, отнесенному к 1 м<sup>3</sup> пара рабочего тела, всасываемого компрессором,

$$q_v = \frac{q_0}{V_1},$$

где  $V_1$  — удельный объем пара в состоянии одного цикла.

Полная объемная холодопроизводительность установки, кВт,

$$Q_0 = q_v V,$$

где  $V$  — объем пара, всасываемого компрессором.

Холодопроизводительность холодильной установки уменьшается при понижении температуры кипения рабочего тела в испарителе.

Объемная холодопроизводительность  $q_v$  значительно уменьшается при понижении температуры испарения, так как удельный объем сухого пара при этом сильно возрастает, а удельная холодопроизводительность  $q_0$  изменяется очень мало. Уменьшение  $q_v$  с понижением температуры кипения ведет к уменьшению  $Q_0$ .

### 13.10. Тепловой насос

Тепловым насосом называется устройство, которое передает теплоту более низкого потенциала на более высокий температурный уровень потенциал, за счет энергии еще более высокого потенциала.

Воздух, вода, газы и жидкости содержат громадные запасы энергии. С помощью теплонасосной установки можно передать энергию рабочих тел с низкого температурного уровня на более высокий уровень и использовать ее для отопления, кондиционирования, нагревания и охлаждения физических тел.

Схема теплового насоса представлена на рис. 13.14. Простейшим и теоретически наиболее эффективным циклом теплового насоса является обратный цикл Карно.

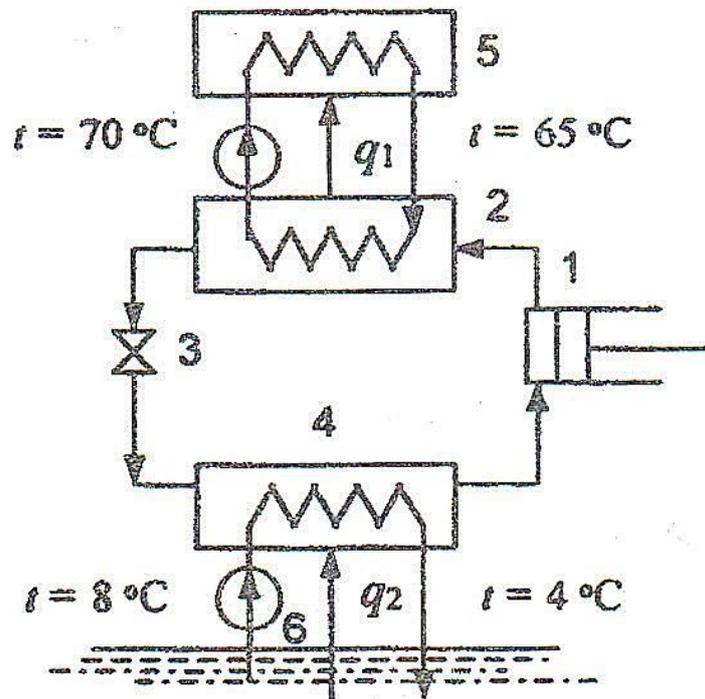


Рис.13.14. Принципиальная схема теплового насоса:

1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – дроссельный вентиль;  
4 – испаритель; 5 – отапливаемое помещение; 6 – водяной насос

Тепловой насос и холодильная машина различаются лишь условиями работы: тепловой насос предназначен для нагревания внешней среды, а холодильная машина для ее охлаждения.

Тепловой баланс цикла теплового насоса определяется по формуле

$$q_1 = q_2 + \ell_{\text{ц}},$$

где  $q_1$  – удельная теплота, переданная рабочим телом нагреваемой среде, кДж/кг;  $q_2$  – удельная теплота, переданная от низкотемпературного источника энергии (речной воды, воздуха) низкокипящему рабочему телу. При этом рабочее тело (хладагент) должно циркулировать в замкнутой системе (компрессор – конденсатор – вентиль – испаритель), кДж/кг;  $\ell_{\text{ц}}$  – работа цикла, равная в установках с дросселированием работе компрессора  $\ell_{\text{к}}$ , кДж/кг.

Эффективность цикла теплового насоса оценивается *коэффициентом термотрансформации* (отопительным коэффициентом), который равен отношению теплоты, переданной нагреваемой среде, к затраченной в цикле работе

$$\varphi = \frac{q_1}{\ell_{\text{ц}}}.$$

Так как  $q_1 > \ell_{\text{ц}}$  на величину  $q_2$ , то  $\varphi > 1$ .

Связь между отопительным коэффициентом  $\varphi$  и холодильным коэффициентом  $\varepsilon$  определяется из выражения

$$\varphi = \frac{q_1}{\ell_{\text{ц}}} = \frac{q_2 + \ell_{\text{ц}}}{\ell_{\text{ц}}} = \varepsilon + 1.$$

Холодильный коэффициент имеет максимальное значение, если теплонасосная установка работает по циклу Карно между температурами  $T_1$  и  $T_2$  ( $T_1 > T_2$ )

$$\varepsilon = \frac{T_1}{T_1 - T_2}.$$

Чем меньше  $(T_1 - T_2)$ , тем больше  $\varepsilon$  и  $\Phi$ . С этой точки зрения применение тепловых насосов экономически выгодно для отопления, технологических нужд, в пищевой промышленности, опреснения вод и на тепловых электростанциях.

При этом теплонасосную установку следует применять зимой для отопления, а летом — для кондиционирования (охлаждения) воздуха помещения. Рабочие тела тепловых насосов должны быть: взрыво- и огнебезопасными; неядовитыми; иметь высокую температуру конденсации и сравнительно низкое давление в конденсаторе; высокий коэффициент отопления по отношению к  $\Phi$  цикла Карно.

К эффективным рабочим телам относятся, например, такие хладагенты, как фреоны: R11, R12, R113, R114, R142, RC318, R124, R125, R134a [10].

Хладагенты R11 и R113 следует применять в установках с турбокомпрессорами, так как малая величина объемной холодопроизводительности  $q_v$  препятствует их применению в поршневых машинах.

## Раздел II. ТЕОРИЯ ТЕПЛОМАССООБМЕНА

### Глава 14. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ТЕРМИНЫ

*Теплота* является универсальной формой энергии, возникающей в результате движения молекул, атомов, электронов. Любая форма энергии (механическая, химическая, электрическая, ядерная и т. п.) трансформируется либо частично, либо полностью в тепловое движение молекул (теплоту). Различные тела могут обмениваться внутренней энергией в форме теплоты, что количественно выражается первым законом термодинамики.

*Теплообмен* – самопроизвольный необратимый процесс передачи внутренней энергии в пространстве, обусловленный разностью температур.

*Массообмен* – самопроизвольный необратимый процесс переноса вещества (массы компонента смеси в пространстве), обусловленный разностью концентрации этого компонента.

В общем случае перенос теплоты осуществляется тремя способами: теплопроводностью, конвекцией и тепловым излучением.

*Теплопроводностью* называется молекулярный перенос теплоты при непосредственном соприкосновении тел (или частей тела) с различной температурой.

*Конвективный теплообмен* или *конвекция* – процесс переноса теплоты за счет перемещения вещества в пространстве. Конвекция наблюдается в движущихся жидкостях и газах.

Одновременно с конвекцией имеет место и теплопроводность, но конвективный перенос в жидкостях является определяющим, так как он значительно интенсивнее теплопроводности.

*Теплоотдача* – конвективный теплообмен между движущейся средой и поверхностью ее раздела с другой средой (твердым телом, жидкостью или газом).

*Тепловое излучение* – явление переноса теплоты в виде электромагнитных волн с двойным взаимным превращением тепловой энергии в энергию излучения и обратно.

При теплообмене излучением носителями энергии являются фотоны, излучаемые и поглощаемые телами, участвующими в теплообмене.

В действительности эти элементарные виды теплообмена не обособлены и в чистом виде встречаются редко. В большинстве случаев один вид теплообмена сопровождается другим.

В природе и технике многие процессы теплообмена усложняются процессами массообмена, фазовыми переходами и химическими реакциями на поверхности тела и в самом теплоносителе.

Например, в паровом котле в процессе переноса теплоты от топочных газов к воде в экранных трубах, участвуют все три вида теплообмена: теплопроводность, конвекция и тепловое излучение. В процессе сушки целлюлозы, бумаги и картона также участвуют все эти три вида теплопереноса, и плюс к этому еще добавляется массообмен.

*Теплопередача* – процесс передачи теплоты от горячей среды к холодной через разделяющую их стенку. Например, процесс передачи теплоты от горячей среды (дымовых газов) к холодной среде (воде) через разделяющую их стенку экранной трубы.

*Температурное поле* – совокупность значений температуры во всех точках тела в данный момент времени. Математически это описывается в виде равенства  $t = f(x, y, z, \tau)$ .

Различают *стационарное температурное поле*, когда температура во всех точках тела не зависит от времени, и *нестационарное поле*. Если температура изменяется только по одной или двум пространственным координатам, то температурное поле называют соответственно одно- или двухмерным.

*Изотермическая поверхность* — это геометрическое место точек, температура в которых одинакова.

Процесс теплообмена на практике может сопровождаться переносом массы, массообменном или диффузией.

*Диффузия* — перенос вещества внутри тела из области с большей концентрацией в область с меньшей концентрацией. Например, перенос влаги или водяных паров внутри волокнистого материала (бумаги или картона) в процессе его сушки.

В целлюлозно-бумажной промышленности тепло- и массообменные процессы имеют место: в варочных котлах при варке целлюлозы; выпарных аппаратах; содорегенерационных агрегатах; вентиляционных системах и сушильных частях бумагоделательных, картоноделательных машин и пресспатов; системах кондиционирования воздуха; гофроагрегатах; рубероидных агрегатах.

В теплоэнергетических установках нередко потенциальная энергия источников теплоты (топлива) превращается в кинетическую энергию промежуточных теплоносителей (дымовые газы, пар). При этом интенсификация теплообмена в установках нередко способствует повышению производительности, снижению затрат теплоты, уменьшению габаритных размеров устройств и механизмов.

*Интенсификация* теплообмена, помимо повышения производительности и уменьшения габаритов установок, связана с уменьшением потерь теплоты.

## Глава 15. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

### ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

*Теплопроводность* – процесс переноса теплоты от участков тела с более высокой температурой к участкам с более низкой температурой. При этом перенос энергии осуществляется вследствие теплового движения и энергетического взаимодействия между микрочастицами (молекулами, атомами, электронами), из которых состоит данное тело.

Процесс теплопроводности неразрывно связан с распределением температуры внутри тела, т. е. с понятиями температурное поле и градиент температур.

Изменение температуры в теле наблюдается в направлениях, пересекающих изотермические поверхности (направление  $x$ , рис.15.1). При этом наиболее резкое изменение температуры получается в направлении нормали  $n$  к изотермической поверхности.

*Градиентом температуры* называется предел отношения изменения температуры  $\Delta t$  к расстоянию между изотермами по нормали  $\Delta n$ . Градиент температуры ( $\text{grad } t$ ) – вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности и численно равный производной от температуры по этому направлению.

Градиент температуры, °С / м, обозначается:

$$\lim_{\Delta n \rightarrow 0} (\Delta t / \Delta n) = \ell_n (\partial t / \partial n) = \text{grad } t = \nabla t,$$

где  $\ell_n$  – единичный вектор нормали.

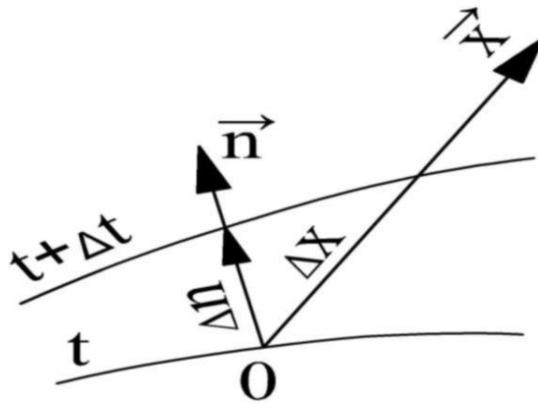


Рис. 15.1. К определению градиента температуры

Температурный градиент является вектором, направленным по нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры. Теплота самопроизвольно переходит в сторону убывания температуры.

*Тепловым потоком*  $Q$  называется количество теплоты, переносимой в единицу времени  $\tau$  через единицу поверхности  $F$ .

*Удельным тепловым потоком* (поверхностной плотностью теплового потока)  $q$  называется тепловой поток, отнесенный к единице площади изотермической поверхности, Вт/м<sup>2</sup>,

$$q = \frac{Q}{F \tau}.$$

Тепловой поток и поверхностная плотность теплового потока являются векторами, направленными по нормали к изотермической поверхности в сторону, противоположную температурному градиенту.

## 15.1. Закон Фурье

Шарль Фурье установил, что количество переданной теплоты пропорционально падению температуры, времени и площади сечения, перпендикулярного направлению распространения теплоты, Вт/м<sup>2</sup>,

$$\vec{q} = -\lambda \text{ grad } t,$$

где  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности, Вт/(м · °С).

Это закон Фурье — основной закон теплопроводности для стационарного режима.

## 15.2. Коэффициент теплопроводности

*Коэффициент теплопроводности* (теплопроводность)  $\lambda$  — количество теплоты, проходящей в единицу времени через единицу изотермической поверхности при градиенте температуры, равном единице. Теплопроводность представляет собой теплофизический параметр, определяющий способность тел проводить теплоту.

Теплопроводность зависит от температуры, влажности, пористости, структуры тела и давления. Достоверные значения теплопроводности определяются экспериментально. В технических расчетах теплопроводность определяется с помощью справочных таблиц [1–5] и по прил. П.2.

На основании многочисленных экспериментов установлено:

- коэффициент теплопроводности *газов* лежит в пределах 0,005–0,5 Вт/(м · °С). С повышением температуры коэффициент

теплопроводности газов возрастает;

- коэффициент теплопроводности *капельных жидкостей* находится в диапазоне значений  $0,08–0,7$  Вт/(м · °С). С повышением температуры для большинства жидкостей он убывает, исключение составляют вода и глицерин;

- коэффициент теплопроводности *строительных и теплоизоляционных материалов* имеет значения  $0,02–3,0$  Вт/(м · °С).

С увеличением температуры он возрастает. Материалы с низким значением коэффициента теплопроводности (меньше  $0,2$  Вт/(м · °С)) обычно применяются для теплоизоляции и называются *теплоизоляционными*;

- коэффициент теплопроводности *металлов* изменяется в пределах  $2–400$  Вт/(м · °С). Самая большая теплопроводность у серебра.

С увеличением температуры теплопроводность металлов уменьшается.

### 15.3. Теплопроводность плоской стенки

#### *Однородная стенка*

Рассмотрим однородную плоскую стенку толщиной  $\delta$ , коэффициент теплопроводности  $\lambda$  которой постоянен. На наружных поверхностях стенки поддерживаются постоянные температуры  $t_1$  и  $t_2$ . Температура изменяется только в направлении оси  $x$  (рис. 15.2).

На расстоянии  $x$  выделим элементарный слой  $dx$  между двумя изотермическими поверхностями.

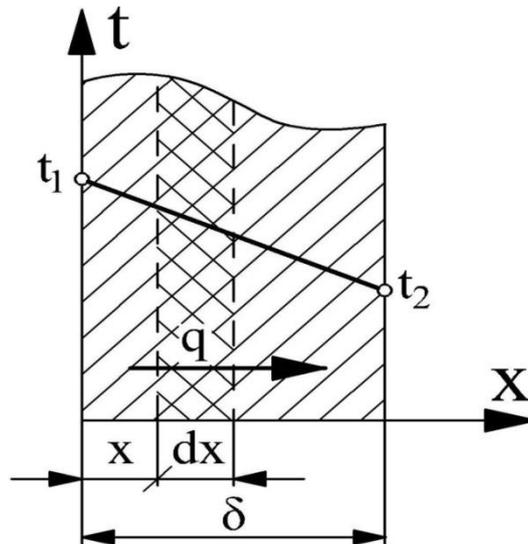


Рис. 15.2. Однородная плоская стенка.

На основании закона Фурье для выделенного слоя можно написать

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} \quad \text{или} \quad dt = -\frac{q}{\lambda} dx.$$

При стационарном тепловом режиме плотность теплового потока  $q$  в каждом сечении постоянна, поэтому

$$t = -\frac{q}{\lambda} x + C. \quad (a)$$

Постоянная интегрирования  $C$  определяется из граничных условий:

1.  $x = 0, \quad t = t_1 = C;$
2.  $x = \delta, \quad t = t_2.$

Подставляя эти значения в уравнение (a), имеем

$$t_2 = -\frac{q}{\lambda} \delta + t_1. \quad (б)$$

Из уравнения (б) определяется неизвестное значение плотности теплового потока  $q$

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2). \quad (в)$$

Полученное уравнение (в) называется *уравнением теплопроводности однородной плоской стенки для стационарного режима*. Следовательно, количество теплоты, переданное через единицу поверхности в единицу времени, прямо пропорционально коэффициенту теплопроводности  $\lambda$  и разности температур наружных поверхностей и обратно пропорционально толщине стенки  $\delta$ .

Отношение  $\lambda/\delta$  называется *тепловой проводимостью стенки*, а обратная величина  $\delta/\lambda$  — *термическим сопротивлением стенки*.

Если в уравнение (а) подставить найденные значения  $C$  и плотность теплового потока  $q$ , то получим *уравнение температурной кривой*

$$t_x = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\delta} x.$$

Это уравнение показывает, что при постоянном значении коэффициента теплопроводности температура однородной плоской стенки в зависимости от расстояния  $x$  изменяется *по линейному закону*.

#### 15.4. Многослойная плоская стенка

Стенки, состоящие из нескольких разнородных слоев, называются *многослойными*. Именно такими являются, например, стены жилых домов, обмуровка печей, котлов и других тепловых устройств. Пусть стенка состоит из трех разнородных слоев (рис. 15.3). Толщину первого слоя обозначим  $\delta_1$ , второго –  $\delta_2$  и третьего –  $\delta_3$ . Коэффициенты теплопроводности слоев соответственно равны  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$ ,  $\lambda_3$ . Кроме того, заданы температуры на наружных поверхностях стенки  $t_1$  и  $t_4$ . Неизвестные температуры в местах контакта обозначим через  $t_2$  и  $t_3$ . При стационарном режиме плотность теплового потока постоянна и для всех слоев одинакова. Поэтому на основании уравнения (в) можно выразить удельные тепловые потоки для каждого

слоя

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_1 - t_2);$$
$$q = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (t_2 - t_3);$$
$$q = \frac{\lambda_3}{\delta_3} (t_3 - t_4).$$

Из этих уравнений легко определить температурные напоры

$$t_1 - t_2 = q \frac{\delta_1}{\lambda_1}; \quad (\text{г})$$

$$t_2 - t_3 = q \frac{\delta_2}{\lambda_2}; \quad (\text{д})$$

$$t_3 - t_4 = q \frac{\delta_3}{\lambda_3}.$$

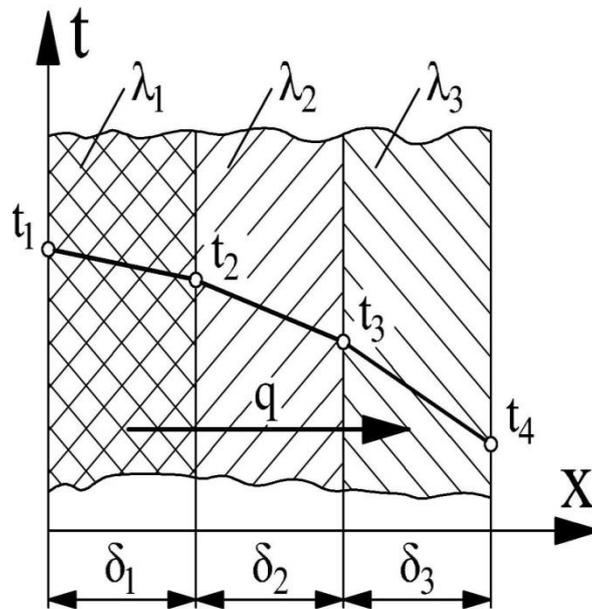


Рис. 15.3. Плоская стенка из трех слоев

Сумма температурных напоров в каждом слое составляет полный температурный напор. Суммируя левые и правые части этих уравнений, получим полный температурный напор

$$t_1 - t_4 = q \left( \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right).$$

Отсюда определяется плотность теплового потока через трехслойную плоскую стенку

$$q = \frac{t_1 - t_4}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}. \quad (e)$$

По аналогии с этим уравнением можно написать формулу для плоской стенки из  $n$  слоев

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}.$$

Если значение плотности теплового потока  $q$  из уравнения (е) подставить в уравнения (г) и (д), то получим значения неизвестных температур между слоями  $t_2$  и  $t_3$ :

$$t_2 = t_1 - q \frac{\delta_1}{\lambda_1};$$

$$t_3 = t_2 - q \frac{\delta_2}{\lambda_2} = t_4 + q \frac{\delta_3}{\lambda_3}.$$

## 15.5. Теплопроводность цилиндрической стенки

### *Однородная стенка*

Рассмотрим однородную цилиндрическую стенку (трубу) длиной  $\ell$ , с внутренним радиусом  $r_1$  и внешним  $r_2$ . Коэффициент теплопроводности материала  $\lambda$  постоянен. Внутренняя и внешняя поверхности поддерживаются при постоянных температурах  $t_1$  и  $t_2$ , причем  $t_1 > t_2$  (рис. 15.4). При этом температура изменяется только в радиальном направлении.

Согласно закону Фурье, количество теплоты  $Q$ , проходящее в единицу времени через цилиндрический однородный слой, равно

$$Q = \frac{2 \pi \lambda \ell}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (t_1 - t_2).$$

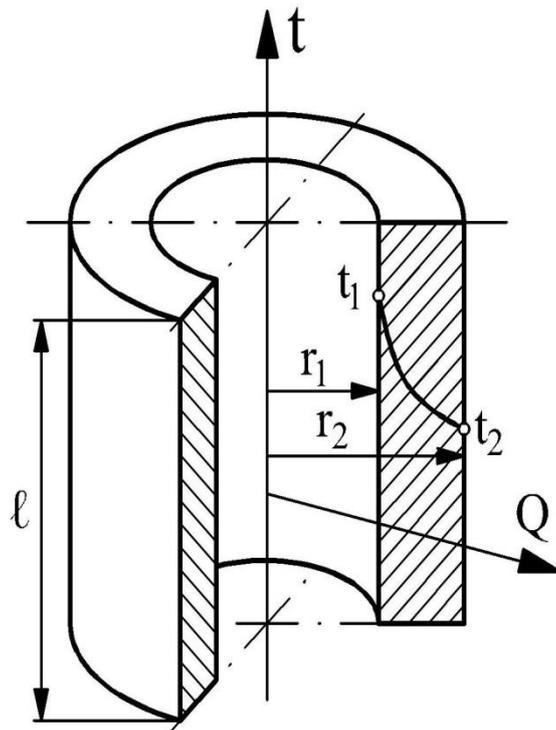


Рис.15.4. Однородная цилиндрическая стенка

Количество теплоты, проходящее через стенку трубы, может быть отнесено либо к единице длины  $\ell$ , либо к единице внешней поверхности трубы  $F_2$ . При этом расчетные формулы соответственно принимают следующий вид:

$$q\ell = \frac{Q}{\ell},$$

$$q_2 = \frac{Q}{F_2} = \frac{Q}{\pi d_2 \ell}.$$

Для цилиндрической стенки из трех слоев линейная плотность теплового потока определяется из уравнения

$$q_{\ell} = \frac{\pi (t_1 - t_4)}{\frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}}.$$

Для цилиндрической стенки из  $n$  слоев линейная плотность теплового потока имеет вид

$$q_{\ell} = \frac{\pi (t_1 - t_{n+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}$$

Температуры между тремя слоями цилиндрической стенки определяются из следующих уравнений:

$$\begin{aligned} t_2 &= t_1 - \frac{q_{\ell}}{2\pi} \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}; \\ t_3 &= t_2 - \frac{q_{\ell}}{2\pi} \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} = \\ &= t_4 + \frac{q_{\ell}}{2\pi} \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}. \end{aligned}$$

Температура внутри цилиндрической стенки изменяется по логарифмическому закону:

$$t_r = t_1 - (t_1 - t_2) \frac{\ln \frac{dx}{d_1}}{\ln \frac{d_2}{d_1}}.$$

## 15.6. Теплопроводность шаровой стенки

Количество теплоты, проходящей через однородную шаровую стенку, определяется по уравнению

$$Q = \frac{2 \pi \lambda (t_1 - t_2)}{\left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}\right)} = \pi \lambda \Delta t \frac{d_1 d_2}{\delta},$$

где  $\delta = (d_2 - d_1) / 2$  – толщина стенки шарового слоя.

Температура внутри шарового слоя изменяется по уравнению гиперболы [5].

## Глава 16. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

*Конвективным теплообменом* или *теплоотдачей* называется процесс переноса теплоты между поверхностью твердого тела и жидкой средой. При этом перенос теплоты осуществляется одновременным действием теплопроводности и конвекции.

Явление теплопроводности определяется коэффициентом теплопроводности и градиентом температуры. Конвективный теплоперенос неразрывно связан с переносом самой среды. Поэтому конвекция возможна лишь в жидкостях и газах, частицы которых могут легко перемещаться.

По природе возникновения различают два вида движения: *свободное* и *вынужденное*. *Свободным* называется движение, происходящее вследствие разности плотностей нагретых и холодных

частиц жидкости в гравитационном поле. Свободное движение называется *естественной конвекцией*. *Вынужденным* называется движение, которое происходит под действием напора вентилятора или насоса. Как правило, наряду с вынужденным движением одновременно может развиваться и свободное движение. Относительное влияние последнего тем больше, чем больше разность температур в отдельных точках жидкости и чем меньше скорость вынужденного движения.

### 16.1. Дифференциальные уравнения конвективного теплообмена

Теплоотдача определяется как тепловыми, так и гидродинамическими явлениями. Поэтому конвективный теплообмен или теплоотдача могут быть описаны *системой дифференциальных уравнений*, в которую входят *уравнения теплопроводности, движения и сплошности*.

#### 1. Уравнение теплопроводности Фурье – Кирхгофа

Это уравнение устанавливает связь между временными и постоянными изменениями температуры в любой точке движущейся среды и записывается в следующем виде:

$$\frac{Dt}{d\tau} = \frac{\lambda}{c_p \rho} \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = a \nabla^2 t,$$

где  $\nabla^2$  – оператор Лапласа;  $a$  – коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с,

$$a = \frac{\lambda}{c_p \rho}.$$

С другой стороны, имеем

$$\frac{Dt}{d\tau} = \frac{\partial t}{\partial \tau} + \omega_x \frac{\partial t}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial t}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial t}{\partial z}.$$

Приравняв эти два уравнения, получим *уравнение теплопроводности* в движущихся жидкостях и газах

$$\begin{aligned} \frac{\partial t}{\partial \tau} + \omega_x \frac{\partial t}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial t}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial t}{\partial z} = \\ = \frac{\lambda}{c_p \rho} \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = a \nabla^2 t. \end{aligned} \quad (*)$$

Для твердых тел  $\omega_x = \omega_y = \omega_z = 0$ .

Тогда имеем

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right).$$

## 2. Уравнение движения

В уравнении (\*), наряду с температурой  $t$ , имеются три переменные скорости:  $\omega_x$ ,  $\omega_y$ ,  $\omega_z$ . Это говорит о том, что в движущейся жидкости температурное поле зависит еще и от

распределения скоростей. *Распределение скоростей* описывается дифференциальным уравнением движения, вывод которого основан на втором законе Ньютона: сила равна массе, умноженной на ускорение.

*Дифференциальное уравнение движения несжимаемой вязкой жидкости – уравнение Навье – Стокса*, справедливое для ламинарного и турбулентного движения, имеет следующий вид

$$\rho \frac{\partial \omega_x}{\partial \tau} + \rho \left( \omega_x \frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_x}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \omega_x}{\partial z} \right) =$$

$$= \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial z^2} \right).$$

Все члены уравнения имеют размерность силы, отнесенной к единице объема (Н/м<sup>3</sup>).

В уравнении приняты следующие обозначения:

$\rho$  – плотность среды;  $\omega_x$ ,  $\omega_y$ ,  $\omega_z$  – проекция скорости на оси  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ;  $\tau$  – время процесса;  $g_x$  – ускорение свободного падения тела по оси  $x$ ;  $P$  – давление жидкости;  $\mu$  – коэффициент вязкости или динамический коэффициент вязкости,  $\mu = \nu \rho$ ;  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости.

Таким же образом могут быть получены уравнения и для проекций равнодействующих сил на оси  $y$  и  $z$ , а именно:

$$\rho \frac{\partial \omega_y}{\partial \tau} + \rho \left( \omega_x \frac{\partial \omega_y}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \omega_y}{\partial z} \right) =$$

$$= \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 \omega_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega_y}{\partial z^2} \right);$$

$$\rho \frac{\partial \omega_z}{\partial \tau} + \rho \left( \omega_x \frac{\partial \omega_z}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_z}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \omega_z}{\partial z} \right) =$$

$$= \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 \omega_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega_z}{\partial z^2} \right).$$

Эти уравнения справедливы как для ламинарного, так и для турбулентного движения.

### 3. Уравнение сплошности

Уравнение сплошности выводится на основе закона сохранения массы и записывается в виде

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial (\rho \omega_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho \omega_y)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho \omega_z)}{\partial z} = 0.$$

Для несжимаемых жидкостей уравнение сплошности или неразрывности можно записать в виде

$$\frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \frac{\partial \omega_z}{\partial z} = 0.$$

## 16.2. Уравнение конвективного теплообмена

Интенсивность конвективного теплообмена, Вт, определяется по уравнению Ньютона – Рихмана

$$Q = \alpha F (t_c - t_{ж}).$$

Согласно этому уравнению тепловой поток  $Q$  пропорционален коэффициенту теплоотдачи  $\alpha$ , поверхности теплообмена  $F$  и разности температур стенки и жидкости  $t_c - t_{ж}$ .

*Коэффициентом теплоотдачи  $\alpha$*  называется количество теплоты, отдаваемое единицей поверхности в единицу времени при разности температур между стенкой и жидкостью, равной одному градусу, Вт/(м<sup>2</sup> · °С).

Процессы теплоотдачи неразрывно связаны с условиями движения жидкости. Различают два основных режима движения: *ламинарный* и *турбулентный*. При ламинарном режиме течение жидкости имеет спокойный, струйный характер. При турбулентном режиме – движение неупорядоченное и имеет вихревой характер. Изменение режима движения происходит при «критической» скорости, которая в каждом конкретном случае различна.

Как правило, режим течения жидкости определяется не только одной скоростью, а особым безразмерным комплексом  $(\omega \cdot \ell / \nu)$ , состоящим из скорости потока  $\omega$ , коэффициента кинематической вязкости  $\nu$  и характерного размера канала или обтекаемого тела  $\ell$ . Такой комплекс называется *критерием* или *числом Рейнольдса*, и обозначается символом  $Re$

$$Re = \frac{\omega \ell}{\nu}.$$

Переход ламинарного режима в турбулентный происходит при критическом значении критерия Рейнольдса ( $Re_{кр}$ ). Например, при движении воды в трубах

$$Re_{кр} = \frac{\omega_{кр} d_{вн}}{\nu} = 2300.$$

Здесь характерным размером является внутренний диаметр трубы  $d_{вн}$ .

Процесс теплоотдачи является сложным процессом, а коэффициент теплоотдачи зависит от многих факторов. Наиболее существенными из них являются: причина движения жидкости (естественная или вынужденная конвекция), режим движения жидкости (ламинарный или турбулентный), скорость движения жидкости  $\omega$ , теплофизические параметры жидкости: теплопроводность  $\lambda$ , теплоемкость  $C_p$ , плотность  $\rho$ , кинематическая вязкость  $\nu$ , коэффициент температуропроводности  $a$ , а также температура поверхности нагрева  $t_c$  и температура жидкости  $t_j$ , форма  $\Phi$  и размеры тела  $\ell_1, \ell_2, \dots$ .

$$\alpha = f(\omega, t_c, t_{ж}, \lambda, C_p, \rho, \nu, a, \Phi, \ell_1, \ell_2 \dots).$$

Для определения коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  используются данные экспериментов, обработанные по формулам теории подобия.

Ориентировочные значения коэффициента теплоотдачи приведены в табл. 3.

Таблица 3

**Ориентировочные значения коэффициента теплоотдачи  $\alpha$**

Условия конвективного теплообмена	$\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> · °С)
Нагревание и охлаждение воздуха	1–60
Газы при естественной конвекции	6–100
Нагревание и охлаждение перегретого пара	25–120
Нагревание и охлаждение масла	60–1750
Вода при естественной конвекции	100–1000
Газы при движении в трубах или между ними	12–300
Вода при движении в трубах или между ними	1000–12000
Кипение воды в трубах (пузырьковое)	580–52000
Конденсация водяного пара (пленочная)	4650–17500
Конденсация водяного пара (капельная)	46500–140000
Жидкие металлы (натрий, калий, литий, висмут, олово) при вынужденном турбулентном движении в трубах или между ними	$Nu = 4,5 +$ $+0,014(Re_m Pr_m)^{0,8}.$ $Re = 10^4 - 10^6;$ $Pr = 4 \cdot 10^{-3} - 3 \cdot 10^{-2}$

### 16.3. Теория подобия и критерии подобия

Система понятий и законов, обосновывающих возможность переноса результатов экспериментов с одного объекта (модели) на другой (реальный), называется *теорией подобия*.

Если явления подобны, то физические величины, определяющие течение процесса, входят в зависимости между константами (критериями) подобия. Основы теории подобия базируются на трех теоремах.

*Первая теорема* – у подобных явлений одноименные критерии одинаковы.

*Вторая теорема* – зависимость между переменными, характеризующими какой-либо процесс, может быть представлена в виде зависимости между критериями.

*Третья теорема* – подобны те процессы, в которых условия однозначности подобны, а критерии, составленные из величин, входящих в условия однозначности, численно равны.

#### ***Условия однозначности***

*Условия однозначности* или *краевые условия* это те условия, которые позволяют ограничить задачу, и из бесчисленного множества дифференциальных уравнений, описывающих конвективный теплообмен, выделить рассматриваемый процесс и решить его однозначно.

*Условия однозначности* – все следующие специфические особенности, относящиеся к рассматриваемому случаю и влияющие на ход процесса:

1) *геометрические условия*, характеризующие форму и размеры поверхности, омываемой средой;

2) *физические условия* (физические свойства среды и тела, например, теплопроводность  $\lambda$ , динамическая вязкость  $\mu$ , плотность  $\rho$ );

3) *временные (начальные) условия*, характеризующие состояние системы в начальный момент времени (для стационарного режима временные условия отпадают);

4) *граничные условия*, которые определяют взаимодействие окружающей среды с рассматриваемой поверхностью (границей) тела.

Теория подобия позволяет исследовать процесс теплоотдачи на небольших моделях, которые точно копируют исследуемую установку по размерам, скоростям и температурам. На основании этих исследований составляются критериальные зависимости, в которые входят *критерии подобия* (табл. 4). Критерии подобия – безразмерные комплексы. Их принято называть именами авторов, их предложивших.

Таблица 4

**Сводная таблица критериев подобия**

Название критерия	Обозначение	Расчетная формула	Что характеризует критерий?	Обозначение и размерность всех составляющих
1	2	3	4	5
Нуссельта	$N_{и}$	$N_{и} = \frac{\alpha d_{э}}{\lambda}$	Интенсивность теплоотдачи на границе жидкость – стенка	$\alpha$ – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·ч); $d_{э}$ – эквивалентный диаметр, м; $\lambda$ – теплопроводность, Вт/(м · °С).

1	2	3	4	5
Рейнольдса	Re	$Re = \frac{\omega d_{\text{э}}}{\nu}$	Режим движения жидкости: ламинарный или турбулентный	<p><math>\omega</math> – скорость движения жидкости, м/с;</p> <p><math>\nu</math> – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;</p> <p><math>\alpha</math> – коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с;</p> <p><math>\beta</math> – коэффициент объемного расширения, 1/К;</p> <p><math>g</math> – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;</p> <p><math>\Delta t</math> – разность температур, °С;</p> <p><math>\Delta P</math> – перепад давления, Н/м<sup>2</sup>;</p> <p><math>\tau</math> – время процесса, с;</p> <p><math>\ell</math> – характерный размер тела, м</p>
Прандтля	Pr	$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$	Молекулярный перенос теплоты	
Грасгофа	Gr	$Gr = \frac{\beta g d_{\text{э}}^3 \Delta t}{\nu^2}$	Отношение подъемной силы к инерционной	
Эйлера	Ei	$Ei = \frac{\Delta P}{\rho \omega^2}$	Падение давления относительно инерционных сил	
Фурье	Fo	$Fo = \frac{\alpha \tau}{\ell^2}$	Определяет временное подобие	
Био	Bi	$Bi = \frac{\alpha \ell}{\lambda}$	Определяет интенсивность нестационарного теплообмена	

## 16.4. Критериальные уравнения

В зависимости от режима движения жидкости для нахождения коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  существует следующая связь между критериями подобия:

для вынужденного движения жидкости

$$\text{Nu}_f = C_1 (\text{Re}_f^{n_1} \text{Pr}_f^{m_1});$$

для свободного движения жидкости

$$\text{Nu}_f = C_2 (\text{Gr}_f^{n_2} \text{Pr}_f^{m_2}).$$

В приведенных критериальных зависимостях величины:  $C_1, C_2, n_1, n_2, m_1, m_2$  определяются экспериментальным путем.

Критерии  $\text{Re}_f$  и  $\text{Gr}_f$  вычисляются по формулам, приведенным в табл. 4. Число Прандтля находится по таблице [5] в зависимости от средней температуры жидкости. Индекс  $f$  означает, что при вычислении критериев подобия теплофизические параметры жидкости ( $\lambda, \nu, \alpha, \text{Pr}_f$ ) определяются по средней температуре потока.

Для воздуха и двухатомных газов  $\text{Pr}_f = \text{const}$ . При этом формулы упрощаются и принимают следующий вид:

для вынужденного движения

$$\text{Nu}_f = C_1 \text{Re}_f^{n_1};$$

для свободного движения

$$Nu_f = C_2 Gr_f^{n_2}.$$

На основании обработки многочисленных экспериментов теплоотдача при свободном движении жидкости рассчитывается по критериальной зависимости

$$Nu_f = C (Gr \cdot Pr)_f^n.$$

В этом уравнении коэффициент пропорциональности  $C$  и показатель степени  $n$  определяются опытным путем в зависимости от режима движения жидкости и принимаются в соответствии с табл. 5.

Таблица 5

**Опытные значения  $C$  и  $n$**

Значение $(Gr \cdot Pr)$	$C$	$n$
от $1 \cdot 10^{-3}$ до $5 \cdot 10^2$	1,18	1/8
от $5 \cdot 10^2$ до $2 \cdot 10^7$	0,54	1/4
от $2 \cdot 10^7$ до $1 \cdot 10^{13}$	0,135	1/3

На основе анализа и обобщения опытных данных при турбулентном режиме движения жидкости в трубах, расчет коэффициента теплоотдачи производится по критериальной зависимости

$$\text{Nu}_f = 0,021 \cdot \text{Re}_f^{0,8} \cdot \text{Pr}_f^{0,43} \cdot (\text{Pr}_f / \text{Pr}_c)^{0,25} \cdot \varepsilon_\ell.$$

За определяющую температуру здесь принята средняя температура жидкости  $t_f$ , а за определяющий размер – эквивалентный диаметр  $d_{\text{экв}}$ . Для труб круглого сечения эквивалентный диаметр равен внутреннему диаметру. Для каналов прямоугольного сечения эквивалентный диаметр, м, рассчитывается по формуле

$$d_{\text{экв}} = \frac{4f}{\Pi} = \frac{4ab}{2(a+b)},$$

где  $f$  – площадь поперечного сечения канала,  $\text{м}^2$ ;  $\Pi$  – полный (смоченный) периметр канала, м;  $a$  и  $b$  – стороны прямоугольника.

Коэффициент  $\varepsilon_\ell$  учитывает изменение коэффициента теплоотдачи по длине трубы и берется из таблиц [3–6]. Если  $\ell / d > 50$ , то  $\varepsilon_\ell = 1$ .

Множитель  $(\text{Pr}_f / \text{Pr}_c)^{0,25}$  представляет собой поправку, учитывающую зависимость физических параметров теплоносителя (в основном вязкости) от температуры.

Для воздуха соотношение упрощается и принимает вид

$$\text{Nu}_f = 0,018 \cdot \text{Re}_f^{0,8}.$$

## 16.5. Теплообмен в жидкостях и газах

Рассмотрим плоскую поверхность тела длиной  $\ell$ , на которую набегают поток жидкости или газа со скоростью  $\omega_0$  и температурой  $t_0$ .

При продольном движении жидкости вдоль плоской поверхности происходит образование гидродинамического *пограничного слоя* толщиной  $\delta$ . В этом случае, вследствие сил вязкого трения, скорость изменяется от значения скорости невозмущенного потока на внешней границе слоя  $w_0$  до  $0$  на самой поверхности пластины.

По мере движения потока вдоль поверхности толщина слоя  $\delta$  постепенно возрастает (рис. 16.1). На небольших расстояниях от передней кромки пластины при  $0 < x < x_{кр}$  пограничный слой весьма тонкий и течение жидкости в нем носит струйный *ламинарный характер*. На некотором участке имеет место *переходный режим*.

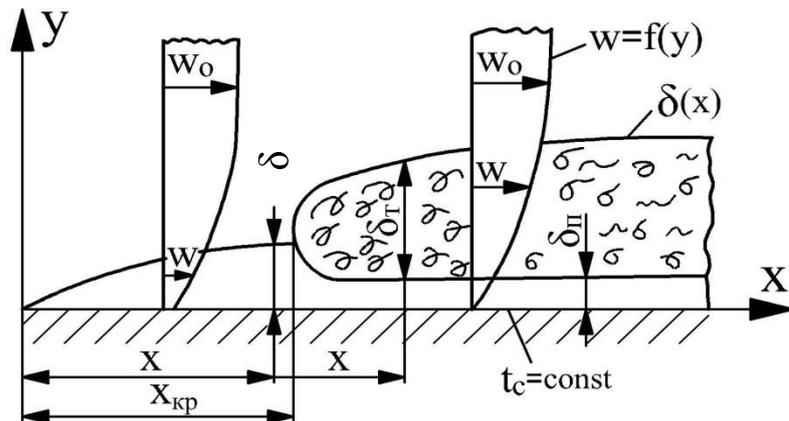


Рис. 16.1. Схема движения жидкости при обтекании пластины

На расстоянии  $x$  большем, чем  $x_{кр}$ , в пограничном слое начинают возникать вихри, и движение становится *турбулентным*.

Если температура  $t_0$  не равна  $t_c$ , то наряду с гидродинамическим образуется тепловой пограничный слой, в пределах которого температура жидкости изменяется от  $t_c$  на стенке до  $t_0$  вдали от нее.

Конвективный теплообмен происходит в пределах теплового пограничного слоя.

На ламинарном участке теплообмен в пограничном слое осуществляется теплопроводностью и частично конвекцией. Вдоль поверхности коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  снижается, так как растет толщина пограничного слоя. На участке больше  $x_{кр}$  интенсивность теплообмена возрастает, так как увеличивается перенос теплоты конвекцией.

В результате обобщения многочисленных опытных данных по теплоотдаче при продольном обтекании пластины различными теплоносителями были получены следующие критериальные зависимости:

при ламинарном режиме течения жидкости среднее значение коэффициента теплоотдачи вычисляется из уравнения

$$Nu_{\ell f} = 0,66 Re_{\ell f}^{0,5} Pr_f^{0,33} (Pr_f / Pr_c)^{0,25};$$

при турбулентном режиме течения жидкости средний коэффициент теплоотдачи определяется из выражения

$$Nu_{\ell f} = 0,037 Re_{\ell f}^{0,8} Pr_f^{0,43} (Pr_f / Pr_c)^{0,25}.$$

Для газов (например для воздуха,  $Pr = 0,71$ ) расчетные формулы упрощаются:

при ламинарном режиме течения

$$Nu_{\ell f} = 0,57 Re_{\ell f}^{0,5};$$

при турбулентном режиме течения

$$Nu_{\ell f} = 0,032 Re_{\ell f}^{0,8}.$$

## 16.6. Теплоотдача при вынужденном течении жидкости в трубах

Рассмотрим трубу с внутренним диаметром  $d_{\text{вн}}$  (прил. П.4), в которой течет жидкость или газ с температурой  $t_{\text{ж}}$ , не равной температуре стенки трубы  $t_{\text{с}}$  (рис. 16.2).

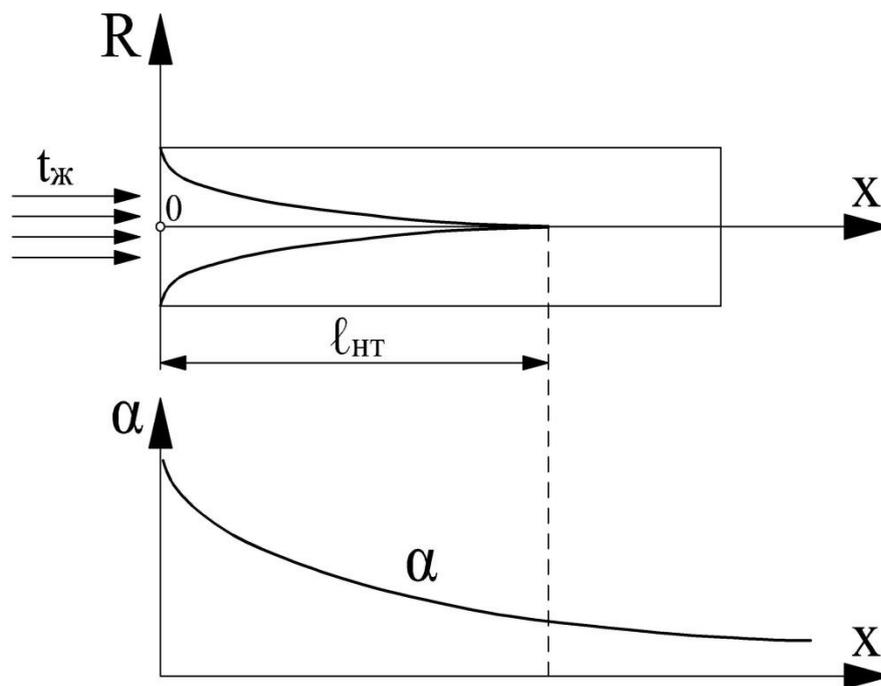


Рис. 16.2. Характер течения жидкости и теплоотдача в трубе

На начальном участке гидродинамический и тепловой пограничные слои нарастают вдоль трубы и смыкаются на ее оси. Участок  $l_{\text{HT}}$ , на котором происходит смыкание на оси трубы теплового пограничного слоя, называется *начальным участком тепловой стабилизации*. На этом участке теплоотдача уменьшается вдоль трубы, так как уменьшается толщина теплового пограничного слоя  $\delta_{\text{т}}$ .

В стабилизированной зоне  $x > l_{\text{HT}}$  теплоотдача вдоль трубы не изменяется.

При вынужденном движении жидкости внутри трубы различают два режима течения: ламинарный и турбулентный. Ламинарный режим наблюдается при малых скоростях движения жидкости. При скоростях потока больше  $\omega_{кр}$  режим течения турбулентный.

Для ламинарного режима характерно распределение скоростей по сечению трубы по параболе

$$\omega = \omega_0 (1 - y^2 / r^2),$$

где  $\omega_0$  – скорость потока на оси трубы;  $\omega$  – скорость на расстоянии ( $y$ ) от оси;  $r$  – радиус трубы.

В практических расчетах пользуются средней скоростью

$$\omega = V / f,$$

где  $V$  – объемный расход жидкости, м<sup>3</sup>/с;  $f$  – площадь поперечного сечения трубы, м<sup>2</sup>.

При ламинарном режиме отношение средней скорости к максимальной постоянно и равно  $\omega / \omega_0 = 0,5$ .

Для развитого турбулентного режима движения жидкости распределение скорости по сечению трубы имеет вид усеченной параболы  $\omega / \omega_0 = f(Re)$ . Максимальная скорость наблюдается также на оси трубы.

При вынужденном движении жидкости происходит потеря давления  $\Delta P_{тр}$ , вызванная трением жидкости на стенках трубы.

Коэффициент сопротивления трения  $\xi$  связан с числом (критерием) Эйлера

$$\xi = 2 \text{Eи} d / \ell.$$

Тогда, по уравнению Дарси имеем, Па, имеем

$$\Delta P_{\text{тр}} = \xi \rho \omega^2 \ell / 2d.$$

Для этих уравнений следует отметить, что при ламинарном течении в круглых трубах коэффициент сопротивления трения определяется по закону Пуазейля

$$\xi = 64 / \text{Re},$$

а при турбулентном течении – по закону Блазиуса

$$\xi = 0,3164 / \text{Re}^{0,25}.$$

Для вынужденного движения жидкости в трубах и каналах средний коэффициент теплоотдачи определяется из критериальных зависимостей:

при ламинарном режиме течения

$$\text{Nu}_{df} = 1,4 (\text{Re} d / \ell)^{0,4} \text{Pr}_f^{0,33} (\text{Pr}_f / \text{Pr}_c)^{0,25};$$

при турбулентном режиме

$$\text{Nu}_{df} = 0,021 \text{Re}_{df}^{0,8} \text{Pr}_f^{0,43} (\text{Pr}_f / \text{Pr}_c)^{0,25} \varepsilon \ell;$$

при турбулентном движении воздуха в каналах или трубах

$$N_{иdf} = 0,018 Re_f^{0,8}.$$

## 16.7. Теплоотдача при поперечном обтекании труб

### *Одиночная труба*

Процесс теплоотдачи при поперечном потоке жидкости, омывающем одиночную трубу, характеризуется рядом особенностей (рис. 16.3). Безотрывное обтекание круглой трубы наблюдается при малых числах Рейнольдса ( $Re < 10^5$ ).

При больших числах Рейнольдса ( $Re > 10^5$ ) условия обтекания лобовой и кормовой половин трубы различны. На лобовой части цилиндра имеет место безотрывное обтекание, а за цилиндром возникает вихревое движение жидкости (газа).

Местоположение зоны начала отрыва пограничного слоя характеризуется углом  $\varphi = 80-85^\circ$ , считая от лобовой точки, поверхность трубы омывается потоком жидкости безотрывно.

При значительных числах Рейнольдса ( $Re = 1 \cdot 10^5 - 4 \cdot 10^5$ ) на большей части периметра трубы появляется *турбулентный пограничный слой*.

Турбулентный пограничный слой более устойчив, зона начала отрыва отодвигается в область больших углов  $\varphi \approx 120-140^\circ$ .

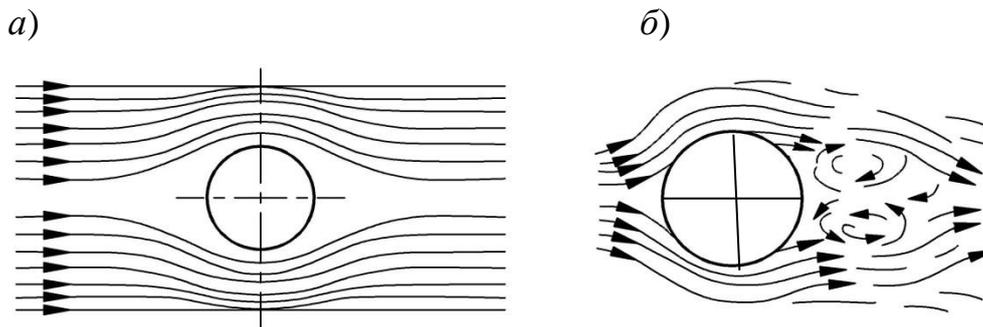


Рис.16.3. Обтекание одиночной трубы:

*a* – безотрывное движение жидкости; *б* – отрыв турбулентного пограничного слоя

В результате анализа и обобщения экспериментальных данных для расчета среднего по периметру трубы коэффициента теплоотдачи рекомендуются следующие зависимости:

при  $Re_f < 10^3$ :

для жидкости

$$Nu_f = 0,56 Re_f^{0,5} Pr_f^{0,36} (Pr_f / Pr_c)^{0,25};$$

для воздуха

$$Nu_e = 0,49 Re_e^{0,5};$$

при  $Re_f > 10^3$ :

для жидкости

$$Nu_f = 0,28 Re_f^{0,6} Pr_f^{0,36} (Pr_f / Pr_c)^{0,25};$$

для воздуха

$$Nu_{\varepsilon} = 0,245 Re_{\varepsilon}^{0,6}.$$

При вычислении критериев подобия за определяющий размер принят внутренний диаметр трубы  $d_{вн}$ , за определяющую температуру – средняя температура жидкости. Скорость отнесена к узкому сечению канала.

Если угол атаки  $\psi < 90^{\circ}$ , то

$$\alpha_{\psi} = \varepsilon_{\psi} \alpha_{90},$$

где  $\varepsilon_{\psi}$  – поправочный коэффициент [5].

### 16.8. Теплообмен в пучках труб

Поверхность нагрева различных теплообменных аппаратов выполняется в виде пучков труб, омываемых поперечным потоком газа или капельной жидкости. Опытами установлено, что коэффициенты теплоотдачи пучков зависят от скорости потока, его физических параметров, а также от геометрических размеров, определяющих форму и величину труб и от конфигурации пучка.

Наиболее распространенными схемами расположения труб в пучке являются *шахматное* и *коридорное* (рис. 16.4).

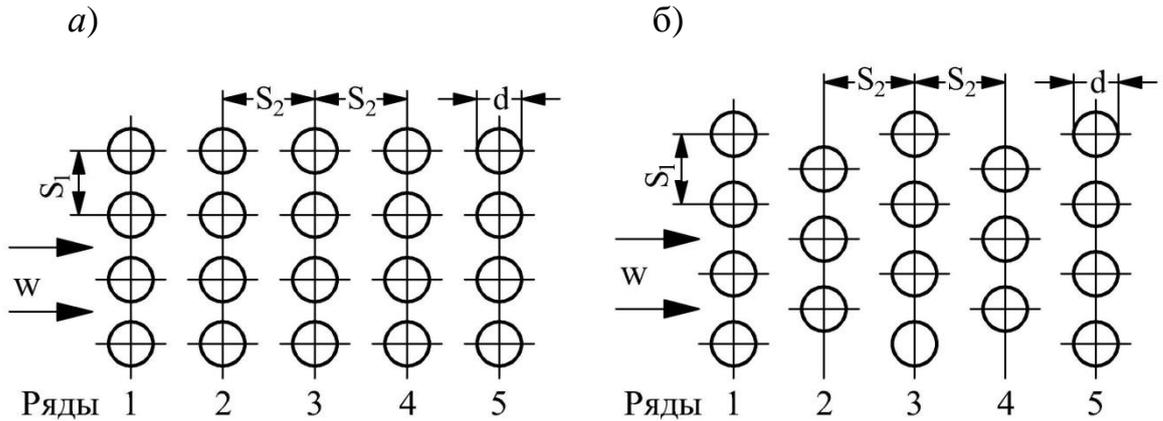


Рис. 16.4. Схемы расположения труб в пучках:

*a* – коридорное; *б* – шахматное

При прохождении потока жидкости через трубную решетку турбулентность увеличивается. В шахматных пучках турбулизация потока больше, чем в коридорных. Вследствие этого шахматное расположение труб в пучке является более выгодным в отношении теплообмена, чем коридорное. Однако шахматное расположение труб создает большее сопротивление движению потока жидкости. Выбор рациональной схемы расположения труб в пучке возможен на основе совместного решения вопросов теплоотдачи и гидравлических сопротивлений конвективных поверхностей нагрева.

На основе экспериментальных исследований коэффициенты теплоотдачи и гидравлических сопротивлений определяются из критериальных зависимостей:

$$Nu = f_1(Re; Pr; \theta; S_1/d; S_2/d; m);$$

$$Eи = f_2 (Re; Pr; S_1/d; S_2/d; m),$$

где  $S_1/d$  и  $S_2/d$  – соответственно относительный поперечный и продольный шаги;  $d$  – определяющий размер, м; для пучков из круглых труб за определяющий размер принимается наружный диаметр трубы;  $\theta$  – температурный фактор, учитывающий влияние температуры потока и стенки;  $m$  – количество рядов труб по ходу движения жидкости.

Опытами установлено, что коэффициенты теплоотдачи в пучке увеличиваются от первого до третьего ряда, после чего наступает стабилизация режима. Значения коэффициентов теплоотдачи последующих рядов равны коэффициентам теплоотдачи третьего ряда. Для многорядных пучков влияние первых трех рядов оказывается незначительным.

На основе анализа и обобщения опытных данных для расчета коэффициента теплоотдачи рекомендуются соотношения:

а) для коридорных пучков труб:

$$\text{при } Re_f < 10^3$$

$$Nu_f = 0,56 Re_f^{0,5} Pr_f^{0,36} (Pr_f / Pr_c)^{0,25};$$

$$\text{при } Re_f > 10^3$$

$$Nu_f = 0,22 Re_f^{0,65} Pr_f^{0,36} (Pr_f / Pr_c)^{0,25};$$

б) для шахматных пучков труб:

$$\text{при } Re_f < 10^3$$

$$Nu_f = 0,56 Re_f^{0,5} Pr_f^{0,36} (Pr_f / Pr_c)^{0,25};$$

$$\text{при } Re_f > 10^3$$

$$Nu_f = 0,40 Re_f^{0,60} Pr_f^{0,36} (Pr_f / Pr_c)^{0,25}.$$

Эти соотношения позволяют определить среднее значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  третьего и всех последующих рядов в пучках. Значение  $\alpha$  для трубок первого ряда пучка определяются путем умножения найденного значения  $\alpha$  для трубок третьего ряда на поправочный коэффициент  $\varepsilon_\alpha = 0,60$ .

Для трубок второго ряда в коридорных пучках  $\varepsilon_\alpha = 0,90$ , а в шахматных пучках  $\varepsilon_\alpha = 0,70$ .

Если же требуется определить средний коэффициент теплоотдачи всего пучка в целом, то рекомендуется выполнить осреднение найденных значений  $\alpha$ , которое производится следующим образом,

$$\alpha_{\text{пуч}} = \frac{\alpha_1 F_1 + \alpha_2 F_2 + \dots + \alpha_m F_m}{F_1 + F_2 + \dots + F_m},$$

где  $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_m$  – средние значения коэффициентов теплоотдачи по рядам;  $F_1, F_2, \dots, F_m$  – площади поверхности теплообмена всех трубок в ряду.

Для воздуха расчетные формулы упрощаются и принимают вид:

а) для коридорных пучков труб:

$$\text{при } Re_f < 10^3$$

$$Nu_f = 0,49 Re_f^{0,5};$$

$$\text{при } Re_f > 10^3$$

$$\text{Ни}_f = 0,194 \text{ Re}_f^{0,65};$$

б) для шахматных пучков труб:

$$\text{при } \text{Re}_f < 10^3$$

$$\text{Ни}_f = 0,49 \text{ Re}_f^{0,5};$$

$$\text{при } \text{Re}_f > 10^3$$

$$\text{Ни}_f = 0,35 \text{ Re}_f^{0,60}.$$

При  $\text{Re}_f = 10^3 - 10^5$  средний коэффициент теплоотдачи любого ряда труб рассчитывают по формуле

$$\text{Ни}_f = \alpha d / \lambda = C \cdot \text{Re}_f^n \text{Pr}_f^{1/3} (\text{Pr}_f / \text{Pr}_c)^{0,25} \varepsilon_\ell \varepsilon_s,$$

где  $\varepsilon_\ell$ ,  $\varepsilon_s$  – поправочные коэффициенты.

Для коридорных пучков

$$\varepsilon_s = (S_2 / d)^{-0,15}.$$

Для шахматных пучков:

$$\text{при } S_1 / S_2 < 2$$

$$\varepsilon_s = (S_1 / S_2)^{1/6};$$

$$\text{при } S_1 / S_2 > 2$$

$$\varepsilon_s = 1,12.$$

На основании проведенных экспериментов по конвективному теплообмену в расчетах рекомендуется ориентироваться на значения коэффициентов теплоотдачи, приведенные в табл. 3.

## Глава 17. ТЕПЛООБМЕН ПРИ ИЗМЕНЕНИИ АГРЕГАТНОГО СОСТОЯНИЯ ВЕЩЕСТВА

### 17.1. Теплообмен при кипении

*Кипением* называется интенсивный процесс парообразования внутри жидкости, нагретой выше температуры кипения при данном давлении. Характерной особенностью процесса кипения является бурное образование и рост пузырьков пара непосредственно на поверхности теплообмена.

Теплота от поверхности нагрева, имеющей температуру  $t_c$ , превышающую температуру насыщенного пара  $t_{н.п.}$ , передается пограничному слою жидкости, а от этого слоя – массе жидкости и образуемому пару. В пограничном слое жидкость перегрета относительно ее температуры на величину *температурного напора*

$$\Delta t = t_c - t_{н.п.}$$

Как показывают наблюдения, пузырьки пара зарождаются только на обогреваемой поверхности в перегретом пограничном слое жидкости и только в отдельных точках этой поверхности, называемых *центрами парообразования* (неровности стенки, частицы накипи, пузырьки газа).

Количество образующихся пузырьков пара будет тем больше, чем больше центров парообразования, больше перегрет пограничный слой, больше *температурный напор*  $\Delta t$  и чем больше тепловая нагрузка поверхности нагрева.

Рост пузырьков пара до отрыва от обогреваемой поверхности и движение их после отрыва вызывают *интенсивную циркуляцию* и

*перемешивание* жидкости в пограничном слое. Вследствие этого резко возрастает интенсивность теплоотдачи от поверхности к жидкости.

Такой режим называется *пузырьковым кипением*.

С возрастанием  $\Delta t$  и увеличением плотности теплового потока  $q$  число центров парообразования непрерывно увеличивается и, наконец, их становится так много, что отдельные пузырьки пара сливаются в сплошной паровой слой, который периодически в некоторых местах разрывается, и образовавшийся пар прорывается в объем кипящей жидкости. Такой режим кипения называется *пленочным*.

Сплошной паровой слой имеет большое термическое сопротивление (так как  $\lambda_{\text{ПАРА}} \approx 0,02 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$ ). При этом теплоотдача от стенки к жидкости резко падает, а  $\Delta t$  существенно возрастает. Исследования показывают, что коэффициент теплоотдачи при кипении  $\alpha$  зависит от физических свойств жидкости, температурного перепада  $\Delta t$  и давления  $P_{\text{н.п.}}$ .

На рис. 17.1. показан график изменения коэффициента теплоотдачи при кипении  $\alpha$  и плотности теплового потока  $q$  в зависимости от температурного перепада  $\Delta t$ .

При малых температурных перепадах  $\Delta t < 5 \text{ °C}$  значение коэффициента теплоотдачи определяется условиями *свободной конвекции* однофазной жидкости. При увеличении  $\Delta t$  коэффициент теплоотдачи при кипении  $\alpha$  быстро возрастает и происходит *интенсивное пузырьковое кипение*.

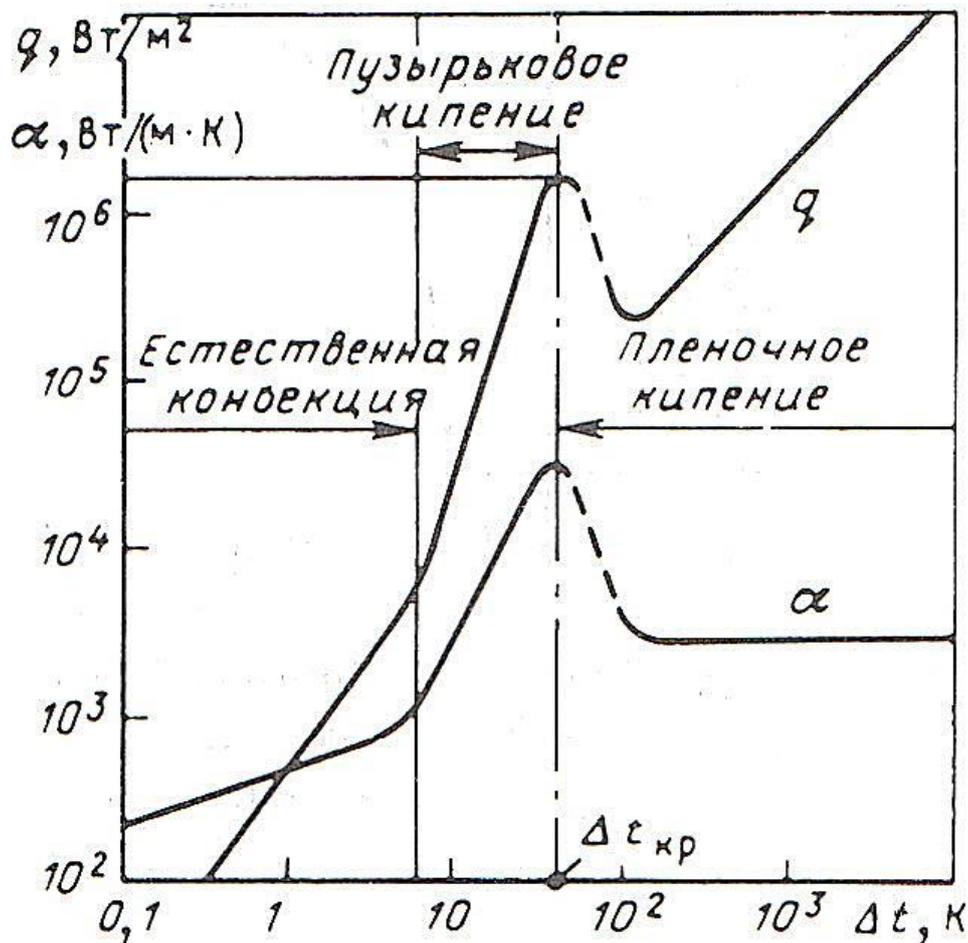


Рис. 17.1. Зависимость плотности теплового потока  $q$  и коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  от температурного напора  $\Delta t$  при кипении воды

Далее наступает изменение режима кипения, *пузырьковый режим кипения переходит в пленочный режим*. Значения температурного напора  $\Delta t$ , коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  и удельной тепловой нагрузки  $q$ , соответствующие моменту перехода пузырькового режима кипения в пленочный, называются *критическими*.

При кипении воды в условиях естественной конвекции:

$\Delta t_{\text{кр1}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\alpha_{\text{кр1}} = 5,8 \cdot 10^4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$  и  $q_{\text{кр1}} = 1,2 \cdot 10^6 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

При дальнейшем возрастании  $\Delta t$  значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  резко падает. Этот переход сопровождается весьма интенсивным образованием пузырьков пара. При этом они не успевают оторваться и образуют *сплошную паровую пленку*, которая изолирует жидкость от стенки. Далее происходит *пленочный режим кипения*.

Для пузырькового режима кипения рекомендуются соотношения:

$$\alpha = 3,15 P_{\text{н.п}}^{0,15} q^{0,7};$$

$$\alpha = 46 \Delta t^{2,33} P_{\text{н.п}}^{0,5},$$

где  $q$  – плотность теплового потока,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  $\Delta t = (t_{\text{с}} - t_{\text{н.п}})$  – температурный напор,  $^\circ\text{C}$ ;  $P_{\text{н.п}}$  – абсолютное давление насыщенного пара,  $\text{кг}/\text{см}^2$ .

Теплообмен при пузырьковом кипении можно также рассчитывать по уравнению

$$\alpha = \frac{3,4 P_{\text{н.п}}^{0,18}}{1 - 0,0045 P_{\text{н.п}}} q^{2/3}.$$

При кипении жидкости на горизонтальных трубах и плитах в условиях свободной конвекции рекомендуется использовать выражение [5]

$$q_{\text{кр1}} = 0,14 r \sqrt{\rho''} \sqrt[4]{\sigma g (\rho' - \rho'')},$$

где  $r$  – теплота парообразования кипящей жидкости, Дж/кг;  $\sigma$  – поверхностное натяжение воды, Н/м<sup>2</sup>;  $\rho'$  и  $\rho''$  – плотность жидкости и пара, кг/м<sup>3</sup>.

Расчет теплоотдачи при пленочном кипении на горизонтальных трубах и в большом объеме рекомендуется производить по формулам:

для ламинарного движения пара

$$\alpha_{\text{лам}} = 0,62 \sqrt[4]{\frac{\lambda''^3 (\rho' - \rho'') g r_{\text{эф}}}{\nu'' D (t_c - t_{\text{ж}})}},$$

где  $r_{\text{эф}} = r + 0,5 C_{\text{P}}'' (t_c - t_{\text{н.п}})$  – эффективная теплота парообразования, учитывающая перегрев пара в пленке, Дж/кг;  $D$  – диаметр трубы;

для турбулентного движения пара

$$\alpha_{\text{ТУРБ}} = 0,25 \sqrt[3]{\frac{\lambda''^2 C_{\text{P}}'' g (\rho' - \rho'')}{\nu''}}.$$

Физические свойства пара в этой формуле ( $\lambda''$ ,  $\nu''$ ,  $C_{\text{P}}''$ ,  $\rho''$ ) следует выбирать по средней температуре пара

$$t_{\text{ср}} = 0,5(t_c + t_{\text{н.п}}).$$

## 17.2. Теплообмен при конденсации водяного пара

*Конденсация* происходит при контакте пара со стенкой в том случае, когда температура стенки  $t_c$  ниже температуры насыщенного пара при данном давлении  $t_{н.п.}$ .

Различают два вида конденсации: *пленочную* и *капельную*.

При пленочной конденсации пара конденсат осаждается на стенке в виде сплошной пленки, при капельной конденсации – в виде отдельных капель. Коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации пара больше, чем при пленочной конденсации. При пленочной конденсации значение коэффициента теплоотдачи составляет  $\alpha_{пл} = 1,163 \cdot 10^4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ , при капельной – находится в диапазоне значений  $\alpha_{кап} = (4,6 - 8,1) 10^4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ .

На практике в большинстве случаев наблюдается пленочная конденсация.

На вертикальной стенке образующийся конденсат стекает по поверхности в виде сплошной пленки (рис. 17.2 и 17.3). Теплота конденсирующего пара передается теплопроводностью через пленку конденсата и охлаждаемую стенку.

При пленочной конденсации количество теплоты, переданной единице поверхности  $F$  в сечении  $x$ , определяется уравнением Фурье:

$$q_x = \lambda (t_{н.п.} - t_c) / \delta_x .$$

Значение  $q_x$  может быть найдено по условиям теплообмена

$$q_x = \alpha_x (t_{н.п.} - t_{пл}).$$

Откуда

$$\alpha_x = \lambda / \delta_x .$$

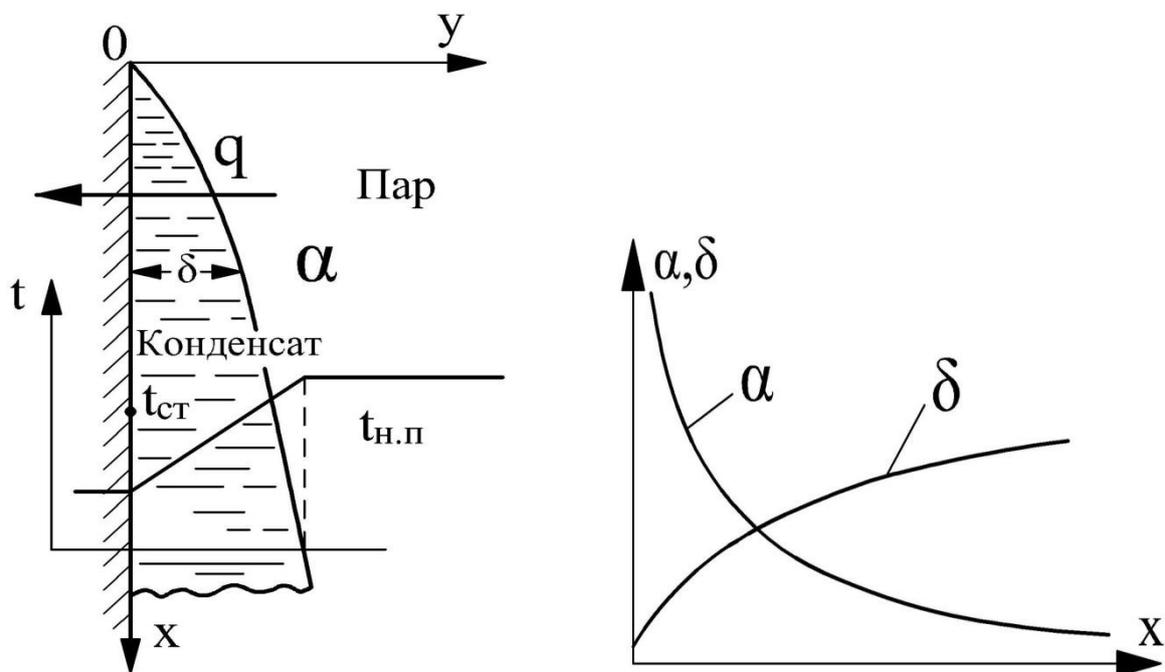


Рис.17.2. Пленочная конденсация на вертикальной стенке

Рис.17.3. Изменение коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  и толщины пленки  $\delta$  вдоль вертикальной стенки

Следовательно, интенсивность теплообмена при пленочной конденсации зависит от толщины пленки и ее коэффициента теплопроводности. На коэффициент теплоотдачи при конденсации оказывает влияние компоновка поверхности нагрева, а также ряд других факторов (состояние поверхности нагрева, скорость и направление потока пара, содержание в паре неконденсирующихся газов).

Теоретическое решение задачи о теплообмене при пленочной конденсации пара было предложено Нуссельтом.

Среднее значение коэффициента теплоотдачи определяется из уравнений:

для вертикальной стенки или вертикальной трубы высотой  $h$

$$\alpha_{\text{ВЕРТ}} = 0,943 \frac{A}{\sqrt[4]{h \Delta t}}; \quad (a)$$

для горизонтальной трубы диаметром  $D$

$$\alpha_{\text{ГОРИЗ}} = 0,728 \frac{A}{\sqrt[4]{D \Delta t}},$$

где

$$A = \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 r g (\rho' - \rho'')}{\nu}},$$

а  $\Delta t = (t_{\text{Н.П}} - t_{\text{С}})$  – температурный напор.

В этих уравнениях все физические параметры выбираются по средней температуре пленки конденсата  $t_{\text{ПЛ}} = 0,5 (t_{\text{Н.П}} + t_{\text{С}})$ , а теплота парообразования  $r$  – по температуре насыщенного пара  $t_{\text{Н.П}}$ .

Из уравнений следует, что средний коэффициент теплоотдачи уменьшается с увеличением высоты  $h$  (или диаметра трубы  $D$ ) и температурного напора  $\Delta t$ .

На поверхности вертикальных пластин и труб интенсивность теплоотдачи обычно ниже, чем для горизонтальной поверхности, так как  $h > D$ .

С учетом различных поправок расчетное соотношение для теплоотдачи при конденсации пара на поверхности вертикальных труб и плит имеет вид

$$\alpha = \alpha_{N,S} \varepsilon_v \varepsilon_t,$$

где  $\alpha_{N,S}$  – коэффициент теплоотдачи, определяемый по формуле (а) при отнесении всех физических свойств к температуре насыщения  $t_{н.п}$ ;  $\varepsilon_v$  – поправка на волновое течение, определяемая по формуле,

$$\varepsilon_v = (\text{Re}_{\text{пленки}} / 4)^{0,04};$$

$\varepsilon_t$  – поправка, учитывающая зависимость физических свойств конденсата от температуры и определяемая по формуле

$$\varepsilon_t = \left[ \left( \frac{\lambda_{ст}}{\lambda_{н.п}} \right)^3 \frac{\mu_{н.п}}{\mu_c} \right]^{0,125},$$

где индексы «с» и «н.п» означают, что значения  $\lambda$  и  $\mu$  выбираются соответственно при температуре стенки  $t_c$  и температуре насыщения  $t_{н.п}$ .

### 17.3. Влияние различных факторов на теплообмен при конденсации водяного пара

#### *Влияние перегрева пара*

При конденсации перегретого пара температура стенки  $t_c$  снижается и фактически конденсируется насыщенный пар. Следовательно, конденсируясь, перегретый пар передает конденсату теплоту парообразования  $r$  и теплоту перегрева

$$r_{п.п} = r + C_p (t_{п.п} - t_{н.п}),$$

где  $C_p$  – теплоемкость перегретого пара.

Коэффициенты теплоотдачи при конденсации перегретого или насыщенного пара примерно равны, только вместо  $k$  следует подставлять  $k_{н.п.}$ . За разность температур при этом берется перепад температур  $\Delta t = t_{н.п.} - t_c$ .

### ***Влияние состояния поверхности***

Теплоотдача при конденсации пара зависит от состояния поверхности. Если поверхность шероховата, покрыта ржавчиной или слоем окисла, то толщина пленки конденсата возрастает, а коэффициент теплоотдачи снижается примерно на 30 % по сравнению с гладкой чистой поверхностью.

### ***Влияние содержания в паре неконденсирующихся газов***

Примеси в паре различных газов (воздуха) снижают коэффициент теплоотдачи. Это происходит потому, что на холодной поверхности (трубки конденсатора турбины, внутренняя поверхность сушильных цилиндров, трубки теплообменных аппаратов) конденсируется пар, а воздух остается. При отсутствии конвекции с течением времени воздух скапливается около стенки и оказывает значительное препятствие продвижению пара к стенке.

Наличие в паре даже 1 % воздуха снижает коэффициент теплоотдачи на 60 %. Для движущегося пара влияние воздуха меньше. Воздух надо удалять из паровой системы. Это достигается за счет:

- отсасывания воздуха из конденсатора паровой турбины с помощью парового струйного эжектора;

- удаления воздуха с помощью дополнительной продувки пароконденсатной системы паром в количестве 5–10% (например, в сушильной части бумагоделательных машин).

### ***Влияние скорости и направления течения пара***

При значительных скоростях потока пара он оказывает динамическое воздействие на конденсатную пленку. Если движение пара совпадает с направлением течения пленки, то ее толщина снижается, а коэффициент теплоотдачи увеличивается. При движении пара снизу вверх, т. е. в обратном направлении, течение пленки тормозится, толщина пленки увеличивается, а интенсивность конденсации снижается.

### ***Влияние компоновки поверхности нагрева***

При проектировании конденсационных устройств большое внимание уделяется правильной компоновке поверхности нагрева. Известно, что коэффициент теплоотдачи у горизонтальной поверхности больше, чем у вертикальной поверхности. Однако это справедливо лишь для одной трубки или для верхнего ряда в пучке. В многорядных пучках конденсат с верхних рядов стекает на нижние ряды, поэтому и пленка на нижних рядах получается большей.

Для вертикальных трубок коэффициент теплоотдачи снижается сверху вниз, так как утолщается пленка конденсата. Среднее значение коэффициента теплоотдачи при конденсации на вертикальных трубках можно увеличить в 2–3 раза за счет установки на трубках конденсатоотводных колпачков [5].

## Глава 18. МАССООБМЕН

### 18.1. Общие понятия

В технике многие процессы теплообмена сопровождаются переносом массы одного компонента относительно массы другого.

Например, при сушке целлюлозы, бумаги и картона происходит испарение жидкости из волокнистого материала в парогазовый поток и появляется конденсация водяных паров внутри материала.

Испарившаяся жидкость путем *диффузии* распространяется в парогазовом потоке. При этом изменяется интенсивность теплоотдачи, что, в свою очередь, сказывается на процессе диффузии.

*Диффузией* называется самопроизвольный процесс, стремящийся к установлению внутри фаз равновесного распределения концентраций. При этом происходит перенос вещества из области с большей концентрации в область меньшей концентрации.

Аналогично теплообмену диффузия (массообмен) может происходить как *молекулярным* (микроскопическим), так и *молярным* (макроскопическим) путем. В газах молекулярная диффузия осуществляется за счет теплового движения молекул.

Диффузия характеризуется потоком массы компонента, т. е. количеством вещества, проходящим в единицу времени через единицу поверхности в направлении нормали к ней. *Плотность потока переноса массы* —  $J$ , кг массы/(м<sup>2</sup> · ч). Диффузия — векторная величина.

Плотность потока переноса массы определяется формулой по *закону Фика*

$$J = -D \partial \rho_i / \partial n$$

или

$$J = - \rho D \partial m_i / \partial n,$$

где  $\rho_i$  – местная концентрация данного вещества (компонента), равная отношению массы компонента к объему смеси, кг/м<sup>3</sup>;  $m_i = \rho_i / \rho$  – относительная массовая концентрация  $i$ -го компонента;  $\rho$  – плотность смеси;  $D$  – коэффициент молекулярной диффузии одного компонента относительно другого, м<sup>2</sup>/с (обычно  $D$  называют коэффициентом диффузии);  $n$  – направление нормали к поверхности одинаковой концентрации данного вещества;  $\partial \rho_i / \partial n$ ,  $\partial m_i / \partial n$  – градиенты концентраций; они всегда направлены в сторону возрастания концентрации.

Градиент концентрации является движущей силой, обуславливающей перенос вещества.

Знак минус в уравнении указывает, что согласно закону Фика перемещение вещества происходит в сторону уменьшения градиента концентрации. Диффузию, описываемую законом Фика, называют концентрационной диффузией.

Коэффициент диффузии  $D$  возрастает с увеличением температуры и уменьшается с ростом давления

$$D = D_0 \left( \frac{T}{T_0} \right)^{1,89} \frac{P_0}{P},$$

где  $D_0$ ,  $T_0$ ,  $P_0$  – соответственно коэффициент диффузии воды, абсолютная температура и давление при нормальных условиях.

Для системы «воздух – водяной пар» при нормальных условиях:

$$D_0 = 0,0754 \text{ м}^2/\text{ч} = 2,0944 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Концентрация имеет размерность плотности.

Воспользовавшись уравнением состояния идеального газа, плотность потока переноса массы можно записать

$$J = - D_{P_i} \partial P_i / \partial n,$$

где  $P_i$  – местное парциальное давление данного компонента, Па;  $n$  – направление нормали к поверхности;  $D_{P_i} = (D/RT)$  – коэффициент молекулярной диффузии, отнесенной к градиенту парциального давления рассматриваемого компонента.

В отличие от  $D$  коэффициент  $D_{P_i}$  различен для компонентов бинарной смеси

$$D = D_{P_1} R_1 T = D_{P_2} R_2 T,$$

откуда можно записать

$$D_{P_1} / D_{P_2} = R_2 / R_1 = M_1 / M_2,$$

где  $M$  – молекулярная масса компонента.

Если температура смеси переменна, то возникает так называемая *термическая диффузия (эффект Соре)*.

Из кинетической теории газов следует, что если массы молекул двух компонентов различны, то за счет *термодиффузии* более тяжелые молекулы стремятся перейти в холодные области. Термодиффузия приводит к образованию градиента концентрации.

Следствием молекулярного диффузионного переноса теплоты является так называемый *диффузионный термоэффект (эффект*

*Дюфо*), представляющий собой возникновение разности температур в результате перемещения двух газов, первоначально имевших одинаковую температуру. Диффузионный термоэффект – явление обратное термодиффузии.

Возникающий при диффузионном термоэффекте градиент температуры имеет такое же направление, что и термодиффузия, которая является его результатом.

Если в смеси имеет место градиент полного давления, то может возникнуть диффузия за счет неоднородности давления. Этот вид диффузии называют *бародиффузией*. При бародиффузии тяжелые молекулы стремятся перейти в область повышенного давления, а легкие – в область пониженного давления. Как и термодиффузия, бародиффузия сопровождается переносом массы, вызванным разностью концентраций.

С учетом концентрационной диффузии, термодиффузии и бародиффузии плотность потока массы  $i$ -го компонента за счет молекулярного переноса описывается уравнением

$$J_{di} = -\rho (D \nabla m_i + D_T \nabla t / T + D_P \nabla P / P),$$

где  $D_T = k_T D$  – коэффициент термодиффузии, м<sup>2</sup>/с;  $D_P = k_P D$  – коэффициент бародиффузии, м<sup>2</sup>/с;  $P$  – давление смеси.

При  $\text{grad } t = 0$  и  $\text{grad } P = 0$  уравнение переходит в закон Фика.

Коэффициент  $k_T = D_T / D$  – называется термодиффузионным отношением, он безразмерен; а  $k_P = D_P / D$  – бародиффузионное отношение. Значение  $k_T$  для смеси газов, как правило, меньше 0,1.

Ввиду малости  $k_T$  заметный поток массы будет иметь место только при больших значениях  $\text{grad } t$ . Для бинарной смеси величина  $k_P$  определяется из выражения

$$k_P = \frac{\rho_1 \rho_2 (M_2 - M_1)}{\rho^2 M},$$

где  $M_1, M_2, M$  – молекулярные массы первого, второго компонента и смеси соответственно.

Бародиффузия должна появляться при значительных перепадах давления, что встречается при сушке волокнистых материалов.

При равенстве молекулярных масс  $M_1$  и  $M_2$  бародиффузия отсутствует.

В движущейся среде вещество переносится не только молекулярной диффузией, но и *конвекцией*. При перемещении какого-либо объема вещества плотностью  $\rho$  со скоростью  $\Omega$  происходит перенос массы, удельная величина которой определяется уравнением,

$$J_{\text{KB}} = \rho \Omega$$

или для определенного компонента

$$J_{\text{KB}i} = \rho_i \Omega.$$

Суммируя плотность потока вещества за счет молекулярного и конвективного переноса, получим

$$J_i = J_{дi} + J_{квi}$$

Вместе с массой вещества переносится и энтальпия  $J_i I_i$ , где

$I_i$  – удельная энтальпия  $i$ -го компонента, Дж/кг.

В смеси плотность теплового потока описывается уравнением

$$q = -\lambda \nabla t + \sum J_i I_i$$

или

$$q = -\lambda \nabla t + \rho \omega I_i + J_{дi} I_i.$$

Первый член правой части уравнения учитывает перенос теплоты теплопроводностью, второй – конвекцией, третий – молекулярной диффузией. Для однокомпонентной движущейся жидкости запишем уравнение

$$q = -\lambda \nabla t + \rho \omega I_i.$$

Таким образом, в смеси дополнительно появляется диффузионная составляющая теплового потока.

## 18.2. Дифференциальные уравнения тепло - и массообмена

Для определения теплового потока необходимо знать поля температур, скоростей и потоков массы.

### Уравнение массообмена

Уравнение массообмена в общем виде при отсутствии в жидкости термо- и бародиффузии запишется выражением

$$\frac{\rho \partial m_i}{\partial \tau} = \rho D \nabla^2 m_i -$$
$$- \rho \left( \omega_x \frac{m_i}{\partial x} + \omega_y \frac{m_i}{\partial y} + \omega_z \frac{m_i}{\partial z} \right) - \rho m_i \operatorname{div} \omega.$$

При  $\rho = \text{const}$  последний член правой части равен нулю. Тогда имеем

$$\frac{\partial m_i}{\partial \tau} + \left( \omega_x \frac{m_i}{\partial x} + \omega_y \frac{m_i}{\partial y} + \omega_z \frac{m_i}{\partial z} \right) = D \nabla^2 m_i.$$

Последнее уравнение и является *дифференциальным уравнением массообмена*, описывающим распределение  $i$ -го компонента в движущейся смеси.

Если  $\omega_x = \omega_y = \omega_z = 0$ , то *уравнение массообмена* принимает вид

$$\frac{\partial m_i}{\partial \tau} = D \nabla^2 m_i.$$

В последнем уравнении учтен перенос массы только концентрационной диффузией.

### Уравнение энергии

Уравнение энергии для бинарной смеси диффундирующих друг в друга компонентов имеет вид

$$\frac{\rho C_p \partial t_i}{\partial \tau} = \lambda \nabla^2 t + (C_{p1} - C_{p2}) \rho D \nabla m_1 \nabla t.$$

С другой стороны, можно записать

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{\partial t}{\partial \tau} + \omega_x \frac{\partial t}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial t}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial t}{\partial z}.$$

Согласно этому уравнению, температурное поле движущейся смеси зависит от составляющих скорости  $\omega_x$ ,  $\omega_y$ ,  $\omega_z$  и от массосодержания  $m_i$ . Поэтому к уравнению энергии необходимо добавить уравнения массообмена, движения, сплошности и условия однозначности.

### 18.3. Тепло - и массообмен

В движущейся однокомпонентной среде теплота переносится теплопроводностью и конвекцией. Этот процесс называется *конвективным теплообменом*. По аналогии перенос вещества в многокомпонентной среде осуществляется за счет процессов моле-

кулярной диффузии и конвекции. Такой процесс переноса вещества называется *конвективным массообменом*.

Практический интерес представляют процессы тепло- и массообмена при испарении, сорбции, десорбции. В этом случае система является *гетерогенной*. Поверхность жидкой (или твердой) фазы играет роль, аналогичную роли твердой стенки в процессах теплоотдачи без сопутствующей диффузии.

Аналогично теплоотдачи, *массоотдача* – процесс конвективного массообмена между жидкой или твердой поверхностью и окружающей средой. В рассматриваемых случаях тепло - и массоотдача протекают одновременно.

Для расчета теплоотдачи используют закон Ньютона – Рихмана

$$q_C = \alpha (t_C - t_0), \text{ Дж}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Для расчета массоотдачи применяют уравнение вида

$$J_C = \beta (\rho_C - \rho_0) = \rho \beta (m_C - m_0),$$

где  $J_C$  – плотность потока переноса массы, кг массы /( $\text{м}^2 \cdot \text{с}$ );  $\beta$  – коэффициент массообмена, отнесенный к разности концентраций, м/с; индексы "С" и "0" показывают концентрацию вещества на поверхности раздела фаз и вдали от нее.

Используя уравнение состояния идеальных газов, можно записать *уравнение Дальтона*

$$J_C = \beta_P (P_C - P_0),$$

где  $\beta_P$  – коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности парциальных давлений, кг/(м<sup>2</sup> · ч · Па).

Коэффициенты массоотдачи  $\beta$  и  $\beta_P$  связаны между собой соотношением

$$\beta = \beta_P R T.$$

#### 18.4. Связь между процессами теплообмена и массообмена

Связь между процессами теплообмена и массообмена рассмотрим на конкретном случае, а именно, при сушке влажных волокнистых материалов (целлюлозы, бумаги и картона).

При конвективной сушке бумаги или картона необходимая для испарения влаги теплота подводится к поверхности материала из окружающей среды.

Соотношение между плотностью внутренней влагопроводности и внешним тепло- и массообменом при постоянной температуре влажного материала без учета термовлагопроводности определяется следующим граничным условием на поверхности испарения

$$J_{\Pi} = \beta_P (P_{\text{п.и}} - P_{\text{в}}) = \frac{3,6 \alpha}{r} (t_{\text{и.т}} - t_{\text{п.и}}),$$

где  $J_{\Pi}$  – плотность потока переноса пара, кг/(м<sup>2</sup> · ч);  $\beta_P$  – коэффициент массообмена, отнесенный к разности парциальных давлений, кг/(м<sup>2</sup> · ч · Па);  $P_{\text{п.и}}$ ,  $P_{\text{в}}$  – парциальное давление водяных паров на поверхности испарения и в воздухе, Па;  $\alpha$  – коэффициент теплообмена, Вт/(м<sup>2</sup> · °С);  $t_{\text{и.т}}$  – температура источника тепла, °С;

$t_{\text{п.и}}$  – температура поверхности испарения, °С.

Коэффициент конвективного массообмена  $\beta_P$ , отнесенный к разности парциальных давлений, находится из выражения

$$\beta_P = \frac{\alpha_m}{R_{\text{п}} T},$$

где  $\alpha_m$  – коэффициент массообмена, отнесенный к разности концентраций пара на поверхности испарения и в воздухе, м/с, который определяется из диффузионного критерия Нуссельта

$$\text{Nu}_D = 0,07 \text{Re}^{0,75}.$$

Однако вследствие того, что потенциалы теплообмена и массообмена выражены через разные параметры ( $P$  и  $t$ ), решение уравнения в общем виде оказывается невозможным. Поэтому в качестве потенциала массообмена при испарении влаги со свободной поверхности нами принимается разность температур насыщенного пара на поверхности испаряющейся воды и в воздухе

$$\Delta t_M = t_{\text{см}} - t_{\text{н.в}},$$

где  $t_{\text{см}}$  – температура поверхности испарения воды, равная температуре смоченного термометра;  $t_{\text{н.в}}$  – температура насыщения охлаждаемого воздуха при отсутствии массообмена ( $d = \text{const}$ ) – температура точки росы.

Замена парциальных давлений на поверхности испарения и в воздухе на соответствующие им температуры насыщения вполне допустима. При этом уравнение массообмена примет вид

$$J_{\Pi} = \beta_t (t_{\text{п.и}} - t_{\text{н.в}}). \quad (a)$$

Среднеинтегральное значение коэффициента влагообмена  $\beta_t$ , отнесенного к разности температур, определяется из соотношения

$$\beta_t = \beta_P \frac{P_{\text{п.и}} - P_{\text{в}}}{t_{\text{п.и}} - t_{\text{н.в}}}.$$

Плотность потока пара с поверхности испарения может быть определена также из уравнения теплообмена

$$J_{\Pi} = \frac{3,6 \alpha_K}{r} (t_{\text{в}} - t_{\text{п.и}}), \quad (б)$$

где  $\vartheta_K = (t_{\text{в}} - t_{\text{п.и}})$  – потенциал конвективного теплообмена.

Из уравнений (a) и (б) получаем

$$J_{\Pi} = \frac{1}{\frac{1}{\beta_t} + \frac{r}{3,6 \alpha_K}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н.в}}) = K^* \vartheta_c,$$

где  $K^*$  – приведенный коэффициент конвективного тепло- и массообмена;  $\vartheta_c$  – потенциал сушки.

В настоящее время в качестве *потенциала* конвективной сушки принимается потенциал, равный разности температур воздуха по сухому  $t_B$  и смоченному  $t_{CM}$  термометрам,

$$\Delta t_C = t_B - t_{CM}.$$

Однако, в соответствии с физической сущностью процесса в качестве потенциала сушки следует принимать суммарный тепло- и массообменный потенциал, затрачиваемый на преодоление теплообменного и массообменного сопротивления,

$$\begin{aligned} \vartheta_C &= \Delta \vartheta_q + \Delta \vartheta_M = (t_B - t_{CM}) + (t_{CM} - t_{H.B}) = \\ &= t_B - t_{H.B} = t_B - t_P, \end{aligned}$$

где  $t_P$  – температура точки росы при данном влагосодержании воздуха в объеме.

Это уравнение отражает совместное влияние процессов тепло- и массопереноса на кинетику сушки. Оно показывает, что массовый поток, направленный противоположно тепловому потоку, уменьшает скорость конвективного теплообмена между воздухом и материалом. В практических расчетах влияние этого фактора учитывают введением в уравнение для определения коэффициентов теплоотдачи поправочного множителя – *критерия Гухмана*

$$G_{II} = \frac{T_B - T_{CM}}{T_B},$$

где  $T_B$  – абсолютная температура воздуха по сухому термометру, К;  
 $T_{CM}$  – абсолютная температура воздуха по смоченному термометру, К.

Аналогия процессов тепло- и массообмена часто используется на практике. Если, например, получено, что

$$Nu = \varphi (Re, Pr),$$

то исходя из аналогии полагают

$$Nu_D = \psi (Re, Pr_D).$$

Причем функции  $\varphi$  и  $\psi$  полагают одинаковыми.

Здесь

$$Nu_D = \beta \ell / D \text{ -- диффузионный критерия Нуссельта};$$

$$Pr_D = \nu / D \text{ -- диффузионный критерий Прандтля}.$$

Эти массообменные критерии являются аналогами теплообменных критериев  $Nu$  и  $Pr$ .

## Глава 19. ТЕПЛОВОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ

Носителем лучистой энергии являются *электромагнитные волны* с длиной волны от долей микрона до многих километров. В зависимости от длины волны такие излучения известны под названиями: рентгеновские, ультрафиолетовые, световые, инфракрасные лучи, радиоволны. Наибольший интерес представляют лучи, возникновение которых определяется только температурой и оптическими свойствами излучающего тела. Такими свойствами обладают *световые* и

*инфракрасные лучи*, т. е. с длиной волны от 0,4 до 800 мкм. Эти лучи называют *тепловыми*, а процесс их распространения — *тепловым излучением* или *лучеиспусканием*.

Тепловое излучение свойственно всем телам, и каждое из них излучает энергию непрерывно. При попадании на другие тела часть лучистой энергии поглощается, часть отражается и часть проходит сквозь тело (рис.19.1).

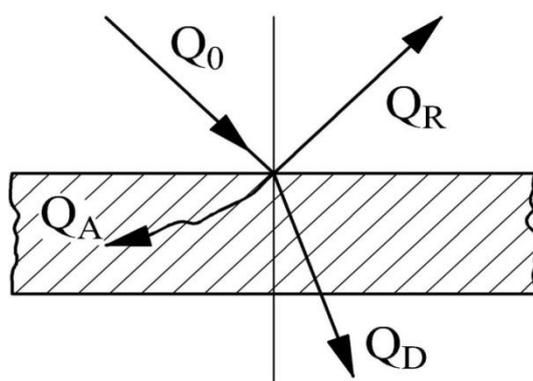


Рис.19.1. Схема распределения падающей  
лучистой энергии

Поглощенная энергия превращается в тепловую энергию, а отраженная и проникающая сквозь тело энергия попадает на другие тела и ими поглощается. Следовательно, каждое тело не только непрерывно излучает, но и непрерывно поглощает лучистую энергию.

В результате этих явлений, связанных с двойным взаимным превращением энергии (тепловая → лучистая → тепловая) и осуществляется процесс *лучистого теплообмена*.

*Плотностью потока излучения* называется лучистый поток, излучаемый с единицы поверхности по всем направлениям полусферического пространства, Вт/м<sup>2</sup>,

$$E = \frac{dQ}{dF}.$$

Пусть из всего количества энергии  $Q_O$ , падающей на тело, часть энергии  $Q_A$  поглощается, часть  $Q_R$  отражается и часть  $Q_D$  проходит сквозь тело, так что

$$Q_A + Q_R + Q_D = Q_O.$$

Деля обе части равенства на  $Q_O$ , получаем

$$Q_A / Q_O + Q_R / Q_O + Q_D / Q_O = 1$$

или

$$A + R + D = 1,$$

где  $A$  – поглощательная способность тела;  $R$  – отражательная способность;  $D$  – пропускательная способность.

Значения  $A$ ,  $R$ ,  $D$  меняются от 0 до 1.

Если  $A = 1$ , то  $R = 0$  и  $D = 0$ ; это означает, что вся падающая лучистая энергия полностью поглощается телом. Такие тела называются *абсолютно черными*.

Если  $R = 1$ , то  $A = 0$  и  $D = 0$ . Вся энергия отражается. Тела называются *зеркальными* или *абсолютно белыми*.

Если  $D = 1$ , то  $A = 0$  и  $R = 0$ , тогда падающая энергия полностью проходит сквозь тело. Такие тела называются *прозрачными* или *диатермичными*.

Абсолютно черных, белых и прозрачных тел в природе нет. Воздух для тепловых лучей прозрачен, но при наличии в нем водяных паров  $H_2O$  и углекислого газа  $CO_2$  он становится полупрозрачным.

Твердые тела и некоторые жидкости (например вода, спирты) для тепловых лучей практически непрозрачны (атермичны), т. е.  $D = 0$ . Тогда

$$A + R = 1.$$

Для увеличения поглощательной способности тел их поверхность покрывается темной шероховатой краской – нефтяной сажей. Она поглощает 90–96 % падающей лучистой энергии. Свойством абсолютно черного тела обладает отверстие в стенке полого тела (рис. 19.2), для которого можно записать  $A = 1$ . В дальнейшем для абсолютно черного тела прибавляется индекс "0".

*Лучистые потоки* энергии представлены на рис. 19.3.

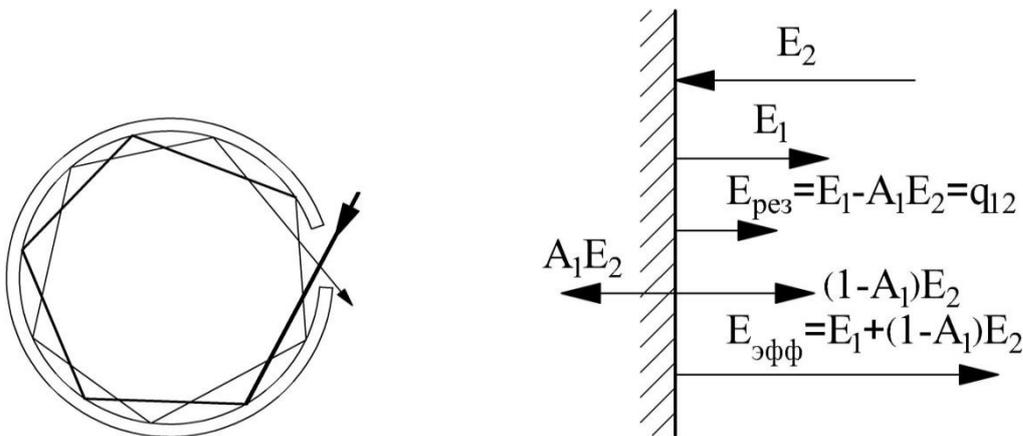


Рис. 19.2. Ход луча в полом теле

Рис. 19.3. Лучистые потоки энергии

На рис. 19.3 обозначены излучения:  $E_1$  – собственное;  $E_2$  – падающее;  $(A_1 E_2)$  – поглощенное;  $((1 - A_1) E_2)$  – отраженное;

$E_{\text{рез}} = (E_1 - A_1 E_2)$  – результирующее (разность между собственным и поглощенным);  $E_{\text{эфф}} = (E_1 + (1 - A_1) E_2)$  – эффективное.

### 19.1. Законы излучения

*Закон Планка* характеризует изменение спектрального излучения или распределение энергии по длинам волн для абсолютно черного тела (рис.19.4).

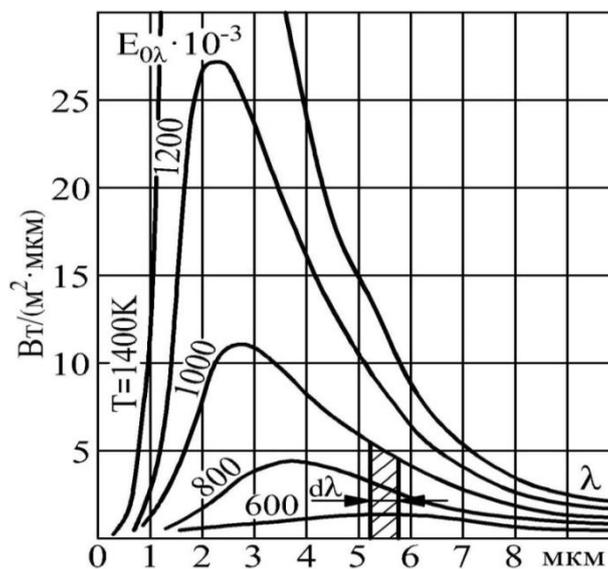


Рис.19.4. Зависимость  $E_{0\lambda} = f(\lambda, T)$  по закону Планка

По закону Планка можно записать уравнение

$$E_{0\lambda} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1}$$

где  $\lambda$  – длина волны, м;  $T$  – абсолютная температура излучающего тела, К;  $C_1$ ;  $C_2$  – постоянные излучения, равные соответственно  $C_1 = 3,74 \cdot 10^{-16}$  Вт · м<sup>2</sup> и  $C_2 = 1,44 \cdot 10^{-2}$  м · К.

По мере увеличения длины волны  $\lambda$ , интенсивность излучения возрастает. При некоторой длине волны  $\lambda$  излучательная способность  $E_{\text{ол}}$  твердых тел достигает максимума, а затем убывает. Кроме того, для луча одной и той же длины волны  $\lambda$  с увеличением абсолютной температуры тела  $T$  излучательная способность  $E_{\text{ол}}$  увеличивается, и максимум смещается влево.

*Закон Вина* устанавливает связь между максимальной длиной волны и абсолютной температурой, м · К,

$$\lambda_{\text{макс}} T = 2,9 \cdot 10^{-3},$$

где  $\lambda_{\text{макс}}$  – длина волны, при которой интенсивность излучения достигает максимума.

С увеличением абсолютной температуры излучающего тела  $T$  максимум плотности потока излучения смещается в сторону более коротких волн.

*Закон Стефана-Больцмана* устанавливает зависимость излучательной способности тела или плотности потока излучения от температуры

$$E = \varepsilon C_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4,$$

где  $\varepsilon$  – степень черноты тела принимается по таблицам [5, 6, 19];

$C_0$  – коэффициент излучения абсолютно черного тела,

$C_0 = 5,67$  Вт/(м<sup>2</sup> · К<sup>4</sup>). Для серого тела  $C = \varepsilon C_0$ .

Для любого тела энергия излучения  $E$  и энергия поглощения  $A$  зависят от температуры тела  $T$  и длины волны  $\lambda$ . Различные тела имеют различные  $E$  и  $A$ .

*Закон Кирхгофа* – устанавливает связь между излучательной и поглощательной способностями тела, т. е. отношение излучательной способности к его поглощательной для всех тел одинаково и равно излучательной способности абсолютно черного тела при той же температуре

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \frac{E_3}{A_3} = \dots = \frac{E_0}{A_0} = E_0 = f(T).$$

*Закон Ламберта* устанавливает связь между потоком излучения и его направлением (рис. 19.5).

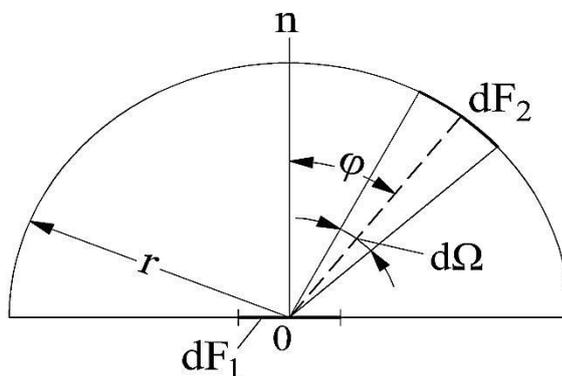


Рис. 19.5. К закону Ламберта. Излучение элемента  $dF_1$  в направлении элемента  $dF_2$

Энергия, излучаемая телом, распространяется в пространстве с различной интенсивностью. Согласно закону Ламберта количество энергии, излучаемое элементом поверхности  $dF_1$ , пропорционально

количеству энергии, излучаемой по нормали, умноженному на величину пространственного угла  $d\Omega$  и  $\cos \varphi$ , т. е.

$$d^2Q_\varphi = \frac{\varepsilon}{\pi} C_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4 d\Omega dF_1 \cos \varphi.$$

Из этого уравнения следует, что плотность потока излучения в направлении нормали в  $\pi$  раз меньше полной плотности потока излучения тела.

### 19.2. Лучистый теплообмен между двумя телами

Лучистый теплообмен между двумя серыми поверхностями в замкнутом пространстве, когда одна из поверхностей обтекает другую, можно определить из следующего уравнения

$$Q = \varepsilon_{\Pi} C_0 F_1 \left[ \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right],$$

где  $\varepsilon_{\Pi}$  – приведенная степень черноты системы

$$\varepsilon_{\Pi} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)}.$$

$\varepsilon_{\Pi}$  меняется от 0 до 1. При тепловом излучении между двумя параллельными пластинами ( $F_1 = F_2$ ) справедливо выражение

$$\varepsilon_{\text{П}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}.$$

Чтобы интенсифицировать лучистый теплообмен, необходимо увеличить температуру тела  $T_1$  и повысить степень черноты системы. Наоборот, чтобы уменьшить лучистый теплообмен надо понизить температуру излучающего тела  $T_1$  и снизить приведенную степень черноты системы  $\varepsilon_{\text{П}}$ . В тех случаях, когда температуру тела  $T_1$  изменить нельзя, для снижения лучистого теплообмена обычно применяются экраны.

### 19.3. Эффективность экранов

Наличие экранов существенно снижает эффективность теплообмена излучением между двумя поверхностями (рис. 19.6).

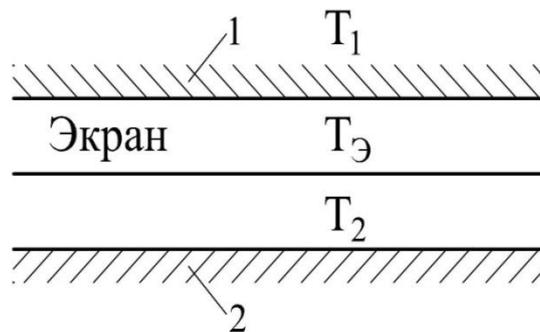


Рис. 19.6. Лучистый теплообмен между двумя

параллельными поверхностями при наличии экрана:

$1$  – излучающая поверхность;  $2$  – воспринимающая поверхность

При отсутствии экрана теплообмен излучением между поверхностями 1 и 2 определяется уравнением

$$q_{1,2} = \frac{Q}{F_1} = \varepsilon_{\Pi} C_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

При наличии экрана интенсивность теплообмена излучения между двумя поверхностями меняется. При стационарном процессе, когда удельный тепловой поток излучения постоянен, т. е.  $q = \text{const}$ , имеем

$$\begin{aligned} q_{\text{Э}} &= \varepsilon_{\Pi} C_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\text{Э}}}{100} \right)^4 \right] = \\ &= \varepsilon_{\Pi} C_0 \left[ \left( \frac{T_{\text{Э}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \end{aligned}$$

Из этого соотношения определяется неизвестная температура экрана

$$\left( \frac{T_{\text{Э}}}{100} \right)^4 = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 + \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

Искомая плотность потока результирующего излучения при наличии экрана

$$q_{\text{Э}} = \frac{1}{2} \varepsilon_{\Pi} C_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

Таким образом,

$$q_{\text{Э}} = \frac{q_{1,2}}{2}.$$

При наличии одного экрана количество лучистой энергии уменьшается в два раза, при наличии двух экранов – в 3 раза и т. д.

При наличии  $n$  экранов – в  $(n + 1)$  раз.

Еще больший эффект снижения лучистого теплообмена получается, если применять экраны с малой степенью черноты (алюминиевая фольга с  $\varepsilon_{\text{э}} = 0,1$ ). Так, если между двумя плоскими поверхностями со степенью черноты  $\varepsilon$  установлено  $n$  экранов со степенью черноты  $\varepsilon_{\text{э}}$ , то можно записать уравнение [5]

$$\frac{q_{\text{э}}}{q_{1,2}} = \frac{1}{1 + n \frac{2-\varepsilon_{\text{э}}}{2-\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\text{э}}}}$$

Следовательно, установка одного экрана со степенью черноты  $\varepsilon_{\text{э}} = 0,1$  между поверхностями из железа с  $\varepsilon = 0,8$  дает снижение лучистого теплообмена примерно в 14 раз.

В ряде случаев применение экранов совершенно необходимо (экранные трубы в топочной камере парового котла, при измерении температуры газа вблизи горячих поверхностей).

Применение экрана из алюминиевой фольги (альфоля) позволяет использовать в качестве изоляции еще и воздушные прослойки, что нашло свое применение в рефрижераторах.

#### 19.4. Тепловое излучение газов

Газы также обладают способностью излучать и поглощать энергию, но для разных газов эта способность различна. Для одноатомных и двухатомных газов ( $N_2$ ,  $O_2$ ,  $H_2$ ) – она ничтожна.

Значительной способностью излучать и поглощать лучистую энергию обладают лишь многоатомные газы ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{SO}_2$ ). Для технических расчетов наибольший интерес представляют  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ . Эти газы образуются при горении топлива.

Процессы теплового излучения и поглощения газов имеют ряд особенностей по сравнению с тепловым излучением твердых тел. Твердые тела имеют обычно *сплошные спектры излучения*. Они излучают и поглощают лучистую энергию всех длин волн от 0 до  $\infty$ . Газы же излучают и поглощают лучистую энергию лишь в определенных интервалах длин волн  $\Delta \lambda_i$ , так называемых *полосах*, расположенных в различных частях спектра; для лучей других длин волн, вне этих полос, *газы прозрачны*, и их энергия излучения равна нулю. Таким образом, излучение и поглощение газов имеет *избирательный (селективный)* характер.

Процессы испускания и поглощения лучистой энергии в твердых телах происходят на поверхности. В газах же излучение и поглощение всегда *протекает в объеме*.

*Селективный спектр и объемный характер излучения определяют особенности* процесса лучистого теплообмена в газах.

Физический процесс переноса лучистой энергии в объеме газов осуществляется потоком частиц – *фотонов*, движущихся по различным направлениям пространства со скоростью света ( $c$ ) и обладающих различной энергией  $h \nu$  (где  $\nu$  – частота).

При прохождении в объеме газа молекулами поглощается только часть фотонов, длины волн которых  $\lambda = c/\nu$  соответствуют определенному диапазону поглощения для данного газа. Остальная

часть фотонов проходит через толщу газа. Вместе с тем в процессе поглощения лучистой энергии в объеме происходит повышение температуры газа и возникновение новых фотонов. Этот процесс определяет *собственное излучение* газового объема. *Результирующий поток излучения* определяется совместным влиянием поглощения и собственного излучения фотонов газовым объемом. Плотность лучистого потока с поверхности газового слоя определяется законом Стефана-Больцмана, Вт/м<sup>2</sup>,

$$E = \varepsilon_{\Gamma} C_0 \left( \frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4,$$

где  $\varepsilon_{\Gamma}$  – степень черноты газового слоя

$$\varepsilon_{\Gamma} = \frac{1}{E_0} \int_0^{\infty} \varepsilon_{\lambda} E_{0\lambda} d\lambda,$$

где

$$E_{0\lambda} = C_0 \left( \frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4.$$

Степень черноты газового слоя  $\varepsilon_{\Gamma}$  зависит от температуры, парциального давления и толщины газового слоя. Степень черноты углекислого газа и водяных паров при определенных давлениях и температурах приведена в виде графиков, представленных в [3–6, 19].

Коэффициент поглощения газа может быть определен следующей зависимостью

$$A_{\lambda} = f(T_{\Gamma}, P, S)$$

или общим уравнением

$$A_{\lambda} = 1 - (P \ell) / e^{KS},$$

где  $K$  – коэффициент абсорбции,  $K = \text{const}$ ;  $S$  – эффективная толщина излучающего слоя газа;  $\ell$  – длина лучей для газа;  $P$  – парциальное давление газа.

Расчет теплообмена излучением между газом и стенками топочной камеры очень сложен и выполняется с помощью целого ряда графиков и таблиц [3, 5, 18].

Расчетное уравнение лучистого теплообмена между газом и стенками канала имеет следующий вид, Вт/м<sup>2</sup>,

$$E_{\text{изл}} = q_{\text{изл}} = \varepsilon'_C C_0 \left[ \varepsilon_{\Gamma} \left( \frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4 - \varepsilon'_{\Gamma} \left( \frac{T_c}{100} \right)^4 \right],$$

где  $\varepsilon'_C = (\varepsilon_C + 1) / 2$  – эффективная степень черноты стенок канала;  
 $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$  – коэффициент излучения абсолютно черного тела;  $\varepsilon_{\Gamma} = E_{\Gamma} / E_0 = q_{\Gamma} / q_0 = C_{\Gamma} / C_0$  – отношение количества энергии излучения газа к количеству излучения абсолютно черного тела, отнесенное к 1 м<sup>2</sup> поверхности,

$$\varepsilon_{\Gamma} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta \varepsilon_{\Gamma}.$$

Величины  $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ ,  $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$  и  $\beta$  – определяются по графикам [3–6, 19];

$\beta$  – поправочный коэффициент, учитывающий влияние парциального давления отдельных компонентов газа;  $\Delta \varepsilon_{\Gamma}$  – поправка, учитывающая взаимное поглощение энергии излучения газами; для дымовых газов эта поправка составляет 2–4 %, поэтому ею обычно пренебрегают;

$\varepsilon'_{\Gamma} = \varepsilon'_{\text{O}_2} + \beta \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}}$  – поглощательная способность газа при средней температуре стенок.

Полученный суммарный тепловой поток излучением  $q_{\text{изл}}$  используется для определения коэффициента теплоотдачи излучения

$$\alpha_{\text{изл}} = q_{\text{изл}} / (T_{\text{Г}} - T_{\text{С}}).$$

## Глава 20. СЛОЖНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

Сложный теплообмен включает наряду с теплопроводностью и конвекцией еще лучистый теплообмен. Наиболее часто имеет место радиационно-конвективный теплообмен, когда радиационный (лучистый) теплообмен протекает одновременно с конвективным. Плотность потока излучения

$$q_{\text{л}} = \alpha_{\text{л}} (T_{\text{С}} - T_{\text{Г}}),$$

где  $T_{\text{С}}$ ,  $T_{\text{Г}}$  – абсолютные температуры излучающей стенки и газа;

$\alpha_{\text{л}}$  – коэффициент теплоотдачи излучением.

$$\alpha_{\text{л}} = \varepsilon_{\text{пр}} \sigma_0 \frac{T_{\text{С}}^4 - T_{\text{Г}}^4}{T_{\text{С}} - T_{\text{Г}}},$$

где  $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$  – постоянная Стефана–Больцмана.

Удельный тепловой поток конвективного теплообмена определяется законом Ньютона – Рихмана

$$q_{\text{к}} = \alpha_{\text{к}} (T_{\text{С}} - T_{\text{Г}}).$$

Суммарная плотность теплового потока

$$q = (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}) (T_{\text{С}} - T_{\text{Г}}).$$

При близких значениях  $T_f$  и  $T_c$  приближенно можно записать

$$(T_c^4 - T_f^4) / (T_c - T_f) = (T_c - T_f)^{3/2}.$$

Если температура тел, определяющих радиационный и конвективный теплообмен, неодинакова, то общий тепловой поток находится как сумма отдельно подсчитанных радиационного и конвективного тепловых потоков.

### 20.1. Теплопередача через двухслойную плоскую стенку

Часто необходимо рассчитать стационарный процесс переноса теплоты от одного теплоносителя к другому через разделяющую их стенку. Такой процесс называется *теплопередачей*. Перенос теплоты от нагретого теплоносителя к холодному через твердую стенку определяется совокупным действием элементарных явлений – теплопроводностью, конвекцией и тепловым излучением.

При стационарном режиме тепловой поток  $q$  во всех трех процессах одинаков, а перепад температур между горячей и холодной жидкостями складывается из трех составляющих.

Рассмотрим процесс переноса теплоты от одной среды к другой через плоскую стенку, состоящую из двух слоев (рис. 20.1).

Толщины слоев обозначим  $\delta_1$  и  $\delta_2$ , коэффициенты теплопроводности  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$ . С одной стороны находится горячая среда с температурой  $t_{ж1}$ , с другой – холодная среда с температурой  $t_{ж2}$ . Значения суммарных коэффициентов теплоотдачи с горячей стороны обозначим  $\alpha_1$ , с холодной –  $\alpha_2$ .

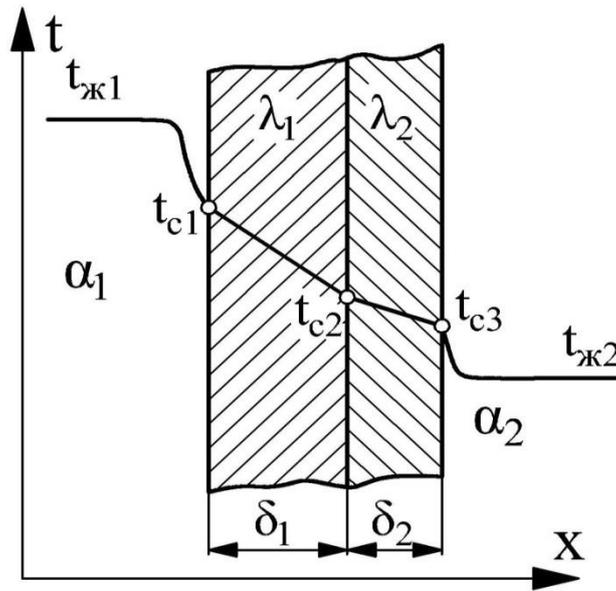


Рис. 20.1. Теплопередача через двухслойную плоскую стенку

При установившемся тепловом состоянии системы величина удельного теплового потока постоянная и поэтому можно записать:

$$q = Q/F = \alpha_1 (t_{ж1} - t_{c1});$$

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_{c1} - t_{c2});$$

$$q = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (t_{c2} - t_{c3});$$

$$q = \alpha_2 (t_{c3} - t_{ж2}).$$

Из этих уравнений определяются частные температурные напоры:

$$t_{ж1} - t_{c1} = q \frac{1}{\alpha_1};$$

$$t_{c1} - t_{c2} = q \frac{\delta_1}{\lambda_1};$$

$$t_{c2} - t_{c3} = q \frac{\delta_2}{\lambda_2};$$

$$t_{c3} - t_{ж2} = q \frac{1}{\alpha_2}.$$

Складывая левые и правые части уравнений, получаем полный температурный напор

$$t_{ж1} - t_{ж2} = q \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2} \right),$$

из которого определяется значение удельного теплового потока

$$q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} = K (t_{ж1} - t_{ж2}),$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи через двухслойную плоскую стенку, Вт/(м<sup>2</sup> · °С), находится из выражения

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Неизвестные температуры  $t_{c1}$ ,  $t_{c2}$ ,  $t_{c3}$  могут быть определены из уравнений

$$t_{c1} = t_{ж1} - q \frac{1}{\alpha_1};$$

$$t_{C2} = t_{C1} - q \frac{\delta_1}{\lambda_1};$$

$$t_{C3} = t_{C2} - q \frac{\delta_2}{\lambda_2} = t_{Ж2} + q \frac{1}{\alpha_2}.$$

Если стенка состоит из нескольких слоев толщиной  $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$  и коэффициенты теплопроводности их соответственно равны  $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ , то выражение для определения коэффициента теплопередачи принимает вид

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

или

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

*Коэффициентом теплопередачи  $K$*  называется количество теплоты, переданное в единицу времени от одной жидкости к другой при разности температур между ними в один градус, Вт / (м<sup>2</sup> · °С).

## 20.2. Теплопередача через цилиндрическую стенку

Удельный тепловой поток, отнесенный к 1 пог. м однородной цилиндрической стенки (рис. 20.2), рассчитывается по уравнению

$$q_\ell = \frac{Q}{\ell} = K_\ell \pi (t_{ж1} - t_{ж2}),$$

где  $K_\ell$  — линейный коэффициент теплопередачи (на 1 м длины трубы)

$$K_\ell = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}.$$

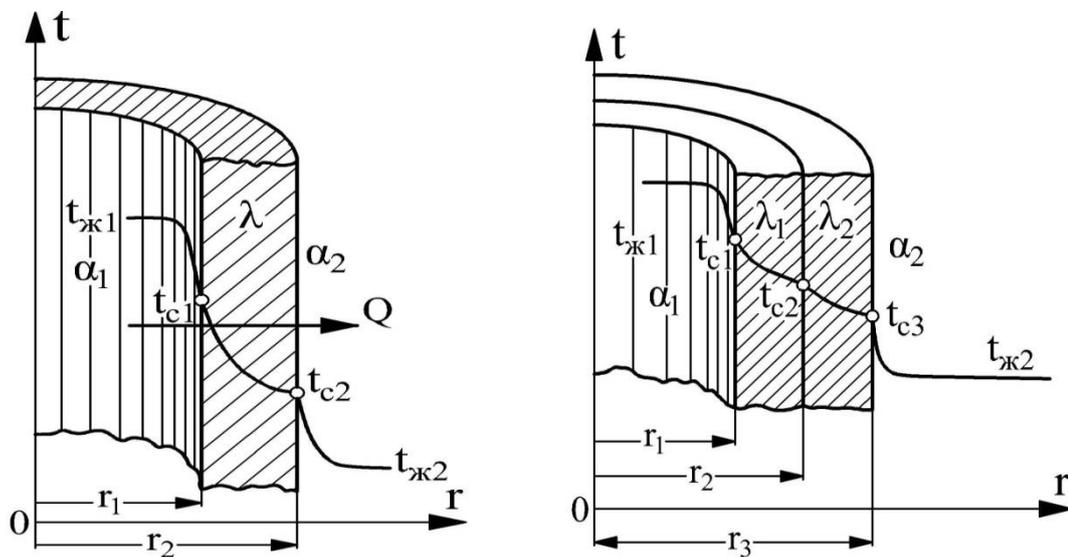


Рис. 20.2. Теплопередача через однослойную и двухслойную цилиндрическую стенку

Линейный коэффициент теплопередачи для двухслойной цилиндрической стенки (рис. 20.2) вычисляется из уравнения

$$K_\ell = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_3}}.$$

Тогда, коэффициент теплопередачи для  $n$ -слойной цилиндрической стенки

$$K_{\ell} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2 \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}.$$

Неизвестные температуры стенки определяются из уравнений:

$$\begin{aligned} t_{C1} &= t_{Ж1} - \frac{q_{\ell}}{\pi} \frac{1}{\alpha_1 d_1}; \\ t_{C2} &= t_{Ж1} - \frac{q_{\ell}}{\pi} \left( \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2 \lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} \right); \\ t_{C3} &= t_{Ж2} + \frac{q_{\ell}}{\pi} \frac{1}{\alpha_2 d_3}. \end{aligned}$$

Расчетные формулы теплопередачи для труб довольно громоздки, поэтому при практических расчетах применяются некоторые упрощения. Если толщина стенки не очень велика, то в расчетах применяется формула для плоской стенки

$$q_{\ell} = K \pi d_x (t_{Ж1} - t_{Ж2}) = \frac{\pi d_x (t_{Ж1} - t_{Ж2})}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где  $K$  — коэффициент теплопередачи для плоской стенки;  $d_x$  — средний диаметр стенки;  $\delta$  — толщина стенки, равная полуразности диаметров.

### 20.3. Теплопередача через ребристую поверхность

При теплопередаче через плоскую стенку термическое сопротивление определяется через  $1/\alpha_1$  и  $1/\alpha_2$ . При теплопередаче через цилиндрическую поверхность термическое сопротивление зависит не только от  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , но и диаметров, т. е.  $1/\alpha_1 d_1$  и  $1/\alpha_2 d_2$ . Из этого следует, что увеличивая поверхность путем *ребрения*, можно существенно уменьшить ее общее термическое сопротивление и тем самым *интенсифицировать* процесс теплопередачи.

Рассмотрим плоскую ребристую стенку толщиной  $\delta$  и с коэффициентом теплопроводности  $\lambda$  (рис.20.3).

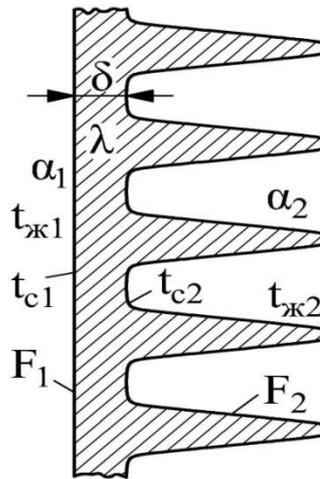


Рис. 20.3. Теплопередача через ребристую стенку

Одна сторона стенки снабжена ребрами с поверхностью  $F_2$ , а другая поверхность  $F_1$  – гладкая.

Известны температуры:  $t_{ж1}, t_{c1}, t_{c2}, t_{ж2}$ . При этом  $\alpha_1 \gg \alpha_2$ .

При установившемся тепловом состоянии системы количество переданной теплоты  $Q$  находится из уравнений:

$$Q = \alpha_1 F_1 (t_{ж1} - t_{c1});$$

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} F_1 (t_{c1} - t_{c2});$$

$$Q = \alpha_2 F_2 (t_{c2} - t_{ж2}).$$

Отсюда частные температурные напоры соответственно равны:

$$t_{ж1} - t_{c1} = Q \frac{1}{\alpha_1 F_1};$$

$$t_{c1} - t_{c2} = Q \frac{\delta}{\lambda} \frac{1}{F_1};$$

$$t_{c2} - t_{ж2} = Q \frac{1}{\alpha_2 F_2}.$$

Выполнив ряд преобразований, имеем

$$\begin{aligned} Q &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{1}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}} (t_{ж1} - t_{ж2}) = \\ &= K_p (t_{ж1} - t_{ж2}), \end{aligned}$$

где

$$K_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{1}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}}.$$

Если расчет вести на единицу гладкой поверхности, то уравнения запишутся в виде

$$q_1 = \frac{Q}{F_1} = K_1 (t_{ж1} - t_{ж2});$$

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{F_1}{F_2}}.$$

Если расчет вести на единицу оребренной поверхности, то расчетные уравнения примут вид

$$q_2 = \frac{Q}{F_2} = K_2 (t_{ж1} - t_{ж2}),$$

где

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{F_2}{F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Отношение площадей оребренной поверхности  $F_2$  к гладкой  $F_1$  называется *коэффициентом оребрения*  $\varphi_{ор} = F_2/F_1 = 2 - 15$ .

Оребрение поверхностей нагрева применяется как для выравнивания термических сопротивлений, так и для интенсификации теплопередачи в целом. Иногда оребрение производится с обеих сторон, так делают в тех случаях, когда требуется уменьшить размеры теплообменника, а значения коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  малы.

## 20.4. Тепловая изоляция

Чтобы снизить коэффициент теплопередачи следует увеличить одно из термических сопротивлений. В большинстве случаев это достигается путем нанесения на стенку слоя тепловой изоляции.

### *Виды изоляции*

*Тепловой изоляцией* называется покрытие, которое способствует снижению потерь теплоты в окружающую среду.

Назначение изоляции:

- экономия топлива;
- создание возможности осуществления технологических процессов;
- создание санитарных условий труда.

Для тепловой изоляции могут применяться любые материалы с низкой теплопроводностью.

*Изоляционными материалами* называются материалы с теплопроводностью  $\lambda < 0,2$  Вт/(м · °С) при температурах  $t = 50–100$ °С.

*Естественные изоляционные материалы:* асбест, слюда, дерево, пробка, опилки, торф, земля и др.

*Искусственные изоляционные материалы:*

- шлаковая вата (получается из расплавленного шлака, который разбивается струей пара);
- зонолит (получается из вермикулита путем прокаливании его при температурах 700–800 °С);
- асбослюда (смесь асбеста и слюдяной мелочи);
- совелит – продукт химического производства;

- альфолевая изоляция (экранирование алюминиевой фольгой с использованием воздуха).

*Свойства изоляционных материалов:*

- пористость, чем выше пористость, тем ниже теплопроводность;
- механические свойства;
- способность поглощать воду и выдерживать высокую температуру.

Если температура изолированного объекта высока (паропроводы, трубопроводы теплотрассы), то применяется многослойная изоляция. При насыщении изоляционного материала влагой теплопроводность резко возрастает, а теплоизоляционные свойства резко снижаются.

При теплоотдаче в условиях свободной конвекции и температуре окружающей среды около 20 °С толщину изоляции трубопровода с точностью до 3–5 % можно определить по формуле [5]

$$\delta_{\text{из}} = 2,75 \frac{d_1^{1,2} \lambda_{\text{из}}^{1,35} t_{\text{C1}}^{1,73}}{q_{\ell}^{1,5}},$$

где  $\delta_{\text{из}}$  – толщина изоляции, мм;  $d_1$  – диаметр трубопровода, мм;  $t_{\text{C1}}$  – температура стенки;  $\lambda_{\text{из}}$  – коэффициент теплопроводности изоляции;  $q_{\ell}$  – линейная плотность теплового потока.

### ***Условия рационального выбора материала для тепловой изоляции трубопровода***

При наложении тепловой изоляции на трубопровод тепловые потери снижаются непропорционально толщине изоляции. Это связано

с тем, что увеличивается внешняя поверхность и теплоотвод уменьшается.

Анализ показывает, что материал выбран правильно, если соблюдается неравенство [1, 3, 5]

$$\lambda_{\text{из}} < (\alpha_2 d_2) / 2,$$

где  $d_2$  – наружный диаметр трубопровода;  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности к окружающей среде.

Приведенное условие можно понять, если рассмотреть общее термическое сопротивление теплопередачи трубопровода, на который наложен слой изоляции:

без изоляции

$$R_{\ell 0} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2 \lambda_c} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2};$$

с изоляцией

$$R_{\ell \text{из}} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2 \lambda_c} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2 \lambda_{\text{из}}} \ln \frac{d_{\text{из}}}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_{\text{из}}}.$$

Из их сравнения видно, что термическое сопротивление изменилось на величину

$$\Delta R_{\ell \text{из}} = R_{\ell \text{из}} - R_{\ell 0};$$

$$\Delta R_{\ell \text{из}} = \frac{1}{2 \lambda_{\text{из}}} \ln \frac{d_{\text{из}}}{d_2} - \frac{1}{\alpha_2} \left( \frac{1}{d_2} - \frac{1}{d_{\text{из}}} \right). \quad (a)$$

Это соотношение показывает, что при наличии изоляции термическое сопротивление слоя изоляции

$$R_{\text{из}} = \frac{1}{2 \lambda_{\text{из}}} \ln \frac{d_{\text{из}}}{d_2}$$

возрастает и способствует снижению потерь теплоты, но одновременно термическое сопротивление теплоотдачи в окружающую среду  $\alpha_2$  уменьшается на величину

$$R_{\alpha} = \frac{1}{\alpha_2} \left( \frac{1}{d_2} - \frac{1}{d_{\text{из}}} \right),$$

что связано с увеличением внешней поверхности ( $d_{\text{из}} > d_2$ ).

Для снижения тепловых потерь нужно, чтобы термическое сопротивление трубопровода с изоляцией  $R_{\ell \text{ из}}$  было выше, чем без изоляции  $R_{\ell 0}$ , т. е.

$$\Delta R_{\ell \text{ из}} = R_{\ell \text{ из}} - R_{\ell 0} > 0. \quad (б)$$

Подставляя в соотношение (б) значение  $\Delta R_{\ell \text{ из}}$  из соотношения (а) и решая неравенство относительно  $\lambda_{\text{из}}$ , получим

$$\lambda_{\text{из}} < \frac{1}{2} \alpha_2 d_2 K,$$

где

$$K = \frac{\ln \frac{d_{\text{из}}}{d_2}}{1 - \frac{d_2}{d_{\text{из}}}} - \text{безразмерный числовой коэффициент, наименьшее}$$

значение которого равно 1 при  $d_{\text{из}} \rightarrow d_2$ .

$$\text{Следовательно, } K = \frac{d_{\text{из}}}{d_2} \rightarrow 1.$$

Основное условие рационального подбора материала для тепловой изоляции трубопровода запишется в виде неравенства

$$\lambda_{\text{из}} < (\alpha_2 d_2) / 2.$$

Если это условие не выполнено, то при нанесении изоляции на трубопровод тепловые потери не будут снижаться, а, наоборот, будут расти. При некоторой толщине слоя материала потери достигнут максимума, и лишь при еще более толстом слое начнут постепенно снижаться.

Диаметр изоляции  $d'_{из}$  определяется из соотношения

$$d'_{из} = 2 \frac{\lambda'_{из}}{\alpha_2},$$

его часто называют *критическим* диаметром тепловой изоляции.

В этом уравнении соотношение

$$\lambda'_{из} > \frac{\alpha_2 d_2}{2}$$

показывает, что материал изоляции выбран неверно.

## 20.5. Интенсификация теплопередачи

При решении практических задач теплопередачи в одних случаях требуется интенсифицировать процесс, в других – затормозить.

В соответствии с уравнением

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

чтобы увеличить значение коэффициента теплопередачи  $K$ , надо уменьшить термическое сопротивление слоя  $\delta/\lambda$  и увеличить коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , а также коэффициент лучистого теплообмена  $\alpha_L$ . Термическое сопротивление стенки  $\delta/\lambda$

можно уменьшить путем уменьшения толщины стенки  $\delta$  и увеличения теплопроводности  $\lambda$  материала.

Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  могут быть увеличены путем интенсификации теплообмена за счет перемешивания жидкостей и повышения скоростей теплоносителей. При тепловом излучении увеличить коэффициент лучистого теплообмена  $\alpha_L$  можно за счет повышения степени черноты материала  $\varepsilon$  и увеличения абсолютной температуры  $T$  излучающей поверхности.

Рассмотрим, как зависит  $K$  от коэффициентов  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ . Для простоты представим теплопередачу через плоскую стенку. Если пренебречь термическим сопротивлением стенки (например, для газо-газового теплообменника), т. е. положить, что  $\delta/\lambda = 0$ , то получим

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

откуда следует, что  $K$  всегда меньше самого малого из коэффициентов  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ .

Если  $\alpha_1 = 5000$  и  $\alpha_2 = 50$  Вт / (м<sup>2</sup> · °С), то  $K = 49,5$  Вт / (м<sup>2</sup> · °С), т. е.  $K < \alpha_2$ .

Увеличить  $\alpha_2$  можно также путем создания на стенке искусственной шероховатости и повышения скорости теплоносителя. Однако во многих случаях существенное увеличение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_2$  от стенки к воздуху (или наоборот) затруднительно и

неэкономично. Тогда, для увеличения  $K$  теплообменные поверхности с низкой теплоотдачей оребряют.

## Глава 21. НЕСТАЦИОНАРНАЯ ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

*Нестационарными* называются процессы, в которых поле температуры в теле изменяется не только в пространстве, но и во времени. Примерами таких процессов служат нагревание (охлаждение) различных заготовок и изделий, обжиг кирпича, производство стекла, пуск и останов паровых котлов, теплообменных аппаратов, паровых турбин и т. д.

Когда тело внесено в среду с более высокой температурой, то сразу же между средой и телом возникает процесс нестационарного теплообмена, и тело начинает прогреваться. Сначала нагреваются поверхностные слои, но постепенно процесс прогрева распространяется и вглубь тела. О характере изменения температуры тела за время прогрева дают представление кривые на рис. 21.1, *а, б*, где  $t_c$  – температура на поверхности;  $t_0$  – температура в центре тела.

По истечении некоторого времени температура всех частей тела выравнивается и становится равной окружающей среде  $t_{ж}$ , т. е. наступает *тепловое равновесие*.

При нестационарном режиме интенсивность подвода теплоты также непостоянна по времени (рис. 21.1, *в*).

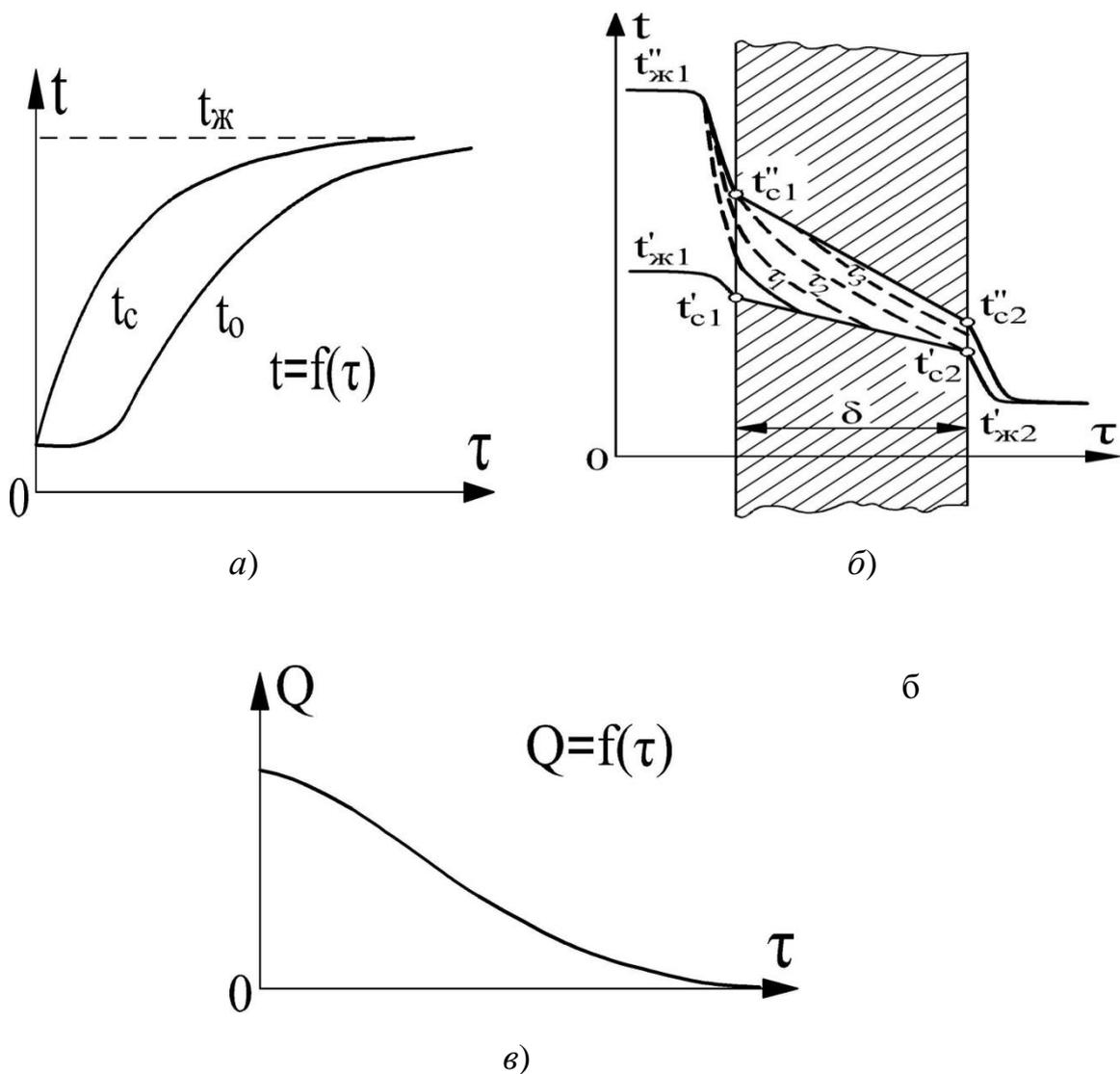


Рис. 21.1 Теплопроводность при нестационарном режиме:

а, б – характер изменения температур; в – характер изменения количества переданной теплоты

По мере прогрева тела интенсивность передачи теплоты постепенно уменьшается и в пределе становится равной нулю. Необходимость расчета теплообмена при нестационарном режиме определяется его значимостью в рабочем процессе многих установок.

## *Граничные условия*

Дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности Фурье для твердых тел имеет вид

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right).$$

Для аналитического решения этого уравнения необходимо задание следующих *краевых условий*:

- *начальное* распределение температуры тела;
- *граничные условия*, т. е. действие на поверхность тела окружающей среды.

*Граничные условия* задаются тремя способами:

1) В граничных условиях *первого рода* задается температура на поверхности  $t_c$ , но неизвестно количество теплоты  $dQ$ , проходящее через элемент поверхности  $dF$ ,

$$dQ = -dF \lambda_c \frac{\partial t}{\partial n};$$

2) в условиях *второго рода* задается количество теплоты, проходящей через поверхность, но неизвестна ее температура  $t_c$ ;

3) В условиях *третьего рода* задаются температура окружающей среды  $t_{ж}$  и коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  между средой и поверхностью. При этом справедливо уравнение

$$dQ = dF \alpha (t_c - t_{ж}).$$

Из двух последних уравнений имеем

$$-\frac{\partial t}{\partial n} = \frac{\alpha}{\lambda_c} (t_c - t_{ж}).$$

### 21.1. Нагрев и охлаждение однородной неограниченной пластины в нестационарных условиях

Теплопроводность однородной неограниченной пластины в нестационарных условиях описывается уравнением Фурье

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2},$$

где  $t$ ,  $x$ ,  $\tau$  – текущие значения температуры пластины, координаты и времени процесса;  $a$  – коэффициент температуропроводности.

Решение данного уравнения при соответствующих начальных и граничных условиях имеет вид [18, 19, 23, 24]

$$t_{ж} - t = \sum_{n=1}^{n \rightarrow \infty} \frac{(t_{ж} - t_c) 2 \sin \mu_n}{\mu_n + \sin \mu_n \cos \mu_n} \times \\ \times \cos (\mu_n x) e^{-\mu_n^2 Fo},$$

где  $t_c$ ,  $t$  – начальная и текущая температура пластины;  $t_{ж}$  – температура жидкости;  $Fo$  – критерий Фурье,

$$Fo = \frac{a \tau}{\delta^2};$$

$\mu_1, \mu_2, \mu_3, \dots, \mu_n$  – корни характеристического уравнения вида

$$\operatorname{ctg} \mu_n = \frac{\mu_n}{\operatorname{Bi}},$$

где  $\operatorname{Bi}$  – критерий Био,

$$\operatorname{Bi} = \frac{\alpha \delta}{\lambda_c};$$

$\delta$  – полутолщина пластины;  $\lambda_c$  – коэффициент теплопроводности стенки;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи.

Результаты аналитического решения представлены графически в работах [5, 8, 24]. Анализ графиков показывает, что когда имеет место очень большая интенсивность подвода теплоты от нагретой жидкости к пластине, то  $\alpha \rightarrow \infty$  и  $\operatorname{Bi} \rightarrow \infty$ . Это означает, что температура пластины сразу становится равной температуре жидкости, а процесс нагрева (охлаждения) определяется физическими свойствами и размерами пластины (*внутренняя задача*).

При небольших значениях коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  температура поверхности пластины почти не отличается от температуры на оси и критерий  $\operatorname{Bi}$  незначителен. Это означает, что температура по толщине пластины распределяется равномерно и кривая температур остается параллельной оси  $X$  для любого момента времени. Касательные и температурные кривые в точках пересечения их с поверхностью должны пересекаться с осью абсцисс в бесконечности.

При значении критерия  $\operatorname{Bi} = 0$  имеем  $X_0 = (1/\operatorname{Bi}) \rightarrow \infty$ .

Для данного случая процесс нагрева или охлаждения пластины определяется интенсивностью теплоотдачи на поверхности пластины. Иначе говоря, процесс выравнивания профиля температуры в пластине происходит интенсивнее, чем отвод теплоты с поверхности (*задача становится внешней*).

И, наконец, когда критерий  $Bi$  находится в пределах от 0,1 до 100, то  $\mu_n$  есть функция от  $Bi$ , т. е. зависит от толщины пластины. В этом случае интенсивность процесса нагревания или охлаждения пластины определяется как внутренними, так и внешними условиями теплообмена.

## **21.2. Аналитическое решение дифференциальных уравнений тепломассопереноса в периоде прогрева полотна в процессе сушки влажного картона или бумаги**

В периоде прогрева материала при *диффузионном механизме* переноса теплоты и влаги уравнения имеют вид [23, 24]:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\varepsilon r}{(1 - \Pi) C_0} \cdot \frac{\partial U}{\partial \tau}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} = a_m \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + a_m \delta_t \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}, \quad (2)$$

где  $x$ ,  $t$ ,  $U$  — текущие значения толщины, температуры и влагосодержания полотна;  $\tau$  — время процесса прогрева;  $\alpha$ ,  $\alpha_m$ ,  $\delta_t$  — коэффициенты температуропроводности, влагопроводности и термоградиентный коэффициент;  $\varepsilon$  — коэффициент фазового перехода;

$\Pi$  – пористость материала;  $C_0$  – теплоемкость абсолютно сухого материала;  $r$  – теплота парообразования.

Графики изменения коэффициентов переноса теплоты и влаги в процессе сушки влажного картона представлены в работах [23, 24].

Перепишем уравнения (1) и (2) в более удобный вид для дальнейшего их исследования:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a_1 \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \mathbf{b}_1 \frac{\partial U}{\partial \tau}; \quad (3)$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} = a_2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \mathbf{b}_2 \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}. \quad (4)$$

где коэффициенты  $a_1, a_2, \mathbf{b}_1, \mathbf{b}_2$  – постоянные в периоде прогрева полотна, соответственно равны:

$$a_1 = a; \quad \mathbf{b}_1 = \frac{\varepsilon \cdot r}{(1 - \Pi) C_0}; \quad a_2 = a_m; \quad \mathbf{b}_2 = a_m \cdot \delta_t.$$

Для периода прогрева полотна картона коэффициенты тепломассопереноса можно принять [23, 24]:

$$\lambda = 0,17445 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С}); \quad C_0 = 1,507248 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С});$$

$$\rho = 700 \text{ кг}/\text{м}^3; \quad \varepsilon = 0,2; \quad r = 2258,2 \text{ кДж}/\text{кг}; \quad \Pi = 0,6;$$

$$a_m = 3,5 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \delta_t = 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ кг влаги}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С}).$$

При этих значениях коэффициентов получим:

$$\begin{aligned} a_1 = a &= \lambda / (C_0 \rho) = 0,17445 / (1,507248 \cdot 10^3 \cdot 700) = \\ &= 0,165 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \end{aligned}$$

$$\mathcal{B}_1 = \frac{\varepsilon \cdot r}{(1-\Pi) C_0} = \frac{0,2 \cdot 2258,2}{(1-0,6) 1,507248} = 749,114 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$a_2 = a_m = 3,5 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\mathcal{B}_2 = a_m \delta_t = 3,5 \cdot 10^{-9} \cdot 1,3 \cdot 10^{-3} = 4,55 \cdot 10^{-12} \text{ м}^2/(\text{с} \cdot \text{ }^\circ\text{C}).$$

Уравнения (3) и (4) решим относительно переменных  $X$  и  $\tau$ .

Из уравнения (3) найдем выражение  $\frac{\partial U}{\partial \tau}$  и приравняем его к уравнению (4)

$$\frac{1}{\mathcal{B}_1} \frac{\partial t}{\partial \tau} - \frac{a_1}{\mathcal{B}_1} \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = a_2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \mathcal{B}_2 \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}.$$

Отсюда имеем

$$\frac{1}{\mathcal{B}_1} \frac{\partial t}{\partial \tau} = \left( \frac{a_1}{\mathcal{B}_1} + \mathcal{B}_2 \right) \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + a_2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2}. \quad (5)$$

Помножим уравнение (3) на  $a_2 \frac{\partial^2 \dots}{\partial x^2}$ , а уравнение (5) на

$\mathcal{B}_1 \frac{\partial \dots}{\partial \tau}$ , затем вычтем из уравнения (3) уравнение (5)

$$a_2 \frac{\partial^3 t}{\partial x^2 \partial \tau} - \frac{\partial^2 t}{\partial \tau^2} = a_1 a_2 \frac{\partial^4 t}{\partial x^4} - \left( \frac{a_1}{\mathcal{B}_1} + \mathcal{B}_2 \right) \mathcal{B}_1 \frac{\partial^3 t}{\partial x^2 \partial \tau}$$

или

$$a_1 a_2 \frac{\partial^4 t}{\partial x^4} + \frac{\partial^2 t}{\partial \tau^2} = \frac{\partial^3 t}{\partial x^2 \partial \tau} (a_1 + \mathcal{B}_1 \mathcal{B}_2 + a_2). \quad (6)$$

Обозначим

$$q_1 = \frac{1}{a_1 a_2}; \quad q_2 = \frac{a_1 + a_2 + \mathcal{B}_1 \mathcal{B}_2}{a_1 a_2}.$$

Подставляя в эти уравнения значения соответствующих коэффициентов, получим:

$$\begin{aligned}
 q_1 &= \frac{1}{a_1 a_2} = \frac{1}{0,165 \cdot 10^{-6} \cdot 3,5 \cdot 10^{-9}} = \\
 &= 1,7316 \cdot 10^{15} \text{ с}^2/\text{м}^4. \\
 q_2 &= \frac{a_1 + a_2 + b_1 b_2}{a_1 a_2} = \\
 &= \frac{165 \cdot 10^{-9} + 3,5 \cdot 10^{-9} + 749,114 \cdot 4,55 \cdot 10^{-12}}{0,165 \cdot 10^{-6} \cdot 3,5 \cdot 10^{-9}} = \\
 &= 2,977 \cdot 10^8 \text{ с}/\text{м}^2.
 \end{aligned}$$

Тогда уравнение (6) запишется в виде

$$\frac{\partial^4 t}{\partial x^4} + q_1 \frac{\partial^2 t}{\partial \tau^2} = q_2 \frac{\partial^3 t}{\partial x^2 \partial \tau}. \quad (7)$$

Сделаем подстановку

$$\theta = \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} - a_0 \frac{\partial t}{\partial \tau}, \quad (8)$$

которая позволяет уравнение (7) свести к выражению

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = a_{00} \frac{\partial \theta}{\partial \tau}.$$

Отсюда получим

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = a_* \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2}, \quad (9)$$

где  $a_* = 1/a_{00}$ .

Уравнение (9) подобно уравнению теплопроводности Фурье при нестационарном процессе и оно решается аналогичным образом, либо с помощью интеграла Пуассона [25–27].

Используем подстановку из уравнения (8)

$$\theta = \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} - a_0 \frac{\partial t}{\partial \tau}.$$

Выразим

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \frac{\partial^4 t}{\partial x^4} - a_0 \frac{\partial^3 t}{\partial x^2 \partial \tau}; \quad (10)$$

$$B \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \left( \frac{\partial^3 t}{\partial x^2 \partial \tau} - a_0 \frac{\partial^2 t}{\partial \tau^2} \right) B; \quad (11)$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = B \frac{\partial \theta}{\partial \tau}.$$

Приравнявая уравнения (10) и (11), получим

$$\frac{\partial^4 t}{\partial x^4} + \frac{\partial^3 t}{\partial x^2 \partial \tau} (-a_0 - B) + a_0 B \frac{\partial^2 t}{\partial \tau^2} = 0. \quad (12)$$

Теперь уравнение (12) сравниваем с уравнением (7). Откуда имеем:

$$B = q_2 - a_0; \quad q_2 = a_0 + B; \quad q_1 = a_0 \cdot B;$$

$$a_0^2 - a_0 q_2 + q_1 = 0.$$

Отсюда

$$a_0 = \frac{q_2}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{q_2^2 - 4 \cdot q_1} =$$

$$= \frac{2,977 \cdot 10^8}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{2,977^2 \cdot 10^{16} - 4 \cdot 1,7316 \cdot 10^{15}},$$

откуда получим

$$a_{01} = 2,917 \cdot 10^8 \text{ c/м}^2; \quad a_{02} = 0,06 \cdot 10^8 \text{ c/м}^2.$$

Найдем решение уравнения (7) относительно температуры полотна

$$\frac{\partial^4 t}{\partial x^4} + q_1 \frac{\partial^2 t}{\partial \tau^2} = q_2 \frac{\partial^3 t}{\partial x^2 \partial \tau}. \quad (7)$$

Будем искать решение уравнения (7) в виде

$$t = \varphi_1(\tau) \cdot \varphi_2(x).$$

Тогда уравнение (7) можно записать

$$\varphi_1(\tau) \varphi_2^{IV}(x) + q_1 \varphi_1^{II}(\tau) \varphi_2(x) = q_2 \varphi_1^I(\tau) \varphi_2^{II}(x). \quad (13)$$

*Переменные не разделились.*

Делим уравнение (13) на произведение  $\varphi_2^{II}(x) \varphi_1(\tau)$  и получаем

$$\frac{\varphi_2^{IV}(x)}{\varphi_2^{II}(x)} + \frac{q_1 \varphi_2(x) \varphi_1^{II}(\tau)}{\varphi_2^{II}(x) \varphi_1(\tau)} = q_2 \frac{\varphi_1^I(\tau)}{\varphi_1(\tau)}. \quad (14)$$

Предположим (гипотеза), что

$$\frac{\varphi_1^I(\tau)}{\varphi_1(\tau)} = K_0 = \text{const}. \quad (15)$$

Тогда решение уравнения (15) будет иметь вид [25–27]:

$$\varphi_1(\tau) = C_0 e^{K_0 \tau}. \quad (16)$$

Из уравнения (15) получим

$$\varphi_1^{\text{II}}(\tau) = K_0 \varphi_1^{\text{I}}(\tau) = K_0^2 \varphi_1(\tau). \quad (17)$$

Подставляя уравнение (17) в уравнение (14), получим

$$\varphi_2^{\text{IV}}(x) + q_1 \varphi_2(x) K_0^2 - q_2 K_0 \varphi_2^{\text{II}}(x) = 0.$$

*Переменные разделились.* Получилось уравнение четвертого порядка.

По правилам решения дифференциального уравнения составляем характеристическое уравнение, заменяя

$$\varphi_2^{\text{IV}}(x) \text{ на } K^4; \quad \varphi_2^{\text{II}}(x) \text{ на } K^2; \quad \varphi_2(x) \text{ на } 1.$$

В результате получим

$$K^4 - K_0 q_2 K^2 + q_1 K_0^2 = 0. \quad (18)$$

Решаем это уравнение и получим уравнение для четырех корней

$$K^2 = K_0 \left[ \frac{q_2}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{q_2^2 - 4 q_1} \right].$$

Учитывая, что  $q_1 \ll q_2^2$ , двумя корнями характеристического уравнения пренебрегаем. Тогда получим

$$\begin{aligned} K^2 &= K_0 \cdot q_2; \quad K = \pm \sqrt{K_0 \cdot q_2} = \pm \sqrt{0,33 \cdot 3 \cdot 10^8} = \\ &= \pm \sqrt{K_0} = 10^4. \end{aligned}$$

Решение имеет вид [25–27]:

$$\varphi_2(x) = C_1 e^{\sqrt{K_0 \cdot q_2} \cdot x} + C_2 e^{-\sqrt{K_0 \cdot q_2} \cdot x}. \quad (19)$$

В приближенном решении используются лишь два корня характеристического уравнения (18). Если использовать все четыре корня для получения точного решения, то корни характеристического уравнения (18) имеют вид:

$$K_{1,2}^2 = 0,9791 K_0; \quad K_{3,4}^2 = 0,0418 K_0;$$

$$\sqrt{K_0} = \pm 0,9895 \cdot 10^4; \quad \sqrt{K_0} = \pm 0,2045 \cdot 10^4;$$

$$q_1 = 0,174 \cdot 10^{16} \text{ c}^2/\text{M}^4; \quad q_2 = 3 \cdot 10^8 \text{ c}/\text{M}^2.$$

Находим коэффициенты  $C_0, C_1, C_2$ , необходимые для решения системы уравнений (16) и (19).

По экспериментальным данным [23, 24] имеем:

при  $\tau = 0$  с и  $x = 0$  имеем  $t = 15$  °С, тогда из уравнений (16) и (19)

$$C_0 (C_1 + C_2) = 15; \quad (20)$$

при  $\tau = 5$  с и  $x = 0$  температура на одной поверхности полотна  $t = 80$  °С;

при  $\tau = 5$  с и  $x = 0,33$  мм температура на оси симметрии полотна  $t = 63$  °С;

при  $\tau = 5$  с и  $x = 0,66$  мм температура на другой поверхности полотна  $t = 80$  °С.

Отсюда из уравнений (16) и (19) следует:

при  $\tau = 5$  с и  $x = 0$

$$C_0 e^{5 K_0} (C_1 + C_2) = 80; \quad (21)$$

при  $\tau = 5$  с и  $x = 0,66$  мм

$$C_0 e^{5 K_0} (C_1 e^{\sqrt{a_0} 0,66} + C_2 e^{-\sqrt{a_0} 0,66}) = 80; \quad (22)$$

при  $\tau = 5$  с и  $x = 0,33$  мм

$$C_0 e^{5 K_0} (C_1 e^{\sqrt{a_0} 0,33} + C_2 e^{-\sqrt{a_0} 0,33}) = 63; \quad (23)$$

Разделим уравнение (21) на (20), тогда получим  $e^{5 K_0} = \frac{80}{15}$ ,

отсюда имеем  $K_0 = 0,335$ .

Разделим уравнения (22) на (21) и (23) на (21), тогда получим

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{1 - e^{-b}}{e^b - 1}; \quad (24)$$

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{\frac{63}{80} - e^{-b/2}}{e^{b/2} - \frac{63}{80}}, \quad (25)$$

где  $b = \sqrt{K_0 \cdot q_2} \cdot 0,66$ .

Отсюда видно, что левые части уравнений равны, следовательно, равны друг другу и правые части.

Численно найдено решение  $b = 1,45$ ; тогда  $\sqrt{K_0 \cdot q_2} = 2,2$ .

Из уравнения (24) получим

$$C_1 = 0,23457 C_2.$$

Из уравнения (21) имеем

$$C_0 C_2 = 12,15.$$

Окончательная формула для приближенного расчета температуры полотна в периоде его прогрева имеет вид

$$t = 12,15 e^{K_0 \cdot \tau} (0,235 e^{2,2 \cdot x} + e^{-2,2 \cdot x}). \quad (26)$$

Результаты численного расчета по этой формуле удовлетворительно совпадают с результатами экспериментов [23, 24].

Следовательно, формула справедлива для расчета температуры полотна картона  $t$  в процессе его прогрева. Для других материалов она будет также справедлива, но коэффициенты будут другие; и их следует предварительно подсчитать по этой же методике.

Аналитическим путем найдем теперь решение уравнения (4) относительно  $U(x, \tau)$ . Рассмотрим уравнения (3) и (4).

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a_1 \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \mathbf{b}_1 \frac{\partial U}{\partial \tau};$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} = a_2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \mathbf{b}_2 \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}.$$

Из совместного решения уравнений (3) и (4) имеем:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = \frac{1}{a_1} \frac{\partial t}{\partial \tau} - \frac{\mathbf{b}_1}{a_1} \frac{\partial U}{\partial \tau} = \frac{1}{\mathbf{b}_2} \frac{\partial U}{\partial \tau} - \frac{a_2}{\mathbf{b}_2} \frac{\partial^2 U}{\partial x^2};$$

$$\frac{1}{a_1} \frac{\partial t}{\partial \tau} = \left( \frac{\mathbf{b}_1}{a_1} + \frac{1}{\mathbf{b}_2} \right) \frac{\partial U}{\partial \tau} - \frac{a_2}{\mathbf{b}_2} \frac{\partial^2 U}{\partial x^2};$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial t}{\partial \tau} &= \left( \mathfrak{b}_1 + \frac{a_1}{\mathfrak{b}_2} \right) \frac{\partial U}{\partial \tau} - \frac{a_1 a_2}{\mathfrak{b}_2} \frac{\partial^2 U}{\partial x^2}; \\
\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} &= \frac{1}{\mathfrak{b}_2} \frac{\partial U}{\partial \tau} - \frac{a_2}{\mathfrak{b}_2} \frac{\partial^2 U}{\partial x^2}; \\
\left( \mathfrak{b}_1 + \frac{a_1}{\mathfrak{b}_2} \right) \frac{\partial^3 U}{\partial \tau \partial x^2} - \frac{a_1 a_2}{\mathfrak{b}_2} \frac{\partial^4 U}{\partial x^4} &= \\
&= \frac{1}{\mathfrak{b}_2} \frac{\partial^2 U}{\partial \tau^2} - \frac{a_2}{\mathfrak{b}_2} \frac{\partial^3 U}{\partial x^2 \partial \tau}; \\
\frac{a_1 a_2}{\mathfrak{b}_2} \frac{\partial^4 U}{\partial x^4} + \frac{\partial^3 U}{\partial x^2 \partial \tau} \left( -\frac{a_2}{\mathfrak{b}_2} - \mathfrak{b}_1 - \frac{a_1}{\mathfrak{b}_2} \right) + \frac{1}{\mathfrak{b}_2} \frac{\partial^2 U}{\partial \tau^2} &= 0; \\
\frac{a_1 a_2}{\mathfrak{b}_2} \frac{\partial^4 U}{\partial x^4} - \left( \frac{a_1 + a_2}{\mathfrak{b}_2} + \mathfrak{b}_1 \right) \frac{\partial^3 U}{\partial x^2 \partial \tau} + \frac{1}{\mathfrak{b}_2} \frac{\partial^2 U}{\partial \tau^2} &= 0; \\
a_1 a_2 \frac{\partial^4 U}{\partial x^4} - \left( a_1 + a_2 + \mathfrak{b}_1 \mathfrak{b}_2 \right) \frac{\partial^3 U}{\partial x^2 \partial \tau} + \frac{\partial^2 U}{\partial \tau^2} &= 0; \\
\frac{\partial^4 U}{\partial x^4} - q_2 \frac{\partial^3 U}{\partial x^2 \partial \tau} + q_1 \frac{\partial^2 U}{\partial \tau^2} &= 0; \tag{27}
\end{aligned}$$

Получили уравнение (27) для вычисления влагосодержания полотна  $U$  в зависимости от координаты  $x$  и времени процесса  $\tau$ , аналогичное уравнению (7) для вычисления температуры полотна  $t$

от этих же параметров. Отличие будет в начальных и граничных условиях и в коэффициентах  $C_0, C_1, C_2$ , которые входят в решение уравнений.

Найдем теперь решение уравнения (27) для влагосодержания полотна в периоде его прогрева  $U$  от времени процесса  $\tau$  и координаты  $x$ . Представим решение в виде

$$U = \Psi_1(\tau) \cdot \Psi_2(x).$$

Продельываем те же операции, что мы делали с уравнением (7), из которого определяли температуру полотна  $t$  в процессе его прогрева, и предположим, что

$$\frac{\Psi_1^I(\tau)}{\Psi_1(\tau)} = K_0 = \text{const.}$$

Из [25–27] известно, что если  $K_0 > 0$ , то функция  $\Psi_1(\tau)$  будет возрастать, что противоречит опытным данным. Следовательно,  $K_0 < 0$ , а это означает, что переменные  $\Psi_2(x)$  хоть и разделились, но характеристическое уравнение содержит чисто мнимые корни. Поэтому общее решение уравнения (27) в виде системы  $\Psi_1(\tau)$  и  $\Psi_2(x)$  можно записать в виде

$$\Psi_1(\tau) = C_0 e^{K_0 \tau}; \quad (28)$$

$$\Psi_2(x) = C_1 \cos(n x) + C_2 \sin(n x). \quad (29)$$

Контрольные точки решения [16]:

$\tau = 0, x = 0$  и  $\tau = 5 \text{ с}, x_1 = 0,33 \text{ мм}; x_2 = 0,66 \text{ мм}; x_3 = 0 \text{ мм}.$

Составляем уравнения:

при  $\tau = 0$  и  $x = 0$  получаем

$$C_0 \cdot C_1 = 1,38; \quad (30)$$

при  $\tau = 5$  с и  $x = 0$  получаем

$$C_0 \cdot C_1 \cdot e^{5 K_0} = 1,32. \quad (31)$$

Произведем деление уравнения (31) на уравнение (30), тогда получим

$$e^{5 K_0} = \frac{1,32}{1,38},$$

отсюда имеем  $K_0 = -0,00889$ .

Составляем уравнения при  $\tau = 5$  с;  $x_1 = 0,33$  мм;  $x_2 = 0,66$  мм.

Уравнения имеют вид

при  $x_2 = 0,66$  мм

$$C_0 \cdot e^{5 K_0} (C_1 \cos b + C_2 \sin b) = 1,32; \quad (32)$$

при  $x_1 = 0,33$  мм

$$C_0 \cdot e^{5 K_0} (C_1 \cos \frac{b}{2} + C_2 \sin \frac{b}{2}) = 1,38. \quad (33)$$

*Нахождение значения  $b$ .*

Делим уравнение (33) на уравнение (32), получаем

$$\frac{C_1 \cos \frac{b}{2} + C_2 \sin \frac{b}{2}}{C_1 \cos b + C_2 \sin b} = K = \frac{1,38}{1,32} = 1,0454,$$

отсюда имеем

$$C_1 \left( \cos \frac{b}{2} - K \cos b \right) = C_2 \left( K \sin b - \sin \frac{b}{2} \right);$$

или

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{K \sin b - \sin \frac{b}{2}}{\cos \frac{b}{2} - K \cos b}. \quad (34)$$

С другой стороны, разделив уравнение (32) на уравнение (31), получим

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{\sin b}{1 - \cos b}. \quad (35)$$

В уравнениях (34) и (35) левые стороны равны, будут равны и правые стороны. Отсюда имеем

$$\sin b \left( K - \cos \frac{b}{2} \right) = \sin \frac{b}{2} (1 - \cos b);$$

$$\sin b \cos \frac{b}{2} - \sin \frac{b}{2} \cos b = K \sin b - \sin \frac{b}{2}.$$

Применяя формулу

$$\sin b = 2 \sin \frac{b}{2} \cos \frac{b}{2},$$

окончательно получим

$$\cos \frac{b}{2} = \frac{1}{K},$$

отсюда имеем  $b = 0,591 \approx 0,59$ .

Окончательная приближенная формула примет вид

$$U = e^{K_0 \tau} [1,38 \cos(n x) + 0,4194 \sin(n x)]. \quad (36)$$

Здесь учтено, что

$$K_0 = -0,00889; C_0 \cdot C_1 = 1,38;$$

$$C_2 = 0,3039 C_1; \quad (37)$$

$$C_0 \cdot C_2 = C_0 \cdot C_1 \cdot 0,3039 = 0,4194;$$

$$b = 0,66 \cdot n; \quad b = 0,59; \quad n = 0,8939.$$

Проследим как получена формула (37)?

Делим уравнение (32) на уравнение (31) и получаем

$$C_2 = \frac{1 - \cos b}{\sin b} C_1,$$

Но  $b$  уже найдено ( $b = 0,59$ ). Поэтому получили формулу (37).

*Расчет  $b$ .*

Выведена следующая формула:

$$\sin \frac{b}{2} \cos b - \sin b \cos \frac{b}{2} = \sin \frac{b}{2} - K \sin b, \quad (38)$$

отсюда  $K = \frac{1,38}{1,32} = 1,0454.$

Уравнение (38) удалось резко упростить, но его надо еще проверить.

Число  $b$  найдено численно:

$$b = 1 - 0,4794 \neq 0,400;$$

$$b = 0,8 - 0,39 \neq 0,36;$$

$$b = 0,6 - 0,30 \neq 0,295;$$

$$b = 0,59 - 0,29 = 0,291, \text{ следовательно, } b = 0,59.$$

Итак, получено:

$$b = 0,59; \quad K_0 = - 0,00889; \quad K = \frac{1,38}{1,32} = 1,0455;$$

$$C_2 = 0,3039 C_1; \quad C_0 \cdot C_1 = 1,38;$$

$$C_0 \cdot C_2 = C_0 \cdot C_1 \cdot 0,3039 = 0,4194.$$

Окончательно получим приближенное выражение:

$$U = e^{K_0 \tau} [1,38 \cos (n x) + 0,4194 \sin (n x)], \quad (39)$$

где  $b = 0,66 \cdot n$ ;  $b = 0,59$ ;  $n = 0,8939$ .

Произведем расчет влагосодержания полотна по формуле (39).

Пусть  $x = 0,66$  мм;  $K_0 = - 0,00889$ ;  $0 < \tau < 20$  с.

Тогда получим *приближенное уравнение для вычисления влагосодержания полотна картона в периоде его прогрева*

$$U = e^{K_0 \tau} (1,38 \cos 0,591 + 0,4194 \sin 0,591). \quad (40)$$

По уравнению (40) произведем численный расчет влагосодержания полотна в процесса его прогрева  $U$  при различном значении времени процесса  $\tau$ :

при  $\tau = 0$  с, получим  $U = 1,38$  кг/кг;

при  $\tau = 5$  с, получим  $U = 1,32$  кг/кг;

при  $\tau = 6$  с, получим  $U = 1,31$  кг/кг;

при  $\tau = 7$  с, получим  $U = 1,30$  кг/кг;

при  $\tau = 10$  с, получим  $U = 1,26$  кг/кг;

при  $\tau = 20$  с, получим  $U = 1,17$  кг/кг.

Полученные численные результаты расчета удовлетворительно совпадают с результатами экспериментов [23, 24]. Следовательно, формула (40) справедлива для прогрева полотна картона. Для других материалов она будет также справедлива, но коэффициенты будут другие. Их следует предварительно подсчитать по этой же методике.

Из равенства уравнений (24) и (25) получим

$$\frac{e^b - e^{-b}}{e^{b/2} - e^{-b/2}} = \frac{2}{m}; \quad m = \frac{63}{80}.$$

Решаем это уравнение.

Обозначим  $e^{b/2} = x$ , тогда получим

$$\frac{x^2 - \frac{1}{x^2}}{x - \frac{1}{x}} = \frac{2}{m};$$

$$\frac{x^4 - 1}{x^2 - 1} \cdot \frac{x}{x^2} = \frac{2}{m};$$

$$\frac{x^2 + 1}{x} = \frac{2}{m},$$

отсюда

$$x^2 - \frac{2}{m}x + 1 = 0.$$

Решаем

$$x = \frac{1}{m} \pm \frac{1}{m} \sqrt{1 - m^2};$$

$$x_1 = \frac{1 + \sqrt{1 - m^2}}{m} = 2,053 = e^{b/2}.$$

Откуда  $b = 1,44$ .

Другой корень  $x_2 = 0,49$ ;  $b = -0,713$  – не подходит.

Рабочие формулы:

$$\text{при } x = 0,66 \text{ мм}; \quad t = 15,041 e^{0,335 \cdot \tau};$$

$$\text{при } x = 0,33 \text{ мм}; \quad t = 11,76 e^{0,335 \cdot \tau};$$

$$\text{при } x = 0,66 \text{ мм}; \quad U = 1,38 e^{-0,00889 \cdot \tau};$$

$$\text{при } x = 0,33 \text{ мм}; \quad U = 1,44 e^{-0,00889 \cdot \tau}.$$

По этим формулам произведем численные расчеты и выведем для периода прогрева полотна картона зависимость изменения температуры полотна от изменения влагосодержания материала и затем сравним результаты расчета с экспериментальными данными [23, 24].

Произведем численные расчеты температуры  $t$  и влагосодержания полотна  $U$  в периоде прогрева полотна картона при различных значениях толщины материала  $x$  (на поверхности и на оси симметрии полотна) в различные периоды времени  $\tau$ :

$$\begin{aligned} &x = 0,66 \text{ мм}; \quad x = 0,33 \text{ мм}; \quad x = 0,66 \text{ мм}; \quad x = 0,33 \text{ мм}; \\ \tau = 0 \text{ с}; \quad &t = 15 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t = 11,8 \text{ }^\circ\text{C}; \quad U = 1,38 \text{ кг/кг}; \quad U = 1,44 \text{ кг/кг}; \\ \tau = 1 \text{ с}; \quad &t = 21 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t = 16,4 \text{ }^\circ\text{C}; \quad U = 1,37 \text{ кг/кг}; \quad U = 1,42 \text{ кг/кг}; \\ \tau = 2 \text{ с}; \quad &t = 30 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t = 23,0 \text{ }^\circ\text{C}; \quad U = 1,35 \text{ кг/кг}; \quad U = 1,41 \text{ кг/кг}; \\ \tau = 3 \text{ с}; \quad &t = 41 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t = 32,1 \text{ }^\circ\text{C}; \quad U = 1,34 \text{ кг/кг}; \quad U = 1,40 \text{ кг/кг}; \\ \tau = 4 \text{ с}; \quad &t = 57 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t = 44,9 \text{ }^\circ\text{C}; \quad U = 1,33 \text{ кг/кг}; \quad U = 1,39 \text{ кг/кг}; \\ \tau = 5 \text{ с}; \quad &t = 80 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t = 62,8 \text{ }^\circ\text{C}; \quad U = 1,32 \text{ кг/кг}; \quad U = 1,38 \text{ кг/кг}; \\ \tau = 10 \text{ с}; \quad &U = 1,26 \text{ кг/кг}; \quad U = 1,32 \text{ кг/кг}; \end{aligned}$$

$$\tau = 20 \text{ с};$$

$$U = 1,15 \text{ кг/кг}; U = 1,21 \text{ кг/кг}.$$

Результаты расчета удовлетворительно совпадают с экспериментальными данными [23, 24].

## **Глава 22. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ**

*Теплообменным аппаратом* называется устройство, предназначенное для передачи теплоты от одной среды к другой.

Теплообменные аппараты широко используются во многих отраслях промышленности, в том числе и энергетической. Назначение и область их применения весьма разнообразны. Они предназначены для увеличения экономичности энергетического оборудования, повышения его надежности и обеспечения технологических процессов.

*Первую группу* составляют элементы паровых котлов (экономайзеры, воздухоподогреватели, пароперегреватели, расширители, калориферы и пр.), паровых турбин и тепловых электростанций (подогреватели низкого и высокого давления, подогреватели химической очистки воды и прочие), компрессорных установок (воздухоохладители).

*Вторая группа* включает в себя различного рода деаэраторы, подогреватели мазута, водонагреватели, охладители.

*К третьей группе* относятся скрубберы, выпарные установки, сушильные и вентиляционные установки бумагоделательных и картоноделательных машин.

## 22.1. Классификация теплообменных аппаратов

*По способу передачи теплоты* теплообменные аппараты бывают рекуперативные, регенеративные и смесительные.

В *рекуперативных теплообменных аппаратах* передача теплоты от одной среды к другой происходит непрерывно через разделяющую твердую стенку (рис. 22.1 и 22.2).

По *роду применяемых теплоносителей* рекуперативные теплообменные аппараты различают: парожидкостные, жидкостно-жидкостные, газо-жидкостные, газо-газовые.

В *регенеративных теплообменных аппаратах* греющая среда приводится в соприкосновение с твердым телом (или насадкой) и отдает ему теплоту. В последующий период времени в соприкосновение с насадкой приводится нагреваемая среда. В этих аппаратах процесс передачи теплоты осуществляется периодически (рис. 22.3).

В *смесительных теплообменных аппаратах* передача теплоты осуществляется при непосредственном соприкосновении греющей и нагреваемой сред в объеме аппарата (деаэраторы, скрубберы, пароструйные эжекторы, редуционно-охладительные установки).

По *направлению и характеру рабочих сред* теплообменные аппараты разделяют противоточные, прямоточные, перекрестного и смешенного типа, а также однопоточные и многопоточные.

По *характеру температурного режима* теплообменные аппараты делятся на аппараты с установившимся и неустановившимся тепловым режимом.

Наибольшее распространение в промышленности получили рекуперативные кожухотрубные теплообменники, которые имеют

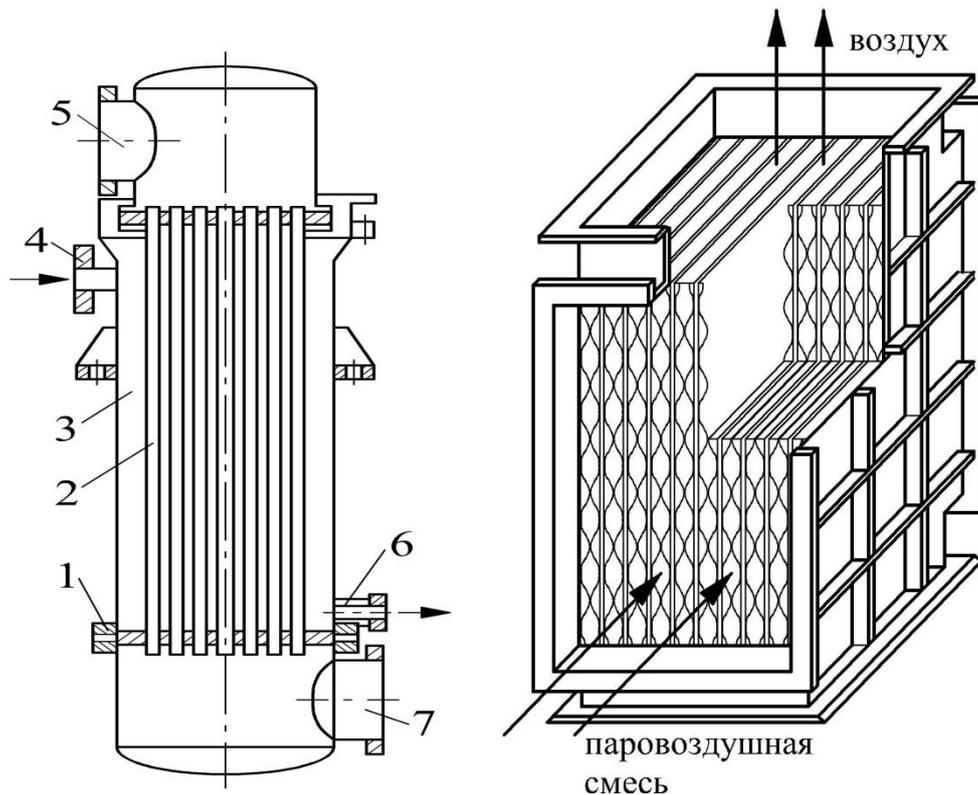


Рис. 22.1. Пароводяной рекуперативный кожухотрубный теплообменник:

1 – трубные доски; 2, 3 – трубная система и кожух; 4, 6 – подвод пара и отвод конденсата; 5, 7 – отвод и подвод нагреваемой жидкости

Рис. 22.2. Газо-газовый теплоуловитель из профильных листов

самостоятельное назначение для передачи теплоты от одного теплоносителя к другому или специальное назначение для осуществления различных теплотехнологических процессов. К аппаратам первого типа относятся устройства для нагрева воды паром, используемой в качестве рабочего тела на тепловых электростанциях, в

отопительных и вентиляционных системах, в теплоутилизационных установках.

На рис. 22.1 показан *рекуперативный кожухотрубный теплообменник*, применяемый в качестве подогревателя воды паром.

Внутри труб аппарата движется нагреваемая вода, а в межтрубном пространстве – конденсирующийся греющий пар. К разряду трубчатых теплообменников относятся также воздухоподогреватели паровых котлов, в которых воздух нагревается удаляемыми из агрегата дымовыми газами. В целях увеличения активной поверхности теплообмена применяют также *аппараты из оребренных труб*. Особенно эффективно оребрение труб в газо-жидкостных теплообменниках. Оребрение труб применяется на стороне движения газового теплоносителя, где имеет место наибольшее термическое сопротивление теплообмену.

Для утилизации низкопотенциальной теплоты влажного воздуха применяют теплообменные *аппараты пластинчатого типа*.

Аппараты состоят из плоских металлических (алюминиевых) коробов, внутри которых движется нагреваемый воздух, а в щелях между ними – влажный воздух. В целях интенсификации теплообмена в газоздушных средах используют компактные теплообменные аппараты из профильных листов, а также другие формы профилирования (см. рис. 22.2) и оребрения поверхностей теплообмена.

В теплообменниках *с промежуточным теплоносителем* теплота от греющей среды к нагреваемой среде переносится потоком мелко-дисперсного материала или жидкости. В ряде случаев промежуточный теплоноситель меняет агрегатное состояние.

Одним из оригинальных устройств, использующих в качестве промежуточного теплоносителя пар и его конденсат, является герметичная труба, заполненная частично жидкостью, а частично паром (рис. 22.4). Такое устройство называется *тепловой трубой*. Она способна передавать большие тепловые мощности (в 1000 раз больше, чем медный стержень тех же размеров). На горячем конце тепловой трубы за счет подвода теплоты испаряется жидкость, а на холодном – конденсируется пар, отдавая выделившуюся теплоту.

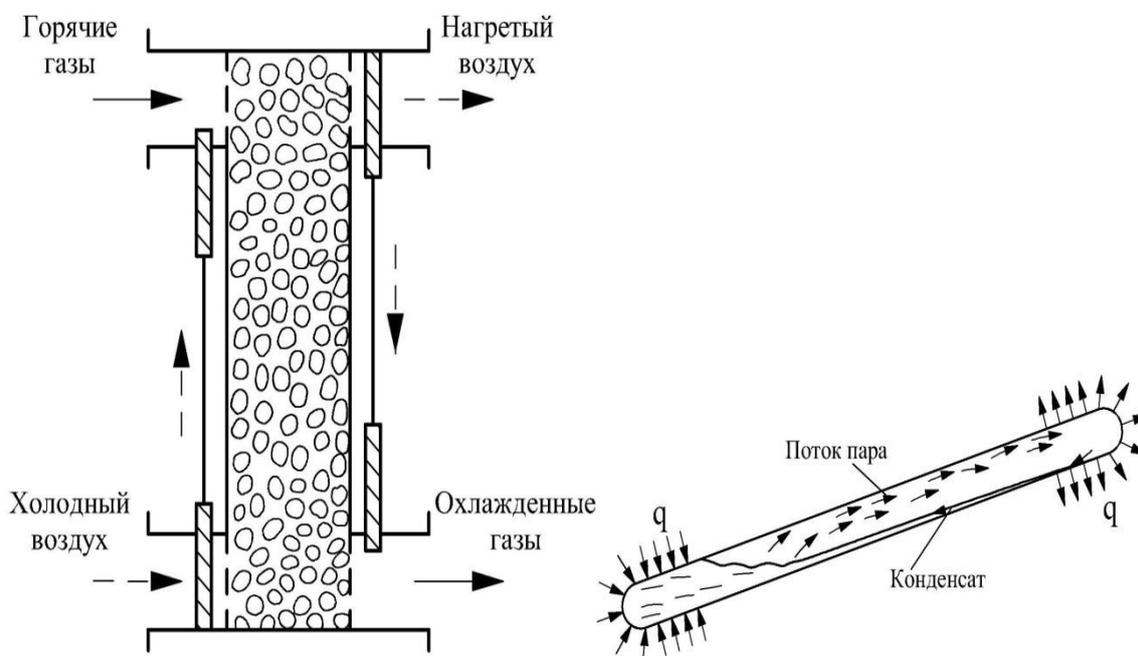


Рис. 22.3. Регенеративный подогреватель воздуха периодического действия с переключением потоков, движущихся через насадку

Рис. 22.4. Схема работы тепловой трубы с возвратом конденсата под действием гравитационных сил (термосифон)

Конденсат возвращается в зону испарения либо самотеком, если холодный конец можно разместить выше горячего, либо за счет использования специальных фитилей, по которым жидкость движется под действием капиллярных сил в любом направлении, даже против сил тяжести.

Практически незаменимы тепловые трубы с фитилями в космосе.

### ***Теплоносители и их физические свойства***

Интенсивность процессов теплопереноса зависит от свойств теплоносителей, характеризующихся теплофизическими параметрами: плотностью  $\rho$ , коэффициентом кинематической вязкости  $\nu$ , теплопроводностью  $\lambda$ , теплоемкостью вещества  $C_p$ , теплотой парообразования  $r$ .

В теплообменных аппаратах используются теплоносители: газообразные, жидкие, водяной пар, воздух, дымовые газы. Наиболее широко применяются вода и водяной пар, физические свойства которых приведены в таблицах [3, 5, 13–22, 28–30].

### ***Выбор скоростей теплоносителей***

С увеличением скорости среды интенсивность теплообмена повышается. Это приводит к уменьшению габаритов, металлоемкости и стоимости теплообменных аппаратов. С другой стороны, увеличение скорости приводит к росту гидравлического сопротивления и увеличению затрат мощности на перекачку теплоносителей, т. е.

к росту эксплуатационных расходов. В теплообменных аппаратах рекомендуются следующие скорости теплоносителей (табл.6).

Таблица 6  
**Рекомендуемые скорости теплоносителей  
 в теплообменных аппаратах**

№ п/п	Теплоноситель	Скорость среды $\omega$ , м/с
1	Маловязкие жидкости (вода, глицерин)	1–3
2	Вязкие масла, растворы солей	0,2–1,0
3	Запыленные газы, воздух	6–12
4	Не запыленные газы	12–16
5	Конденсат	0,5–1,0
6	Водяной пар: насыщенный	30–50
	перегретый	50–70

## 22.2. Основы расчета теплообменных аппаратов

Расчеты теплообменного аппарата – тепловой, конструктивный, гидравлический и прочностной.

Целью *теплого расчета* является определение поверхности теплообмена  $F$ , м<sup>2</sup>, которая рассчитывается по уравнению,

$$F = \frac{Q}{K \Delta t}.$$

Тепловая нагрузка  $Q$  водо-водяного теплообменного аппарата (рис. 22.5, а, б) находится из уравнения теплового баланса

$$Q = G_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) \eta_{\text{и}} = G_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2),$$

где  $W_1 = G_1 c_{p1}$  и  $W_2 = G_2 c_{p2}$  — водяные эквиваленты греющей и нагреваемой среды, кВт/°С.

Для процессов, протекающих с изменением агрегатного состояния одного из теплоносителей (для пароводяного теплообменника), уравнение теплового баланса (рис. 22.6) имеет вид

$$Q = D (i'' - i') \eta_{\text{и}} = G_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2),$$

где  $G_1$ ,  $G_2$ ,  $D$  — массовый расход греющей и нагреваемой среды и греющего пара, кг/с;  $c_{p1}$ ,  $c_{p2}$  — теплоемкости рабочих сред, Дж/(кг · °С);  $t'_1$ ,  $t''_1$ ,  $t'_2$ ,  $t''_2$  — температуры греющей и нагреваемой сред на входе и выходе из аппарата, °С;  $i''$ ,  $i'$  — энтальпия насыщенного пара и конденсата, Дж/кг;  $\eta_{\text{и}}$  — коэффициент использования, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Из уравнения теплового баланса обычно определяют количество греющей среды  $G_1$  или расход пара  $D$ . Коэффициент теплопередачи рассчитывается по уравнению, Вт/(м<sup>2</sup> · °С),

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

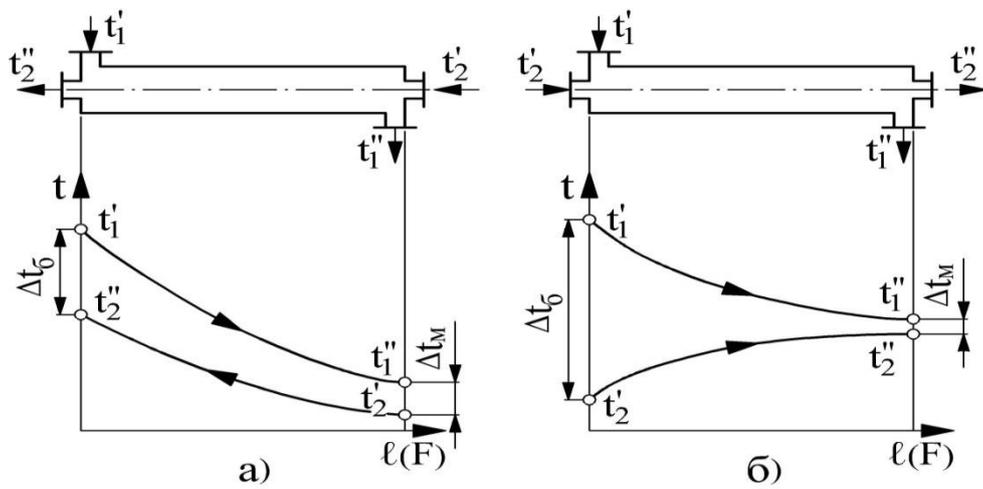


Рис. 22.5. Схемы движения теплоносителей  
 в водо-водяном теплообменнике:  
*a* – противоток; *б* – прямоток

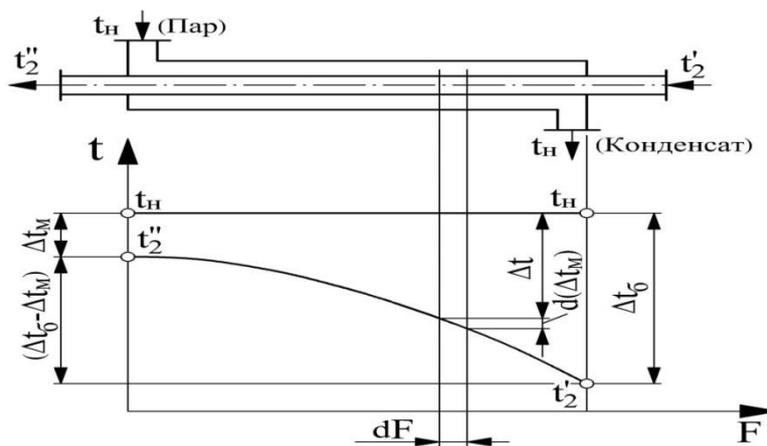


Рис. 22.6. Схемы движения теплоносителей  
 в пароводяном теплообменнике

где  $\delta$  – толщина стенки;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности стенки;  
 $\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты конвективного теплообмена от греющей  
 среды к стенке и от стенки к нагреваемой среде.

Среднеарифметический температурный напор  $\Delta t$  определяется  
 в зависимости от направления движения теплоносителей.

Характер изменения температуры рабочих жидкостей вдоль  
 поверхности нагрева зависит от схемы их движения и соотношения  
 величин  $W_1$  и  $W_2$ . Если в теплообменном аппарате горячая и холодная  
 жидкости протекают параллельно и в одном направлении, то такая  
 схема движения называется *прямоток* (рис. 22.7, а). Если жидкости  
 протекают параллельно, но в прямо противоположном направлении, то  
 это движение – *противоток* (рис. 22.7, б).

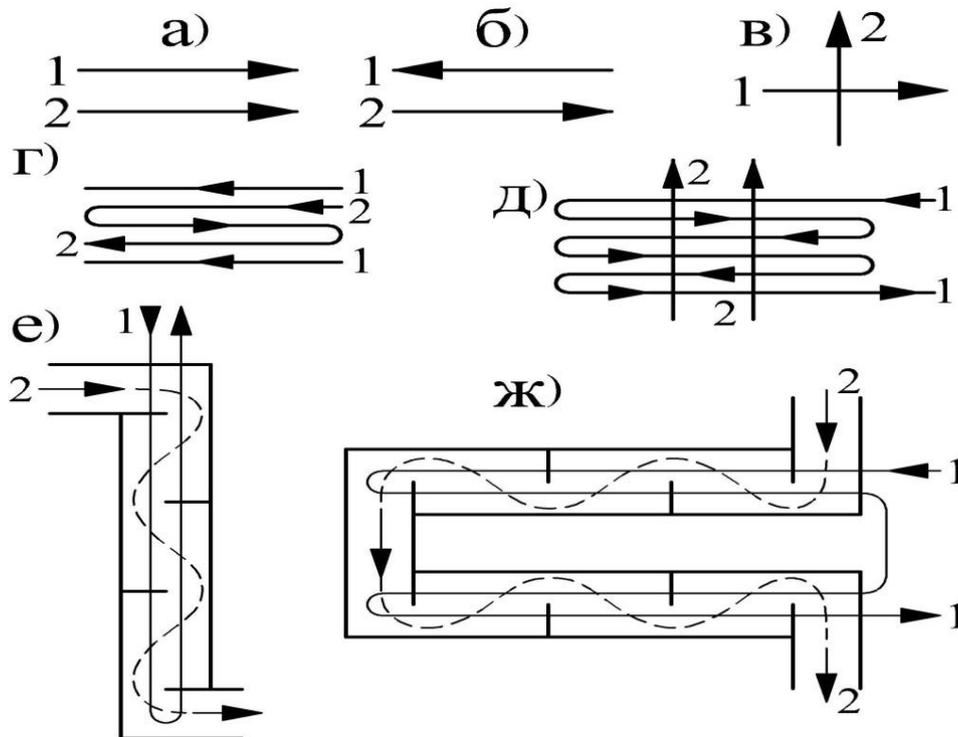


Рис. 22.7. Схемы движения рабочих жидкостей  
 в теплообменных аппаратах

Наконец, если жидкости протекают в перекрестном направлении, то это движение – *перекрестный ток* (рис. 22.7, в). Помимо таких простых схем движения, на практике осуществляются и сложные схемы: одновременно прямоток (рис. 22.7, з), многократно перекрестный ток, (рис. 22.7, д–ж) и т. д. Характер изменения температур представлен на рис. 22.8.

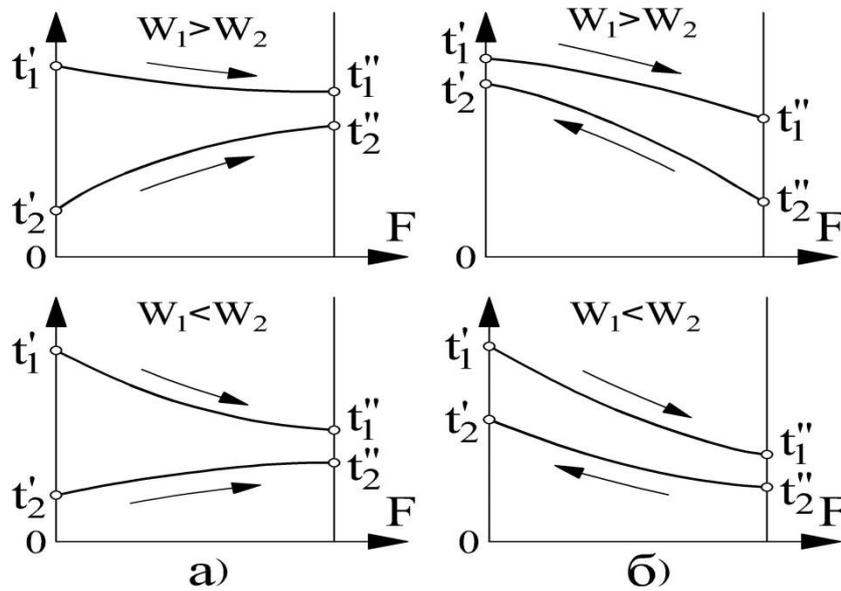


Рис.22.8. Характер изменения температур рабочих жидкостей:  
*а* – прямоток; *б* – противоток

При конденсации водяного пара характер изменения температур теплоносителей представлен на рис 22.6.

При  $\Delta t_{\text{с}} / \Delta t_{\text{м}} > 0,6$  температурный напор в теплообменном аппарате определяется как *среднегеометрический напор* по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{с}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{с}}}{\Delta t_{\text{м}}}}$$

При  $\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}} < 0,6$  температурный напор вычисляется как *среднеарифметический*:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2}.$$

Большой и меньший температурные перепады соответственно равны:

для прямотока  $\Delta t_{\text{б}} = t'_{1} - t''_{2}; \Delta t_{\text{м}} = t''_{1} - t''_{2};$

для противотока  $\Delta t_{\text{б}} = t''_{1} - t'_{2}; \Delta t_{\text{м}} = t'_{1} - t''_{2};$

при конденсации водяного пара

$$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{н.п}} - t'_{2}; \Delta t_{\text{м}} = t_{\text{н.п}} - t''_{2}.$$

При заданной конструкции теплообменного аппарата и известных параметрах теплоносителей выполняется *проверочный расчет*, целью которого является определение тепловой нагрузки и конечных температур рабочих сред.

### ***Конструктивный расчет теплообменного аппарата***

*Конструктивный расчет* теплообменного аппарата заключается в определении основных размеров аппарата, его отдельных узлов и элементов. Проходное сечение для обеспечения принятой скорости теплоносителей определяется из уравнения расхода, кг/с,

$$G = f_{\text{ж.с}} w \rho,$$

где  $f_{\text{ж.с}}$  – живое сечение для прохода теплоносителя, м<sup>2</sup>;  $w$  – скорость среды, м/с;  $\rho$  – плотность среды, кг/м<sup>3</sup>.

На размеры теплообменного аппарата влияет размещение труб в

трубной доске (по вершинам треугольника или по вершинам квадрата) и способы их крепления [5].

### *Гидравлический расчет теплообменного аппарата*

Гидравлический расчет аппарата производится с целью определения потерь напора и затрат энергии на преодоление сопротивления. Общие потери напора  $\Delta P_0$  складываются из потерь на трение  $\Delta P_{\text{тр}}$  и местных сопротивлений  $\Delta P_{\text{м}}$ . Потери напора на трение при продольном течении, Па, рассчитываются по формуле Дарси

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{\ell}{d_{\text{э}}} \frac{\rho w^2}{2},$$

где  $\lambda_{\text{тр}}$  – коэффициент сопротивления трения;  $\ell$  – длина пути теплоносителя;  $d_{\text{э}}$  – эквивалентный диаметр;  $\rho$ ,  $w$  – плотность среды и ее скорость.

Коэффициент сопротивления трения чаще всего находится по формуле Блазиуса

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}.$$

Потери напора на мес  $\rho''$ тные сопротивления, Па, определяются по формуле Вейсбаха

$$\Delta P_{\text{м}} = \sum \psi_i \frac{\rho w^2}{2},$$

где  $\sum \psi_i$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений [29].

## Раздел III. ТОПЛИВО И ТЕОРИЯ ГОРЕНИЯ

### Глава 23. ТОПЛИВО

Одной из характерных особенностей российского топливно-энергетического комплекса является высокий уровень ресурсной обеспеченности всех его отраслей. Российская Федерация занимает примерно 10 % всей суши Земли. На ее территории сосредоточено около 13 % мировых доказанных запасов нефти и конденсата, 25 % запасов угля, 14 % запасов урана и, что особенно важно, свыше 33 % всех мировых доказанных извлекаемых запасов наиболее экологически чистого органического топлива – природного газа [9, 14–16, 35]. На долю России приходится около 12 % технически пригодного для освоения мирового гидроэнергетического потенциала. Российский потенциал нетрадиционных возобновляемых источников энергии огромен.

По прогнозам до 2030 г. основным источником энергии (теплоты) для промышленного использования является органическое ископаемое топливо (твердое, жидкое и газообразное). В настоящее время рост мирового потребления энергии существенно замедляется и составляет ~ 0,7 % в год. В 2030 г. (по прогнозам) в структуре потребления энергии уголь составит ~ 35 %, нефть и газ по ~ 15 %. Из общего количества добываемого топлива более 50 % потребляется в промышленности.

Промышленные теплоэнергетические и теплотехнологические установки работают на природном органическом топливе, основными видами которого являются уголь, мазут и природный газ.

### 23.1. Основные термины и определения

Основными видами энергетического топлива являются уголь, торф, горючие сланцы, природный газ, продукты переработки нефти.

По принципу выделения энергии различают две группы топлива:

- *органическое (химическое) топливо*, выделяющее энергию в результате окисления горючих элементов. В настоящее время органическое топливо является источником 70 % всей вырабатываемой энергии;
- *ядерное топливо*, выделяющее энергию при делении ядер.

При использовании топлива находит применение как выделяемая энергия – теплота, так и его химические свойства, поэтому топливо разделяют на энергетическое и технологическое.

Под *энергетическим топливом* понимают вещества, выделяющие в результате преобразований химической энергии топлива в тепловую энергию, которая используется в промышленных целях. Энергетическое топливо предназначено для сжигания с целью непосредственного получения тепловой энергии или ее преобразования в механическую и (или) электрическую энергии.

*Технологическое топливо* используется в высокотемпературных технологических процессах (нагрев, обжиг, плавление и другие процессы) и в химической переработке для получения искусственного топлива (кокса) и технических продуктов (например, при сжигании кокса в доменных печах используются восстановительные свойства углерода).

По агрегатному состоянию топливо делится на *твердое, жидкое и газообразное*.

По способу добычи или получения топливо разделяют на природное и искусственное. К природным видам относятся натуральные виды топлива: уголь, сланцы, торф, нефть, природные газы. К искусственным твердым топливам относятся: кокс, брикеты угля, древесный уголь. К жидким искусственным топливам можно отнести: мазут, бензин, керосин, соляровое масло, дизельное топливо. К газообразным топливам относятся газы (доменный, генераторный, коксовый, газ подземной газификации).

*Вторичные топливные ресурсы* (биомасса) – дрова, кора и отходы лесной и деревообрабатывающей промышленности, а также продукты, получаемые в различных технологических процессах. Например, в целлюлозно-бумажном производстве – это древесные отходы, черный щелок, лигнин, ил. Твердые отходы сельскохозяйственного производства (солома, навоз и др.) и горючие твердые отходы городов.

*Биомасса* относится к возобновляемым источникам энергии, твердое ископаемое органическое топливо – не возобновляемые энергоресурсы.

### **23.2. Органическое топливо**

Процесс освобождения химической энергии представляет реакцию окисления горючего. Поэтому органическое (химическое) топливо состоит из горючего и окислителя. Иногда к химическому топливу относят газы в атомарном состоянии, выделяющие огромное количество теплоты при соединении атомов в молекулы, а также перекись водорода и гидразин, разлагающиеся под действием катализаторов с выделением теплоты.

*Стехиометрическое количество окислителя* – теоретически необходимое количество окислителя, при котором горючее и

окислитель реагируют без остатка и продукты реакции уже не способны присоединять атомы окислителя. Иногда теплоту сгорания относят к количеству горючего, а иногда к количеству топлива, т. е. к стехиометрической совокупности горючего и окислителя.

*Теплота сгорания* – количество теплоты, выделяющееся при полном сгорании 1 кг твердого (или жидкого) топлива или 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива при нормальных условиях.

*Высшая теплота сгорания*  $Q_{\text{В}}^{\text{P}}$  – теплота, выделяющаяся при полном сгорании топлива с учетом теплоты, расходуемой на испарение влаги топлива.

В реальных условиях эксплуатации большинства теплогенераторов продукты сгорания выбрасываются в окружающую среду при температуре, более высокой, чем температура конденсации паров воды. Поэтому при расчете рабочего процесса таких машин, использующих органические горючие, следует брать низшую теплоту сгорания.

*Низшая теплота сгорания*  $Q_{\text{Н}}^{\text{P}}$  – теплота, выделяющаяся при полном сгорании 1 кг топлива при условии, что вся влага, как имеющаяся в топливе, так и образующаяся при сгорании водорода, не конденсируется.

Высшая теплота сгорания используется для сравнения тепловой ценности отдельных видов топлива, низшая – во всех технических расчетах. Низшая теплота сгорания рассчитывается по уравнению

$$Q_{\text{Н}}^{\text{P}} = Q_{\text{В}}^{\text{P}} - 25(9\text{H}^{\text{P}} + \text{W}^{\text{P}}),$$

где  $Q_{\text{Н}}^{\text{P}}$  и  $Q_{\text{В}}^{\text{P}}$  – соответственно низшая и высшая теплота сгорания рабочей массы топлива, кДж/кг;  $25(9\text{H}^{\text{P}} + \text{W}^{\text{P}})$  – общая теплота, выделяемая при конденсации водяных паров, образующихся в результате сгорания водорода топлива в количестве  $\text{H}^{\text{P}}$ , %, и кон-

денсации паров влаги топлива  $W^P$ , кДж/кг, испарившейся в процессе его сгорания. Множитель 25 в формуле – это энтальпия 1 кг паров при давлении 0,1 МПа, приходящаяся на 1% состава топлива.

Теплоту сгорания твердого и жидкого топлива, кДж/кг, при известном элементарном составе топлива, приближённо можно вычислить по эмпирическим формулам. Наиболее распространена формула Д. И. Менделеева:

$$Q_{\text{В}}^P = 340 C^P - 1260 H^P - 109 (O^P - S^P);$$

$$Q_{\text{Н}}^P = 340 C^P - 1035 H^P - 109 (O^P - S^P) - 25 W^P.$$

Г. Ф. Кнорре предложил единую формулу для определения теплоты сгорания топлива, кДж/кг,

$$Q_{\text{В}} = \alpha C + \beta H - \gamma O,$$

где  $Q_{\text{В}}$  – высшая теплота сгорания топлива;  $C$ ,  $H$ ,  $O$  – содержание (масса) углерода, водорода и кислорода в топливе, %.

Величины коэффициентов в формуле представлены в табл. 7 [1]

Таблица 7

**Значения коэффициентов  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$**

Топливо	$\alpha$	$\beta$	$\gamma$
Древесина	388	1160	145
Торф	372	1120	139
Бурый уголь	364	1090	137
Каменный уголь	358	1070	134
Антрацит	352	1050	132
Мазут	372	11230	139

### 23.3. Условное топливо

*Условным* называется топливо, имеющее теплоту сгорания  $Q_y = 29307,6$  кДж/кг. Эта величина принята как исходная, для планирования расхода и отчета об использовании различного топлива.

### 23.4. Классификация основных видов топлива

В табл. 8 приведена классификация основных видов органического топлива [4].

Таблица 8

#### Классификация основных видов органического топлива

Топливо	Виды топлива		
	Твердое	Жидкое	Газообразное
Природное топливо	Древесина, торф, горючие сланцы, бурый и каменный уголь, антрацит	Нефть, газовые конденсаты	Природный газ, попутные газы нефтяных месторождений
Искусственное топливо	Полукокс, кокс, торфяные и угольные брикеты	Бензин, лигроин, керосин, газойль, моторные топлива, газотурбинное топливо, мазут, печное бытовое топливо	Газ: нефтяной, полукоксовый, коксовый, генераторный, доменный. Газ подземной газификации углей

При проведении химического анализа топлива определяются доли различных химических элементов и составляющих веществ, т. е. *элементарный состав*. Органическое топливо состоит из сложных соединений различных элементов: углерода (С), водорода (Н), кислорода (О), серы (S), азота (N) и других, а также балласта в виде влаги (W) и минеральных компонентов, не участвующих в процессе горения и способствующих образованию золы (A).

В состав золы входят как вещества, образующие минеральную часть топлива, так и продукты их разложения и окисления. Основной характеристикой золы является температура плавления, зависящая от ее состава.

### **23.5. Состав топлива**

*Горючая масса* – углерод С, водород Н, сера S, кислород О и азот N. Горят в топливе три элемента: *углерод, водород и сера*. К горючей массе, превращающейся в процессе горения в газообразные продукты, условно относят также азот и кислород [6, 31, 32]. Оба эти элемента не горят, но находятся в связанном состоянии с другими горючими элементами.

*Углерод С* является главной горючей составляющей всех видов топлива. При полном сгорании углерода тепловыделение составляет  $33,5 \cdot 10^3$  кДж/кг. Тепловая ценность топлива определяется содержанием в нем углерода. В древесине и торфе его доля составляет 58 %, в угле и мазуте до 90 %. При термохимической переработке топлива углерод служит основой для образования вторичных органических веществ и составляет основную часть важного искусственного технологического топлива – кокса.

*Водород Н* – вторая горючая составляющая любого топлива.

Тепловыделение при сгорании водорода зависит от агрегатного состояния конечного продукта горения водорода и может достигать  $142 \cdot 10^3$  кДж/кг. С увеличением возраста твердого топлива содержание водорода в нем падает.

*Кислород О* является балластной примесью в топливе, так как снижает его тепловую ценность. Кроме того, он связывает в топливе водород, обесценивая его. В твердом топливе с небольшим химическим возрастом содержание кислорода может достигать 30 % и выше.

В большинстве жидких моторных видов топлива оно не превышает 1,5%.

*Азот N* также является балластом в топливе. В составе твердого топлива его содержится до 1,5 %, в жидком топливе его менее 1 %.

Кислород и азот составляют *внутренний балласт*, а влага *W* и зола *A* составляют *внешний балласт* топлива.

*Сера S* входит в топливо в трех видах: сера органическая  $S_{\text{ОРГ}}$ , входящая в состав органических соединений топлива; сера колчеданная  $S_{\text{К}}$ , входящая в состав сульфидов, главным образом, пирита и марказита  $\text{FeS}_2$  и сера сульфатная  $S_{\text{С}}$ , входящая в состав сульфатов:  $\text{Ca SO}_4$ ,  $\text{Mg SO}_4$ ,  $\text{Fe SO}_4$ .

### *Летучая сера*

Сера органическая и сера колчеданная горят – это летучая (горючая) сера, т. е.  $S_{\text{Л}} = S_{\text{ОРГ}} + S_{\text{К}}$ . Общая сера в топливе состоит из серы летучей и серы сульфатной, т. е.  $S_{\text{ОБЩ}} = S_{\text{Л}} + S_{\text{С}}$ .

*Летучие вещества твердого топлива* – результат нагрева твердого топлива до 200–800 °С без доступа воздуха. В летучие вещества переходят: водяные пары, кислород, азот, летучая сера, водород, метан  $\text{CH}_4$ , тяжелые углеводороды, окись углерода  $\text{CO}$  и другие газы.

Топливо в том виде, в котором оно сжигается в технических устройствах, называется *рабочим* (индекс  $P$ ). В его состав входят еще зола  $A$  и влага  $W$ , составляющие внешний балласт топлива,

$$C^P + H^P + O^P + N^P + S_{\text{л}}^P + A^P + W^P = 100 \%.$$

Максимальная влажность рабочего топлива доходит до 50 % и более и определяет экономическую целесообразность использования данного горючего материала.

Состав сухой массы топлива:

$$C^C + H^C + O^C + N^C + S_{\text{л}}^C + A^C = 100 \%.$$

*Зола* включает в себя примеси, занесенные водой и ветром в период образования пластов топлива и породы, захватываемые при добыче топлива.

Состав горючей массы топлива:

$$C^{\Gamma} + H^{\Gamma} + O^{\Gamma} + N^{\Gamma} + S_{\text{л}}^{\Gamma} = 100\%.$$

Состав органической массы:

$$C^O + H^O + O^O + N^O + S_{\text{л}}^O = 100\%.$$

Расчеты парогенератора выполняют по рабочей массе топлива.

В табл. 9 приведены коэффициенты для пересчета состава горючих элементов топлива в другие составляющие [10, 12].

Таблица 9

**Переводные множители для пересчета заданной массы  
топлива в искомую массу**

Заданная масса топлива	Искомая масса		
	рабочая	сухая	горючая
Рабочая	1	$\frac{100}{100 - W^P}$	$\frac{100}{100 - (A^P + W^P)}$
Сухая	$\frac{100 - W^P}{100}$	1	$\frac{100}{100 - A^C}$
Горючая	$\frac{100 - (A^P + W^P)}{100}$	$\frac{100 - A^C}{100}$	1

Для пересчета с горючей массы на рабочую или на сухую массу, например, для углерода, служат формулы соответственно:

$$C^P = C^Г \frac{100 - (A^P + W^P)}{100}; \quad C^C = C^Г \frac{100 - A^C}{100}.$$

### 23.6. Твердое топливо

Важнейшими теплотехническими свойствами твердого топлива служат *выход летучих веществ* и характеристики коксового остатка. Они позволяют судить о направлениях и способах использования топлива. Элементарный состав, влажность и зольность топлива также являются важными характеристиками [3, 4].

При нагревании твердого топлива начинается процесс его термического разложения, выделяются газы и пары, называемые *летучими веществами* (или просто летучими). В состав летучих веществ топлива входят горючие: CO, H<sub>2</sub>, C<sub>m</sub> H<sub>n</sub> и негорючие: N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O. Твердый остаток после выхода из топлива летучих веществ называется *коксом*. Летучие вещества легко воспламеняются и сгорают раньше кокса, интенсифицируя его горение. По содержанию летучих веществ судят о воспламеняемости топлива, чем выше выход летучих, тем быстрее воспламеняется и сгорает топливо.

*Кокс* является важнейшим видом производного твердого топлива. Твердый остаток после полного выделения летучих веществ, состоит из углерода и минеральной части твердого топлива. Он получается в результате коксования – термического разложения коксующихся углей, т. е. углей со спекающимся коксовым остатком при их нагревании без доступа воздуха при температуре  $t = 900\text{--}1000$  °С. Кокс представляет собой искусственное твердое топливо для металлургических процессов. Побочными продуктами коксования являются: каменноугольная смола, коксовый газ, аммиачная вода, ароматические углеводороды и другие вещества.

*Состав кокса* на органическую массу: C<sup>0</sup> = 96–98 %, H<sup>0</sup> = 0,4–0,5 %, O<sup>0</sup> = 1,6–3 %, содержание серы колеблется в пределах 0,5–2 %. Кокс характеризует спекаемость топлива, которая определяется по виду кокса. Кокс может быть спекшимся, слипшимся или порошкообразным. Спекаемость топлива определяет способы его сжигания и возможность его коксования. Спекаемость каменных углей определяют по степени пластичности или вязкости размягченной угольной массы, измеряемой толщиной пластического слоя ( $y$ ), мм.

На выходе летучих веществ и характеристике кокса основывается классификация каменных углей. Основным видом твердого топлива является *уголь*. Угли делятся на следующие основные типы: бурые, каменные, антрациты и полуантрациты. По размерам кусков они делятся на классы (табл.10). К бурым углям (марки Б) относят угли с высшей теплотой сгорания рабочей массы беззольного угля

$$Q_B^P \frac{100}{100 - A^P} < 24\,000 \text{ кДж/кг.}$$

Бурые угли в зависимости от влажности делятся на три группы:

Б1 ( $W^P > 40\%$ ); Б2 ( $W^P = 30\text{--}40\%$ ) и Б3 ( $W^P < 30\%$ ).

Марка угля Б2Р означает: уголь бурый с влажностью  $W^P = 30\text{--}40\%$ , рядовой. Для бурых углей характерен высокий выход летучих ( $V^Г > 40\%$ ), неспекающийся коксовый остаток, малое содержание углерода и высокое содержание кислорода. Они легко теряют влагу и механическую прочность, обладают повышенной склонностью к самовозгоранию.

Каменные угли образуют обширную группу углей с

$$Q_B^P \frac{100}{100 - A^P} > 24\,000 \text{ кДж/кг}$$

и выходом летучих на горючую массу  $V^Г > 9\%$ . В зависимости от выхода летучих веществ, спекаемости и характера коксового остатка каменные угли имеют марки, приведенные в табл. 11.

Угли марок Г, Ж, ГЖ, КЖ, К и ОС одного и того же месторождения разделяют на группы по нижнему пределу ( $y$ ), представляемому в виде цифры к марке угля. Например, Ж13 – уголь жирный с толщиной пластического слоя 13–19 мм.

Условное обозначение класса приписывается к марке угля; например,

Таблица 10

**Классификация углей в зависимости от размеров кусков**

Класс	Обозначение класса	Размеры кусков, мм
<b>Бурый уголь</b>		
Крупный	К	50–100
Мелкий	М	0–50
Рядовой	Р	0–100
<b>Каменный уголь, полуантрацит и антрацит</b>		
Плитный	П	Более 100
Крупный	К	50–100
Орех	О	25–50
Мелкий	М	13–25
Семечко	С	6–13
Штыб	Ш	Менее 6
Мелкий и семечко со штыбом	МСШ	Не менее 25
Семечко со штыбом	СШ	Не менее 13
Рядовой	Р	Не более 200 мм при шахтной и не более 300 мм при карьерной добыче

АС – антрацит семечко; ДСШ – длиннопламенный семечко со штыбом. К основным свойствам твердого топлива относятся: плотность, механическая прочность, термическая устойчивость, склонность к самовозгоранию, состав топлива по крупности кусков и т. д. Объемная плотность твердого топлива зависит от размера кусков топлива, влажности, длительности хранения. При хранении и перевозке топлива плотность может измениться в большую или меньшую сторону на 25 %. В связи с этим при приемке или отпуске твердого топлива его объемная плотность определяется отдельно всякий раз для каждой новой партии.

**Классификация углей в зависимости от выхода  
летучих и спекаемости**

Марка угля	Выход летучих веществ, % (пределы)	Характер кокса (спекаемость)
Длиннопламенный (Д)	34–50	Порошкообразный или слабо спекающийся
Газовый (Г)	36–48	Спекающийся
Газовый жирный (ГЖ)	27–37	То же
Жирный (Ж)	27–37	То же
Слабоспекающийся (СС)	25–37	Слабоспекающийся
Коксовый жирный (КЖ)	25–31	Спекающийся
Коксовый (К)	18–27	То же
Отощенный спекающийся (ОС)	14–22	То же
Тощий (Т)	9–17	Порошкообразный или слабо спекающийся

Механическая прочность углей зависит от их состава, характера минеральных примесей. Она определяет *размолоспособность углей* и, следовательно, расход энергии на размол или дробление. От механической прочности зависит образование мелочи при транспортных операциях, а, значит, потери топлива при транспортировке, погрузке и выгрузке. Механическая прочность снижается при хранении углей из-за колебаний температуры окружающей среды, атмосферных условий и окисления.

*Термическая устойчивость углей* характеризуется стойкостью топлива против растрескивания в зоне высоких температур при горении и, следовательно, определяет потери топлива из-за выноса мелочи, образовавшейся при растрескивании из зоны горения.

*Выветривание углей и горючих сланцев* снижает их механическую прочность, увеличивает содержание мелочи и уменьшает теплоту сгорания. Выветриванию подвержены все угли, но в наибольшей степени молодые каменные (марок Д и Г), а также все бурые угли и горючие сланцы.

*Самовозгорание топлива.* В штабеле для предотвращения самовозгорания должен быть обеспечен интенсивный отвод теплоты, накапливающейся в нем при окислении углей. Это условие определяет предельные размеры штабеля. Они не ограничены лишь для антрацитов и тощих углей, устойчивых к самовозгоранию. Остальные угли необходимо хранить в штабелях отдельно по партиям и сортам. Размеры штабелей при постоянном хранении не должны превышать по высоте 2,5 м, по ширине 20 м. Между основаниями штабелей должен быть обеспечен проход до 3 м. Поверхность штабеля надо уплотнять катками для уменьшения проникновения внутрь воздуха и производить побелку известковым раствором для отражения солнечных лучей. Необходимо обеспечивать контроль температуры топлива в штабеле.

*Горение частицы твердого топлива* складывается из ряда последовательных стадий: прогрев топлива и испарение влаги; выход летучих и образование кокса при  $t > 100\text{ }^{\circ}\text{C}$  в результате разложения сложных углеводородных молекул, сгорание коксового остатка. Конечным продуктом полного сгорания углерода топлива является

двуокись углерода  $\text{CO}_2$ . В табл. 12 приведены элементарный состав и теплота сгорания твердого топлива.

*Неотъемлемой составляющей твердого топлива является негорючая часть, включающая в себя различные минеральные вещества: глину, силикаты, сульфаты, кварц, полевопшпатовый шпат, карбонаты, оксиды и гидроксиды железа, кремния и алюминия. Обычный состав золы: оксиды кремния  $\text{SiO}_2$  (40–64,5 %), алюминия  $\text{Al}_2\text{O}_3$  (11–34,5 %), железа  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  (2–21 %), титана  $\text{TiO}_2$  (0,1–2 %), кальция  $\text{CaO}$  (3–50 %), магния  $\text{MgO}$  (1,1–10 %), калия  $\text{K}_2\text{O}$  (0,1–4,5 %) и натрия  $\text{Na}_2\text{O}$  (0,5–3 %).*

При выборе конструкции парового котла учитываются абразивные свойства и температура плавления золы. Они устанавливают температурный интервал изменения ее агрегатного состояния (от твердого до жидкого) и уровень температуры начала шлакования  $t_{\text{шл}}$ , при котором частицы золы налипают на поверхность нагрева, ухудшая теплопередачу и увеличивая аэродинамическое сопротивление поверхностей нагрева по газовому тракту.

В современных котлах в большинстве случаев твердое топливо сжигается в пылевидном состоянии. Поэтому важной характеристикой является *коэффициент размолоспособности*  $\text{Gr}$ , представляющий отношение удельных расходов электроэнергии, затрачиваемых на размол эталонного топлива (антрацитового штыба АШ)  $\mathcal{E}_{\text{ЭТ}}$  и заданного вида топлива  $\mathcal{E}_{\text{Х}}$

$$\text{Gr} = \frac{\mathcal{E}_{\text{ЭТ}}}{\mathcal{E}_{\text{Х}}}.$$

Таблица 12

## Средний состав и теплота сгорания твердого топлива, %,

Топливо	$V_{\text{Л}}^{\text{Г}}$	$C^{\text{Г}}$	$H^{\text{Г}}$	$O^{\text{Г}}$	$N^{\text{Г}}$	$S_{\text{Л}}^{\text{Г}}$	$A^{\text{С}}$	$W^{\text{P}}$	$Q_{\text{H}}^{\text{С}}$ , МДж/кг
Древесина	80–90	50	6	43	1	–	1–3	40	18,0
Торф	65–75	55 – 56	5–6	35–40	3	0,3	5–12	40	18–19,5
Угли:									
бурые	40–50	65 – 68	5–6	25	1	5,0	7–45	20–55	16–18
каменные	20–40	78–83	5–6	10–20	1	8,0	10–40	4–15	16,7–22
тощие	10–20	84–90	4–5	5–10	1	3,0	16–25	5–7	20–24
Антрациты	2–10	89–96	3–5	0–5	1	2,0	15–20	6	22–26
Горючие сланцы	80–90	83–84	6	10	0–1	4–15	45–65	15–20	6,5–8,0

Для эталонного топлива  $Gr = 1$ . Чем больше значение  $Gr$ , тем меньше сопротивляемость топлива размолу. Для отечественного топлива  $Gr = 0,75–2,5$ .

Подготовка твёрдого топлива к сжиганию осуществляется в системах пылеприготовления, обеспечивающих подсушку и размол топлива. Для размола топлива используют *углеразмольные мельницы*, классифицируемые по частоте вращения: тихоходные (шаровые барабанные), среднеходные (валковые и шаровые) и быстроходные (мельницы – вентиляторы и молотковые).

### 23.7. Газообразное топливо

*Газообразное топливо* [6, 30] – механическая смесь горючих и негорючих газов. Возможные составляющие газообразного топлива: метан, водород, углеводородные соединения, окись углерода, сероводород, углекислота, кислород и азот. Газообразное топливо может содержать также некоторое количество пыли, водяных паров, смолы. Обычно состав газообразного топлива задается сухим составом.

К основным свойствам газообразных горючих веществ топлива относятся плотность, токсичность, взрываемость, влажность, запыленность. Плотность газообразных горючих составляет  $0,7–0,8$  кг/м<sup>3</sup>, сжиженных газов – до  $2,3$  кг/м<sup>3</sup>. Опасность отравления газами (*токсичность*) зависит от содержания в горючем газе окиси углерода (CO), сероводорода (H<sub>2</sub>S) и др. Пребывание в такой атмосфере, содержащей 1 % этих газов в течение 1–3 минут, может привести к смерти. *Взрывоопасность* определяется содержанием H<sub>2</sub> и CO, которые образуют взрывчатые смеси с воздухом. Эти смеси

взрывоопасны при содержании  $H_2$  от 4 до 74 % и CO от 12,5 до 74 %. *Запыленность*, которая особенно высокая у попутных газов (например, доменных), вызывает сильный эрозионный износ оборудования, а повышенная влажность уменьшает теплоту сгорания и вызывает коррозию оборудования. Вместе с тем газы обладают многими достоинствами: как горючее для двигателей внутреннего сгорания (ДВС) – антидетонационными свойствами; широкими пределами воспламенения; хорошими условиями смесеобразования; приводят к меньшему, чем в ДВС на жидком топливе горючем износу; снижают требования к качеству смазочных материалов.

Однако все горючие газы имеют высокую температуру самовоспламенения и поэтому нуждаются в постороннем источнике зажигания.

Низшая теплота сгорания сухого газообразного топлива,  $кДж / м^3$ , подсчитывается, как сумма теплоты сгорания составляющих его горючих газов.

*Естественное газообразное топливо* – природный и попутный нефтяной газ.

*Искусственное газообразное топливо* включает в себя: генераторные газы (воздушный, водяной, смешанный, парокислородный и подземной газификации); газы сухой перегонки углей (коксовый, пирогенный) и побочные газы технологических производств (доменный, крекинговый, пропан-бутановый). Попутные и побочные газы образуются в металлургических процессах и при перегонке нефти.

*Газообразные горючие* применяются на тепловых электростанциях (ТЭС), для технологических нужд промышленности, отопления в быту и в незначительном количестве на транспорте. Газообразные горючие

вещества имеют ряд преимуществ перед твердыми топливами. Их добыча и транспортировка обходятся гораздо дешевле, теплота сгорания выше, перемешивание с окислителем (смесеобразование) проще и совершеннее, а, следовательно, совершеннее и процесс горения, продукты сгорания не содержат твердых и жидких составляющих (например, смолы).

Для выработки электроэнергии и теплоты, особенно в крупных городах и густонаселенных районах, на ТЭС сжигается преимущественно природный газ с теплотой сгорания при нормальных условиях 30,97–45,84 МДж/м<sup>3</sup>. Основными составляющими природного газа являются метан CH<sub>4</sub> (85,8–98,9 % объема), этан C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> (0,2–14,5 %), пропан C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> (0,1–7,6 %), бутан C<sub>4</sub>H<sub>10</sub> и непредельные, или ненасыщенные углеводороды (в среднем менее 2,5%). На долю балласта приходится: азота N<sub>2</sub> – 1–8,8 % и диоксида углерода CO<sub>2</sub> – 0,1–1,2 %. Незначительное количество негорючих веществ (в основном азота менее 3 %), отсутствие серосодержащих элементов и золы способствует тому, что *природный газ является самым чистым топливом.*

В совокупности с высокой реакционной способностью это позволяет создавать компактные по габаритным размерам и металлоемкости котлы с низкой температурой уходящих газов и с коэффициентом полезного действия (КПД) на уровне 94,5–95% [30].

### **23.8. Жидкое топливо**

*Жидкое топливо* [1, 9] обладает рядом важных преимуществ перед твердым топливом. Основными из них являются: высокая

теплота сгорания, простая подготовка к сжиганию, возможность транспортировки на большие расстояния по трубопроводам, практическое отсутствие влаги и золы. Основным природным жидким топливом является *нефть*, представляющая собой смесь различных по классу углеводородов.

Практически все виды жидкого топлива получают путем переработки нефти. Сырую нефть нагревают до 300–370 °С, после чего полученные пары разделяют на фракции, конденсирующиеся при различной температуре  $t_K$ : сжиженный газ (выход около 1 %), бензиновая фракция (около 15%,  $t_K = 30–180$  °С), керосиновая фракция (около 17 %,  $t_K = 120–135$  °С), дизельная фракция (около 18 %,  $t_K = 180–350$  °С). Жидкий остаток с температурой начала кипения 330–350 °С называется *мазутом*.

*Мазут* (нефтяные остатки до 40–50 % от исходной массы) содержит более тяжелые (высшие) углеводороды. Из мазута получают тяжелые смазочные масла, вазелин, парафин. Указанные фракции служат исходным сырьем для получения смазочных материалов и топлива (бензина, керосина, дизельного топлива) для двигателей внутреннего сгорания и газотурбинных установок.

Мазутная фракция может подвергаться дальнейшей переработке на светлые нефтепродукты путем крекинга, т. е. расщепления тяжелых молекул на более легкие.

На крупных тепловых электростанциях в основном сжигается остаточный продукт перегонки нефти – мазут марок М-40, М-100 и М-200 [4], значительно реже используется сырая нефть. Кроме того,

мазут применяется как растопочное топливо на пылеугольных тепловых электрических станциях.

У мазута сложный химический состав, условно его можно представить состоящим из пяти химических элементов: углерода (83–85 %); водорода (10,4–11,8 %); серы (0,3–3,5 %); кислорода и азота (в сумме менее 0,7 %). В состав жидкого топлива входят влага (не более 1,5 %) и зола.

Теплота сгорания мазута составляет 38,8–40,3 МДж /кг.

В соответствии со стандартом содержание золы в мазуте лимитируется на уровне 0,12–0,14 %. Это обусловлено тем, что в процессе эксплуатации зола мазута образует на трубах (несмотря на малое ее количество) плотные, плохо удаляемые без специальных средств очистки загрязнения, препятствующие передаче теплоты. В золе мазута содержится ванадий, способствующий высокотемпературной коррозии поверхностей нагрева при температуре стенки металла более 590 °С.

По содержанию серы мазут (табл.13) делится на группы: малосернистый ( $S^Г \leq 0,5 \%$ ); сернистый ( $0,5 < S^Г \leq 2 \%$ ) и высокосернистый ( $S^Г > 2 \%$ ). Чем выше содержание серы в мазуте, тем больше необходимо затратить усилий для предотвращения низкотемпературной сернистой коррозии. Одной из важнейших характеристик мазута является *вязкость*. Из-за наличия содержащих парафин соединений, мазут становится чрезвычайно вязким при температуре 11–13 °С. Для обеспечения текучести по трубопроводам мазут необходимо подогреть до 80–120 °С, в зависимости от количества в мазуте соединений, содержащих парафин.

**Жидкое топливо, получаемое из нефти**

Топливо	Состав горючей массы, %				Зольность сухого топлива, $A^C, %$	Влага топ- лива, $W^P, %$	Теплота сгорания, $Q^C_n,$ МДж/кг
	Угле- род, $C^Г$	Водо- род, $H^Г$	Сера, $S^Г$	$O^Г$ + $N^Г$			
Бензин	85	14,9	0,05	0,05	0	0	43,8
Керосин	86	13,7	0,2	0,1	0	0	43,0
Дизельное	86,3	13,3	0,3	0,1	Следы	Следы	42,4
Солярное	86,5	12,8	0,3	0,4	0,02	Следы	42,0
Моторное	86,5	12,6	0,4	0,5	0,05	1,5	41,5
Мазут: малосерни- стый, М-40	86,5	12,5	0,5	0,5	0,1	1,0	41,3
сернистый, М-100	85,0	11,8	2,5	0,7	0,15	1,0	40,2
многосерни- стый, М-200	84,0	11,5	3,5	0,5	0,1	1,0	40,0

**23.9. Водоугольное топливо**

*Водоугольное топливо* (ВУТ) представляет собой суспензию тонко размолотого угля в воде или в водном растворе, в том числе в сточных водах, например, сбросах электростанций. Для предотвращения расслоения суспензии (стабилизации) к ней добавляют стабилизирующую присадку в количестве 0,5–1,5 %. Для приготовления ВУТ [15, 16] пригодны любые угли. Технология приготовления включает дробление угля и последующий мокрый размол его в две стадии под давлением до 9,8 МПа.

При повышенной зольности (более 10 %) возможно удаление части минеральных примесей флотационным методом. Гранулометрический состав частиц угля должен быть выдержан по классам крупности, что гарантирует стабильность ВУТ в течение месяца при хранении.

При зольности ВУТ менее 2 % это топливо может заменить топочный мазут. При этом ВУТ является экологически чистым топливом, его можно сжигать на городских ТЭЦ вместо газа или мазута. ВУТ является жидким электролитом, частицы угля находятся в коллоидной форме и имеют электростатический заряд, препятствующий их коагуляции.

*Вязкость* ВУТ можно рассматривать как псевдопластическую жидкость, ее вязкость характеризуют эффективной динамической вязкостью (условной кажущейся динамической вязкостью).

Теплота сгорания ВУТ определяется теплотой сгорания исходного топлива  $Q_i^\Gamma$ , влагой суспензии, а также количеством и свойствами химической добавки и рассчитывается по формуле

$$Q_{i\text{ВУТ}}^\Gamma = (Q_i^\Gamma + 0,0251 W^\Gamma) \frac{100 - (W_{\text{ВУТ}}^\Gamma + A_{\text{ВУТ}}^\Gamma)}{100 - (W^\Gamma + A^\Gamma)} - 0,025 W_{\text{ВУТ}}^\Gamma + Q_{i\text{Х.Д}}^\Gamma \alpha_{\text{Х.Д}},$$

где  $W^\Gamma$  и  $W_{\text{ВУТ}}^\Gamma$  – влажность исходного топлива и влажность ВУТ, соответственно, %;  $A^\Gamma$ ,  $A_{\text{ВУТ}}^\Gamma$  – зольность горючей массы исходного топлива и ВУТ соответственно, %;  $Q_{i\text{Х.Д}}^\Gamma$  – удельная теплота сгорания

химической добавки, МДж /кг;  $\alpha_{\text{х.д}}$  – массовая доля химической добавки в рабочей массе ВУТ, %.

Под *стабильностью свойств* ВУТ подразумевается постоянство вязкости, гранулометрического состава, и концентрации твердых частиц во времени в процессе хранения. Установлено, что при хранении ВУТ с массовой долей угля  $C_{\Gamma}$  в нем 64–65 % его динамическая вязкость в течение первых 5–7 сут возрастает на 30–40 %, а затем стабилизируется и может не изменяться в течение 30 сут, а при хранении ВУТ с  $C_{\Gamma} = 57–58$  % вязкость увеличивается в 2 раза и более.

*Достоинство* ВУТ – возможность транспортирования его по трубопроводам, что дешевле, чем по железной дороге. Все процессы горения ВУТ идут в диффузионной области, так как размеры частиц малы; при горении практически не образуется сажи, полиароматических углеводородов, в том числе опасного бензапирена и мало летучей золы.

Так как сжигание ВУТ можно вести при очень малых избытках кислорода ( $\alpha \leq 1,05$ ), существенно снижается количество образующихся оксидов азота по сравнению со сжиганием угольной пыли. Сжигание ВУТ не сопровождается появлением химического недожога, а механический недожог значительно ниже, чем при сжигании угольной пыли.

В настоящее время ВУТ широко применяется в США, Китае, Японии. Стоимость ВУТ в среднем на 10–30 % выше стоимости угля, из которого оно получается, но на 30–50 % ниже стоимости мазута и на 20–40 % ниже стоимости условного топлива.

## Глава 24. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРОЦЕССЕ ГОРЕНИЯ

### ТОПЛИВА

Под *горением* [1, 3, 4, 12] в широком смысле понимают быстропротекающие химические реакции взаимодействия одного вещества (топлива) с другим (окислителем), сопровождающиеся выделением теплоты и света. В узком смысле *горение* – это реакции взаимодействия кислорода с топливом при полном окислении горючих веществ.

*Процессы горения можно разделять на три основные группы:*

1) горение газообразных топлив – гомогенное горение (системы газ + воздух);

2) горение твердых и жидких топлив – гетерогенное горение (системы твердое топливо + газ или жидкость + газ);

3) горение взрывчатых веществ – конденсированные системы.

*По организации процесса горения выделяют два направления:*

- горение предварительно перемешанных гомогенных смесей топлива и окислителя, при котором основные показатели процесса определяются химической кинетикой;

- горение с отдельной подачей топлива и окислителя в камеру сгорания, при котором основные показатели процесса определяются диффузионными свойствами газов и законами перемешивания.

*Окислителем в большинстве случаев является кислород воздуха.*

В качестве окислителя могут использоваться и искусственные окислители (например, кислоты). Полная внутренняя энергия  $U$  полн. веществ, вступающих в реакцию, равна сумме их внутренней тепловой энергии  $U$  и внутренней химической энергии  $U_x$ , кДж/кг,

$$U_{\text{полн.}} = U + U_{\text{х.}}$$

Внутренняя химическая энергия вещества – это энергия его внутри-молекулярных связей, которые в условиях реакции с другими веществами разрушаются, а вместо них устанавливаются новые связи, что приводит к образованию продуктов реакции и выделению теплоты.

*Горение жидкого топлива* происходит в парообразном состоянии, т. е. горит не сама капля, находящаяся в жидкой фазе, а ее пары, смешанные с кислородом воздуха и подогретые до температуры воспламенения.

Полное время сгорания топлива  $\tau$  зависит от продолжительности протекания физических процессов  $\tau_{\text{ф}}$  и химических реакций  $\tau_{\text{х}}$ . Если  $\tau_{\text{ф}} \gg \tau_{\text{х}}$  ( $\tau \approx \tau_{\text{ф}}$ ), то горение протекает *в диффузионной области*. В этом случае полное время сгорания практически равно времени смесеобразования, в котором *процессы диффузии* играют определяющую роль. Сжигание мазутов и дизельного топлива служит примером диффузионного горения.

Если  $\tau_{\text{х}} \gg \tau_{\text{ф}}$  ( $\tau \approx \tau_{\text{х}}$ ), то горение протекает *в кинетической области*, и полное время сгорания определяется скоростью химических реакций, т. е. *кинетикой процесса*.

Разность между полной внутренней энергией исходных веществ и продуктов реакции называется *тепловым эффектом реакции*.

Если внутренняя химическая энергия реагирующих веществ убывает, то появляется внешняя теплота и работа. Это характерно для всех процессов горения топлива.

## Глава 25. ВОСПЛАМЕНЕНИЕ И ГОРЕНИЕ ГОРЮЧЕЙ СМЕСИ

Освобождение химической энергии топлива в виде теплоты происходит при быстром протекании *экзотермических химических реакций*, сопровождающихся, как правило, интенсивным излучением продуктов реакции – *пламенем*.

В топочных устройствах *воспламенение и горение* топлива осуществляются взаимосвязано. В топочный объем непрерывно подводится горючая смесь, и отводятся продукты сгорания. Горючая смесь при температуре, которая ниже температуры воспламенения, перемешивается с топочными газами, быстро нагревается и воспламеняется.

*При сжигании газообразного топлива*, воспламеняющегося при сравнительно низких температурах, воспламенение происходит либо непосредственно при смешении газа с нагретым воздухом в устье горелки, либо при смешении с топочными газами [6, 12]. В обоих случаях устойчивость процесса воспламенения определяется интенсивностью перемешивания газовой смеси. Именно эту цель преследуют, когда создают различные конструкции газовых горелок.

На рис. 25.1 показаны зависимости тепловыделения при горении горючей смеси  $Q_p = f(T)$  и теплопоглощения экранными трубами  $Q_T = f(T)$ .

При наложении графических зависимостей  $Q_p$  и  $Q_T$  возникают две равновесные точки 1 и 2, в которых  $Q_p = Q_T$ . Точка 1 соответствует устойчивому медленному окислительному процессу

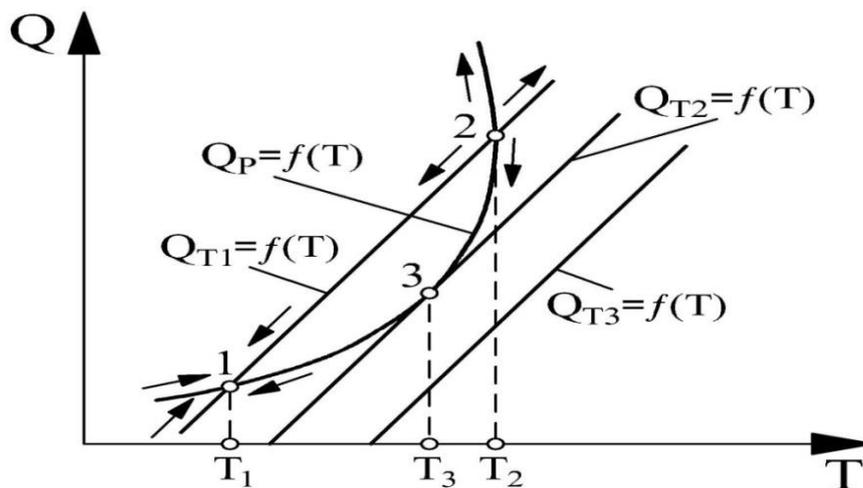


Рис. 25.1. Зависимость тепловыделения  $Q_p$  и теплотребления  $Q_T$  от температуры при горении газообразного топлива

при температуре смеси в объеме  $T_1$ , а точка 2 соответствует температуре  $T_2$ , при которой происходит *воспламенение* смеси. При этом самопроизвольный переход смеси от  $T_1$  до  $T_2$ , невозможен, так как в интервале между ними  $Q_{T1} > Q_p$ .

Нагрев смеси до температуры  $T_2$  возможен только при подводе теплоты от источника или отключения охлаждающей системы.

Если теплопоглощение соответствует зависимости  $Q_{T2} = f(T)$ , то горючая смесь нагревается до точки 3, а затем может произойти ее *воспламенение*, сопровождающееся бурным выделением теплоты. Точка 3 в этих процессах соответствует равновесному состоянию, в котором количество выделяющейся теплоты равно количеству отводимой теплоты ( $Q_{p3} = Q_{T3}$ ), поэтому *факел может погаснуть*.

Если же зависимость теплопоглощения на графике будет соответствовать положению  $Q_{T1} = f(T)$ , то тогда равновесие наступит в точке 1 ( $Q_{P1} = Q_{T1}$ ). При этом воспламенение смеси не произойдет, так как теплопоглощение  $Q_T$  оказывается больше тепловыделения  $Q_P$ . Если же горячая смесь окажется в точке 2, то тогда процесс горения может продолжаться, если  $Q_P > Q_{T2}$ , или произойдет погасание факела, если  $Q_{T2} > Q_P$ .

*Устойчивому горению смеси* будут соответствовать значения на кривой тепловыделения  $Q_P$ , располагающейся выше зависимостей теплопоглощения  $Q_T$  ( $Q_P > Q_T$ ).

Количество теплоты  $Q_P$ , выделенной в единице реакционного объема, заполненного гомогенной горючей смесью пропорционально скорости химической реакции, определяется по уравнению

$$Q_P = q(C_0 - C) = q(C_0 - C_0 e^{-k\tau}) = qC_0 \left(1 - \frac{1}{e^{k\tau}}\right);$$

$$K = K_0 e^{-E/RT},$$

где  $q$  — тепловой эффект реакции по кислороду;  $C_0, C$  — начальное и текущее значение концентрации кислорода в реакционном объеме;

$K$  — константа скорости реакции;  $K_0$  — максимальная константа скорости реакции, зависящая от реакционной способности топлива;

$E$  — энергия активации реагирующих веществ;  $R$  — универсальная газовая постоянная;  $T$  — абсолютная температура.

Из приведенных уравнений следует, что если гомогенная смесь находится в теплоизолированном сосуде, то реакция развивается спонтанно с нарастающей скоростью. На развитие реакции в охлаждаемом сосуде накладываются ограничения.

Количество отведенной теплоты  $Q_T$ , отдаваемой охлаждаемым ограждениям (отдаваемой от факела экранным трубам),

$$Q_T = \alpha \bar{S} (T_\Phi - T_Э),$$

где  $\alpha$  — коэффициент теплообмена, Вт/(м<sup>2</sup> · °С);  $\bar{S}$  — удельная поверхность реакционной камеры, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;  $T_Э$ ,  $T_\Phi$  — температуры факела и поверхности экранных труб, К.

После воспламенения гомогенной горючей смеси произойдет ее быстрое выгорание с повышением температуры до  $T_2$ , определяемой из теплового баланса

$$Q_p - Q_T = \rho_r C_r (T_2 - T_3),$$

где  $\rho_r$ ,  $C_r$  — плотность и массовая теплоемкость продуктов реакции.

При *горении гетерогенных смесей* развитию воспламенения способствует также лучистое тепловосприятие топливных частиц (пыли, капель). Соотношение зависимостей тепловыделения и отвода теплоты в топочных процессах показано на рис. 25.2. Линии  $Q_{T1}$  и  $Q_{T2}$  отображают зависимость теплотребления от режимных условий. При нагреве горючей смеси до  $T_2$  процесс самопроизвольно смещается в сторону высоких температур  $T_3$ .



кинетической области горения в диффузионную область. На участке  $3-m$  факел может погаснуть.

Кривая  $Q_p^k$  соответствует кинетическому горению, а отрезок  $ст$  – диффузионной области горения, в пределах которой тепловыделение  $Q_p^d$  замедляется.

*При сжигании жидкого топлива* период индукции (время нагрева смеси до воспламенения) определяется не только диффузионными процессами, но и теплообменом. Факел топливовоздушной смеси при выходе из горелок перемешивается с топочными газами. Нагреву горючей смеси способствует также лучистое тепловосприятие топливных частиц и тепловыделение окислительной реакции.

Температура жидкого топлива ниже температуры его воспламенения, поэтому воспламенению предшествует испарение. Горение всех видов жидкого топлива происходит в парогазовой стадии, топливно-воздушная смесь образуется путем диффузии кислорода в пары топлива. Скорость сгорания элементарной дозы топлива зависит от скорости его испарения и скорости диффузии окислителя к нему. Скорость химической реакции окисления во фронте пламени очень высока, а диффузия кислорода затруднена, так как область вокруг элементарной дозы топлива забалластирована продуктами сгорания.

*Время выгорания капли* определяется скоростью расходования жидкой фазы

$$\tau = \frac{\rho [(T_k - T_0) C_{ж} + r_{ж}]}{2 \lambda (T_c - T_k)} \cdot R_0^2,$$

где  $\rho$  – плотность жидкого топлива, кг/м<sup>3</sup>;  $T_k$  и  $T_0$  – температура кипения и начальная температура жидкого топлива, соответственно, К;

$C_{ж}$  – теплоемкость топлива, кДж/(кг · К);  $R_0$  – начальный радиус капли, м;  $r_{ж}$  – удельная теплота парообразования топлива, кДж/кг;

$\lambda$  – теплопроводность газовой среды, Вт/(м · К);  $T_c$  – температура газовой среды, К.

Формула показывает, как можно *интенсифицировать процесс сгорания жидкого топлива*. В наибольшей степени время сгорания зависит от начального радиуса капли, так как  $\tau$  пропорционально  $R_0^2$ .

В связи с этим в паровых котлах, газовых турбинах, двигателях внутреннего сгорания (дизелях) стремятся к возможно более тонкому распылу топлива при подаче его в камеру сгорания. Тонкий распыл достигается применением *форсунок*, работающих по принципу механического распыливания или с помощью распыливающей среды (паром или воздухом). В обоих случаях тонкость распыла зависит от вязкости топлива, в связи с чем, топливо с большой вязкостью, например мазуты, перед подачей к форсунке подогревают.

Время горения будет также тем меньше, чем выше температура окружающей среды и начальная температура топлива.

## **Глава 26. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ДИФфуЗИОННОГО СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА В ТОПОЧНОМ ОБЪЕМЕ**

Горючие газы и пары смол (летучие), выделяющиеся при термическом разложении натурального твердого топлива в процессе его нагревания, смешиваясь с окислителем (воздухом), при высокой температуре сгорают, как обычное газообразное топливо. Поэтому

сжигание топлива с большим выходом летучих (дрова, торф, сланец) не вызывает затруднений, если содержание балласта в нем (влажность и зольность) не так велико, чтобы стать препятствием для получения нужной для горения температуры.

Время сгорания со средним и небольшим выходом летучих веществ (бурые угли, тощие каменные угли и антрациты) определяется скоростью реакции на поверхности коксового остатка, образующегося после выделения летучих. Сгорание этого остатка обеспечивает выделение основного количества теплоты.

*Реакция*, протекающая на поверхности раздела двух фаз (в данном случае на поверхности коксового кусочка), называется *гетерогенной*. Она состоит из трех последовательных стадий: диффузии кислорода к поверхности, химической реакции кислорода с топливом (почти чистым углеродом) на поверхности и отвода  $\text{CO}_2$  от поверхности. Реакция горения угля, химическая стадия которой требует небольшой *энергии активации*, протекает тем быстрее, чем интенсивнее подается к углю кислород (или воздух) путем массообмена и диффузии. На нее практически перестают влиять температура процесса и реакционные свойства коксового остатка.

Такой режим гетерогенной реакции называется *диффузионным*. Интенсифицировать горение в этом режиме можно только путём подвода реагента к поверхности топливной частицы. В разных топках это достигается различными методами.

Твердое топливо, загруженное на распределительную колосниковую решетку, поджигается и продувается воздухом, чаще всего снизу вверх (Рис. 26.1, а).

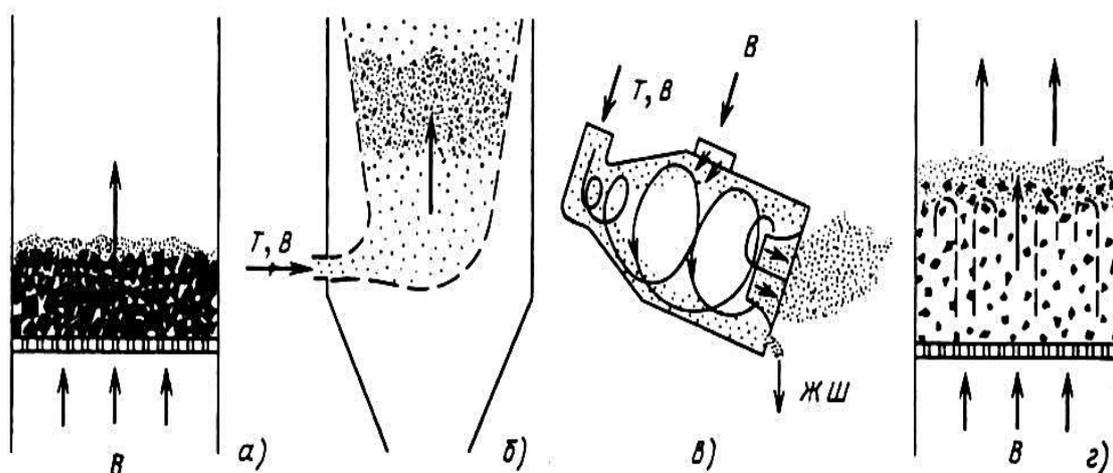


Рис. 26.1. Схемы организации топочных процессов:

*а* – в плотном слое; *б* – в пылевидном состоянии; *в* – в циклонной топке; *г* – в кипящем слое. *B* – воздух; *T, B* – топливо, воздух; *ЖШ* – жидкий шлак

Фильтруясь между кусочками топлива, воздух теряет кислород и обогащается оксидами углерода  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$  при горении угля, восстановления углем водяного пара и диоксида углерода.

Зона, в которой практически полностью исчезает кислород, называется *кислородной*; ее высота составляет два–три диаметра кусков топлива.

В выходящих из нее газах содержатся не только  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  и  $\text{N}_2$ , но и горючие газы  $\text{CO}$  и  $\text{H}_2$ , образовавшиеся как из-за восстановления  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ , так и из выделяющихся из угля летучих. Если высота слоя больше, чем высота кислородной зоны, то за кислородной следует *восстановительная зона*, в которой идут реакции



В результате концентрация выходящих из слоя горючих газов увеличивается по мере увеличения высоты слоя. Для дожигания продуктов неполного сгорания ( $\text{H}_2$ ,  $\text{CO}$ ) в топочный объем подают дополнительный воздух.

### ***1. Слоеое сжигание крупнокускового твердого топлива***

Вес частиц топлива должен быть существенно больше сил аэродинамического сопротивления набегающему потоку окислителя

$$m_T g \gg k (\rho_{\text{ок}} W_{\text{ок}}^2)/2,$$

где  $m_T$  – масса частицы топлива,  $g$  – ускорение свободного падения;

$\rho_{\text{ок}}$  – плотность окислителя;  $W_{\text{ок}}$  – скорость набегающего потока;

$k$  – коэффициент аэродинамического сопротивления, зависящий от площади поперечного сечения и формы частицы.

### ***2. Факельное сжигание***

Факельное сжигание это наиболее распространенный способ сжигания газообразных или мелкодисперсных частиц жидкого и твердого топлива. В факельных (камерных) топках (рис. 26.1, б) тонко размолотая горючая пыль вдувается через горелки вместе с необходимым для горения воздухом, аналогично тому, как сжигается

газообразное или жидкое топливо. Камерные топки пригодны для сжигания любого топлива, что является их преимуществом перед слоевыми топками. Вторым преимуществом является возможность создания топки на любую, как угодно большую мощность. Поэтому камерные топки занимают в энергетике доминирующее положение.

Пыль не удастся сжигать в маленьких топках, особенно при переменных режимах работы, поэтому пылеугольные топки с тепловой мощностью менее 20 МВт не изготавливают.

Топливо измельчается в мельничных устройствах и вдувается в топочную камеру через *пылеугольные горелки*. Транспортирующий воздух, вдуваемый вместе с пылью, называется *первичным*. Количество *первичного воздуха* должно быть достаточным для сжигания летучих, которые, сгорая в факеле как газообразное топливо, способствуют разогреву твердых частиц до температуры воспламенения и облегчают стабилизацию факела. Оно составляет 15–25 % всего количества воздуха для углей с малым выходом летучих (например антрацитов) и 20–55 % для топлива с большим выходом летучих (бурых углей). Остальной воздух подают отдельно и перемешивают с пылью уже в процессе горения. Чтобы пыль загорелась, ее необходимо нагреть вместе с первичным воздухом путем подмешивания к потоку пыли раскаленных продуктов сгорания.

В циклонных топках (рис. 26.1, в) используются частицы угля меньше 5 мм, необходимый для горения воздух подается по касательной к образующей циклона со скоростями до 100 м/с.

В топке создается мощный вихрь, вовлекающий частицы в циркуляционное движение, в котором они интенсивно обдуваются потоком. В результате развиваются температуры до 2000 °С. Зола угля

плавится, жидкий шлак стекает по стенкам. От применения таких топок в энергетике отказались, но они используются в качестве технологических для сжигания серы с целью получения  $\text{SO}_2$  в производстве  $\text{H}_2\text{SO}_4$  и обжига руд.

### 3. Сжигание в псевдооживленном (кипящем) слое

Сжигание в псевдооживленном слое (рис.26.1, з) осуществляется в том случае, когда вес частиц топлива примерно равен силам аэродинамического сопротивления набегающего потока окислителя и наблюдается интенсивное движение частиц по отношению к потоку при их ограниченном перемещении в пространстве. Слой «набухает», а частицы циркулируют в объеме вследствие разности аэродинамического сопротивления при их различной ориентации по отношению к потоку

$$m_T g \approx k (\rho_{\text{ок}} W_{\text{ок}}^2)/2.$$

## Глава 27. ГОРЕНИЕ ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВА

*Газообразное топливо* представляет собой смесь различных горючих и негорючих газов. Предварительная подготовка газа к сжиганию заключается в дросселировании давления в газопроводе с 0,7–1,3 МПа до 0,2–0,35 МПа перед котлом. Снижение давления в газопроводе осуществляется в газораспределительном пункте (ГРП). Перед горелками давление газа составляет 0,13–0,2 МПа. Одновременно с дросселированием производится очистка газа от

механических примесей и удаление конденсата. Температура газа, поступающего в котел, составляет 0–5 °С.

Смесь газа с воздухом является крайне взрывоопасной. Для метана, являющегося основной составляющей природных газов, нижний уровень опасной концентрации составляет 4 %, верхний – 14 %. При наличии в газе СО и Н<sub>2</sub>S смесь может вызвать отравление, если концентрация их будет больше 0,02 % (по объему).

*Природный газ* не имеет запаха, поэтому для своевременного обнаружения утечки газовое топливо *одорируют* – вводят специальное вещество – меркаптан, за счет чего топливо приобретает острый запах.

*Горение газов* [3, 6, 30] – типичный пример разветвленной цепной реакции. *Разветвленными* называются *цепные реакции*, в которых при взаимодействии активного продукта с исходной молекулой наряду с продуктом реакции появляются две молекулы более активного продукта. Это приводит к ускорению реакции во времени. По разветвленным цепным реакциям происходит горение водорода, окиси углерода, метана и другого углеводородного топлива.

Воспламенение газовой смеси – это начальная фаза зарождения пламени. При сжигании газовой смеси, предварительно доведенной до температуры воспламенения, смесь горит во всем объеме одновременно. Значение температуры воспламенения, °С, для некоторых газов в смеси с воздухом составляет: Н<sub>2</sub> (водород) – 580–590; СО (оксид углерода) – 644–658; СН<sub>4</sub> (метан) – 650–750; С<sub>2</sub>Н<sub>2</sub> (ацетилен) – 406–440.

В топку можно подавать заранее подготовленную газоздушную смесь, а можно вдувать горючий газ и воздух отдельно. Сжигание подготовленной смеси называется *кинетическим*, так как оно

определяется только кинетикой реакций горения. В соответствии с *законом Аррениуса* скорость реакции с увеличением температуры возрастает по экспоненте, поэтому при высоких температурах такая смесь может сгорать с огромной скоростью.

В промышленных топках и печах такой большой скорости сгорания не требуется. В то же время подготовленная смесь взрывоопасна. Учитывая это, в промышленных установках горючий газ подают в топку отдельно от воздуха. В отличие от кинетического такое горение называется *диффузионным*, так как скорость сгорания определяется интенсивностью смешения компонентов, осуществляемого путем взаимной диффузии.

Процесс сжигания воспламененной холодной неподвижной газоздушной смеси происходит при перемещающемся фронте пламени. В газовой горелке имеется неподвижный фронт пламени, а газовая смесь перемещается ему навстречу со скоростью распространения пламени в неподвижной газоздушной смеси.

Скорость распространения пламени определяет скорость подачи топлива в топку. Различают ламинарное и турбулентное горение.

В ламинарном потоке ( $Re < 2000$ ) передача теплоты от фронта пламени к несгоревшей смеси осуществляется теплопроводностью. При этом скорость движения фронта пламени изменяется в соответствии с уравнением

$$U_H = W \cos \varphi,$$

где  $U_H$  – нормальная скорость распространения пламени, т. е. линейная скорость перемещения фронта пламени относительно несгоревшей смеси по направлению нормали к поверхности фронта в данном месте;

$W$  – скорость потока;  $\varphi$  – угол между вектором скорости и нормалью к поверхности конуса горения.

Из-за малой теплопроводности газов скорость  $U_H$  для большинства газообразных топлив невелика и составляет: для метана – 0,28 м/с, окиси углерода – 0,3 м/с, ацетилена – 1 м/с, водорода – 1,6 м/с.

Значение  $U_H$  сильно зависит от концентрации топлива, состава и температуры смеси. Для углеводородовоздушных смесей  $U_H$  пропорционально  $t_{CM}^{1,8}$  (здесь  $t_{CM}$  – температура смеси перед фронтом воспламенения).

В турбулентном потоке газа и воздуха скорость распространения пламени резко увеличивается, так как при этом перенос теплоты от фронта пламени к несгоревшей смеси осуществляется не только теплопроводностью, но и путем перемешивания горящих объемов со свежей смесью. При этом поверхность фронта пламени увеличивается, а горение происходит в объеме смеси со скоростью распространения пламени

$$U_T = A W U_H^{0,3},$$

где  $U_T$  – скорость турбулентного распространения пламени;  $W$  – средняя скорость потока, м/с;  $A$  – коэффициент, учитывающий характеристики топлива.

Обычно сжигание газообразного топлива осуществляют в турбулентных потоках. В нормальных условиях фронт пламени распространяется от источника зажигания в свежие объемы смеси. Детонационное горение может возникнуть при сжигании топлива с

низкими температурами воспламенения в ограниченном объеме при высоких давлениях.

Во фронте пламени, возникшем у запальной свечи, развивается высокое давление продуктов сгорания, обгоняя фронт пламени. При этом в свежие объемы смеси движется волна давления. Она вызывает дополнительное сжатие смеси и ее нагрев.

*Топочная камера* имеет форму параллелепипеда. Стены ее экранируются газоплотными панелями из экранных труб. По трубам протекает рабочее вещество (пароводяная смесь, вода или пар). Основание топки в виде пода топочной камеры выполняется с небольшим углом наклона к горизонту (около  $15^\circ$ ). Для организации сжигания топлива в топке размещаются *горелочные устройства*. Их компоновка может быть односторонней, встречной или подовой. *Горелки* служат для ввода в топку и перемешивания топлива и окислителя. Они должны обеспечивать стабилизацию процесса горения.

Количество окислителя  $V_0$ , теоретически необходимое для горения, определяется составом газа или мазута. При нормальных условиях для газа  $V_0 = 9,43\text{--}10 \text{ м}^3/\text{м}^3$ , для мазута  $V_0 = 10,0\text{--}10,62 \text{ м}^3/\text{кг}$ . Так как объем природного газа значительно меньше объема воздуха, то их смешение организуют вводом газа в поток воздуха в виде системы потоков струй с большой скоростью по одной из схем, представленных на рис. 27.1.

Плотность и теплота сгорания газов приведены в табл. 14 [12].

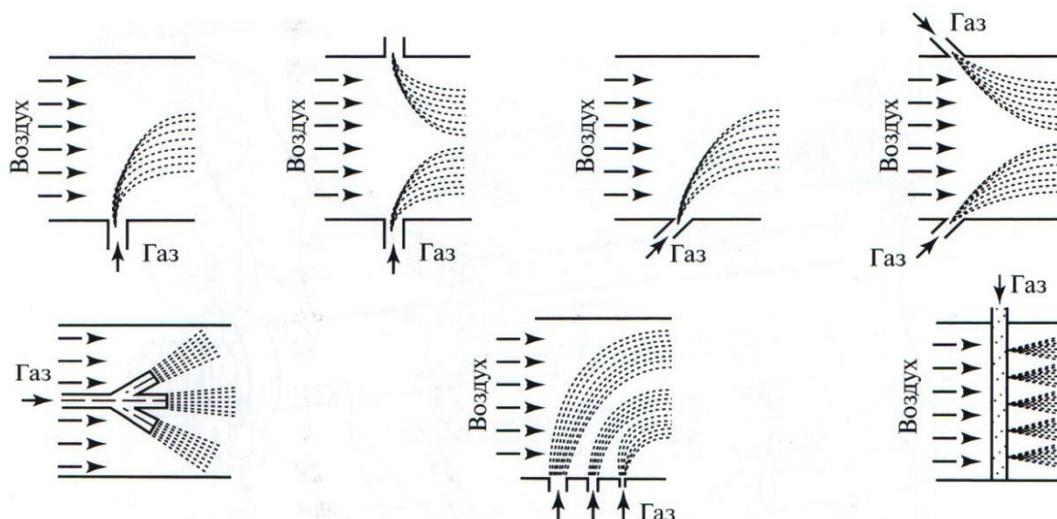


Рис. 27.1. Возможные схемы организации смешения газа и воздуха в прямооточных горелках

Таблица 14

**Плотность и теплота сгорания газов**

Газ	Водород $H_2$	Оксид углерода СО	Сероводород $H_2S$	Метан $CH_4$	Этан $C_2H_6$	Пропан $C_3H_8$	Попутный газ $C_mH_n$
Плотность кг/м <sup>3</sup>	0,090	1,250	1,520	0,716	1,342	1,967	—
Теплота сгорания, $Q_{H,C}^c$ МДж/м <sup>3</sup>	10,8	12,65	23,40	35,85	63,8	91,3	36—45

## Глава 28. ГОРЕНИЕ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Так как температура кипения жидкого топлива ниже температуры его воспламенения, то воспламенению предшествует испарение. Горение всех видов жидкого топлива происходит в парогазовой стадии; а топливно-воздушная смесь образуется путем диффузии кислорода в пары топлива. Скорость сгорания топлива зависит от скорости его испарения и скорости диффузии окислителя к нему.

Условия сжигания газа и мазута имеют много общего. У обоих видов топлива теплота сгорания близка по значениям, горение происходит в газообразном состоянии. Интенсивность горения определяется условиями перемешивания топлива и окислителя (воздуха). Из-за высокой реакционной способности этих видов топлива достаточно подогреть воздух до 250–300 °С. Газ и мазут не имеют зольности (у мазута зольность менее 0,3 %), при их использовании не требуется систем золоудаления. При одинаковой тепловой мощности топков требуется одинаковое количество окислителя, можно использовать одни топки с использованием комбинированных горелок.

Для улучшения процесса распыливания мазут перед подачей в форсунки подогреть до 90–120 °С. В механических форсунках мазут поступает под давлением 1,6–2 МПа и выдавливается в топочный объем через сопло в виде тонкой струи с большой скоростью. Перед выходом в сопло мазут подвергается закручиванию при помощи специальной насадки.

В комбинированных форсунках осуществляется дополнительное воздействие на процесс распыливания струей пара или воздуха, который делится на первичный и вторичный.

*Первичный воздух* – воздух, подаваемый в огневое пространство на

сжигание топлива.

*Вторичный воздух* – воздух, подаваемый в смеситель на разбавление и снижение температуры продуктов сгорания топлива.

*Топливная форсунка* – устройство с одним или несколькими отверстиями для распыления жидкости. Различают струйные, центробежные, струйно-центробежные, одно- и двух компонентные форсунки. Используют форсунки для обеспечения равномерности и более полного сгорания топлива в топках котлов, камерах сгорания тепловых двигателях.

Применяют форсунки механического распыливания, в которых образование капель осуществляется за счет кинетической энергии скоростной струи, вытекающей из отверстия, и комбинированные, с использованием воздуха или пара в качестве среды для распыливания.

*Горелка* – устройство для образования смесей газообразного, жидкого или пылевидного топлива с воздухом или кислородом и подачи к месту сжигания.

*Форсунка* – разновидность горелки, используется для распыливания мазута.

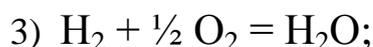
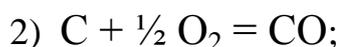
*Огневое пространство* (топка, пламенная труба, жаровая труба) – пространство, ограниченное футерованными стенками, водяными экранами или охлаждаемыми пластинами (обечайками). В огневом пространстве осуществляется сгорание топлива.

## **Глава 29. ОСНОВНЫЕ РЕАКЦИИ И РАСЧЕТЫ ПРОЦЕССОВ ГОРЕНИЯ**

Тепловой эффект отдельных элементарных реакций горения, кДж /кг, определяем по формулам:



*Материальный баланс процессов горения*, отнесенный к 1 кг рабочего топлива, служит для определения удельного расхода воздуха и количества образующихся продуктов реакции. Он основан на стехиометрических соотношениях окисления отдельных элементов топлива:



### **29.1. Теоретический расход воздуха и продуктов сгорания при горении твердого, жидкого и газообразного топлива**

Теоретический расход воздуха при горении твердого и жидкого топлива, м<sup>3</sup>/кг, определяется по уравнениям:

при полном сгорании углерода

$$V_{\text{в}}^0 = 0,0889 (C^{\text{п}} + 0,375 S^{\text{п}}) + 0,265 H^{\text{п}} - 0,033 O^{\text{п}};$$

при неполном сгорании углерода с образованием CO

$$V_{\text{в}}^0 = 0,0445 C^{\text{п}} + 0,333 S^{\text{п}} + 0,265 H^{\text{п}} - 0,033 O^{\text{п}}.$$

Теоретический расход воздуха при полном сгорании газообразного топлива, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>, рассчитывается по уравнению

$$V_{\text{В}}^0 = 0,0476 [0,5 \text{ CO} + 0,5 \text{ H}_2 + 1,5 \text{ H}_2\text{S} + \sum (m + \frac{n}{4}) \text{ C}_m \text{ H}_n - \text{O}_2].$$

В реальных топочных процессах количество подводимого воздуха  $V_{\text{В}}^{\partial}$  несколько больше теоретического

$$V_{\text{В}}^{\partial} = \alpha_{\text{T}} V_{\text{В}}^0,$$

где  $V_{\text{В}}^{\partial}$  – действительное количество подводимого воздуха,  $\alpha_{\text{T}}$  – коэффициент избытка воздуха в топке, принимаемый в пределах от 1,03 до 1,25 [12, 33, 38].

Объемы продуктов сгорания твердого и жидкого топлива при  $\alpha_{\text{T}} > 1$  и полном сгорании горючих элементов, м<sup>3</sup>/кг, составляют:

сухих трехатомных газов ( $\text{CO}_2 + \text{SO}_2$ )

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01866 (\text{C}^{\text{P}} + 0,375 \text{ S}^{\text{P}});$$

водяных паров

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,111 \text{ H}^{\text{P}} + 0,124 \text{ W}^{\text{P}} + 0,016 \alpha_{\text{T}} V_{\text{В}}^0;$$

азота

$$V_{\text{N}_2} = 0,79 \alpha_{\text{T}} V_{\text{В}}^0 + 0,008 \text{ N}^{\text{P}};$$

избыточного воздуха

$$V_{\text{O}_2}^{\text{изб}} = 0,21 (\alpha_{\text{T}} - 1) V_{\text{В}}^0.$$

Общий объем дымовых газов

$$V_{\Gamma} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2}^{\text{изб}}.$$

Объемные доли трехатомных газов:

$$r_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2} / V_{\Gamma}; \quad r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} / V_{\Gamma}.$$

Объем продуктов сгорания газообразного топлива при  $\alpha_{\text{T}} > 1$ ,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ , составляют:

сухих трехатомных газов

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 [\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m C_m\text{H}_n];$$

водяных паров

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 [\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \sum \frac{n}{2} C_m\text{H}_n + 0,124 V_{\Gamma}] + 0,016 V_{\text{B}}^0;$$

азота

$$V_{\text{N}_2} = 0,79 \alpha_{\text{T}} V_{\text{B}}^0 + 0,008 N^{\text{P}};$$

избыточного кислорода

$$V_{\text{O}_2}^{\text{изб}} = 0,21 (\alpha_{\text{T}} - 1) V_{\text{B}}^0.$$

Энтальпия действительного объема дымовых газов, отнесенная к 1 кг топлива, при температуре  $t, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{м}^3)$ ,

$$I_{\Gamma} = I_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) I_{\text{B}}^0.$$

Здесь энтальпия теоретического объема газов составляет

$$I_{\Gamma}^0 = V_{\text{RO}_2} (c t)_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} (c t)_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} (c t)_{\text{N}_2},$$

а энтальпия теоретического расхода воздуха

$$I_{\text{B}}^0 = V_{\text{B}}^0 (c t)_{\text{B}}.$$

## 29.2. Энергия активации

Реакция взаимодействия, протекающая между двумя веществами типа  $A + B = AB$ , называется *бимолекулярной реакцией*.

Избыточная энергия, которой должны обладать молекулы, чтобы их столкновение могло привести к образованию нового вещества, называется *энергией активации данной реакции* (рис. 29.1).

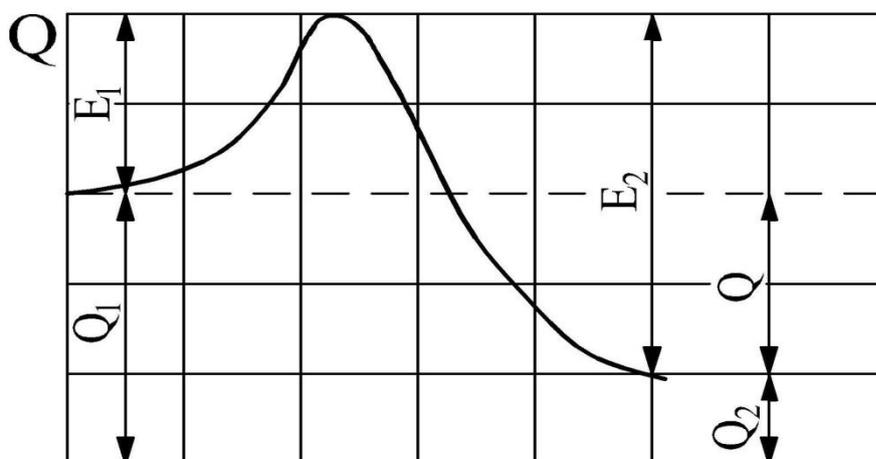


Рис. 29.1. Энергия активации прямой и обратной реакций

Энергию активации  $E$  выражают в кДж/моль. Молекулы, обладающие такой энергией, называются активными. Чем больше энергия активации обратной реакции  $E_2$ , тем больше значение константы скорости реакции  $K_p$  и тем меньше в замкнутом объеме концентрации продуктов диссоциации.

Исходная смесь обладает энергией  $Q_1$ , являющейся суммой кинетической и химической энергии исходных реагирующих веществ. При данном запасе энергии реакция протекает весьма медленно, со

скоростью близкой к нулю. Интенсивное протекание реакции возможно лишь при подводе к смеси дополнительной энергии  $E_1$ , называемой *энергией активации прямой реакции*. Полученные в результате прямой реакции и охлажденные до исходной температуры продукты, обладают в основном запасом физической теплоты и весьма низким значением химического потенциала. Для протекания обратной реакции с заметной скоростью, конечным продуктам необходимо сообщить энергию  $E_2$ , значительно бóльшую в сравнении с  $E_1$  ( $E_2 \gg E_1$ ). Выделенная в результате экзотермической реакции энергия  $Q = Q_1 - Q_2$  является ее *теплоэнергетическим эффектом*.

Если энергия активации очень мала (меньше 40 кДж/моль), то это означает, что значительная часть столкновений между частицами реагирующих веществ приводит к реакции. Если энергия активации реакции очень велика (больше 120 кДж/моль), то это означает, что лишь очень малая часть столкновений взаимодействующих частиц приводит к протеканию химической реакции.

### **Глава 30. КИНЕТИКА ПРОЦЕССОВ ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА**

*Процессы горения* [12, 34, 36, 37] – это экзотермические химические реакции, протекающие в области высоких температур (1200–2000 К). Они характеризуются общими кинетическими закономерностями взаимодействия различных химических веществ. При горении топлива реакции могут быть гомогенными и гетерогенными.

*Гомогенные реакции* протекают в однородных смесях реагирующих веществ, находящихся в одинаковых фазовых состояниях.

*Гетерогенные реакции* протекают в неоднородных по фазовому состоянию и распределению концентраций смесях.

Реакции между химически активными веществами могут протекать в прямом и обратном направлениях. Скорость гомогенной реакции при данной температуре зависит от реакционной способности и концентрации реагирующих веществ:

при прямой реакции

$$v_1 \rightarrow K_1 C_1^{n_1} C_2^{n_2};$$

при обратной реакции

$$v_2 \leftarrow K_2 C_3^{n_3} C_4^{n_4},$$

где  $v_1$ ,  $v_2$  – скорости прямой и обратной реакций,  $C_1$ ,  $C_2$  – концентрации исходных продуктов реакции;  $C_3$ ,  $C_4$  – концентрации конечных продуктов реакции;  $n$  – порядок химической реакции по данному веществу (опытный показатель степени);  $K$  – константа скорости химической реакции, свидетельство химической активности реагирующих веществ.

Если реакции протекают в смеси химических веществ, находящихся в замкнутом объеме при постоянной температуре, то с течением времени процесс приходит в равновесное состояние, когда скорости прямой и обратной реакций становятся одинаковыми [34,36]:

$$v_1 = v_2;$$
$$K_1 C_1^{n_1} C_2^{n_2} = K_2 C_3^{n_3} C_4^{n_4},$$

откуда

$$K_p = \frac{K_2}{K_1} = \frac{C_1^{n_1} C_2^{n_2}}{C_3^{n_3} C_4^{n_4}} = \text{const}, \quad (a)$$

где  $K_p$  – константа равновесия химической реакции, определяющая соотношение мольных концентраций реагирующих веществ при данной температуре. В равновесном состоянии значение константы равновесия зависит от температуры и давления в реакционном объеме.

Зависимость скорости реакции от температуры выражается *законом Аррениуса*, связывающим константу скорости химической реакции  $K$  с энергией активации  $E$

$$K = K_0 \exp(-E / RT),$$

где  $K_0$  – коэффициент, характеризующий частоту столкновений активных реагирующих молекул и максимальную скорость химической реакции.

*Энергия активации  $E$*  – избыточная энергия, которой должны обладать молекулы для того, чтобы их столкновение могло привести к образованию нового вещества. Под энергией активации понимается некоторый энергетический барьер, который необходимо преодолеть молекулам, вступающим в реакцию.

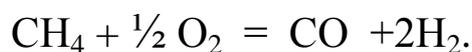
Уравнение (a) отражает фундаментальный закон химии – *закон действующих масс*. При отводе из реакционного объема одного (или двух) конечных продуктов произойдет сдвиг равновесия в сторону уменьшения концентрации исходных веществ.

В соответствии с уравнением Аррениуса скорость реакции весьма быстро растет при увеличении температуры.

Скорости гомогенных химических реакций при реальных температурах в промышленных топках весьма высоки, вследствие чего интенсивность сжигания газообразного топлива практически определяется смешением газа и воздуха. Исходя из этого, усовершенствование конструкций газовых горелок направляют на достижение однородной газозвушной смеси в результате предварительного смешения. При этом значительная часть переносится в топочный объем. Вследствие этого даже при сжигании газообразного топлива интенсивность горения в значительной степени зависит от диффузионных процессов, определяемых аэродинамической схемой топочного устройства.

Основными горючими составляющими органического топлива являются водород и углерод, в также углеводороды  $C_mH_n$ . Термодинамический анализ показывает, что предельные углеводороды ( $C_2H_6$  – этан,  $C_3H_8$  – пропан,  $C_4H_{10}$  – бутан) в топочных процессах разлагаются с образованием метана  $CH_4$  и сажистого углерода.

При температурах выше  $1200\text{ }^\circ\text{C}$  и  $\alpha_B < 1$  метан подвергается конверсии (изменению, превращению), реагируя с водяным паром и углекислым газом, и практически полностью переходит в  $CO$  и  $H_2$ :



При температурах  $1100\text{--}1200\text{ }^\circ\text{C}$  и недостатке кислорода метан может разлагаться с образованием сажистого углерода. Твердый углерод топлива или углерод, образовавшийся в результате пирогенетического разложения углеводородов, образуют при определенной температуре и избытке воздуха оксиды углерода  $CO$  и  $CO_2$  по уравнению



Константа равновесия определяется при этом только соотношением газообразных веществ

$$K_P = P_{CO_2} / P_{CO} P_{O_2}.$$

Равновесный состав продуктов сгорания любых видов топлива в топочном процессе определяется соотношением простейших компонентов  $H_2$ ,  $O_2$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$ .

После воспламенения температура горючей смеси быстро повышается до стабильной температуры горения  $T_2$  (см. рис. 25.1). Устанавливается квазистационарный процесс теплообмена, при котором выделенная теплота частично отдается ограждениям топочного объема и охлаждающим элементам, расположенным в нем, и частично расходуется на нагрев продуктов сгорания.

### ***Зависимость скорости гетерогенных реакций от диффузионных процессов***

Гетерогенные реакции протекают на поверхности раздела фаз (рис. 30.1). При горении жидкого распыленного топлива реакция осуществляется в парообразном пограничном слое, охватывающем поверхность капель (рис. 30.2). При горении твердого углерода реакция взаимодействия с кислородом протекает непосредственно на поверхности и частично внутри угольных частиц

*Скорость гетерогенной реакции* определяется физико-химическим процессом, включающим диффузию кислорода через пограничный слой и непосредственное химическое взаимодействие с горючим

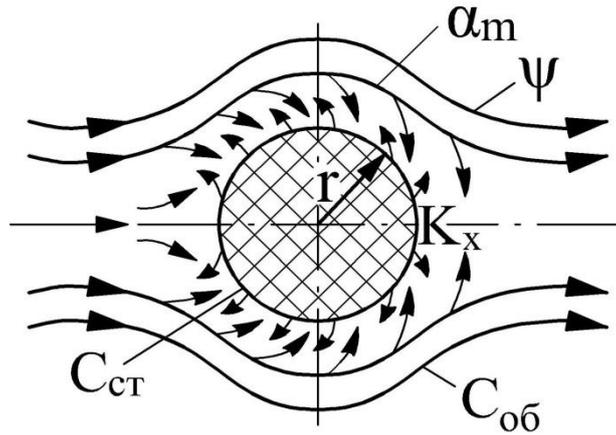


Рис. 30.1. Схема горения угольной частицы:

$r$  – радиус частицы;  $C_{об}$ ,  $C_{ст}$  – концентрация кислорода в ядре потока и вблизи горячей поверхности;  $\psi$  – линия тока;  $K_x$  – константа скорости химической реакции;  $\alpha_m$  – коэффициент массообмена

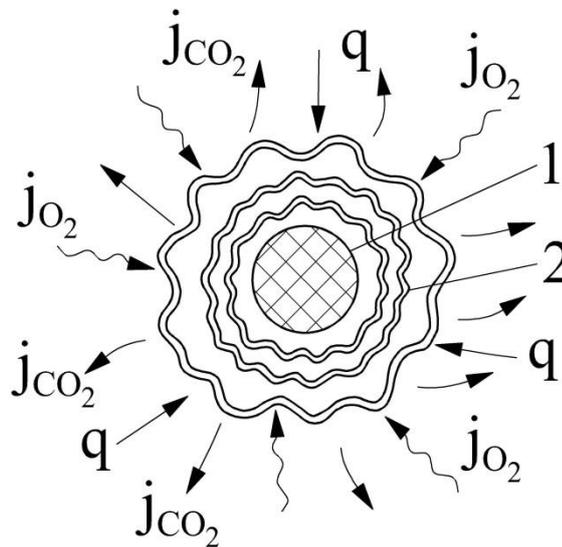


Рис. 30.2. Схема горения капли жидкого топлива:

$1$  – жидкая капля;  $2$  – паровая прослойка;  $q$ ,  $j_{O_2}$  – потоки теплоты и кислорода к поверхности горячей частицы

веществом на реакционной поверхности. В соответствии с этим интенсивность гетерогенной реакции может быть определена как по скорости диффузии кислорода через пограничный слой  $\nu_D$ , так и по скорости химического взаимодействия на поверхности горячей частицы  $\nu_x$

$$\nu_D = \alpha_m (C_{об} - C_{ст}); \quad \nu_x = K_x C_{ст},$$

где  $\alpha_m$  — коэффициент конвективного массообмена в горящем пограничном слое;  $C_{об}, C_{ст}$  — концентрации кислорода соответственно на внешней (в объеме) и внутренней поверхностях пограничного слоя.

В условиях равновесия скорости диффузии кислорода и химической реакции (по кислороду) одинаковы. В соответствии с [34, 36], имеем

$$\nu = \frac{C_{об}}{\frac{1}{K_x} + \frac{1}{\alpha_m}} = K_{пр} C_{об},$$

где

$$K_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{K_x} + \frac{1}{\alpha_m}}$$

является приведенной константой скорости реакций, м/с.

Слагаемые знаменателя в определении приведенной константы представляют собой кинетическое  $1/K_x$  и диффузионное  $1/\alpha_m$  сопротивления, определяющие скорость горения. При низких температурах в топочном объеме ( $t_{\Gamma} = 1000-1200$  °С) решающее

влияние на скорость реакции оказывает кинетическое сопротивление, когда  $1/K_x \gg 1/\alpha_m$ ,  $K_{пр} \cong K_x$  и  $v = K_x C_{об}$ .

Данную область горения называют *кинетической*.

При повышении температуры горения в соответствии с законом Аррениуса скорость реакции резко возрастает и кинетическое сопротивление падает. Поэтому при высоких температурах ( $t_{г} \geq 1500$  °С) преобладающим становится диффузионное сопротивление

$$1/\alpha_m \gg 1/K_x; K_{пр} \cong \alpha_m; v = \alpha_m C_{об}.$$

Данную область горения называют *диффузионной*.

В области умеренных температур (промежуточная область) оба вида сопротивлений имеют существенное влияние на скорость реакции, определяемой уравнением,

$$v = K_{пр} C_{об} = \frac{1}{\frac{1}{K_x} + \frac{1}{\alpha_m}} C_{об}.$$

Коэффициент конвективного массообмена (диффузии) кислорода в пограничном слое находится по формуле

$$Nu_D = \frac{\alpha_m d}{D} = a Re^n Pr_D^m,$$

где  $d$  – диаметр частицы;  $D$  – коэффициент диффузии, м<sup>2</sup>/с;

$Re = w d / \nu$  – число Рейнольдса;  $w$  – относительная скорость

частицы в потоке газа;  $\nu$  – кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с;  $Pr_D$  – диффузионный критерий Прандтля.

Применительно к сжиганию пылевидных частиц в камерных топках при низких значениях числа  $Re$  ( $Re = 200$ ) для определения  $\alpha_m$  рекомендуется применять формулу А. П. Сокольского и Ф. А. Тимофеевой [12, 35]

$$Nu_D = \frac{2}{K_\phi} + 0,16 Re^{0,67}.$$

Для мелких частиц, когда  $Re \rightarrow 0$ , пользуются приближенным соотношением

$$Nu_D^{min} = \frac{2}{K_\phi}.$$

Значение фактора формы  $K_\phi$  зависит от геометрии частиц. Для частиц цилиндрической формы  $K_\phi = K_\psi = 1,17$ , а для пластины  $K_\phi = K_{пл} = 1,33$ . В этом случае коэффициент массообмена

$$\alpha_m = \frac{2}{K_\phi} \frac{D}{d}.$$

Коэффициент молекулярной диффузии  $D$  для данной смеси газов в сильной степени зависит от температуры

$$D = D_0 \left( \frac{T}{T_0} \right)^{1,75}.$$

Значение коэффициента  $D_0$  при стандартных значениях параметров смеси ( $P_{см} = 0,1$  МПа и  $T_0 = 273$  К) находится по справочным таблицам [12, 35–37].

Уравнение кинетики процесса горения твердых топливных частиц при заданном среднем значении приведенной константы скорости

горения [34, 36] имеет вид

$$\frac{dG}{d\tau} = - \frac{K_{\text{пр}}}{\chi} f \rho_{\text{к}} C_{\text{об}},$$

где  $G, f$  – масса и поверхность топливной частицы;  $\rho_{\text{к}}, C_{\text{об}}$  – плотность и концентрация кислорода в объеме;  $\chi$  – стехиометрический коэффициент;  $K_{\text{пр}}$  – приведенная константа скорости реакции.

В приведенном уравнении масса и поверхность топливной частицы и, следовательно, концентрация кислорода в объеме являются переменными величинами.

Изменение концентрации кислорода в воздушном потоке пропорционально уменьшению радиуса частицы в третьей степени

$$C_{\text{об}} = C_0 \left( r/r_0 \right)^3,$$

а поверхность частицы – пропорционально квадрату радиуса.

Применительно к *кинетической области горения*, когда  $K_{\text{пр}} = K_x$ , уравнение переписется так:

$$\frac{4}{3} \rho_{\text{т}} \pi d(r^3) = - \frac{K_x}{\chi} 4 \pi r^2 \rho_{\text{к}} C_0 \left( r/r_0 \right)^3 d\tau,$$

где  $\rho_{\text{к}}$  – плотность угольной частицы;  $C_0$  – начальная концентрация кислорода в воздухе.

После преобразования этого уравнения получим время, необходимое для сгорания частицы при уменьшении радиуса от  $r$  до  $r_0$ ,

$$\tau_K = \frac{2 \chi \rho_T r_0^3}{K_x \rho_K C_0} \left( \frac{1}{r^2} - \frac{1}{r_0^2} \right).$$

В диффузионной области горения  $K_{пр} = \alpha_m$ . При этом величина коэффициента массообмена уменьшается пропорционально изменению радиуса выгорающей частицы

$$\alpha_m = \alpha_{m,0} r_0 / r.$$

Тогда получим

$$\tau_D = \frac{\chi \rho_T r_0^2}{\alpha_{m,0} \rho_K C_0} \left( \frac{1}{r} - \frac{1}{r_0} \right).$$

Приведенные уравнения показывают, что при стехиометрическом (теоретическом) состоянии топлива и кислорода, когда избыток воздуха в топочном объеме равен нулю, длительность полного процесса выгорания частицы равна бесконечности. В связи с этим реальные топочные процессы осуществляются при расходах воздуха больше теоретического. При этом уравнения выгорания частиц принимают следующий вид:

в кинетической области горения частицы

$$\tau_{\Gamma}^K = \frac{\chi \rho_T r_0}{(1 - \alpha) K_x C_0} \left[ \frac{2,3}{6 b^2} \lg \frac{(b + 1)^2}{b^2 - b + 1} + \frac{1}{b^2 \sqrt{3}} \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{2 - b}{b \sqrt{3}} - \frac{1}{b^2 \sqrt{3}} \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left( - \frac{1}{\sqrt{3}} \right) \right],$$

где

$$b = \sqrt{\frac{1}{1 - \alpha}}; C_{об} = \left[ \alpha + (1 - \alpha) \left( \frac{r}{r_0} \right)^3 \right] C_0; C_{изб} = \alpha C_0;$$

в диффузионной области горения частицы

$$\tau_{\Gamma}^{\text{Д}} = \frac{\chi \rho_{\text{T}} r_0}{(1 - \alpha) \alpha_{m,0} \rho_{\text{K}} C_0} \left[ \frac{2,3}{6 b} \lg \frac{b^2 - b + 1}{(b + 1)^2} + \right. \\ \left. + \frac{1}{b \sqrt{3}} \arctg \frac{2-b}{b \sqrt{3}} - \frac{1}{b \sqrt{3}} \arctg \left( - \frac{1}{\sqrt{3}} \right) \right].$$

При горении жидкого топлива (мазута) теплота, подводимая к поверхности капли, расходуется на прогрев и испарение мазута. Уравнение теплообмена и баланса теплоты при испарении капли имеет следующий вид [34, 36]:

$$\alpha 4 \pi r^2 (t_{\Gamma} - t_{\text{И}}) = - 4 \pi r^2 \rho_{\text{Ж}} q \frac{d r}{d \tau}, \quad (a)$$

где  $\alpha = \alpha_{\text{K}} + \alpha_{\text{Л}}$  — суммарное значение коэффициента теплообмена конвекцией и излучением от факела;  $r$  — текущее значение радиуса капли;  $t_{\Gamma}$ ,  $t_{\text{И}}$  — температура горящего факела и поверхности испарения;  $q = i_{\text{П}} - C_{\text{W}} t_0$  — удельная теплота прогрева и испарения мазута;  $C_{\text{W}}, t_0$  — теплоемкость и начальная температура мазута.

Конвективная составляющая коэффициента теплообмена зависит от диаметра испаряющейся капли. При этом значение  $\alpha_{\text{K}}$  определяется из соотношения

$$\alpha_{\text{K}} = \frac{2 \lambda}{d},$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности газов;  $d$  – текущий диаметр капли.

Коэффициент теплообмена лучеиспусканием не зависит от размера капли. Принимая приближенно  $\alpha = \alpha_{\text{ср}} = \text{const}$ , интегрируем уравнение (а) в пределах от  $r_0$  до 0 (полное сгорание). Отсюда находим

$$\int_0^{\tau} d\tau = \tau_{\Gamma} = \frac{q \rho_{\text{ж}} r_0}{\alpha_{\text{ср}} (t_{\Gamma} - t_{\text{И}})}.$$

Если же учесть зависимость  $\alpha_{\text{К}}$  от диаметра капли по соотношению  $\alpha_{\text{К}} = \alpha_{\text{К},0} (r_0 / r)$ , то уравнение (а) после преобразований и интегрирования получит вид

$$\tau_{\Gamma} = \frac{q \rho_{\text{ж}}}{t_{\Gamma} - t_{\text{И}}} \left[ \frac{r_0 - r}{a} + \frac{b}{a^2} \ln \frac{a r + b}{a r_0 + b} \right].$$

В этом уравнении приняты следующие обозначения:

$$a = \alpha_{\text{Л}}; \quad b = \alpha_{\text{К},0}; \quad \vartheta = t_{\Gamma} - t_{\text{И}}.$$

При полном сгорании капли ( $r = 0$ )

$$\tau_{\Gamma} = \frac{q \rho_{\text{ж}}}{\vartheta} \left[ \frac{r_0}{a} + \frac{b}{a^2} \ln \frac{b}{a r_0 + b} \right].$$

Установившемуся процессу испарения и воспламенения паровой фазы предшествует прогрев капли. Однако теплота прогрева

подаваемого в горелку мазута от начальной температуры ( $t_0 = 90-130 \text{ }^\circ\text{C}$ ) до температуры вспышки ( $t_{\text{всп}} \cong 200 \text{ }^\circ\text{C}$ ) в несколько раз меньше теплоты испарения. Поэтому период индукции (прогрев до воспламенения) не оказывает существенного влияния на интенсивность горения. Кроме того, необходимо учитывать, что внутри капель и пылевидных частиц возникают весьма большие градиенты температур, вследствие чего воспламенение частиц с поверхности происходит до окончания их полного прогрева.

### Глава 31. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ТОПОЧНОГО ПРОЦЕССА

Тепловой баланс топочного процесса выглядит следующим образом [12]:

$$\begin{aligned} \psi_T b_C Q_{\text{см}}^P &= b_C (Q_H^C - 2260 U_0 + C_T t_T + \alpha_B C_B t_B V_B^0) = \\ &= b_C [V_\Gamma^0 + (\alpha_T - 1) V_B^0] C_\Gamma t_\Gamma + f_V q_L, \end{aligned}$$

где  $b_C$  – напряжение топочного объема по сухому топливу,  $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$ ;  
 $\psi_T$  – коэффициент полноты сгорания топлива;  $Q_{\text{см}}^P$  – располагаемая теплота горючей смеси,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ;  $U_0$  – начальное влагосодержание топлива,  $\text{кг}$  влаги/ $\text{кг}$  топлива;  $Q_H^C$  – теплота сгорания газообразного топлива,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ;  $C_T$  – удельная теплоемкость топлива,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ ;  
 $t_T$  – температура топлива,  $^\circ\text{C}$ ;  $\alpha_T = \alpha_B$  – коэффициент избытка воздуха в топке;  $C_B$  – теплоемкость воздуха,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ ;  $V_B^0$  – теоретический

расход воздуха, м<sup>3</sup>/кг;  $t_B$  – температура нагретого воздуха, подаваемого в топку, °С;  $V_{\Gamma}^0$  – теоретический объем продуктов сгорания, м<sup>3</sup>/кг;  $C_{\Gamma}$  – теплоемкость газов, кДж / (кг · °С);  $t_{\Gamma}$  – температура газов, °С;  $q_L$  – среднее значение удельного напряжения тепловоспринимающих поверхностей, кДж/(м<sup>2</sup>·ч);  $f_V$  – удельная поверхность тепловоспринимающих ограждений, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>.

Анализ уравнения показывает, что температура горения зависит от степени выгорания топлива  $\Psi_T$  и его влажности, от напряжения топочного объема  $b_C$ , от избытка  $\alpha_B$  и температуры воздуха  $t_B$  подаваемого в топку нагретого воздуха и удельного теплового напряжения  $q_L$  ограждений.

Основным регулирующим фактором при заданной нагрузке топки является коэффициент избытка воздуха  $\alpha_T$ , который должен иметь предельно минимальное значение, обеспечивающее полноту сгорания топлива.

Поддержание оптимальных значений коэффициента избытка воздуха достигается его пропорциональным распределением по отдельным горелкам и интенсивным перемешиванием топочных газов.

В процессе непрерывной работы топки режим горения может меняться, что вызовет изменение удельных тепловых потерь и сдвиг температуры горения топочных газов. При увеличении относительных тепловых потерь до уровня, характеризуемого пунктирной линией, и снижения температуры горения до  $t_4$  (см. рис. 25.2) произойдет потухание факела. Может возникнуть топочный взрыв.

Дестабилизация процесса горения в котельных топках повышается при снижении тепловой нагрузки  $b_c$ , так как при этом сильно возрастает удельная теплоотдача экранными поверхностями.

Условия оптимизации: длительное поддержание устойчивого высокоинтенсивного процесса горения при максимальной экономичности с минимальным выбросом вредных веществ в окружающую среду и выполнением мероприятий по предотвращению коррозии поверхностей нагрева. При сжигании твердого топлива дополнительным условием оптимизации является так же снижение интенсивности шлакования топки.

В современных котельных агрегатах полное сгорание газообразного топлива достигается при  $\alpha_T = 1,02-1,03$ , а мазута – при  $\alpha_T = 1,03-1,05$ . При сжигании угольной пыли оптимальные значения избытка воздуха  $\alpha_T = 1,15-1,25$ . Нарушение устойчивости топочного процесса приводит к погасанию факела. В этом случае автоматически отключается подача топлива.

Поддержание устойчивости топочного процесса зависит от реакционной способности топлива, температуры в ядре факела, которая определяется условиями подготовки топлива, от степени нагрева и избытка воздуха, а также от типа горелок.

Нарушение устойчивости процесса происходит при уменьшении нагрузки топки, тогда снижается температура в ядре факела из-за резкого возрастания удельной лучистой теплоотдачи экранам. На устойчивость процесса воспламенения горючей смеси существенное влияние оказывает интенсивное перемешивание топочных газов, которое обеспечивается аэродинамической схемой топки.

Организация двухступенчатого подвода топочной смеси также способствует оптимизации топочных процессов.

Контроль процессов горения осуществляют по анализу продуктов сгорания, на основании которого определяют коэффициент избытка воздуха в топке и газоходах котла. Основными составляющими продуктов полного сгорания топлива являются углекислый газ  $\text{CO}_2$  и диоксид серы  $\text{SO}_2$ , сумма которых обозначается  $\text{RO}_2$ . При полном сгорании топлива  $\alpha_T = 1,0$  и

$$\text{RO}_2^{\max} = \frac{21}{1 + \beta},$$

где характеристика топлива  $\beta$  зависит от содержания водорода  $\text{H}^p$  [35]:

$$\beta = 2,35 \frac{\text{H}^p - 0,126 \text{O}^p}{\text{C}^p + 0,375 \text{S}_{\text{op+k}}^p}.$$

Физический смысл коэффициента  $\beta$  заключается в том, что он показывает отношение расхода кислорода воздуха на окисление свободного водорода топлива к расходу кислорода на образование трехатомных газов. При полном сгорании топлива и наличии в топке избытка воздуха ( $\alpha_T > 1,0$ ) имеет место равенство

$$(1 + \beta) \text{RO}_2 + \text{O}_2^{\text{изб}} = 21\%.$$

При неполном горении и  $\alpha_T < 1,0$  справедливо уравнение

$$(1 + \beta) \text{RO}_2 + (0,605 + \beta) \text{CO} + \text{O}_2^{\text{изб}} = 21\%,$$

где  $RO_2$  и  $O_2^{изб}$  определяют на основании анализа сухих дымовых газов, после чего из этого уравнения можно определить содержание в дымовых газах продукта неполного сгорания окиси углерода  $CO$ .

Средние значения  $\beta$  составляют: для газа 0,75–0,78; для мазута 0,29–0,32; для каменных углей 0,07–0,14.

Коэффициент избытка воздуха при полном сгорании определяется:

либо на основании замеренного значения  $RO_2^{зам}$

$$\alpha_T = \frac{RO_2^{max}}{RO_2^{зам}},$$

либо по избыточному кислороду

$$\alpha_T = \frac{21}{21 - O_2^{зам}}.$$

При грубых нарушениях процесса горения в топочных газах могут содержаться водород  $H_2$  и углеводороды  $C_nH_m$ . В качестве стационарных приборов в котельных применяют термокондуктивные газоанализаторы, принцип действия которых основан на различном тепловом воздействии на нагретую платиновую проволоку воздуха и углекислоты. Шкала прибора градуирована по содержанию  $CO_2$  в дымовых газах. В котельных применяют и термомагнитные газоанализаторы со шкалой измерения, %,

Более 250 мкм, не более.....5.

Средняя зольность на сухую массу,.....12.

Предельная зольность, %.....14.

## Глава 32. ТОПОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Устройство, где протекает процесс горения топлива [33, 38], называют *топочным устройством (топкой)*. Любую промышленную топку можно рассматривать как сочетание горелочного устройства с топочным пространством (камерой). При сжигании твердого топлива горелочным устройством служит колосниковая решетка, поддерживающая кусковое топливо. При сжигании жидкого и газообразного топлива горелочным устройством являются форсунки или горелки, подающие в топку распыленное топливо и необходимый для горения воздух.

В топке и ее газоходах располагаются поверхности нагрева котла, которые воспринимают теплоту, образующуюся от сгорания топлива в топке.

В современных топках горение топлива происходит при столь высоких температурах, что полученная в результате сгорания топлива зола плавится и превращается в шлак. Высокая температура топки и действие расплавленного шлака, осевшего на стенки топки, способны быстро разрушить его обмуровку. Кроме того, расплавленные частицы золы, уносимые дымовыми газами, оседая на поверхностях нагрева, ухудшают тем самым теплопередачу. Поэтому для защиты стенок топки от действия высоких температур и разъедания расплавленными шлаками их экранируют, т. е. перед ними устанавливают ряды гладких металлических экранных труб с циркулирующей по ним водой.

Включенные в общую циркуляционную систему котла, *экраны* являются поверхностями нагрева, воспринимающими лучистую радиационную теплоту от пламени горящего топлива. Поэтому их

называют *радиационными поверхностями нагрева*, а ту часть топки, где расположены экраны, называют *радиационной зоной* топки.

Поверхности, расположенные в газоходах и обогреваемые движущимся потоком горячих газов, называют *конвективными поверхностями*. Ту часть, где расположены эти поверхности, называют *конвективной зоной* (или частью) топки.

Увеличение поверхности экранов позволяет понизить температуру газов, покидающих радиационную зону топки, до температуры застывания золы, что предохраняет от шлакования конвективные поверхности котельного агрегата.

Работа топки характеризуется тепловыми напряжениями решетки и топочного пространства. *Удельным тепловым напряжением решетки*  $q_R$  называют тепловую мощность топки  $q_T$ , отнесенную к полной площади  $R_T$  колосниковой решетки. Очевидно, что

$$q_R = \frac{q_T}{R_T} = \frac{B Q_H^p}{R_T}, \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2},$$

где  $B$  – секундный расход топлива, кг/с;  $Q_H^p$  – низшая теплота сгорания рабочей массы топлива, кДж/кг.

*Полной площадью колосниковой решетки* называют поверхность, образуемую колосниками.

*Удельным тепловым напряжением топочного пространства*  $q_V$  называют тепловую мощность топки  $q_T$ , отнесенную к единице объема  $V_T$  топочного пространства, без учета потери теплоты в топке.

Следовательно

$$q_V = \frac{q_T}{V_T} = \frac{B Q_H^p}{V_T}, \frac{\text{кВт}}{\text{м}^3},$$

где  $V_T$  — объем топочного пространства, м<sup>3</sup>.

Приведенные выше напряжения не учитывают потерь теплоты от неполного сгорания топлива, поэтому эти напряжения называют *видимыми*.

При конструировании топок должны быть соблюдены следующие основные условия:

1. Экономичное сжигание топлива, т. е. наиболее полное его сгорание при минимальном избытке воздуха.

2. Правильная организация движения топочных газов и воздуха в котельном агрегате.

3. Механизация и автоматизация всех трудоемких работ по обслуживанию топок.

В зависимости от способа сжигания топлива топки делятся на слоевые и камерные. В слоевых топках сгорание топлива слоевое, а в камерных горение факельное или вихревое.

### **32.1. Слоеые топки**

Основным элементом слоевой топки является колосниковая решетка. Она состоит из балочных или плиточных колосников и является опорой для кускового топлива во время его горения. Просветы (или отверстия) между колосниками предназначены для прохода воздуха, необходимого для горения топлива. Кроме того, через них проваливается зола и шлак в зольник. Сумму поперечных сечений всех просветов или отверстий колосниковой решетки называют *живым сечением решетки*.

Форма колосников, их толщина и живое сечение решетки зависит от вида топлива и величины его кусков.

При сжигании крупнокускового топлива с большим выходом летучих веществ (дрова, торф) применяют балочные колосниковые решетки. Их живое сечение составляет 20–40 % от общей поверхности решетки. При сжигании мелкозернистого и многозольного топлива, с малым выходом летучих (например, антрацит), пользуются плиточными колосниковыми решетками, живое сечение которых составляет 10–15 %.

*Слоевые топки* в зависимости от метода их обслуживания подразделяются на *топки с ручным обслуживанием, полумеханизированные и механизированные.*

В настоящее время топки с ручным обслуживанием встречаются редко. Их используют для котлов низкой производительности.

*Полумеханизированными топками* называются топки, у которых механизированы только некоторые процессы. В этих топках применяют механизированные забрасыватели, которые заменяют очень трудоемкую работу – ручную загрузку топлива на колосниковую решетку. Для перемешивания топлива и частичного удаления золы и шлака в топке устанавливают *решетки с качающимися колосниками.* Работу топки частично механизуют применением *наклонной решетки.* *Механизированная топка* является основным элементом современного мощного оборудования топок со слоевым сжиганием.

### **32.2. Механические слоевые топки с цепными решетками**

Значительное распространение в промышленности имеют слоевые топки с цепными решетками. Характерной особенностью таких топок

является непрерывное перемещение топлива вместе с колосниковой решеткой, представляющей собой транспортер, выполненный в виде бесконечного полотна.

Особенностью горения топлива в топке с цепной решеткой является одностороннее верхнее его зажигание, так как свежее топливо из загрузочного ящика ложится на относительно холодные колосники. В данном случае получается схема поперечного движения топливного и газовоздушных потоков. Схема зажигания слоя на цепной решетке показана на рис. 32.1.

Основным источником теплоты, определяющей прогрев и воспламенение свежего топлива, является излучение газов из топочного объема. Скорость распространения высокой температуры и скорость горения  $\omega_{р.г}$  направлены поперечно движению слоя, перемещающегося со скоростью движения решетки  $\omega_{реш}$ . Поэтому фронт начала выхода летучих веществ и фронт воспламенения располагаются с наклоном в сторону движения решетки.

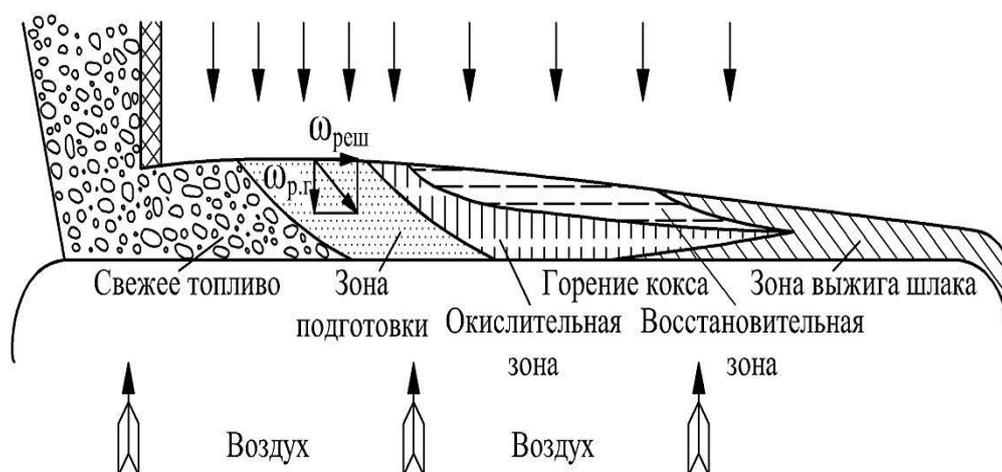


Рис. 32.1. Схема зажигания слоя на цепной решетке

Зажигание топлива от непосредственного его соприкосновения с горящими частицами играет небольшую роль в общем процессе воспламенения топлива. Так, скорость распространения горения от непосредственного контакта частиц составляет всего 0,2–0,5 м/ч, в то время как перемещение слоя вместе с решеткой имеет скорость, в десятки раз большую. В связи с указанной особенностью прогрева и воспламенения топлива при сжигании малореакционных и влажных топлив значительная часть цепной решетки может оказаться занятой предварительной подготовкой топлива. При сжигании таких топлив на цепной решетке приходится принимать меры для интенсификации подготовительных этапов.

Наибольшее распространение в промышленности получили полностью механизированные слоевые топки с пневмомеханическими забрасывателями и цепной решеткой обратного хода. Их особенность – горение топлива на непрерывно движущейся со скоростью 1–15 м/ч колосниковой решетке, в виде полотна транспортерной ленты, имеющей привод от электродвигателя. Полотно решетки состоит из отдельных колосниковых элементов, закрепленных на бесконечных шарнирных цепях, приводимых в движение «звездочками». Необходимый для горения нагретый воздух подводится под решетку через зазоры между элементами колосников.

Принципиальная схема топки с цепной решеткой и пневмомеханическим забрасывателем, показана на рис. 32.2. Подача топлива осуществляется пневмомеханическим забрасывателем, основным элементом которого является ротор, вращающийся с частотой 500–1000 об/мин. Ленточным питателем топливо подается из бункера на лопасти ротора и забрасывается ими в топку.

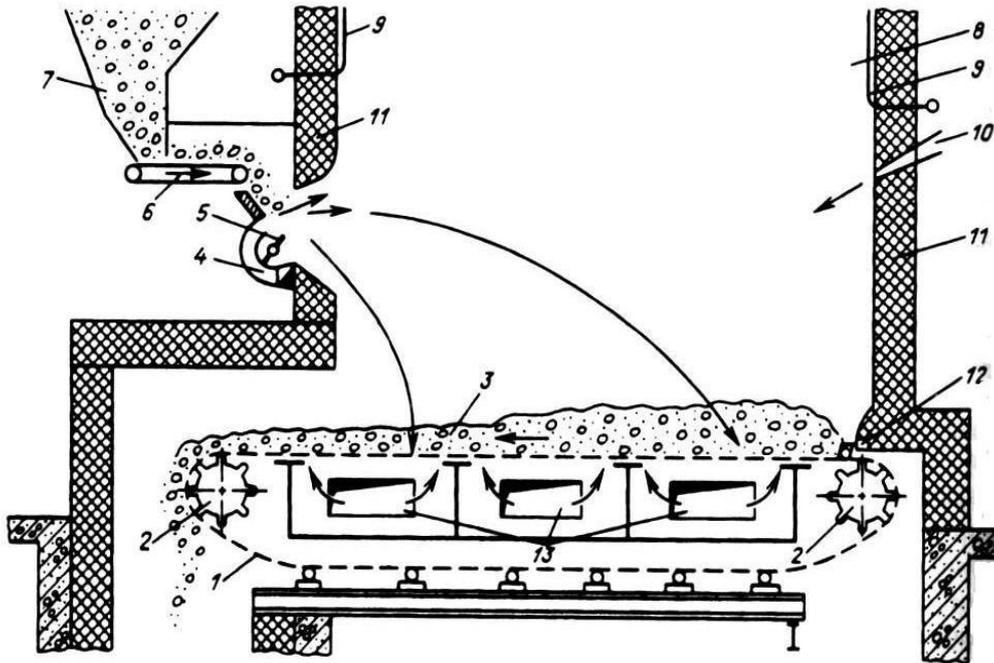


Рис. 32.2. Схема топки с пневмомеханическим забрасывателем и цепной решеткой обратного хода:

1 – полотно колосниковой решетки; 2 – приводные звездочки; 3 – слой топлива и шлака; 4 – подвод воздуха к забрасывателю; 5 – ротор забрасывателя; 6 – ленточный питатель; 7 – топливный бункер; 8 – топочный объем; 9 – экранные трубы; 10 – острое дутье и возврат уноса; 11 – обмуровка топки; 12 – заднее уплотнение; 13 – окна для подвода воздуха под слой

Крупные куски летят к задней стенке и движутся на решетке дальше, мелкие падают ближе, а самые тонкие фракции (мельче 1мм) сгорают в топочном объеме на лету. Под решетку подводится воздух (10–15 % от всего расхода) со скоростью 20 м/с. Топка относится к разряду факельно-слоевых топок. При этом часть топлива сгорает в

слое на цепной решетке, а другая часть – во взвешенном состоянии в факеле.

Для интенсификации горения в объеме через сопла, расположенные на задней стенке, дополнительно подают воздух (5–10 % от общего количества) в виде струй «острого дутья» со скоростью 50–70 м/с. Эти струи перемешивают потоки смеси в объеме топки. Обычно вместе с острым дутьем в топку возвращают уловленный в золоуловителе унос с высоким содержанием горючих веществ, что позволяет дожечь вынесенные из топки недогоревшие частицы.

Шуровка слоя в таких топках не требуется, прогреваясь в процессе полета, частицы угля теряют способность спекаться. Шлак сбрасывается в шлаковую шахту, из нее – в систему шлакоудаления. Основными потерями в слоевых топках являются потери от механического недожога. При отсутствии острого дутья и возврата уноса значение потерь может достигать 13 %, при возврате уноса оно значительно ниже.

Оптимальный размер кусков угля для слоевых топок составляет 25–50 мм, соответствующая скорость газа в слое 1,5–2,5 м/с; температура горения достигает 1100 °С.

Необходимость дожигания выносимых из слоя продуктов неполного сгорания ( $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$ ) и мелких топливных частиц, а также необходимость охлаждения газов в топке до температуры, при которой затвердевают уносимые газами зольные частицы (1000–1100 °С в зависимости от плавкости золы), заставляет предусматривать над слоем большой топочный объем. Тогда теплонапряжение топочного объема составляет  $q_V = 250\text{--}450 \text{ кВт/м}^3$ .

Из-за неравномерной высоты слоя в слоевых топках приходится держать коэффициент избытка воздуха в пределах  $\alpha_B = 1,3-1,4$ , а потеря от механического недожога топлива при этом составит  $q_{\text{мех}} = 0,5-1\%$

$$q_{\text{мех}} = \frac{100 \cdot Q_{\text{МЕХ}}}{Q_{\text{Н}}^{\text{P}}},$$

где  $Q_{\text{мех}}$  – механический недожог горючих элементов в золе и шлаке, МДж/кг;  $Q_{\text{Н}}^{\text{P}}$  – низшая теплота сгорания горючих элементов,

$$Q_{\text{Н}}^{\text{P}} = 32,65 \text{ МДж/кг.}$$

### 32.3. Камерные топki

Камерные топki предназначены для сжигания пылевидного, мелкодробленого, жидкого и газообразного топлива. Камерная топка представляет собой пространство (камеру) без колосниковой решетки и загрузочной дверцы.

Топливо и воздух, необходимый для сжигания, подают в топочную камеру специальными устройствами (форсунками или горелками в зависимости от рода топлива). В топке топливо сгорает во взвешенном состоянии. Воздух, поступающий в камеру вместе с топливом, называется *первичным*. Основная часть воздуха, необходимого для полного сгорания топлива, подается в камеру дополнительно. Этот воздух называют *вторичным*.

Камерные топki для сжигания угольной пыли различают в основном по расположению горелок и по способу шлакоудаления. Для котлов средней производительности принято фронтальное и встречное

расположение горелок, а для крупных котельных агрегатов – угловое расположение горелок.

По способу удаления шлака топки различают с сухим и жидким шлакоудалением.

#### **32.4. Пылеугольные топки**

Пылеугольная топка представляет собой топочную камеру в плане прямоугольной формы значительного объема. Все стены ее с внутренней стороны покрыты системой труб, которая называется *топочными экранами* или лучевоспринимающими поверхностями нагрева. Топочные экраны (боковые, передний и задний) присоединяются к барабану котла и включаются в общий циркуляционный контур. Пылевидное топливо (уголь, антрацит) вместе с первичным воздухом, а также вторичный воздух, необходимый для горения, вводится в топочную камеру при помощи пылеугольных горелок, которые являются основными рабочими органами топки. Расположение горелок на стенах топочной камеры может быть различное, но чаще всего встречаются две схемы расположения горелок; с однорядным размещением на передней стенке (рис. 32.3, *а*) и встречное на боковых стенках (рис. 32.3, *б*). Они размещаются в один, два и более ряда по высоте. Для котлов средней мощности применяют первый способ расположения горелок.

Пылеугольные топки бывают с твердым и жидким шлакоудалением. Последний способ применяется сравнительно редко и только в котельных установках большой мощности.

*Топки с твердым шлакоудалением* оборудуются так называемой *холодной воронкой*, которая располагается под топочной камерой.

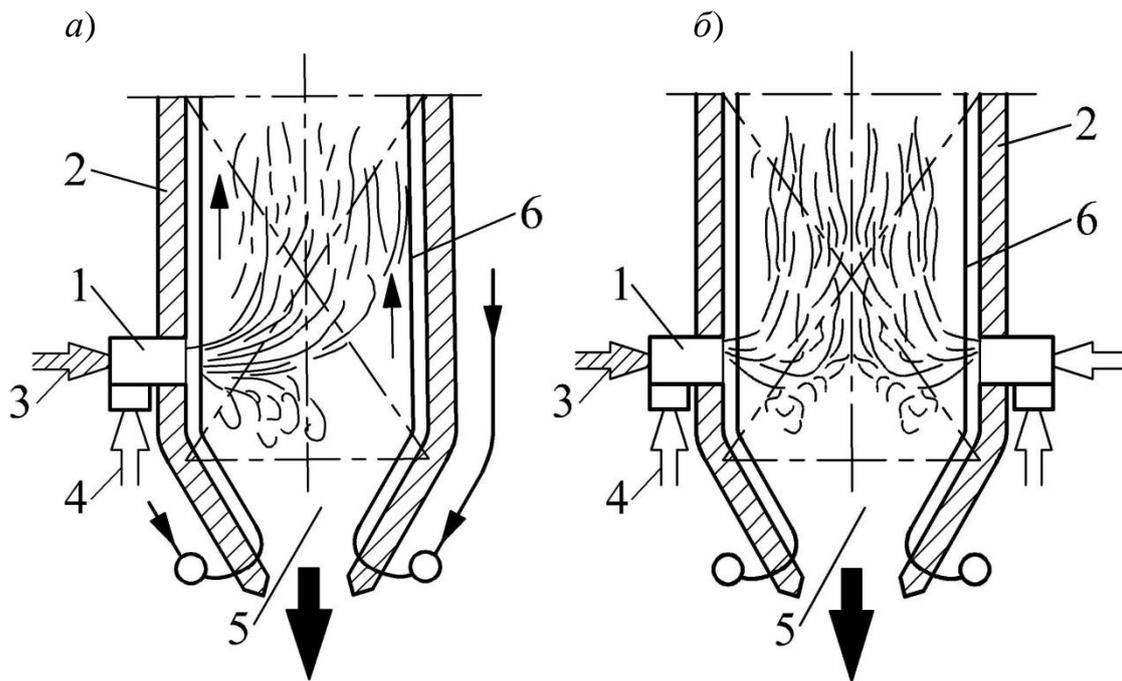


Рис. 32.3. Схемы камерных топок для пылеугольного сжигания топлива с твердым шлакоудалением:

*а* – однорядное расположение горелок на передней стенке; *б* – расположение горелок на боковых стенках; *1* – пылеугольная горелка; *2* – топочная камера; *3* – подвод пылевоздушной смеси; *4* – подвод вторичного воздуха; *5* – холодная воронка; *6* – водяной экран

Назначение ее состоит в охлаждении (грануляции) шлака, выпадающего из факела. Под холодной воронкой устанавливается шлаковая шахта, в которой собирается шлак. По мере его накопления он периодически при помощи гидравлической системы удаляется на шлакозолоотвал.

При сжигании твердого топлива в пылевидном состоянии развивается очень высокая температура, значительно превышающая

температуру плавления золы, содержащуюся в топливе, в результате чего зола плавится и превращается в жидкое состояние в виде мельчайших капелек. Будучи унесены с потоком газов, они попадают на конвективные поверхности нагрева, охлаждаются и налипают на них, образуя весьма твердые шлаковые наросты. В пылеугольных топках около 80 % всей золы выносятся в газоходы котельного агрегата и только 20 % осаждаются в топке. Шлакование поверхностей нагрева приводит не только к ухудшению передачи теплоты от газов к нагреваемой среде и в связи с этим к пережогу труб, но и к возможным серьезным авариям котельного агрегата.

Во избежание попадания жидкого шлака в конвективные поверхности нагрева температура газов на выходе из топки должна поддерживаться на уровне несколько ниже температуры размягчения золы. Для достижения такой температуры часть испарительной поверхности нагрева переносится непосредственно в топочную камеру в виде водяных экранов, выполненных из гладких стальных труб. Назначение экранов, как сказано ранее, состоит не только в восприятии значительного количества теплоты и понижения температуры газов, но и в защите обмуровки от вредного воздействия жидкого шлака.

Трубы экранов располагаются вплотную или на небольшом расстоянии от внутренних стен топочной камеры, с шагом, обеспечивающим просвет между трубами 4–6 мм, что исключает возможность шлакования экранов.

Пылеугольные топки с твердым шлакоудалением имеют ряд существенных недостатков:

- большое количество золы, выносимой из топки, приводит к значительному износу (истиранию) поверхностей нагрева и снижению коэффициента теплопередачи при малых скоростях газов;

- наличие холодной воронки отрицательно сказывается на процессе горения, а также приводит к увеличению высоты топочной камеры;
- необходимость охлаждения газов в топочной камере до температуры размягчения золы приводит к снижению температуры хвостовой части факела, что затрудняет полное выгорание пыли;
- значительное экранирование топочной камеры ухудшает и затрудняет воспламенение топлива с малым выходом летучих веществ. Для интенсификации зажигания и устойчивого горения таких топлив приходится часть экранов закрывать огнеупором, т. е. устраивать так называемые *зажигательные пояса*.

Эти недостатки полностью устраняются в топках с жидким шлакоудалением.

*Топки с жидким шлакоудалением* отличаются тем, что вместо холодной воронки в нижней части топочной камеры установлена шлаковая ванна, в которой собирается жидкий шлак. Удаление жидкого шлака осуществляется через отверстие (*летку*).

Для удаления жидкоплавкого состояния золы в нижней части топочной камеры поддерживается такая температура, при которой зола не только плавится, но и удаляется в жидком виде. Пылеугольные топки с жидким шлакоудалением выполняются одно- и двухкамерными. В отличие от топок с твердым шлакоудалением, в топках с жидким шлакоудалением достигается высокая степень улавливания золы до 80 %, что повышает коэффициент теплопередачи и уменьшает золовой износ поверхностей нагрева.

### 32.5. Вихревые топки

Вихревой принцип сжигания топлива, имеющий определенные преимущества при сжигании бурых углей и фрезерного топлива, использован в вихревой топке Ленинградского политехнического института (ЛПИ) (рис. 32.4) с молотковыми мельницами.

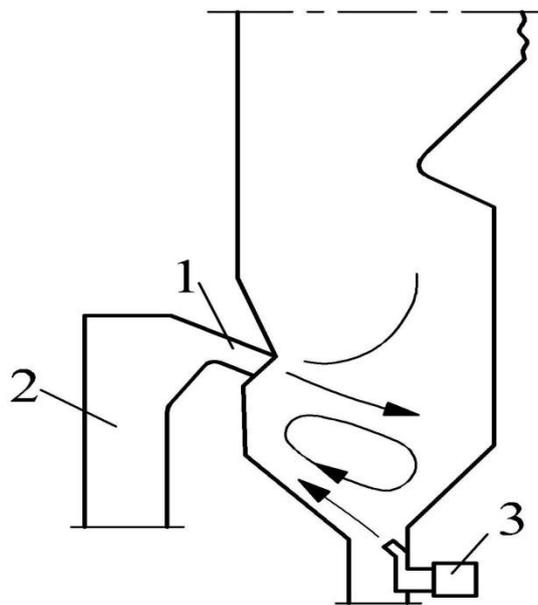


Рис. 32.4. Вихревая топка ЛПИ

В вихревой топке горелки *1* выполняются с амбразурами прямоугольного выходного сечения, наклоненными вниз под небольшим углом. Шахта *2* мельницы горизонтальной частью присоединяется к входному сечению горелки. Пылевоздушная смесь поступает из горелок в топку со скоростью 20–30 м/с. Вторичный воздух подается со скоростью 40–60 м/с через сопла *3*,

установленные в нижней части заднего ската холодной воронки. Струи пылевоздушной смеси и вторичного воздуха в нижней части топочной камеры, включающей и объем холодной воронки, образуют вихрь с горизонтальной осью вращения.

Подача пыли с ограниченным количеством воздуха способствует усилению зажигания факела на выходе из горелок, а усиленный тепло- и массообмен в вихре интенсифицирует выгорание.

В вихревом факеле в результате вовлечения значительного количества газов температура за счет химического реагирования повышается не резко, поэтому горение в нем протекает при сравнительно невысоких температурах.

Благодаря многократной циркуляции крупных частиц в вихревом факеле горение протекает с достаточной полнотой при грубом помоле топлива. Поэтому в настоящее время ведутся работы по сжиганию в вихревой топке фрезерного торфа без предварительной сушки и его помола в мельницах.

### **32.6. Топки с пересекающимися струями**

Для повышения устойчивости и интенсивности работы парогенераторов с жидким шлакоудалением производительностью до 75 кг/с разработаны и внедрены топки с пересекающимися струями. В топке Московского энергетического института (МЭИ) с пересекающимися струями (рис. 32.5, а) камера сгорания образована несимметричным пережимом и круто наклонными скатами и характерна применением горелок с большой скоростью выхода из них пылевоздушной смеси, достигающей до 70–80 м/с.

В камере сгорания щелевые горелки размещены таким образом, что факел делает один оборот вблизи футерованных стен, затем горячие продукты сгорания, направляясь в камеру охлаждения, пересекают струи пылевоздушной смеси на выходе из горелок, обеспечивая их устойчивое зажигание. Объемное тепловое напряжение камеры сгорания составляет  $0,58 \text{ МВт/м}^3$ , а топки в целом –  $0,23 \text{ МВт/м}^3$ .

В гамме-топке (рис. 32.5, б) Всесоюзного теплотехнического института (ВТИ) горелки расположены на наклонных сводах камеры сгорания [35].

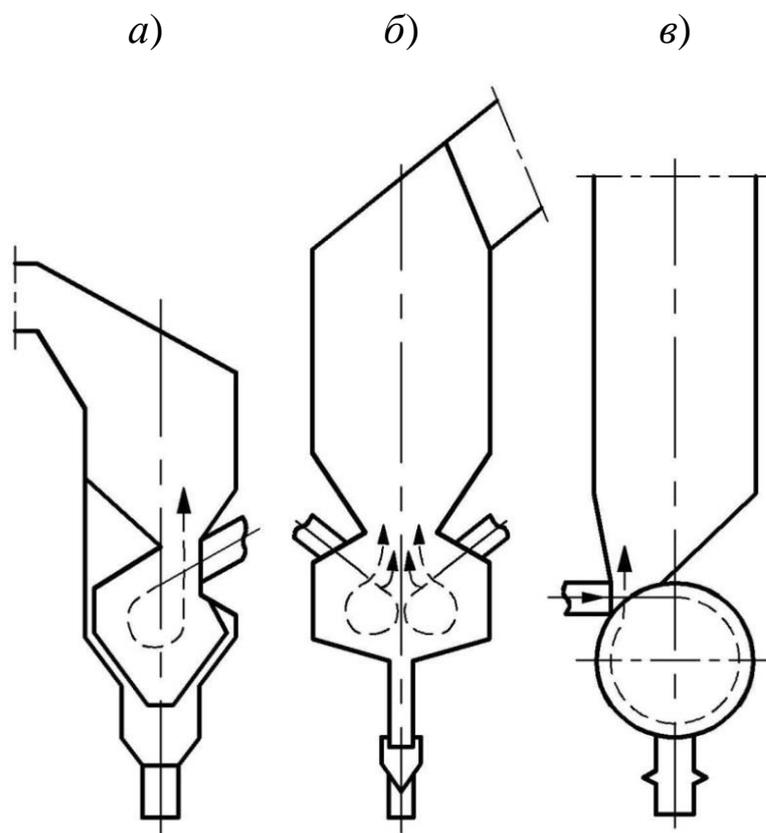


Рис. 32.5. Топки с пересекающимися струями

*a* – топка с пересекающимися струями МЭИ; *б* – гамма-топка ВТИ;

*в* – вихревая топка ЦКТИ

В вихревой топке Центрального котлотурбинного института (ЦКТИ) (рис. 32.5, в) камера сгорания выполнена в виде горизонтального циклона с выходом газов по всей ее длине.

Открытые и полуоткрытые топки с жидким шлакоудалением применяются в основном для сжигания малореакционных топлив с умеренными значениями: температуры плавления золы  $t_3 \leq 1300-1450$  °С, влажности  $W^P \leq 20$  % и зольности  $A^P \leq 25$  %. Эти топки целесообразно применять для сжигания каменных и бурых углей с низкой температурой плавления золы, которые в топках с твердым шлакоудалением могут вызвать шлакование поверхностей нагрева.

### 32.7. Циклонные топки

Циклонные топки предназначены для сжигания дробленого угля. Схема такой топки представлена на рис. 32.6. Дробленый уголь с первичным воздухом подается через штуцер 1 в циклонную камеру 2. В нее же тангенциально подается вторичный воздух, который поступает через штуцер 3 со скоростью 100 м/с.

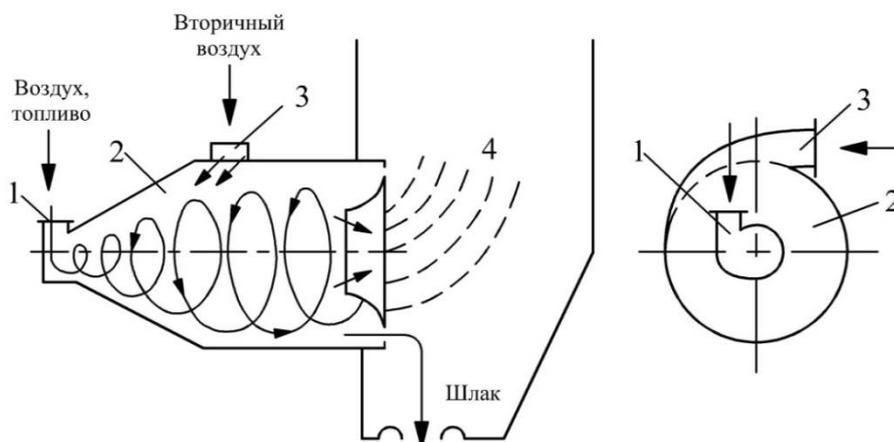


Рис. 32.6. Схема циклонной топки

В камере создается вращающийся поток продуктов горения, отбрасывающий крупные частицы топлива на ее стенки, где они под действием горячих воздушных потоков газифицируются.

Из циклонной камеры продукты горения с недогоревшими частицами топлива поступают в камеру дожигания 4. Шлак из циклонной камеры через камеру дожигания поступает в шлаковую ванну, где он гранулируется водой.

Достоинства циклонных топок:

1. возможность горения топлива с небольшим избытком воздуха 1,05–1,1, что снижает потери теплоты с уходящими газами;
2. повышенная удельная тепловая мощность топочного объема;
3. возможность работы на дробленом угле (вместо пылевидного состояния);
4. улавливание золы топлива в топке до 80–90 %.

К недостаткам циклонной топки относятся:

1. трудность сжигания высоковлажных углей и углей с малым выходом летучих веществ;
2. повышенный расход энергии на дутье.

### **32.8. Топки с кипящим слоем**

Эффективное сжигание твердого мелкозернистого топлива (0–20 мм) может быть достигнуто при использовании принципа *кипящего (псевдоожигенного) слоя* (см. рис. 26.1, з).

Кипящий слой характеризуется скоростью дутья, превышающей предел устойчивости плотного слоя, но далеко не достигающей скорости витания средних частиц. При этих условиях все частицы в слое интенсивно перемешиваются, двигаясь колебательно вверх и вниз, причем в целом слой имеет относительно четкую верхнюю границу. Для кипящего слоя твердого топлива характерны повышенная его концентрация в объеме камеры горения, а также повышенная относительная скорость, что создает благоприятные условия для скоростного горения топлива. В отличие от плотного (неподвижного) слоя, сопротивление которого с увеличением интенсивности дутья возрастает по степенному закону, сопротивление кипящего слоя от этого фактора не зависит.

При малой скорости дутья слой остается неподвижным (как фильтрующий). При достижении критической скорости дутья сила давления газового потока в слое становится равной силе тяжести частиц. Слой начинает расширяться, и при дальнейшем увеличении скорости дутья частицы приходят в движение. Объем слоя увеличивается в 1,2–1,8 раза в зависимости от интенсивности дутья, формы и размера частиц. Сопротивление кипящего слоя с изменением интенсивности дутья не изменяется, потому что при этом увеличивается расстояние между частицами, т. е. увеличивается проходное сечение для газа. При чрезмерном увеличении скорости дутья весь слой переходит во взвешенное состояние.

Для кипящего слоя подобно жидкости характерен *линейный закон падения давления по его высоте*.

Применение парогенераторов кипящего слоя открывает возможность высокопроизводительного сжигания различных топлив, в том числе низкосортных многозольных. При этом значительно

упрощается и удешевляется система подготовки топлива, существенно уменьшается количество вредных выбросов в атмосферу, уменьшаются габариты парогенераторов. Все это приводит к снижению капитальных и эксплуатационных затрат.

### 32.9. Топки для сжигания газа и мазута

В настоящее время все большее распространение в отечественной энергетике получают газомазутные котлы. Они приспособлены для работы только на жидком и газообразном топливах. Кроме того, мазут и природный газ сжигают в большом количестве в пылеугольных котлах.

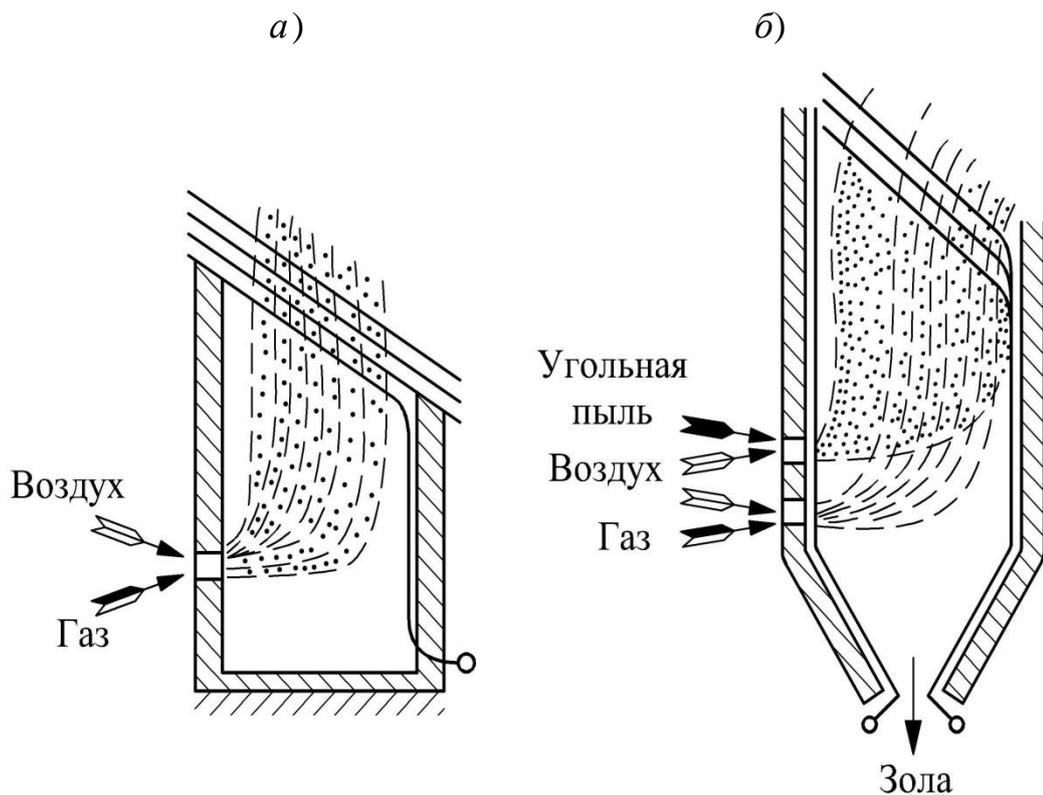


Рис. 32.7. Схемы топочных камер для сжигания газового топлива:

*а* – при сжигании газа или газа совместно с мазутом; *б* – при сжигании газа и угольной пыли

На газомазутных электростанциях нет ни пылеприготовительного оборудования, ни золоуловителей. У газомазутных котлов меньшие габариты, благодаря чему сокращается стоимость как их самих, так и здания котельного цеха. В итоге стоимость крупной газомазутной электростанции равна около 87 % стоимости пылеугольной станции такой же мощности.

Топочные устройства для сжигания газа по своей конструкции аналогичны мазутным топкам. Поэтому в газовых топках с успехом можно сжигать мазут. Если сжигается только газообразное топливо (или вместе с мазутом), то топочная камера может иметь очертания, показанные на рис. 32.7, а.

При сжигании газа совместно с угольной пылью в нижней части топочной камеры предусматривается холодная воронка для удаления твердых очаговых остатков, выпадающих из горящего факела (рис. 32.7, б). В топочную камеру газовое топливо и воздух подаются с помощью горелок, а смесь мазута и воздуха – форсунками.

Все газообразные топлива ядовиты. Поэтому на трубопроводе, подводящем газ к котлу, устанавливается не менее двух задвижек (рис. 32.8).

Все газопроводы следует продувать паром или сжатым воздухом через специальные выхлопные линии – свечи. Продувка через свечи включаемого участка газопровода обязательна перед растопкой котла.

Все газомазутные горелки рассчитаны на попеременное сжигание жидкого или газообразного топлива. Имеются газомазутные горелки, в которых при работе на одном из двух видов топлива автоматически отключается подача второго.

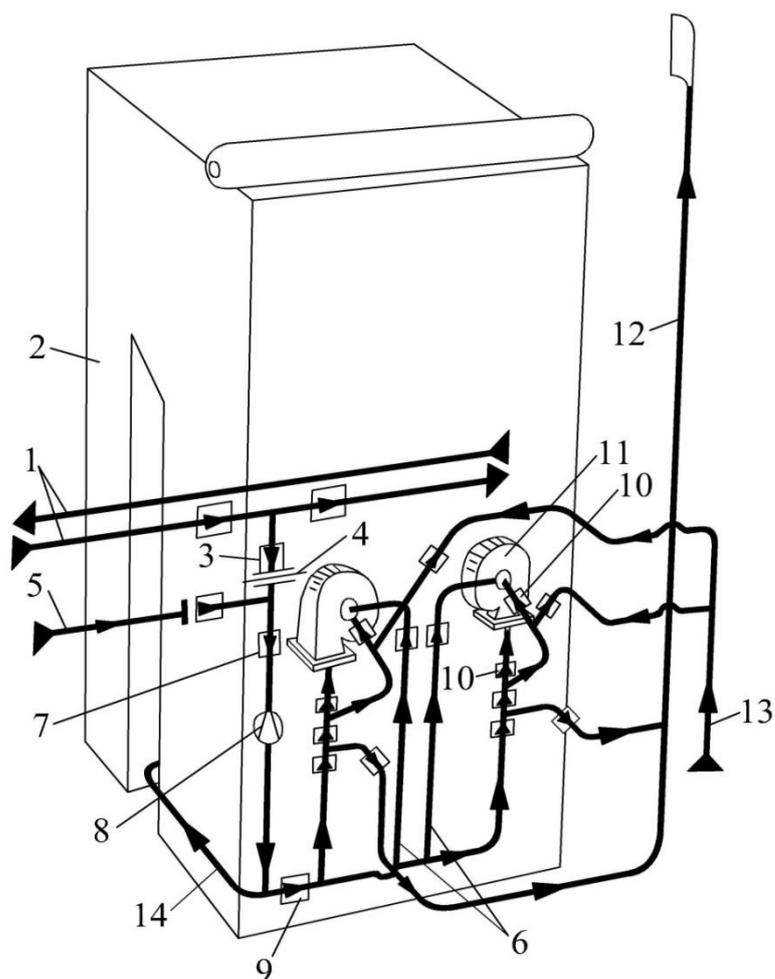


Рис. 32.8. Схема газопроводов природного газа

вблизи парового котла:

*1* – магистральные газопроводы, расположенные вдоль котельной;  
*2* – паровой котел; *3* – быстродействующая отсекающая задвижка;  
*4* – заглушка, вставляемая в период ремонта котла; *5* – разъемная линия  
 подачи сжатого воздуха для продувки газопроводов; *6* – линия к  
 газовому запальнику; *7* – аварийная задвижка; *8* – расходомер;  
*9* – регулирующий клапан; *10* – клапаны перед горелкой, обеспе-  
 чивающие периферийную и центральную подачу газообразного  
 топлива; *11* – горелка; *12* – свеча; *13* – линия подачи пара для  
 продувки газопроводов; *14* – подача газа к горелкам на задней стенке

ТОПКИ

### Глава 33. ПРИГОТОВЛЕНИЕ ПЫЛЕУГОЛЬНОГО ТОПЛИВА

Основным топливом на крупных энергоустановках является пылевидное и мелкодробленое топливо. Его приготавливают на специальных угольных мельницах, используя куски и мелочь антрацита, каменного и бурого угля, торфа и сланца. Размол топлива резко увеличивает активную поверхность, что значительно улучшает полноту сгорания.

Топливо с высоким содержанием летучих веществ и невысоким сопротивлением размолу (бурый уголь, каменный уголь с содержанием летучих не менее 25 %, торф и сланцы) размалывают в шахтных мельницах.

На рис. 33.1 показана схема *шахтной мельницы*. На дне шахты 3 расположен ротор со съемными билами 2, изготовленными из марганцовистой стали. Внутренняя часть шахты защищена съемной броней. Топливо без предварительной просушки через патрубок 1 поступает в шахту 3 мельницы и попадает на вращающиеся билы 2. Одновременно через тот же патрубок подается до 80 % первичного подогретого воздуха, необходимого для сгорания топлива. Вторичный воздух в количестве 20 % подается прямо в топку. Билы, вращаясь со скоростью 700–900 об/мин, разбивают и размалывают попавшее на них топливо. Образовавшаяся смесь пыли с кусочками топлива увлекается потоком горячего воздуха в верхнюю часть шахты.

Крупные кусочки топлива падают обратно в шахту мельницы и подвергаются вторичному помолу, а мелкая пыль вместе с воздухом направляется через окно 4 в топку.

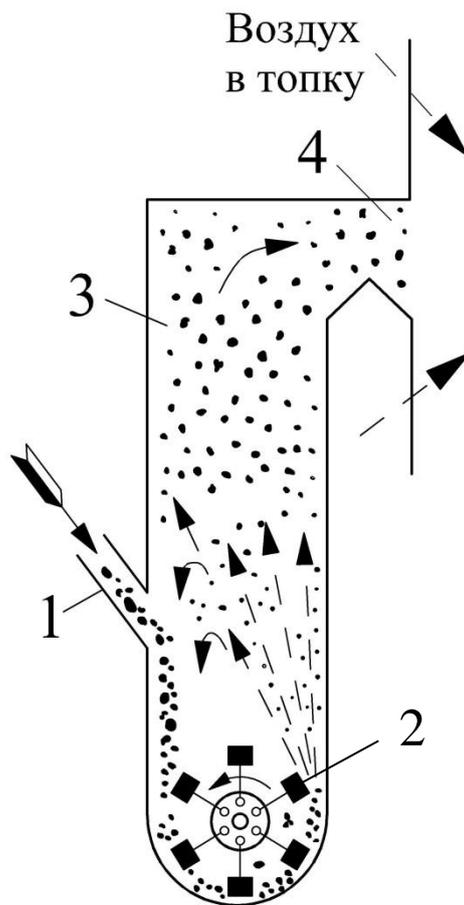


Рис. 33.1. Схема шахтной мельницы

Основным недостатком шахтных мельниц является быстрый износ бил. Их необходимо заменять через каждые 300–500 ч работы.

Антрацит, тощие и другие угли размалывают в шаровых барабанных мельницах. Они работают на принципе удара, раздавливания и истирания.

Шаровая барабанная мельница (рис. 33.2) представляет собой цилиндрический барабан диаметром от 2 до 4 м и длиной от 2,5 до 8 м. Внутри барабан выложен плитками из износостойкой марганцовистой стали.

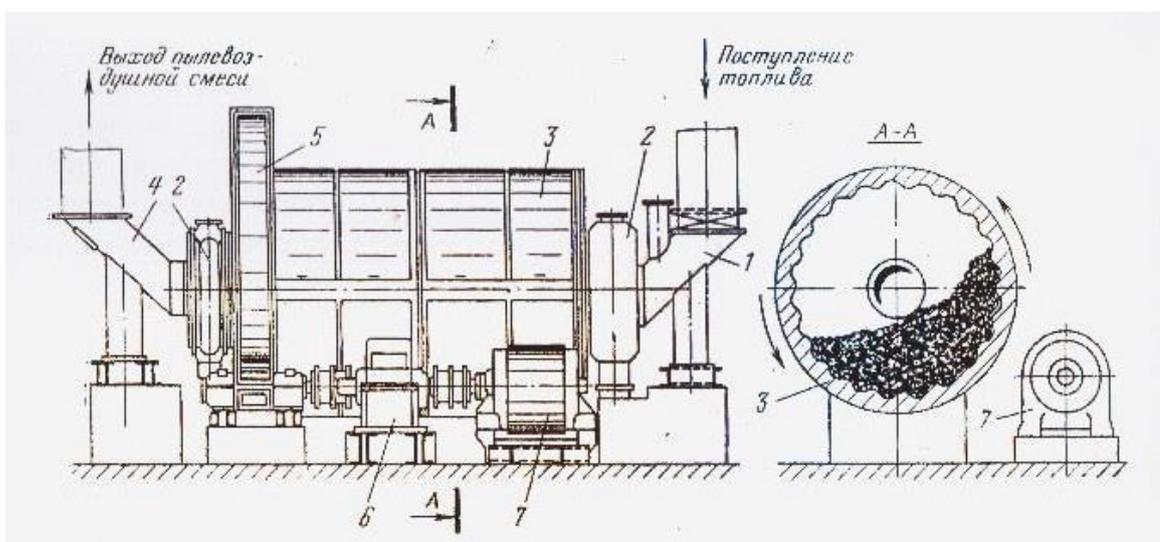


Рис. 33.2. Шаровая барабанная мельница:

1 – входной патрубок; 2 – опорный подшипник; 3 – барабан мельницы с тепло- и звукоизоляцией; 4 – выходной патрубок; 5 – ведомая шестерня; 6 – редуктор; 7 – электродвигатель

Барабан загружают стальными шарами диаметром 30–40 мм и топливом, которое нужно превратить в пыль. Барабан вращается со скоростью 15–25 об/мин. Шары перекатываются и при этом разбивают и растирают топливо.

Топливо, предназначенное для пылеприготовления, до поступления в мельницу проходит предварительную подготовку. Из него магнитным сепаратором удаляют металлические включения, грубо дробят, сушат, а затем подвергают более мелкому дроблению. После такой подготовки топливо поступает в систему пылеприготовления, где оно превращается в мелкую пыль с размером частиц 300–500 мкм и меньше. Пылеприготовление осуществляют по индивидуальной схеме

и по схеме с промежуточным бункером. В индивидуальной схеме полученная пыль непосредственно из мельницы поступает в топку.

В схеме с *промежуточным бункером* предусмотрен запас угольной пыли. Последняя схема наиболее надежна, и поэтому она получила широкое распространение в котельных крупных электростанций нашей страны.

На рис. 33.3 приведена схема системы пылеприготовления с промежуточным бункером.

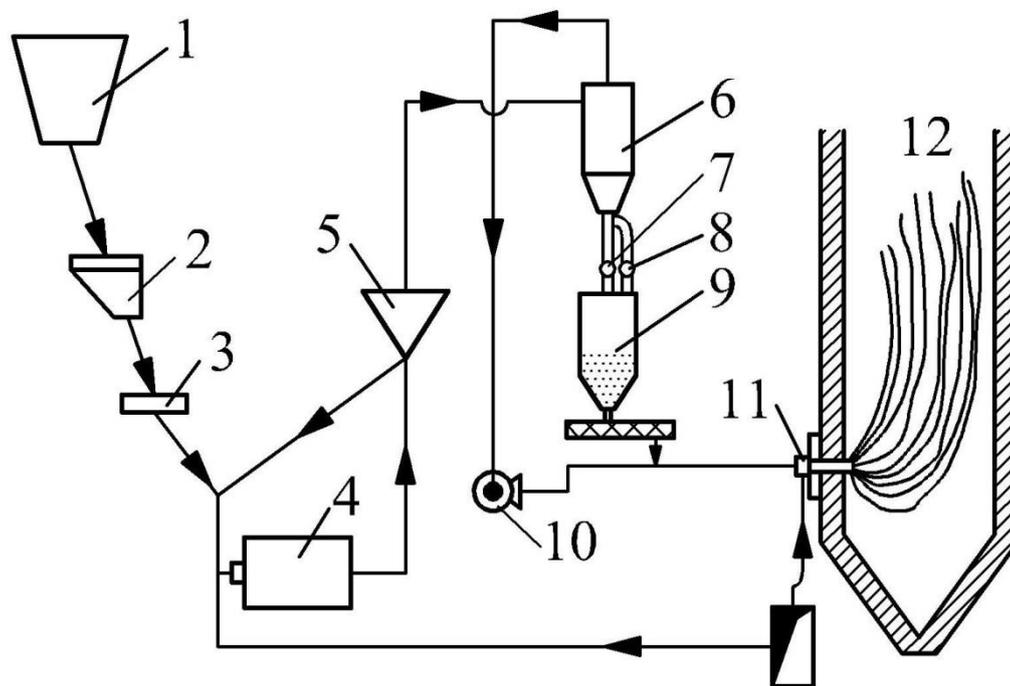


Рис. 33.3. Схема пылеприготовления с промежуточным бункером

Из бункера *1* топливо подается на весы *2*, а затем в питатель *3* и из него в барабан мельницы *4*. В барабан вдувается горячий воздух с температурой  $250-400\text{ }^{\circ}\text{C}$ , где топливо подсушивается и

размалывается. Из мельницы пыль выносится воздухом в сепаратор 5, где происходит разделение фракций. Готовая пыль из сепаратора направляется мельничным вентилятором в циклон 6, а недомолотые частицы топлива возвращаются в мельницу. В циклоне около 90 % пыли отделяется от воздуха, осаждаются и направляется через клапан 7 в промежуточный бункер 9 или через шнек 8 в другой бункер. Слабо запыленный воздух из циклона отсасывается вентилятором 10 и нагнетается в смеситель, куда одновременно из промежуточного бункера поступает топливная пыль. Готовая пыль вдувается в горелки 11 топки 12 для сжигания. Качество пыли определяется главным образом тонкостью помола, конечной влажностью и взрывобезопасностью.

Тонкость помола определяется выходом летучих веществ. Чем больше летучих веществ содержится в топливе, тем оно быстрее воспламеняется и полнее сгорает. Следовательно, топливо с большим выходом летучих веществ подвергается довольно грубому помолу. При малом выходе летучих веществ помол должен быть тонким.

Высокая конечная влажность топливной пыли приводит к ее коксованию. Пыль легко слеживается в бункерах и забивает питатели, медленно воспламеняется и сгорает не полностью. Чрезмерно сухая пыль склонна к самовозгоранию и взрыву. Кроме того, глубокая сушка, необходимая для полного обезвоживания пыли, удлиняет время размола и увеличивает расход энергии, что снижает производительность мельницы и удорожает стоимость размола.

Взрывобезопасность пыли зависит от содержания в ней летучих веществ, влажности пыли, зольности и тонкости помола. Угли с содержанием летучих веществ меньше 10 % невзрывоопасны.

Повышение влажности, зольности и крупный помол пыли понижают ее взрывоопасность.

Пылевидное топливо обладает следующими *достоинствами*:

1. Под котлами разных мощностей можно сжигать любые низкосортные виды топлива, в том числе отходы добычи и обогащения угля.

2. Высокой экономичностью. При низком коэффициенте избытка воздуха (1,2–1,25) потери от неполноты сгорания незначительны.

3. Возможностью полной механизации и автоматизации работ.

4. Возможностью создания мощных топок.

К *недостаткам* пылевидного топлива относятся:

1. Высокая начальная стоимость оборудования системы пылеприготовления.

2. Дополнительный расход электроэнергии на размол топлива.

3. Большой унос летучей золы с дымовыми газами в трубу (до 80 % общего количества золы в топливе).

Несмотря на указанные недостатки, основная часть крупных электростанций работает на пылевидном топливе.

## **Глава 34. ГОРЕЛКИ И ФОРСУНКИ ДЛЯ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА**

### **34.1. Горелки для сжигания угольной пыли**

Интенсивность и экономичность сгорания топлива, и устойчивость факела зависят, главным образом, от работы горелок, через которые угольная пыль подается в камеру сгорания.

При сжигании пылевидного топлива в основном применяют два типа горелок крупные турбулентные (с бурным вихреобразованием воздуха) и щелевые прямооточные горелки.

Хорошую организацию сжигания твердого топлива (особенно трудно сжигаемого, с малым выходом летучих) обеспечивает использование улиточных горелок (рис. 34.1).

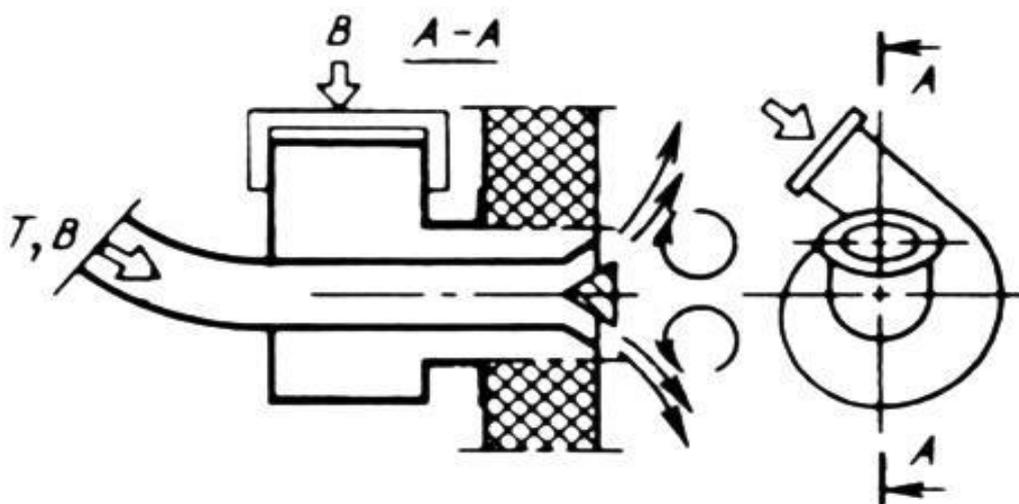


Рис. 34.1. Прямоточно-улиточная горелка для сжигания твердого пылевидного топлива:  $B$  – воздух;  $T, B$  – топливо, воздух

Угольная пыль с *первичным воздухом* подается через центральную трубу и благодаря наличию рассекателя выходит в топку в виде тонкой кольцевой струи. *Вторичный воздух* подается через «улитку», сильно закручивается в ней и, выходя в топку, создает мощный турбулентный закрученный факел, который обеспечивает подсос большого количества раскаленных газов из ядра факела к устью горелки. Это ускоряет прогрев смеси топлива с первичным воздухом и ее воспламенение, т. е. создает устойчивую стабилизацию факела. Вторичный воздух хорошо перемешивается с воспламенившейся

пылью благодаря сильной его турбулизации. Наиболее крупные пылинки догорают в процессе полета в потоке газов в пределах топочного объема.

Наибольшее распространение получили также горелки вихревого типа (рис. 34.2), так как в них проще организовать распыл и смешение мазута и окислителя.

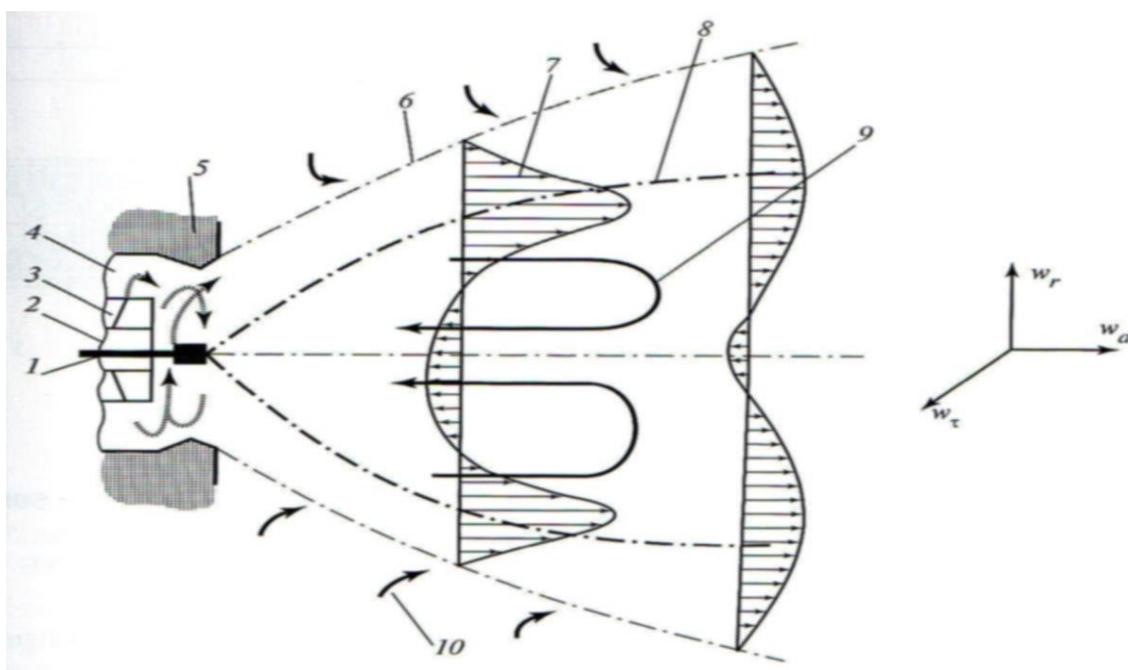


Рис. 34.2. Схема организации горения в вихревой горелке:  
 1 – форсунка; 2 – центральный канал; 3 – внутренний канал с лопаточным завихрителем; 4 – внешний канал (закручивающий аппарат не показан); 5 – обмуровка; 6 – контур закрученного потока;  
 7 – поле аксиальной составляющей скорости  $W_a$ ; 8 – контур распыляемого мазута; 9 – зона внутренней рециркуляции продуктов сгорания; 10 – газы внешней рециркуляции.

При *факельном сжигании угольной пыли* в каждый момент времени в топке находится не более нескольких десятков килограмм топлива. Это позволяет практически мгновенно изменять производительность топки, как при сжигании мазута или газа, но повышает требования к надежности снабжения топки пылью. Перерыв в несколько секунд в подаче пыли приведет к погасанию факела, что связано с опасностью взрыва при возобновлении подачи пыли.

В ядре факела, расположенном недалеко от устья горелки, развивается температура 1400–1500 °С. Зола становится жидкой или тестообразной. Налипание золы на стенки топки может привести к зарастанию их шлаком. Поэтому сжигание пылевидного топлива чаще всего применяют в котлах, где стенки топки закрыты водоохлаждаемыми трубами (*экранами*), около которых газ охлаждается и взвешенные в нем частицы золы успевают затвердеть до соприкосновения со стенкой. Пылевидное сжигание может применяться в топках с жидким шлакоудалением, в которых стены покрыты тонкой пленкой жидкого шлака, расплавленные частицы золы стекают в этой пленке. Теплонапряжение объема в пылеугольных топках составляет 150–175 кВт/м<sup>3</sup>, в небольших топках – 250 кВт/м<sup>3</sup>; коэффициент избытка воздуха  $\alpha_B = 1,2–1,25$ ; потери от химического недожога  $q_{\text{хим}} = 0–1$  %; потери от механического недожога топлива  $q_{\text{мех}} = 0,5–6$  %, где большая цифра относится к сжиганию антрацитов в небольших топках.

Для современных крупных котельных агрегатов применяются пылеугольные горелки большой производительности (рис. 34.3).

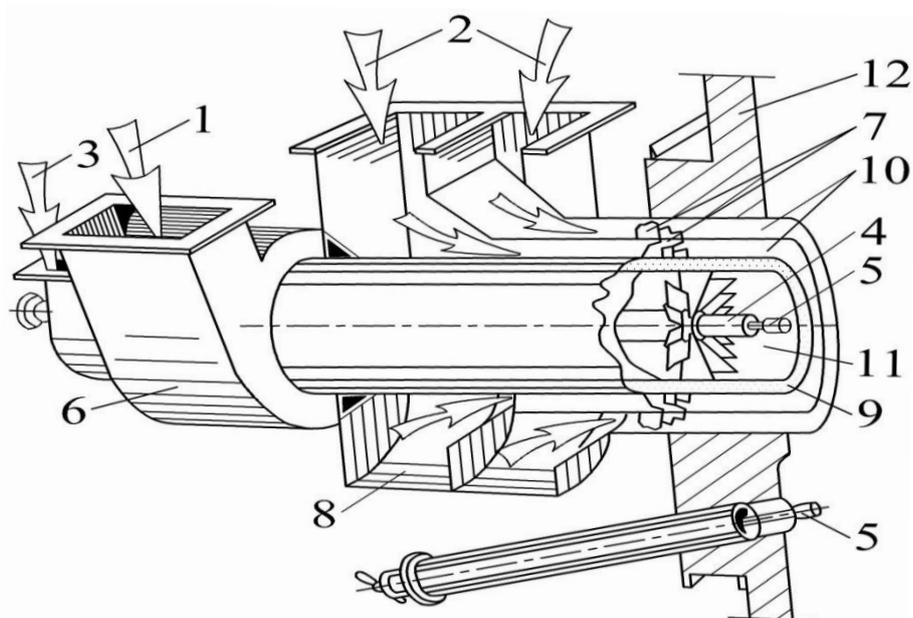


Рис. 34.3. Упрощенная схема пылеугольной горелки ЦКТИ – ТКЗ (Центрального котлотурбинного института – Таганрогского котельного завода):

- 1* – подача пылевоздушной смеси; *2* – подача вторичного воздуха;  
*3* – подача воздуха в осевой канал; *4* – внутренняя труба; *5* – мазутная форсунка; *6* – улитка первичного воздуха; *7* – завихряющие лопатки вторичного воздуха; *8* – короб вторичного воздуха (условно разрезан);  
*9* – кольцевой канал для выхода в топку пылевоздушной смеси;  
*10* – два concentрических канала вторичного воздуха; *11* – осевой канал для воздуха; *12* – обмуровка

Пылевоздушная смесь должна выходить в топку потоком небольшой толщины для того, чтобы совместно летящие пылинки угля воспламенялись почти одновременно. Толщина канала для

пылевоздушной смеси такая же, как и в меньших горелках, но периметр канала возрос почти вдвое вследствие увеличения его внутреннего диаметра. При этом возросло количество топочных газов, возвращающихся к горелке из глубины топки, улучшились условия воспламенения пылевидного топлива, и уменьшилась потеря теплоты от механического недожога. Вторичный воздух вводят в топку по двум кольцевым концентрическим каналам и завихряют его лопатками вблизи выхода из горелки.

При работе котла с пониженной нагрузкой вторичный воздух подают с обычной скоростью по внутренним каналам всех горелок и уменьшают его подачу по наружным каналам.

### **34.2. Форсушки для сжигания мазута**

Сжигание жидкого топлива (мазута) происходит в газообразном состоянии, т. е. жидкое топливо сначала должно прогреться и превратиться в парообразное состояние. Для того чтобы мазут превратился в парообразное состояние, необходимо превратить его в мельчайшие капельки, которые требуют меньше времени на прогрев и испарение. Это достигается путем распыливания мазута в топочной камере при помощи *форсунок*. В котельных установках применяют три типа форсунок: механические, с распыливающей средой (паром или воздухом) и комбинированные.

В *механических форсушках* распыливание осуществляется главным образом за счет энергии топлива при продавливании его под значительным напором через малое отверстие (сопло) или за счет центробежных сил, создаваемых при закручивании топлива.

В форсунках с распыливающей средой распыливание топлива осуществляется в основном за счет энергии движущегося с большой скоростью распылителя – пара или воздуха.

В комбинированных форсунках распыливание топлива происходит за счет совместного использования энергии топлива, подаваемого под давлением, и энергии распыливающей среды.

При механическом распыливании мазута качество распыла в значительной мере зависит от давления мазута, создаваемого насосом. Обычно мазут поступает к форсункам под давлением 2,5–3,5 МПа. Выходные отверстия механических форсунок имеют размер 1,5–3,5 мм, чем обуславливается необходимость тщательной фильтрации мазута перед сжиганием.

Для механических форсунок величина вязкости мазута рекомендуется около 2,5 °ВУ (градусов условной вязкости). Для достижения этого условия мазут марки М-40 рекомендуется подогревать до 100 °С; мазут марки М-100 – до 120 °С и мазут марки М-200 – до 130 °С.

Имеются различные типы форсунок. Широкое распространение получили механические форсунки завода «Ильмарине» (рис. 34.4).

Форсунка состоит из корпуса и подводящего ствола, на котором закреплена распыливающая головка, состоящая из трех основных деталей. Головка имеет распределительный диск, распределяющий поток мазута на струи; завихряющий диск с центральной камерой и распыливающую шайбу с центральным отверстием диаметром 2–8 мм.

Работа форсунки осуществляется следующим образом: топливо проходит по стволу и через отверстия в распределительном диске поступает в периферийную часть прорезей завихрения, по ним – в его

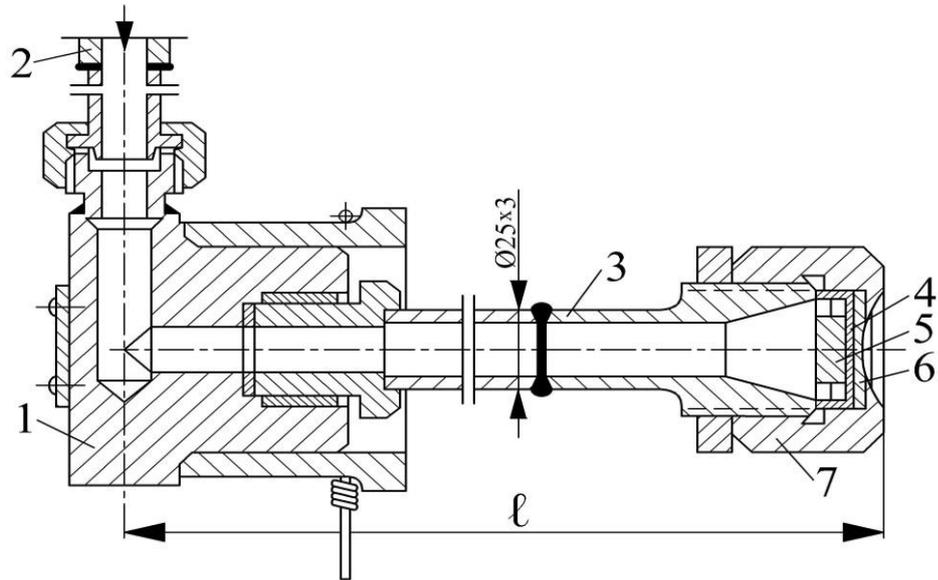


Рис. 34.4. Механическая мазутная форсунка:

1 – корпус; 2 – мазутопровод; 3 – ствол; 4 – распыливающая шайба;  
 5 – завихрывающий диск; 6 – распределительный диск; 7 – пустотелая  
 гайка

центральную камеру и далее, в закрученном виде, через отверстия распыливающей шайбы подается в топку в виде тумана, где и сгорает во взвешенном состоянии.

Механические форсунки обеспечивают экономичное и надежное сжигание мазутов марок М-40 и М-100 при условии вязкости не выше 4 °ВУ, что достигается их подогревом до необходимой температуры.

Воздух, необходимый для горения, подают в топку вокруг ствола форсунки через специальные регистры улиткообразной формы, обеспечивающие закручивание потока воздуха. Скорость воздуха в амбразуре при дутье вентилятора принимается 20–35 м/с.

*Недостатками механических форсунок* являются засорение их выходного отверстия и зарастание его нагаром (нефтяным коксом), а также ограниченная возможность регулирования производительности.

Для устранения этих недостатков в первом случае требуется тщательная очистка и фильтрация топлива, что значительно усложняет и удорожает установку. Во втором случае – необходимость выключения части форсунок при снижении нагрузки котельного агрегата, что приводит к увеличению коэффициента избытка воздуха в топке. Кроме того, механические форсунки чувствительны к уменьшению давления мазута. При снижении давления ухудшается процесс распыливания, что приводит к дополнительным потерям теплоты от химического недожога, к дымлению и коксованию форсунки и амбразуры.

Для подачи мазута к форсункам применяют шестеренчатые, винтовые или центробежные насосы. Первые два типа получили наибольшее распространение, так как они надежны в эксплуатации и могут создавать высокое давление нагнетания.

*Мазутные форсунки с паровым распыливанием* применяются при растопке пылеугольных топок котельных агрегатов средней и большой мощности, а также в качестве основного горелочного устройства для сжигания мазута в котельных агрегатах небольшой мощности (до 5,5 кг/с пара).

Форсунки с паровым распыливанием, выпускаемые заводом «Ильмарине», состоят из двух концентрических труб, размещенных в общем корпусе. На конце внутренней трубы имеется расширяющееся сопло. Пар поступает во внутреннюю трубу и выходит из нее через сопло, благодаря чему скорость истечения достигает очень большой величины, что создает большую кинетическую энергию пара. Топливо,

пройдя кольцевой канал, тонкими струйками под небольшим углом попадает на паровую струю и разбивается на мельчайшие капельки и в распыленном виде вводится в топку.

Паровые форсунки надежны в работе, имеют большой диапазон регулирования, обеспечивают тонкое распыливание, при работе на мазуте с повышенной вязкостью забиваются реже, чем механические. Для распыливания мазута применяют перегретый пар с давлением 0,2–2,5 МПа в зависимости от нагрузки; удельный расход пара 0,3–0,5 кг на 1 кг мазута, что составляет 3–5 % паро-производительности котла.

*Недостаток паровых форсунок* заключается в том, что они потребляют много пара на распыливание и работают с большим шумом.

Паровые форсунки дают узкий и длинный факел, плохо заполняющий топочный объем. Воздух, необходимый для горения, поступает в топку (к корню факела через круглые амбразуры) либо за счет эжектирующего действия паровой струи, либо при помощи напора дутьевого вентилятора. Для регулирования количества воздуха применяются специальные регистры. Скорость воздуха в амбразуре при отсутствии дутья от вентилятора принимается 5–8 м/с. Регулирование расхода топлива производится изменением давления пара.

К комбинированным могут быть отнесены *ротационные форсунки*. Ротационные форсунки представляют собой воздушно-механические горелочные устройства, в которых распыливание происходит под воздействием центробежной силы, создаваемой быстро вращающимся ротором со скоростью 346–480 рад/с.

Форсунки обеспечивают широкий диапазон регулирования в пределах 20–100 %. Они, как и механические форсунки, дают широкий спектр распыляемого топлива, благодаря чему факел получается сравнительно коротким 1,7–1,8 м.

*Преимущества ротационных форсунок* заключаются в том, что они не требуют нефтяных насосов высокого давления, так как сопротивление их небольшое, и не нуждаются в тонкой фильтрации топлива. Однако они создают большой шум и сложны в изготовлении, что является их недостатком.

### **34.3. Комбинированные газомазутные горелки**

В промышленных парогенераторах широко применяются комбинированные газомазутные горелки для отдельного и совместного сжигания мазута и газа. За основу конструирования таких горелок принимаются действующие газовые горелки, в центральную часть которых устанавливается мазутная форсунка. Имеются горелки, как с центральной, так и с периферийной подачей газа. Наибольшее распространение получили газомазутные горелки низкого давления типа ГМГ (рис. 34.5). Эта горелка выполняется с паромеханической форсункой. Газообразное топливо через патрубок 4 попадает в кольцевое пространство, из которого оно через коническое кольцо с отверстиями 5 выходит в зону регистра (внутреннего завихрителя), лопатки которого расположены под углом 0,8 рад. Воздух, необходимый для горения, подается дутьевым вентилятором к оси горелки. Первичный воздух подводится через патрубок 8. Поток этого воздуха, проходя между лопатками, закручивается и смешивается

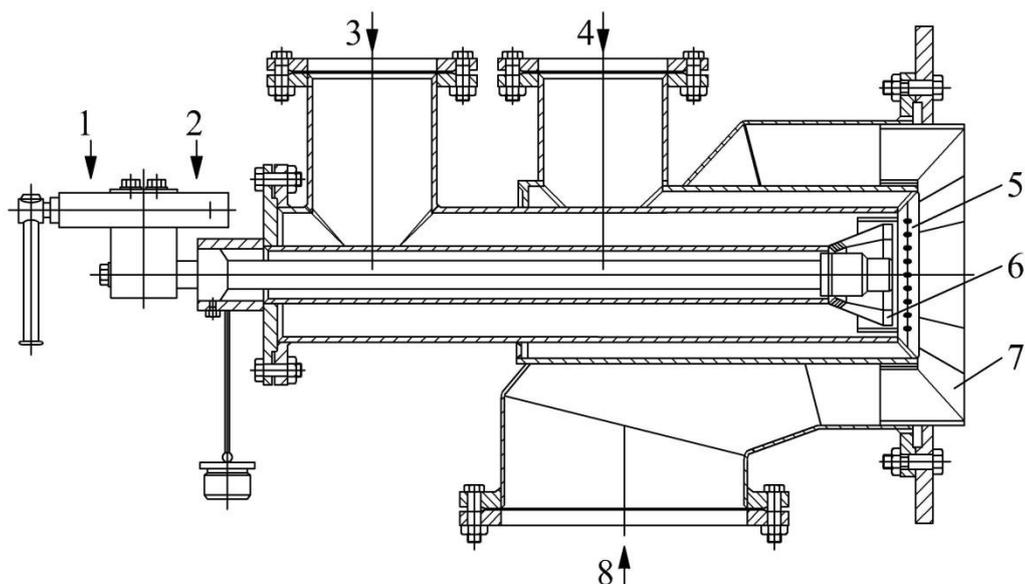


Рис. 34.5. Газомазутная горелка типа ГМГ:

1 – подача мазута; 2 – подача пара; 3 – подача первичного турбулизирующего воздуха; 4 – подача газа; 5 – коническое кольцо с отверстиями; 6 – внутренний завихритель; 7 – внешний завихритель; 8 – подача вторичного воздуха

с газом. Вторичный воздух (основной) для горения поступает в зону смешения с помощью внешнего завихрителя 7. После окончательного перемешивания газовоздушная смесь через амбразуру поступает в топку.

Горелки допускают широкий диапазон регулирования – от 20 до 110 % номинальной производительности. Для распыливания мазута применяются паромеханические или паровые форсунки. Расход газа регулируется дроссельным клапаном, установленным на подающем газопроводе. Необходимое смешение с воздухом при различных

нагрузках достигается путем правильной организации аэродинамических потоков воздуха.

Газомазутные горелки типа ГМГ широко используются на котлах типа ДКВР.

#### **34.4. Газовые горелки**

Газовое топливо сжигается в камерных топках парогенераторов. В топочную камеру топливо и воздух подаются через горелки. Назначением *горелок*, кроме ввода в топку необходимых количеств газа и воздуха, является организация смесеобразования, и создания у ее устья устойчивого фронта воспламенения для зажигания выходящей из горелки газовой смеси.

Объем природного газа примерно в 20 раз меньше объема, необходимого для их сжигания воздуха. Для эффективного перемешивания с воздухом газ должен выходить в топку со значительно большей скоростью, чем воздух, и быть разделенным на отдельные тонкие струи. Его дробление и тонкие струи осуществляется во всех конструкциях горелок. Как правило, газообразное топливо вводится в воздушный поток со скоростью 70–100 м/с.

Для сжигания газового топлива применяется большое число различных горелок, отличающихся как по принципу работы, так и по конструктивному оформлению.

Газовые горелки подразделяют на горелки низкокалорийных и высококалорийных газов.

Газовые горелки классифицируются по следующим признакам: по длине образующегося факела они делятся на длиннопламенные и короткопламенные; по светимости факела — со светящимся и слабосветящимся факелом. По теплоте сгорания сжигаемого газа

горелки делятся на горелки для сжигания высококалорийных и низкокалорийных газов и по давлению газа перед горелкой горелки различают низконапорные и высоконапорные. По способу перемешивания газа и воздуха горелки можно разделить на горелки с внешним смешением, горелки полным внутренним смешением и горелки с частичным внутренним смешением.

Для котельных агрегатов малой производительности применяются инжекционные горелки частичного и полного смешения. Наибольшее применение в котельных установках средней и большой мощности нашли дутьевые горелки с принудительной подачей воздуха и газа.

Наиболее распространенными являются горелки вихревого и щелевого типов. Интенсификация процесса смешения в этих горелках достигается за счет подачи газа тонкими струйками через отверстия малого диаметра со скоростью до 100 м/с, а также закручивания воздушного потока при помощи регистров. В горелке (рис. 34.6, а) газ подводится по центральной трубе 1 и вытекает из нее через отверстия 3. Воздух подается по воздушному каналу 2 и перед смешительным коническим патрубком 5 подвергается закручиванию при помощи регистров 4.

На рис. 34.6, б показана горелка с внешним подводом газа посредством кольцевого коллектора.

Ухудшение процесса смешения газа и воздуха приводит к замедлению горения с возникновением сажеобразования, влияющего на светимость факела и изменение распределения температуры в топочном объеме. В связи с этим в отдельных конструкциях горелок предусматривается возможность регулирования процесса смешения.

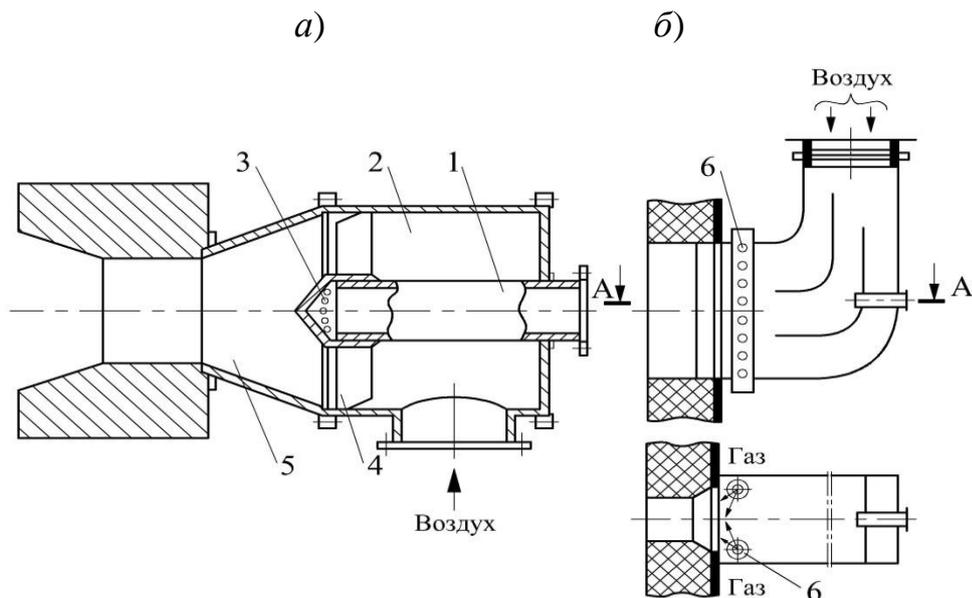


Рис. 34.6. Горелки для сжигания газа:

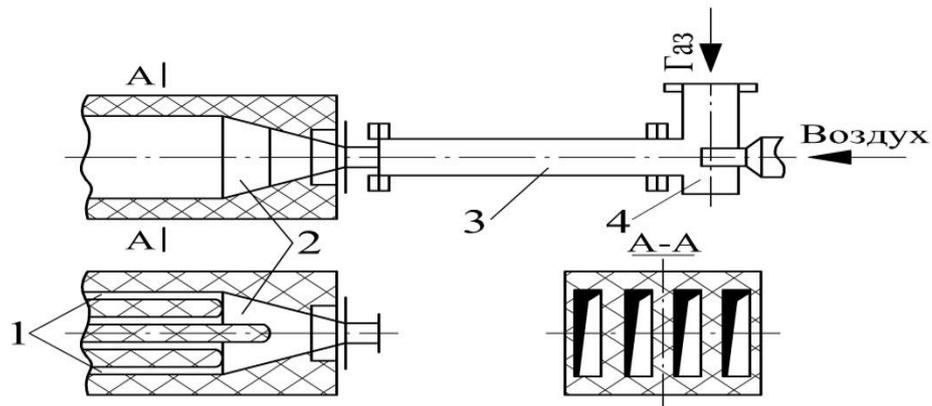
*a* – с внутренним подводом воздуха; *б* – с внешним подводом воздуха

Для сжигания низкокалорийного газа применяют беспламенные (короткофакельные) горелки (рис. 34.7, *a*).

В такой горелке газовоздушная смесь образуется в смесителе 4 и через смесительную трубку 3 поступает в форкамеру 2, где происходит ее основное горение, а затем догорает в узких каналах 1. В топочную камеру выходят образовавшиеся продукты сгорания. Горение в таких топках происходит при коэффициенте избытка воздуха 1,05. Потери от химического недожога доходят до 2–3 % от сжигаемого топлива.

При сжигании природного газа в топке возникают высокие температуры. Поэтому топочная камера должна быть полностью экранирована. На рис. 34.7, *б* показана одна из горелок для сжигания высококалорийного газа. Газ поступает вдоль оси горелки в сопло 1.

а)



б)

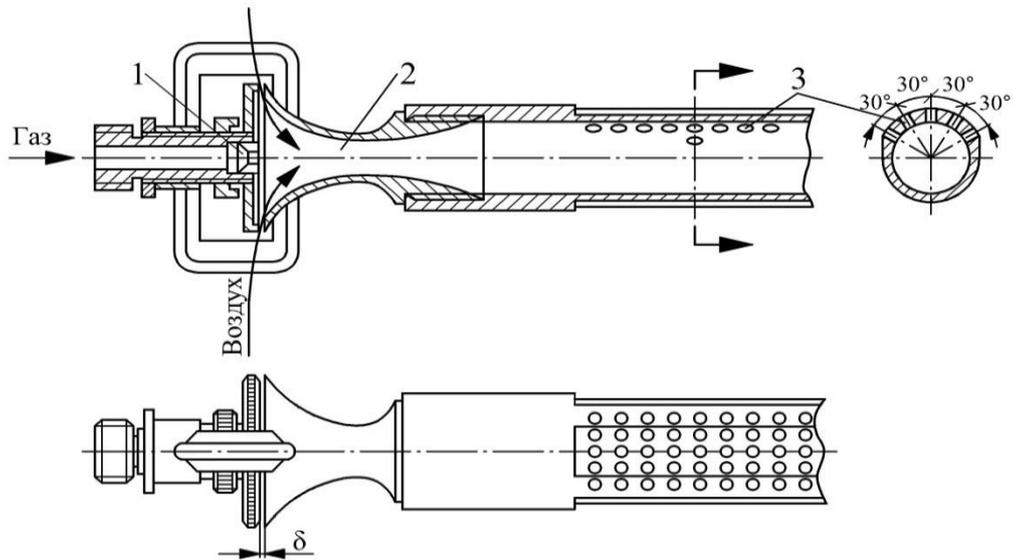


Рис. 34.7. Горелки для сжигания газового топлива:

а – низкокалорийного; б – высококалорийного

Внутри горелки через регулируемый кольцевой зазор шириной  $\delta$  подсасывается воздух. В смесителе 2 газ перемешивается с воздухом и поступает в цилиндрическую часть горелки. На ее боковой поверхности расположены отверстия 3, через которые смесь газа с воздухом поступает внутрь топки, где и сгорает.

# ПРИЛОЖЕНИЯ

## Приложение П.1

Соотношения между единицами МКГСС и СИ. Обозначения сокращений. Индексы, числовые постоянные физических величин и коэффициенты, применяемые в расчетах

### Приложение П.1.1

#### Перевод физических величин из единиц измерения МКГСС в СИ

Сила.....	1 кгс = 9,80665 Н.
Давление.....	1 Н = 10 <sup>5</sup> дин; 1 кгс/см <sup>2</sup> = 98066,5 Н/м <sup>2</sup> ; 1 кгс/см <sup>2</sup> = 98066,5 Н/м <sup>2</sup> ; 1 бар = 10 <sup>5</sup> Н/м <sup>2</sup> ; 1 бар = 1,02 кгс/см <sup>2</sup> .
Работа.....	1 кгс · м = 9,80665 Дж.
Энергия.....	1 кВт · ч = 860 ккал; 1 л. с. · ч = 0,736 кВт · ч.
Количество теплоты.....	1 ккал = 4,1868 кДж.
Тепловой поток.....	1 ккал/ч = 1,163 Вт.
Плотность теплового потока.....	1 ккал/(м <sup>2</sup> · ч) = 1,163 Вт/м <sup>2</sup> .
Энтальпия, теплота фазового перехода.....	1 ккал/кг = 4,1868 кДж/кг.
Теплоемкость.....	1 ккал/(кг · °С) = 4,1868 кДж/(кг · °С).
Динамический коэффициент вязкости.....	1 кгс · с/м <sup>2</sup> = 9,81 Н · с/м <sup>2</sup> .
Теплопроводность.....	1 ккал/(м · ч · °С) = 1,163 Вт/(м · °С).
Коэффициент теплоотдачи (теплопередачи).....	1 ккал/(м <sup>2</sup> · ч) = 1,163 Вт/(м <sup>2</sup> · °С).
Коэффициент излучения.....	1 ккал/(м <sup>2</sup> · ч · К <sup>4</sup> ) = 1,163 Вт/(м <sup>2</sup> · К <sup>4</sup> ).

## Приложение П.2

Таблица П.2.1

### Теплопроводность некоторых материалов

№ п/п	Материал, вещество	Температура $t$ , °С	Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , Вт/(м · °С)
1	2	3	4	5
<i>Изоляционные, строительные и другие материалы</i>				
1	Асбест листовой	30	770	0,047
2	Бетон	20	2300	1,280
3	Войлок шерстяной	30	330	0,052
4	Глина огнеупорная	450	1845	1,040
5	Дерево, сосна	20	448	0,107
6	Земля сухая	—	1500	0,139
7	Земля влажная	—	1700	0,658
8	Каменный уголь	20	1400	0,186
9	Кирпич строительный	20	800–1500	0,23–0,30
10	Кирпич изоляционный	100	500	0,140
11	Картон гофрированный	—	—	0,064
12	Лед	0	920	2,25
13	Минеральная шерсть	50	200	0,047
14	Накипь котельная	65	—	0,13–3,14
15	Опилки древесные	20	200	0,070

Продолжение табл. П.2.1

1	2	3	4	5
16	Песок сухой	20	1500	0,326
17	Песок влажный	20	1650	1,130
18	Резина	0	1200	0,163
20	Снег	—	560	2,090
19	Совелит	100	450	0,098
20	Стекло	200	2500	0,745
21	Стеклянная вата	0	200	0,037
22	Торфоплиты	50	220	0,064
23	Шлаковая вата	100	250	0,47
<b>Газы</b>				
24	Азот	0	1,250	0,0243
25	Водород	0	0,090	0,172
26	Дымовые газы	0	1,295	0,023
		100	0,950	0,031
		400	0,525	0,057
27	Кислород	0	1,429	0,025
28	Углекислый газ	0	1,977	0,015
29	Гелий	0	0,200	0,141
30	Воздух	–20	1,395	0,023
		0	1,293	1,005
		20	1,205	1,005
<b>Капельные жидкости</b>				
30	Масло	20	903,0	0,149
31	Вода	0	1000	0,560
		50	988,1	0,640
		100	958,4	0,684

Окончание табл. П. 2.1

1	2	3	4	5
<i>Металлы</i>				
32	Алюминий	0	2670	204
33	Латунь	0	8600	85,5
34	Медь	0	8800	384
35	Никель	20	9000	58,2
36	Свинец	0	11400	34,9
37	Серебро	0	10500	458
38	Сталь	20	7900	45,4
39	Чугун	20	7220	63,0

## Приложение П.3

### Характеристики теплоносителей

Физические свойства воды и водяного пара на линии насыщения приведены в табл. П.3.1 и П.3.2, сухого воздуха – в табл. П.3.3.

Таблица П.3.1

#### Физические свойства воды и водяного пара на линии насыщения

$P \cdot 10^{-5}$ , Па	$t$ , °С	$v'$ , м <sup>3</sup> /кг	$v''$ , м <sup>3</sup> /кг	$I'$ , кДж/кг	$I''$ , кДж/кг	$r$ , кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7
0,040	30,0	0,001004	34,80	121,4	2554,1	2432,7
0,075	40,3	0,001008	19,24	168,8	2574,5	2405,7
0,100	45,8	0,001010	14,68	191,8	2584,4	2392,6
0,20	60,1	0,001017	7,65	251,5	2609,6	2358,1
0,30	69,1	0,001022	5,23	289,3	2625,3	2336,0
0,40	75,9	0,001027	4,00	317,7	2636,8	2319,2
0,50	81,4	0,001030	3,24	340,6	2646,0	2305,4
0,80	93,5	0,001039	2,09	391,7	2666,0	2274,3
0,90	96,7	0,001041	1,87	405,2	2671,1	2265,9
1,00	99,7	0,001043	1,69	417,5	2675,7	2258,2
1,20	104,8	0,001048	1,43	439,4	26,83,8	2244,4
1,40	109,3	0,001053	1,24	458,4	2690,8	2232,4
1,60	113,3	0,001055	1,09	475,4	2696,8	2221,4
1,80	116,9	0,001058	0,978	490,7	2702,1	2211,4
2,0	120,2	0,001061	0,886	504,7	2706,9	2202,2

Окончание табл. П.3.1

1	2	3	4	5	6	7
2,2	123,3	0,001064	0,810	517,6	2711,3	2193,7
2,5	127,4	0,001067	0,719	535,4	2717,2	2181,8
3,0	133,5	0,001074	0,606	561,4	2725,5	2164,1
3,5	138,9	0,001079	0,524	584,3	2732,5	2148,2
4,0	143,6	0,001084	0,462	604,7	2738,5	2133,8
4,5	147,9	0,001089	0,444	623,2	2743,8	2120,6
5,0	151,9	0,001093	0,375	640,1	2748,5	2108,4
5,5	155,5	0,001097	0,343	655,8	2752,7	2096,9
6,0	158,8	0,001100	0,316	670,4	2756,4	2086,0
10,0	179,9	0,001127	0,194	762,6	2777,0	2014,4
12,0	188,0	0,001139	0,163	798,4	2783,4	1985,0
14,0	195,0	0,001149	0,141	830,1	2788,4	1958,3
15,0	198,3	0,001154	0,132	844,7	2790,4	1945,7

Таблица П.3.2

**Физические свойства воды на линии насыщения**

$t$ , °C	$P \cdot 10^{-5}$ , Па	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$C_p$ , кДж/(кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/(м·°C)	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	Pr
0	1,013	999,9	4,212	55,1	1,789	13,7
10	1,013	999,7	4,191	58,0	1,306	9,45
20	1,013	998,2	4,183	59,9	1,006	7,02
30	1,013	995,7	4,174	61,2	0,805	5,45
40	1,013	992,2	4,174	62,7	0,659	4,36
50	1,013	988,1	4,174	64,0	0,556	3,59
60	1,013	983,1	4,179	65,0	0,478	3,03
70	1,013	977,8	4,187	66,2	0,415	2,58
80	1,013	971,8	4,195	66,9	0,365	2,23
90	1,013	965,3	4,208	67,6	0,326	1,97
100	1,013	958,4	4,220	68,4	0,295	1,75
110	1,43	951,0	4,233	68,5	0,272	1,60
120	1,98	943,1	4,250	68,6	0,252	1,47
130	2,70	934,8	4,266	68,5	0,233	1,35
140	3,61	926,1	4,287	68,5	0,217	1,26
150	4,76	917,0	4,313	68,4	0,203	1,17
160	6,18	907,4	4,346	68,1	0,191	1,10
170	7,92	897,3	4,380	67,6	0,181	1,05
180	10,03	886,9	4,417	67,2	0,173	1,03

Таблица П.3.3

**Физические свойства сухого воздуха (при  $P_B = 0,101$  МПа)**

$t$ , °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$C_p$ , кДж/ (кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/(м ·°C)	$a \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6$ , Па·с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	Pr
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	11,61	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680

## Приложение П.4

Размеры стальных бесшовных труб (ГОСТ 8732–78) приведены в табл. П.4.

Таблица П.4

### Размеры стальных бесшовных труб

Условный диаметр $d_0$ , мм	Наружный диаметр $d_H$ , мм	Внутренний диаметр $d_B$ , мм	Толщина трубы $\delta$ , мм	Толщина изоляции $\delta_{из}$ , мм
1	2	3	4	5
20	25	20	2,5	40
32	38	33	2,5	40
40	45	40	2,5	40
50	57	51	3,0	50
65	70	64	3,0	50
70	76	70	3,0	50
80	89	82	3,5	50
100	108	100	4,0	50
125	133	125	4,0	60
150	159	150	4,5	60
175	194	184	5,0	60

Окончание табл. П.4.1

1	2	3	4	5
200	219	207	6,0	60
250	273	259	7,0	60
300	325	309	8,0	60
350	377	359	9,0	70
400	426	408	9,0	70
450	480	466	7,0	70
500	530	514	8,0	70
800	820	800	10	80
1000	1020	996	12	90
1100	1120	1096	12	100
1200	1220	1192	14	100
1400	1420	1392	14	110

## Библиографический список

1. *Луканин, В. Н.* Теплотехника: учебник для вузов / В. Н. Луканин, М. Г. Шатров, Г. М. Камфер и др.; под ред. В. Н. Луканина. – 5-е изд., стер.– М.: Высшая школа, 2006. – 671 с.
2. *Сапожников, С. З.* Техническая термодинамика и теплопередача / С. З. Сапожников, Э. Л. Китанин. – СПб.: СПб ГПУ, 2003. – 319 с.
3. *Баскаков А. П.* Теплотехника: учебник для вузов / А. П. Баскаков, Б. В. Берг, О. К. Витт и др.; под ред. А. П. Баскакова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: ООО «ИД БАСТЕТ», 2010. – 328 с.
4. *Ерофеев, В. Л.* Теплотехника: учебник для вузов / В. Л. Ерофеев, П. Д. Семенов, А. С. Пряхин; под ред. В. Л. Ерофеева. – М.: ИКЦ 2 Академкнига, 2008. – 488 с.
5. *Михеев, М. А.* Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – 3-е изд. репринтное – М.: ООО «ИД БАСТЕД», 2010. – 344 с.
6. *Алексеев, Г. Н.* Общая теплотехника: учеб. пособие / Г. Н. Алексеев. – М.: Высшая школа, 1980. – 552 с.
7. *Кудинов, И. В.* Теоретические основы теплотехники. Ч. 1. Термодинамика: учеб. пособие / И. В. Кудинов, Е. В. Стефанюк. – Самара: Самарский государственный архитектурно-строительный университет. ЭБС АСВ, 2013. – 172 с.
8. *Кудинов, И. В.* Теоретические основы теплотехники. Часть 11. Математическое моделирование процессов теплопроводности в многослойных ограждающих конструкциях: учеб. пособие / И. В. Кудинов, Е. В. Стефанюк. – Самара: Самарский государственный архитектурно-строительный университет. ЭБС АСВ, 2013. – 422 с.

9. *Быстрицкий, Г. Ф.* Основы энергетики: учебник / Г. Ф. Быстрицкий. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: КНОРУС, 2011. – 352 с.
10. *Васьков, Е. Т.* Теплотехника: учеб. пособие / Е. Т. Васьков. – СПб государственнй архитектурно-строительный университет – СПб. 2000. – 192 с.
11. *Круглов, Г. А.* Теплотехника: учеб. пособие / Г. А. Круглов, Р. И. Булгакова, Е. С. Круглова. – СПб.: «Лань», 2010. – 208 с.
12. *Жучков, П. А.* Теплотехника целлюлозно-бумажного производства: учеб. пособие для вузов / П. А. Жучков, А. П. Гофлин, В. И. Саунин. – М.: Экология, 1991. – 353 с.
13. *Александров, А. А.* Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: справочник / А. А. Александров, Б. А. Григорьев. – М.: МЭИ, 1999. – 168 с.
14. *Клименко, А. В.* Теплоэнергетика и теплотехника. Общие вопросы: справочник / под общ. ред. А. В. Клименко и В. М. Зорина. – 3-е изд. перераб. – М.: МЭИ, 2000. – 528 с.
15. *Клименко, А. В.* Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справочник / под общ. ред. А. В. Клименко и В. М. Зорина. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: МЭИ, 2004. – 632 с.
16. *Клименко, А. В.* Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: справочник / под общ. ред. А. В. Клименко и В. М. Зорина. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: МЭИ, 2001. – 564 с.
17. *Готовский, М. А.* Тепломассообмен в технологических установках / М. А. Готовский, В. А. Суслов. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. – 420 с.
18. *Исаченко, В. П.* Теплопередача: учебник для вузов. / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. –

417 с.

19. *Краснощеков, Е. А.* Задачник по теплопередаче / Е. А. Краснощеков, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 279 с.

20. *Жучков, П. А.* Тепловые процессы и установки ЦБП: учеб. пособие. / П. А. Жучков, Л. М. Бойков, И. И. Войцеховский. – Л.: ЛТА, 1981. – 106 с.

21. *Бойков, Л. М.* Теплотехника целлюлозно-бумажного производства. Теплоэнергетические и теплотехнологические установки: учеб. пособие / Л. М. Бойков. – СПб.: СПб ГТУ РП, 2002. – 117 с.

22. *Мурзич, А. Ф.* Теплообменное оборудование промпредприятий: учеб. пособие / А. Ф. Мурзич, А. Н. Иванов. – СПб.: СПб ГТУ РП, 2005. – 288 с.

23. *Бойков, Л. М.* Повышение эффективности сушки путем модернизации пароконденсатных систем бумагоделательных, картоноделательных машин и гофроагрегатов. – 2-е изд. перераб. и доп. / Л. М. Бойков. – СПб.: СПб ГТУ РП, 2015. – 575 с.

24. *Бойков, Л. М.* Повышение эффективности сушки путем модернизации пароконденсатных систем бумагоделательных, картоноделательных машин и гофроагрегатов / Л. М. Бойков. – СПб.: СПб ГТУ РП, 2014. – 511 с.

25. *Пискунов, Н. С.* Дифференциальное и интегральное исчисления для втузов / Н. С. Пискунов. Т. 2 : учеб. пособие для втузов. – 13-е изд. – М.: Наука, 1985. – 560 с.

26. *Демидович, Б. П.* Численные методы анализа / Б. П. Демидович., И. А. Марон, Э. З. Шувалова. – М.: Физматгиз, 1963. – 400 с.

27. *Зельдович, Я. Б.* Элементы прикладной математики / Я. Б. Зельдович, А. Д. Мышкис. – М.: Наука, 1972. – 592 с.

28. *Антуфьев, В. М.* Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / В. М. Антуфьев. – М.; Л.: Энергия, 1972. – 128 с.

29. *Идельчик, И. Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – М.; Л.: Изд-во ГЭИ, 1960.

30. *Аметистов, Е. В.* Основы современной энергетики, в 2-х томах / под общ. ред. Е. В. Аметистова. т. 1, Современная теплоэнергетика; под ред. А. Д. Трухня, – М.: МЭИ, 2010. – 471с.

31. *Белоусов, В. Н.* Топливо и теория горения. Ч. I. Топливо: учеб. пособие / В. Н. Белоусов, С. Н. Смородин, О. С. Смирнова. – СПб.: СПб ГТУ РП, 2011. – 85 с.

32. *Белоусов, В. Н.* Топливо и теория горения. Ч. II. Теория горения: учеб. пособие. / В. Н. Белоусов, С. Н. Смородин, О. С. Смирнова. – СПб.: СПб ГТУ РП, 2011. – 140 с.

33. *Смородин, С. Н.* Котельные установки и парогенераторы: учеб. пособие / С. Н. Смородин, А. Н. Иванов, В. Н. Белоусов.– СПб.: СПб ГТУ РП, 2009.

34. *Жучков, П. А.* Высокотемпературные установки целлюлозно-бумажного производства : учеб. пособие / П. А. Жучков. – Л.: ЛТА, 1985. – 84 с.

35. *Хзмалян, Д. М.* Теория горения и топочные устройства. Учеб. пособие для студ. вузов / Д. М. Хзмалян, Я. А. Каган; под ред. Д. М. Хзмаляна. – М. : Энергия, 1976. – 488 с.

36. *Жучков, П. А.* Спецвопросы тепломассообмена в энерготехнологических процессах и установках целлюлозно-бумажного производства: учеб. пособие / П. А. Жучков. – СПб.: ЛТА, 1986. – 94 с.

37. *Бельский, А. П.* Специальные вопросы тепломассообмена в энергетических и теплотехнологических процессах и установках: учеб. пособие / А. П. Бельский, В. Ю. Лакомкин. – СПб.: СПб ГТУ РП, 1997. – 98 с.

38. *Сморозин, С. Н.* Тепловой расчет котельных агрегатов: учеб. пособие / С. Н. Смородин, А. Н. Иванов. – СПб.: СПб ГТУ РП, 2003. – 132 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	3
Введение.....	6

### Часть первая

#### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ

##### Раздел I. Техническая термодинамика

Глава 1. Основные понятия и термины.....	7
Глава 2. Теплоемкость.....	13
Глава 3. Первый закон термодинамики.....	15
Глава 4. Термодинамические процессы.....	16
4.1. Изохорный процесс.....	16
4.2. Изобарный процесс.....	18
4.3. Изотермический процесс.....	21
4.4. Адиабатический процесс.....	22
4.5. Политропные процессы.....	24
Глава 5. Круговой процесс или цикл.....	32
5.1. Прямой цикл.....	32
5.2. Обратный цикл.....	33
Глава 6. Цикл Карно.....	34
Глава 7. Второй закон термодинамики.....	37
Глава 8. Энтропия.....	38
Глава 9. Эксергия.....	43

Глава 10. Компрессоры.....	44
Глава 11. Газовые циклы.....	48
11.1. Циклы поршневых двигателей	
внутреннего сгорания .....	48
11.2. Цикл Отто.....	49
11.3. Цикл Дизеля.....	51
11.4. Цикл Тринклера.....	53
Глава 12. Водяной пар.....	54
12.1. Основные понятия и определения.....	54
12.2. Парообразование и $P-U$ -диаграмма	
водяного пара.....	56
12.3. $T-S$ - и $i-S$ -диаграммы водяного пара.....	59
12.4. Термодинамические таблицы воды	
и водяного пара.....	63
12.5. Расчет основных параметров водяного пара	
с помощью и $i-S$ - диаграммы водяного пара.....	65
12.6. Истечение и дросселирование газов и паров.....	70
12.7. Влажный воздух.....	77
12.7.1. Параметры влажного воздуха.....	77
12.7.2. $I-d$ - диаграмма влажного воздуха	
и процессы изменения состояния воздуха ....	79
Глава 13. Циклы паросиловых установок.....	84

13.1. Паросиловая установка.....	84
13.2. Цикл Ренкина .....	86
13.3. Термический К П Д цикла Ренкина.....	88
13.4. Мощность и энергетические потери паротурбинных установок.....	90
13.5. Способы повышения К П Д цикла Ренкина.....	95
13.6. Теплофикационный цикл.....	97
13.7. Регенеративный цикл паротурбинной установки.....	102
13.8. Циклы газотурбинных и парогазовых установок.....	105
13.8.1. Газотурбинная установка.....	105
13.8.2. Газотурбинная установка с регенерацией теплоты.....	108
13.8.3. Парогазовая установка.....	109
13.9. Холодильная установка.....	112
13.10. Тепловой насос.....	118

## **Раздел II. Теория теплообмена**

Глава 14. Основные понятия и термины.....	121
Глава 15. Теплопроводность.....	124
15.1. Закон Фурье.....	126
15.2. Коэффициент теплопроводности.....	126
15.3. Теплопроводность плоской стенки.....	127
15.4. Многослойная плоская стенка.....	130
15.5. Теплопроводность цилиндрической стенки.....	132

15.6. Теплопроводность шаровой стенки.....	135
Глава 16. Конвективный теплообмен.....	135
16.1. Дифференциальные уравнения конвективного теплообмена.....	136
16.2. Уравнения конвективного теплообмена.....	140
16.3. Теория подобия и критерии подобия.....	143
16.4. Критериальные уравнения.....	146
16.5. Теплообмен в жидкостях и газах.....	148
16.6. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в трубах.....	151
16.7. Теплоотдача при поперечном обтекании труб.....	154
16.8. Теплообмен в пучках труб.....	156
Глава 17. Теплообмен при изменении агрегатного состояния вещества.....	161
17.1. Теплообмен при кипении.....	161
17.2. Теплообмен при конденсации водяного пара.....	166
17.3. Влияние различных факторов на теплообмен при конденсации водяного пара.....	169
Глава 18. Массообмен.....	172
18.1. Общие понятия.....	172
18.2. Дифференциальные уравнения тепло - и массообмена.....	177
18.3. Тепло - и массоотдача.....	179

18.4. Связь между процессами теплообмена и массообмена.....	181
Глава 19. Тепловое излучение.....	185
19.1. Законы излучения.....	189
19.2. Лучистый теплообмен между двумя телами.....	192
19.3. Эффективность экранов.....	193
19.4. Тепловое излучение газов.....	195
Глава 20. Сложный теплообмен.....	199
20.1. Теплопередача через двухслойную плоскую стенку.....	200
20.2. Теплопередача через цилиндрическую стенку.....	203
20.3. Теплопередача через ребристую стенку.....	206
20.4. Тепловая изоляция.....	209
20.5. Интенсификация теплопередачи.....	213
Глава 21. Нестационарная теплопроводность.....	215
21.1. Нагрев и охлаждение однородной неограниченной пластины в нестационарных условиях.....	218
21.2. Аналитическое решение дифференциальных уравнений тепломассопереноса в периоде прогрева полотна в процессе сушки влажного картона или бумаги.....	220
Глава 22. Теплообменные аппараты.....	238
22.1. Классификация теплообменных аппаратов .....	239

22.2. Основы расчета теплообменных аппаратов.....	244
---	-----

### **Раздел III. Топливо и теория горения**

Глава 23. Топливо.....	251
23.1. Основные термины и определения.....	252
23.2. Органическое топливо.....	253
23.3. Условное топливо.....	255
23.4. Классификация основных видов топлива.....	256
23.5. Состав топлива.....	257
23.6. Твердое топливо.....	260
23.7. Газообразное топливо.....	268
23.8. Жидкое топливо.....	270
23.9. Водугольное топливо.....	273
Глава 24. Общие сведения о процессе горения топлива .....	276
Глава 25. Воспламенение и горение горючей смеси.....	278
Глава 26. Технологические процессы диффузионного сжигания топлива в топочном объеме.....	284
Глава 27. Горение газообразного топлива.....	290
Глава 28. Горение жидкого топлива.....	295
Глава 29. Основные реакции и расчеты процессов горения.....	296
29.1. Теоретический расход воздуха и продуктов сгорания при горении твердого, жидкого и газообразного топлива.....	297
29.2. Энергия активации.....	300

Глава 30. Кинетика процессов горения топлива.....	301
Глава 31. Тепловой баланс топочного процесса.....	314
Глава 32. Топочные устройства котельных агрегатов.....	319
32.1. Слоевые топки.....	321
32.2. Механические слоевые топки с цепными решетками.....	322
32.3. Камерные топки.....	327
32.4. Пылеугольные топки.....	328
32.5. Вихревые топки.....	332
32.6. Топки с пересекающимися струями.....	333
32.7. Циклонные топки.....	335
32.8. Топки с кипящим слоем.....	336
32.9. Топки для сжигания газа и мазута.....	338
Глава 33. Приготовление пылеугольного топлива.....	341
Глава 34. Горелки и форсунки для сжигания топлива.....	346
34.1. Горелки для сжигания угольной пыли.....	346
34.2. Форсунки для сжигания мазута.....	351
34.3. Комбинированные газомазутные горелки.....	356
34.4. Газовые горелки.....	358
Приложения.....	362
Литература.....	372

Учебное издание

Лев Михайлович Бойков, Николай Сергеевич Нечаев,  
Даниил Александрович Прохоров, Егор Николаевич Ионин

# **ТЕПЛОТЕХНИКА**

**ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА**

**Теоретические основы теплотехники**

Учебное пособие

Техн. редактор Л. Я. Титова

Темплан 2017, поз. 3

---

Подп. к печати

Формат 60× 84/16. Бумага тип. № 1

Уч.-изд. л. 24,0. Усл. печ. л. 24,0. Тираж 60 экз. Заказ

---

Отпечатано с готового оригинал-макета, предоставленного автором,  
в Типографии Политехнического университета.

195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.