

СРЕДНЕЕ  
ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ  
ОБРАЗОВАНИЕ

Г.Ф. Быстрицкий

# ОБЩАЯ ЭНЕРГЕТИКА

Допущено Министерством образования  
Российской Федерации в качестве **учебного пособия**  
для студентов образовательных учреждений  
среднего профессионального образования

Рекомендовано Учебно-методическим советом  
Института электротехники МЭИ (ТУ)  
в качестве **учебного пособия**  
для студентов электротехнических специальностей вузов  
по направлению обучения «Электротехника,  
электромеханика и электротехнологии»

Второе издание, исправленное и дополненное



МОСКВА  
2010

УДК 620.9(075.32)

ББК 31я723

Б95

Рецензенты:

Г. Г. Ольховский, генеральный директор Всероссийского теплотехнического института, чл.-корр. РАН, д-р техн. наук, проф.,

А. М. Петрова, директор Московского политехнического колледжа, канд. экон. наук,

Т. Ю. Симонова, зам. директора Московского политехнического колледжа

**Быстрицкий Г.Ф.**

**Б95** Общая энергетика : учебное пособие / Г.Ф. Быстрицкий. — 2-е изд., испр. и доп. — М. : КНОРУС, 2010. — 296 с. — (Среднее профессиональное образование).

**ISBN 978-5-406-00065-6**

Приведены сведения о невозобновляемых и возобновляемых энергетических ресурсах, их характеристики; рассмотрены основы теплотехники: положения технической термодинамики и основы теплообмена. Даны схемы и принципы работы тепловых электрических станций, газотурбинных установок, АЭС; гидравлических и ветровых электрических станций.

Представлено основное тепловое оборудование ТЭС: паровые и водогрейные котлы, паровые турбины и нагнетательные машины.

*Для студентов учреждений среднего профессионального обучения, может быть использовано студентами электротехнических специальностей вузов, а также работниками электростанций и промышленности.*

УДК 620.9(075.32)

ББК 31я723

Быстрицкий Геннадий Фёдорович

**ОБЩАЯ ЭНЕРГЕТИКА**

Санитарно-эпидемиологическое заключение

№ 77.99.60.953.Д.003365.04.09 от 01.04.2009 г.

Изд. № 1885. Подписано в печать 25.08.2009.

Формат 60x90/16. Гарнитура «PetersburgС». Печать офсетная.

Усл. печ. л. 18,5. Уч.-изд. л. 12,6. Тираж 2000 экз. Заказ №

ООО «Издательство КноРус».

129110, Москва, ул. Большая Переяславская, 46, стр. 7.

Тел.: (495) 680-7254, 680-0671, 680-1278.

E-mail: office@knoorus.ru <http://www.knoorus.ru>

Отпечатано в ОАО «ИПК «Ульяновский Дом печати».

432980, г. Ульяновск, ул. Гончарова, 14.

© Быстрицкий Г.Ф., 2010

© ЗАО «МЦФЭР», 2010

© ООО «Издательство КноРус», 2010

**ISBN 978-5-406-00065-6**

# СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие . . . . .	5
<b>ЧАСТЬ ПЕРВАЯ. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ . . . . .</b>	<b>7</b>
<b>1. Энергоресурсы и их использование . . . . .</b>	<b>7</b>
1.1. Общие сведения . . . . .	7
1.2. Невозобновляемые источники энергии . . . . .	8
1.3. Возобновляемые источники энергии . . . . .	23
<b>ЧАСТЬ ВТОРАЯ. ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ. . . . .</b>	<b>30</b>
<b>2. Основные положения технической термодинамики . . . . .</b>	<b>30</b>
2.1. Основные понятия и определения . . . . .	30
2.2. Внутренняя энергия, работа расширения, первый закон термодинамики . . . . .	33
2.3. Теплоемкость, энтальпия и энтропия. Второй закон термодинамики . . . . .	37
2.4. Основные термодинамические процессы идеальных газов . . . . .	42
2.5. Реальные газы, вода и водяной пар . . . . .	47
2.6. Круговой процесс, цикл Карно . . . . .	53
<b>3. Основы теории теплообмена . . . . .</b>	<b>60</b>
3.1. Основные понятия и определения . . . . .	60
3.2. Теплопроводность . . . . .	62
3.3. Конвективный теплообмен . . . . .	68
3.4. Лучистый теплообмен. . . . .	79
3.5. Теплопередача (сложный теплообмен) . . . . .	89
<b>ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ. ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ . . . . .</b>	<b>95</b>
<b>4. Циклы основных тепловых электрических станций. . . . .</b>	<b>95</b>
4.1. Общие сведения и типы электростанций . . . . .	95
4.2. Паротурбинные электрические станции (КЭС и ТЭС) . . . . .	98
4.3. Цикл газотурбинной установки . . . . .	110
4.4. Парогазовые установки . . . . .	114
4.5. Атомные электрические станции (АЭС) . . . . .	116
<b>5. Гидроэлектрические станции . . . . .</b>	<b>122</b>
5.1. Общие положения . . . . .	122
5.2. Энергия речного водотока . . . . .	126
5.3. Схемы создания напора и основное оборудование ГЭС. . . . .	130
5.4. Энергия и мощность ГЭС . . . . .	138

<b>6. Ветроэнергетика и солнечная энергетика</b> . . . . .	140
6.1. Общие сведения о ветроэнергетике . . . . .	140
6.2. Энергия воздушного потока и мощность ВЭУ . . . . .	143
6.3. Солнечная энергетика . . . . .	147

## **ЧАСТЬ ЧЕТВЕРТАЯ. ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

<b>ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ</b> . . . . .	152
<b>7. Котельные установки ТЭС</b> . . . . .	152
7.1. Общие сведения . . . . .	152
7.2. Назначение и классификация котлоагрегатов . . . . .	155
7.3. Основные виды котельных агрегатов . . . . .	159
7.4. Основные элементы котельного агрегата . . . . .	166
7.5. Тепловой баланс котельного агрегата . . . . .	177
<b>8. Паровые турбины ТЭС</b> . . . . .	184
8.1. Основные сведения . . . . .	184
8.2. Преобразование энергии в соплах и на рабочих лопатках . . . . .	187
8.3. Классификация и основные конструкции паровых турбин . . . . .	196
8.4. Потери энергии и КПД турбины . . . . .	201
8.5. Конденсационные установки паровых турбин . . . . .	207
<b>9. Системы теплоснабжения</b> . . . . .	215
9.1. Классификация систем теплоснабжения . . . . .	215
9.2. Тепловые системы источников тепла . . . . .	219
9.3. Энергетическая эффективность теплофикации . . . . .	225
9.4. Районные и промышленные отопительные котельные . . . . .	230
9.5. Основное теплофикационное оборудование . . . . .	233
9.6. Центральные тепловые пункты (ЦТП) . . . . .	236
<b>10. Нагнетательные машины электрических станций</b> . . . . .	244
10.1. Виды и классификация нагнетателей . . . . .	244
10.2. Основные рабочие характеристики нагнетательных машин . . . . .	249
10.3. Работа центробежного насоса в системе . . . . .	256
10.4. Основные энергетические насосы ТЭС . . . . .	262
10.5. Центробежные вентиляторы . . . . .	271
10.6. Поршневые компрессоры . . . . .	282
<b>Список литературы</b> . . . . .	292



# ПРЕДИСЛОВИЕ

Потребление энергии является обязательным условием существования человечества. Наличие доступной для потребления энергии всегда было необходимо для удовлетворения потребностей человека, увеличения продолжительности и улучшения условий его жизни.

История цивилизации — история изобретения все новых и новых методов преобразования энергии, освоения ее новых источников и, в конечном итоге, увеличения энергопотребления.

В современном мире энергетика является основой развития базовых отраслей промышленности, определяющих прогресс общественного производства. Во всех промышленно развитых странах темпы развития энергетике опережали темпы развития других отраслей.

В то же время энергетика — один из источников неблагоприятного воздействия на окружающую среду и человека. Она влияет на атмосферу (потребление кислорода, выбросы газов, влаги и твердых частиц), гидросферу (потребление воды, создание искусственных водохранилищ, сбросы загрязненных и нагретых вод, жидких отходов), биосферу (выбросы токсичных веществ) и на литосферу (потребление ископаемых топлив, изменение ландшафта).

Известно, что электрическая энергия считается основой современной цивилизации. Можно без преувеличения сказать, что без электрической энергии невозможна нормальная жизнь современного общества. Электрическая энергия широко используется в промышленности для приведения в действие самых различных механизмов и непосредственно в технологических процессах, на транспорте, в быту. Работа современных средств связи — телеграфа, телефона, радио, телевидения — основана на применении электрической энергии. Без нее невозможно было бы развитие кибернетики, вычислительной техники, космической техники и т. д.

Основные отличительные свойства электрической энергии состоят в том, что она может легко передаваться на большие расстояния и относительно просто с малыми потерями преобразовываться в другие виды энергии.

Электроэнергия вырабатывается на специальных предприятиях — электростанциях, преобразующих в электрическую энергию другие виды энергии: химическую энергию топлива, энергию воды, энергию ветра, атомную энергию и др. Выработанная электростанцией электроэнергия передается по воздушным или кабельным линиям электро-

сетей различным потребителям — промышленным, коммунальным, сельскохозяйственным, бытовым и т. д.

В зависимости от используемого вида энергии различают электростанции тепловые, гидравлические, ветровые, атомные и др.

На тепловых электростанциях используется твердое, жидкое и газообразное топливо. В зависимости от рода первичного двигателя, приводящего во вращение электрический генератор, тепловые электростанции можно подразделить на станции с паровыми турбинами, с двигателями внутреннего сгорания и с газовыми турбинами. Станции с паровыми турбинами, кроме того, подразделяются на конденсационные (КЭС) и теплофикационные (ТЭЦ). Конденсационные электростанции снабжают потребителей только электрической энергией, а теплофикационные электростанции — электрической и тепловой энергией.

В России более 90% существующего потенциала электроэнергетики объединено в Единую энергетическую систему (ЕЭС) России, которая охватывает всю обжитую территорию страны от западных границ до Дальнего Востока и является одним из крупнейших в мире централизованно управляемых энергообъединений.

Данный учебник предназначен для студентов учреждений среднего профессионального образования, обучающихся по специальностям 1000 «Энергетика», 1001 «Электрооборудование электрических станций и сетей» и 2102 «Релейная защита и автоматизация электроэнергетических систем».

Он также может быть использован в качестве учебного пособия студентами вузов электротехнических специальностей, обучающихся по направлению 140600 «Электротехника, электромеханика и электротехнологии».

# ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

## ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ

---

### 1. ЭНЕРГОРЕСУРСЫ И ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ

#### 1.1. Общие сведения

*Энергия* — количественная оценка различных форм движения материи, которые могут превращаться друг в друга, условно подразделяется по видам: химическая, механическая, электрическая, ядерная и т. д.

Под *энергоресурсами* понимаются материальные объекты, в которых сосредоточена энергия, возможная для использования.

Из большого разнообразия ресурсов, встречающихся в природе, выделяют *основные*, используемые в больших количествах для практических нужд.

К *основным энергоресурсам* относят энергию рек, водопадов; различные органические топлива, такие как уголь, нефть, газ; ядерное топливо — тяжелые элементы урана и тория, а в перспективе и легкие элементы и т. д.

Энергоресурсы разделяют на *возобновляемые* и *невозобновляемые*. К первым относятся те, которые природа непрерывно восстанавливает (вода, ветер и т. д.), а ко вторым — ранее накопленные в природе, но в новых геологических условиях практически не образующиеся (например, каменный уголь, нефть, газ и др.).

Энергия, непосредственно извлекаемая в природе (энергия топлива, воды, ветра, тепла Земли, ядерная), называется *первичной*.

Энергия, получаемая человеком после преобразования первичной энергии на специальных установках — станциях, называется *вторичной* (энергия электрическая, пара, горячей воды и т. д.).

Пока человечество широко использует только энергию *химических горючих*, притом органического происхождения, запасы которых составляют всего доли процента всех ресурсов энергии на Земле (табл. 1.1).

Большое отличие в цифрах, приведенных в табл. 1.1, между геологическими и извлекаемыми запасами объясняется тем, что при подсчете последних не учитывались тонкие пласты (до 0,5 м) и глубокие залегания (свыше 1,5 км).

Таблица 1.1

**Ориентировочные мировые запасы основных органических горючих**

Виды горючего	Геологические		Извлекаемые	
	млрд т у. т.	%	млрд т у. т.	%
В том числе:				
Уголь	11 200	87,4	2 900	76
Нефть	740	5,8	370	9,7
Газ природный	630	4,9	500	13,3
Прочие	230	≈ 1,9	30	≈ 1,0
Всего	12 800	100	3 800	100

*Обозначения:* у. т. — условное топливо

Дело в том, что «экономическая целесообразность извлечения» определяется пока стоимостью энергоресурса, которая весьма неустойчива. Поскольку нефтяные вышки уходят все дальше в море, себестоимость нефти возрастает.

*Надежным критерием целесообразности извлечения топлива* может быть лишь отношение энергоемкости извлекаемого источника энергии (ИЭ) к количеству энергии, затраченной на ее получение (включая овеществленную в расходимых материалах, амортизирующей части оборудования и т. д.), которое должно быть больше единицы.

## 1.2. Невозобновляемые источники энергии

### 1.2.1. Органические топлива (горючие)

**Основные сведения.** *Топливом* может быть названо любое вещество, способное при горении (окислении) выделять значительное количество теплоты. По определению, данному Д. И. Менделеевым, «топливом называется горючее вещество, умышленно сжигаемое для получения тепла».

Практическая целесообразность топлива определяется его количественными запасами, удобствами добычи, скоростью горения, теплотворной способностью, возможностью длительного хранения

и безвредностью продуктов сгорания для людей, растительного и животного мира и оборудования. Существуют естественные (природные) виды топлив и искусственные.

Процесс освобождения химической энергии представляет собой реакцию окисления горючего. Поэтому химические топлива состоят из горючего и окислителя.

Горючие топлива бывают органического и неорганического происхождения. Те и другие могут быть твердыми, жидкими и газообразными.

В энергетике для получения электрической энергии на тепловых электрических станциях (ТЭС) в основном используются топлива органического происхождения.

Все виды органического топлива (горючие) представляют собой углеводородные соединения, в которые входят небольшие количества других веществ.

К *твердому топливу* относят: антрацит, каменный и бурый уголь, торф, дрова, сланцы, отходы лесопильных заводов и деревообделочных цехов, а также растительные отходы сельскохозяйственного производства — солому, костру, лузгу, чинголак и др.

Твердые топлива используют в основном на ТЭС для получения электрической энергии, отопления и технологических нужд промышленности и в незначительной степени для судовых и локомотивных двигателей.

К *жидкому топливу* относят нефть, а также различные продукты ее переработки: бензин, керосин, лигроин, разнообразные масла и остаточный продукт нефтепереработки нефти — мазут. Искусственное жидкое топливо и горючие смолы, а также масла получают при переработке твердых топлив.

До 70% и более жидких топлив используется на транспорте — в авиации, для автомобилей, тракторов, судов; на железнодорожном транспорте для тепловозов, около 30% сжигается в виде мазута на тепловых электростанциях. Сырую нефть в качестве топлива в котельных и других установках не используют.

К *газообразному топливу* относят природный газ, добываемый из недр Земли, попутный нефтяной газ, газообразные отходы металлургического производства (коксовый и доменный газ), крекинг-овый газ, а также генераторный газ, получаемый искусственным путем из твердого топлива в особых газогенераторных установках.

Газообразные топлива (горючие) сжигаются на ТЭС для получения электрической и тепловой энергии и в очень небольшом количестве используют на транспорте.

**Элементарный состав твердого и жидкого топлив.** Топливо в том виде, в каком оно поступает для сжигания в топки или в двигатели внутреннего сгорания и специальные аппараты, называется рабочим.

В общем случае в состав рабочего (твердого или жидкого) топлива входят углерод С, водород Н, кислород О, азот N и летучая сера S, а также негорючие минеральные примеси — зола А и влага W.

Для рабочей массы топлива имеет место очевидное равенство

$$C^P + H^P + O^P + N^P + S^P + A^P + W^P = 100\%, \quad (1.1)$$

где  $C^P$ ,  $H^P$ ,  $O^P$  и т. д. — элементы рабочего топлива в процентах от общей массы топлива.

Характеристика топлива по составу его рабочей массы является весьма неустойчивой, так как для одного и того же сорта топлива в зависимости от способа его добычи, транспортирования и хранения содержание в нем  $S^P$ ,  $A^P$  и  $W^P$  может значительно колебаться.

Влага, содержащаяся в топливе совместно с золой, называется балластом топлива. Балласт значительно снижает ценность топлива, уменьшая его теплоту сгорания. Влага в топливе вредна тем, что, во-первых, на ее испарение при горении расходуется тепло и, во-вторых, уменьшается относительное количество горючего вещества в топливе. Наличие золы не только снижает теплоту сгорания, но значительно затрудняет процесс горения в топке и ее эксплуатацию.

В естественных видах ископаемого твердого топлива встречается сера трех разновидностей:

- органическая  $S^o$ , связанная с другими элементами топлива С, Н, N и O в виде сложных органических соединений;
- колчеданная  $S^k$  в виде пирита, колчедана  $FeS_2$ ;
- сульфатная  $S^{сульф}$  в виде солей серной кислоты (типс,  $FeSO_4$  и др.).

Сульфаты представляют собой высокие окислы серы, поэтому находящаяся в них сера гореть не может. Присутствующие в топливе органическая и колчеданная серы сгорают, образуя токсичный сернистый ангидрид  $SO_2$ , и (в небольших количествах) еще более токсичный серный ангидрид  $SO_3$ . Выброс их с продуктами сгорания вызывает загрязнение воздушного бассейна.

Органическая и колчеданная сера образуют вместе летучую горючую серу  $S_{л}$ . Таким образом, общее содержание серы в топливе

$$S_{общ} = S^o + S^k + S^{сульф} = S_{л} + S^{сульф}.$$

Следовательно, в горючую часть топлива входит только летучая сера, остальная сера в горении участия не принимает и может быть отнесена к балласту (зола топлива).

Для правильного представления о тепловых свойствах топлива вводится понятие горючей массы, для которой

$$C^g + H^g + O^g + N^g + S_{II}^g = 100\%,$$

где индекс «g» показывает, что процентный состав отдельных элементов отнесен к горючей массе.

Название «горючая масса» носит условный характер, так как действительно горючими ее элементами являются только углерод, водород и сера. Углерод — преобладающий компонент твердых и жидких топлив, в топливах его обычно содержится 50...95%, тогда как содержание водорода  $H^g$  колеблется в пределах 1...11%, а серы  $S^g$  — 0...8%. Горючую массу можно характеризовать как топливо, не содержащее золы и в абсолютно сухом состоянии. Содержание азота в горючей массе твердых топлив обычно составляет 1...2% по массе. Несмотря на столь малое количество азот является весьма вредным компонентом, поскольку при сгорании азотсодержащих соединений в высокотемпературных топках образуются сильнотоксичные оксиды NO и NO<sub>2</sub> (они образуются также и из атмосферного азота, но в меньшей степени).

Для топлива, содержащего большое количество влаги (бурый уголь, торф, дрова, некоторые растительные отходы), в некоторых случаях удобно использовать понятие сухой массы, т. е. характеризовать состав абсолютно сухого топлива суммой элементов  $C^c$ ,  $H^c$ ,  $O^c$ ,  $N^c$ ,  $S^c$  и  $A^c$ . При этом

$$C^c + H^c + O^c + N^c + S^c + A^c = 100\%,$$

где индекс «с» показывает, что процентный состав отдельных элементов отнесен к сухой массе.

Для взаимного пересчета массы топлива в соответствии с понятием о массах топлива служат специальные формулы (табл. 1.2).

Таблица 1.2

**Формулы для пересчета состава топлива с одной массы на другую**

Заданная масса топлива	Искомая масса топлива, %		
	рабочая	сухая	горючая
1	2	3	4
Рабочая	1	$\frac{100}{100 - W^p}$	$\frac{100}{100 - (W^p + A^p)}$
Сухая	$\frac{100 - W^p}{100}$	1	$\frac{100}{100 - A^c}$

Продолжение

1	2	3	4
Горючая	$\frac{100 - (W^p + A^p)}{100}$	$\frac{100 - A^c}{100}$	1

**Зо́льность топлива.** Золой называют твердый негорючий остаток, остающийся после сжигания топлива в атмосфере воздуха. Зола может быть в виде сыпучей массы с плотностью в среднем  $600 \text{ кг/м}^3$  и в виде сплавленных пластин и кусков, называемых шлаками, с плотностью до  $800 \text{ кг/м}^3$ .

В состав золы большинства видов твердого топлива входят: глинозем  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , кремниевая кислота  $\text{SiO}_2$ , известь  $\text{CaO}$ , магнезия  $\text{MgO}$ , едкий натр  $\text{Na}_2\text{O}$ , окислы железа  $\text{FeO}$  и  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ .

Зола способствует разрушению обмуровки топочных устройств и поверхностей камер сгорания, оседает в газоходах теплообменных аппаратов и ускоряет износ поверхностей, обтекаемых забалластированным газовым потоком, а также засоряет окружающую местность.

**Влажность** топлива определяется по ГОСТ 11014—70 высушиванием навески при  $105...110 \text{ }^\circ\text{C}$ . Максимальная влажность массы  $W^p$  доходит до 50% и более и определяет экономическую целесообразность использования данного горючего материала и возможность его сжигания. Влага снижает температуру в топке и увеличивает объем дымовых газов. Для превращения 1 кг воды в пар комнатной температурой нужно затратить 2,5 МДж теплоты. Увеличенный объем дымовых газов требует дополнительной энергии на их удаление.

Очевидно, что *влага* является балластной примесью, так как уменьшает тепловую ценность исходного топлива. Кроме того, часть теплоты, выделяемой топливом при его сгорании, расходуется на испарение влаги.

**Летучие вещества.** При нагревании твердого топлива без доступа воздуха его органическая масса разлагается, в результате чего образуются газы, водяные и смоляные пары и углеродосодержащий остаток. Суммарное количество выделяющихся *летучих веществ* увеличивается с увеличением температуры и времени выдержки. Этот процесс в основном заканчивается при  $700...800 \text{ }^\circ\text{C}$ , поэтому по ГОСТ 6382—75 выход летучих веществ  $V^r$ , (%) на горючую массу, определяется путем прокаливании 1 г топлива в закрытом тигле при  $(850 \pm 10) \text{ }^\circ\text{C}$  в течение 7 мин. Выход летучих веществ является важнейшей характеристикой горючей массы топлива и уменьшается по мере увеличения его возраста. Чем больше выход летучих веществ, т. е. чем больше топлива превращается при нагревании в горючий газ, тем проще зажечь это то-



пливо и легче поддерживать устойчивое горение. Органическая часть древесины и горючих сланцев при нагревании без доступа воздуха почти целиком переходит в летучие вещества ( $V^r = 85...90\%$ ), в то время как у антрацитов  $V^r = 3...4\%$ . Именно большой процент выхода летучих веществ определяет хорошую горючесть древесины.

Примерный состав некоторых видов твердого топлива представлен в табл. 1.3. Как видно из таблицы, основной горючей составляющей твердых топлив являются углерод и водород.

Таблица 1.3

**Примерный состав и теплотехнические характеристики  
горючей массы твердого топлива**

Топливо	Состав горючей массы, %					Выход летучих веществ $V^r$ , %	Низшая теплота сгорания, МДж/кг	Жаропронизводительность $t_{max}$ , °С	$RO_{max}$ продуктов сгорания, %
	C <sup>r</sup>	S <sup>r</sup>	H <sup>r</sup>	O <sup>r</sup>	N <sup>r</sup>				
Дрова	51	—	6,1	42,2	0,6	85	19	1 980	20,5
Торф	58	0,3	6	33,6	2,5	70	8,12	2 050	19,5
Горючий сланец	60...75	4...13	7...10	12...17	0,3...1,2	80...90	7,66	2 120	16,7
Бурый уголь	64...78	0,3...6	3,8...6,3	15,26	0,6...1,6	40...60	27	—	19,5
Каменный уголь	75...90	0,5...6	4...6	2...13	1...2,7	9...50	33	2 130	18,72
Полуантрацид	90...94	0,5...3	3...4	2...5	1	6...9	34	2 130	19,32
Антрацид	93...94	2...3	2	1...2		3...4	33	2 130	20,2

**Жидкое топливо.** Практически все жидкие топлива (бензин, керосин, дизельное топливо и мазут) пока получают путем переработки нефти. Мазут, как и моторные топлива, представляет собой сложную смесь жидких углеводородов, в состав которых входят в основном углерод ( $C^p = 84...86\%$ ) и водород ( $H^p = 10...12\%$ );  $O^p + N^p = 1...2\%$ ; содержание воды и зольность не превышают 0,2...1,5%.

Мазуты, полученные из нефти ряда месторождений, могут содержать много серы (до 4,5...5%), что резко усложняет защиту окружающей среды при их сжигании.

Характеристики жидких топлив — продуктов переработки нефти — приведены в табл. 1.4.

Наиболее легкие сорта бензинов применяют в авиации и называются авиационными, более тяжелые — автомобильными. Лигроин и керосин могут применяться для тракторных, турбореактивных и других двигателей.

Из жидких топлив в котельных и промышленных печах сжигаются только топочные мазуты, которые классифицируются по степени их вязкости: М20, М40, М60, М80, М100 и М120; цифры указывают условную вязкость в градусах Энглера.

Таблица 1.4

Характеристики жидких топлив, получаемых из нефти

Топливо	Состав горючей массы, %				Зольность сухого топлива Аг, %	Влага рабочего топлива W <sup>p</sup> , %	Низшая теплота сгорания рабочего топлива, МДж/кг					
	Сг	Нг	Sг	Oг + Nг								
Бензин	85	14,9	0,05	0,05	0	0	43,8					
Керосин	86	13,7	0,2	0,1			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	42,0				
Моторное		12,6	0,4	0,5	0,05	1,5	41,5					
Мазут:		1,0	12,5	0,5	0,5	0,1	41,3					
малосернистый								85	11,8	2,5	0,7	0,15
сернистый	84											
многосернистый												

Основные свойства жидких топлив — плотность, испаряемость, вязкость, стабильность при хранении, температуры застывания, вспышки, воспламенения и самовоспламенения, антидетонационная стойкость и др.

*Температура воспламенения горючего* — температура окружающей среды, при которой начинается самоподдерживающееся длительное горение с поверхности горючего. Не следует путать эту температуру с *температурой вспышки*, которая характеризует способность паров жидкого горючего воспламеняться от пламени над поверхностью горючего.

Эти две температуры определяют условия хранения и обращения с топливом (пожарная опасность).

*Температура самовоспламенения* определяет способность топлива самовоспламеняться от постороннего источника (например, в дизелях это нагретый от сжатия воздух, в карбюраторных двигателях — искра от электрической свечи).

Показателем воспламеняемости дизельных топлив является *цетановое число*, характеризующее склонность дизельного горючего к термическому распаду, окислению и самовоспламенению. Чем больше цетановое число, тем легче самовоспламеняется горючее.

Цетановое число определяется на специальной установке путем сравнения воспламеняемости испытуемого дизельного горючего с воспламеняемостью эталонных горючих. Последние представляют собой смеси различного состава из цетана  $C_{16}H_{34}$ , самовоспламеняемость которого принята за 100 (цетановое число 100), и альфа-метилнафталина  $C_{10}H_7CH_3$ , самовоспламеняемость которого принята за 0 (цетановое число 0).

*Октановое число* характеризует склонность жидкого топлива, обычно бензина, к *детонационному*, т. е. *взрывному*, сгоранию. Чем октановое число выше, тем склонность к детонации меньше. Если скорость нормального горения — скорость распространения фронта пламени — бензовоздушной смеси составляет 0,5...50 м/с, то скорость детонационного горения достигает 1500...3500 м/с — горение охватывает весь объем смеси сразу, т. е. носит характер взрыва.

Детонация наблюдается в карбюраторных двигателях и ведет к повышению износа двигателя, уменьшению его мощности, увеличению расхода горючего. Чем выше давление смеси, тем больше при прочих равных условиях возможность и сила детонации.

Октановое число жидкого топлива (бензина) определяется подобно цетановому. Только здесь за идеальное в антидетонационном отношении горючее принимается изооктан  $C_8H_{18}$  (октановое число 100), а за идеально детонирующее — нормальный гептан  $C_7H_{16}$  (октановое число 0).

Жидкие топлива имеют цетановое число 40...50, а октановые числа бензинов равны 60...98, для авиационных, более легких, бензинов — близки к 100.

**Газообразные топлива.** Газообразное топливо по сравнению с другими видами топлив имеет ряд существенных преимуществ: оно сгорает при небольшом избытке воздуха, образуя продукты полного горения без дыма и копоти, не дает твердых остатков; удобно для транспорти-

ровки по газопроводам на большие расстояния; позволяет простейшими средствами осуществлять сжигание в установках самых различных конструкций и мощностей. Газообразное топливо делится на естественное и искусственное. Естественное, в свою очередь, делится на природное и нефтепромысловое.

Природный газ получают из чисто газовых месторождений, где он выбрасывается из недр земли под давлением, достигающим иногда до 100 ат и более. Основным его компонентом является метан  $\text{CH}_4$ , кроме того, в газе разных месторождений содержатся небольшие количества водорода  $\text{H}_2$ , азота  $\text{N}_2$ , высших углеводородов  $\text{C}_n\text{H}_m$ , оксида  $\text{CO}$  и диоксида  $\text{CO}_2$  углерода. В процессе добычи природного газа его обычно очищают от сернистых соединений, но часть их (в основном сероводород) может оставаться. Кроме того, в бытовой газ для обнаружения утечек добавляют так называемые одоризаторы, придающие газу специфический запах; они тоже содержат соединения серы. Принято считать, что концентрация водяного пара в природном газе соответствует состоянию насыщения при определенной температуре газа в трубопроводе.

Нефтепромысловые газы выделяются в большом количестве в районах месторождений нефти и особенно в районах эксплуатации нефтяных скважин.

При добыче нефти выделяется так называемый *попутный газ*, содержащий меньше метана, чем природный, но больше высших углеводородов и поэтому выделяющий при сгорании больше теплоты. Проблема полного его использования сейчас весьма актуальна.

В промышленности и особенно в быту находит широкое распространение сжиженный газ, получаемый при первичной переработке нефти и попутных нефтяных газов. По ГОСТ 20448—75 выпускают технический пропан (не менее 93%  $\text{C}_3\text{H}_8 + \text{C}_3\text{H}_6$ ), технический бутан (не менее 93%  $\text{C}_4\text{H}_{10} + \text{C}_4\text{H}_8$ ) и их смеси. Температура конденсации пропана при атмосферном давлении равна  $-44,5$  °С, а бутана  $+5$  °С; соответственно при 20 °С давление паров пропана составляет около 0,8 МПа, а бутана — около 0,2 МПа. Поэтому эти газы транспортируют в жидком виде в баллонах под небольшим давлением (менее 2 МПа). В зависимости от назначения и условий использования смеси содержание в ней пропановой и бутановой фракций должно быть разным. Например, зимой цистерны без подогрева, размещаемые на улице, должны заполняться пропаном, ибо бутан при отрицательных температурах испаряться не будет. Наоборот, небольшие баллоны, устанавливаемые в помещении, заполняют смесью, состоящей примерно

поровну из пропана и бутана, в результате чего давление в баллоне обычно не превышает 0,6 МПа.

К искусственным газам относят также доменный газ, являющийся продуктом при выплавке чугуна на металлургических заводах; коксовый, образующийся при получении кокса в коксовых батареях; светильный, получаемый при сухой перегонке угля; генераторный, получаемый в газогенераторах, который для сжигания в топках котлов не применяют.

Коксовый и доменный газ используют главным образом на месте в доменном и других цехах металлургического завода.

К основным свойствам газообразных горючих относятся плотность, токсичность, взрываемость, влажность, запыленность и др. Плотность газообразных горючих составляет 0,7...0,8 кг/м<sup>3</sup>, сжиженных газов — до 2,3 кг/м<sup>3</sup> и производных — 0,7...1,4 кг/м<sup>3</sup>. Опасность отравления газами зависит от содержания в горючем газе окиси углерода CO, сероводорода H<sub>2</sub>S и других токсичных газов. Пребывание в атмосфере, содержащей 1% этих газов, в течение 1—3 мин 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<sub>2</sub> — 4...74% и CO — 12,5...74%.

Газы обладают многими достоинствами как горючее для ДВС — высокими антидетонационными свойствами, широкими пределами воспламенения (по избытку воздуха), хорошими условиями смесеобразования, приводят к меньшему, чем в ДВС на жидком горючем, износу, снижают требования к качеству смазочных материалов и т. п. Однако все горючие газы имеют высокую температуру самовоспламенения, поэтому нуждаются в постороннем источнике зажигания.

В таблице 1.5 представлены состав и теплота сгорания некоторых горючих газов.

**Теплота сгорания топлива.** Основной характеристикой топлива является так называемая теплота сгорания. Теплотой сгорания твердого и жидкого топлива называется количество теплоты (кДж), выделяемое 1 кг топлива при его полном сгорании. Теплоту сгорания обозначают буквой *Q* и измеряют в кДж/кг (в системе МКГСС — в ккал/кг).

Теплоту сгорания газообразного топлива относят обычно к 1 м<sup>3</sup>, взятому при нормальных условиях (0 °С, 760 мм рт. ст.), и измеряют в кДж/м<sup>3</sup>.

Теплота сгорания зависит от химического состава топлива и условий его сжигания.

Таблица 1.5

## Состав и теплота сгорания горючих газов

Наименование газа	Состав сухого газа, % по объему								Нижшая теплота сгорания сухого газа $Q_{\text{н}}^{\text{с}}$ , МДж/м <sup>3</sup>
	CH <sub>4</sub>	H <sub>2</sub>	CO	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> C	N <sub>2</sub>	
Природный	94,9	—	—	3,8	—	0,4	—	0,9	36,7
Коксовый (очищенный)	22,5	57,5	6,8	1,9	0,8	2,3	0,4	7,8	16,6
Доменный	0,3	2,7	28	—	—	10,2	0,3	58,5	4,0
Сжиженный (ориентировочно)	4	Пропан 79, этан 6, Н- и изобутан 11							88,5

В соответствии с понятием органической, горючей и других масс топлива она может быть отнесена к той или другой из этих масс. Наибольший практический интерес представляет теплота сгорания рабочей массы топлива  $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ .

В продуктах сгорания топлива, содержащего водород и влагу, будет содержаться водяной пар H<sub>2</sub>O, обладающий определенной энтальпией, равной примерно 2510 кДж/кг. Наличие в продуктах сгорания топлива водяного пара заставляет ввести понятия высшей теплоты сгорания  $Q_{\text{н}}^{\text{в}}$ .

*Высшей теплотой сгорания* рабочего топлива называют теплоту, выделяемую при полном сгорании 1 кг топлива, считая, что образующиеся при сгорании водяные пары конденсируются.

*Нижшей теплотой сгорания*  $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$  рабочего топлива называют теплоту, выделяемую при полном сгорании 1 кг топлива, за вычетом теплоты, затраченной на испарение как влаги, содержащейся в топливе, так и влаги, образующейся от сгорания водорода.

Чаще всего теплоту сгорания топлива определяют по формулам, учитывающим, что углерод С, водород Н и сера S, участвующие в горении, выделяют определенное количество теплоты.

Наиболее распространена формула Д.И. Менделеева, которая дает достаточно точные результаты для самых разнообразных топлив, кДж/кг:

- для высшей теплоты сгорания твердых и жидких топлив

$$Q_{\text{н}}^{\text{в}} = 338C^{\text{п}} + 1249H^{\text{п}} - 108,5(O^{\text{п}} - S_{\text{н}}^{\text{п}});$$

- для низшей теплоты сгорания твердого и жидкого топлива

$$Q_n^P = 338C^P + 1025H^P - 108,5(O^P - S_n^P) - 25W^P,$$

где коэффициенты выражают теплоту сгорания отдельных горючих элементов, деленную на 100.

Низшую теплоту сгорания сухого газообразного топлива определяют как сумму произведений теплот сгорания горючих газов на их объемное содержание в смеси, кДж/кг:

$$Q_n^c = 127CO_2 + 108H_2 + 358CH_4 + 591C_2H_6 + 911C_3H_8 + 234H_2S.$$

Точность формулы Д. И. Менделеева очень высока; по ней рекомендуется сверять результаты лабораторных определений теплоты сгорания.

**Условное топливо.** Большая разница в величине теплоты сгорания различных видов топлива затрудняет в некоторых случаях проведение сравнительных расчетов, например при выявлении запасов топлива, при оценке целесообразности применения разных сортов топлива и пр. Поэтому принято понятие условного топлива. Условным называется такое топливо, теплота сгорания 1 кг или 1 м<sup>3</sup> которого равна 29 330 кДж ( $Q_{yc}$ ).

Для перевода действительного топлива в условное пользуются соотношением (безразмерным коэффициентом)

$$\Xi_k = \frac{Q_n^P}{29\,330} \left( \text{в системе МКГСС } \Xi_k = \frac{Q_n^P}{7000} \right), \quad (1.2)$$

где  $\Xi_k$  — калорийный эквивалент, указывающий, какая часть теплоты сгорания условного топлива соответствует низшей теплоте сгорания рассматриваемого топлива.

Расход условного топлива

$$B_{yc} = \frac{BQ_n^P}{Q_{yc}}, \quad (1.3)$$

где  $B$  — расход рассматриваемого натурального топлива;  $Q_n^P$  — низшая теплота сгорания натурального топлива.

### 1.2.2. Ядерная энергия и механизм тепловыделения

**Общие сведения.** Ядерная энергия освобождается в виде тепловой в процессе торможения продуктов ядерного деления или синтеза

атомных ядер, движущихся с большими скоростями, и поглощения их кинетической энергии веществом теплоносителя.

Известно, что *полная энергия связи* — энергия, необходимая для деления ядра на отдельные протоны и нейтроны, или, что то же самое, энергия, выделяющаяся при синтезе ядра из отдельных протонов и нейтронов. Если известна масса  $m$  ядра, состоящего из  $Z$  протонов и  $A - Z$  нейтронов, то его полная энергия связи будет равна

$$E_{\text{св}} = [m_p Z + m_n (A - Z) - m] c^2, \quad (1.4)$$

где  $m_n$  — масса нейтрона;  $m_p$  — масса протона;  $A$  — массовое число, равное числу протонов и нейтронов в ядре;  $c$  — скорость света. Так, для урана-238  $E_{\text{св}} = 1780$  МэВ, кислорода-16  $E_{\text{св}} = 127,2$  МэВ, дейтрона, состоящего из одного протона и одного нейтрона,  $E_{\text{св}} = 2,2$  МэВ.

*Удельная энергия связи ядра* — энергия, приходящаяся на один нуклон (общее название частицы из протона и нейтрона), для большинства ядер ( $A = 50 \dots 90$ ) примерно постоянна и составляет 8,5 МэВ.

В области тяжелых ядер она уменьшается, достигая значения 7,6 МэВ для урана. Таким образом, наиболее стабильными оказываются элементы с массовыми числами приблизительно 20...200, поэтому *энергетически выгодно производить деление тяжелых ядер и синтез легких*. Чтобы освобождение ядерной энергии началось, надо подвести некоторую начальную энергию — энергию активации  $E_a$ .

**Деление ядер нейтронами.** Попытки освобождения энергии связи ядра путем бомбардировки его протонами и другими заряженными частицами оказались неудачными из-за противодействия кулоновских сил. Освобождение ядерной энергии стало возможным после открытия в 1932 г. нейтрона Чадвиком (Англия) на основе экспериментов Бете и Беккера (Германия, 1930 г.) и Ирэн и Фредерика Жолио-Кюри (Франция, 1932 г.). Не обладая зарядом, нейтрон оказался идеальным снарядом для деления ядер, открытого Ганом и Штрассманом (Германия, 1939 г.).

По скоростям движения различают медленные (тепловые) нейтроны, энергия которых  $E_n = 0,03 \dots 0,5$  эВ (скорость несколько тысяч метров в секунду, температура комнатная и несколько выше), промежуточные —  $E_n = 1 \dots 10^3$  эВ и быстрые —  $E_n = 10^5$  эВ и выше.

Энергия активации зависит от вида ядер и применяемых «снарядов». Так,  $^{235}\text{U}$ ,  $^{233}\text{U}$  и  $^{239}\text{Pu}$  делятся под действием тепловых нейтронов, а  $^{232}\text{Th}$  и  $^{238}\text{U}$  — при бомбардировке быстрыми нейтронами.

Не все нейтроны, направляемые на мишень, сталкиваются с ее ядрами, а из столкнувшихся не все вызывают соответствующую реакцию.



Если нейтрон не поглощается ядром, а только сталкивается с ним, он теряет часть своей энергии, т. е. замедляется. При замедлении (упругом и неупругом рассеянии энергии) быстрый нейтрон может стать промежуточным, медленным (или тепловым).

Процесс деления ядра проще всего представить с помощью капельной модели. В ядре-капле действуют противоположные силы — электростатическое (кулоновское) отталкивание протонов стремится разорвать ядро-каплю на составные части, а поверхностные силы, обусловленные ядерным взаимодействием нуклонов, противодействуют распаду ядра. Ядро, поглотившее нейтрон, возбуждается и, подобно жидкой капле, начинает колебаться.

Если нейтрон с кинетической энергией  $W_k$  захватывается делящимся ядром, то образующееся промежуточное ядро приобретает энергию возбуждения  $W_{\text{возб}}$ , равную сумме кинетической энергии и энергии связи поглощенного нейтрона в промежуточном ядре. Если  $W_{\text{возб}} > E_a$ , то ядро делится, если, напротив,  $W_{\text{возб}} < E_a$ , то энергия возбуждения передается какой-либо частице, испускаемой ядром. Так как энергия связи существенно зависит от того, является ли число нейтронов в ядре  $N = A - Z$  четным или нечетным, Бору удалось вывести правило (правило Бора), согласно которому *ядра с нечетным числом нейтронов (большая  $W_{\text{возб}}$ ) в основном делятся тепловыми нейтронами, тогда как ядра с четным числом нейтронов (малая  $W_{\text{возб}}$ ) делятся только под действием быстрых нейтронов.*

**Цепные реакции деления ядерных топлив.** Для возникновения цепной реакции необходимо, чтобы в каждом последующем акте деления участвовало больше нейтронов, чем в предыдущем. Делящиеся ядерные топлива являются однокомпонентными. Тепловые нейтроны поглощаются делящимися изотопами наиболее интенсивно. Поэтому в атомных реакторах нейтроны замедляются в специальных веществах (*замедлителях*) в воде, тяжелой воде, бериллии, графите и др.

Природный уран, добываемый из земной коры, содержит только 0,712%  $^{235}\text{U}$ , делящегося при захвате тепловых нейтронов. Остальную массу составляет  $^{238}\text{U}$ , который обладает большим сечением захвата тепловых нейтронов, поэтому осуществить цепную реакцию с ними можно только при тщательном расчете системы топливо—замедлитель в реакторах очень больших размеров. Это приводит к необходимости обогащать природный уран добавлением в него  $^{235}\text{U}$  от 1...2 до 40...80% (первые цифры относятся к реакторам электростанций, а последние — к реакторам некоторых транспортных установок).

В двухступенчатом режиме с воспроизводством топлива можно использовать  $^{238}\text{U}$  и  $^{232}\text{Th}$ . Ни одно из них не делится под действием тепловых нейтронов, но, захватывая быстрые нейтроны, они превращаются в делящиеся изотопы  $^{239}\text{Pu}$  и  $^{233}\text{U}$  (рис. 1.1). Таким путем запасы ядерного топлива теоретически увеличиваются почти в 140 раз за счет энергии урана и еще в 2—3 раза за счет энергии тория. Однако, с учетом различных потерь, энергоресурсы возрастут только в 15—25 раз. В расчете на это и планируется будущее ядерной энергетики (деления).

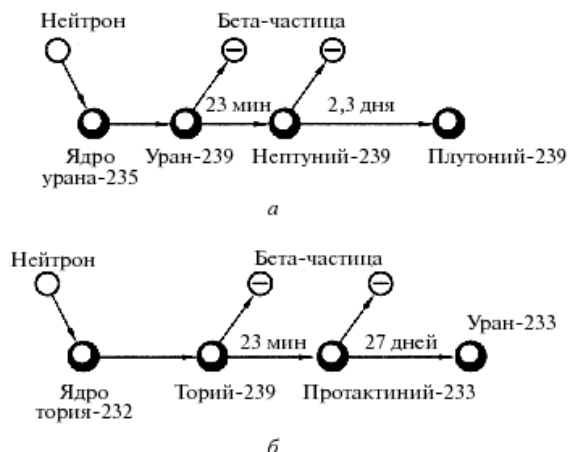
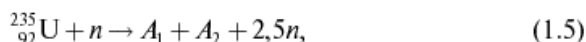


Рис. 1.1. Схема процессов воспроизводства ядерного топлива:  
а — урановый цикл; б — ториевый цикл

Реакцию деления в общей форме можно записать так:



где  $n$  — нейтрон;  $A_1$  и  $A_2$  — два осколка деления, представляющие собой радиоактивные многократно ионизованные атомы различных элементов из средней части периодической таблицы Д. И. Менделеева.

В среднем за каждый акт деления  $^{235}\text{U}$  испускается  $(2,5 \pm 0,1)$  нейтрона.

*Распределение освобождающейся энергии между различными продуктами деления ядра  $^{235}\text{U}$ , МэВ*

Кинетическая энергия осколков деления . . . . .	168
Энергия нейтронов деления . . . . .	5
Энергия мгновенного $\gamma$ -излучения . . . . .	5
Энергия $\beta$ -распада . . . . .	7
Энергия фотонов $\gamma$ -распада осколков деления . . . . .	6

Энергия нейтрино . . . . .	11
Всего . . . . .	202

Энергия, уносимая нейтрино, не может быть уловлена.

Кинетическая энергия продуктов реакции, попадающих в вещество теплоносителя, превращается в теплоту. Один килограмм ядерного топлива обеспечивает получение тепловой мощности 2000 кВт в течение года.

Ядерное топливо применяется в реакторах в виде металлических блоков, отличающихся высокой эффективностью использования нейтронов, хорошей теплопроводностью и высоким сопротивлением термическим ударам (внезапным изменениям теплового режима при выключении и включении реактора). Но твердое металлическое ядерное топливо имеет и ряд недостатков: низкую температуру плавления  $t_{пл} = 1133 \text{ }^\circ\text{C}$ , малую прочность, испытывает фазовые превращения при высокой температуре (до  $600 \text{ }^\circ\text{C}$ ), что не позволяет применять его в реакторах большой удельной мощности. Для устранения этих недостатков применяют различные виды керамического ядерного топлива — двуокись урана  $\text{UO}_2$  ( $t_{пл} = 2800 \text{ }^\circ\text{C}$ ), карбид урана  $\text{UC}$  ( $t_{пл} = 2700 \text{ }^\circ\text{C}$ ), силицид урана  $\text{USi}_2$  ( $t_{пл} = 1700 \text{ }^\circ\text{C}$ ) и др.

## 1.3. Возобновляемые источники энергии

### 1.3.1. Тепло недр Земли и толщи вод морей

Поток тепла из недр Земли, источником которого являются радиоактивные процессы, проходящие внутри Земли, постоянен, но его плотность очень мала. Так, с углублением на каждые 33 м температура повышается на  $1 \text{ }^\circ\text{C}$ . При глубине современного бурения скважин до 10...12 км и более можно получить перепад температур  $300 \text{ }^\circ\text{C}$  и использовать его для превращения в электрическую и механическую энергии. Однако потери теплоты в трубопроводах подачи рабочего тела и электропроводах термоэлектрогенераторов будут так велики, что получение полезной энергии от этого источника энергии вряд ли окажется рентабельным.

В ближайшем будущем, наверное, будет легче использовать разность температур между нагретым воздухом и холодными слоями воды (в тропических морях) или между холодным воздухом и относительно теплыми слоями воды (в арктических морях). Здесь расстояние между

источниками тепла небольшое, и даже при малом перепаде температур (30...40 °С) получается относительно рентабельная установка по генерации полезной энергии.

Более выгодна возможность использования теплоты горячих вод и газов, выбрасываемых из Земли через естественные каналы или специально пробуренные скважины.

На планете имеются значительные запасы энергии в виде *теплоты земных недр*. Энергия глубинной теплоты Земли практически неисчерпаема, и ее использование весьма перспективно. Земля непрерывно отдает в мировое пространство теплоту, которая постоянно восполняется за счет распада радиоактивных элементов.

Термальные воды широко применяют для отопления и горячего водоснабжения в ряде стран. Так, столица Исландии Рейкьявик почти полностью обогревается теплотой подземных вод. В больших масштабах термальные воды используют в Австралии, Новой Зеландии, Италии.

Использование теплоты Земли зависит от глубины залегания достаточно горячих источников. Чтобы объяснить природу геотермальных явлений, рассмотрим наиболее интересное из них — извержение вулканов. По мере увеличения глубины земной коры, или литосферы, повышается температура. На глубине 40 км температура равна 1200 °С. При этой температуре и атмосферном давлении произошло бы плавление пород. Однако в земных недрах на такой глубине повсеместно плавления не происходит из-за большого давления — порядка 1210 МПа.

В тех местах, где давление, обусловленное весом покрывающих пород, снято или значительно уменьшено, происходит плавление. Подобные явления наблюдаются при перемещениях земной коры, когда наряду с образованием складок при сжатиях образуются трещины при растяжениях. Расплавившаяся в трещинах масса может достигать поверхности Земли и выходить в виде лавы, горячих газов и водяного пара. Иногда она, поднимаясь по трещинам и разломам, не доходит до поверхности Земли вследствие расширения и уменьшения давления. При этом нагретые теплотой больших глубин породы медленно (в течение десятков и сотен тысяч лет) остывают.

Теплота от такой массы к поверхности Земли передается за счет теплопроводности покрывающих пород и конвекции выделяющихся из нее горячих газов и водяного пара. Горячие газы и пар, поднимаясь по трещинам к поверхности Земли, могут встретить воду, которую они нагревают. Нагретая вода выходит на поверхность в виде горячих источников. Эта вода может быть использована на геотермальных

электростанциях. Объем выходящей на поверхность воды с течением времени меняется.

Анализ работы геотермальных электростанций в Новой Зеландии и Италии показал, что со временем падают давление и температура в скважине и значительно оседает поверхность Земли вокруг скважины на площади примерно в 6 км<sup>2</sup>, а производительность скважин убывает со временем по экспоненциальному закону.

В настоящее время в России на Камчатке проектируются и создаются геотермальные электрические станции (ГеоЭС) на базе Мунтовского геотермального месторождения общей мощностью 300 МВт.

Геотермальная энергетика России (геотермальные электрические станции и геотермальные тепловые станции) в перспективе может составить ощутимую долю (до 8%) от общей выработки энергии на ТЭС, ТЭЦ, АЭС.

Геотермальная энергетика сегодня — экологически чистые технологии выработки электричества и теплоты. Современные экологически чистые ГеоЭС исключают прямой контакт геотермального рабочего тела с окружающей средой и выбросы вредных парниковых газов (прежде всего СО<sub>2</sub>) в атмосферу. С учетом лимитов на выбросы углекислого газа ГеоЭС и ГеоТС имеют заметное экологическое преимущество по сравнению с тепловыми электростанциями, работающими на органическом топливе.

### 1.3.2. Солнечная энергия

Солнце обладает огромными запасами энергии. Рассеиваемая в течении года энергия Солнца оценивается фантастической цифрой в  $3,48 \cdot 10^{30}$  кВт·ч. На поверхность Земли приходит в течении года  $7,5 \cdot 10^{17}$  кВт·ч.

Электромагнитная энергия падающего перпендикулярно на верхний слой атмосферы солнечного излучения составляет примерно 1,35 кВт/м<sup>2</sup>. Из-за отражения и поглощения излучения в атмосфере в средних широтах поверхности Земли достигает не более 10% этой энергии. Но даже при плотности населения 200 чел/км<sup>2</sup> энергия солнечного излучения составляет 700 кВт·ч на одного человека.

Важнейшее достоинство солнечного излучения — безвредность для окружающей среды процесса превращения его энергии в полезные виды. Более того, если при интенсивном использовании термоядерной энергии существует опасность перегрева атмосферы (по некото-

рым подсчетам, термоядерное выделение на всей Земле не должно превышать 5% энергии солнечного излучения, достигающего земной поверхности), то при больших масштабах превращения солнечной энергии в электрическую это явление может даже несколько компенсироваться. Удобно также, что солнечная энергия не нуждается в специальных средствах доставки.

В связи с малой плотностью потока энергии излучения и его неравномерностью из-за смены дня и ночи, перемен погоды необходимо решать две трудные задачи: концентрации солнечной энергии и ее накопления (аккумуляции).

### 1.3.3. Энергия движения воздуха в атмосфере

Ветер — один из первых источников энергии, освоенных человеком. Запасы энергии ветра в 100 раз превышают запасы гидроэнергии рек, однако в настоящее время двигатели, использующие энергию ветра, имеют установленную мощность всего 1300 МВт и дают в год около  $10^7$  МВт·ч энергии, что составляет примерно 0,002 доли мировых потребностей. Тем не менее энергетический кризис в ряде стран Запада заставил возвратиться к использованию и этого ИЭ. Составлены национальные программы исследований и разработок по созданию усовершенствованных ветряных двигателей электростанций.

На Земле существуют постоянные воздушные течения к экватору со стороны северного и южного полушарий, которые образуют систему пассатов.

Помимо постоянных движений воздушных слоев существуют периодические движения воздуха с моря на сушу и обратно в течение суток (бризы) и года (муссоны). Происхождение бризов и муссонов обусловлено различными температурами нагрева воды в морях и поверхности суши вследствие их различной теплоемкости.

При современных аэродинамически совершенных винтах и преобразующих устройствах  $2,6 \cdot 10^6$  м<sup>2</sup> фронта ветра могут дать мощность 150 МВт при любой скорости ветра, превышающей 6 м/с.

Неустойчивость ветра приводит к необходимости аккумуляции его энергии. Это удорожает установку, и в целом стоимость получаемой энергии оказывается выше, чем на гидростанциях и на многих тепловых электростанциях.

В таблице 1.6 приведены данные по использованию энергии ветра в различных странах мира.

Таблица 1.6

## Производство энергии на ветровых электростанциях

Страна	Производство энергии, МВт, в год				Прирост в 2000 г.	Темпы роста, %
	Конец 1997 г.	Конец 1998 г.	Конец 1999 г.	Сентябрь 2000 г.		
Германия	2081	2875	4443	5432	989	22,26
США	1673	1820	2473	2495	22	0,90
Испания	427	834	1542	2099	557	36,12
Дания	1066	1383	1771	2016	245	13,83
Китай	166	214	261	302	41	15,71
Греция	29	39	82	186	104	126,83
Япония	18	40	68	81	13	19,12
Марокко	0	0	0	54	54	100,00
Египет	5	5	35	53	18	51,43
Россия			5	5	0	0,00

### 1.3.4. Гидроэнергетические ресурсы

Гидроэнергетические ресурсы на Земле оцениваются величиной 33 000 ТВт·ч в год, но по техническим и экономическим соображениям из всех запасов доступны 4...25%. Общий гидропотенциал рек России исчисляется 4000 млн МВт·ч (450 тыс. МВт среднегодовой установленной мощности), что составляет приблизительно 10...12% мирового.

В таблице 1.7 приводятся данные о гидроресурсах в различных странах мира.

Известно, что первоисточником гидроэнергии является солнечная энергия. Вода океанов и морей, испаряясь под действием солнечной радиации, конденсируется в высоких слоях атмосферы в виде капелек, собирающихся в облака. Вода облаков выпадает в виде дождя в моря, океаны и на сушу или образует мощный снеговой покров гор. Дождевая вода дает начало рекам, питающимся подземными источниками. Круговорот воды в природе происходит под влиянием *солнечной радиации*, благодаря которой появляются начальные процессы круговорота — испарение воды и движение облаков. Таким образом, кинетическая энергия движущейся в реках воды есть, образно говоря, освобожденная энергия Солнца.

В отличие от невозобновляемой химической энергии, запасенной в органическом топливе, кинетическая энергия движущейся в реках

## Гидроресурсы различных стран

Государство	Мощность, ГВт		Государство	Мощность, ГВт	
	при среднегодовых расходах воды (обеспеченность 50%)	при минимальных расходах воды (обеспеченность 95%)		при среднегодовых расходах воды (обеспеченность 50%)	при минимальных расходах воды (обеспеченность 95%)
Россия	230,4	79,5	Франция	5,8	3,4
США	53,9	25,0	Италия	5,2	2,8
Канада	25,1	15,85	Швейцария	3,8	2,4
Япония	13,2	5,6	Испания	5,0	2,9
Норвегия	20,0	12,0	Германия	3,7	1,5
Швеция	8,9	2,9	Англия	1,2	0,6

воды возобновляема — на гидроэлектростанциях она превращается в электрическую энергию.

Свойство возобновляемости гидроэнергии является важным преимуществом ГЭС. К их преимуществам относятся также:

- небольшая стоимость эксплуатации и отсюда низкая себестоимость энергии, вырабатываемой на ГЭС;
- большая надежность работы, объясняемая отсутствием высоких температур и давлений в гидротурбинах и относительно невысокими скоростями вращения этих турбин и гидрогенераторов;
- высокая маневренность, определяемая небольшим временем, требующимся для включения в работу и набора нагрузки, а также останова ГЭС (это время составляет всего несколько минут).

Строительство ГЭС во многих случаях решает также задачи снабжения водой городов, промышленности и сельского хозяйства (орошение).

Работа ГЭС в отличие от ТЭС не ухудшает санитарного состояния воздушной среды и качество воды в водоемах. Недостатками ГЭС являются их более высокая стоимость и большой срок строительства в сравнении с ТЭС. Однако эти недостатки обычно компенсируются преимуществами ГЭС.

**Энергия приливов и отливов.** К использованию этих видов энергии в последнее время проявляется значительный интерес.

Наибольшей высоты приливы достигают в некоторых заливах и окраинных морях Атлантического океана — 14...18 м. В Тихом океа-



не у побережья России максимальные приливы бывают в Пенжинской губе Охотского моря — 12,9 м. У берегов Кольского полуострова в Баренцевом море они не превышают 7 м, но в Белом море, в Мензенской губе, достигают 10 м. В окраинных морях Северного Ледовитого океана приливы не велики — 0,2...0,3 м, редко 0,5 м. Во внутренних морях — Средиземном, Балтийском, Черном — приливы почти незаметны.

Доступный для использования потенциал приливов в европейской части России оценивается в 40 млн МВт (16 тыс. МВт среднегодовой установленной мощности), а на Дальнем Востоке — в 170 млн МВт.

Течения и волнения в Мировом океане велики и чрезвычайно разнообразны. Скорости течений достигают высоких значений, например у Гольфстрима 2,57 м/с (9,2 км/ч) при глубине 700 м и ширине 30 км. Правда, чаще они не превышают нескольких сантиметров в секунду.

Максимальные параметры волнений: высота волн — 15 м, длина — 800 м, скорость 38 м/с, период — 23 с. В толще вод возникают и внутренние волны, обнаруженные впервые Ф. Нансеном в 1902 г., их амплитуда составляет 35...200 м. При амплитуде внутренней волны в 1 м, ширине 5 м и скорости распространения 10 м/с энергия волны достигает 267 кВт. Отсюда видно, как велики запасы энергии в этих источниках энергии.

В настоящее время сооружено несколько мощных электростанций, использующих энергию приливов. Однако большая стоимость сооружения таких станций, трудности, связанные с неравномерностью их работы (пульсирующий характер выдачи мощности), не позволяют пока считать приливные станции достаточно эффективными, в связи с чем распространение их идет медленно. Общая мощность приливных волн оценивается в 2...3 ТВт, однако мощность приливов в местах, удобных для ее использования, значительно меньше.

## Контрольные вопросы

1. Перечислите основные возобновляемые и невозобновляемые энергетические ресурсы.
2. Назовите элементарный состав твердого топлива и виды массы топлива.
3. Что является основной характеристикой любого вида топлива?
4. Что такое условное топливо?
5. Назовите основной принцип получения тепловой энергии на атомных станциях.

# ЧАСТЬ ВТОРАЯ

## ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ

---

## 2. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

### 2.1. Основные понятия и определения

*Термодинамика* — наука, изучающая энергию и законы ее превращения из одного вида в другой.

*Техническая термодинамика* — раздел термодинамики, в котором рассматриваются взаимопревращения тепловой и механической энергии с помощью тел, называемых рабочими телами. Она является основой теории работы тепловых двигателей и других промышленных установок, так или иначе связанных с взаимопревращениями указанных видов энергии.

Преобразование теплоты в механическую работу происходит с помощью рабочего тела. Наиболее эффективны рабочие тела, обладающие резко выраженными упругими свойствами, которые позволяют их значительно деформировать (изменять свой объем) под влиянием механических сил (давления), термических (теплоты) или комбинированных термомеханических воздействий.

Наиболее целесообразными рабочими телами для применения их в различных тепловых устройствах являются газы или пар. Именно они наиболее полно могут быть использованы в процессах преобразования теплоты в механическую работу, так как газы и пар, с одной стороны, легко деформируемы (легко сжимаются, расширяются) под влиянием внешних сил, а с другой стороны, им же свойственны значительные (сравнительно с другими агрегатными состояниями тел) по величине коэффициенты объемного расширения.

Одним из основных в технической термодинамике является понятие о *термодинамической системе*, представляющей собой совокупность тел, находящихся во взаимодействии как между собой, так

и с окружающей средой. Простым примером термодинамической системы может служить газ, расширяющийся или сжимающийся в цилиндре с движущимся поршнем.

Материальные тела, входящие в термодинамическую систему, разделяют на источники теплоты и рабочие тела, которые под воздействием источника теплоты совершают механическую работу.

Для определения конкретных физических условий, в которых находится термодинамическая система, используется ряд показателей, называемых *параметрами состояния*.

В число основных параметров состояния входят:

- абсолютная температура  $T$ ;
- абсолютное давление  $p$ ;
- удельный объем  $v$  (или величина, обратная удельному объему, — плотность  $\rho$ ).

Последовательность изменения состояния рабочего тела в термодинамической системе называют *термодинамическим процессом*. Основным признаком процесса является изменение хотя бы одного из параметров состояния.

**Абсолютная температура** является одним из основных параметров, характеризующих тепловое состояние тела, и является мерой степени нагретости тела. Знак разности температур двух неодинаково нагретых тел определяет направление передачи теплоты. Температуру измеряют либо по абсолютной шкале в градусах Кельвина (К) и обозначают буквой  $T$ , либо по Международной стогоградусной шкале в градусах Цельсия ( $^{\circ}\text{C}$ ) и обозначают буквой  $t$ . Единица деления шкалы Кельвина равна градусу шкалы Цельсия. Соотношение между величинами  $T$  и  $t$  определяется формулой

$$T = t + 273,15.$$

В США, Канаде и других странах применяют шкалу Фаренгейта, в которой за нуль градусов принята температура смеси равных частей льда и нашатыря. В этой шкале температура таяния льда равна  $+32^{\circ}\text{F}$ , а температура кипения химически чистой воды равна  $+212^{\circ}\text{F}$ . Соотношение между значениями температур, измеренных по шкалам Фаренгейта и Цельсия, будет иметь вид

$$t (^{\circ}\text{F}) = 9/5 t (^{\circ}\text{C}) + 32.$$

**Давление** ( $p$ ) в термодинамике определяется как сила, действующая по нормали на единицу поверхности тела. Давление измеряют в ньютонах на квадратный метр ( $\text{H}/\text{m}^2$ ).

Различают *абсолютное и избыточное давление*. Под абсолютным понимают действительное давление рабочего тела внутри сосуда. Под избыточным давлением понимают разность между абсолютным давлением в сосуде и давлением окружающей среды. Прибор, служащий для замера этой разности давлений, называют *манометром*.

Из приведенных выше определений следует, что для случая, когда давление в сосуде превышает давление окружающей среды,

$$p_a = p_m + p_b,$$

где  $p_a$  — абсолютное давление в сосуде;  $p_m$  — манометрическое давление;  $p_b$  — давление окружающей среды (барометрическое давление).

Если абсолютное давление меньше давления окружающей среды, то разность между ними называют *разрежением* или *вакуумом*. Для измерения его служит *вакуумметр* — прибор, показывающий разность давления окружающей среды и абсолютного давления газа в сосуде. В этом случае

$$p_a = p_b - p_v,$$

где  $p_v$  — разрежение.

Для измерения небольших давлений пользуются жидкостными приборами, заполненными водой, ртутью или другой жидкостью.

В системе СИ за единицу давления принят 1 Паскаль (Па), причем  $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$ .

В теплотехнических установках приборы чаще всего градуированы в системе МКГСС, в которой за единицу давления принята атмосфера (ат):

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 10^4 \text{ кгс/м}^2.$$

Так как  $1 \text{ кгс} = 9,8 \text{ Н}$ , то  $1 \text{ ат} = 9,8 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 9,8 \cdot 10^4 \text{ Па}$ , или  $1 \text{ ат} = 98 \text{ кПа} = 0,098 \text{ МПа}$ , а с округлением  $1 \text{ ат} = 0,1 \text{ МПа}$ .

Следует также отметить, что рабочее тело находится при *нормальных физических условиях*, если давление его равно 1 ат ( $p_0 = 760 \text{ мм рт. ст.}$ , или  $101325 \text{ Н/м}^2$ ), а температура  $t_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Под **удельным объемом** ( $v$ ) рабочего тела понимают объем, занимаемый массой в 1 кг этого тела. Удельный объем измеряют в кубических метрах на килограмм ( $\text{м}^3/\text{кг}$ ).

Под **плотностью** ( $\rho$ ) рабочего тела понимают величину, обратную удельному объему, т. е. массу вещества в  $1 \text{ м}^3$  рабочего тела. Плотность измеряют в килограммах на кубический метр ( $\text{кг/м}^3$ ). Из приведенных выше определений следует

$$v = V/M;$$

$$\rho = M/V;$$

и поэтому

$$v\rho = 1,$$

где  $v$  — объем рабочего тела, м<sup>3</sup>;  $M$  — масса рабочего тела, кг.

## 2.2. Внутренняя энергия, работа расширения, первый закон термодинамики

Известно, что эквивалентность теплоты и работы является опытным подтверждением всеобщего закона сохранения и превращения энергии, согласно которому *энергия не исчезает и не возникает вновь, она лишь переходит в различных физических (а также химических) процессах из одного вида в другой.*

Закон сохранения и превращения энергии в применении к понятиям термодинамики носит название первого закона термодинамики.

Опыт показывает, что подвод теплоты  $Q$  к какому-либо телу (так же, как и отвод теплоты) обычно связан с изменением температуры тела  $T$  и его объема  $V$ .

Изменение температуры тела обусловлено изменением энергии движения молекул вещества. Этот вид энергии называется *внутренней энергией*. Она представляет собой сумму кинетической и потенциальной энергий атомов и молекул тела. В общем случае внутренняя энергия тела складывается из кинетической энергии поступательного, вращательного и колебательного движения молекул, потенциальной энергии сил сцепления (отталкивания) между молекулами, внутримолекулярной, внутриатомной и внутриядерной энергии.

Если количество внутренней энергии рабочего тела до начала подвода теплоты к этому телу обозначить через  $U_1$ , а количество внутренней энергии этого же тела после окончания подвода теплоты через  $U_2$ , то результатом процесса будет изменение внутренней энергии

$$\Delta U = U_2 - U_1.$$

Для определения разности  $\Delta U$  нет необходимости знать, по какому закону происходит подвод теплоты к телу. Поэтому внутренняя энергия тела может быть отнесена к группе параметров состояния.

Изменение объема тела при нагревании (или охлаждении) связано с работой, которую производят возникающие в этом процессе силы, про-

являющиеся в форме давления на поверхность тела. Работа этих сил в процессе подвода теплоты  $Q$  называется *внешней работой*  $L$ . Отсюда следует, что затрата теплоты  $Q$  при изменении температуры и объема тела связана с изменением внутренней энергии  $\Delta U$  и совершением внешней работы  $L$ , и следовательно, в соответствии с законом сохранения энергии

$$Q = \Delta U + L. \quad (2.1)$$

Соотношение (2.1) называют обычно аналитическим выражением первого закона термодинамики для неподвижного тела. Это выражение устанавливает, что в данном термодинамическом процессе теплота расходуется в двух направлениях: на изменение внутренней энергии и на совершение внешней работы.

В технической термодинамике принимают, что основной формой преобразования теплоты во внутреннюю энергию является изменение кинетической энергии движения молекул (как функции изменения температуры) и потенциальной энергии сил сцепления между молекулами (как функции изменения удельного объема):

$$U = f(T; v).$$

Для идеальных газов силы сцепления между молекулами равны нулю, и следовательно, внутренняя энергия таких газов зависит только от их абсолютной температуры:

$$U = f(T).$$

Работа расширения (сжатия) неподвижного тела проявляется в изменении объема тела  $V$  под действием давления  $p$ . Так, например, если к газу, занимающему объем  $V_1$  (рис. 2.1, *a*) при давлении среды  $p$ , подвести некоторое количество теплоты  $Q$ , то можно наблюдать увеличение объема газа до величины  $V_2$ . Каждый элемент объема под действием давления  $p$  переместится при этом на величину  $x$ . Так как давление всегда направлено по нормали к поверхности, то сила, действующая на элемент поверхности  $dF$ , будет равна  $pdF$ , а элементарная работа на пути  $x$

$$dL_p = pdFx = pdV,$$

где  $dV = dFx$  — элементарный объем.

Очевидно, полная работа для всей поверхности тела при изменении объема от  $V_1$  до  $V_2$  составит

$$L_p = \int_1^2 dL_p = \int_1^2 pdV$$

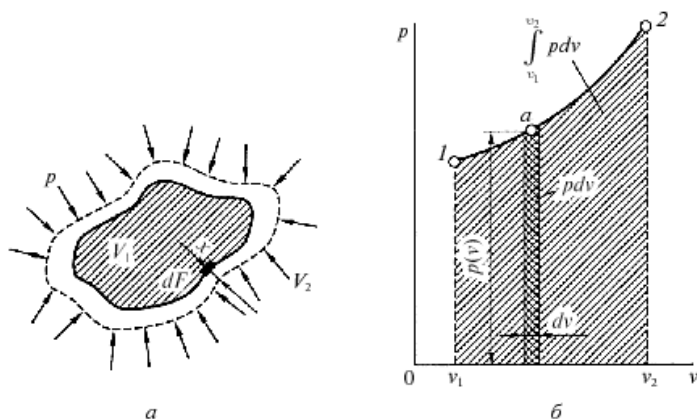


Рис. 2.1. Схемы изменения объема газа в процессе расширения (а) и  $p, v$ -диаграмма (б) работы расширения (сжатия)

или (для 1 кг газа)

$$l_p = \int_1^2 p dv \quad \text{и} \quad dl_p = p dv.$$

Работа расширения как функция давления и объема может быть графически изображена в координатах  $p, v$  (рис. 2.1, б). Если в данном процессе зависимость давления от объема изображается кривой 1–2, то для элементарного объема  $dv$  величина элементарной работы  $dl_p$  изобразится элементарной площадкой  $dl_p = p dv$ , а вся работа расширения при изменении объема 1 кг газа от  $v_1$  до  $v_2$  будет равна

$$l_p = \int_1^2 p dv, \quad (2.2)$$

т. е. площади, ограниченной линией процесса 1–2 и осью абсцисс.

Уравнение первого закона термодинамики, устанавливающего связь между подведенной к телу теплотой, изменением внутренней энергии и внешней работой, при расчете на единицу массы примет вид

$$q = \Delta U + l_p \quad (2.3)$$

или в дифференциальной форме

$$dq = du + dl_p = du + p dv. \quad (2.4)$$

**Техническая работа.** Если теплота сообщается движущемуся в пространстве телу, например потоку газа или пара, текущему по каналу произвольной формы, то получаемая при этом внешняя работа, кроме работы расширения, включает еще и другие виды механической энергии. Так, если 1 кг газа или пара движется (рис. 2.2, а) от сечения 1—1 к сечения 2—2 со скоростью, изменяющейся от  $c_1$  до  $c_2$  то, очевидно, в этом случае наблюдается изменение кинетической энергии от  $l_1 = c_1^2 / 2$  до  $l_2 = c_2^2 / 2$ . Кроме того, подходя к сечению 1—1 (или покидая сечение 2—2), каждый элемент объема вытесняет равный ему объем вещества, т. е. совершает так называемую *работу проталкивания*.

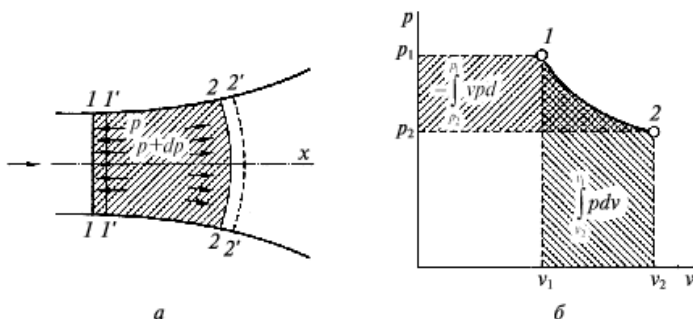


Рис. 2.2. Схема внешней работы движущегося газа (а) и  $p, v$ -диаграмма технической работы

По аналогии с работой расширения можно получить, что теплота, подводимая к движущему телу (газу или пару), равна

$$dq = du + dl_{пр} + dl_{кин}, \quad (2.5)$$

где  $dl_{пр}$  — изменение работы проталкивания;  $dl_{кин}$  — изменение кинетической энергии.

Уравнение (2.5) является аналитическим выражением первого закона термодинамики для потока газа.

Изменение кинетической энергии потока называют его *технической работой*  $l_{техн} = \Delta l_{кин}$ , из уравнения (2.4) после ряда замен и преобразований получим

$$dl_{техн} = -vdp$$

(знак минус указывает на уменьшение объема при росте значений давления).

В итоге полная техническая работа (см. рис. 2.2, б), совершаемая в процессе 1—2 и равная



$$l_{\text{техн}} = - \int_{p_2}^{p_1} v dp, \quad (2.6)$$

определится как площадь, ограниченная линией процесса 1—2 и осью  $p$  (напоминаем, что величина  $l_p$  определялась как площадь, ограниченная линией процесса и осью  $v$ ).

### 2.3. Теплоемкость, энтальпия и энтропия. Второй закон термодинамики

**Теплоемкость и ее виды.** *Удельной теплоемкостью*  $c$  называют количество теплоты  $q$ , которое требуется для изменения температуры единицы количества вещества на 1 градус:  $c = q/\Delta T$ ,  $c = dq/dT$ .

В зависимости от способа измерения единицы количества вещества, характера термодинамического процесса и величины интервала температур различают несколько видов теплоемкостей.

1. В зависимости от единицы количества вещества — 1 кг, 1 м<sup>3</sup>, 1 кмоль — теплоемкость называют *массовой*  $c$  [Дж/(кг·К)], *объемной*  $c'$  [Дж/(м<sup>3</sup>·К)] или *мольной*  $\mu c$  [Дж/(кмоль·К)].

Связь между ними выражается зависимостью

$$c = c' / \rho_n = \mu c / \mu,$$

где  $\rho_n$  — плотность при нормальных физических условиях.

Количество теплоты определяется соответственно

$$Q = m(T_2 - T_1) = c' V_n (T_2 - T_1) = \mu c n (T_2 - T_1),$$

где  $m$  — масса газа;  $V_n$  — объем газа, приведенный к нормальным физическим условиям;  $n$  — число молей газа.

2. Теплоемкость зависит от характера процесса и свойств газа. В зависимости от способа подвода теплоты различают *теплоемкость при постоянном давлении* (изобарную)  $c_p$  и *теплоемкость при постоянном объеме* (изохорную)  $c_v$ .

Еще в 1842 г. один из основоположников закона сохранения и превращения энергии Р. Ю. Майер установил, что,

$$\mu c_p - \mu c_v = \mu R = 8,3 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}), \text{ или } c_p - c_v = R.$$

где  $R$  — газовая постоянная.

Отношение  $k = c_p/c_v$  называют *показателем адиабаты*.

3. Поскольку теплоемкость изменяется с температурой, в зависимости от интервала температур различают *истинную*  $c$  и *среднюю*  $c_m$  удельные теплоемкости. Истинной называют теплоемкость, соответствующую бесконечно малому интервалу температур:  $c = dq/dT$ , а средней — теплоемкость, соответствующую конечному интервалу изменения температуры:  $c_m = q/(T_2 - T_1)$ .

При практических расчетах обычно пользуются табличными данными средних теплоемкостей в интервале температур от 0 до  $t$  °С. В этом случае количество теплоты, потребное на нагрев 1 кг рабочего тела от 0 до  $t_1$  °С или до  $t_2$  °С, будет соответственно

$$q_1 = c_{m_0}^1 (t_1 - 0) = c_{m_0}^1 t_1;$$

$$q_2 = c_{m_0}^2 (t_2 - 0) = c_{m_0}^2 t_2;$$

где  $c_{m_0}^1$  и  $c_{m_0}^2$  — табличные значения теплоемкостей в интервалах температур (0... $t_1$  °С) и (0... $t_2$  °С).

Количество теплоты, потребное для нагрева 1 кг тела от  $t_1$  °С до  $t_2$  °С, определяется как разность, Дж/кг:

$$q = q_2 - q_1 = c_{m_0}^2 t_2 - c_{m_0}^1 t_1.$$

**Энтальпия.** В ряде случаев целесообразно объединение параметров  $u$  и  $pv$  в общий калорический параметр, называемый энтальпией, Дж/кг:

$$i = u + pv. \quad (2.7)$$

Энтальпия — термодинамическая функция, имеющая смысл полной (внутренней и внешней) энергии системы. Она складывается из внутренней энергии  $u$  и упругостной энергии  $pv$ , обусловленной наличием внешнего давления окружающей среды  $p$ , т. е.  $pv$  — работа, которую надо затратить, чтобы ввести рабочее тело объемом  $v$  в среду, имеющую давление  $p$ .

Для идеального газа справедливы соотношения:

$$u = c_v T; p v = RT.$$

Продифференцировав  $i = u + pv$  и подставив в дифференциальное уравнение первого закона термодинамики (2.4), для потока рабочего тела можно получить

$$dq = di - vdp;$$

или  $q = i_2 - i_1 - \int_{p_1}^{p_2} v dp.$  (2.8)

Энтальпия измеряется в тех же единицах, что и теплота, работа и внутренняя энергия, т. е. в Дж/кг.

**Второй закон термодинамики.** Второй закон термодинамики, как и первый, является опытным законом, основывающимся на многовековых наблюдениях ученых. Однако установлен он был только в середине XIX в.

Наблюдения за явлениями природы показывают, что:

а) возникновение и развитие самопроизвольно протекающих в ней естественных процессов, работа которых может быть использована для нужд человека, возможно лишь при отсутствии равновесия между участвующей в процессе термодинамической системой и окружающей средой;

б) процессы эти всегда характеризуются односторонним протеканием от более высокого потенциала к более низкому (от более высокой температуры к более низкой или от более высокого давления к более низкому);

в) при протекании указанных выше процессов термодинамическая система стремится к тому, чтобы прийти в равновесие с окружающей средой, характеризуемое равенством давления и температуры системы и окружающей среды.

Из наблюдений за явлениями природы следует также, что для того чтобы заставить процесс протекать в направлении, обратном направлению протекания самопроизвольного процесса, необходимо затратить заимствуемую из внешней среды энергию.

Второй закон термодинамики представляет собой обобщение изложенных выше положений и заключается в следующем:

- *самопроизвольное протекание естественных процессов возникает и развивается при отсутствии равновесия между участвующей в процессе термодинамической системой и окружающей средой;*
- *самопроизвольно происходящие в природе естественные процессы, работа которых может быть использована человеком, всегда протекают лишь в одном направлении — от более высокого потенциала к более низкому;*
- *ход самопроизвольно протекающих процессов происходит в направлении, приводящем к установлению равновесия термодинамической системы с окружающей средой, и по достижении этого равновесия процессы прекращаются;*
- *процесс может протекать в направлении, обратном самопроизвольному процессу, если энергия для этого заимствуется из внешней среды.*

Формулировку второго закона термодинамики надо понимать так, что, для того чтобы работала периодически действующая машина, необходимо, чтобы были минимум два источника теплоты различной температуры; при этом в работу может быть превращена лишь часть теплоты, забираемой из высокотемпературного источника, в то время как другая ее часть должна быть передана низкотемпературному источнику.

**Энтропия.** В термодинамике пользуются еще одним параметром состояния рабочего тела — энтропией, устанавливающей связь между количеством теплоты и температурой (Р. Клаузиус, 1850). Понятие о ней строится на основе следующих соображений.

Уравнение первого закона термодинамики можно записать в виде

$$dq = du + pdv = du + dl.$$

В этом уравнении  $dq$  — неполный дифференциал, поскольку в правую часть уравнения входит член  $dl$ , не представляющий собой полный дифференциал, так как работа является не параметром состояния газа, а функцией процесса.

Из математики известно, что всякий двучлен можно представить в виде полного дифференциала, если его умножить на так называемый интегрирующий множитель.

При умножении на интегрирующий множитель  $1/T$  (где  $T$  — абсолютная температура), приведенное выше уравнение примет вид

$$\frac{dq}{T} = \frac{du}{T} + \frac{dl}{T}. \quad (2.9)$$

Уравнение (2.9) можно представить в несколько ином виде, а именно:

$$dq/T = c_v dT/T + Rdv/v. \quad (2.10)$$

Выражение (2.10) говорит о том, что  $dq/T$  представляет собой полный дифференциал некоторой функции  $s$  (т. е.  $dq/T = ds$ ), являющейся параметром состояния газа, поскольку она зависит только от двух параметров состояния газа и поэтому не зависит от того, каким путем газ из одного состояния пришел в другое. Этот параметр состояния газа в общем случае называют *энтропией* газа, обозначают буквой  $S$  и выражают в Дж/К; энтропию, отнесенную к 1 кг газа, называют *удельной энтропией* газа, обозначают буквой  $s$  и выражают в Дж/(кг·К).

Следовательно, можно записать

$$\frac{dq}{T} = ds, \quad dq = Tds$$

или полное количество теплоты в термодинамическом процессе

$$q = \int_1^2 T ds. \quad (2.11)$$

Этот интеграл можно решить, если известна функциональная зависимость между  $T$  и  $s$ . Пользуясь этой зависимостью, строят кривые в системе координат  $s - T$ , отображающие те или иные термодинамические процессы.

На основании выражения (2.11) можно заключить, что для процесса  $1-2$  (рис. 2.3) площадь  $1-2-s_2-s_1$ , лежащая под кривой, отображающей этот процесс, выражает количество теплоты, участвующее в этом процессе.

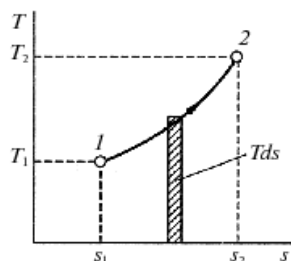


Рис. 2.3.  $T, s$ -диаграммы подвода теплоты

**Физический смысл энтропии.** Энтропию нельзя измерить, ее смысл затруднительно продемонстрировать с помощью наглядных пособий, но можно понять по следующим интерпретациям.

1. Энтропия — мера ценности теплоты: ее работоспособности и технологической эффективности.

2. Энтропия — мера потери работы вследствие необратимости реальных процессов. Чем больше необратим процесс в изолированной системе, тем больше возрастает энтропия  $s_2 > s_1$  и тем большая доля энергии не превращается в работу, рассеивается в окружающую среду.

3. Энтропия — мера беспорядка. Если установить некоторую меру неупорядоченности макросистемы — неупорядоченности расположения и движения частиц  $D$ , то можно записать  $s = k \ln D$ .

Следовательно, возрастание беспорядка означает возрастание энтропии, рассеивание энергии. При подводе теплоты увеличивается хаотичность теплового движения частиц и энтропия возрастает. Наоборот, охлаждение системы при постоянном объеме есть извлечение из нее теплоты, а следовательно, и упорядоченность системы при этом повы-

шается, а энтропия уменьшается. Такая закономерность позволяет предположить, что при нуле абсолютной температуры тепловое движение полностью прекратится и в системе установится максимальный порядок, т. е. неупорядоченность и энтропия станут равными нулю. Это предположение, неподдающееся опытной проверке, ибо абсолютный нуль температуры недостижим, носит название *третьего закона термодинамики*.

Следовательно

$$\lim_{T \rightarrow 0} s = 0. \quad (2.12)$$

**Обратимые и необратимые термодинамические процессы.** Для исследования термодинамических процессов вводят понятия о равновесных (обратимых) процессах.

Состояние рабочего тела, при котором давление и температура, а следовательно, и удельный объем во всех его точках не изменяются без внешнего энергетического воздействия во времени, называется равновесным состоянием.

Последовательное изменение состояния рабочего тела, происходящее в результате энергетического взаимодействия рабочего тела с окружающей средой, называется *термодинамическим процессом*. Процесс, при осуществлении которого тело последовательно проходит непрерывный ряд состояний равновесия, называется равновесным.

Обратимым процессом называется такой термодинамический процесс, который допускает возможность протекания его через одни и те же равновесные состояния как в прямом, так и в обратном направлениях, а в окружающей среде не остается никаких изменений.

В чистом виде в природе и технике обратимые процессы не наблюдаются. Однако их изучение играет большую роль, так как многие реальные процессы близки к обратимым.

## 2.4. Основные термодинамические процессы идеальных газов

Основными процессами в технической термодинамике, весьма важными и в теоретическом и в прикладном отношениях, являются:

- *изохорный*, протекающий при постоянном объеме;
- *изобарный*, протекающий при постоянном давлении;
- *изотермический*, происходящий при постоянной температуре;

- *адиабатный*, при котором отсутствует теплообмен с окружающей средой;
- *политропный*, удовлетворяющий уравнению  $p v^n = \text{const}$ .

Первые четыре процесса являются частными случаями *политропного* процесса.

При исследовании этих процессов определяют уравнение процесса в координатах  $p v$  и  $T s$ , связь между параметрами состояния газа, изменение внутренней энергии, величину внешней работы и количество подведенной теплоты на осуществление процесса или количество отведенной теплоты.

**Изохорный процесс.** При изохорном процессе выполняется условие  $dv = 0$  или  $v = \text{const}$ . Из уравнения состояния идеального газа следует, что  $p/T = R/v = \text{const}$ , т. е. давление газа прямо пропорционально его абсолютной температуре:

$$p_2/p_1 = T_2/T_1.$$

На рисунке 2.4 представлены графики процесса в  $p, v$ - и  $T, s$ -диаграммах. Работа расширения в этом процессе равна нулю, так как  $dv = 0$ . Количество теплоты, подведенной к рабочему телу в процессе 1—2 при  $c_v = \text{const}$ , определяется из соотношения

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT = c_v (T_2 - T_1).$$

Так как  $l = 0$ , то в соответствии с первым законом термодинамики  $\Delta u = q$  и  $\Delta u = c_v (T_2 - T_1)$  при  $c_v = \text{const}$ .

**Изобарный процесс.** Изобарным называется процесс, происходящий при постоянном давлении. Из уравнения состояния идеального газа при  $p = \text{const}$  находим

$$v/T = R/p = \text{const},$$

или  $v_2/v_1 = T_2/T_1,$

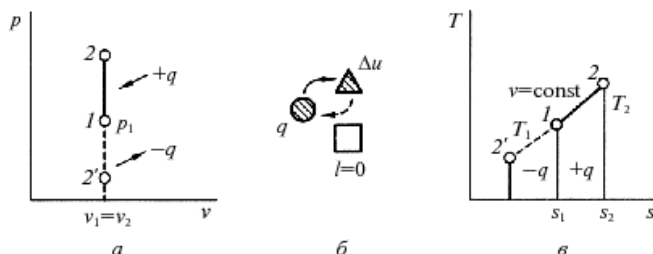


Рис. 2.4. Схема энергобаланса (б) и изохорный процесс  $p, v$ - и  $T, s$ -диаграммах (а, в)

т. е. в изобарном процессе объем газа пропорционален его абсолютной температуре (закон Гей-Люссака).

На рисунке 2.5 изображены  $p, v$ - и  $T, s$ -диаграммы изобарного процесса и дана схема энергобаланса.

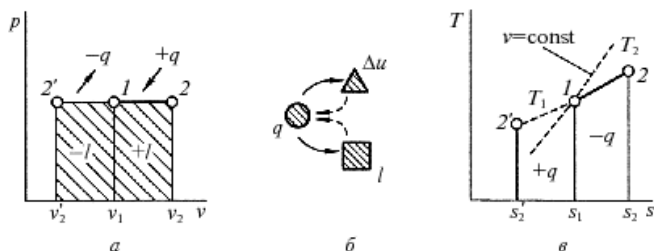


Рис. 2.5. Схема энергобаланса (б) и изобарный процесс в  $p, v$ - и  $T, s$ -диаграммах (а, в)

Из выражения (2.2) следует, что  $l = R(T_2 - T_1)$ , так как  $pv_1 = RT_1$  и  $pv_2 = RT_2$ .

Количество теплоты, сообщаемое газу при нагревании (или отдаваемое им при охлаждении), находим из уравнения

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT \quad \text{при } c_p = \text{const}$$

$$\text{или } q = c_p (T_2 - T_1).$$

**Изотермический процесс.** При изотермическом процессе температура постоянна, следовательно

$$pv = RT = \text{const},$$

$$\text{или } p_2/p_1 = v_1/v_2,$$

т. е. давление и объем обратно пропорциональны друг другу, так что при изотермическом сжатии давление газа возрастает, а при расширении падает (закон Бойля-Мариотта).

Графиком изотермического процесса в  $p, v$ -координатах, является равнобокая гипербола, для которой координатные оси служат асимптотами (рис. 2.6).

Работа процесса

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} RT / v dv = RT \ln(v_2 / v_1) = RT \ln(p_1 / p_2).$$



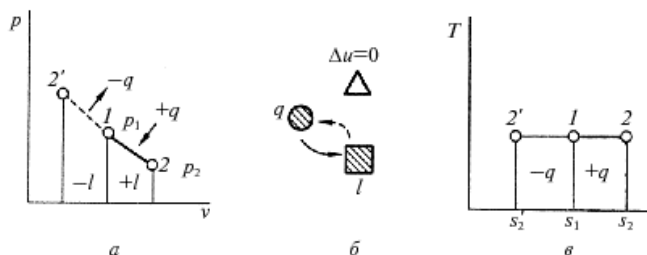


Рис. 2.6. Схема энергобаланса (б) и изотермический процесс в  $p$ ,  $v$ - и  $T$ ,  $s$ -диаграммах (а, в)

Так как температура не меняется, то внутренняя энергия идеального газа в данном процессе остается постоянной ( $\Delta u = 0$ ) и вся подводимая к газу теплота полностью превращается в работу расширения

$$q = l.$$

При изотермическом сжатии от газа отводится теплота в количестве, равном затраченной на сжатие работе.

**Адиабатный процесс.** Адиабатным называется процесс изменения состояния газа, который происходит без теплообмена с окружающей средой. Такой процесс соответствует случаю, когда сосуд или оболочка, вмещающие в себе газ, изолированы в тепловом отношении от окружающей среды. Для данного случая уравнение первого закона термодинамики, поскольку в нем по условию  $dq = 0$ , примет вид

$$du + pdv = 0$$

или в конечной форме

$$\Delta u + l = 0,$$

откуда

$$\Delta u = -l.$$

Это означает, что в адиабатном процессе работа расширения совершается только за счет расходования внутренней энергии газа и что при сжатии, происходящем за счет действия внешних сил, вся совершаемая ими работа идет на увеличение внутренней энергии газа.

Обозначим теплоемкость в адиабатном процессе через  $c_{ад}$  и условие  $dq = 0$  выразим следующим образом:

$$dq = c_{ад}dT = 0.$$

Это значит, что теплоемкость в адиабатном процессе равна нулю, т. е.  $c_{ад} = 0$ .

Известно, что  $\frac{c_p}{c_v} = k$  и уравнение кривой адиабатного процесса (адиабаты), изображенной на рис. 2.7, в диаграмме  $v, p$  имеет вид

$$pv^k = \text{const.}$$

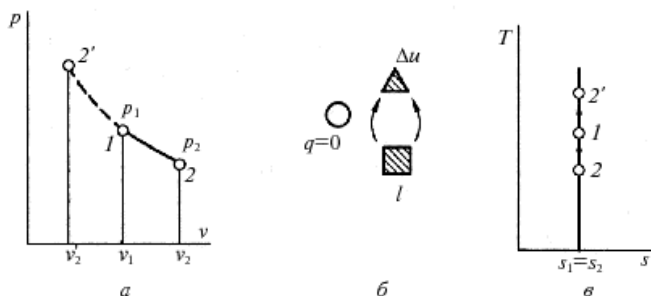


Рис. 2.7. Схема энергобаланса (б) и адиабатный процесс в  $p, v$ - и  $T, s$ -диаграммах (а, в)

В этом выражении  $k$  носит название *показателя адиабаты* (эту величину называют также коэффициентом Пуассона).

Из выражений  $l = -\Delta u = c_v(T_1 - T_2)$  и  $i_1 - i_2 = c_p(T_1 - T_2)$  следует, что

$$i_1 - i_2 = l_{\text{техн}},$$

т. е. техническая работа адиабатного процесса расширения равна разности энтальпий начала и конца процесса.

Адиабатный процесс, происходящий без внутреннего трения в рабочем теле, называется *изоэнтропийным*. В диаграмме  $T, s$  (см. рис. 2.7) он изображается вертикальной прямой.

Обычно реальные адиабатные процессы протекают при наличии внутреннего трения в рабочем теле, в результате которого всегда выделяется теплота, которая тут же сообщается самому рабочему телу. В этом случае  $ds > 0$  и процесс называется *реальным адиабатным процессом*.

**Политропный процесс и его обобщающее значение.** Политропным называется процесс, который описывается уравнением

$$pv^n = \text{const.} \quad (2.13)$$

Показатель политропы  $n$  может принимать любое численное значение в пределах от  $-\infty$  до  $+\infty$ , но для данного процесса он является величиной постоянной.

Из уравнения (2.13) и уравнения Клапейрона нетрудно получить выражение, устанавливающее связь между  $p$ ,  $v$  и  $T$  в любых двух точках на политропе:

$$p_2 / p_1 = (v_1 / v_2)^n; \quad T_2 - T_1 = (v_1 / v_2)^{n-1}; \quad T_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{(n-1)/n}.$$

Политропный процесс имеет обобщающее значение, ибо охватывает всю совокупность основных термодинамических процессов.

## 2.5. Реальные газы, вода и водяной пар

**Реальные газы.** К реальным газам в технической термодинамике принято относить перегретые пары некоторых жидкостей. В отличие от воображаемого идеального газа реальный газ, при соответствующих условиях, может быть сжижен, т. е. сконденсирован, или же переведен в твердое состояние.

В технике широко применяют пары различных веществ: воды, аммиака, хлористого метила, сернистого ангидрида и др. Наибольшее применение имеет водяной пар, являющийся основным рабочим телом паровых двигателей, отопительных и других устройств.

Известно, что законы идеальных газов нельзя распространить на рабочее тела, состояние которых не очень удалено от жидкой фазы.

В связи с этим на водяной пар при давлениях и температурах, обычно применяемых в теплоэнергетике, не распространяется уравнение состояния Клапейрона. Из ряда предлагавшихся уравнений состояния, применимых для него с известной степенью приближенности, можно отметить уравнение Ван-дер-Ваальса, составленное для реальных газов и имеющее вид

$$(p + a/v^2)(v - b) = RT,$$

где  $a$  и  $b$  — постоянные для данного газа.

Слагаемое  $a/v^2$  в первом множителе учитывает влияние сил взаимодействия молекул, во втором множителе величина  $b$  учитывает влияние объема молекул (поскольку в идеальном газе, для которого и справедливо уравнение состояния Клапейрона, объем молекул полагается равным нулю).

Практически пользоваться уравнением Ван-дер-Ваальса нельзя, так как оно не дает результаты, достаточно точные для нужд современной паротехники. Наиболее точным является в настоящее время уравнение состояния реальных газов, разработанное М.П. Вукаловичем

и Н. И. Новиковым (МЭИ) применительно в основном к водяному пару. Вывод этого уравнения основан на предположении наличия в реальных газах ассоциаций молекул, механически объединенных в двойные, тройные и более сложные комплексы, образующиеся в результате взаимодействия между ними. Для этого уравнения характерно близкое совпадение результатов расчетов с опытными данными. Однако для практических целей использование этого уравнения, как и других уравнений состояния реального газа, неудобно вследствие их сложности и трудоемкости вычислений. Обычно берут готовые данные из таблиц водяного пара или из диаграммы  $i, s$  водяного пара.

Промежуточное состояние вещества между состоянием реального газа и жидкостью принято называть *парообразным* или просто *паром*. Превращение жидкости в пар представляет собой *фазовый переход* из одного агрегатного состояния в другое. При фазовом переходе наблюдается скачкообразное изменение физических свойств вещества.

Примерами таких фазовых переходов являются процесс *кипения* жидкости с появлением *влажного насыщенного пара* с последующим переходом его в лишенный влаги *сухой насыщенный пар* или обратный кипению процесс *конденсации* насыщенного пара. Во всех этих фазовых переходах существует однозначная связь между давлением и температурой (в данном примере — связь давления с *температурой кипения* или *конденсации*).

Одно из основных свойств сухого насыщенного пара заключается в том, что дальнейший подвод теплоты к нему приводит к возрастанию температуры пара, т. е. переходу его в состояние перегретого пара, а отвод теплоты — к переходу в состояние влажного насыщенного пара. В современной теплоэнергетике основным рабочим телом является *водяной пар*. Поэтому изучение термодинамических свойств паров рассмотрим на примере водяного пара.

**Водяной пар.** На рисунке 2.8 изображены фазовые состояния воды в  $T, s$ -диаграмме. Здесь может быть выделено несколько областей:

- область *I* — газообразное состояние (перегретый пар, обладающий свойствами реального газа);
- область *II* — равновесное состояние воды и насыщенного водяного пара (двухфазное состояние); ее называют также областью парообразования;
- область *III*, ограниченная изотермой  $EK$ , — жидкое состояние (вода).

Области *III*, *II* и *I* отделены так называемыми *пограничными линиями*: левой  $AK$  и правой  $KD$ . Общая для левой и правой по-



Рис. 2.8. Фазовое состояние для воды и водяного пара на  $T, s$ -диаграмме

граничных линий (и областей  $I$ ,  $II$  и  $III$ ) точка  $K$  обладает особыми свойствами и называется *критической точкой*. Эта точка имеет определенные параметры  $p_{кр}$ ,  $v_{кр}$  и  $T_{кр}$ , при которых кипящая вода переходит в перегретый пар, минуя двухфазную область. Отсюда следует, что вода (точнее ее жидкая фаза) не может существовать при температурах выше  $T_{кр}$ . Будучи нагретой до этой температуры, весь объем воды практически мгновенно должен превратиться в пар. Вместе с тем пар при давлениях бо льших, чем  $p_{кр}$ , и при охлаждении до температуры  $T_{кр}$  непосредственно превращается в жидкость, минуя область влажного пара. Критическая точка воды имеет следующие параметры:

$$p_{кр} = 22,136 \text{ МПа}; t_{кр} = 374,15 \text{ }^\circ\text{C}; v_{кр} = 0,003 26 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Значения  $p$ ,  $t$ ,  $v$  и  $s$  для обеих пограничных линий (кипения и сухого насыщенного пара) приводятся в специальных таблицах термодинамических свойств водяного пара.

На современных крупных тепловых электростанциях основным двигателем является паровая турбина, где в качестве рабочего тела используется водяной пар, который получают в паровых котлах. Процесс парообразования в котлах обычно происходит при постоянном давлении, т. е.  $p = \text{const}$ .

На рисунке 2.9 изображены процессы нагрева воды до кипения, парообразования и перегрева водяного пара соответственно в  $p, v$ - и  $T, s$ -диаграммах.

Различные состояния воды и пара обозначены следующими индексами:

- 0 — начальное состояние воды;
- один штрих (') — вода, нагретая до температуры кипения;

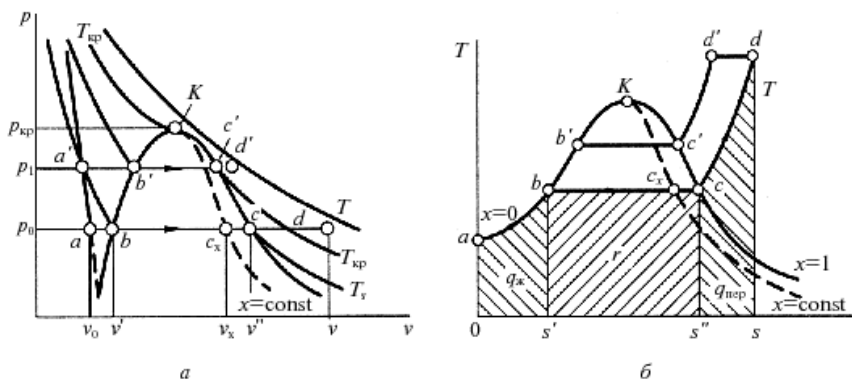


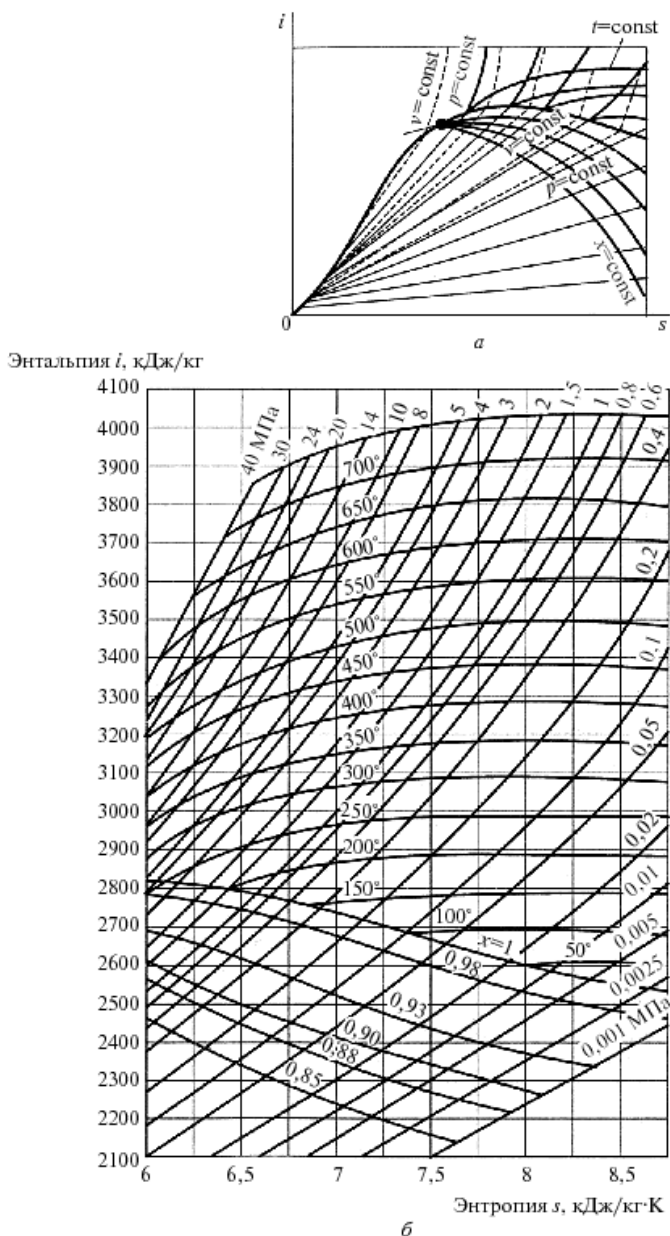
Рис. 2.9.  $p, v$ -диаграмма (а) и  $T, s$ -диаграмма (б) для воды и водяного пара

- два штриха (") — сухой насыщенный пар;
- индекс  $x$  — влажный насыщенный пар;
- величина без индекса — перегретый пар.

Рассматривая процесс парообразования при более высоком давлении  $p_1 > p_0$  можно отметить, что точка  $a$ , изображающая состояние жидкой воды при температуре  $\theta$  °С и новом давлении, остается практически на той же вертикали, так как удельный объем воды почти не зависит от давления. Точка  $b'$ , изображающая состояние воды при температуре кипения, смещается вправо (на  $p, v$ -диаграмме) и поднимается вверх (на  $T, s$ -диаграмме), так как с увеличением давления увеличивается температура кипения и, следовательно, удельный объем воды. Точка  $c'$ , изображающая состояние сухого насыщенного пара, смещается влево, так как с увеличением давления удельный объем пара уменьшается, несмотря на увеличение температуры.

Соединение множества точек  $b$  и  $c$  при различных давлениях дает нижнюю и верхнюю пограничные кривые  $aK$  и  $Kc$ . На  $p, v$ -диаграмме видно, что по мере увеличения давления разность удельных объемов  $v''$  и  $v'$  уменьшается и при некотором давлении становится равной нулю. В этой точке, называемой критической, сходятся пограничные кривые  $aK$  и  $Kc$ . Состояние, соответствующее точке  $K$ , называется критическим. Оно характеризуется тем, что при нем пар и вода имеют одинаковые удельные объемы и не отличаются по свойствам друг от друга.

Следует отметить, что на  $T, s$ -диаграмме площадь  $\theta abs'$  изображает количество теплоты, потребное для нагрева жидкой воды до температуры кипения ( $q_k$ ).



**Рис. 2.10.**  $i, s$ -диаграмма воды и водяного пара (а) и ее практически используемая область (б)

Количество подведенной теплоты, равное теплоте парообразования  $r$ , выражается площадью  $s'bc's''$  и определяется соотношением, Дж/кг:

$$r = T(s'' - s').$$

Количеству подведенной теплоты в процессе перегрева водяного пара соответствует площадь  $s''c'ds(q_{\text{пер}})$ .

На  $T, s$ -диаграмме видно, что по мере увеличения давления теплота парообразования уменьшается и в критической точке становится равной нулю.

Обычно  $T, s$ -диаграмма применяется при теоретических исследованиях, так как практическое использование ее сильно затрудняется тем, что количество теплоты выражается в ней площадями криволинейных фигур.

**$i, s$ -диаграмма водяного пара.** Рассмотренная выше  $T, s$ -диаграмма дает возможность наглядно иллюстрировать характер протекания процесса превращения воды в пар различных состояний (влажный, сухой насыщенный и перегретый). Однако при пользовании этой диаграммой установить количество участвующей в процессе теплоты сложно, так как это связано с необходимостью определять по диаграмме соответствующие площади, частично ограниченные кривыми линиями. Поэтому для практических расчетов обычно пользуются  $i, s$ -диаграммой водяного пара, по которой это выполнить можно значительно проще.  $i, s$ -диаграмма (рис. 2.10) представляет собой график, построенный

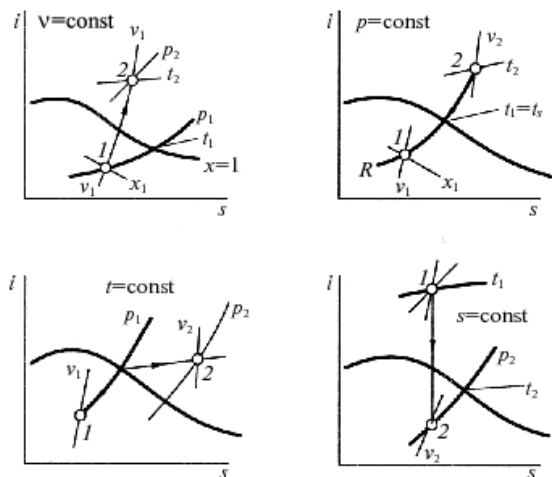


Рис. 2.11.  $i, s$ -диаграмма основных термодинамических процессов для воды и водяного пара



в системе координат  $i, s$ , на котором нанесен ряд изобар, изохор, изотерм, пограничные кривые и линии постоянной степени сухости пара.

На рисунке 2.11 представлены основные термодинамические процессы для водяного пара на  $i, s$ -диаграмме.

Диаграмма  $i, s$  получила исключительно большое применение в технике. Большое достоинство  $i, s$ -диаграммы заключается в том, что техническая работа и количество теплоты изображается на ней отрезками, а не площадями.

## 2.6. Круговой процесс, цикл Карно

Ранее было показано, что величины работы и количество теплоты в каком-либо произвольном политропном термодинамическом процессе зависят от характера процесса (показателя политропы); знак работы (положительный или отрицательный) зависит от направления процесса (расширения или сжатия).

Если, например, между точками 1 и 2 (рис. 2.12, а) рабочее тело осуществляет последовательно ряд процессов расширения на пути  $1-a-2$ , а затем также последовательно — ряд процессов сжатия на пути  $2-b-1$ , то в итоге рабочее тело совершит так называемый круговой процесс ( $1-a-2-b-1$ ), или термодинамический цикл, описывающий изменение термодинамических параметров рабочего тела и преобразование теплоты в работу в тепловых машинах.

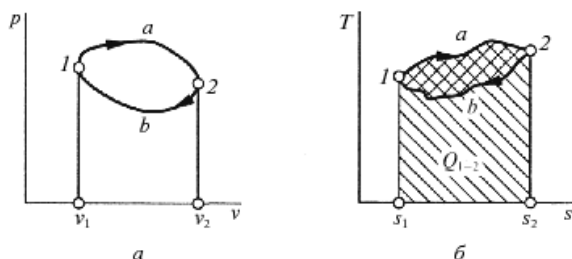


Рис. 2.12.  $p, v$ - (а) и  $T, s$ -диаграммы (б) кругового процесса (цикла)

Непрерывность действия тепловой машины обеспечивается тем, что рабочее тело с параметрами  $p_1, v_1, T_1$ , пройдя последовательно ряд процессов расширения на пути  $1-a-2$  и затем ряд процессов сжатия  $2-b-1$  с изменением  $p, v$  и  $T$ , вновь возвращается в точку 1 (исходное состояние), где  $p = p_1; v = v_1$  и  $T = T_1$ , и цикл может быть повторен.

В  $p, v$ -диаграмме площадь  $v_1-l-a-2-v_2$  представляет величину работы расширения

$$l_{\text{расп}} = \int_1^2 p dv,$$

а площадь  $v_2-2-b-l-v_1$  — работу сжатия

$$l_{\text{сж}} = \int_2^1 p dv,$$

причем  $l_{\text{расп}} > l_{\text{сж}}$ .

Так как работа является функцией процесса, а не состояния, то в итоге совершения замкнутого кругового процесса (цикла) в машине непрерывного действия, где  $l_{\text{расп}} > l_{\text{сж}}$ , рабочее тело имеет возможность совершить работу  $l_{\text{ц}} = l_{\text{расп}} - l_{\text{сж}}$ , которой на рис. 2.12, а соответствует площадь внутри контура цикла  $l-a-2-b-l$ .

Так как при процессах расширения к рабочему телу подводилась теплота  $q_{\text{расп}}$ , то согласно первому закону термодинамики

$$q_{\text{расп}} = \Delta u_{\text{расп}} + l_{\text{расп}} = q_{\text{подв}},$$

причем на  $T, s$ -диаграмме (рис. 2.12, б) подведенная теплота  $q_{\text{подв}}$  равна площади контура  $s_1-1-a-2-s_2$ , а отведенная теплота  $q_{\text{отв}}$  при сжатии — площади контура  $s_2-2-b-l-1-s_1$  при  $q_{\text{сж}} = \Delta u_{\text{сж}} + l_{\text{сж}}$ ,

причем  $q_{\text{расп}} > q_{\text{сж}}$ , или, что то же самое,  $q_{\text{под}} > q_{\text{отв}}$ .

Так как внутренняя энергия есть функция состояния, т. е. величина, не зависящая от пути процесса, то для любого кругового процесса (цикла)

$$\begin{aligned} \Delta u_{\text{расп}} &= \Delta u_{\text{сж}}, \\ q_{\text{подв}} - q_{\text{отв}} &= l_{\text{расп}} - l_{\text{сж}} = l_{\text{ц}}. \end{aligned}$$

Отсюда следует, что полезная работа цикла  $l_{\text{ц}}$  должна быть равна разности теплоты, подведенной и отведенной при совершении цикла.

В цикле, показанном на рис. 2.13, а, линии процессов расширения располагаются выше линий процессов сжатия, вследствие чего  $l_{\text{расп}} > l_{\text{сж}}$  и  $l_{\text{ц}} = l_{\text{расп}} - l_{\text{сж}}$ . Такие циклы называют *прямыми циклами*. Очевидно, можно осуществить и другие циклы, в которых процессы сжатия располагаются в  $p, v$ -диаграмме выше, чем процессы расширения (рис. 2.13, б). Такие циклы обычно называют *обратными*, причем для таких циклов  $l_{\text{расп}} < l_{\text{сж}}$  и  $q_{\text{подв}} < q_{\text{отв}}$ , откуда  $l_{\text{расп}} - l_{\text{сж}} = -l_{\text{ц}}$ .

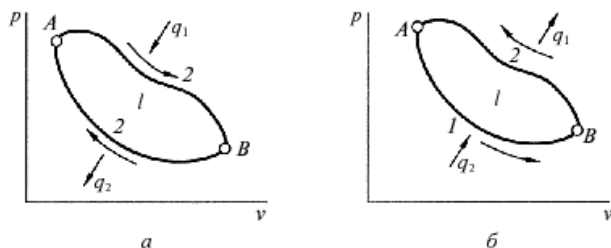


Рис. 2.13.  $p, v$ -диаграмма прямого (а) и обратного (б) циклов

Так как  $q_{\text{подв}} = \Delta u_{\text{расп}} + l_{\text{расп}}$ , а  $q_{\text{отв}} = \Delta u_{\text{сж}} + l_{\text{сж}}$ , то  $q_{\text{под}} - q_{\text{отв}} = l_{\text{расп}} - l_{\text{сж}} = -l_{\text{ц}}$ , или в обозначениях, учитывающих знак направления потока теплоты,

$$q_1 - q_2 = -l_{\text{ц}}$$

Последние соотношения показывают, что для совершения обратного цикла к рабочему телу должна быть подведена извне работа  $l_{\text{ц}}$ , которая в результате совершения цикла превращается в теплоту.

Таким образом, результатом обратного цикла является перенос теплоты от холодного источника к более горячему, что в технике используется для создания холодильных установок.

**Термический КПД цикла.** Прямые термодинамические циклы, в которых за счет теплоты источника может быть получена полезная работа, отдаваемая внешним потребителям, носят название *циклов теплоэнергетических установок*. Обратные термодинамические циклы могут применяться либо для отвода теплоты в окружающую среду от рабочего тела, имеющего более низкую температуру (*холодильные установки*), либо для передачи теплоты от тел с более низкой температурой для нагревания окружающей среды (*тепловые насосы*).

Задачей прямого цикла является получение работы за счет теплоты источника

$$l_{\text{ц}} = q_1 - q_2,$$

где  $q_1$  — теплота от источника;  $q_2$  — теплота, отданная холодному источнику.

Оценка совершенства такого цикла, составленного из обратимых процессов, производится с помощью так называемого *термического* (или *термодинамического*) *коэффициента полезного действия* (КПД)  $\eta_t$  путем сопоставления полученной работы  $l_{\text{ц}}$  и подведенной теплоты  $q_1$ :

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1},$$

$$\text{или } \eta_v = \frac{q_1 - q_2}{q_1},$$

$$\text{или } \eta_v = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (2.14)$$

Из этих соотношений следует, что термический КПД прямого обратимого цикла определяет, какая часть подведенной в цикле теплоты  $q_1$  превращается в работу  $l_{\text{ц}}$ .

Для обратного цикла холодильных установок критерием эффективности служит *холодильный коэффициент*

$$\varepsilon_{\text{хол}} = \frac{q_2}{l_{\text{ц}}}, \quad (2.15)$$

где  $q_2$  — теплота, отведенная от холодного источника.

Так как затраченная для осуществления цикла работа  $l_{\text{ц}} = q_1 - q_2$ , то

$$\varepsilon_{\text{хол}} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}.$$

В холодильной установке рабочими телами служат, как правило, пары легкокипящих жидкостей — фреона, аммиака и т. п. Процесс «перекачки теплоты» от тел, помещенных в холодильную камеру, к окружающей среде происходит за счет затрат электроэнергии.

Заметим, что чем меньше разность температур между холодильной камерой и окружающей средой, тем меньше нужно затратить энергии для передачи теплоты от холодного тела к горячему и тем выше холодильный коэффициент.

Холодильную установку можно использовать в качестве теплового насоса. Если, например, для отопления помещения использовать электронагревательные приборы, то количество теплоты, выделенное в них, будет равно расходу электроэнергии. Если же это количество электроэнергии использовать в холодильной установке, горячим источником, т. е. приемником теплоты  $q_1$ , которым является отапливаемое помещение, а холодным — наружная атмосфера, то количество теплоты, полученное помещением,

$$q_1 = q_2 + l_{\text{ц}},$$

где  $q_2$  — количество теплоты, взятое от наружной атмосферы;  $l_{\text{ц}}$  — расход электроэнергии.

Понятно, что  $q_1 > l_{\text{ц}}$ , т. е. отопление с помощью теплового насоса выгоднее простого электрообогрева.

На рисунке 2.14 показана принципиальная схема холодильной машины (теплового насоса).

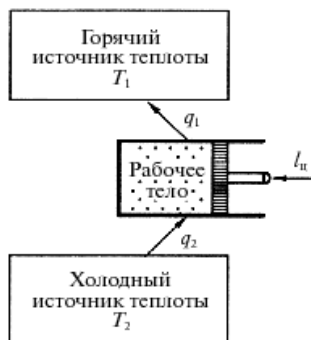


Рис. 2.14. Термодинамическая схема холодильной машины

**Цикл Карно.** При исследовании свойств обратимых циклов особое значение имеет цикл, исследованный в 1824 г. французским ученым С. Карно. Цикл Карно состоит в преобразовании теплоты в работу при наличии только двух источников теплоты: верхнего, с температурой  $T_1$ , и нижнего, с температурой  $T_2 < T_1$  (рис. 2.15, а). В прямом цикле Карно рабочее тело от точки 1 расширяется сначала при  $T_1 = \text{const}$  с подводом теплоты  $q_1$  на участке 1 — а, затем в адиабатном процессе — до точки 2, охлаждаясь до температуры  $T_2 = \text{const}$ , затем сжимается при  $T_2 = \text{const}$  с отводом теплоты  $q_2$  на участке 2 — б, а потом сжимается по адиабате до восстановления первоначальных параметров в точке 1.

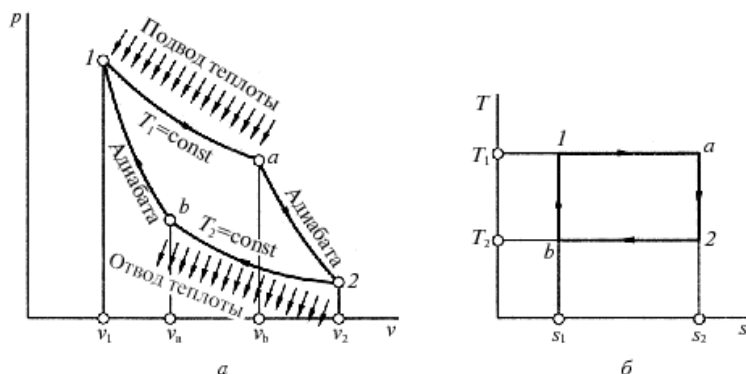


Рис. 2.15. Цикл Карно: а —  $p, v$ -диаграмма; б —  $T, s$ -диаграмма

Поскольку в обратимом процессе работа трения отсутствует, то изменения энтропии в адиабатных процессах  $a - 2$  (расширение) и  $b - 1$  (сжатие) не происходит (рис. 2.15, б), и следовательно

$$s_a = s_2 \text{ и } s_b = s_1.$$

В соответствии с этим подведенная в процессе  $T_1 = \text{const}$  теплота равна

$$q_1 = T_1 (s_2 - s_1),$$

а отведенная теплота —

$$q_2 = T_2 (s_2 - s_1).$$

Величина термического КПД цикла Карно в соответствии с (2.14)

$$\eta_v^K = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2 (s_2 - s_1)}{T_1 (s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \quad (2.16)$$

$$\text{или } \eta_v^K = \frac{T_1 - T_2}{T_1}.$$

Таким образом, в отличие от КПД всех других циклов термический КПД цикла Карно полностью определяется только температурами верхнего и нижнего источников теплоты и возрастает с увеличением  $T_1$  и снижением  $T_2$ . При этом КПД обратимого цикла Карно не зависит от рода теплоносителя и от величины полученной за цикл полезной работы.

Цикл Карно обладает также весьма важным свойством, которое позволяет использовать его как эталонный цикл, так как обратимый цикл Карно имеет наивысший (для данных температур источника и холодильника) термический КПД. Таким образом, можно утверждать, что *при данной разности  $T_1$  и  $T_2$  термический КПД любого обратимого цикла не может быть больше КПД обратимого цикла Карно, осуществляемого при тех же температурах  $T_1$  и  $T_2$ .*

Это же утверждение может быть сделано и по отношению к любому обратному обратимому циклу, для температурных условий которого цикл Карно будет иметь наибольшие возможные значения холодильного коэффициента эффективности. Для обратных циклов следует иметь в виду, что наиболее эффективным из них будет тот, который для переноса теплоты  $q_2$  с температурного уровня  $T_2$  на  $T_1$  потребует подвода извне наименьшей работы, тогда как для прямого цикла эффективность определяется получением максимальной работы  $l_{\Pi}^{\max}$  за счет подвода теплоты  $q_1$ .

## Контрольные вопросы

1. Укажите основные параметры состояния рабочего тела и единицы их измерения.
2. Чем отличается реальный газ от идеального газа?
3. Дайте определение средней и истинной теплоемкости, чем отличается теплоемкость  $c_p$  от  $c_v$ ?
4. Объясните сущность первого закона термодинамики и напишите его математическое выражение.
5. Опишите основные термодинамические процессы и укажите энергобаланс этих процессов.
6. Какова сущность второго закона термодинамики? Дайте некоторые формулировки этого закона.
7. Что такое цикл Карно? Чем оценивается его эффективность?
8. Покажите на  $p, v$ - и  $T, s$ -диаграммах характерные области и линии для воды и водяного пара.
9. Покажите на  $T, s$ -диаграмме площадки, соответствующие количеству теплоты, необходимой для подогрева воды, парообразования, перегрева пара.
10. Чем определяется эффективность холодильной установки?

# 3. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА

## 3.1. Основные понятия и определения

Обмен тепловой энергией между физическими телами (или системами), вызванный наличием разности температур этих тел (или систем), принято называть теплообменом. Такой перенос теплоты в соответствии со вторым законом термодинамики всегда идет от более нагретых тел (или систем) к менее нагретым.

Теплота может распространяться в любых веществах и даже через вакуум.

В реальных условиях теплообмен является сложным процессом. Однако ради простоты изучения различают три элементарных вида теплообмена: *теплопроводность* (кондукцию), *конвекцию* и *тепловое излучение*.

При *теплопроводности* перенос теплоты происходит за счет соударений и диффузии частиц тел, а также квантов упругих колебаний их кристаллических решеток — фононов, при макроскопической неподвижности всей массы вещества. В наиболее чистом виде теплопроводность можно наблюдать в твердых телах и тонких неподвижных слоях жидкости и газа. В металлах и полупроводниках теплообмен осуществляется за счет соударений и диффузии свободных электронов, а также упругих колебаний кристаллической решетки, т. е. теплопроводность складывается из двух слагаемых — электронной и фононной. В металлах вторая слагаемая мала, в полупроводниках она больше, а в диэлектриках — является основной.

Основной закон теплопроводности — закон Фурье — является феноменологическим описанием процесса и имеет вид, Вт/м<sup>2</sup>:

$$q = -\lambda \operatorname{grad} t, \quad (3.1)$$

где  $q$  — удельный тепловой поток;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности вещества, Вт/(м·град);  $\operatorname{grad} t$  — градиент температуры, град/м.

Под *конвекцией теплоты* понимают процесс передачи ее из одной части пространства в другую перемещающимися макроскопическими объемами жидкости или газа. В зависимости от причины, вызывающей движение, конвекция может быть *свободной* (естественной) или *вынужденной*, происходящей за счет действия внешних сил. Естествен-



ное, или свободное, движение жидкости или газа, а следовательно, и конвекция теплоты вызывается разностью удельных весов неравномерно нагретой среды; принудительное движение осуществляется нагнетателями (насосами, вентиляторами, компрессорами и др.).

Из определения конвекции следует, что количество передаваемой конвекцией в единицу времени теплоты прямо связано со скоростью движения среды. Теплота передается главным образом в результате проходящих потоков жидкости или газа (макрообъемов), но отчасти теплота распространяется и в результате обмена энергией между частицами, т. е. теплопроводностью. Таким образом, конвекция всегда сопровождается теплопроводностью (кондукцией), и следовательно, теплопроводность является неотъемлемой частью конвекции.

Совместный процесс конвекции теплоты и теплопроводности называют *конвективным теплообменом*. Конвективный теплообмен между потоком теплоносителя и поверхностью называют *конвективной теплоотдачей* или *теплоотдачей соприкосновением* и описывают формулой Ньютона — Рихмана, Вт/м<sup>2</sup>:

$$q_k = \alpha_k \Delta t, \quad (3.2)$$

где  $q_k$  — удельный поток теплоты;  $\alpha_k$  — коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/(м·град);  $\Delta t$  — средняя разность температур между греющей средой и нагреваемой поверхностью (температурный напор), град.

Величину, обратную коэффициенту теплоотдачи  $1/\alpha_k$ , называют *термическим сопротивлением*. Коэффициент конвективной теплоотдачи зависит от многих факторов: скорости потока и характера движения, формы и размера обтекаемого тела, свойств и состояния среды и пр.

При *теплообмене излучением* (называемом также *лучистой* или *радиационной теплоотдачей*) тела не соприкасаются друг с другом и перенос теплоты между ними при наличии разности температур  $T_1 > T_2$  осуществляется с помощью электромагнитной энергии. Происходит двойное превращение энергии: в теле с  $T_1$  теплота превращается в излучение — носитель электромагнитной энергии, а в теле с  $T_2$  в результате поглощения излучения электромагнитная энергия снова превращается в теплоту.

Результирующий тепловой поток от излучающей среды с абсолютной температурой  $T_{\text{окр}}$ , К, к поверхности, средняя абсолютная температура которой равна  $T_c$ , определяется по формуле, вытекающей из закона Стефана—Больцмана, Вт/м<sup>2</sup>:

$$q_{\text{л}} = \sigma_0 \varepsilon_{\text{пр}} (T_{\text{окр}}^4 - T_c^4), \quad (3.3)$$

где  $\sigma_0$  — коэффициент излучения, Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>);  $\varepsilon_{\text{пр}}$  — приведенная степень черноты, зависящая от свойств излучающей среды и поверхности и выра-

женная в долях от степени черноты абсолютно черного тела, принимаемой за единицу.

Величина  $q_d$  называется *плотностью теплового потока*.

Количество теплоты, передаваемое в единицу времени через произвольную поверхность  $F$ , в теории теплообмена принято называть *тепловым потоком* и обозначать буквой  $Q$ , Вт.

Следовательно,

$$q = Q/F; Q = qF. \quad (3.4)$$

Возможны любые сочетания из трех указанных элементарных видов теплообмена. Такой *сложный теплообмен*, всегда имеющий место в реальных условиях, называется собственно теплопередачей. Примером его может служить теплообмен между топочными газами в паровом котле и водой, движущейся по трубам, расположенным в топке и газоходах. Передача теплоты от факела горящего топлива к наружным поверхностям стенок труб осуществляется лучеиспусканием, от горячих газов к этим поверхностям — конвективной теплоотдачей, через стенки труб — теплопроводностью, а от внутренних стенок к воде — конвективной теплоотдачей.

## 3.2. Теплопроводность

Перенос теплоты теплопроводностью зависит от распределения температуры по объему тела. Совокупность значений температуры во всех точках тела в данный момент времени называется *температурным полем*. Математическое выражение температурного поля связывает температуру  $t$  с пространственными координатами любой точки  $x, y, z$  в данный момент времени  $\tau$

$$t = f(x, y, z, \tau).$$

Если температура является функцией одних только пространственных координат  $(x, y, z)$ , то такое поле называется *стационарным* или *установившимся*. Однако часто температура каждой точки тела зависит также от времени  $\tau$ , т. е.  $t = f(x, y, z, \tau)$ , и тогда поле называется *нестационарным* или *неустановившимся*. Так, например, нагревающаяся в печи стальная заготовка имеет нестационарное поле, а в прогретой стенке здания температура каждой точки не меняется во времени и ее температурное поле будет стационарным.

Очевидно, что для установившегося теплового режима

$$\frac{dt}{d\tau} = 0 \text{ и } t = f(x, y, z).$$

Поверхность, объединяющую точки равной температуры, называют *изотермической*.

По закону Фурье (3.1)

$$q = -\lambda \operatorname{grad} t = -\lambda \frac{dt}{dn}, \quad (3.5)$$

коэффициент теплопроводности

$$\lambda = -\frac{q}{\operatorname{grad} t}.$$

Знак минус в уравнении (3.1) указывает на то, что вектор  $q$  направлен противоположно вектору  $\operatorname{grad} t$ , т. е. в сторону наибольшего уменьшения температуры (рис. 3.1).

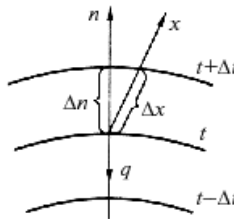


Рис. 3.1. К закону теплопроводности Фурье

Отсюда видно, что величина коэффициента теплопроводности есть количество теплоты, переносимой в единицу времени через единицу поверхности материала при падении температуры на один градус на единицу длины.

Опытным путем установлено, что коэффициент теплопроводности зависит от свойств вещества (его плотности, структуры, влажности и т. п.) и параметров состояния (давления, температуры). Значения  $\lambda$  для различных веществ и условий сведены в табл. 3.1. В ответственных случаях для специфических условий их определяют непосредственно в лаборатории. Зависимость  $\lambda$  от температуры для большинства материалов имеет линейный характер

$$\lambda = \lambda_0 (1 + bt),$$

где  $\lambda_0$  — значение  $\lambda$  при  $0^\circ\text{C}$ ;  $b$  — постоянная, зависящая от свойств материала.

Таблица 3.1

## Коэффициенты теплопроводности

Наименование вещества	Температура $t$ , °С	Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , Вт/(м·К)
<i>Металлы</i>	—	2,3...418
Серебро	0	418
Медь	0	392
Алюминий	0	209
Сталь	0	50,1
Ртуть	0	8,2
<i>Строительные и изоляционные материалы</i>	—	0,023...2,9
Кирпич шамотный	500	0,75
Кирпич красный	0	0,6...0,66
Песок (влажность 10%)	0...40	0,57...0,83
Стекланная вата (влажность 10%)	20...30	0,052
Асбест	0	0,072
Котельная накипь	100	0,08...2,3
Ламповая сажа	40	0,07...0,116
<i>Капельные жидкости</i>	—	0,093...0,70
Вода	0/100	0,55/0,68
<i>Газы</i>	—	0,06...0,58
Воздух	0/100	0,0244/0,0805

Однако в технических расчетах значения  $\lambda$  принимаются обычно постоянными, равными среднеарифметическим в данных пределах изменения температуры.

Для решения задачи по определению количества теплоты, передаваемой теплопроводностью, было найдено дифференциальное уравнение теплопроводности при следующих допущениях: тело однородно, изотропно, физические параметры его постоянны.

Общее дифференциальное уравнение теплопроводности в декартовой системе координат

$$\frac{dt}{d\tau} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{c\rho} = a\nabla^2 t + \frac{q_v}{c\rho}, \quad (3.6)$$

где  $\nabla^2 t$  — дифференциальный оператор Лапласа;  $q_v$  — удельная объемная теплопроизводительность внутренних источников, Вт/м<sup>3</sup>;  $a = \frac{\lambda}{c\rho}$  — коэффициент температуропроводности, величина которого пропорциональна скорости прогрева (или остывания), м<sup>2</sup>/с;  $\frac{\partial t}{\partial \tau}$  — скорость изменения температуры.

Наиболее простые соотношения получаются при условии стационарного (установившегося) режима, в которых температура тела не зависит от времени, т. е.  $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$ , а следовательно,

$$a\nabla^2 t + \frac{q_v}{c\rho} = 0 \quad \text{или} \quad \nabla^2 t + qv/\lambda = 0.$$

При отсутствии внутренних источников теплоты для одномерной задачи получим

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0.$$

### 3.2.1. Теплопроводность плоской стенки

Из предыдущего следует, что для плоской стенки, или иначе для неограниченной пластины, условие установившегося режима выражается уравнением

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0.$$

Решив это уравнение, получим  $\frac{\partial t}{\partial x} = c_1$ , и следовательно,

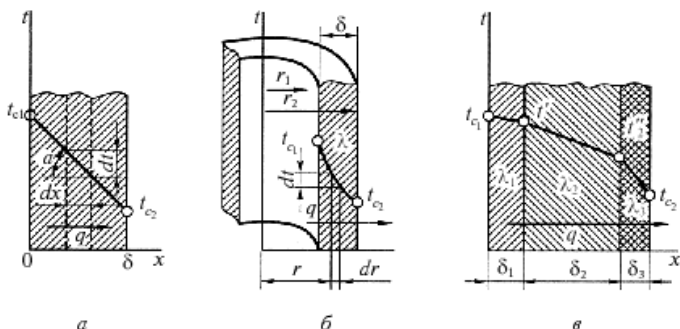
$$t = c_1 x + c_2, \quad (3.6)$$

где  $c_1$  и  $c_2$  — постоянные интегрирования.

Отсюда вытекает, что в плоской стенке без внутренних источников тепла температура распределяется по закону прямой линии (рис. 3.2, а).

Определив значения постоянных (положив один раз  $x = 0$ , а другой раз  $x = \delta$ ) и подставив их в уравнение (3.6), найдем значение температуры в любой точке

$$t_x = t_{c_2} + \frac{t_{c_1} - t_{c_2}}{\delta} x.$$



**Рис. 3.2.** Теплопроводность через плоскую (а), цилиндрическую (б) и многослойную (в) стенку

Тепловой поток, проходящий через 1 м<sup>2</sup> стенки, можно выразить следующим образом

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}) = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\delta / \lambda}. \quad (3.7)$$

Закон Фурье можно написать в форме, аналогичной закону Ома в электротехнике, введя понятие о тепловом (термическом) сопротивлении, Вт/м<sup>2</sup>:

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R},$$

где  $R = \frac{\delta}{\lambda}$  — тепловое (термическое) сопротивление стенки, м<sup>2</sup> К /Вт.

Для многослойной сложной стенки, состоящей из  $n$  слоев, тепловое сопротивление будет равно сумме сопротивлений отдельных слоев

$$R = \sum_1^n R_i = \sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i},$$

и удельный тепловой поток может быть определен по формуле

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R} = \frac{\Delta t}{\sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}. \quad (3.8)$$

Распределение температур внутри многослойной стенки изображено ломаной линией на рис. 3.2, в.

### 3.2.2. Теплопроводность цилиндрической стенки трубы

Цилиндрические стенки встречаются очень часто в различных трубопроводах, в поверхностях нагрева всевозможных теплообменных аппаратах, котельных агрегатах и т. д. Требуется рассчитать тепловой поток, передаваемый через цилиндрическую стенку трубы. Задача о распространении теплоты в цилиндрической стенке при известных и постоянных температурах на внутренней и наружной поверхностях также одномерная, если ее рассматривать в цилиндрических координатах. Температура изменяется только вдоль радиуса (по координате  $r$ ), а по длине трубы и по ее периметру остается неизменной (рис. 3.2, б). В этом случае  $\text{grad } t = dt/dr$ , и закон Фурье будет иметь вид

$$q = -\lambda (dt/dr),$$

$$\text{или } Q = Fq = 2\pi r l \lambda (dt/dr). \quad (3.9)$$

Интегрирование уравнения (3.9) в определенных пределах (по  $t$  от  $t_{c1}$  до  $t_{c2}$  и по  $r$  от  $r_1$  до  $r_2$ ) дает зависимость для расчета теплового потока через цилиндрическую стенку, Вт:

$$Q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R}, \quad (3.10)$$

где

$$R = \frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_2}{d_1},$$

где  $l$  и  $d$  — соответственно длина и диаметр трубы, м.

Количество теплоты, отнесенное к 1 м длины трубы, Вт/м:

$$q_l = \frac{Q}{l} = 2\pi\lambda \frac{\Delta t}{\ln d_2 / d_1}. \quad (3.11)$$

Температура внутри стенки распределяется по логарифмической кривой, изображенной на рис. 3.2, б.

Для многослойной цилиндрической трубы, покрытой  $n$  слоями тепловой изоляции, количество теплоты, отнесенной к 1 м длины трубы равно

$$q_l^n = \frac{Q}{l} = -\frac{2\pi(t_{c1} - t_{c(n+1)})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{(i+1)}}{d_i}}. \quad (3.12)$$

### 3.3. Конвективный теплообмен

Обычно жидкие и газообразные теплоносители нагреваются или охлаждаются при соприкосновении с поверхностью твердых тел. Например, дымовые газы в печах отдают свою теплоту нагреваемым заготовкам, а в паровых котлах — трубам, внутри которых греется или кипит вода; воздух в комнате греется от горячих приборов отопления и т. д. *Процесс теплообмена между поверхностью твердого тела и жидкостью называется теплоотдачей, а поверхность тела, через которую переносится теплота, — поверхностью теплообмена или теплоотдающей поверхностью.*

Согласно закону Ньютона — Рихмана *тепловой поток в процессе теплоотдачи пропорционален площади поверхности теплообмена  $F$  и разности температур поверхности  $t_c$  и жидкости  $t_{ж}$ , Вт:*

$$Q = \alpha F |t_c - t_{ж}|.$$

В процессе теплоотдачи, независимо от направления теплового потока  $Q$  (от стенки к жидкости или наоборот), значение его принято считать положительным, поэтому разность  $|t_c - t_{ж}|$  берут по абсолютной величине, т. е. просто из большого значения вычитают меньшее.

Коэффициент пропорциональности  $\alpha$  называется *коэффициентом теплоотдачи*; его единица измерения Вт/(м<sup>2</sup>·К). Он характеризует интенсивность процесса теплоотдачи.

Удельный тепловой поток по (3.2) будет, Вт/м<sup>2</sup>:

$$q = \frac{Q}{F} = \alpha(t_c - t_{ж}) = \alpha \Delta t, \quad (3.13)$$

где  $\Delta t = t_c - t_{ж}$  — *температурный напор теплоотдачи.*

При использовании формул (3.2) и (3.13) основные трудности состоят в определении коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ , являющегося функцией многих переменных, взаимные связи которых определяются системой сложных и труднорешаемых дифференциальных уравнений.

Было установлено, что  $\alpha$  зависит от коэффициента теплопроводности  $\lambda$  и скорости потока  $W$ , от коэффициента кинематической вязкости  $\nu$ , теплоемкости  $c$ , температур жидкости  $t_{ж}$  и стенки  $t_c$  и других факторов (форм поверхности  $\Phi$ , размеров поверхности  $l_1, l_2, \dots$ ). Таким образом

$$\alpha = f(w, \lambda, c, \rho, \mu, t_{ж}, t_c, \Phi, l_1, l_2, \dots). \quad (3.14)$$



Для изучения процессов теплообмена и упрощения задачи получения надежных данных по величине коэффициентов теплообмена большое значение имеют *теория подобия физических процессов* и *теория теплового моделирования*.

В теории физического подобия рассматриваются условия подобия физических явлений. Для установления подобия и моделирования таких явлений отдельные физические размерные величины объединяют в безразмерные комплексы, так называемые *критерии подобия*. Рассматривая их как новые переменные, можно получить опытные зависимости, оказывающиеся действительными и за пределами проведенного эксперимента.

В теории подобия доказано, что при правильно выбранной структуре критериев подобия они имеют свойство сохранять одно и то же значение для данной группы подобных явлений. Иначе говоря, если физические процессы подобны друг другу, то одноименные критерии подобия этих процессов имеют одинаковую величину.

Наиболее часто в уравнениях конвективного теплообмена используются критерии подобия, приведенные в табл. 3.2. Им присвоены имена выдающихся ученых в области теплопередачи и гидродинамики. Коэффициенты  $\alpha$  определяют с помощью экспериментов на моделях и, используя теорию подобия, переносят полученные результаты на полномерные объекты. Для этого на основе опытов составляются критериальные уравнения типа ( $\alpha$  входит в  $Nu = \alpha l/\lambda$ )

$$Nu = f(Re, Gr, Pr). \quad (3.15)$$

При вынужденном движении жидкости влияние свободной конвекции незначительно и критерий Грасгофа  $Gr$  можно не учитывать:

$$Nu = f(Re, Pr).$$

Наоборот, если жидкость движется свободно, то исключается  $Re$ :

$$Nu = f(Gr, Pr).$$

Многолетние эксперименты в области конвективного теплообмена позволили накопить большое количество опытных данных по определению  $\alpha$  для различной совокупности влияющих на него факторов и часто встречающихся компоновок теплообменных аппаратов (табл. 3.3).

Увеличение  $\alpha$  при переходе от газов к жидкости свидетельствует о том, что при выборе теплоносителя при прочих приемлемых условиях следует отдавать предпочтение последним.

Таблица 3.2

## Основные критерии подобия и их физический смысл

Формула	Название критерия	Величины, входящие в критерий	Значение критерия
$Re = \frac{w d}{\nu}$	<i>Критерий Рейнольдса</i> (критерий режима движения жидкости)	$w$ — скорость потока, м/с; $d$ — эквивалентный диаметр канала, м; $\nu$ — коэффициент кинематической вязкости, м <sup>2</sup> /с	Характеризует гидродинамический режим движения, являясь мерой отношения сил инерции и вязкости. При малых силах инерции и больших силах вязкости движение ламинарное, в противоположном случае — турбулентное
$Gr = \frac{\rho_p g l^3 \Delta t}{\nu^2}$	<i>Критерий Грасгофа</i> (критерий подъемной силы)	$\beta_p = \frac{1}{\nu_p} \left( \frac{d\nu}{dT} \right)_p$ — коэффициент объемного расширения, К <sup>-1</sup> ; $\beta_p = 1/T$ — для идеального газа; $\Delta t$ — разность температур в двух точках системы потока и стенки, К. Если $\rho_{ж}$ и $\rho_c$ — плотности жидкости в двух точках системы, то $\frac{\rho_{ж} - \rho_c}{\rho_{ж}} = \beta \Delta t$ ; $\beta = \frac{1}{273+t}$	Характеризует гидродинамическое подобие при свободном движении жидкости; ограничит соотношение между подъемной силой, заставляющей всплывать нагретые частицы теплоносителя (архимедова сила), и силой вязкостного трения, препятствующей подъему этих частиц. Чем $Gr$ выше, тем свободное движение интенсивнее
$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$	<i>Критерий Нуссельта</i> (критерий теплоотдачи)	$\alpha$ — коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К); $\lambda$ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К).	Характеризует отношение между интенсивностью теплоотдачи и температурным полем в пограничном слое потока. Чем $Nu$ выше, тем интенсивнее процесс конвективного теплообмена
$Pt = \frac{\nu \rho c_p}{\lambda} = \frac{v}{a}$	<i>Критерий Прандтля</i> (критерий физических свойств жидкости)	$c_p$ — теплоемкость жидкости, при постоянном давлении Дж/(кг·К); $a = \frac{\lambda}{c_p \rho}$ — коэффициент температуропроводности, м <sup>2</sup> /с; $\lambda$ — коэффициент теплопроводности жидкости	Характеризует физические свойства жидкости и способность распространения теплоты в жидкости. Для газов $Pt = 0,67 \dots 1,0$ и зависит только от атомности, для жидкометаллов $Pt = 0,005 \dots 0,05$

Таблица 3.3

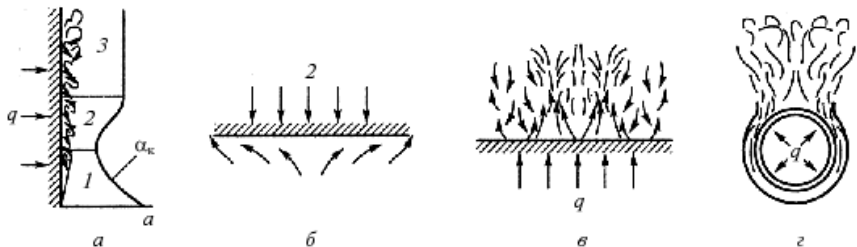
## Ориентировочные значения коэффициента теплоотдачи

Условия конвективного теплообмена	$\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
При естественной конвекции:	
Газ	6...100
Вода	100...1 000
При движении в трубах или между ними:	
Газ	12...300
Вода	1 000...1 200
Кипение воды в трубах (пузырьковое)	580...52 000 и выше
Конденсация водяного пара:	
Пленочная	4 650...17 500
Капельная	46 500...140 000

### 3.3.1. Теплоотдача при естественной конвекции (свободном движении теплоносителя)

Естественная конвекция в больших объемах наблюдается при отоплении помещений, отдаче теплоты в окружающую среду от нагретых поверхностей теплообменных аппаратов (парогенераторов, теплообменников), а также при нагревании жидкостей в больших сосудах. Характер движения жидкости при естественной конвекции в неограниченном пространстве показан на рис. 3.3.

Теплота, поступающая от источника, создает разность температур в обогреваемой подвижной среде, вследствие чего возникают градиенты плотности среды, формирующие гравитационные подъемные силы.



**Рис. 3.3.** Характер движения жидкости при естественной конвекции в неограниченном пространстве: *a* — нагрев вертикальной стенки; *b* — нагрев горизонтальной стенки сверху; *v* — нагрев горизонтальной стенки снизу; *z* — нагрев горизонтальной трубы изнутри; 1, 2, 3 — соответственно ламинарный, локонообразный, турбулентный участки движения

В неограниченном пространстве могут быть три режима движения жидкости (рис. 3.3, а): ламинарный (1), локонообразный (2) и турбулентный (3). Переход из 1 в 3 происходит по мере прогрева жидкости и утолщения в связи с этим пограничного слоя. С изменением характера движения изменяется и величина  $\alpha$ . На участке 1 вследствие увеличения толщины пограничного слоя термическое сопротивление его возрастает и  $\alpha_k$  убывает; на участке 2 коэффициент  $\alpha$  резко возрастает, достигая постоянного значения при турбулентном режиме (участок 3). Таким образом, при теплоотдаче в неограниченном пространстве главную роль играет протяженность поверхности, а не ее геометрическая форма.

В общем случае для определения  $\alpha$  можно пользоваться критериальным уравнением М.А. Михеева и табл. 3.4:

$$Nu = C (Gr Pr)^n, \alpha_k = C\lambda (Gr Pr)^n/l. \quad (3.16)$$

Таблица 3.4

Значение констант  $C$  и  $m$  в уравнении (3.16) в зависимости от  $GrPr$

Константа	Значение констант при $Gr Pr$		
	$10^{-3} \dots 5 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$	$2 \cdot 10^7 \dots 10^{13}$
$C$	1,18	0,54	0,135
$m$	0,125	0,250	0,33

Уравнение (3.16) применимо для тел любой формы при омывании их любыми капельными жидкостями и газами при  $Pr \geq 0,7$ ; за определяющую температуру принимают среднюю температуру пограничного слоя  $t_m = 0,5 (t_k + t_{cr})$ , за определяющий геометрический размер: для труб и шаров — их диаметр; а для плоских стенок — их высоту.

### 3.3.2. Теплоотдача при вынужденном движении

Теплоотдача при вынужденном движении имеет место в различных теплообменных устройствах, поскольку широкие возможности изменения скорости потока в них позволяют легко изменять ее интенсивность.

Вынужденное движение рабочего тела, осуществляемое при помощи нагнетателей — насосов, вентиляторов, компрессоров является самым распространенным в технике.

Движение может быть ламинарным (вязкостным) или, чаще всего, турбулентным. Характер движения определяется значением критерия Рейнольдса  $Re = wd/\nu$ . Ламинарный режим наблюдается при  $Re < 2300$ .

Турбулентное движение может быть при  $Re > 3000$ , но стабильный турбулентный режим наблюдается в обычных условиях при  $Re > 1 \cdot 10^4$ . Между значениями  $Re$  от 2300 до 10 000 движение может носить неустойчивый характер (*переходной режим*).

При ламинарном режиме жидкость движется несмешивающимися геометрически подобными струями, при турбулентном — поток пронизывается хаотически движущимися вихрями и жидкость перемешивается. Чем больше турбулентность, тем интенсивнее перемешивается жидкость, однако температура теплоносителя по сечению практически постоянна, поэтому роль свободной конвекции, зависящей от разности температур, заметного влияния на теплоотдачу не оказывает.

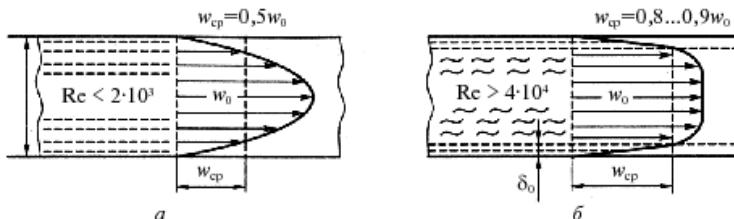
У стенки всегда наблюдается *вязкий подслои* (ламинарный пограничный слой), в котором жидкость движется крайне медленно и как бы прилипает к поверхности. Теплота через этот тонкий слой распространяется только теплопроводностью, и в нем наблюдается очень резкое падение температуры — от температуры жидкости до температуры стенки. Пограничный слой ограничивает теплоотдачу от жидкости к стенке.

Наоборот, при ламинарном движении в трубах перенос теплоты в радиальном направлении осуществляется путем теплопроводности и теплоотдачи от жидкости к стенке (или наоборот) и протекает медленно вследствие малой теплопроводности жидкости.

Для расчета теплоотдачи при вынужденном движении жидкости внутри или снаружи круглой трубы (рис. 3.4, *а, б*) применяются критериальные уравнения типа

$$Nu = C Re^m Pr^n,$$

где  $C$ ,  $m$ , и  $n$  определяются по опытным данным в зависимости от условий эксперимента.



**Рис. 3.4.** Теплоотдача при вынужденном течении жидкости: распределение скоростей по сечению трубы при ламинарном (*а*) и турбулентном (*б*) режимах

При ламинарном течении любой жидкости рекомендуется применять критериальное уравнение М.А. Михеева

$$\text{Nu} = 0,17 \text{Re}_{\text{ж}}^{0,33} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} \text{Gr}_{\text{ж}}^{0,1} (\text{Pr}_{\text{ж}} / \text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25}.$$

Определяющая температура — температура жидкости, определяющий размер — эквивалентный диаметр  $d_{\text{экв}} = 4F/\pi$  (где  $F$  — площадь сечения канала,  $\pi$  — периметр сечения). Критерий  $\text{Pr}_{\text{ст}}$  выбирается по средней температуре стенки. Параметр  $(\text{Pr}_{\text{ж}}/\text{Pr}_{\text{ст}})$  учитывает влияние направления теплового потока и температурного напора. Это уравнение применимо в широком диапазоне значений  $\text{Pr}$  и  $\text{Gr}$ .

При *турбулентном движении* в результате интенсивного перемешивания температура жидкости по сечению ядра практически одинакова, поэтому критериальное уравнение для этого случая имеет вид

$$\text{Nu} = 0,021 \text{Re}_{\text{ж}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} (\text{Pr}_{\text{ж}} / \text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25}.$$

Определяющие параметры те же, что и в предыдущем уравнении. Эта формула применима для всех капельных и газообразных жидкостей ( $\text{Pr} = 0,7...2500$ ) при  $\text{Re} > 10^4$ .

### 3.3.3. Теплоотдача при кипении жидкости

Фазовые превращения вещества — кипение, испарение, конденсация, сублимация — сопровождаются существенным изменением условий теплообмена около поверхности. Переход теплоносителя из одного агрегатного состояния в другое влияет на механизм и интенсивность теплообмена.

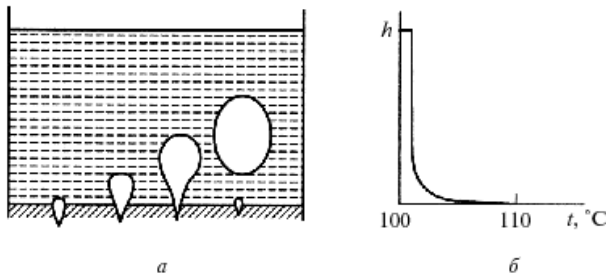
Теплообмен при кипении воды является важнейшим процессом, протекающим в парогенераторах (котлах), различных испарителях и атомных реакторах, и по своей физической сущности отличается большой сложностью.

Процесс парообразования — кипение — характеризуется образованием новых свободных поверхностей раздела жидкой и паровой фаз внутри жидкости, нагретой выше температуры насыщения.

Возникновение процесса кипения возможно только при наличии в жидкости центров парообразования, которыми являются взвешенные частички и неровности, микротрещины поверхности нагрева, а также адсорбированные на поверхности нагрева газы. При испарении жидкости в полости пузырей объем их увеличивается, и пузыри, достигнув определенного размера, отрываются от стенки. Размер пузыря при обрыве определяется условиями механического равновесия между подъемной силой, стремящейся оторвать пузырек от по-

верхности, и силой поверхностного натяжения, удерживающего его на поверхности.

После зарождения паровые пузыри быстро растут, отрываются от поверхности и всплывают, но небольшие части их остаются на поверхности и служат зародышами следующих пузырей (рис. 3.5, а).



**Рис. 3.5.** Схема зарождения паровых пузырей в микротрещине обогреваемой поверхности (а) и распределение температуры по высоте сосуда с кипящей водой (б)

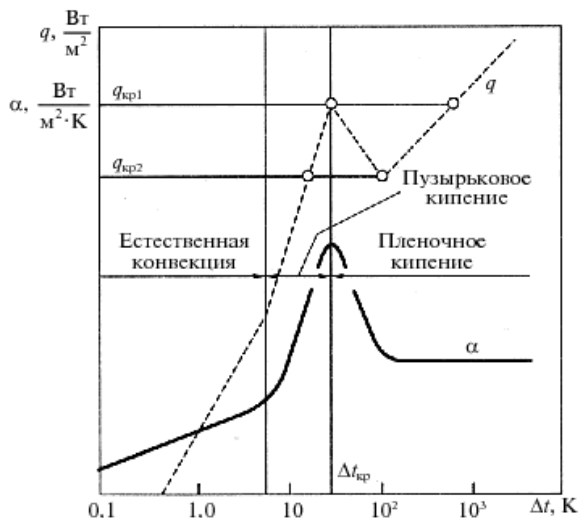
Сами пузыри забирают от обогреваемой поверхности немного теплоты, но они интенсивно перемешивают жидкость во всем объеме, и главное — в пограничном слое, приводя к резкой интенсификации теплоотдачи к кипящей жидкости по сравнению с обычной естественной конвекцией.

Число центров парообразования на греющей поверхности увеличивается по мере роста плотности теплового потока  $q$ , поскольку при этом увеличивается перегрев жидкости у стенки.

Механизм парообразования и интенсивность теплообмена определяются разностью температур стенки и жидкости  $\Delta t = t_c - t_{ж}$  (*температурным напором*). На рисунке 3.6 изображена типичная зависимость коэффициента теплоотдачи и тепловой нагрузки (плотности теплового потока) от температурного напора.

При значениях  $\Delta t < 5^\circ\text{C}$  количество отделяющихся от поверхности нагрева пузырьков невелико, они не способны еще вызвать существенного перемешивания жидкости. В этих условиях интенсивность теплообмена определяется свободным движением жидкости и коэффициент теплоотдачи слабо увеличивается с ростом  $\Delta t$ . Такой режим кипения называется *конвективным* (зона естественной конвекции на рис. 3.6).

Дальнейшее увеличение температурного напора  $\Delta t$  сопровождается ростом числа пузырьков пара, их движение после отрыва вызывает интенсивное перемешивание жидкости. Наступает режим развитого пу-



**Рис. 3.6.** Зависимость плотности теплового потока  $q$  и коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  от перегрева стенки  $\Delta t = t_c - t_n$  (в логарифмических координатах)

зырькового кипения, при котором коэффициент теплоотдачи и тепловая нагрузка резко возрастают (зона пузырькового кипения на рис. 3.6).

При некоторой величине  $\Delta t$  отдельные пузырьки пара начинают соединяться и образуют паровую пленку, которая покрывает сначала отдельные участки поверхности нагрева, а затем отделяет полностью жидкость от поверхности нагрева. Пленка периодически разрушается и уходит от поверхности в виде больших пузырей. Вместо разрушившейся пленки возникает новая. Такое кипение называется *пленочным*.

В этих условиях теплота передается от поверхности нагрева к жидкости путем теплопроводности, конвективного теплообмена и излучения, а испарение происходит с поверхности пленки. Так как теплопроводность пара значительно меньше теплопроводности жидкости, то появление паровой пленки приводит к резкому уменьшению коэффициента теплоотдачи (зона пленочного кипения на рис. 3.6).

Когда пленка устойчиво покрывает всю поверхность нагрева, условия теплообмена стабилизируются и при дальнейшем росте  $\Delta t$  коэффициент теплоотдачи остается практически неизменным, а тепловая нагрузка увеличивается пропорционально  $\Delta t$ .

В области перехода пузырькового кипения в пленочное зависимость  $q = f(\Delta t)$  имеет максимальное значение. Величины  $\Delta t$ ,  $\alpha$ ,  $q$ , соответствующие моменту перехода пузырькового режима кипения в пленочное, называются *критическими*.



Для воды они равны:  $\Delta t_{кр} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\alpha_{кр} = 46\,500 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ,  $q_{кр1} = 1,16 \cdot 10^6 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

В технике стараются не приближаться к критической тепловой нагрузке  $q_{кр1}$ , соответствующей переходу к пленочному режиму кипения. Дело в том, что в аппаратах, в которых тепловой поток задается независимо от интенсивности теплоотдачи (например, в электронагревателях), случайное, даже непродолжительное по времени превышение тепловой нагрузки над  $q_{кр1}$  приведет к переходу в пленочный режим кипения, и температура нагревателя резко возрастет — почти на  $1000 \text{ }^\circ\text{C}$  (см. рис. 3.6). Даже легированные стали не выдерживают столь высоких температур. Обратный переход к пузырьковому кипению происходит только при достаточно сильном снижении тепловой нагрузки (до  $q_{кр2}$ ).

Для расчета  $\alpha_{кр}$  для воды при пузырьковом режиме кипения при  $p = 1 \dots 200 \text{ бар}$  можно использовать формулу

$$\alpha_{кр} = 3,4q^{0,7} \cdot p_s^{0,18} = 33,4\Delta t^{2,33} p_s^{0,5},$$

где  $p_s$  — давление насыщенных паров воды;  $\Delta t$  — температурный напор ( $\Delta t = t_c - t_s$ );  $q$  — тепловая нагрузка,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ .

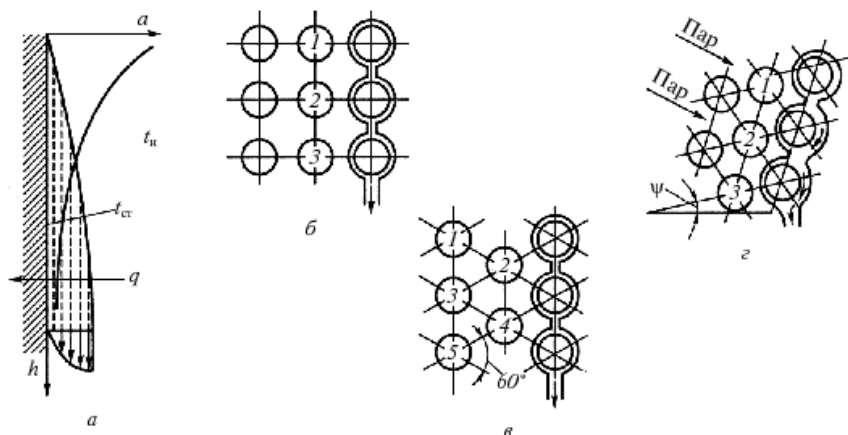
### 3.3.4. Теплоотдача при конденсации

Переход вещества из газообразного состояния в жидкое называют *конденсацией*. Различают конденсацию в объеме пара или парогазовой смеси и конденсацию на поверхности твердого тела или жидкости, с которыми пар находится в контакте. Чаще на практике встречается поверхностная конденсация (конденсаторы турбин, теплообменные аппараты и др.).

Конденсат выпадает на поверхность твердого тела в виде сплошной пленки или в виде отдельных капель жидкости, т. е. конденсация может иметь *пленочный* или *капельный* характер. Возможна и *смешанная* конденсация, при которой на различных участках поверхности наблюдаются как пленочная, так и капельная конденсация.

Освобождающаяся при конденсации теплота передается холодной поверхности. При пленочной конденсации пар отделен от стенки тонким слоем конденсата, который создает значительное термическое сопротивление тепловому потоку. При капельной конденсации возможен непосредственный контакт пара со стенкой, и поэтому теплообмен протекает во много раз интенсивнее, чем при пленочной конденсации (в 5—10 раз).

На рисунке 3.7, *a* представлен процесс пленочной конденсации на вертикальной поверхности. По мере стекания конденсата с поверхности высотой  $h$  количество конденсата увеличивается, соответственно возрастают толщина пленки  $\delta$  и средняя по толщине скорость течения конденсата. При значениях числа Рейнольдса  $Re = w\delta/\nu$ , превышающих  $Re_{кр} = 400$ , ламинарное течение переходит в турбулентное.



**Рис. 3.7.** Изменение коэффициента теплоотдачи по высоте пластины при пленочной конденсации пара (*a*) и схемы расположения труб (1–5) в конденсаторах: *b* — коридорная; *v* — ромбическая; *z* — ромбическая с утонченной пленкой (схема Жинаба)

На коэффициент теплоотдачи оказывает влияние направление движения пара. Движение пара вдоль вертикальной стенки вниз увеличивает скорость течения пленки, уменьшает ее толщину и увеличивает коэффициент теплоотдачи. При противоположном движении пара и пленки наблюдается обратный эффект.

В многорядных пучках труб конденсат стекает с верхних рядов на нижние и пленка становится все толще, а  $\alpha$  — все меньше (рис. 3.7, *b*, *v*). Для борьбы с этим явлением разработаны оптимальные комбинации расположения труб в пучке (например, в конденсаторах паротурбинных установок). Наибольшее значение  $\alpha$  имеет при ромбическом расположении труб под углом  $60^\circ$  в пучке, повернутым на угол  $\psi$ . Такая схема носит название схемы Жинаба (рис. 3.7, *z*).

Большое влияние на интенсивность теплоотдачи при конденсации оказывает содержание в паре газов. Скапливаясь у теплоотдающих или тепловоспринимающих поверхностей, газы резко уменьшают ко-

эффицент теплоотдачи (за счет малого значения их теплопроводности). Так, например, наличие в паре 2% воздуха уменьшает  $\alpha$  примерно в три раза. Поэтому в теплообменниках с двухфазной средой предусматривают отсос газов и продувку застойных зон.

## 3.4. Лучистый теплообмен

*Тепловое излучение* есть результат превращения внутренней энергии тел в энергию электромагнитных колебаний. При попадании тепловых лучей (волн) на другое тело их энергия частично поглощается им, снова превращаясь во внутреннюю. Так осуществляется лучистый теплообмен между телами.

Из курса физики известно, что все тела при температурах, отличных от абсолютного нуля, излучают и поглощают кванты электромагнитного поля — фотоны, распространяющиеся со скоростью света ( $c = 3 \cdot 10^8$  м/с).

При температурах, с которыми обычно имеют дело в технике, основное количество энергии излучается при  $\lambda = 0,8 \dots 400$  мкм (где  $\lambda$  — длина волны). Эти лучи принято называть *тепловыми (инфракрасными)*. Излучение состоит из видимого (светового) излучения (0,4...0,8 мкм) и инфракрасного излучения (0,8...400 мкм).

### 3.4.1. Основные определения

*Тепловой поток, излучаемый на всех длинах волн с единицы поверхности тела по всем направлениям, называется поверхностной плотностью потока интегрального излучения  $E$  (Вт/м<sup>2</sup>).*

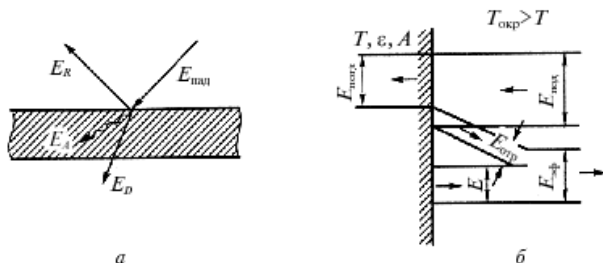
Излучательная способность определяется природой данного тела и его температурой. Это собственное излучение тела.

Поскольку свет и тепловое излучение имеют одинаковую природу, между ними много общего. Часть энергии излучения  $E_{\text{пад}}$ , падающей на тело (рис. 3.8, а), поглощается ( $E_A$ ), часть отражается ( $E_R$ ) и часть проникает сквозь него ( $E_D$ ). Таким образом,

$$E_A + E_R + E_D = E_{\text{пад}}. \quad (3.17)$$

Это уравнение теплового баланса можно записать в безразмерной форме

$$A + R + D = 1.$$



**Рис. 3.8.** Распределение энергии излучения, падающей на тело (а) и соотношение величин  $E_{\text{пад}}$ ,  $E_{\text{полл}}$ ,  $E_{\text{отр}}$  и  $E_{\text{эф}}$  (б)

Величина  $A = E_A/E_{\text{пад}}$  называется *коэффициентом поглощения*;  $R = E_R/E_{\text{пад}}$  — *коэффициентом отражения*;  $D = E_D/E_{\text{пад}}$  — *коэффициентом пропускания*.

Тело, поглощающее все падающее на него излучения, называется *абсолютно черным*. Для этого тела  $A = 1$ . Тела, для которых коэффициент  $0 < A < 1$  и не зависит от длины волны падающего излучения, называются *серыми*. Для абсолютно белого тела  $R = 1$ , для абсолютно прозрачного  $D = 1$ .

Если поверхность поглощает тепловые лучи, но не поглощает световые, она не кажется черной. Более того, наше зрение может воспринимать такую поверхность как белую — например снег, для которого  $A = 0,98$ . Стекло, прозрачное в видимой части спектра, почти не прозрачно для тепловых лучей ( $A = 0,94$ ).

Твердые и жидкие тела в большинстве излучают энергию всех длин волн в интервале от 0 до  $\infty$ , т. е. имеют сплошной спектр излучения (хотя наибольшее количество энергии испускается в пределах длин волн 0,8...80 мкм). Чистые (неокисленные) металлы и газы характеризуются выборочным — *селективным* излучением, т. е. излучают энергию только определенных длин волн.

В большинстве твердых и жидких тел поглощение тепловых лучей завершается в тонком поверхностном слое, т. е. не зависит от толщины тела. Для этих тел тепловое излучение обычно рассматривается как поверхностное явление. В газе, в силу значительно меньшей концентрации молекул, процесс лучистого теплообмена носит объемный характер. Коэффициент поглощения газа зависит от размера («толщины») газового объема и величины давления газа, т. е. концентрации поглощающих молекул.

Сумма потоков собственного и отраженного телом излучений называется его *эффективным излучением* (рис. 3.8, б)

$$E_{\text{эф}} = E + RE_{\text{пад}}.$$

*Суммарный процесс взаимного испускания, поглощения, отражения и пропускания энергии излучения в системах тел называется лучистым теплообменом.*

### 3.4.2. Основные законы лучистого теплообмена

**Закон Планка** устанавливает распределение интенсивности излучения по различным участкам спектра длин волн  $\lambda$ . Выделим участок  $d\lambda$  в окрестности точки  $\lambda_i$  спектра (рис. 3.9). В этом интервале длин волн излучается энергия  $dE$ . Величина  $I_{0\lambda_i} = dE/d\lambda$ , характеризует интенсивность излучения на данной длине волны  $\lambda_i$  и называется *спектральной плотностью потока излучения*.

Связь спектральной плотности потока излучения абсолютно черного тела  $I_{0\lambda}$  (в дальнейшем все характеристики абсолютно черного тела будем записывать с индексом «нуль») с длиной волны излучения  $\lambda$  и абсолютной температурой тела была установлена в 1900 г. М. Планком

$$I_{0\lambda} = \frac{c_1 \lambda^{-5}}{(e^{c_2/(\lambda T)} - 1)}.$$

В этом выражении  $c_1 = 3,74 \cdot 10^{-16}$  Вт/м<sup>2</sup> и  $c_2 = 1,44 \cdot 10^{-2}$  м·К — постоянные излучения;  $e$  — основание натуральных логарифмов.

**Закон Вина.** На рисунке 3.9 видно, что плотность потока излучения  $I_{0\lambda}$  возрастает от нуля при  $\lambda = 0$  до максимума при определенной длине волны  $\lambda_m$  и снова стремится к нулю при  $\lambda \rightarrow \infty$ .

В. Вин в 1893 г. установил, что произведение  $T\lambda_m$  есть величина постоянная, м·К:

$$T\lambda_m = 2,898 \cdot 10^{-3}.$$

Из этого выражения следует, что с ростом температуры максимум излучения смещается в сторону коротких волн. Так, в излучении с поверхности Солнца ( $T \approx 5500$  К) максимум приходится на видимую часть спектра ( $\lambda \approx 0,5$  мкм), а в излучении электронагревателя ( $T \approx 1100$  К)  $\lambda_m \approx 3$  мкм, причем энергия видимого (светового) излучения ничтожна в сравнении с энергией теплового (инфракрасного) излучения.

**Закон Стефана — Больцмана.** Нарисунке 3.9 площадь заштрихованного прямоугольника, равная произведению  $I_{0\lambda} d\lambda$ , определяет поверхност-

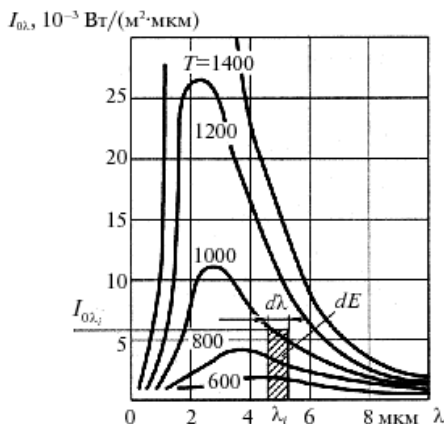


Рис. 3.9. Спектральная плотность потока излучения по закону Планка

ную плотность потока излучения абсолютно черного тела  $dE_0 = I_0 d\lambda$  в диапазоне длин волн от  $\lambda_i$  до  $\lambda_i + d\lambda$ .

Поверхностная плотность потока интегрального излучения абсолютно черного тела  $E_0$  определяется суммированием  $dE$  по всем длинам волн, т. е. площадью под кривой для данной температуры тела:

$$E_0 = \int_0^{\infty} I_{0\lambda} d\lambda.$$

Подставив в это выражение  $I_{0\lambda}$  и проинтегрировав, получим уравнение

$$E_0 = \sigma_0 T^4, \quad (3.18)$$

где  $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$  Вт/(м $\cdot$ К $^4$ ) — постоянная Больцмана.

Формула (3.18) была получена опытным путем в 1879 г. И. Стефаном и теоретически обоснована в 1881 г. Л. Больцманом.

Для технических расчетов закон Стефана — Больцмана обычно записывают в виде

$$E_0 = c_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4, \quad (3.18)$$

где  $c_0 = 5,67$  Вт/(м $\cdot$ К $^4$ ) — излучательная способность абсолютно черного тела.

Тела, с которыми мы имеем дело на практике, излучают меньше тепловой энергии, чем абсолютно черное тело при той же температуре. Если они излучают при этом во всем диапазоне спектра длин волн,

они называются серыми. *Отношение поверхностной плотности потока собственного интегрального излучения  $E$  данного тела к поверхностной плотности потока интегрального излучения  $E_0$  абсолютно черного тела при той же температуре называется коэффициентом теплового излучения (или степенью черноты):*

$$\varepsilon = E/E_0.$$

Используя понятие коэффициента теплового излучения, можно записать закон Стефана — Больцмана для реального тела:

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon c_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4 = c \left( \frac{T}{100} \right)^4,$$

где  $c = \varepsilon c_0$  — излучательная способность серого тела, Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>).

Коэффициент теплового излучения  $\varepsilon$  меняется для различных тел от нуля до единицы в зависимости от материала, состояния поверхности, температуры (табл. 3.5).

Таблица 3.5

## Степень черноты различных материалов

Название материала	Температура, °С	Величина $\varepsilon$
Алюминий:		
полированный	225...575	0,039...0,057
с шероховатой поверхностью	26	0,055
Сталь:		
листовая шлифованная	940...1100	0,55...0,61
окисленная	200...600	0,80
Чугун обточенный	830...990	0,60...0,70
Кирпич:		
красный строительный	20	0,93
огнеупорный	1100	0,75
Штукатурка известковая шероховатая	10...90	0,91
Сажа ламповая	40...370	0,945
Вода	0...100	0,95...0,963
Масляные краски различных цветов	100	0,92...0,96

**Закон Кирхгофа** устанавливает количественную связь между энергиями излучения и поглощения для серого и абсолютно черного тел. Он указывает, что отношение излучательной способности тела к его

поглощательной способности одинаково для всех тел и зависит только от температуры, т. е. для всех тел при данной температуре

$$E/A = \text{const} = f(T).$$

Выше указывалось, что степень черноты серого тела  $\varepsilon = E/E_0$ . Следуя закону Кирхгофа, можно записать

$$E/A = E_0/A_0,$$

и поскольку  $A_0 = 1$ , то  $E/A = E_0$  и  $\varepsilon = A$ .

В соответствии с законом Кирхгофа отношение энергии излучения к коэффициенту поглощения не зависит от природы тела и равно энергии излучения абсолютно черного тела при той же температуре. Чем больше коэффициент поглощения, тем больше для этого тела и энергия излучения. Если тело мало излучает, то оно мало и поглощает.

Закон Кирхгофа справедлив не только для всего спектра в целом, но и для излучения определенной длины волны (монохроматического излучения).

**Закон Ламберта.** Ранее было показано, что закон Стефана — Больцмана определяет количество энергии, излучаемой телом по всем направлениям. Однако интенсивность зависит от его направления, определяемого углом  $\varphi$ , который оно образует с нормалью к поверхности (рис. 3.10). И. Ламбертом было установлено, что максимальное излучение  $E_n$  имеет место в направлении нормали к поверхности. Количество энергии ( $E_\varphi$ ), излучаемой под углом  $\varphi$  к нормали, пропорционально косинусу угла  $\varphi$ :

$$E_\varphi = E_n \cos \varphi.$$

Отсюда видно, что интенсивность излучения вдоль поверхности (при  $\varphi = 90^\circ$ ) равна нулю.

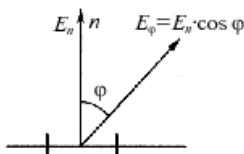


Рис. 3.10. К закону Ламберта

### 3.4.3. Теплообмен излучением между твердыми телами

Вначале рассмотрим теплообмен между двумя единичными (по  $1 \text{ м}^2$ ) поверхностями, обращенными друг к другу с небольшим за-



зором, причем  $T_1 > T_2$ . В этой системе  $E_1$  — энергия собственного излучения первого тела на второе,  $E_2$  — второго на первое.

Используем понятие эффективного излучения тела, которое равно сумме собственного и отраженного излучений тела (см. рис. 3.8, б). В результате получим, что плотность результирующего теплового потока от первого тела на второе равна

$$q_{1,2} = E_{\text{эф}1} - E_{\text{эф}2}.$$

Опуская подстановки и замены соответствующих величин, считая, что коэффициенты теплового излучения обеих поверхностей не меняются заметно в диапазоне температур  $T_1 \dots T_2$ , получим

$$q_{1,2} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} c_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

Величина

$$\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \varepsilon_{\text{пр}}$$

называется *приведенным коэффициентом теплового излучения системы тел (приведенная степень черноты системы двух тел)*. С учетом  $\varepsilon_{\text{пр}}$  формула для полного теплового потока записывается в виде

$$Q_{1,2} = \varepsilon_{\text{пр}} c_0 F \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (3.19)$$

где  $F$  — площадь теплообменной поверхности, одинаковая в нашем случае для обоих тел.

Из анализа величины  $\varepsilon_{\text{пр}}$  видно, что она меняется от нуля до единицы, оставаясь всегда меньше и  $\varepsilon_1$ , и  $\varepsilon_2$ .

В соответствии с формулой (3.19) *полный поток теплоты, передаваемой излучением от горячего тела более холодному, пропорционален площади поверхности тела, приведенному коэффициенту теплового излучения системы и разности четвертых степеней абсолютных температур тел.*

На практике часто имеет место случай, когда одна теплообменная поверхность находится внутри другой с большим зазором. В отличие от теплообмена между близко расположенными поверхностями одинаковой величины здесь лишь часть излучения поверхности  $F_2$  попадает на  $F_1$ . Остальная энергия воспринимается самой же поверхностью  $F_2$ . Количество излученной внутренним телом внешнему телу теплоты

можно также определить по формуле (3.19), если вместо  $F$  подставить поверхность меньшего тела  $F_1$ , а приведенный коэффициент теплового излучения системы определить по формуле

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}.$$

В общем случае теплообмена каждое из тел излучает в сторону другого лишь часть своей энергии излучения, остальная часть рассеивается в пространстве или попадает на другие тела. Поэтому в расчетную формулу (3.19) вводится поправочный коэффициент, называемый *коэффициентом облученности тела*  $\varphi_{1,2}$ , учитывающий долю излучения первого тела, которая воспринимается вторым телом.

Таким образом, теплообмен между двумя произвольно расположенными телами может быть рассчитан по формуле

$$Q_{1,2} = \varphi_{1,2} \varepsilon_{\text{пр}} c_0 F \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (3.20)$$

Коэффициент облученности называют также *угловым коэффициентом излучения*. Это чисто геометрический фактор, зависящий только от формы, размеров тел и их взаимного расположения. Различают коэффициент облученности первым телом второго  $\varphi_{1,2}$  и коэффициент облученности вторым телом первого  $\varphi_{2,1}$ . При этом  $\varphi_{1,2} F_1 = \varphi_{2,1} F_2$ . Коэффициент облученности определяется аналитически или экспериментально. Для большинства частных случаев, имеющих место в технике, значения коэффициентов облученности или соответствующие формулы для их расчета приводятся в справочниках. Если все излучение одного тела попадает на другое, то  $\varphi_{1,2} = 1$ .

В приближенных расчетах лучистого теплообмена между двумя произвольно расположенными телами величину  $\varepsilon_{\text{пр}}$  допустимо рассчитывать по формуле  $\varepsilon_{\text{пр}} = \varepsilon_1 \varepsilon_2$ .

При  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2 \geq 0,8$  ошибка таких расчетов меняется от 0 до 20% при изменении отношения  $F_1/F_2$  от 1 до 0.

#### 3.4.4. Влияние экранов на излучение

Для защиты от перегрева некоторых элементов теплотехнического оборудования требуется уменьшить лучистый теплообмен. В этом слу-

чае между излучателем и обогреваемым элементом ставят перегородки, называемые экранами.

На рис. 3.11 представлен пример лучистого теплообмена между двумя поверхностями через экран. Если исключить из рассмотрения конвекцию и теплопроводность и принять, что  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \varepsilon$  и  $T_1 > T_2$ , можно получить  $q_{1,2}^3 / q_{1,2} = 0,5$ , т. е. установка одного экрана уменьшает поток излучения вдвое.

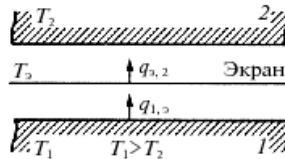


Рис. 3.11. Лучистый теплообмен между двумя поверхностями через экран

Можно показать, что при установке  $n$  экранов с  $\varepsilon_3 \neq \varepsilon$  ( $\varepsilon = \varepsilon_1 = \varepsilon_2$ ):

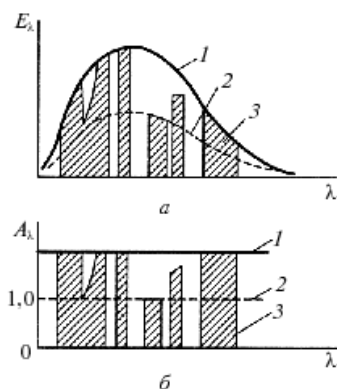
$$\frac{q_{1,2}^3}{q_{1,2}} = \frac{1}{1 + n \frac{\varepsilon(2 - \varepsilon_3)}{\varepsilon_3(2 - \varepsilon)}}.$$

Если  $\varepsilon = 0,8$  (окисленная стальная поверхность), а  $\varepsilon_3 = 0,1$  (полированная металлическая поверхность), то при наличии одного экрана  $q_{1,2}^3 / q_{1,2} = 0,073$ , т. е. лучистый тепловой поток уменьшается более чем в 13 раз. При наличии трех таких экранов лучистый теплообмен снижается в 39 раз! На этом основано конструирование специальной изоляции, состоящей из множества полированных металлических пластин или фольги с зазорами, широко применяемой в последнее время. Для исключения конвекции и теплопроводности из зазоров откачивают воздух. Такая изоляция называется вакуумно-многослойной.

### 3.4.5. Излучение и поглощение в газах

Ранее было показано, что излучение твердых тел распределено хотя и неравномерно, но по всем длинам волн, т. е. имеет сплошной спектр. В отличие от этого газы излучают и поглощают лучи только в определенных для каждого газа интервалах длин волн, т. е. они обладают избирательной, или селективной, излучательно-поглощательной способностью и имеют спектр в виде полос — полосовой (рис. 3.12

и табл. 3.6). Это объясняется тем, что газы излучают и поглощают свободными молекулами, а твердые тела — огромным числом связанных молекул.



**Рис. 3.12.** Спектры излучения (а) и поглощения (б):  
1 — абсолютно черного тела; 2 — серого тела; 3 — газа

Таблица 3.6

**Основные полосы поглощения  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$**

$\text{CO}_2$		$\text{H}_2\text{O}$	
$\lambda$ , мкм	$\Delta\lambda$ , мкм	$\lambda$ , мкм	$\Delta\lambda$ , мкм
2,0...3,0	1,0	2,2...3,0	0,8
4,0...4,8	0,8	4,8...8,5	3,7
12,5...16,5	4,0	12...30	18

Одноатомные и двухатомные газы почти полностью пропускают тепловое излучение, являются диатермичными, поэтому поглощение в них обычно не учитывают. Трехатомные и многоатомные газы обладают излучательно-поглощательной способностью в определенном диапазоне длин волн. Так, например, основные продукты сгорания органического топлива  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$  имеют в своем спектре три полосы в диапазоне волн  $\lambda = 2,24...30$  мкм.

Другой особенностью теплообмена излучением в газах является взаимное излучение и поглощение молекул всей массы газа, а не какой-то определенной поверхности, как это свойственно твердым телам. Эта особенность серьезно затрудняет расчет теплообмена излучением и делает его весьма приближенным.

Так, для ориентировочного расчета излучения газов в пустоту можно использовать уравнение Стефана — Больцмана

$$E_r = c_0 \varepsilon_r \left( \frac{T_r}{100} \right)^4 = c \left( \frac{T_r}{100} \right)^4,$$

где  $\varepsilon_r$  — коэффициент черноты (или  $A_r = \varepsilon_r$ ), зависит от температуры  $T_r$ , парциального давления данного газа в смеси  $p_{ir}$  и пути пробега излучения  $l_{ir}$ , который часто бывает равен толщине слоя газа  $\delta_r$ :

$$\varepsilon_r = f(T_r, p_{ir}, l_{ir}).$$

Эта функция для различных газов имеет различный вид, но в любом случае, если ее ввести в  $E_r$ , окажется, что  $E_r$  будет пропорциональна уже не  $T^4$ , а  $T^n$ , где  $n < 4$ ; например, для  $\text{CO}_2 n = 3,5$ , а для  $\text{H}_2\text{O} n = 3$ .

Из таблицы 3.6 в которой приведены основные полосы поглощения  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ , видно, что в световой части спектра  $\text{CO}_2$  и пары  $\text{H}_2\text{O}$  не излучают и не поглощают. В коротковолновой части спектра газы поглощают и излучают хуже, чем в длинноволновой. Так, для коротковолнового излучения Солнца атмосфера Земли является практически прозрачной, в то время как длинноволновое тепловое излучение Земли в большей степени улавливается ею. Этим обусловлен «парниковый эффект» влияния атмосферы на возможное потепление климата при увеличении содержания в ней  $\text{CO}_2$  вследствие производственной деятельности человека.

С ростом температуры, когда максимум излучения смещается в область коротких волн, коэффициент теплового излучения газа уменьшается.

Выше отмечалось, что излучение газов носит объемный характер. Способность газа излучать энергию изменяется в зависимости от плотности и толщины газового слоя. Чем выше плотность излучающего компонента газовой смеси, определяемая парциальным давлением  $p_i$ , и чем больше толщина слоя  $l$ , тем больше молекул принимает участие в излучении и тем выше его излучательная способность и коэффициент поглощения.

Возможное присутствие в газе золы и сажи существенно увеличивает коэффициент излучения объема и должно учитываться отдельно.

### 3.5. Теплопередача (сложный теплообмен)

Рассмотренные выше виды теплообмена на практике по отдельности встречаются редко. Как правило, теплообмен протекает одновременно посредством двух, а чаще трех видов теплообмена. Такой теплообмен называется *сложным*.

Часто приходится рассчитывать стационарный процесс переноса теплоты от одного теплоносителя к другому через разделяющую их стенку (рис. 3.13). Такой процесс называется *теплопередачей*.

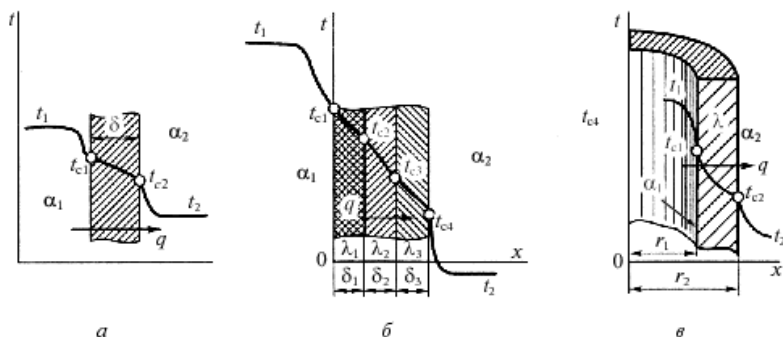


Рис. 3.13. Теплопередача через однослойную (а), многослойную (б) и цилиндрическую (в) стенки

Процесс передачи теплоты от греющей жидкости с температурой  $t_1$  к нагреваемой с температурой  $t_2$  в этом случае складывается из следующих процессов:

- теплообмена между греющей жидкостью и стенкой;
- передачи теплоты через стенку путем теплопроводности;
- теплообмена между стенкой и нагреваемой жидкостью.

При установившемся тепловом состоянии тепловые потоки: от греющей жидкости к стенке (индекс с), прошедший через стенку и, наконец, от стенки к нагреваемой жидкости — одинаковы.

Поэтому для плотности теплового потока можно записать:

$$q = \alpha_1(t_1 - t_{c1});$$

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(t_{c1} - t_{c2});$$

$$q = \alpha_2(t_{c2} - t_2),$$

откуда получим

$$q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}(t_1 - t_2) = K(t_1 - t_2),$$

или  $q = K\Delta t$ ,

где  $\Delta t$  — температурный напор, а

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3.21)$$

называется *коэффициентом теплопередачи*. Он характеризует интенсивность процесса теплопередачи от одного теплоносителя к другому через разделяющую их плоскую стенку.

Величина, обратная коэффициенту теплопередачи, называется общим *термическим сопротивлением* теплопередачи

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

Из этого уравнения следует, что общее термическое сопротивление складывается из частных термических сопротивлений. К ним относятся:  $1/\alpha_1$  и  $1/\alpha_2$  — внешние термические сопротивления теплоотдачи соответственно от горячей жидкости к стенке и от поверхности стенки к холодной жидкости;  $\lambda/\delta$  — внутреннее термическое сопротивление теплопроводности стенки.

В случае многослойной плоской стенки (рис. 3.13, б) формула (3.21) имеет вид, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$K = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{1}{\alpha_2}}$$

или 
$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \left( \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (3.22)$$

Общее количество теплоты, переданной через одно- или многослойную плоскую стенку поверхностью  $F$  м<sup>2</sup>, будет равно, Вт:

$$Q = qF = KF(t_1 - t_2) = K\Delta t F. \quad (3.23)$$

Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  входят в состав коэффициента теплопередачи, и *следует четко видеть разницу между этими понятиями*.

Формулы (3.22), (3.23) широко применяют на практике для расчета теплообменных аппаратов.

При теплопередаче через тонкие металлические стенки величина  $\delta/\lambda$  принимается равной нулю, тогда формула (3.21) приобретает вид, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}.$$

В случае цилиндрической стенки (рис. 3.13, в) уравнение теплового потока, отнесенного к 1 м длины трубы, будет иметь вид, Вт/м:

$$\frac{Q}{l} = q_l = K_l \pi (t_1 - t_2),$$

где  $K_l$  — линейный (т. е. отнесенный к 1 м длины трубы) коэффициент теплопередачи, Вт/(м·К):

$$K_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}.$$

Величину, обратную  $K_l$ , т. е.  $R_l = 1/K_l$ , называют линейным термическим сопротивлением. В случае многослойной стенки расчетная формула для  $R_l$  имеет вид, м·К/Вт:

$$R_l = \frac{1}{K_l} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_n}.$$

Следует заметить, что если передача теплоты от жидкости (газа) к стенке осуществляется как за счет теплоотдачи конвекцией, так и излучением (топки котлов, камеры сгорания двигателей и пр.), то суммарная плотность теплового потока от жидкости к стенке составляет

$$q = q_k + q_{\text{л}} = \alpha_1^* (t_1 - t_2),$$

где  $q_k, q_{\text{л}}$  — соответственно конвективная и лучистая составляющие плотности теплового потока;  $\alpha_1^* = \alpha_1 + \alpha_{\text{л}}$ ;

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{\varepsilon_r c_0 \left[ \left( \frac{T_{\text{ж}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\text{с}}}{100} \right)^4 \right]}{t_{\text{ж}} - t_{\text{с}}},$$

здесь  $\alpha_{\text{л}}$  — условный коэффициент теплоотдачи, характеризующий передачу теплоты от жидкости к стенке излучением.

**Теплопередача через ребристую стенку.** Оребренные поверхности используются для интенсификации теплообмена. С помощью ребер увеличивается поверхность нагрева (рис. 3.14).



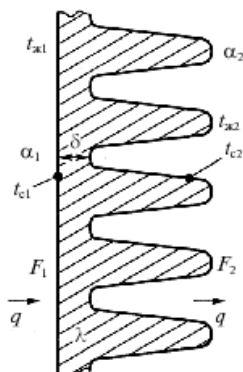


Рис. 3.14. Теплопередача через ребристую стенку

В связи с тем, что поверхность теплообмена с обеих сторон рассматриваемой стенки неодинакова, расчет величин  $K$  и  $q$  можно выполнять для единицы гладкой или ребренной поверхности.

Отношение площади ребрения к площади гладкой стенки называется *коэффициентом ребрения*  $m = F_2/F_1$ .

В этом случае коэффициент теплопередачи:

- для гладкой поверхности стенки

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 m}};$$

- для ребренной поверхности стенки

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} m + \frac{1}{\lambda} m + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Ребристые поверхности широко применяют в теплообменных аппаратах для интенсификации теплопередачи, где коэффициент теплоотдачи мал. С помощью ребер увеличивается поверхность нагрева.

## Контрольные вопросы

1. В чем заключается процесс теплообмена и его физическая сущность? Перечислите виды теплообмена.

2. Объясните процесс теплопроводности и запишите общую формулу теплопроводности в дифференциальном виде.
3. В чем заключаются сущность конвективного теплообмена и метод решения с помощью теории подобия и критериев подобия?
4. Какие существуют частные случаи естественной и вынужденной конвекций и принципы определения коэффициента теплоотдачи?
5. Опишите физические процессы теплообмена при изменении агрегатного состояния вещества (кипении и конденсации).
6. Назовите основные законы лучистого теплообмена.
7. Как происходит теплообмен излучением между двумя телами?
8. Назовите особенности излучения газов.
9. Опишите физическую сущность сложного теплообмена или теплопередачи от одного теплоносителя к другому.
10. Как осуществляется процесс интенсификации теплообмена?

# **ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ**

## **ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ**

---

### **4. ЦИКЛЫ ОСНОВНЫХ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ**

#### **4.1. Общие сведения и типы электростанций**

В настоящее время для получения электрической энергии используют следующие типы электростанций:

- 1) тепловые электростанции (ТЭС), которые подразделяются:
  - на конденсационные (КЭС);
  - теплофикационные (теплоэлектроцентрали — ТЭЦ);
  - газотурбинные (ГТУЭС).

Крупные КЭС, обслуживающие большие районы страны, получили название государственных районных электростанций (ГРЭС);

- 2) гидроэлектростанции (ГЭС) и гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС);

- 3) атомные электростанции (АЭС);
- 4) гелиоэлектростанции, или солнечные электростанции (СЭС);
- 5) геотермальные электростанции (ГТЭС);
- 6) дизельные электростанции (ДЭС);
- 7) приливные электростанции (ПЭС);
- 8) ветроэлектростанции (ВЭС).

Большую часть электроэнергии (как в России, так и в мировой энергетике) вырабатывают ТЭС, АЭС и ГЭС. Состав электростанций различного типа по установленной мощности зависит от наличия и размещения по территории страны гидроэнергетических и теплоэнергетических ресурсов, их технико-экономических характеристик, включая затраты на транспортировку топлива, а также от технико-экономических показателей электростанций.

Рассмотрим некоторые особенности электростанций, которые в той или иной степени приходится учитывать при их строительстве и эксплуатации.

**Тепловые конденсационные электростанции (КЭС)** строят по возможности ближе к местам добычи топлива, удобным для водоснабжения. Их выполняют из ряда блочных агрегатов (котел—турбогенератор—повышающий трансформатор) мощностью 200...1200 МВт, выдающих выработанную энергию в сети 110...750 кВ. Особенность агрегатов КЭС заключается в том, что они недостаточно маневренны: подготовка к пуску, разворот, синхронизация и набор нагрузки требуют 3...6 ч. Поэтому для них предпочтительным является режим работы с равномерной нагрузкой в пределах от номинальной до нагрузки, соответствующей техническому минимуму, определяемому видом топлива и конструкцией агрегата. Коэффициент полезного действия КЭС не превышает 32...40%. Они существенно влияют на окружающую среду — загрязняют атмосферу, изменяют тепловой режим источников водоснабжения.

**Теплофикационные электростанции (ТЭЦ)** строят вблизи потребителей теплоты, используют обычно привозное топливо. Работают эти электростанции наиболее экономично (коэффициент использования теплоты достигает 60...70%) при нагрузке, соответствующей тепловому потреблению и минимальному пропуску пара в часть низкого давления турбин и в конденсаторы. Единичная мощность агрегатов составляет 30...250 МВт. Станции с агрегатами мощностью до 60 МВт включительно выполняют в тепломеханической части с поперечными связями по пару и воде, в электрической части — со сборными шинами 6...10 кВ и выдачей значительной части мощности в местную распределительную сеть. Станции с агрегатами мощностью 100...250 МВт выполняют блочного типа, энергия поступает в сети повышенного напряжения. ТЭЦ, как и КЭС, существенно влияют на окружающую среду.

**Атомные электростанции (АЭС)** могут быть сооружены в любом географическом районе, в том числе и труднодоступном, но при наличии источника водоснабжения. Количество (по массе) потребляемого топлива (уранового концентрата) незначительно, что облегчает требования к транспортным связям. АЭС состоят из ряда агрегатов блочного типа, выдающих энергию в сети повышенного напряжения. Агрегаты АЭС, в особенности на быстрых нейтронах, не маневренны, также как и агрегаты КЭС. По условиям работы и регулирования, а также по технико-экономическим соображениям предпочтительным

является режим с относительно равномерной нагрузкой. К оборудованию АЭС предъявляют повышенные требования надежности. Коэффициент полезного действия составляет 35...38%. Практически АЭС не загрязняют атмосферу. Выбросы радиоактивных газов и аэрозолей незначительны, что позволяет сооружать АЭС вблизи городов и центров нагрузки. Проблемой является захоронение или восстановление отработанных топливных элементов.

**Гидроэлектростанции (ГЭС)** могут быть сооружены там, где имеются гидроресурсы и условия для строительства, что часто не совпадает с расположением потребителей электроэнергии. При сооружении ГЭС обычно преследуют решение комплекса задач, а именно: выработки электроэнергии, улучшения условий судоходства, орошения. Единичная мощность гидроагрегатов достигает 640 МВт. Электрическую часть выполняют по блочным схемам генераторы—трансформаторы с выдачей мощности в сети повышенного напряжения. Гидроагрегаты высокоманевренны: разворот, синхронизация с сетью и набор нагрузки требуют 1...5 мин. При наличии водохранилищ ГЭС может быть целесообразно использована для работы в пиковой части суточного графика системы с частыми пусками и остановками агрегатов. Коэффициент полезного действия ГЭС составляет 85...87%. Станции существенно влияют на водный режим рек, рыбное хозяйство, микроклимат в районе водохранилищ, а также на лесное и сельское хозяйство, поскольку создание водохранилищ связано с затоплением значительных полезных для народного хозяйства площадей.

**Гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС)** предназначены для выравнивания суточного графика энергосистемы по нагрузке. В часы минимальной нагрузки они работают в насосном режиме (перекачивают воду из нижнего водоема и запасают энергию); в часы максимальной нагрузки энергосистемы агрегаты ГАЭС работают в генераторном режиме, принимая на себя пиковую часть нагрузки. ГАЭС сооружают в системах, где отсутствуют ГЭС или их мощность недостаточна для покрытия нагрузки в часы пик. Их выполняют из ряда блоков, выдающих энергию в сети повышенного напряжения и получающих ее из сети при работе в насосном режиме. Агрегаты высокоманевренны и могут быть быстро переведены из насосного режима в генераторный или в режим синхронного компенсатора. Коэффициент полезного действия ГАЭС составляет 70...75%. Их сооружают там, где имеются источники водоснабжения и местные геологические условия позволяют создать напорное водохранилище.

## 4.2. Паротурбинные электрические станции (КЭС и ТЭЦ)

На современных тепловых электростанциях большой мощности превращение теплоты в работу производится в циклах, использующих в качестве основного рабочего тела водяной пар высоких давлений и температур. Водяной пар производится парогенераторами (паровыми котлами), в топках которых сжигаются различные виды органического топлива: уголь, мазут, газ и др.

Термодинамический цикл преобразования тепла в работу с помощью водяного пара был предложен в середине XIX в. инженером и физиком У. Ренкиным. Принципиальная тепловая схема конденсационной электростанции (КЭС), работающей по циклу Ренкина, показана на рис. 4.1, а, а ее общий вид — на рис. 4.1, б.

В парогенераторе 1 за счет теплоты сжигаемого топлива вода, нагнетаемая в парогенератор насосом 5, превращается в водяной пар, который затем поступает в турбину 2, вращающую электрогенератор 3. Тепловая энергия пара преобразуется в турбине в механическую работу, которая, в свою очередь, преобразуется в генераторе в электроэнергию. Из турбины отработанный пар поступает в конденсатор 4. В конденсаторе пар конденсируется (превращается в воду). Насос 5 нагнетает конденсат в парогенератор, замыкая таким образом цикл.

Цикл Ренкина на перегретом паре (рис. 4.2) состоит из следующих процессов:

- изобара 4—5—6—1 — процесс нагрева, испарения воды и перегрева пара в парогенераторе за счет подводимой теплоты сгорания топлива  $q_1$ ;
- адиабата 1—2 — процесс расширения пара в турбине с совершением полезной внешней работы  $l_a^r$ ;
- изобара 2—3 — процесс конденсации отработанного пара с отводом теплоты  $q_2$  охлаждающей водой;
- адиабата 3—4 — процесс сжатия конденсата питательным насосом до первоначального давления в парогенераторе с затратой подводимой извне работы  $l_a^H$ .

В соответствии со вторым законом термодинамики полезная работа за цикл равна разности подведенного и отведенного в цикле тепла

$$l_{\text{п}}^{\text{пол}} = q_1 - q_2 = l_a^r - l_a^H.$$

Термический КПД цикла Ренкина определяется по уравнению

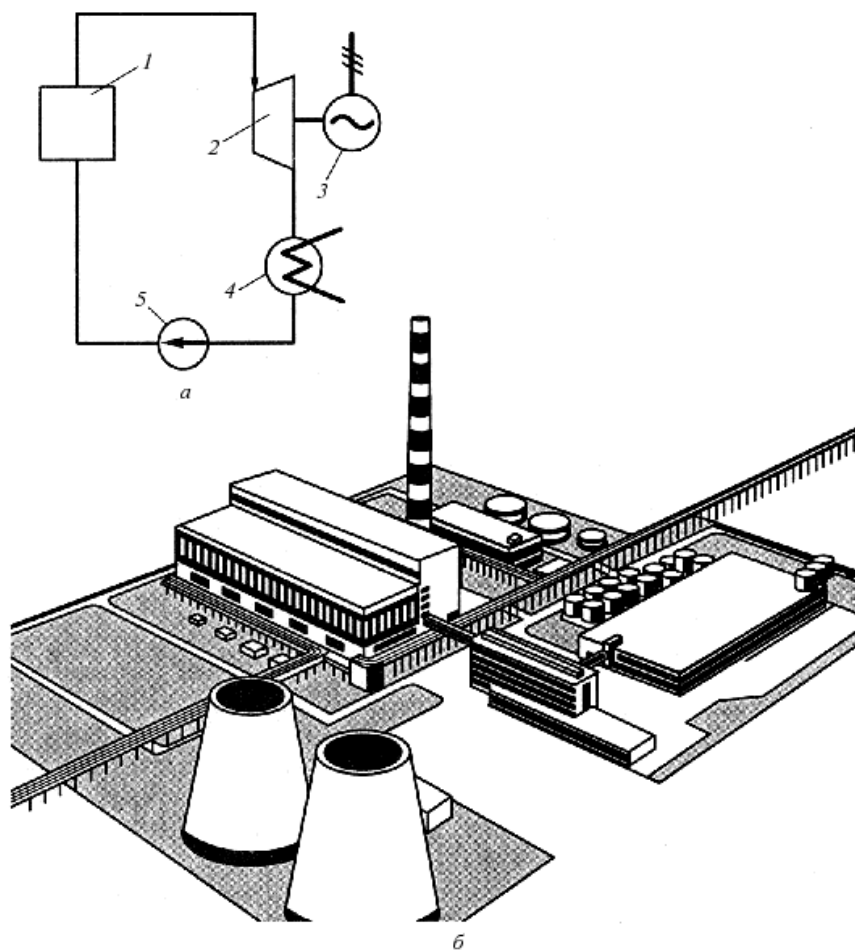


Рис. 4.1. Принципиальная тепловая схема КЭС, работающей по циклу Ренкина (а), и ее общий вид (б)

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_a^r - l_a^m}{q_1}$$

Термодинамические исследования цикла Ренкина показывают, что его эффективность в большой степени зависит от величин начальных и конечных параметров (давления и температуры) пара.

Исследования показывают, что  $\eta_t$  увеличивается с увеличением начальных параметров пара  $p_1$  и  $t_1$  и уменьшением конечных  $p_2$  и  $t_2$ . Ко-

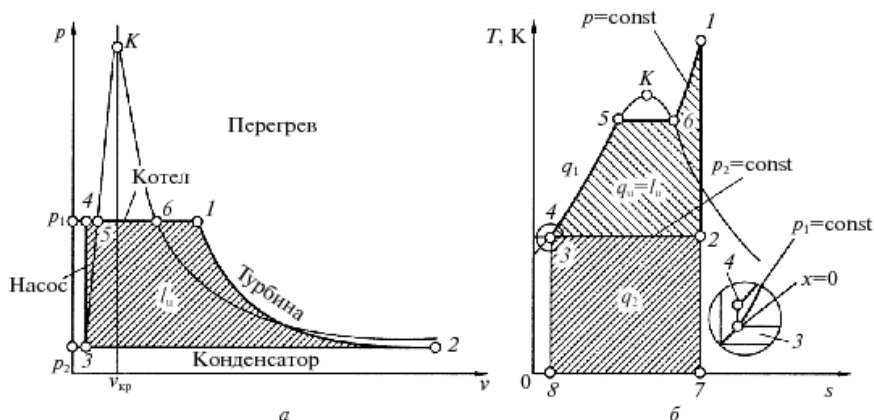


Рис. 4.2. Цикл Ренкина на перегретом паре в  $p, v$ - (а) и  $T, s$  (б) -диаграммах

нечные параметры пара связаны между собой, так как пар в этой области влажный, и поэтому их уменьшение приводит к уменьшению  $p_2$ , т. е. давления в конденсаторе.

Увеличение  $t_1$  ограничивается жаропрочностью материалов, увеличение  $p_1$  — допустимой степенью влажности пара в конце расширения и прочностью материала труб; повышенная влажность ( $x > 0,8...0,86$ ) приводит к эрозии деталей турбины.

В настоящее время на электростанциях в основном используют параметры пара  $p_1 = 23,5$  МПа ( $240$  кгс/см<sup>2</sup>) и  $t_1 = 565$  °С. На опытных установках применяются параметры  $p_1 = 29,4$  МПа ( $300$  кгс/см<sup>2</sup>) и  $t_1 = 600...650$  °С.

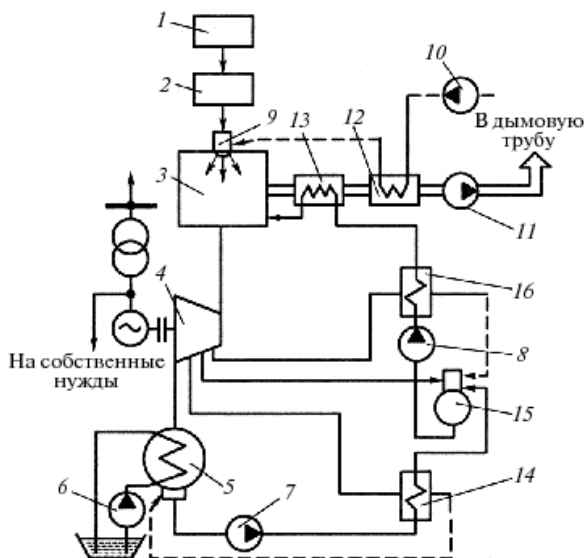
Понижение давления в конденсаторе более чем до  $p_2 = 3,5...4$  кПа ( $0,035...0,040$  кг/см<sup>2</sup>), чему соответствует температура насыщения  $t_2 = 26,2...28,6$  °С, ограничивается, прежде всего, температурой охлаждающей воды  $t_{\text{охл}}$ , колеблющейся в зависимости от климатических условий от  $0$  до  $25...30$  °С. При малой разности  $t_2 - t_{\text{охл}}$  интенсивность теплообмена падает, а размеры конденсатора растут. Кроме того, с понижением  $p_2$  становится все большим удельный объем пара, что тоже ведет к увеличению размера конденсатора, а также и к увеличению последних ступеней турбины.

На рисунке 4.3 показана упрощенная технологическая схема энергоблока КЭС. Энергоблок представляет собой как бы отдельную электростанцию со своим основным и вспомогательным оборудованием и центром управления — блочным щитом. Связей между соседними энергоблоками по технологическим линиям обычно не предусма-



тривается. Построение КЭС по блочному принципу дает определенные технико-экономические преимущества, которые заключаются в следующем:

- облегчается применение пара высоких и сверхвысоких параметров вследствие более простой системы паропроводов, что особенно важно для освоения агрегатов большой мощности;
- упрощается и становится более четкой технологическая схема электростанции, вследствие чего увеличивается надежность работы и облегчается эксплуатация;
- уменьшается, а в отдельных случаях может вообще отсутствовать резервное тепломеханическое оборудование;
- сокращается объем строительных и монтажных работ;
- уменьшаются капитальные затраты на сооружение электростанции;
- обеспечивается удобное расширение электростанции, причем новые энергоблоки при необходимости могут отличаться от предыдущих по своим параметрам.



**Рис. 4.3.** Принципиальная технологическая схема КЭС:

- 1 — склад топлива и система топливоподдачи; 2 — система топливоприготовления; 3 — котел; 4 — турбина; 5 — конденсатор; 6 — циркуляционный насос; 7 — конденсатный насос; 8 — питательный насос; 9 — горелки котла; 10 — вентилятор; 11 — дымосос; 12 — воздухоподогреватель; 13 — водяной экономайзер; 14 — подогреватель низкого давления; 15 — деаэрактор; 16 — подогреватель высокого давления

Технологическая схема КЭС состоит из нескольких систем: топливоподдачи, топливоприготовления, основного пароводяного контура вместе с парогенератором и турбиной, циркуляционного водоснабжения, водоподготовки, золоулавливания и золоудаления и электрической части станции.

Механизмы и установки, обеспечивающие нормальное функционирование вышеназванных систем, входят в так называемую систему собственных нужд станции (энергблока).

Наибольшие энергетические потери на КЭС имеют место в основном пароводяном контуре, а именно в конденсаторе, где отработавший пар, содержащий еще большее количество теплоты, затраченной при парообразовании, отдает его циркуляционной воде. Теплота с циркуляционной водой уносится в водоемы, т. е. теряется. Эти потери в основном и определяют КПД электростанции, составляющей даже для самых современных КЭС не более 40...42%.

Электроэнергия, вырабатываемая электростанцией, выдается на напряжение 110...220 кВ, и лишь часть ее отбирается на собственные нужды через трансформатор собственных нужд, подключенный к выводам генератора.

Наиболее крупные КЭС в настоящее время имеют мощность до 4 млн кВт; сооружаются электростанции мощностью 4...6,4 млн кВт с энергблоками 500 и 800 МВт. Предельная мощность КЭС определяется условиями водоснабжения и влиянием выбросов на окружающую среду.

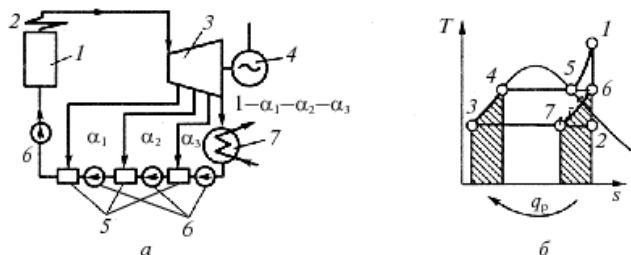
Современные КЭС весьма активно воздействуют на окружающую среду: атмосферу, гидросферу и литосферу. Влияние на атмосферу сказывается в большом потреблении кислорода воздуха для горения топлива и в выбросе значительного количества продуктов сгорания. Это в первую очередь газообразные окислы углерода, серы, азота, часть из которых имеет высокую химическую активность. Летучая зола, прошедшая через золоуловители, загрязняет воздух. Наименьшее загрязнение атмосферы (для станций одинаковой мощности) отмечается при сжигании газа и наибольшее — при сжигании твердого топлива с низкой теплотворной способностью и высокой зольностью. Необходимо учесть также большие уносы теплоты в атмосферу, а также электромагнитные поля, создаваемые электрическими установками высокого и сверхвысокого напряжения.

КЭС загрязняет гидросферу большими массами теплой воды, сбрасываемыми из конденсаторов турбин, а также промышленными стоками, хотя они проходят тщательную очистку.

Для литосферы влияние КЭС сказывается не только в том, что для работы станции извлекаются большие массы топлива, отчуждаются и застраиваются земельные угодья, но и в том, что требуется много места для захоронения больших масс золы и шлаков (при сжигании твердого топлива).

Влияние КЭС на окружающую среду чрезвычайно велико. Например, о масштабах теплового загрязнения воды и воздуха можно судить по тому, что около 20% теплоты, которую получают в котле при сгорании всей массы топлива, теряется за пределами станции. Учитывая размеры производства электроэнергии на КЭС, объемы сжигаемого топлива, можно предположить, что они в состоянии влиять на климат больших районов страны. В то же время в современных условиях решается задача утилизации части тепловых выбросов путем отопления теплиц, создания подогреваемых прудовых рыбоводств. Зола и шлаки используют в производстве строительных материалов и т. д.

**Регенеративный цикл.** Для повышения экономичности работы паротурбинных установок, помимо повышения параметров пара, применяют так называемый регенеративный цикл, в котором питательная вода до ее поступления в котельный агрегат подвергается предварительному нагреву паром, отбираемым из промежуточных ступеней паровой турбины. На рисунке 4.4, *а* представлена принципиальная схема паросиловой установки с регенеративным подогревом питательной воды, где  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  и  $\alpha_3$  — доли отбираемого пара из турбины. Изображение в  $T, s$ -диаграмме (рис. 4.4, *б*) носит условный характер, так как количество рабочего пара (рабочего тела) меняется по длине проточной части турбины, а она строится для постоянного количества.



**Рис. 4.4.** Регенеративный подогрев питательной воды в цикле Ренкина: *а* — схема установки; *б* — изображение (условное) процесса в  $T, s$ -координатах; 1 — котел; 2 — пароперегреватель; 3 — паровая турбина с промежуточными отборами пара; 4 — электрогенератор; 5 — регенеративные подогреватели; 6 — насосы; 7 — конденсатор

Следует отметить, что поскольку питательной воде передается теплота отобранного пара, включая теплоту парообразования, а при получении работы используется лишь часть теплоты пара, не включающая теплоту парообразования, то потеря работы в результате отборов будет значительно меньше, чем увеличение энтальпии питательной воды. Поэтому в целом КПД цикла возрастает. Однако возрастает и удельный расход пара, так как отобранная часть пара не полностью участвует в совершении работы и для получения заданной мощности его расход надо увеличивать. Правда, это обстоятельство облегчает конструкцию последних ступеней турбин, позволяя уменьшить длину их лопаток.

Применение регенеративного подогрева позволяет, когда это желательно, исключить экономайзер (подогрев питательной воды уходящими газами), использовав теплоту уходящих газов для подогрева поступающего в топку воздуха.

Увеличение КПД при применении регенерации составляет 10...15%. При этом экономия теплоты в цикле возрастает с повышением начального давления  $p_1$  пара. Это связано с тем, что с повышением  $p_1$  увеличивается температура кипения воды, а следовательно, повышается количество теплоты, которое можно подвести к воде при подогреве ее отработанным паром. В настоящее время регенеративный подогрев применяется на всех крупных электростанциях.

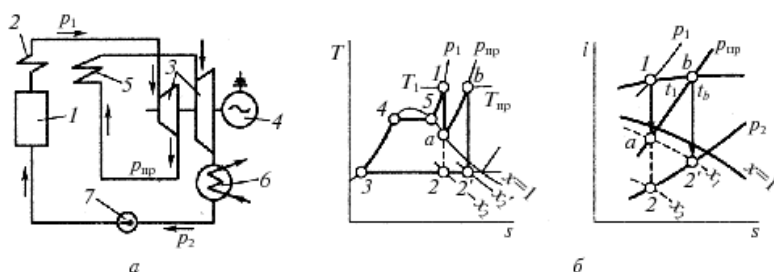
**Цикл с промежуточным (вторичным) перегревом пара.** Из предыдущего следует, что при применении пара высокого давления его влажность в турбине в конце процесса расширения становится значительной даже при очень высокой начальной температуре. Между тем работа турбин на влажном паре недопустима, так как она вызывает увеличение потерь и износ (эрозию) турбинных лопаток в результате механического воздействия на них взвешенных в паре частиц влаги.

При использовании пара высокого давления, повышение его начальной температуры до пределов, допустимых по соображениям прочности металла пароперегревателя и паровой турбины, может оказаться недостаточным для обеспечения допустимой влажности пара в конце его процесса расширения в турбине. Поэтому пар на некоторой стадии расширения приходится отводить из турбины и подвергать повторному перегреву в специальном пароперегревателе, после чего повторно перегретый пар вновь вводится в турбину, где и заканчивается процесс его расширения. В результате этого при окончательном расширении пара до принятых на практике давлений влажность его не превышает допустимых значений.

Паротурбинные установки, в которых используется такой метод, называют *установками с промежуточным перегревом пара*. При правильном выборе давления отбора пара для его промежуточного перегрева и температуры промежуточного перегрева не только предотвращается чрезмерное увлажнение пара в конце процесса расширения, но и достигается некоторое увеличение термического КПД установки.

Применение одного промежуточного перегрева пара приводит к повышению термического КПД установки на 2...3%.

Схема паросиловой установки с промежуточным перегревом пара представлена на рис. 4.5.



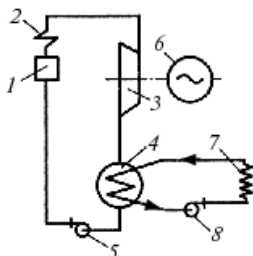
**Рис. 4.5.** Промежуточный перегрев пара в цикле Ренкина:  
 а — схема установки; б — изображение процесса в  $T, s$ - и  $i, s$ -диаграммах; 1 — котел; 2 — пароперегреватель; 3 — турбина; 4 — электрогенератор; 5 — промежуточный (вторичный) пароперегреватель; 6 — конденсатор; 7 — насос (питательный)

**Теплофикационный цикл ТЭЦ.** В тех случаях, когда прилегающие к тепловым электростанциям районы должны потреблять большое количество теплоты, целесообразнее прибегать к комбинированной выработке тепла и электроэнергии. Установки, служащие для комбинированной выработки теплоты и электроэнергии, называют *теплоэлектроцентралями (ТЭЦ)*, они работают по так называемому теплофикационному циклу.

ТЭЦ предназначены для централизованного снабжения промышленных предприятий и городов электроэнергией и теплотой. Они, являясь, как и КЭС, тепловыми электростанциями, отличаются от последних — используют теплоту «отработавшего» в турбинах пара для нужд промышленного производства, а также для отопления, кондиционирования воздуха и горячего водоснабжения. При такой комбинированной выработке электроэнергии и теплоты достигается значительная экономия топлива по сравнению с отдельным энергоснабжением, т. е. выработкой электроэнергии на КЭС и получением

теплоты от местных котельных. Поэтому ТЭЦ получили широкое распространение в районах (городах) с большим потреблением теплоты и электроэнергии. В России в настоящее время на ТЭЦ производится около 25...30% всей вырабатываемой электроэнергии.

Простейшая схема теплофикационной установки с основными элементами паросиловой установки показана на рис. 4.6. Цифрой 7 обозначен тепловой потребитель (например, система отопления).



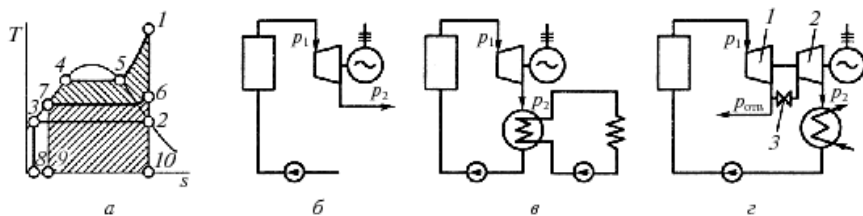
**Рис. 4.6.** Схема теплофикационной установки:  
1 — котел; 2 — пароперегреватель; 3 — турбина; 4 — конденсатор; 5 — питательный насос; 6 — генератор;  
7 — потребитель теплоты; 8 — сетевой насос

Охлаждающая вода под действием насоса 8 циркулирует по замкнутому контуру, в который включен потребитель теплоты. Температура ее на выходе из конденсатора несколько ниже температуры конденсата  $t_n$ , но достаточно высока для обогрева помещений. Конденсат при температуре  $t_n$  забирается насосом 5 и после сжатия подается в котел 1. Охлаждающая вода нагревается за счет теплоты конденсирующего пара и под напором, создаваемым насосом 8, поступает в отопительную систему 7. В ней нагретая вода отдает теплоту окружающей среде, обеспечивая необходимую температуру помещений. На выходе из отопительной системы охлажденная вода вновь поступает в конденсатор и в нем опять нагревается поступающим из турбины паром.

При наличии более или менее постоянного потребителя производственного пара пользуются турбиной, работающей с противодавлением без конденсатора.

В теплофикационных установках используют турбины трех типов (рис. 4.7):

- с противодавлением  $p_2 = 1,2...12$  бар (рис. 4.7, б);
- с ухудшенным вакуумом  $p_2 = 0,5...0,9$  бар (рис. 4.7, в);
- с регулируемыми отборами пара (рис. 4.7, з).



**Рис. 4.7.** Теплофикационный цикл (*a*) и три типа установок: с противодавлением (*б*), с ухудшенным вакуумом (*в*) и с регулируемым отбором пара (*z*); 1–10 — точки диаграммы; 1 — ступень высокого давления турбины; 2 — ступень низкого давления турбины; 3 — регулятор количества отработанного пара

*Турбины с противодавлением* относительно просты, малогабаритны и дешевы, но применяются они мало, поскольку количество электроэнергии, вырабатываемое с их помощью, зависит не от электрических, а от тепловых потребителей, весьма нестабильных.

*Турбины с ухудшенным вакуумом* при отсутствии тепловых потребителей могут работать с расширением пара до глубокого вакуума, как конденсационные, но выработка электроэнергии у них тоже зависит от расхода теплоты.

Только *турбины с регулируемым отбором пара* не имеют отмеченных недостатков, позволяя свободно изменять электрическую и тепловую нагрузки, т. е. работать по свободному графику. Они в основном и применяются на ТЭЦ. На рис. 4.7, *z* приведена схема такой установки с одним регулируемым, в зависимости от потребности в электроэнергии и теплоте, отбором пара при  $p_{отб}$ , которое устанавливается с помощью клапана 3, расположенного на магистрали между ступенями турбины высокого 1 и низкого 2 давлений.

Теплофикационный цикл на диаграмме  $T, s$  иллюстрирует рис. 4.7, *a*. Площадь, образуемая контуром 7–4–5–1–6–7, соответствует теплоте  $q_{пол}$ , превращенной в турбине в механическую работу. Площадь, расположенная под указанным контуром и соответствующая количеству теплоты  $q_2$  (контур 7–6–10–9–7), уносимой охлаждающей водой, в данном теоретическом случае не теряется бесполезно, а используется для целей отопления. Таким образом, общее количество полезной использованной теплоты складывается из  $q_{пол}$  и  $q_2$ .

Термический КПД теплофикационного цикла ниже термического КПД соответствующего конденсационного цикла, в котором пар расширяется в турбине до очень низкого давления ( $p_2 = 3...5$  кПа), производя при этом полезную работу, и превращается в охладителе в кон-

денсат, а отнятая от него в конденсаторе теплота полностью теряется с охлаждающей водой. Это объясняется тем, что в теплофикационном цикле конечное давление пара  $p_2$  значительно превосходит обычное давление в конденсаторе паровой турбины, работающей по конденсационному циклу. Увеличению же давления  $p_2$ , как в этом можно легче убедиться, рассматривая диаграмму  $T, s$  (см. рис. 4.7, а), соответствует сокращение количества теплоты  $q_{\text{пол}}$ , используемой в паровой турбине (уменьшение площади 3—4—5—1—2—3), и увеличение количества теплоты  $q_2$ , уносимой охлаждающей водой (увеличение площади 9—7—6—10—9), и следовательно, в итоге — уменьшение  $\eta_r$ .

Однако применительно к теплофикационному циклу термический КПД его не может служить полноценной мерой экономичности, поскольку этим КПД не учитывается полезное использование потребителем той части теплоты, которая не превращается в работу, т. е. теплоты  $q_2$ .

Поэтому для оценки экономичности теплофикационных циклов пользуются так называемым *коэффициентом использования теплоты*, представляющим собой отношение всего количества полезно использованной теплоты, т. е. суммы теплоты, превращенной в работу и равной  $q_{\text{пол}}$ , и теплоты, использованной потребителем без его превращения в работу, равной  $q_2$ , ко всему количеству подведенной к рабочему телу теплоты, т. е.

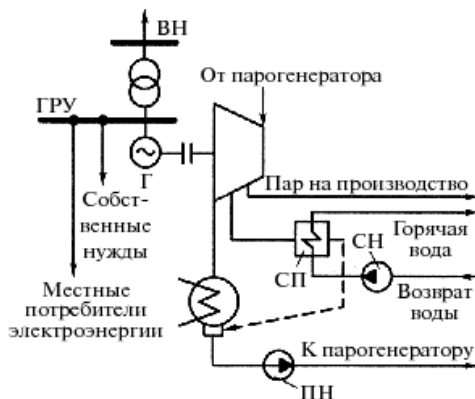
$$\eta_{\text{ит}} = \frac{q_{\text{обм}}}{q_1} = \frac{q_{\text{пол}} + q_2}{q_1}. \quad (4.1)$$

В теоретическом случае, поскольку  $q_1 = q_{\text{пол}} + q_2$ , этот коэффициент равен 1; практически величина его колеблется от 0,65 до 0,7; это говорит о том, что в теплофикационном цикле степень теплоиспользования теплоты почти вдвое больше, чем в чисто конденсационном цикле, и что, следовательно, комбинированный способ выработки теплоты и электрической энергии значительно экономичнее способа их раздельной выработки.

Особенности технологической схемы ТЭЦ показаны на рис. 4.8. Части схемы, которые по своей структуре подобны таковым для КЭС, здесь не показаны. Основное отличие заключается в специфике пароводяного контура.

Часть пара при расширении в турбине (с параметрами  $p_{\text{отб}} = 0,9 \dots 1,2$  МПа) отбирается и отводится в сетевой пароводяной подогреватель (СП), через который сетевым насосом (СН) прогоняется вода, используемая для отопления зданий и для других нужд городского хозяйства и промышленных предприятий.





**Рис. 4.8.** Принципиальная технологическая схема электростанции с газовыми турбинами:

ГРУ — генераторное распределительное устройство; Г — генератор; СП — сетевой паропроводной подогреватель; СН — сетевой насос; ПН — питательный насос

На производство пар подается в тех случаях, когда вблизи станции имеются промышленные предприятия, требующие пар для технологического процесса. Количество отбираемого от промежуточных ступеней турбины пара определяется потребностью тепловых потребителей в горячей воде и паре.

Использование для теплофикации частично отработавшего пара из промежуточных ступеней турбины уменьшает количество пара, поступающего в ее конденсатор, а следовательно, и потери теплоты с циркуляционной водой. Все тепло, содержащееся в горячей воде и паре, которые поступают со станции в теплофикационную сеть, считают полезно отпущенной теплотой.

Коэффициент использования теплоты теплоэлектростанций  $\eta_{\text{ит}}$ , учитывающей отпуск потребителям обоих видов энергии — электрической и тепловой, достигает 60...70% и даже более. Этот показатель характеризует общее использование энергии топлива на теплоэлектростанциях. Очевидно, что экономичность работы теплоэлектростанции зависит от величины отбора пара на теплофикацию. С уменьшением количества пара, поступающего в конденсаторы теплофикационных турбин, Коэффициент использования топлива теплоэлектростанции возрастает.

Минимально возможное количество пара, проходящего последние ступени турбины и поступающего в конденсатор, указывается заводом-изготовителем турбины из расчета работы ее последних ступеней.

пений. В случае полного отсутствия отпуска теплоты в теплофикационную сеть турбины работают в конденсационном режиме, при этом КПД станции обычно не превышает 30...35%.

Из сказанного следует, что наиболее экономичным режимом работы теплоэлектроцентрали является ее работа по графику теплового потребления, т. е. при регулировании поступления пара в турбины соответственно отбору его на теплофикацию при минимальном пропуске пара в конденсатор.

Так как режимы работы тепловых и электрических потребителей различны, то осуществление указанного режима работы теплоэлектроцентрали возможно только при ее параллельной работе с другими электростанциями энергосистемы — тепловыми и гидроэлектрическими.

Специфика электрической части ТЭЦ определяется расположением электростанции вблизи центров электрических нагрузок. В этих условиях часть мощности может выдаваться в местную сеть непосредственно на генераторном напряжении. С этой целью на электростанции создается обычно генераторное распределительное устройство ГРУ (см. рис. 4.8). Избыток мощности выдается, как и в случае с КЭС, в энергосистему на повышенном напряжении.

Существенной особенностью ТЭЦ является также повышенная мощность теплового оборудования по сравнению с электрической мощностью электростанции. Это обстоятельство предопределяет больший относительный расход электроэнергии на собственные нужды, чем на КЭС.

Размещение ТЭЦ преимущественно в крупных промышленных центрах повышает требования к охране окружающей среды. Так, для уменьшения вредных выбросов ТЭЦ целесообразно, где это возможно, использовать в первую очередь газообразное или жидкое топливо, а также высококачественные угли.

### 4.3. Цикл газотурбинной установки

В отличие от паротурбинного (паросилового цикла Ренкина для водяного пара), в циклах газотурбинных установок рабочим телом служат нагретые до высокой температуры сжатые газы. В качестве таких газов чаще всего используют смесь воздуха и продуктов сгорания жидкого (или газообразного) топлива.

Принципиальная схема газотурбинной установки (ГТУ с подводом теплоты при  $p = \text{const}$ ) представлена на рис. 4.9. Воздушный компрессор К сжимает атмосферный воздух, повышая его давление с  $p_1$  до  $p_2$ ,

и непрерывно подает его в камеру сгорания КС. Туда же специальным насосом непрерывно подается необходимое количество жидкого или газообразного топлива. Образующиеся в камере продукты сгорания выходят из нее с температурой  $T_3$  и практически с тем же давлением  $p_2$  (если не учитывать сопротивления), что и на выходе из компрессора ( $p_2 = p_3$ ). Следовательно, горение топлива (т. е. подвод теплоты) происходит при постоянном давлении.

В газовой турбине ГТ продукты сгорания (рис. 4.9) адиабатно расширяются, в результате чего их температура снижается до  $T_4$ , а давление уменьшается до атмосферного  $p_1$ . Весь перепад давлений  $p_3 - p_1$  используется для получения технической работы в турбине  $l_{\text{тех}}$ . Большая часть этой работы  $l_k$  расходуется на привод компрессора; разность  $l_{\text{тех}} - l_k$  затрачивается на производство электроэнергии в электрическом генераторе Г или на другие цели. Эта разность и составляет полезную работу цикла (расход энергии на привод топливного насоса невелик, и в первом приближении его можно не учитывать).

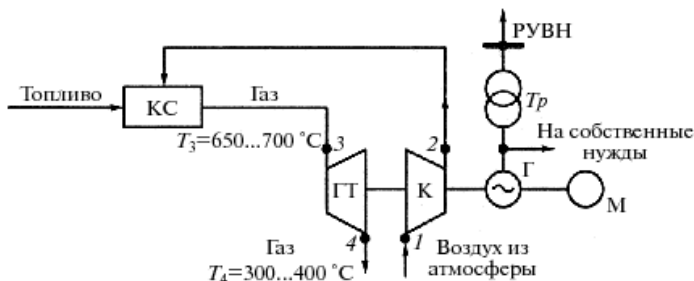
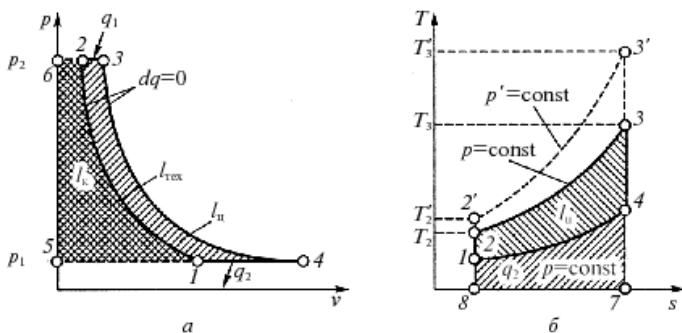


Рис. 4.9. Цикл ГТУ:

1, 2 — вход и выход воздуха компрессора; 3, 4 — вход и выход газа в турбине; КС — камера сгорания; ГТ — газовая турбина; К — компрессор; Г — генератор; Тр — трансформатор; РУВН — распределительное устройство высокого напряжения; М — пусковой двигатель

Заменив сгорание топлива изобарным подводом теплоты (линия 2—3 на рис. 4.10, а), а охлаждение выброшенных в атмосферу продуктов сгорания изобарным отводом теплоты (линия 4—1), получим цикл газотурбинной установки 1—2—3—4.

Полезная работа  $l_{\text{ц}}$  изображается на  $p, v$ -диаграмме площадью, заключенной внутри контура цикла (площадь 1—2—3—4). На рисунке 4.10, а видно, что полезная работа равна разности между технической работой, полученной в турбине (площадь 6—3—4—5), и технической работой, затраченной на привод компрессора (площадь 6—2—1—5). Площадь цикла 1—2—3—4 на  $T, s$ -диаграмме эквивалентна этой же по-



**Рис. 4.10.** Цикл газотурбинной установки:  
 а — на  $p$ - $v$ -диаграмме; б —  $T$ - $s$ -диаграмме

лезной работе (см. рис. 4.10, б). Теплота, превращенная в работу, получается как разность между количествами подведенной  $q_1$  (площадь 8—2—3—7) и отведенной  $q_2$  (площадь 1—4—7—8) теплоты. Коэффициент полезного действия идеального цикла ГТУ

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (4.2)$$

(теплоемкость  $c_p$  принята для простоты постоянной).

Одной из основных характеристик цикла газотурбинной установки является степень повышения давления в компрессоре  $\pi$ , равная отношению давления воздуха после компрессора  $p_2$  к давлению перед ним  $p_1$ . Выразим отношение температур в формуле (4.2) через степень повышения давления  $\pi = p_2/p_1$  из уравнения адиабаты:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}};$$

поскольку  $p_4 = p_1$  и  $p_3 = p_2$ , после ряда преобразований из (4.2) получим

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (4.3)$$

Формула (4.3) при  $k = 1,33$  дает следующие значения  $\eta_t$  для различных величин  $\pi$ :

$\pi$ . . . . .	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\eta_t, \%$ . . . . .	16	24	29	33	36	38,5	40,5	42	43,5

Таблица 4.1

## Основные характеристики газотурбинных электростанций

Параметр	ГТЭС-2,5	ГТЭС-4	ГТЭС-5	ГТЭС-6	ГТЭС-12	ГТЭС-16	ГТЭС-25
Электрическая мощность, кВт	2 500	4 000	5 000	6 000	12 000	16 000	25 000
Лин. напряжение, кВт/частота, Гц	6,3 или 10,5/50						
КПД, %:							
ГТУ, не менее генератора, не менее	21,4	24	26	27	34,5	37	40
с утил. теплообменником	—	—	—	97	—	—	—
с паровым котлом	—	—	—	48...60	—	—	—
	—	—	—	72...87	—	—	—
Вид топлива	Природный газ, попутный нефтяной газ, жидкое топливо						
Расход топливного газа, кг/ч	825	1 160	1 360	1 560	2 496	3 104	4 425
Давление топливного газа, кгс/см <sup>2</sup>	—	12...16	—	18...22	—	24...32	—
Температура топливного газа, °С	5...50						
Тепловая мощность, Гкал/ч	6,0	8,2	9,5	10,7	16,7	20,7	30,1
Уровень выбросов NO <sub>x</sub> /CO, мг/нм <sup>3</sup>	50/100						
Уровень звуковой мощности, дБА, не более:	При обслуживании — 80, на расстоянии 700 м — 45						
Ресурс, ч:							
до капремонта назначенный	25 000, по техническому состоянию — до 35 000 100 000, по техническому состоянию — до 120 000						

Коэффициент полезного действия идеального цикла непрерывно возрастает с увеличением  $\pi$ . Это связано с увеличением температуры в конце процесса сжатия  $T_2$  и соответственно температуры газов перед турбиной  $T_3$ .

На рисунке 4.10, *б* отчетливо видно, что цикл  $1-2'-3'-4$ , в котором  $\pi$  больше, экономичнее цикла  $1-2-3-4$ , ибо по линии  $2'-3'$  подводится больше теплоты  $q_1$ , чем по линии  $2-3$ , при том же количестве отведенной в процессе  $4-1$  теплоты  $q_2$ . При этом  $T_2'$  и  $T_3'$  больше, чем соответственно  $T_2$  и  $T_3$ .

Максимальная температура газов перед турбиной ограничивается жаропрочностью металла, из которого делают ее основные элементы (в авиационных двигателях 1100...1200 °С, а в стационарных 750...850 °С). Поэтому приходится сознательно идти на снижение температуры горения топлива (за счет подачи излишнего количества воздуха).

При определении оптимального значения  $\pi$  для заданной начальной температуры газа стремятся не только к более высокому КПД, но и к минимальному расходу газа на единицу вырабатываемой мощности. Чем меньше этот расход, тем меньше размеры турбины и компрессора, а следовательно, размеры всей установки. Значение  $\pi$ , отвечающее максимуму  $\eta$ , не совпадает со значением  $\pi$ , отвечающему минимуму расхода газа. Оптимальные значения  $\pi = 3...6$ , в некоторых случаях  $\pi = 10...12$ .

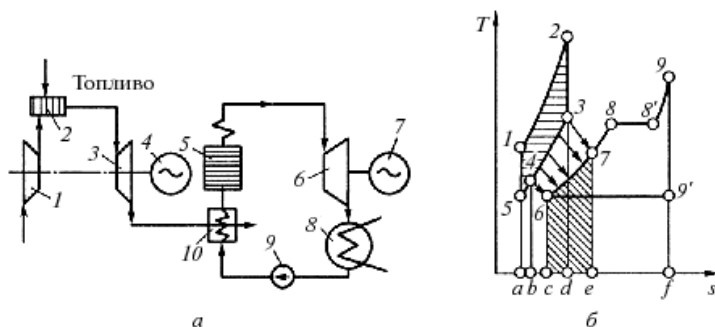
Основу современных газотурбинных электростанций России составляют газовые турбины мощностью 25...100 МВт.

В последние годы для электроснабжения газовых и нефтяных месторождений получили широкое распространение газотурбинные электростанции мощностью 2,5...25 МВт. В таблице 4.1 приведены основные характеристики газотурбинных электростанций ЗАО «Искра-Энергетика».

## 4.4. Парогазовые установки

Высокий уровень температур при подводе теплоты в газотурбинной установке и низкий уровень отвода теплоты в паротурбинной установке привели к развитию комбинированного парогазового цикла, который применяется в разнообразных сочетаниях двух рабочих тел: газа и водяного пара. Парогазовый цикл содержит газотурбинную ступень в области высоких температур и паротурбинную в области низких. Отработавший в газовой турбине газ отдает свою теплоту в паротурбинной ступени для промежуточного перегрева пара, для нагрева питательной воды, получения пара низкого давления в котле-утилизаторе. На рисунке 4.11, *а* представлена простейшая схема, а на рис. 4.11, *б* —

$T, s$ -диаграмма теоретического цикла парогазовой установки с использованием теплоты из газовой ступени для подогрева питательной воды.



**Рис. 4.11.** Схема парогазовой установки (а) и ее идеальный цикл на  $T, s$ -диаграмме (б): 1 — компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — газовая турбина; 4, 7 — электрогенераторы; 5 — котлоагрегат; 6 — паровая турбина; 8 — конденсатор; 9 — насос; 10 — подогреватель

В камеру сгорания (2) подается топливо, а компрессором (1) — сжатый воздух. Продукты сгорания, отработав в газовой турбине (3), поступают в подогреватель (10), где нагревают питательную воду, поступающую в котел, и удаляются в атмосферу. Перегретый пар, получаемый в котлоагрегате (5), расширяется в паровой турбине (6) и конденсируется в конденсаторе (8). Конденсат насосом (9) перекачивается в подогреватель (10), где подогревается и поступает затем в котел. Полезная мощность, вырабатываемая газовой и паровой турбинами, передается генераторам электрического тока (4) и (7). Соотношение между количеством отработавших газов и количеством нагреваемой питательной воды определяется из условия, что количество теплоты, отдаваемой отработавшими газами, должно равняться количеству теплоты, необходимой для подогрева питательной воды до расчетной температуры.

Цикл этой установки на  $T, s$ -диаграмме (см. рис. 4.11, б) построен для 1 кг питательной воды и количества газов, приходящихся на 1 кг воды; цикл газотурбинной части установки — 1-2-3-4-5-1; цикл Ренкина паротурбинной части — 6-7-8-8'-9-9'-6.

При раздельном осуществлении газотурбинной и паротурбинной установок теплота, подводимая в цикле газотурбинной установки, измеряется площадью  $a-1-2-d$ , а полезная работа площадью  $1-2-3-4-5$ . Теплота, подводимая в цикле паротурбинной установки, измеряется площадью  $c-6-7-8-8'-9-f$ , а полезная работа площадью

6—7—8—8'—9—9'—6. Количество теплоты, измеряемое площадью 3—5—а—d, бесполезно отдается в процессе 3—5 отработавшими газами окружающей среде. В парогазовой же установке количество теплоты, изображаемое площадью 3—4—b—d, отдается в процессе 3—4 отработавшими газами питательной воде. Эта площадь равна площади с—6—7—e (на рис. 4.11, b — заштриховано), определяющей количество тепла, получаемого в процессе 6—7 питательной водой. Следовательно, при одинаковой мощности количество теплоты, подводимой в паротурбинной установке, по сравнению с отдельной установкой уменьшается на величину площади с—6—7—e. Этот выигрыш в расходе теплоты и определяет эффективность рассматриваемой парогазовой установки.

В парогазовой установке термический КПД общего цикла больше, чем КПД каждого из составных циклов (газового и пароводяного) и, следовательно, наибольшего из них. Цикл строится для 1 кг воды и соответствующего количества газа на 1 кг воды, определяемого из теплового баланса подогревателя.

## 4.5. Атомные электрические станции (АЭС)

### 4.5.1. Общие положения

АЭС — это, по существу, тепловые электростанции, которые используют тепловую энергию ядерных реакций (см. главу 1).

Возможность использования ядерного топлива, в основном урана  $^{235}\text{U}$ , в качестве источника теплоты связана с образованием цепной реакции деления вещества и выделением при этом огромного количества энергии. Самоподдерживающаяся и регулируемая цепная реакция деления ядер урана обеспечивается в ядерном реакторе. Ввиду эффективности деления ядер урана  $^{235}\text{U}$  при «бомбардировке» их медленными тепловыми нейтронами пока преобладают реакторы на медленных тепловых нейтронах. В качестве ядерного горючего используют обычно изотоп урана  $^{235}\text{U}$ , содержание которого в природном уране составляет 0,714%; основная масса урана — изотоп  $^{238}\text{U}$  (99,28%). Ядерное топливо используют обычно в твердом виде. Его заключают в предохранительную оболочку. Такого рода тепловыделяющие элементы называют ТВЭлами, их устанавливают в рабочих каналах активной зоны реактора. Тепловая энергия, выделяющаяся



при реакции деления, отводится из активной зоны реактора с помощью теплоносителя, который прокачивают под давлением через каждый рабочий канал или через всю активную зону. Наиболее распространенным теплоносителем является вода, которую подвергают тщательной очистке.

Реакторы с водяным теплоносителем могут работать в водном или паровом режиме. Во втором случае пар получается непосредственно в активной зоне реактора.

При делении ядер урана или плутония образуются быстрые нейтроны, энергия которых велика. В природном или слабообогащенном уране, где содержание  $^{235}\text{U}$  невелико, цепная реакция на быстрых нейтронах не развивается. Поэтому быстрые нейтроны замедляют до тепловых (медленных) нейтронов. В качестве замедлителей используют вещества, которые содержат элементы с малой атомной массой, обладающие низкой поглощающей способностью по отношению к нейтронам. Основными замедлителями являются вода, тяжелая вода, графит.

В настоящее время наиболее освоены реакторы на тепловых нейтронах. Такие реакторы конструктивно проще и легче управляемы по сравнению с реакторами на быстрых нейтронах. Однако перспективным направлением является использование реакторов на быстрых нейтронах с расширенным воспроизводством ядерного горючего — плутония; таким образом может быть использована большая часть  $^{238}\text{U}$ .

На атомных станциях России используют ядерные реакторы следующих основных типов:

- РБМК (реактор большой мощности, канальный) — реактор на тепловых нейтронах, водо-графитовый;
- ВВЭР (водо-водяной энергетический реактор) — реактор на тепловых нейтронах, корпусного типа;
- БН (быстрые нейтроны) — реактор на быстрых нейтронах с жидкометаллическим натриевым теплоносителем.

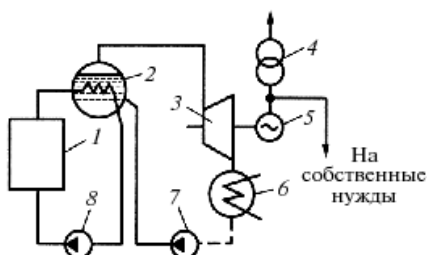
Единичная мощность ядерных энергоблоков достигла 1500 МВт. В настоящее время считается, что единичная мощность энергоблока АЭС ограничивается не столько техническими соображениями, сколько условиями безопасности при авариях с реакторами.

Действующие в настоящее время АЭС по технологическим требованиям работают главным образом в базовой части графика нагрузки энергосистемы с продолжительностью использования установленной мощности 6500...7000 ч/год.

### 4.5.2. Схемы АЭС

Технологическая схема АЭС зависит от типа реактора, вида теплоносителя и замедлителя, а также от ряда других факторов. Схема может быть одноконтурной, двухконтурной и трехконтурной.

На рисунке 4.12 в качестве примера представлена двухконтурная схема АЭС для электростанций с реакторами ВВЭР. Видно, что эта схема близка к схеме КЭС, однако вместо парогенератора на органическом топливе здесь используется ядерная установка.



**Рис. 4.12.** Принципиальная технологическая схема АЭС с реактором типа ВВЭР:  
1 — реактор; 2 — парогенератор; 3 — турбина; 4 — трансформатор;  
5 — генератор; 6 — конденсатор турбины; 7 — конденсатный  
(питательный) насос; 8 — циркуляционный насос

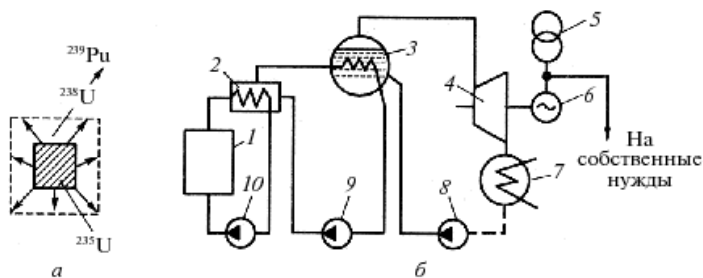
АЭС, также как и КЭС, строятся по блочному принципу как в тепломеханической, так и в электрической части.

Ядерное топливо обладает очень высокой теплотворной способностью (1 кг  $^{235}\text{U}$  заменяет 2900 т угля), поэтому АЭС особенно эффективны в районах, бедных топливными ресурсами, например в европейской части России.

АЭС выгодно оснащать энергоблоками большой мощности. Тогда по своим технико-экономическим показателям они не уступают КЭС, а в ряде случаев и превосходят их. В настоящее время разработаны электрические реакторы мощностью 440 и 1000 МВт типа ВВЭР, а также 1000 и 1500 МВт типа РБМК. Энергоблоки в них формируются следующим образом: реактор сочетается с двумя турбоагрегатами (реактор ВВЭР-440 и два турбоагрегата по 220 МВт, реактор ВВЭР-1000 и два турбоагрегата по 500 МВт, реактор РБМК-1500 и два турбоагрегата по 750 МВт), или с турбоагрегатом одинаковой мощности (реактор 1000 МВт и турбоагрегат 1000 МВт единичной мощности).

Перспективными являются АЭС с реакторами на быстрых нейтронах (БН), которые могут использоваться для получения тепла и элек-

троэнергии, а также и для воспроизводства ядерного горючего. Технологическая схема энергоблока такой АЭС представлена на рис. 4.13. Реактор типа БН имеет активную зону, где происходит ядерная реакция с выделением потока быстрых нейтронов. Эти нейтроны воздействуют на элементы из  $^{238}\text{U}$ , который обычно в ядерных реакциях не используется, и превращают его в плутоний  $^{239}\text{Pu}$ , который может быть впоследствии использован на АЭС в качестве ядерного горючего. Теплота ядерной реакции отводится жидким натрием и используется для выработки электроэнергии.



**Рис. 4.13.** Атомная электростанция с реактором типа БН: *а* — схема выполнения активной зоны реактора; *б* — технологическая схема; 1 — реактор; 2 — теплообменник; 3 — теплообменник (барaban) второго контура; 4 — паровая турбина; 5 — повышающий трансформатор; 6 — генератор; 7 — конденсатор; 8, 9, 10 — насосы

Схема АЭС с реактором БН трехконтурная, в двух из них используется жидкий натрий (в контуре реактора и промежуточном). Жидкий натрий бурно реагирует с водой и водяным паром. Поэтому, чтобы избежать при авариях контакта радиоактивного натрия первого контура с водой или водяным паром, выполняют второй (промежуточный) контур, теплоносителем в котором является нерадиоактивный натрий. Рабочим телом третьего контура являются вода и водяной пар.

В настоящее время в эксплуатации находится ряд энергоблоков типа БН, из них наиболее крупный БН-600.

АЭС не имеют выбросов дымовых газов и не имеют отходов в виде золы и шлаков. Однако удельные тепловыделения в охлаждающую воду у АЭС больше, чем у ТЭС, вследствие большего удельного расхода пара, а следовательно, и больших удельных расходов охлаждающей воды. Поэтому на большинстве новых АЭС предусматривается установка градиен, в которых теплота от охлаждающей воды отводится в атмосферу.

Важной особенностью возможного воздействия АЭС на окружающую среду является необходимость захоронения радиоактивных от-

ходов. Это делается в специальных могильниках, которые исключают возможность воздействия радиации на людей.

Чтобы избежать влияния возможных радиоактивных выбросов АЭС на людей при авариях, применены специальные меры по повышению надежности оборудования (дублирование систем безопасности и др.), а вокруг станции создается санитарно-защитная зона.

Применение атомной энергии позволит расширить энергетические ресурсы, способствуя этим сохранению ресурсов органического топлива. Оно обещает снизить стоимость электрической энергии, что особенно важно для районов, удаленных от источников топлива, снизить загрязнение атмосферы, разгрузить транспорт от перевозки топлива, помочь в электрификации и теплоснабжении производством, используя новые технологии (например, занятым опреснением морской воды и расширением ресурсов пресной воды). Что касается загрязнения среды, то при использовании АЭС отпадает проблема нехватки кислорода в среде, которая характерна для тепловой электростанции по причине его использования для горения органического топлива. Отсутствует выброс с дымовыми газами золы. В связи с проблемой борьбы с загрязнением воздушной среды важно отметить целесообразность внедрения также атомных ТЭЦ, так как ТЭЦ обычно располагаются вблизи тепловых потребителей, промышленных узлов и крупных населенных пунктов, где чистота среды особенно желательна.

Кроме указанного, при работе АЭС, не потребляющих органическое топливо (уголь, нефть, газ), в атмосферу не выбрасываются окислы серы, азота, углекислый газ. Это позволяет снизить «парниковый эффект», ведущий к глобальному изменению климата.

Во многих странах атомные станции уже вырабатывают более половины электроэнергии (во Франции — около 75%, в Бельгии — около 65%), в России только 15%.

Уроки аварии на Чернобыльской АЭС (апрель 1986 г.) потребовали существенно (во много раз) повысить безопасность АЭС и заставили отказаться от строительства АЭС в густонаселенных и сейсмоактивных районах. Тем не менее с учетом экологической ситуации атомную энергетику следует рассматривать как перспективную.

Атомная энергетика России сохраняет тенденции дальнейшего развития и в предшествующие годы стабильно вырабатывала около 120 млрд кВт·ч электрической энергии.

По данным Росэнергоатома будет наблюдаться дальнейшее развитие атомной энергетики как по мощности АЭС, так и количеству вырабатываемой электрической энергии на АЭС России.

## Контрольные вопросы

1. Перечислите типы электростанций по производству электрической и тепловой энергии.
2. Опишите принципиальную тепловую схему ТЭС и основной принцип ее работы.
3. Перечислите основные способы увеличения КПД тепловой паротурбинной станции.
4. Укажите основной термодинамический принцип теплофикации на ТЭЦ.
5. Что такое коэффициент использования тепла ТЭЦ?
6. Опишите принцип действия газотурбинной установки.
7. В чем заключается принцип работы парогазовой установки?
8. Опишите принципиальную тепловую схему АЭС.

# 5. ГИДРОЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

## 5.1. Общие положения

Гидроэлектрические станции — это высокоэффективные источники электроэнергии. В большинстве случаев гидроэлектростанции представляют собой объекты комплексного назначения, обеспечивающие нужды электроэнергетики и других отраслей народного хозяйства: мелиорации земель, водного транспорта, водоснабжения, рыбного хозяйства и пр.

Гидроэлектрическая станция — это комплекс сооружений и оборудования, посредством которых энергия водотока преобразуется в электрическую энергию. Она состоит из *гидротехнических сооружений*, обеспечивающих необходимую концентрацию потока воды и создание сосредоточенного *напора*, и энергетического оборудования, преобразующего энергию движущейся под напором воды в электрическую энергию.

По напору ГЭС подразделяются на высоконапорные (более 80 м), средненапорные (25...80 м) и низконапорные (до 25 м).

Совокупность гидротехнических сооружений, энергетическое и механическое оборудование принято называть *гидроэнергетической установкой* (ГЭУ).

Различают следующие основные типы гидроэнергетических установок:

- гидроэлектростанции (ГЭС);
- насосные станции (НС);
- гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС);
- приливные электростанции (ПЭС).

Как уже отмечалось, ГЭС — это предприятие, на котором гидравлическая энергия водотока преобразуется в электрическую.

Основными сооружениями ГЭС на равнинной реке являются:

- *плотина*, создающая водохранилище и сосредоточенный перепад уровней, т. е. напор;
- *здание ГЭС*, в котором размещаются гидравлические турбины, генераторы, электрическое и механическое оборудование.

В случае необходимости строятся водосбросные и судоходные сооружения, рыбопропускные сооружения и т. п.

Общий вид ГЭС приплотинного типа представлен на рис. 5.1.

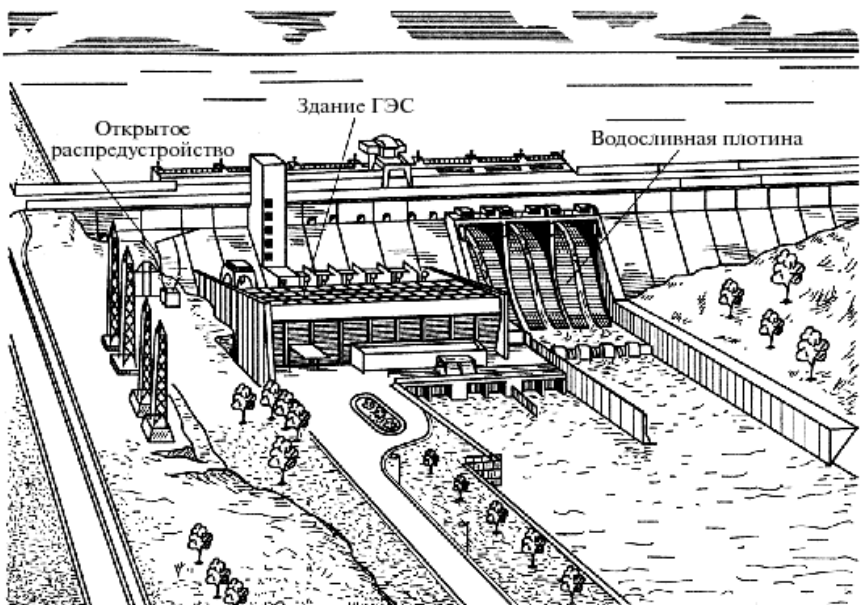


Рис. 5.1. Общий вид ГЭС приплотинного типа

Вода под действием силы тяжести по водоводам движется из верхнего бьефа в нижний, вращая рабочее колесо турбины. Гидравлическая турбина соединена валом с ротором электрического генератора. Вместе они образуют *гидрогенератор*. В турбине гидравлическая энергия преобразуется в механическую энергию вращения на валу агрегата, а генератор преобразует эту энергию в электрическую. Возможно создание на реках каскадов ГЭС. В России построены и успешно эксплуатируются Волжский, Камский, Ангарский, Енисейский и другие каскады ГЭС.

Гидроэлектростанции как источник электрической энергии имеют существенные преимущества перед тепловыми и атомными электростанциями. Они лучше приспособлены для автоматизации и требуют меньшего количества обслуживающего персонала. Показательны следующие средние значения удельной численности персонала станций различного вида, необходимой для выработки 1 млн кВт установленной мощности: для ГЭС — 300, для ТЭС — 1400, для АЭС — 1800 человек. Но это только на самой станции, а еще нужно добавить трудозатраты на добычу и транспортировку топлива, в итоге требуемая удельная численность персонала на 1 млн кВт для ТЭС (АЭС) в среднем составляет 2500 человек.

В России построены и эксплуатируются крупные ГЭС: каскад Волжских ГЭС каждая мощностью 2530 МВт и менее; Братская ГЭС — 4500 МВт, Красноярская ГЭС — 6000 МВт, Саяно-Шушенская ГЭС — 6400 МВт и др.

**Малые ГЭС** (мощностью до 30 МВт). В настоящее время в мире и России большой интерес вызывает возможность создания малых ГЭС. Они могут создаваться в короткие сроки с использованием унифицированных гидроагрегатов и строительных конструкций с высоким уровнем автоматизации систем управления. Экономическая эффективность таких ГЭС существенно возрастает при комплексном использовании малых водохранилищ (восстановление объема водохранилища, рыбоводство, водозаборы для систем орошения и водоснабжения и т. п.).

**Насосная станция** предназначена для перекачки воды с низких отметок на высокие и транспортировки воды в удаленные пункты.

На насосной станции устанавливаются насосные агрегаты, состоящие из насоса и двигателя. Насосная станция является потребителем электроэнергии.

НС используются для водоснабжения тепловых и атомных станций, коммунально-бытового и промышленного водоснабжения, в ирригационных системах, судоходных каналах, пересекающих водоразделы и т. п.

**Гидроаккумулирующая электростанция** предназначена для перераспределения во времени энергии и мощности в энергосистеме. В часы пониженных нагрузок ГАЭС работает как насосная станция. За счет потребляемой энергии она перекачивает воду из нижнего бьефа в верхний и создает запасы гидроэнергии за счет повышения уровня верхнего бьефа.

В часы максимальной нагрузки ГАЭС работает как гидроэлектростанция. Вода из верхнего бьефа пропускается через турбины в нижний бьеф, и ГАЭС вырабатывает электроэнергию. В процессе работы ГАЭС потребляет дешевую электроэнергию, а выдает более дорогую энергию в период пика нагрузки (за счет разности тарифов). Заполняющие провалы нагрузки в энергосистеме, позволяет работать агрегатам атомных и тепловых станций в наиболее экономичном и безопасном режиме, резко снижая при этом удельный расход топлива на производство 1 кВт·ч электроэнергии в энергосистеме.

В настоящее время в России работает Загорская ГАЭС мощностью 1200 МВт, ведется проектирование других ГАЭС.

Схема работы ГАЭС показана на рис. 5.2, а.



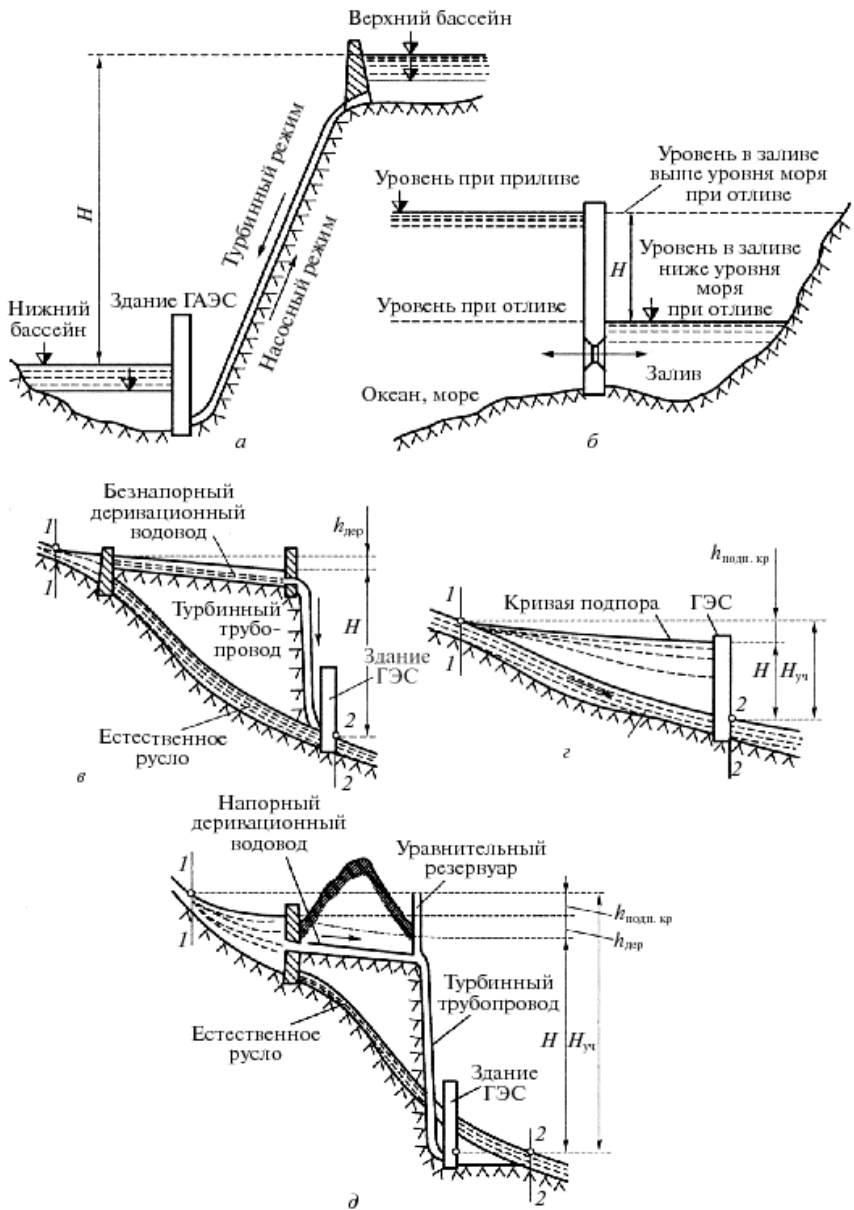


Рис. 5.2. Принципиальные схемы создания напора: а — на ГАЭС; б — на ПЭС; в — на деривационной ГЭС; г — на плотинной ГЭС; д — на комбинированной ГЭС; 1—1, 2—2 — сечения соответственно верхнего и нижнего бьефов

**Приливные электростанции** сооружаются на побережье морей и океанов со значительными приливно-отливными колебаниями уровня воды. Для этого естественный залив отделяется от моря плотиной и зданием ПЭС. При приливе уровень моря будет выше уровня воды в отделенном от него заливе, а при отливе, наоборот, ниже, чем уровень воды в заливе (см. рис. 5.2, б). Перепады этих уровней создают напор, который используется при работе гидротурбин ПЭС.

В некоторых морских заливах приливы достигают 10...12 м. Наибольшие приливы наблюдаются в заливе Фанди (Канада) и достигают 19,6 м.

Технические ресурсы приливной энергии России оцениваются в 200...250 млрд кВт·ч в год и в основном сосредоточены у побережья Охотского, Берингова и Белого морей.

## 5.2. Энергия речного водотока

Работа гидравлических станций в значительной мере основывается на законах науки, называемой *гидравликой*; она включает в себя гидростатику, изучающую равновесие жидкостей, и гидродинамику, изучающую движение жидкостей.

Известно, что вода покрывает почти три четверти нашей планеты. Значительное количество воды испаряется и выпадает в виде осадков на поверхность Земли, в том числе и на отдельные участки суши, расположенные выше уровня океана. Спускаясь с более возвышенных участков на более низкие в виде больших и малых водотоков, эти постоянно возобновляемые природой массы воды теряют энергию, которая может быть эффективно использована. В естественном состоянии эта энергия расходуется на преодоление сил трения при взаимодействии потока с руслом, на перемещение наносов, на преодоление препятствий в руслах (порогов, перекатов и др.).

Территория с которой стекает вода в реку, называется *водосборным бассейном* данной реки. Линия, проходящая по повышенным местам и отделяющая друг от друга соседние бассейны, называется *водораздельной линией* или *водоразделителем*.

К водосборному бассейну моря относят водосборные бассейны рек, впадающих в него.

Количество воды, протекающей через поперечное сечение водотока в 1 с, называется *расходом воды*  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$  или л/с).

Хронологический график изменения расходов воды во времени называется *гидрографом*. Его строят по результатам регулярных измерений расходов воды в реке.

Суммарный объем воды, прошедший через поперечное сечение водотока от какого-либо начального момента времени  $t_0$  до некоторого конечного  $t_k$ , называется стоком  $W$ .

Величина стока реки за сутки, месяц или любой другой промежуток времени, в течение которого расход воды  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, сохраняет постоянное значение, равна

$$W = Q t,$$

где  $t$  — число секунд в данном промежутке времени.

При различном расходе воды в течение всего рассматриваемого интервала времени от  $t_0$  до  $t_k$  (по гидрографу) объем стока определяется

$$W = \int_{t_0}^{t_k} Q(t) dt.$$

Отметим, что среднегодовой сток всех рек мира составляет 32 тыс. км<sup>3</sup>. В таблице 5.1 приведены данные о речном стоке отдельных стран мира.

Таблица 5.1

Данные о речном стоке отдельных стран мира

Страна	Площадь территории, млн км <sup>2</sup>	Суммарный средний многолетний объем стока, км <sup>3</sup> /год	Удельная водность в среднем за год с 1 км <sup>2</sup> , л/с
Россия	17,075	4 000	7,4
Бразилия	8,51	5 300	11,9
США	9,36	2 850	9,8
Китай	9,90	2 600	8,3
Канада	9,98	1 500	24,0
Норвегия	0,32	368	35,8
Франция	0,551	343	19,7
Югославия	0,256	123	15,2
Польша	0,312	58	5,9

Запасы поверхностного стока по территории России распределены неравномерно, что весьма неблагоприятно для народного хозяйства, в том числе и для энергетики. Более 80% речного стока российских рек приходится на еще мало освоенные территории бассейнов Северного Ледовитого и Тихого океанов.

Особенностью стока реки является его неравномерное распределение как по годам, так и в течение года.

Многолетняя неравномерность стока неблагоприятна для всех отраслей народного хозяйства, и прежде всего для энергетики. Различают *многоводные*, *средневодные* и *маловодные* годы. В маловодные годы обычно значительно снижается выработка энергии на гидроэлектростанциях.

Для большинства рек России маловодный период наблюдается зимой, когда потребность в электроэнергии наибольшая.

Численное значение энергии водотока определяют следующим образом. Водоток разбивают на ряд участков, начиная от истока до устья, и определяют полную энергию потока жидкости в начальном  $\mathcal{E}_1$  и конечном  $\mathcal{E}_2$  створах участка, используя известное *уравнение Бернулли*. Теряемая энергия на этом участке будет равна разности  $\mathcal{E}_1$  и  $\mathcal{E}_2$ :

$$\mathcal{E}_{\text{уч}} = \mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2 = \rho g W \left( z_1 - z_2 + \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} - \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right), \quad (5.1)$$

где  $W$  — объем стока воды,  $\text{м}^3$ ;  $g$  — ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;  $\rho$  — плотность жидкости,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ; каждый член выражения, заключенный в скобки, представляет собой удельную энергию массы протекающей жидкости в единицах напора,  $\text{м}$ ;  $z_1$  и  $z_2$  — геометрическая высота над уровнем моря или над произвольно выбранной плоскостью сравнения,  $\text{м}$ ;  $p_1$  и  $p_2$  — давление,  $\text{Па}$ ;  $v_1$ ,  $v_2$  — средняя скорость,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — коэффициент кинетической энергии, представляющий собой отношение действительной кинетической энергии к ее величине, полученной по средней скорости.

Разделив выражение (5.1) на время  $t$ , получим *среднюю мощность водотока* на данном участке

$$N_{\text{уч}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{уч}}}{t} = \rho g Q \left( z_1 - z_2 + \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} - \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right). \quad (5.2)$$

Поскольку в естественных условиях разность кинетических энергий  $\frac{\alpha_1 v_1^2 - \alpha_2 v_2^2}{2g}$  незначительна, а давление одинаково, тогда выражения (5.1) и (5.2) принимают вид

$$\mathcal{E}_{\text{уч}} = \rho g W H_{\text{уч}}; \quad (5.3)$$

$$N_{\text{уч}} = \rho g Q H_{\text{уч}}, \quad (5.4)$$

где  $H_{\text{уч}} = z_1 - z_2$  — разность уровней (падение уровней) свободной поверхности водотока в пределах рассматриваемого участка,  $\text{м}$ .

Для водотоков с чистой пресной водой  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$  и при  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  формула (5.4) приводится к удобному виду, кВт:

$$N_{\text{уч}} = 9,81QH_{\text{уч}}. \quad (5.5)$$

Формулы (5.3) и (5.5) выражают теоретическую (потенциальную) энергию и мощность на рассматриваемом участке.

Суммируя потенциальные энергетические ресурсы по участкам водотока, получаем потенциальные энергетические ресурсы реки.

Гидроэнергетические ресурсы подразделяются на теоретические (потенциальные), технические и экономические.

**Теоретические гидроэнергетические ресурсы** — это теоретические запасы, определяемые по формуле

$$\Theta = 8760 \sum_{i=1}^n 9,81Q_i H_i, \quad (5.6)$$

где  $\Theta$  — энергия, кВт·ч;  $Q_i$  — средний годовой расход реки на  $i$ -м рассматриваемом участке, м<sup>3</sup>/с;  $H_i$  — падение уровня реки на этом участке, м;  $n$  — число участков.

Они подсчитываются в предположении, что весь сток будет использован для выработки электроэнергии без потерь при преобразовании гидравлической энергии в электрическую.

Мировые потенциальные гидроэнергетические ресурсы оцениваются в  $35 \cdot 10^3$  млрд кВт·ч в год, потенциальные ресурсы России составляют 2896 млрд кВт·ч.

**Технические гидроэнергетические ресурсы** всегда меньше теоретических, так как они учитывают потери:

- гидравлических напоров в водоводах, бьефах, на неиспользуемых участках водотоков;
- расходов воды на испарение из водохранилищ, фильтрацию, холостые сбросы и т. п.;
- энергии в различном гидроэнергетическом оборудовании.

Технические ресурсы характеризуют возможность получения энергии на современном этапе.

Технические гидроэнергетические ресурсы России составляют 1670 млрд кВт·ч в год, в том числе по малым ГЭС — 382 млрд кВт·ч в год.

Выработка электроэнергии на действующих ГЭС России в 2002 г. составила 170,4 млрд кВт·ч, в том числе на малых ГЭС — 2,2 млрд кВт·ч.

**Экономические гидроэнергетические ресурсы** — это часть технических ресурсов, которую по современным представлениям целесообразно

но использовать в обозримой перспективе. Они существенно зависят от прогресса в энергетике, удаленности ГЭС от места подключения к энергосистеме, обеспеченности рассматриваемого региона другими энергетическими ресурсами, их стоимостью, качеством и т. п.

### 5.3. Схемы создания напора и основное оборудование ГЭС

Наиболее эффективное использование энергии водотока возможно при концентрации перепадов уровней воды на относительно коротком участке. Для использования падения уровней рек, распределенных по значительной длине водотока, прибегают к искусственному сосредоточению перепада, что может быть осуществлено различными способами.

Различают три основные схемы:

- плотинную, при которой напор создается плотиной;
- деривационную, где напор создается преимущественно с помощью деривации (отведения, отклонения), выполняемой в виде канала, туннеля или трубопровода;
- комбинированную, в которой напор создается плотиной и деривацией.

*Плотинная схема* (см. рис. 5.2, а) предусматривает создание подпора уровня водотока путем сооружения плотины. Образующееся при этом водохранилище может использоваться в качестве регулирующей емкости, позволяющей периодически накапливать запасы воды и более полно использовать энергию водотока.

В гидроузлах, осуществленных по плотинной схеме создания напора, различают русловые и приплотинные здания станций.

ГЭС с русловым зданием характеризуется тем, что ее здание входит в состав водоподпорных сооружений и воспринимает давление воды со стороны верхнего бьефа. Конструкция здания в этом случае должна удовлетворять всем требованиям устойчивости и прочности, предъявляемым к плотинам. Размеры здания, в частности его высота, определяются напором, поэтому ГЭС с русловыми зданиями строятся при сравнительно небольших напорах — до 30...40 м (каскад Волжских ГЭС).

ГЭС с приплотинным зданием характеризуется тем, что ее здание располагается за плотиной (см. рис. 5.1) и не воспринимает давление воды. На крупных современных гидроэлектростанциях такого типа напор достигает до 300 м (Красноярская ГЭС).

*Деривационная схема* (см. рис. 5.2, б, в и д) позволяет получить сосредоточенный перепад путем отвода воды из естественного русла по искусственному водоводу, имеющему меньший продольный уклон. Благодаря этому уровень воды в конце водовода оказывается выше уровня воды в реке. Эта разность уровней и является напором гидроэлектростанции. В зависимости от типа искусственных водоводов (деривации) различают ГЭС с напорной и с безнапорной деривацией. При безнапорной деривации отвод воды из реки осуществляется безнапорными водоводами, например открытым каналом (рис. 5.3, в). Для забора воды в деривационный канал в русле реки возводится невысокая плотина, создающая водохранилище. Вода в канал поступает через водоприемник. Плотина, водоприемник, а в ряде случаев и другие сооружения (водосброс, отстойник и пр.) образуют так называемый головной узел деривационной гидроэлектростанции. Деривационный канал заканчивается напорным бассейном, из которого вода по трубопроводам подается к турбинам в здание станции. Прошедшая через турбины вода отводится обратно в русло реки по отводящему каналу. Напорный бассейн, трубопроводы, здание станции и другие сооружения, примыкающие к ним, образуют станционный узел, который в зависимости от длины деривации может находиться на значительном удалении от головного узла.

На рисунке 5.3, д показан общий вид ГЭС с напорной деривацией в виде напорного туннеля. В ряде случаев для защиты деривационных напорных водоводов от перегрузок избыточным внутренним давлением может потребоваться строительство специального сооружения — уравнильного резервуара.

Создание или увеличение сосредоточенного перепада уровней воды можно осуществить также посредством отводящего деривационного водовода, продольный уклон которого меньше уклона естественного русла. В этом случае здание ГЭС располагается в глубокой выемке или под землей в удалении от нижнего сечения используемого участка водотока.

Сооружение деривационных ГЭС оказывается целесообразным в горных условиях при больших уклонах рек и относительно малых расходах воды; тогда при небольшой протяженности и малой площади сечения деривационного водовода можно получить большой напор (до 1000 м и более) и соответственно большую мощность.

*Комбинированная схема* (см. рис. 5.3, б) предусматривает создание напора посредством использования напора как плотины, так и деривационных сооружений.



а



б

Рис. 5.3. Общий вид деривационной ГЭС:  
а — с безнапорной деривацией; б — с напорной деривацией

На всех гидроэлектростанциях, построенных по любой из указанных выше схем, механическая энергия движущихся масс воды преобразуется в электрическую с помощью гидротурбин и гидрогенераторов, размещенных вместе с многочисленным вспомогательным оборудованием в зданиях станции.



### 5.3.1. Напоры гидроэлектрических станций

Напоры гидроэлектрических станций определяются в соответствии с типами ГЭС. Разность отметок верхнего и нижнего бьефов называется статическим напором  $H_{ст}$ , м:

$$H_{ст} = \nabla ВБ - \nabla НБ.$$

Разность удельных энергий потока в сечении 1—1 верхнего бьефа до входа в энергетические водоводы и в сечении 2—2, расположенном в нижнем бьефе за отсасывающими трубами гидротурбин, называется напором брутто  $H_{бр}$ , м (см. рис. 5.4):

$$H_{бр} = H_{ст} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} - \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}.$$

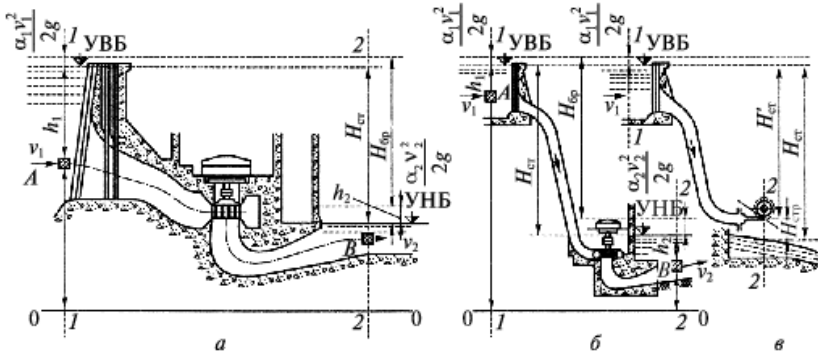


Рис. 5.4. Схемы определения напоров ГЭС: а — русловая ГЭС; б — деривационная ГЭС; в — ГЭС с ковшовыми турбинами

Разность напора брутто и гидравлических потерь в подводящем и отводящем водоводах  $h_{пот}$  (по длине и местные) называется напором нетто  $H_n$ , м:

$$H_n = H_{бр} - h_{пот} = H_{ст} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} - \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - h_{пот}. \quad (5.7)$$

Поскольку разность кинетических энергий обычно невелика, в большинстве случаев для практических расчетов напор, используемый турбинами ГЭС, м, принимается равным

$$H = H_{ст} - h_{пот}. \quad (5.8)$$

Потери напора  $h_{пот}$  обычно составляют 2...5%  $H_{ст}$ .

При использовании на ГЭС активных ковшовых гидротурбин с выпуском воды из сопла в атмосферу имеется еще дополнительная потеря напора  $h_{стр}$  (см. рис. 5.4, *в*), равная разности отметок оси струи и уровня нижнего бьефа. Напор турбин в этом случае определится выражением

$$H = H_{ст} - h_{стр} - h_{пот} \quad (5.9)$$

### 5.3.2. Гидротурбины

Основным энергетическим оборудованием ГЭС являются гидротурбины и генераторы.

*Гидравлической турбиной* называется машина, преобразующая энергию движения воды в механическую энергию вращения ее рабочего колеса. Гидротурбины разделяют на два класса: активные и реактивные. Турбина называется *активной*, если используется только кинетическая энергия потока, и *реактивной*, если используется и потенциальная энергия при реактивном эффекте.

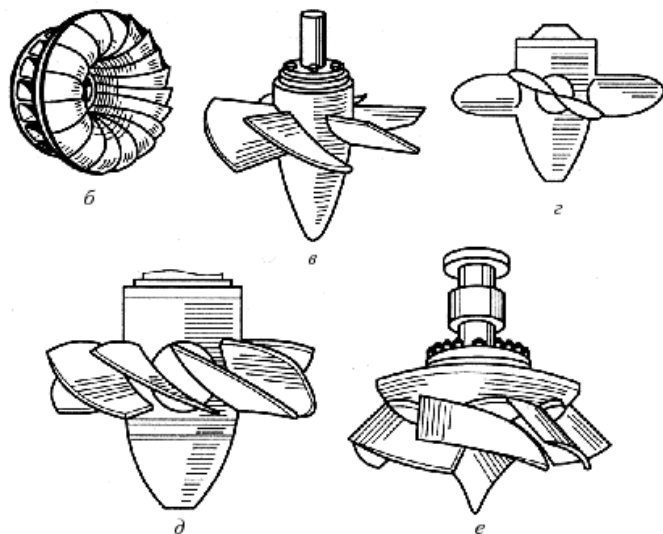
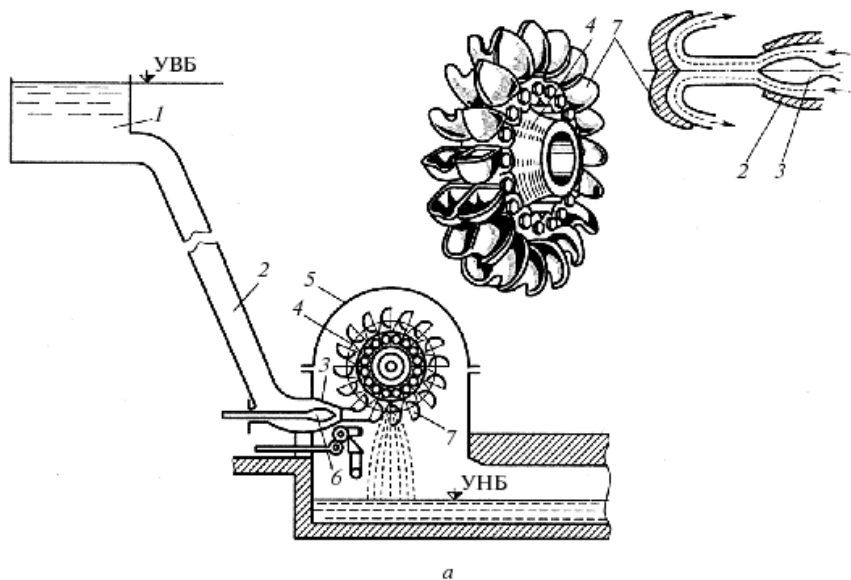
Наиболее распространенными активными гидротурбинами являются ковшовые (рис. 5.5, *а*).

В *ковшовой активной турбине* потенциальная энергия гидростатического давления в суживающейся насадке — сопле — полностью превращается в кинетическую энергию движения воды. Рабочее колесо турбины выполнено в виде диска, по окружности которого расположены ковшеобразные лопасти (7). Вода, огибая поверхности лопастей, меняет направление движения. При этом возникают центробежные силы, действующие на поверхности лопастей, и энергия движения воды преобразуется в энергию вращения колеса турбины.

Если скорость движения воды, вытекающей из турбины, равна нулю, то вся кинетическая энергия воды, не считая потерь, превращается в механическую энергию турбины.

Внутри сопла расположена регулировочная игла (6) перемещением которой меняется выходное сечение сопла, а следовательно, и расход воды.

В *реактивной гидравлической турбине* на лопастях рабочего колеса преобразуется как кинетическая, так и потенциальная энергия воды в механическую энергию турбины. Вода, поступающая на рабочее колесо турбины, обладает избыточным давлением, которое по мере протекания воды по проточному тракту рабочего колеса уменьшается. При этом вода оказывает реактивное давление на лопасти турбины



**Рис. 5.5.** Схема работы ковшовой турбины (а) и виды рабочих колес радиально-осевой (б), пропеллерной (в), поворотно-лопастной (г), двухпервой (д) и диагональной (е) реактивных гидротурбин: 1 — бассейн верхнего уровня (бьефа); 2 — турбинный трубопровод; 3 — сопло; 4 — рабочее колесо; 5 — кожух; 6 — регулировочная игла; 7 — лопасти (ковши)

и слагающая потенциальной энергии воды превращается в механическую энергию рабочего колеса турбины.

За счет кривизны лопастей изменяется направление потока воды, при котором, как и в активной турбине, кинетическая энергия воды в результате действия центробежных сил превращается в механическую энергию турбины. Рабочее колесо реактивной турбины в отличие от активной полностью находится в воде, т. е. поток воды поступает одновременно на все лопасти рабочего колеса. Различные конструкции рабочих колес реактивных гидротурбин показаны на рис. 5.5, б—е.

*У радиально-осевых турбин* лопасти рабочего колеса имеют сложную кривизну, поэтому вода, поступающая с направляющего аппарата, постепенно меняет направление с радиального на осевое. Такие турбины используют в широком диапазоне напоров 30...600 м. В настоящее время созданы уникальные радиально-осевые турбины мощностью 700 МВт.

*Пропеллерные турбины* обладают простой конструкцией и высоким КПД, однако у них с изменением нагрузки КПД резко уменьшается.

*У поворотно-лопастных гидротурбин* в отличие от пропеллерных лопасти рабочего колеса поворачиваются при изменении режима работы для поддержания высокого значения КПД.

*Двухперовые турбины* имеют спаренные рабочие лопасти, что позволяет повысить расход воды. Широкое применение их ограничено конструктивными сложностями. Сложная конструкция свойственная также *диагональным турбинам*, у которых рабочие лопасти поворачиваются относительно своих осей.

Радиально-осевые турбины установлены на Братской, Красноярской ГЭС и др. Поворотно-лопастными турбинами оборудованы Куйбышевская, Волгоградская, Каховская и Кременчугская ГЭС и др.

На электрических станциях турбина и генератор связаны общим валом. Частоты их вращения не могут выбираться произвольно. Они зависят от числа пар полюсов ротора генератора и частоты переменного тока, которая должна соответствовать стандартной. Кроме того, необходимо учитывать, что при небольших частотах вращения турбины получают громоздкими и дорогими. Чтобы получить скорости агрегатов, близкие к оптимальным, при больших напорах используют турбины с малыми значениями коэффициента быстроходности, а при больших напорах — с большими значениями этого коэффициента.

Разнообразие природных условий, в которых сооружаются ГЭС, определяет разнообразие конструктивного исполнения турбин. Мощности турбин изменяются от нескольких киловатт до 640 МВт, а частоты вращения изменяются от  $16 \frac{2}{3}$  до  $1500 \text{ мин}^{-1}$ .

В последнее время стали применяться горизонтальные агрегаты (капсульные), в которых генератор заключен в герметичную капсулу, обтекаемую водой. КПД таких агрегатов выше (95...96%) благодаря лучшим гидравлическим условиям обтекания.

При сооружении ГЭС обычно решают комплекс народнохозяйственных задач, в который помимо выработки электрической энергии входит регулирование стока воды и улучшение судоходства реки, создание орошаемых массивов, развитие энергоемких производств, использующих местное сырье, и т. д.

В настоящее время на равнинных реках сооружают электростанции, напор которых достигает 100 м, например на Братской ГЭС, построенной на Ангаре, и на Асуанской ГЭС, построенной в Египте.

На рисунке 5.6 показана Саяно-Шушенская ГЭС на р. Енисей, у которой высота плотины составляет 240 м и вода по водоводам поступает к 10 турбинам, вращающим электрические генераторы мощностью по 640 МВт каждый.

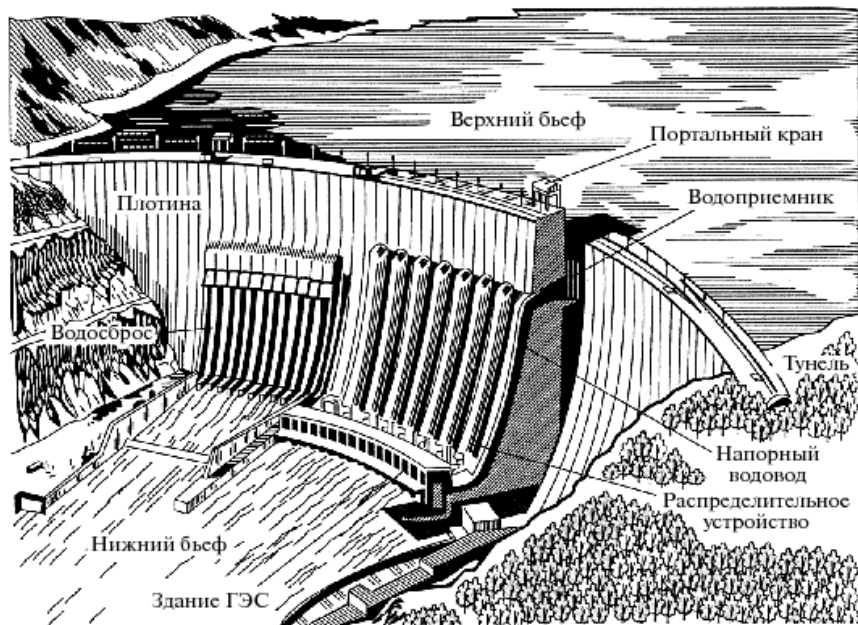


Рис. 5.6. Общий вид Саяно-Шушенской ГЭС (приплотинного типа с напором 240 м, мощностью 640 МВт)

## 5.4. Энергия и мощность ГЭС

Энергия, используемая ГЭС, может быть определена из (5.3) путем замены  $H_{\text{уч}}$  на напор  $H$  по (5.8) или по (5.9). Однако на ГЭС выработку энергии и мощность принято измерять на выводах гидротурбины, поэтому энергия и мощность ГЭС будет определяться с учетом коэффициентов полезного действия гидротурбины и электрогенератора.

Мощность на валу гидротурбины (кВт) определяется как

$$N_T = 9,81 Q_T H \eta_T, \quad (5.10)$$

где  $Q_T$  — расход воды через гидротурбину, м<sup>3</sup>/с;  $H$  — напор турбины с учетом потерь по (5.8) или (5.9);  $\eta_T$  — коэффициент полезного действия (КПД) турбины (у современных крупных гидротурбин  $\eta_T = 0,93 \dots 0,96$ ).

Электрическая мощность гидрогенератора

$$N_{\text{ген}} = N_T \eta_{\text{ген}}, \quad (5.11)$$

где  $\eta_{\text{ген}}$  — КПД гидрогенератора, обычно  $\eta_{\text{ген}} = 0,97$ .

Регулирование мощности агрегата ГЭС производится изменением расхода воды, проходящего через гидротурбину. Мощность ГЭС в  $i$ -й момент времени равна

$$N_{Ti} = 9,81 Q_{Ti} H_{Ti} \eta_{Ti}, \quad (5.12)$$

где  $Q_{Ti}$ ,  $H_{Ti}$ ,  $\eta_{Ti}$  — расход ГЭС, напор ГЭС и КПД ГЭС соответственно в  $i$ -й момент времени.

Выработка электроэнергии ГЭС (кВт·ч) за период времени  $T$  (ч) определяется как

$$\mathcal{E}_{\text{ГЭС}} = \int_0^T N_{Ti} dt. \quad (5.13)$$

В качестве расчетного периода  $T$  рассматриваются час, сутки, неделя, месяц, год.

Годовая выработка электроэнергии ГЭС не является постоянной величиной, а изменяется в зависимости от объема стока, поступившего в водохранилище, степени его регулирования и условий эксплуатации ГЭС. При годичном регулировании годовая выработка электроэнергии ГЭС, как правило, существенно колеблется в основном за счет энергоотдачи в паводковый период.

При многолетнем регулировании неравномерность выработки электроэнергии по годам бывает незначительной.

Очевидно, что электрическая мощность, подведенная к потребителю, меньше мощности, производимой гидроэлектростанцией,  $N_{ГЭС}$ . Сумма всех потерь при передаче электрической мощности от ГЭС до потребителя и при многократных преобразованиях ее в повышающих и понижающих трансформаторах можно оценить при помощи КПД системы передачи и преобразований  $\eta_{пер}$ . Обычно  $\eta_{пер}$  составляет 0,92...0,93.

Установленная мощность ГЭС  $N_{уст}$  определяется как сумма номинальных (паспортных) мощностей установленных на ней генераторов. Она соответствует максимальной мощности, которую может развить гидроэлектростанция.

### Контрольные вопросы

1. Перечислите основные типы ГЭС.
2. Какие параметры характеризуют водоток?
3. Как определяется напор гидроэлектрических станций нетто и брутто?
4. Какие виды гидротурбин используются на ГЭС?
5. Как определяются мощность и энергия гидроэлектростанции за какой-нибудь период времени?

## 6. ВЕТРОЭНЕРГЕТИКА И СОЛНЕЧНАЯ ЭНЕРГЕТИКА

### 6.1. Общие сведения о ветроэнергетике

*Энергия ветра* на земном шаре оценивается в 175...219 тыс. ТВт·ч в год, при этом развиваемая им мощность достигает  $(20...25) \cdot 10^9$  кВт. Это примерно в 2,7 раза больше суммарного расхода энергии на планете. Считают что полезно может быть использовано только 5% от этой величины; в настоящее же время используется значительно меньше. Применять ветер, т. е. энергию движения воздуха, человек начал еще в глубокой древности.

Постоянные воздушные течения к экватору со стороны северного и южного полушарий образуют систему пассатов. Общая циркуляция атмосферы происходит главным образом из-за вращения Земли, при котором под действием центробежной силы инерции воздушные массы отбрасываются в районе экватора в верхние слои атмосферы. На место ушедших масс воздуха с севера и юга подтекают новые воздушные слои.

Помимо постоянных движений воздушных слоев существуют периодические движения воздуха с моря на сушу и обратно в течение суток (бризы) и года (муссоны). Происхождение бризов и муссонов обусловлено различными нагреваниями воды и суши вследствие их различной теплоемкости.

При использовании энергии ветра в современных условиях стремились учесть опыт тех стран, в которых ветряные двигатели издавна широко применялись, особенно в Дании и Голландии — странах классических ветряных мельниц.

Многие видные русские исследователи, такие как проф. Н. Е. Жуковский и акад. С. А. Чаплыгин, внесли большой вклад в развитие ветряных двигателей.

*Ветроэнергетика* — отрасль науки и техники, разрабатывающая теоретические основы, методы и средства использования энергии ветра для получения механической, электрической и тепловой энергии (ветротехника) и определяющая области и масштабы целесообразного использования ветровой энергии в народном хозяйстве.

Использование ветровой энергии осуществляется с помощью специальных установок.



Ветроэнергетическая установка (ВЭУ) — это комплекс технических устройств для преобразования кинетической энергии ветрового потока в какой-либо другой вид энергии. ВЭУ состоит из ветроагрегата (ветродвигателя в комплекте с одной или несколькими рабочими машинами), устройства, аккумулирующего энергию или резервирующего мощность, в ряде случаев дублирующего двигателя (большой частью теплового) и систем автоматического управления и регулирования режимов работы установки.

Различают ветросиловые установки и ветроэлектрические станции.

Под *ветродвигателем* понимают двигатель, использующий кинетическую энергию ветра для выработки механической энергии. Различают ветродвигатели крыльчатые с коэффициентом использования энергии ветра до 0,48 (наиболее распространенные), карусельные или роторные, с коэффициентом использования не более 0,15, и барабанные.

В основном ветродвигатели применяют в ветроэлектрических станциях.

В настоящее время ветроэнергетика — одна из самых бурно развивающихся отраслей мировой электроэнергетики. В 1960—1970-е гг. прошлого столетия большинство эксплуатируемых в Европе ВЭУ имело мощность до 20 кВт, затем — от 100 до 250 кВт; средняя мощность ВЭУ, выпущенных в 2002 г. в Германии, составила 1100 кВт. Тенденция роста единичных мощностей ВЭУ, по-видимому, сохранится и далее. Так фирма «De Wind» планирует создание агрегатов мощностью 3...5 МВт. Общий мировой прогноз мощности ВЭУ к 2006 г. составит более 36 000 МВт.

Современные мощные ВЭУ более экономичны, стоимость 1 кВт установленной мощности таких установок ниже. Ветроколесо мощных ВЭУ находится на большой высоте, где скорость ветра выше (рис. 6.1, а). Выше у них и коэффициент удельной выработки электроэнергии  $K_{уд}$ , являющийся обобщенной характеристикой ВЭУ (рис. 6.1, б):

$$K_{уд} = \frac{W_{год}}{\pi R^2}, \quad (6.1)$$

где  $W_{год}$  — годовая выработка электроэнергии, кВт·ч;  $\pi R^2$  — ометаемая поверхность ветроколеса, м<sup>2</sup>.

Считается целесообразным установка ВЭУ в местах, где среднегодовая скорость ветра составляет более 5 м/с.

На бурное развитие ВЭУ указывают данные роста установленных мощностей в ряде стран мира (табл. 6.1).

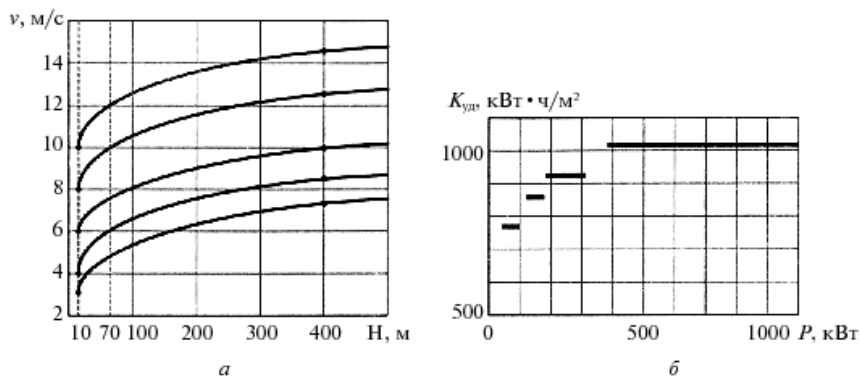


Рис. 6.1. К характеристикам ВЭУ:

$a$  — зависимость среднегодовой скорости ветра от высоты над поверхностью земли;  $b$  — средняя удельная выработка электроэнергии ВЭУ в Дании

Таблица 6.1

**Установленная мощность ветроустановок, в странах мира, подключенных к электрическим сетям, МВт.**

Страна	1998 г.	2001 г.
Дания	130	2 417
Германия	2 875	8 754
Италия	178	697
Испания	834	3 337
Швеция	174	290
Англия	333	474
Финляндия	17,4	39
Португалия	60	125
Россия	4,15	7
Канада	82	142
США	1 820	2 525
Китай	214	328
Япония	40	142
Всего в мире	9 665	24 000

Важным шагом в развитии ветроэнергетики в России, обладающей огромным потенциалом, можно считать сдачу в эксплуатацию в 2002 г. самого крупного ветропарка в стране мощностью 5,1 МВт (одна установка мощностью 600 кВт и 20 — по 225 кВт каждая), построенного в Калининградской области. Кроме этого построена Анадырская ВЭС

(Чукотка) мощностью 2,5 МВт (10 агрегатов по 250 кВт) и строится Элистинская ВЭС (Калмыкия) мощностью 22 МВт (22 агрегата по 1 МВт).

## 6.2. Энергия воздушного потока и мощность ВЭУ

Кинетическая энергия  $\bar{E}_{\text{кин}}$  (Дж) воздушного потока со средней скоростью  $\bar{v}$  (м/с), проходящего через поперечное сечение  $F$  (м<sup>2</sup>), перпендикулярное  $\bar{v}$ , и массой воздуха  $m$  (кг) рассчитывается по формуле

$$\bar{E}_{\text{кин}} = \frac{mv^2}{2}. \quad (6.2)$$

Величина  $m$  определяется по формуле

$$m = \rho \bar{v} F,$$

где  $\rho$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

Обычно в расчетах в качестве  $\rho$  принимают ее значение, равное 1,226 кг/м<sup>3</sup> и соответствующее следующим нормальным климатическим условиям:  $t = 15^\circ\text{C}$ ,  $p = 760$  мм рт. ст. или 101,3 кПа. Если в (6.2) в качестве  $m$  взять секундную массу воздуха (кг/с), то получим значение мощности, развиваемой потоком воздуха (Дж/с или Вт), т. е.

$$N = 0,5\rho\bar{v}^3 F. \quad (6.3)$$

Для  $F = 1$  м<sup>2</sup> получаем значение удельной мощности (Вт) ветрового потока  $N_{\text{уд}}$  (Вт/м<sup>2</sup>) со скоростью  $\bar{v}$  (м/с):

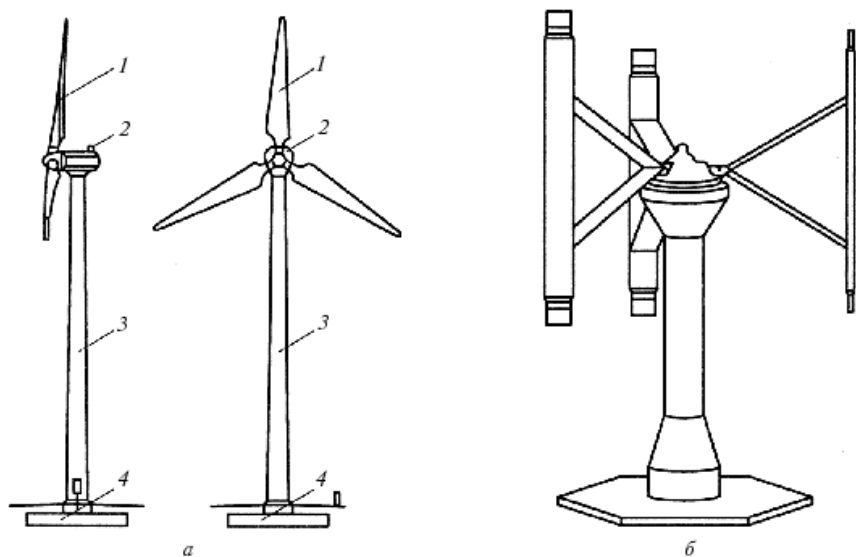
$$N_{\text{уд}} = 0,5\rho\bar{v}^3. \quad (6.4)$$

Обычно в ветроэнергетике используется рабочий диапазон скоростей ветра, не превышающих 25 м/с. Эта скорость соответствует 9-балльному ветру (шторму) по 12-балльной шкале Бофорта. Ниже приведены значения  $N_{\text{уд}}$  для указанного рабочего диапазона скоростей ветра:

$\bar{v}$ , м/с	2	3	4	5	10	14	18	20	23	25
$N_{\text{уд}}$ , Вт/м <sup>2</sup>	4,9	16,55	39,2	76,6	613	1682	3575	4904	7458	9578

Преобразование кинетической энергии ветра в электрическую происходит с помощью ветроэнергетических установок (ВЭУ), которые можно классифицировать по следующим признакам:

- мощности — малые (до 10 кВт), средние (от 10 до 100 кВт), крупные (от 100 до 1000 кВт), сверхкрупные (более 1000 кВт);
- числу лопастей рабочего колеса — одно-, двух-, трех- и многолопастные;
- отношению рабочего колеса к направлению воздушного потока — с горизонтальной осью вращения, параллельной (рис. 6.2, *а*) или перпендикулярной вектору скорости (ротор Дарье) (рис. 6.2, *б*).



**Рис. 6.2.** Виды ветроэнергетических установок:  
*а* — с горизонтальной осью вращения; *б* — с вертикальной осью вращения; 1 — рабочее колесо; 2 — гондла с двигателем и редуктором; 3 — башня; 4 — фундамент установки

В настоящее время в мире и в России наибольшее распространение получили трехлопастные ВЭУ с горизонтальной осью вращения, в состав которых входят следующие основные компоненты: рабочее колесо 1, гондла 2 с редуктором и генератором, башня 3 и фундамент 4.

Башня — чаще трубообразная, реже — решетчатая, на ней в гондле размещается основное энергетическое, механическое и вспомогательное оборудование ВЭУ, в том числе рабочее колесо или ротор с лопастями, преобразующий энергию ветра в энергию вращения вала, редуктор для повышения частоты вращения вала ротора и генератор. Лопасти ротора могут быть жестко закреплены на его втулке или изме-

нять свое положение в зависимости от скорости ветра для повышения полезной мощности ВЭУ. В качестве генератора могут использоваться синхронные и асинхронные (чаще всего), а также (реже) асинхронизируемые синхронные генераторы.

Для каждой ветроэнергетической установки можно выделить следующие три характерные значения рабочей скорости ветра:

- 1)  $v_p^{\min}$ , при которой  $0 \leq v \leq v_p^{\min}$  и мощность ВЭУ равна нулю;
- 2)  $v_p^N$ , при которой скорость ветра  $v_p^{\min} \leq v \leq v_p^N$  и мощность ВЭУ меняется в зависимости от скорости ветра и частоты вращения ротора;
- 3)  $v_p^{\max}$ , при которой скорости ветра  $v > v_p^{\max}$ , а мощность ВЭУ равняется нулю за счет принудительного торможения ротора или разворота его лопастей параллельно вектору скорости ветра.

Для ориентировочных расчетов в диапазоне скоростей ветра от  $v_p^{\min}$  до  $v_p^N$  полезная мощность ВЭУ  $N_{ВЭУ}$  (кВт) для заданной скорости ветра  $v$  (м/с) на высоте башни  $H_b$  (м) и диаметре ротора ВЭУ  $D_1$  (м) рассчитывается по формуле

$$N_{ВЭУ} = N_{уд} F_{ВЭУ} \eta_p \eta_r \zeta \cdot 10^{-3}, \quad (6.5)$$

где  $N_{уд}$  (Вт/м<sup>2</sup>) определяется по формуле (6.4);  $F_{ВЭУ}$  (м<sup>2</sup>) — ометаемая площадь

ВЭУ с горизонтальной осью вращения, определяемая по формуле  $F_{ВЭУ} = \frac{\pi D_1^2}{4}$ ;  $\eta_p$  — КПД ротора (порядка 0,9);  $\eta_r$  — КПД электрогенератора (порядка 0,95);  $\zeta$  — коэффициент мощности, обычно принимаемый равным 0,45 в практических расчетах, который учитывает долю получаемой мощности ветродвигателем от мощности воздушного потока.

После подстановки всех указанных значений в (6.5) получаем для ориентировочных расчетов

$$N_{ВЭУ} = 1,85 D_1^2 v^3. \quad (6.6)$$

Для малых ВЭУ  $v_p^{\min}$  находится обычно в пределах 2,5...4 м/с, а  $v_p^N$  8...10 м/с. Для крупных ВЭУ указанные значения составляют 4...5 м/с и 12...15 м/с соответственно. Предельная допустимая скорость ветра по соображениям прочности ВЭУ равна 60 м/с.

Уровень шума крупных ВЭУ непосредственно у основания башни не превышает 95...100 дБ. Обычно для энергетических целей используют кинетическую энергию приземного слоя воздуха высотой не более 200 м с максимальной его плотностью  $\rho$ . При этом для повышения мощности единичной ВЭУ с заданным диаметром ротора  $D_1$  (м) стре-

мятся увеличить высоту башни  $H_0$  (м), так как скорость ветра увеличивается с высотой.

Чем выше расчетная скорость ветра, тем выше эффективность ВЭУ. Обычно в качестве нее применяется среднегодовая скорость ветра  $\bar{v}_0$  (м/с), которая относительно мало меняется по годам. В то же время скорость ветра в течение года может существенно меняться во времени (как в течение суток, так и года в целом). Для нее характерны случаи, когда скорость ветра равна нулю (штиль), или не превышает  $v_p^{\min}$  (в этом случае мощность ВЭУ равна нулю из-за малой скорости ветра), или превышает  $v_p^{\max}$  (здесь мощность ВЭУ также равна нулю, но уже по соображениям прочности сооружений). Это означает, что гарантированная мощность ВЭУ в этих случаях равна нулю, и использование ВЭУ может лишь привести к экономии других видов энергоресурсов. Процесс изменения скорости ветра в течение года имеет свои закономерные зависимости (зимой скорость ветра выше, чем летом; в полдень выше, чем утром).

В ветроэнергетических расчетах учитывается также и роза ветров, т. е. характерные направления скоростей ветра в данной точке в течение года. Особое значение роза ветров приобретает в случае строительства ветропарков или ветроэлектростанций (ВЭС), состоящих из нескольких ВЭУ (десятков и сотен) в данной местности.

Для оценки перспективности ВЭУ в данной местности или регионе необходимо знать его валовые, технические и экономические ветроэнергетические ресурсы.

Для России в целом указанные виды ресурсов соответственно равны: 80 000; 6218 и 31 ТВт·ч. На сегодняшний день использование указанных ресурсов ветра в России практически неосуществимо. Обычно в мировой практике принято считать, что если среднегодовая скорость ветра в данной местности превышает 5 или 6 м/с, то использование ВЭУ здесь весьма перспективно.

Для среднегодовых скоростей ветра от 3 до 5 (6) м/с необходимы детальные технико-экономические расчеты, в том числе и учет условий использования ВЭУ — в объединенной или локальной системе электроснабжения или для питания автономного потребителя, а также конкретные социально-экологические и экономические характеристики рассматриваемого региона.

Весьма перспективным для России представляется совместное использование ВЭУ и дизельных энергоустановок (ДЭУ), которые в настоящее время составляют основы локальных систем электроснабжения обширных северных и приравненных к ним территорий страны. Ис-

пользование энергии ветра в России весьма незначительно, хотя в стране имеется хороший производственный потенциал для разработки серийных или массовых ВЭУ любой мощности (от сотен ватт до 1 МВт).

Весьма ощутимы успехи развития ветроэнергетики в мире, где ежегодный прирост мощности в последнее пятилетие составляет 30% и более в разных странах. На 01.01.2002 г. общая установленная мощность в мире составила 24 927 МВт при годовом приросте мощности 6824 МВт (27,37%).

### 6.3. Солнечная энергетика

Лучистая энергия Солнца, поступающая на Землю, представляет собой самый значительный источник энергии, которым располагает человечество. Поток солнечной энергии на земную поверхность эквивалентен условному топливу  $1,2 \cdot 10^{14}$  т. Солнце, как и другие звезды, является раскаленным газом. В его составе 82% водорода, 17% гелия, остальные элементы составляют около 1%. Внутри Солнца существует область высокого давления, где температура достигает 15...20 млн град. На Солнце имеется в незначительном количестве кислород, и поэтому процессы горения, понимаемые в обычном смысле, не протекают сколько-нибудь заметно. Огромная энергия образуется на Солнце за счет синтеза легких элементов водорода и гелия.

Одна из проблем использования солнечной энергии заключается в том, что наибольшее количество ее поступает летом, а наибольшее потребление энергии происходит зимой.

Солнечная энергетика — отрасль науки и техники, разрабатывающая основы, методы и средства использования солнечного излучения, или солнечной радиации, для получения электрической, тепловой и других видов энергии и использования их в народном хозяйстве.

Солнечное излучение (СИ) — это процесс переноса энергии при распространении электромагнитных волн в прозрачной среде. По квантовой теории, электромагнитные волны — это поток элементарных частиц и фотонов с нулевой массой покоя, движущихся в вакууме со скоростью света. В космосе через  $1 \text{ м}^2$  в 1 с проходит  $3 \cdot 10^{21}$  фотонов, энергия которых зависит от длины волны (мкм).

Земля находится от Солнца на расстоянии примерно 150 млн км. Площадь поверхности Земли, облучаемой Солнцем, составляет около  $500 \cdot 10^6 \text{ км}^2$ . Поток солнечной радиации, достигающей Земли, по разным оценкам составляет  $(7,5 \dots 10) \cdot 10^7 \text{ кВт} \cdot \text{ч/г}$ , или  $(0,85 \dots 1,2) \cdot 10^{14} \text{ кВт}$ ,

что значительно превышает ресурсы всех других возобновляемых источников энергии.

Солнечное излучение на поверхность Земли зависит от многих факторов: широты и долготы местности, ее географических и климатических особенностей, состояния атмосферы, высоты Солнца над горизонтом, размещения приемника СИ на Земле и по отношению Солнца и т. д.

Поток солнечного излучения на Землю меняется, достигая максимума в 2200 кВт·ч/м<sup>2</sup> в год для северо-запада США, запада Южной Америки, части юга и севера Африки, Саудовской Аравии и Центральной части Австралии. Россия находится в зоне, где поток СИ меняется в пределах 800...1400 кВт·ч/м<sup>2</sup> в год. При этом продолжительность солнечного сияния в России находится в пределах 1700...2000 ч/г и несколько более. Максимум указанных значений на Земле составляет более 3600 ч/г. За год на всю территорию России поступает солнечной энергии больше, чем энергии от всех российских ресурсов (нефти, газа, угля и урана).

В мире сегодня солнечная энергетика весьма интенсивно развивается и занимает заметное место в топливно-энергетическом комплексе ряда стран, например в Германии. В этой стране, как и в ряде других развитых и развивающихся стран, принят ряд законов на государственном уровне, которые дают существенную поддержку развитию нетрадиционных возобновляемых источников энергии, и в частности солнечной энергетике.

Солнечная энергия на Земле используется с помощью солнечных энергетических установок, которые можно классифицировать по следующим признакам:

- виду преобразования солнечной энергии в другие виды энергии — теплоту или электричество;
- концентрированию энергии — с концентраторами и без концентраторов;
- технической сложности — простые (нагрев воды, сушилки, нагревательные печи, опреснители и т. п.) и сложные.

Последние можно разделить на два подвида. Первый базируется в основном на системе преобразования солнечного излучения в теплоту, которую далее чаще всего используют в обычных схемах тепловых электростанций. К ним относятся: башенные СЭС, солнечные пруды, солнечные энергетические установки с параболоцилиндрическими концентраторами.

Второй подвид базируется на прямом преобразовании солнечного излучения в электроэнергию с помощью солнечных фотоэлектрических установок (СФЭУ).



Солнечные коллекторы (СК) — это технические устройства, предназначенные для прямого преобразования СИ в тепловую энергию в системах теплоснабжения для нагрева воздуха, воды или других жидкостей. Системы теплоснабжения обычно принято разделять на *пассивные* и *активные*. Самыми простыми и дешевыми являются пассивные системы теплоснабжения, которые для сбора и распределения солнечной энергии используют специальным образом сконструированные архитектурные или строительные элементы здания или сооружения и не требуют дополнительного специального оборудования.

В настоящее время в мире все большее распространение получают активные системы теплоснабжения со специально установленным оборудованием для сбора, хранения и распространения энергии СИ, которые по сравнению с пассивными позволяют значительно повысить эффективность использования СИ, обеспечить большие возможности регулирования тепловой нагрузки и расширить область применения солнечных систем теплоснабжения в целом.

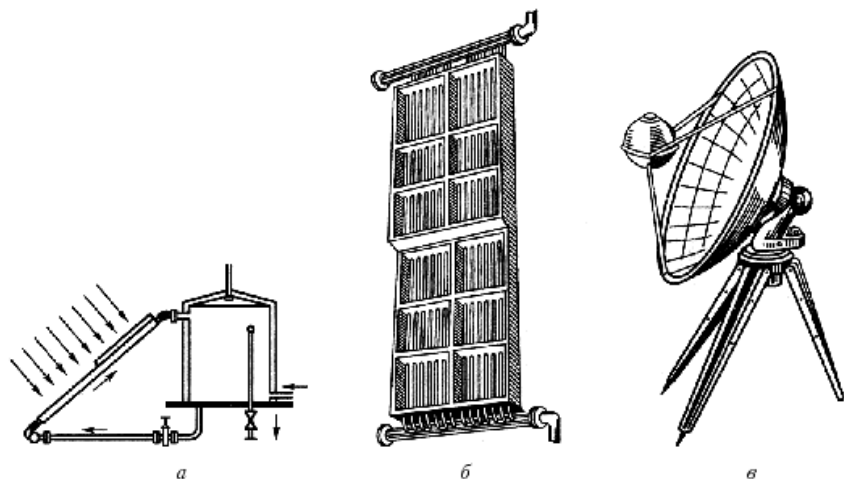
Солнечные коллекторы классифицируются по следующим признакам:

- 1) назначению — для горячего водоснабжения, отопления;
- 2) виду теплоносителя — жидкостные и воздушные;
- 3) продолжительности работы — сезонные и круглогодичные;
- 4) техническому решению — одно-, двух- и многоконтурные.

Сегодня наиболее распространены плоские водонагреватели или СК, позволяющие использовать как прямую, так и диффузную составляющие СИ, которое весьма значительно в условиях России. Такой СК представляет собой теплоизолированный с тыльной стороны к СИ и боков ящик, внутри которого расположены теплопоглощающие каналы, по которым движется теплоноситель. Сверху СК закрыт светопроникающим материалом. Циркуляция теплоносителя в таком подогревателе (чаще всего воды) может осуществляться принудительно с помощью небольшого насоса или естественным путем за счет разности гидростатических давлений в столбах холодной и горячей воды (см. рис. 6.3, а).

Обычный солнечный водоподогреватель для нагрева воды до 50...60 °С, в котором облучаемая поверхность ориентирована на юг под углом 25...35° к горизонту, имеет дневную производительность в среднем 70...80 л воды с 1 м<sup>2</sup> поверхности нагревателя.

В ряде стран мира солнечные коллекторы систем теплоснабжения стали обычным атрибутом жизни. Технологии эффективного нагрева



**Рис. 6.3.** Солнечный водонагреватель:  
*а* — схема установки; *б* — секция солнечного водонагревателя;  
*в* — параболический концентратор СИ

воды для бытовых целей с помощью СИ достаточно хорошо отработаны. Например, в США более 60% находящихся в среднем на широте Крыма частных и общественных бассейнов обогревается за счет СИ. При этом используются простейшие и дешевые системы — бесстельные, без тепловой изоляции, пластиковые.

*Солнечные фотоэлектрические установки* в настоящее время находят все более широкое распространение и применение как источники энергии для средних и малых автономных потребителей, а иногда и для больших солнечных электростанций, работающих в энергосистемах параллельно с традиционными ТЭС, ГЭС и АЭС. Конструктивно СФЭУ обычно состоит из солнечных батарей в виде плоских прямоугольных поверхностей, работа которой состоит в преобразовании энергии СИ в электрическую энергию. Электрический ток в фотоэлектрическом генераторе возникает в результате процессов, происходящих в фотоэлементе при попадании на него СИ. Наиболее эффективны фотоэлектрические генераторы, основанные на возбуждении ЭДС (электродвижущей силы) на границе между проводником и светочувствительным полупроводником (например, кремний) или между разнородными проводниками.

За последние десятилетия фотоэнергетика сделала очень большие шаги в решении двух основных проблем: повышении КПД СФЭУ и снижении стоимости их производства.

Наибольшее распространение получили СФЭУ на основе кремния трех видов: монокристаллического, поликристаллического и аморфного. В промышленном производстве находятся СФЭУ со следующими КПД:

- 1) монокристаллический — 15...16% (до 24% на опытных образцах);
- 2) поликристаллический — 12...13% (до 16% на опытных образцах);
- 3) аморфный — 8...10% (до 14% на опытных образцах).

Все эти данные соответствуют так называемым однослойным фотоэлементам. Сегодня уже исследуются двух- и трехслойные фотоэлементы, которые позволяют использовать большую часть солнечного спектра по длине волны солнечного излучения. Для двухслойного фотоэлемента на опытных образцах получено КПД 30%, а трехслойного — 35...40%.

В последние годы появился весьма перспективный конкурент для кремния в СФЭУ — арсенид галлия. Установки на его основе даже в однослойном исполнении имеют КПД до 30% при гораздо более слабой зависимости его КПД от температуры, поскольку во время работы СФЭУ поверхности их сильно нагреваются, что приводит к снижению их энергетических показателей. Для охлаждения таких установок необходимо использовать охлаждающую воду.

В настоящее время СФЭУ с успехом используются в ряде стран мира, особенно в Японии, Германии и США.

По экспертным оценкам, вновь вводимая за год мощность СФЭУ в мире в 2005 г. составляла 200 МВт, а в 2010 г. составит 700 МВт при среднегодовом приросте около 25%.

Сегодня в России имеется достаточная научная база для развития фотоэнергетики и мощное промышленное производство, которое способно создавать любые современные СФЭУ.

## **Контрольные вопросы**

1. Опишите назначение ВЭУ и принцип ее работы.
2. Как определяется энергия и мощность воздушного потока?
3. Укажите три характерные рабочие скорости ветра ВЭУ.
4. Как определяется мощность ВЭУ?
5. На чем базируется солнечная энергетика?
6. Опишите принцип работы солнечной фотоэлектрической установки.

# ЧАСТЬ ЧЕТВЕРТАЯ

## ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

### ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ

### СТАНЦИЙ

---

## 7. КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ТЭС

### 7.1. Общие сведения

Котельная установка состоит из котла и вспомогательного оборудования. Устройства, предназначенные для получения пара или горячей воды повышенного давления за счет теплоты, выделяемой при сжигании топлива, или теплоты, подводимой от посторонних источников (обычно с горячими газами), называют котельными агрегатами. Они делятся соответственно на *котлы паровые* и *котлы водогрейные*. Котельные агрегаты, использующие (т. е. утилизирующие) теплоту отходящих из печей газов или других основных и побочных продуктов различных технологических процессов, называют *котлами-утилизаторами*.

В состав котла входят: топка, пароперегреватель, экономайзер, воздухоподогреватель, каркас, обмуровка, тепловая изоляция, обшивка.

*Вспомогательным оборудованием* считают: тягодутьевые машины, устройства очистки поверхностей нагрева, топливоприготовление и топливоподачу, оборудование шлако- и золоудаления, золоулавливающие и другие газоочистительные устройства, газовоздухопроводы, трубопроводы воды, пара и топлива, арматуру, гарнитуру, автоматику, приборы и устройства контроля и защиты, водоподготовительное оборудование и дымовую трубу.

К *арматуре* относят регулирующие и запорные устройства, предохранительные и водопробные клапаны, манометры, водоуказательные приборы.

В *гарнитуру* входят лазы, гляделки, люки, шиберы, заслонки.

Здание, в котором располагаются котлы, называют *котельной*.

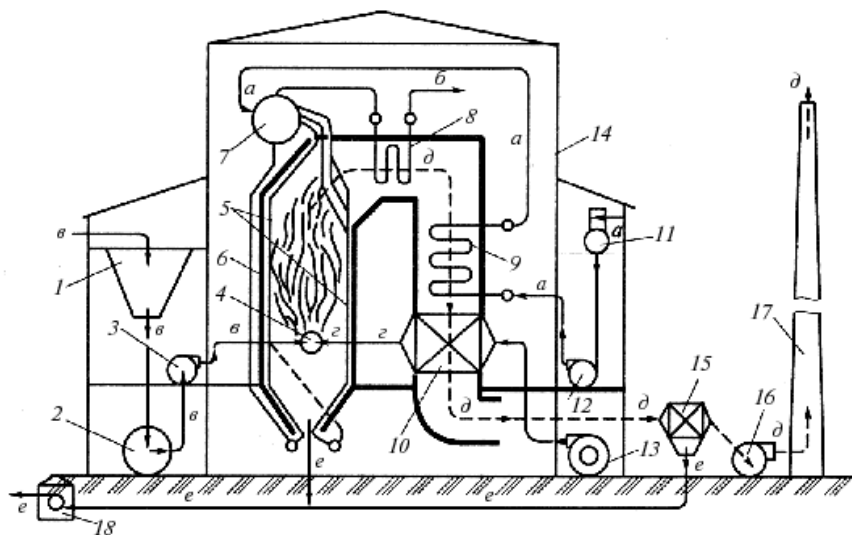
Комплекс устройств, включающий в себя котельный агрегат и вспомогательное оборудование, называют *котельной установкой*. В зависимости от вида сжигаемого топлива и других условий некоторые из указанных элементов вспомогательного оборудования могут отсутствовать.

Котельные установки, снабжающие паром турбины тепловых электрических станций, называют энергетическими. Для снабжения паром производственных потребителей и отопления зданий в ряде случаев создают специальные *производственные* и *отопительные* котельные установки.

В качестве источников теплоты для котельных установок используются природные и искусственные топлива (каменный уголь, жидкие и газообразные продукты нефтехимической переработки, природный и доменный газы и др.), отходящие газы промышленных печей и других устройств.

Технологическая схема котельной установки с барабанным паровым котлом, работающим на пылевидном угле, приведена на рис. 7.1. Топливо с угольного склада после дробления подается конвейером в *бункер сырого угля 1*, из которого направляется в систему пылеприготовления, имеющую углеразмельняющую мельницу 2. Пылевидное топливо с помощью специального вентилятора 3 транспортируется по трубам в воздушном потоке к *горелкам 4* топки котла 5, находящегося в котельной 14. К горелкам подводится также вторичный воздух *дутьевым вентилятором 13* (обычно через *воздухоподогреватель* котла 10). Вода для питания котла подается в его *барабан 7 питательным насосом 12* из бака питательной воды 11, имеющего *деаэрационное устройство*. Перед подачей воды в барабан она подогревается в *водяном экономайзере 9* котла. Испарение воды происходит в трубной системе 6. Сухой насыщенный пар из барабана поступает в *пароперегреватель 8*, затем направляется к потребителю.

Топливо-воздушная смесь, подаваемая горелками в *топочную камеру* (топку) парового котла, сгорает, образуя высокотемпературный (1500 °С) факел, излучающий тепло на трубы 6, расположенные на внутренней поверхности стен топки. Это испарительные поверхности нагрева, называемые *экранами*. Отдав часть теплоты экранам, топочные газы с температурой около 1000 °С проходят через верхнюю часть заднего экрана, трубы которого здесь расположены с большими промежутками (эта часть носит название *фестона*), и омывают пароперегреватель. Затем продукты сгорания движутся через водяной экономайзер, воздухоподогреватель и покидают котел с температурой,



**Рис. 7.1.** Технологическая схема котельной установки:

*а* — водяной тракт; *б* — перегретый пар; *в* — топливный тракт; *г* — путь движения воздуха; *д* — тракт продуктов сгорания; *е* — путь золы и шлака; 1 — бункер топлива; 2 — углеразмольная мельница; 3 — мельничный вентилятор; 4 — горелка; 5 — контур топки и газоходов котельного агрегата; 6 — экраны топки; 7 — барабан; 8 — пароперегреватель; 9 — водяной экономайзер; 10 — воздухоподогреватель; 11 — бак запаса воды с деаэрационным устройством; 12 — питательный насос; 13 — вентилятор; 14 — контур здания котельной (помещения котельного отделения); 15 — золоулавливающее устройство; 16 — дымосос; 17 — дымовая труба; 18 — насосная для откачки золошлаковой пульпы

несколько превышающей 100 °С. Уходящие из котла газы очищаются от золы в *золоулавливающем устройстве 15* и *дымососом 16* выбрасываются в атмосферу через дымовую трубу 17. Уловленная из дымовых газов пылевидная зола и выпавший в нижнюю часть топки шлак удаляются, как правило, потоком воды по каналам, а затем образующаяся пульпа откачивается специальными *багерными насосами 18* и удаляется по трубопроводам.

Из рисунка 7.1 видно, что *барабанный котельный агрегат* состоит из *топочной камеры и газоходов, барабана, поверхностей нагрева*, находящихся под давлением рабочей среды (воды, пароводяной смеси, пара), *воздухоподогревателя, соединительных трубопроводов и воздухопроводов*. Поверхности нагрева, находящиеся под давлением, включают в себя *водяной экономайзер, испарительные элементы, образованные в основном экранами топки и фестомом, и пароперегреватель*. Все по-

верхности нагрева котла, в том числе и воздухоподогреватель, как правило, трубчатые. Лишь некоторые мощные паровые котлы имеют воздухоподогреватели иной конструкции. Испарительные поверхности подключены к барабану и вместе с опускными трубами, соединяющими барабан с нижними коллекторами экранов, образуют *циркуляционный контур*. В барабане происходит разделение пара и воды, кроме того, большой запас воды в нем повышает надежность работы котла.

Нижнюю трапециевидную часть топки котельного агрегата (см. рис. 7.1) называют холодной воронкой — в ней охлаждается выпадающий из факела частично спекшийся зольный остаток, который в виде шлака проваливается в специальное приемное устройство. Газомазутные котлы не имеют холодной воронки. Газоход, в котором расположены водяной экономайзер и воздухоподогреватель, называют конвективным (*конвективная шахта*), в нем теплота передается воде и воздуху в основном конвекцией. Поверхности нагрева, встроенные в этот газоход и называемые хвостовыми, позволяют снизить температуру продуктов сгорания от 500...700 °С после пароперегревателя почти до 100 °С, т. е. полнее использовать теплоту сжигаемого топлива.

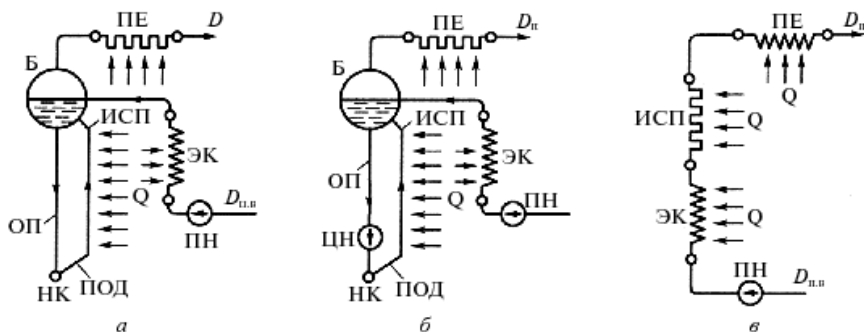
Вся трубная система и барабан котла поддерживаются каркасом, состоящим из колонн и поперечных балок. Топка и газоходы защищены от наружных теплопотерь *обмуровкой* — слоем огнеупорных и изоляционных материалов. С наружной стороны обмуровки стенки котла имеют газоплотную *обшивку* стальным листом с целью предотвращения присосов в топку избыточного воздуха и выбивания наружу запыленных горячих продуктов сгорания, содержащих токсичные компоненты.

## 7.2. Назначение и классификация котлоагрегатов

Как уже отмечалось, *котельным агрегатом* называется энергетическое устройство для получения пара заданного давления и температуры и в заданном количестве ( $p$ , МПа;  $t$ , °С;  $D$ , т/ч). Часто это устройство называют парогенератором, ибо в нем происходит генерация пара, или просто паровым котлом. Если конечным продуктом является горячая вода заданных параметров (давления и температуры), используемая в промышленных технологических процессах и для целей отопления промышленных, общественных и жилых зданий, то устройство называют водогрейным котлом. Таким образом, все котлоагрегаты можно подразделить на два основных класса: паровые и водогрейные.

По характеру движения воды, пароводяной смеси и пара паровые котлы подразделяются (см. рис. 7.2):

- 1) на барабанные с естественной циркуляцией;
- 2) барабанные с многократной принудительной циркуляцией;
- 3) прямоточные.



**Рис. 7.2.** Схемы генерации пара в паровых котлах: *a* — естественная циркуляция; *б* — многократная принудительная циркуляция; *в* — прямоточная схема; Б — барабан; ИСП — испарительные поверхности; ПЕ — пароперегреватель; ЭК — водяной экономайзер;  $D_n$  — расход пара;  $D_{п.н}$  — расход питательной воды; ПН — питательный насос; ЦН — циркуляционный насос; НК — нижний коллектор;  $Q$  — подвод тепла; ОП — опускные трубы; ПОД — подъемные трубы

В барабанных котлах с естественной циркуляцией (см. рис. 7.3) вследствие разности плотностей пароводяной смеси в левых трубах 2 и жидкости в правых трубах 4 будет происходить движение пароводяной смеси в левом ряду вверх, а воды в правом ряду — вниз. Трубы правого ряда называются опускными, а левого — подъемными (экранными).

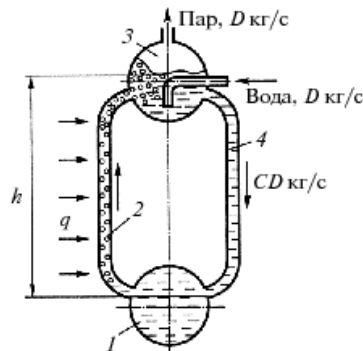
Отношение количества воды, проходящей через контур, к паропроизводительности контура  $D$  за тот же промежуток времени называется *кратностью циркуляции*  $K_n$ . Для котлов с естественной циркуляцией колеблется в пределах  $K_n$  10...60.

Разность весов двух столбов жидкостей (воды в опускных и пароводяной смеси в подъемных трубах) создает движущий напор циркуляции воды в трубах котла, равный,  $H/m^2$ ,

$$\Delta p = gh (\rho_B - \rho_{см}), \quad (7.1)$$

где  $\rho_B$  и  $\rho_{см}$  — плотность (объемная масса) соответственно воды и пароводяной смеси,  $кг/м^3$ ;  $h$  — высота контура, м.





**Рис. 7.3.** Схема естественной циркуляции воды в котле:

1 — нижний коллектор; 2 — левая труба; 3 — барабан котла; 4 — правая труба

В котлах с принудительной циркуляцией движение воды и парово-водяной смеси (рис. 7.2, б) осуществляется принудительно с помощью циркуляционного насоса (ЦН), движущий напор которого рассчитан на преодоление сопротивления всей системы.

В прямоточных котлах (см. рис. 7.2, в) нет циркуляционного контура, нет многократной циркуляции воды, отсутствует барабан, вода прокачивается питательным насосом (ПН) через экономайзер (ЭК), испарительные поверхности (ИСП) и пароперегреватель (ПЕ), включенные последовательно. Следует отметить, что прямоточные котлы используют воду более высокого качества, вся вода, поступающая в испарительный тракт ИСП, на выходе из него полностью превращается в пар, т. е. в этом случае кратность циркуляции  $K_{ци} = 1$ .

Паровой котельный агрегат (парогенератор) характеризуется паропроизводительностью, давлением и температурой производимого пара и температурой питательной воды. Эти параметры в России регламентируются (см. табл. 7.1).

Производительность парогенератора выражают в т/ч или кг/с. По паропроизводительности различают котлы малой паропроизводительности — до 20...25 т/ч, средней паропроизводительности — от 35...50 до 160...220 т/ч и большой паропроизводительности — от 220...250 т/ч и выше.

Давление производимого в котле пара выражают в кН/м<sup>2</sup> и МН/м<sup>2</sup>.

По давлению производимого пара различают котлы: низкого давления — до 1,37 МН/м<sup>2</sup>, среднего давления — 2,35 и 3,92 МН/м<sup>2</sup>, высокого давления — 9,81 и 13,7 МН/м<sup>2</sup> и критического давления —

Таблица 7.1

**Сводная таблица котельных агрегатов, выпускаемых отечественной промышленностью, с указанием области применения**

Давление, МПа (ат)	Паропроизводительность котла, т/ч	Температура, °С		Область применения
		пара	питательной воды	
0,88 (9)	0,2; 0,4; 0,7; 1,0	Насыщенный	50	Удовлетворение технологических и отопительных нужд небольших промышленных предприятий
	2,5		80	
1,37 (14)	4; 6,5; 10; 15; 20	Насыщенный или перегретый, 250	100	Квартальные отопительные котельные
2,35 (24)	4; 6,5; 10; 15; 20	Насыщенный или перегретый, 370 и 425		Удовлетворение технологических нужд некоторых промышленных предприятий
3,92 (40)	6,5; 10; 15; 20; 25; 35; 50; 75	440	145	Снабжение паром турбин мощностью 0,75...12 МВт на электрических станциях малой мощности
9,8 (100)	60; 90; 120; 160; 220	540	215	Снабжение паром турбин мощностью 12...50 МВт на электрических станциях
13,7 (140)	160; 210; 320; 420; 480	570	230	Снабжение паром турбин мощностью от 50 до 200 МВт на крупных электрических станциях
	320; 500; 640	570/570		
25 (255)	950; 1 600; 2 500	(со вторичным перегревом)	260	Снабжение паром турбин мощностью 300, 500 и 800 МВт на крупнейших электрических станциях

25,1 МН/м<sup>2</sup>. Граница, отделяющая котлы низкого давления от котлов среднего давления, условна.

В котельных агрегатах производят либо насыщенный пар, либо пар, перегретый до различной температуры, величина которой зависит от его давления. В настоящее время в котлах высокого давления температура пара не превышает 540...570 °С. Температура питательной воды в зависимости от давления пара в котле колеблется 50...260 °С.

Водогрейные котлы характеризуются по их теплопроизводительности, температуре и давлению подогретой воды, а также по марке металла, из которого изготовлен котел.

Теплопроизводительность водогрейного котла выражают в киловаттах или мегаваттах (в системе МКГСС в Ккал/ч).

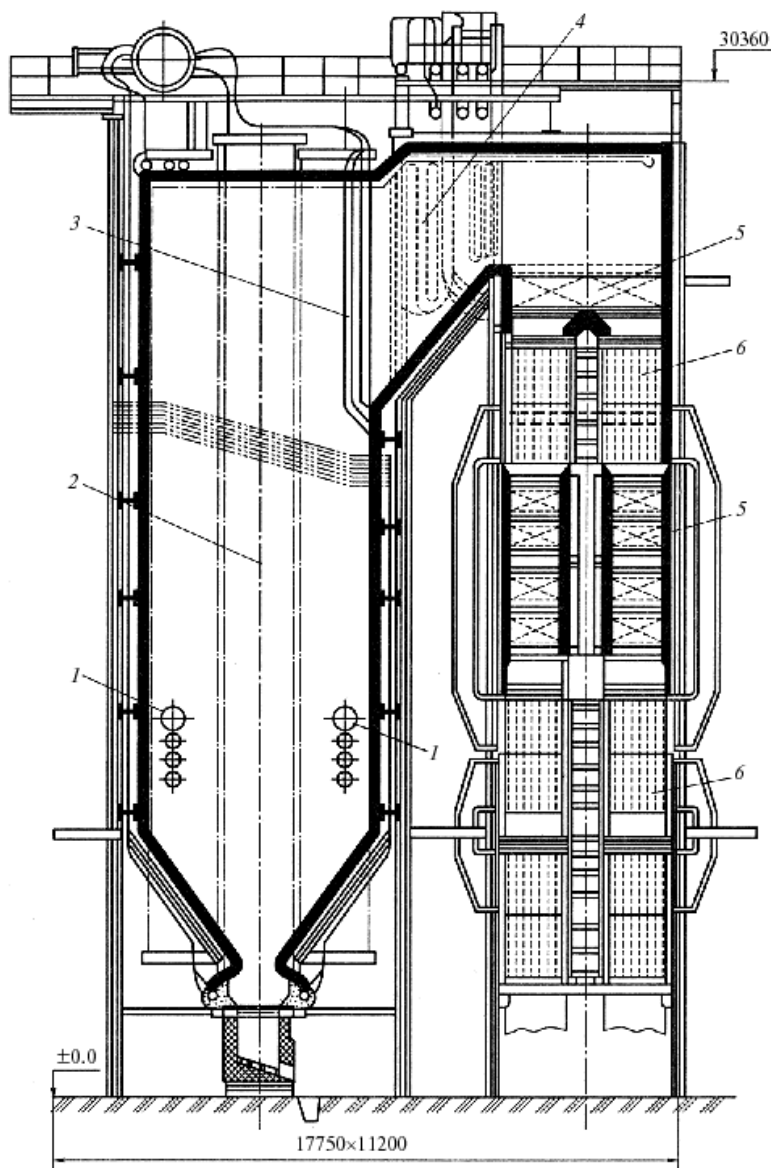
## 7.3. Основные виды котельных агрегатов

### 7.3.1. Энергетические котельные агрегаты

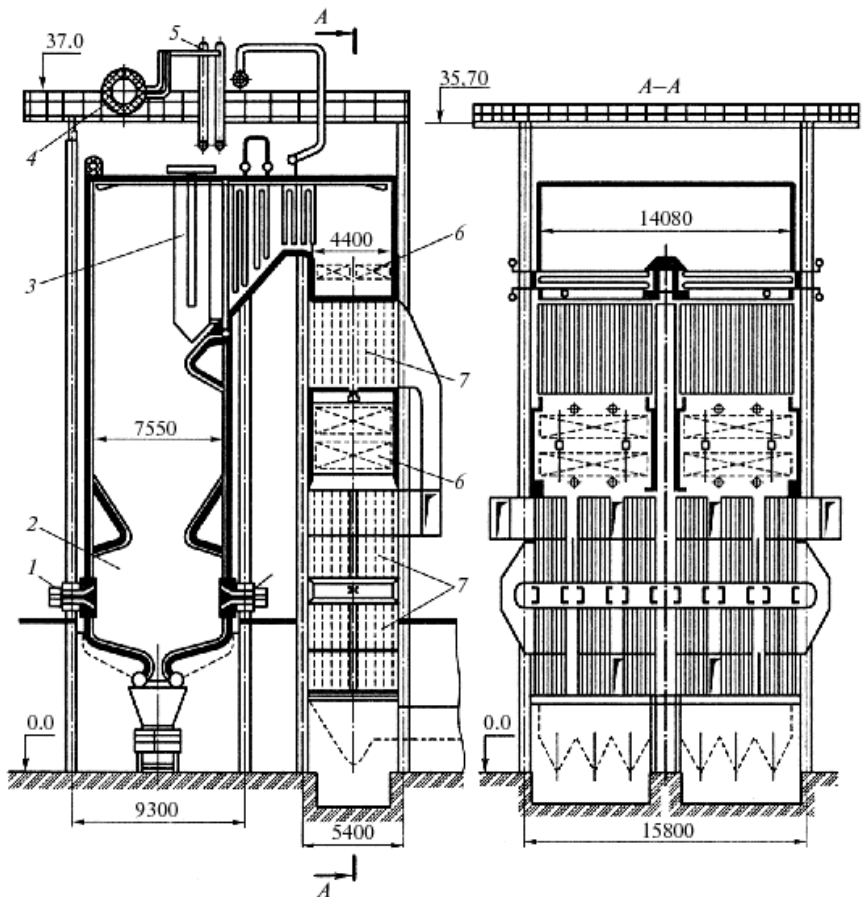
Котельные агрегаты паропроизводительностью 50...220 т/ч на давление 3,92...13,7 МН/м<sup>2</sup> выполняют только в виде барабанных, работающих с естественной циркуляцией воды; агрегаты паропроизводительностью 250...640 т/ч на давление 13,7 МН/м<sup>2</sup> выполняют в виде и барабанных, и прямоточных, а котельные агрегаты паропроизводительностью от 950 т/ч и выше на давление 25 МН/м<sup>2</sup> — только в виде прямоточных, так как при сверхкритическом давлении естественную циркуляцию осуществить нельзя.

Типичный профиль котельного агрегата паропроизводительностью 50...220 т/ч на давление пара 3,97...13,7 МН/м<sup>2</sup> при температуре перегрева 440...570 °С (рис. 7.4) характеризуется компоновкой его элементов в виде буквы П, в результате чего образуются два хода дымовых газов. Первым ходом является экранированная топка, определившая название типа котельного агрегата. Экранирование топки настолько значительно, что в ней экранными поверхностями передается полностью все тепло, требующееся для превращения в пар воды, поступившей в барабан котла. Выйдя из топочной камеры 2, дымовые газы поступают в короткий горизонтальный соединительный газоход, где размещен пароперегреватель 4, отделенный от топочной камеры только небольшим фестоном 3. После этого дымовые газы направляются во второй — нисходящий газоход, в котором расположены в рассечку водяные экономайзеры 5 и воздухоподогреватели 6. Горелки 1 могут быть как завихривающие, располагающиеся на передней стене или на боковых стенах встречно, так и угловые (как показано на рис. 7.4).

При П-образной компоновке котельного агрегата (рис. 7.5), работающего с естественной циркуляцией воды, барабан 4 котла обычно размещают сравнительно высоко над топкой; сепарацию пара в этих котлах обычно осуществляют в выносных устройствах — циклонах 5.



**Рис. 7.4.** Котельный агрегат паропроизводительностью 220 т/ч; давление пара 9,8 МПа; температура перегретого пара 540 °С: 1 — угловые горелки; 2 — топочная камера; 3 — фестон; 4 — пароперегреватель (конвективный); 5 — водяной экономайзер; 6 — воздухоподогреватель (трубчатый)



**Рис. 7.5.** Котельный агрегат паропроизводительностью 420 т/ч; давление пара 13,7 МПа; температура перегретого пара 570 °С:

1 — горелка; 2 — топочная камера; 3 — ширмовый пароперегреватель; 4 — барабан котла; 5 — выносные циклоны; 6 — экономайзер; 7 — воздухоподогреватель

При сжигании антрацита применяют полуоткрытую полностью экранированную топку (2) с встречным расположением горелок (1) на передней и задней стенках и подом, предназначенным для жидкого шлакоудаления. На стенках камеры горения размещают шипованные, утепленные огнеупорной массой экраны, а на стенках камеры охлаждения — открытые экраны. Часто применяют комбинированный пароперегреватель (3), состоящий из потолочной радиационной части, полурadiационных ширм и конвективной части. В нисходящей части

агрегата в рассечку, т. е. чередуясь, размещены водяной экономайзер (6) второй ступени (по ходу воды) и трубчатый воздухоподогреватель второй ступени (по ходу воздуха), а за ними — водяной экономайзер и воздухоподогреватель первой ступени (6 и 7).

Котельные агрегаты паропроизводительностью 950, 1600 и 2500 т/ч на давление пара 25 МН/м<sup>2</sup> предназначены для работы в блоке с турбинами мощностью 300, 500 и 800 МВт. Компоновка котельных агрегатов названной паропроизводительности П-образная с воздухоподогревателем, вынесенным за пределы основной части агрегата. Перегрев пара двойной; параметры его после первичного пароперегревателя 25 МН/м<sup>2</sup> и 565 °С, после вторичного — 4 МН/м<sup>2</sup> и 570 °С.

Все конвективные поверхности нагрева выполнены в виде пакетов из горизонтальных змеевиков. Наружный диаметр труб поверхностей нагрева равен 32 мм.

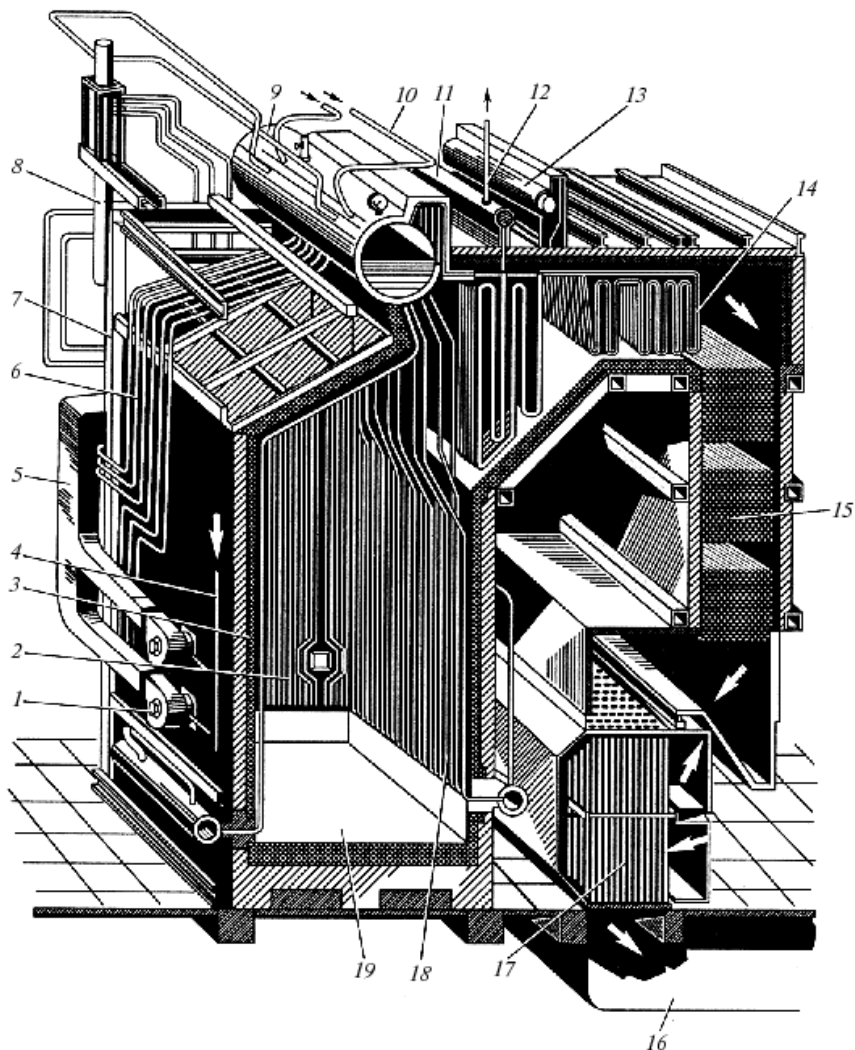
### 7.3.2. Паровые котлы производственных котельных

Промышленные котельные, снабжающие промпредприятия паром низкого давления (до 1,4 МПа), оборудуются паровыми котлами, изготавливаемыми отечественной промышленностью, производительностью до 50 т/ч. Котлы выпускаются для сжигания твердого, жидкого и газообразного топлива.

На ряде промышленных предприятий при технологической необходимости применяют котлы среднего давления. На рисунке 7.6 представлен общий вид однобарабанного вертикальноводотрубного котла БК-35 производительностью 35 т/ч при избыточном давлении в барабане 4,3 МПа (давление пара на выходе из пароперегревателя 39 ат) и температуре перегрева 440 °С. Котел состоит из двух вертикальных газоходов — подъемного и опускного, соединенных в верхней части небольшим горизонтальным газоходом. Такая компоновка котла называется П-образной.

В котле сильно развитая экранная поверхность и сравнительно небольшой конвективный пучок. Экранные трубы диаметром 60×3 мм выполнены из стали марки 20. Трубы заднего экрана в верхней части разводятся, образуя фестон. Нижние концы экранных труб развальцованы в коллекторах, а верхние вальцованы в барабан.

Основным типом паровых котлов малой производительности, широко распространенных в различных отраслях промышленности, на транспорте, в коммунальном и сельском хозяйстве (пар исполь-



**Рис. 7.6.** Паровой однобарабанный котел БК-35 с газомазутной топкой:  
 1 — газомазутная горелка; 2 — боковой экран; 3 — фронтовой экран; 4 — подвод газа; 5 — воздухопровод; 6 — опускные трубы; 7 — каркас; 8 — выносной циклон;  
 9 — барабан котла; 10 — подвод воды; 11 — коллектор пароперегревателя;  
 12 — выход пара; 13 — поверхностный охладитель пара; 14 — пароперегреватель;  
 15 — змеевиковый экономайзер; 16 — выход дымовых газов; 17 — трубчатый воздухоподогреватель; 18 — задний экран; 19 — топочная камера

зуется для технологических и отопительно-вентиляционных нужд), а также на электростанциях малой мощности, являются вертикально-водотрубные котлы ДКВР (двухбарабанный вертикальный котел, реконструированный), их основные типоразмеры и параметры представлены в табл. 7.2.

Таблица 7.2

**Основные данные котлов ДКВР производства «Уралкотломаш»  
(на жидком и газообразном топливе)**

Обозначения	Паропроизводительность, т/ч	Давление пара, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	Температура, °С	КПД, % (газ/мазут)	Размеры, мм			Масса, кг
					длина	ширина	высота	
ДКВР-2,5-13	2,5	1,3 (13)	194	90,0/88,8	4 120	3 200	4 343	7 068
ДКВР-4-13	4,0	1,3 (13)	194	90,0/88,8	5 410	3 430	4 345	7 800
ДКВР-6,5-13	6,5	1,3 (13)	194	91,0/89,5	6 520	3 830	4 345	12 200
ДКВР-10-13	10	1,3 (13)	194	91,0/89,5	6 860	3 830	6 315	16 000
ДКВР-10-13	10	1,3 (13)	225	90/88	6 860	3 830	6 315	17 000
ДКВР-10-23	10	2,3 (23)	220	91/89	6 860	3 830	6 315	17 000
ДКВР-10-23	10	2,3 (23)	370	90/89	6 860	3 830	6 315	18 300
ДКВР-10-39	10	3,9 (39)	247	89	7 050	3 450	6 660	30 500
ДКВР-10-39	10	3,9 (39)	470	89	7 050	3 450	6 660	32 700
ДКВР-20-13	20	1,3 (13)	194	92/90	9 775	3 215	7 660	43 700
ДКВР-20-13	20	1,3 (13)	250	91/89	9 775	3 215	7 660	44 400
ДКВР-20-23	20	2,3 (23)	370	91/89	9 775	3 215	7 660	44 400

### 7.3.3. Водогрейные котлы

Ранее указывалось, что на ТЭС с большой тепловой нагрузкой взамен пиковых подогревателей сетевой воды устанавливаются водогрейные котлы большой мощности для централизованного теплоснабжения крупных промышленных предприятий, городов и отдельных районов.

Водогрейные котлы предназначены для получения горячей воды заданных параметров, главным образом для целей отопления. Они работают по прямоточной схеме с постоянным расходом воды. Конеч-



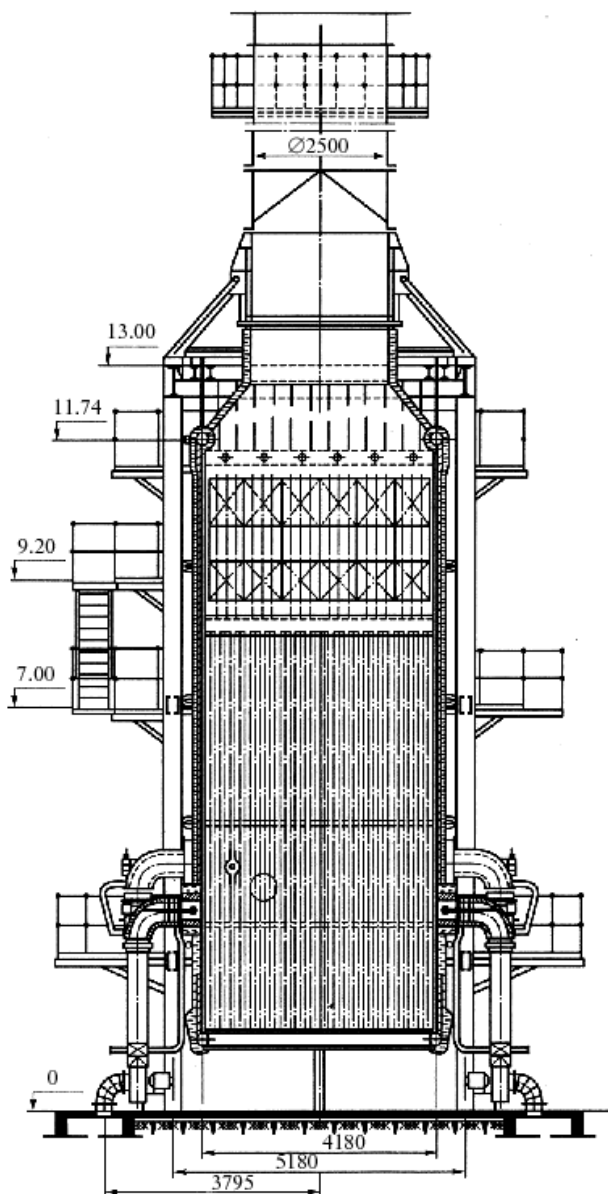


Рис. 7.7. Общий вид газомазутного водогрейного котла типа ПТВМ-50-1

ная температура нагрева определяется условиями поддержания стабильной температуры в жилых и рабочих помещениях, обогреваемых отопительными приборами, через которые и циркулирует вода, нагретая в водогрейном котле. Поэтому при постоянной поверхности отопительных приборов температуру воды, подаваемой в них, повышают при снижении температуры окружающей среды. Обычно воду тепловой сети в котлах подогревают от 70...104 до 150...170 °С. В последнее время имеется тенденция к повышению температуры подогрева воды до 180...200 °С.

Во избежание конденсации водяных паров из уходящих газов и связанной с этим наружной коррозии поверхностей нагрева температура воды на входе в агрегат должна быть выше точки росы для продуктов сгорания. В этом случае температура стенок труб в месте ввода воды также будет не ниже точки росы. Поэтому температура воды на входе не должна быть ниже 60 °С при работе на природном газе, 70 °С — при работе на малосернистом мазуте и 110 °С — при использовании высокосернистого мазута. Поскольку в теплосети вода может охлаждаться до температуры ниже 60 °С, перед входом в агрегат к ней подмешивается некоторое количество уже нагретой в котле (прямой) воды.

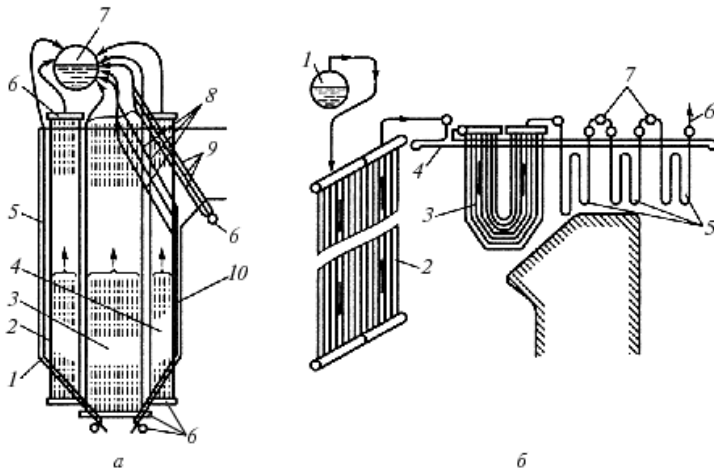
На рисунке 7.7 изображен общий вид газомазутного водогрейного котла типа ПТВМ-50-1 теплопроизводительностью 50 Гкал/ч, хорошо зарекомендовавшего себя в эксплуатации.

## 7.4. Основные элементы котельного агрегата

Ранее отмечалось, что основными элементами котла являются: испарительные поверхности нагрева (экранные трубы и котельный пучок); пароперегреватель с регулятором перегрева пара; водяной экономайзер; воздухоподогреватель и тягодутьевые устройства.

### 7.4.1. Испарительные поверхности котла

Парогенерирующие (испарительные) поверхности нагрева отличаются друг от друга в котлах различных систем, но, как правило, располагаются в основном в топочной камере и воспринимают теплоту излучением — радиацией. Это экранные трубы, а также устанавливаемый на выходе из топки небольших котлов конвективный (котельный) пучок (рис. 7.8, а).



**Рис. 7.8.** Схема расположения испарительных и пароперегревательных поверхностей барабанного котельного агрегата:

*а* — испарительные поверхности: 1 — контур обмуровки топки; 2, 3, 4 — панели бокового экрана; 5 — фронтальной экран; 6 — коллекторы экранов и конвективного пучка; 7 — барабан; 8 — фестон; 9 — котельный пучок; 10 — задний экран; *б* — схема радиационного конвективного пароперегревателя: 1 — барабан; 2 — настенный радиационный перегреватель; 3 — ширмовый полурадиационный перегреватель; 4 — потолочный радиационный перегреватель; 5 — конвективный перегреватель; 6 — отвод перегретого пара; 7 — регулятор перегрева

Экраны котлов с естественной циркуляцией, работающих под разрежением в топке, выполняются из гладких труб (гладкотрубные экраны) с внутренним диаметром 40...60 мм. Экраны представляют собой ряд параллельно включенных вертикальных подъемных труб, соединенных между собой коллекторами (см. рис. 7.8). Зазор между трубами обычно составляет 4...6 мм. Некоторые экранные трубы введены непосредственно в барабан и не имеют верхних коллекторов. Каждая панель экранов вместе с опускными трубами, вынесенными за пределы обмуровки топки, образует независимый контур циркуляции.

Трубы заднего экрана в месте выхода продуктов сгорания из топки развоятся в 2—3 ряда. Такая разрядка труб называется фестонированием. Она позволяет увеличить сечение для прохода газов, снизить их скорость и предотвращает забивание зазоров между трубами затвердевшими при охлаждении расплавленными частицами золы, выносимыми газами из топки.

В парогенераторах большой мощности, кроме настенных, устанавливаются дополнительные экраны, делящие топку на отдельные от-

секи. Эти экраны освещаются факелами с двух сторон и называются двусветными. Они воспринимают вдвое больше теплоты, чем настенные. Двусветные экраны, увеличивая общее тепловосприятие в топке, позволяют уменьшить ее размеры.

#### 7.4.2. Пароперегреватели

Пароперегреватель предназначен для повышения температуры пара, поступающего из испарительной системы котла. Он является одним из наиболее ответственных элементов котельного агрегата. С повышением параметров пара тепловосприятие пароперегревателей возрастает до 60% всего тепловосприятия котлоагрегата. Стремление получить высокий перегрев пара вынуждает располагать часть пароперегревателя в зоне высоких температур продуктов сгорания, что, естественно, снижает прочность металла труб. В зависимости от определяющего способа передачи теплоты от газов пароперегреватели или отдельные их ступени разделяются на конвективные, радиационные и полурadiационные (рис. 7.8, б).

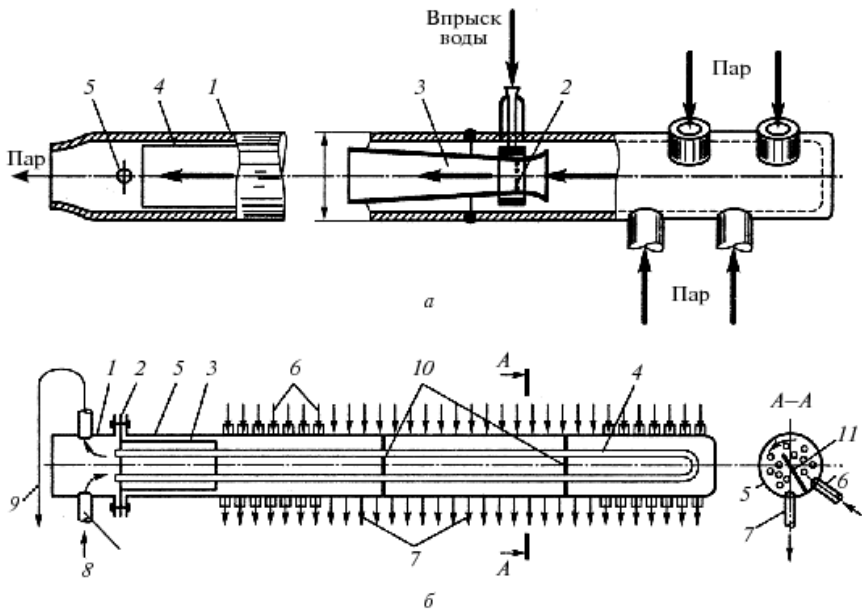
Пароперегреватели выполняются обычно из труб диаметром 22...54 мм. При высоких параметрах пара их размещают в топочной камере, и большую часть теплоты они получают излучением от факела. Это *радиационный пароперегреватель*.

*Конвективные пароперегреватели* располагаются в горизонтальном газоходе или в начале конвективной шахты в виде плотных пакетов, образованных змеевиками с шагом по ширине газохода, равным 2,5...3 диаметрам трубы.

Конвективные пароперегреватели в зависимости от направления движения пара в змеевиках и потока дымовых газов могут быть противоточными, прямоточными и со смешанным направлением потоков.

Температура перегретого пара должна поддерживаться постоянной всегда, независимо от режима работы и нагрузки котлоагрегата, поскольку при ее понижении повышается влажность пара в последних ступенях турбины, а при повышении температуры сверх расчетной появляется опасность чрезмерных термических деформаций и снижения прочности отдельных элементов турбины. Поддерживают температуру пара на постоянном уровне с помощью регулирующих устройств — *пароохладителей*. Наиболее широко распространены пароохладители впрыскивающего типа, в которых регулирование производится путем впрыскивания обессоленной воды (конденсата) в поток пара. Вода

при испарении отнимает часть тепла у пара и снижает его температуру (рис. 7.9, а).



**Рис. 7.9.** Схемы впрыскивающего и поверхностного пароохладителя:  
*а* — впрыскивающий: 1 — корпус пароохладителя; 2 — отверстия для распыления воды в паре; 3 — диффузор; 4 — цилиндрическая часть рубашки; 5 — лючок для измерительных приборов; *б* — поверхностный с охлаждением пара питательной водой: 1 — головка пароохладителя; 2 — трубная доска; 3 — рубашка, препятствующая омыванию паром трубной доски; 4 — один из водяных змеевиков; 5 — коллектор; 6 и 7 — трубы, подводящие и отводящие пар из пароохладителя; 8 и 9 — трубы, подводящие и отводящие питательную воду; 10 — дистанционные перегородки; 11 — продольная перегородка, улучшающая омывание паром змеевиков 4

Обычно впрыскивающий пароохладитель устанавливают между отдельными частями пароперегревателя. Вода впрыскивается через ряд отверстий по окружности сопла и разбрызгивается внутри рубашки, состоящей из диффузора и цилиндрической части, защищающей корпус, имеющий более высокую температуру, от попадания из него брызг воды во избежание образования трещин в металле корпуса из-за резкого изменения температуры.

В котлах средней паропроизводительности применяются поверхностные пароохладители (рис. 7.9, б), которые обычно размещают при входе пара в пароперегреватель или между его отдельными частями.

К коллектору пар подводится и отводится через штуцера. Внутри коллектора расположены змеевики, по которым течет питательная вода. Температура пара регулируется количеством воды, поступающей в пароохладитель.

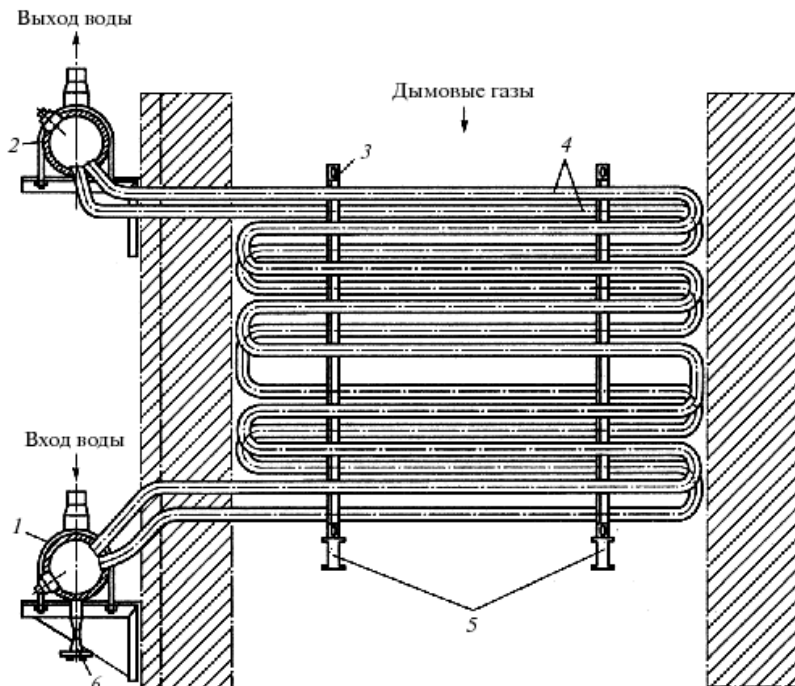
### 7.4.3. Водяные экономайзеры

Водяные экономайзеры расположены в конвективном газоходе и работают при относительно невысоких температурах продуктов сгорания (дымовых газов).

Они предназначены для подогрева питательной воды перед ее поступлением в испарительную часть котлоагрегата за счет использования тепла уходящих газов. Наиболее часто экономайзеры выполняют из стальных труб диаметром 28...38 мм, согнутых в горизонтальные змеевики и скомпонованных в пакеты. Трубы в пакетах располагаются в шахматном порядке довольно плотно: расстояние между осями соседних труб поперек потока дымовых газов составляет 2...2,5 диаметра трубы, вдоль потока — 1...1,5. Крепление труб змеевиков и их дистанционирование осуществляются опорными стойками, закрепленными в большинстве случаев на полых (для воздушного охлаждения), изолированных со стороны горячих газов балках каркаса (рис. 7.10).

В зависимости от степени подогрева воды экономайзеры делят из некипящие и кипящие. В кипящем экономайзере до 20% воды может превращаться в пар.

Общее число параллельно работающих труб выбирается исходя из скорости воды не ниже 0,5 м/с для некипящих и 1 м/с для кипящих экономайзеров. Эти скорости обусловлены необходимостью смывания со стенок труб пузырьков воздуха, способствующих развитию коррозии, и предотвращения расслоения пароводяной смеси, что может привести к перегреву слабо охлаждаемой паром верхней стенки трубы и ее разрыву. Движение воды в экономайзере обязательно восходящее. Число труб в пакете в горизонтальной плоскости выбирается исходя из скорости продуктов сгорания 6...9 м/с. Скорость эта определяется стремлением, с одной стороны, предохранить змеевики от заноса золой, а с другой — не допустить чрезмерного золотого износа. Коэффициенты теплопередачи при этих условиях составляют обычно несколько десятков Вт/(м<sup>2</sup>·К). Для удобства ремонта и очистки труб от наружных загрязнений экономайзер разделяют на пакеты высотой 1...1,5 м с зазорами между ними до 800 мм.



**Рис. 7.10.** Стальной змеевиковый экономайзер:  
 1 — нижний коллектор (вход воды); 2 — верхний коллектор (выход воды); 3 — опорная стойка; 4 — змеевики;  
 5 — опорные балки (охлаждаемые); 6 — спуск воды

Наружные загрязнения с поверхности змеевиков удаляются путем периодического включения в работу системы дробеочистки, когда металлическая дробь пропускается (падает) сверху вниз через конвективные поверхности нагрева, сбивая налипшие на трубы отложения. Налипание золы может быть следствием выпадения росы из дымовых газов на относительно холодной поверхности труб. Это является одной из причин предварительного подогрева питательной воды, подаваемой в экономайзер, до температуры, превышающей точку росы паров воды или паров серной кислоты в топочных газах.

Верхние ряды труб экономайзера при работе котла на твердом топливе даже при относительно невысоких скоростях газов подвержены заметному износу золой. Для предотвращения золотого износа на эти трубы крепятся различного рода защитные накладки.

#### 7.4.4. Воздухоподогреватели

Воздухоподогреватели устанавливаются с целью подогрева воздуха, направляемого затем в топку для повышения эффективности горения топлив, а также в углеразмольные устройства, за счет использования тепла уходящих газов.

Оптимальная величина подогрева воздуха в воздухоподогревателе зависит от рода сжигаемого топлива, его влажности и типа топочного устройства и колеблется от 200 °С — для каменных углей, сжигаемых на цепной решетке (во избежание перегрева колосников), и 250 °С — для торфа, сжигаемого на тех же решетках, до 350...450 °С — при сжигании жидкого и пылевидного топлива в камерных топках.

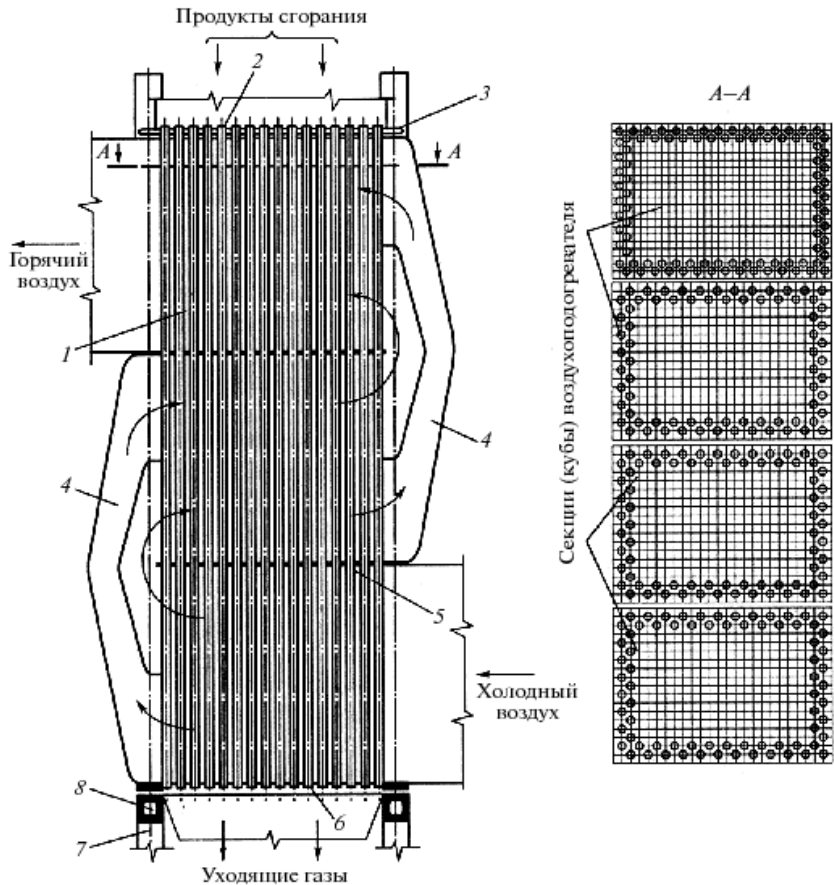
Для получения высокой температуры подогрева воздуха применяется двухступенчатый подогрев. Для этого воздухонагреватель делится на две части, между которыми («в рассечку») устанавливается часть водяного экономайзера.

Температура воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, должна быть не менее чем на 10...15° выше точки росы дымовых газов, во избежание коррозии холодного конца воздухоподогревателя в результате конденсации водяных паров, содержащихся в дымовых газах (при их соприкосновении с относительно холодными стенками воздухоподогревателя), а также забивания при этом проходных каналов для газов налипающей на влажные стенки золой. Эти условия можно соблюсти двумя путями: либо повышением температуры уходящих газов и потерей теплоты, что экономически невыгодно, либо установкой специальных устройств для подогрева воздуха перед его поступлением в воздухоподогреватель. Для этого применяются специальные калориферы, в которых воздух подогревается отборным паром от турбин. В некоторых случаях подогрев воздуха осуществляется путем рециркуляции, т. е. часть нагретого в воздухоподогревателе воздуха возвращается через всасывающий патрубок к дутьевому вентилятору и смешивается с холодным воздухом.

По принципу действия воздухоподогреватели разделяются на рекуперативные и регенеративные. В *рекуперативных* воздухоподогревателях теплота от газов к воздуху передается через неподвижную разделяющую их металлическую стенку трубы. Как правило, это стальные трубчатые воздухоподогреватели (диаметр трубок 25...40 мм). Схема такого подогревателя приведена на рис 7.11. Трубки в нем расположены обычно вертикально, внутри них движутся продукты сгорания; воздух омывает их поперечным потоком в несколько ходов, органи-



зюемых за счет перепускных воздуховодов (коробов) и промежуточных перегородок.



**Рис. 7.11.** Трубчатый воздухоподогреватель:

1 — стальные трубы  $40 \times 1,5$  мм; 2, 6 — верхняя и нижняя трубные доски толщину 20...25 мм; 3 — компенсатор тепловых расширений; 4 — воздухоперепускной короб; 5 — промежуточная трубная доска; 7, 8 — опорные рама и колонны

Газ в трубках движется со скоростью 8...15 м/с, воздух между трубками — вдвое медленнее. Это позволяет иметь примерно равные коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон стенки трубы.

Тепловое расширение воздухоподогревателя воспринимается линзовым компенсатором 3 (см. рис. 7.11), который устанавливается над воздухоподогревателем. При помощи фланцев он прикрепляется

болтами снизу к воздухоподогревателю, а сверху к переходной раме предыдущего газохода котлоагрегата.

В *регенеративном* воздухоподогревателе теплота передается металлической насадке, которая периодически нагревается газообразными продуктами сгорания, после чего переносится в поток воздуха и отдает ему аккумулированное тепло. Регенеративный воздухоподогреватель котла представляет собой медленно вращающийся (3...5 мин<sup>-1</sup>) барабан (ротор) с набивкой (насадкой) из гофрированных тонких стальных листов, заключенный в неподвижный корпус. Секторными плитами корпус разделен на две части — воздушную и газовую. При вращении ротора набивка попеременно пересекает то газовый, то воздушный поток. Несмотря на то что набивка работает в нестационарном режиме, подогрев идущего сплошным потоком воздуха осуществляется непрерывно без колебаний температуры. Движение газов и воздуха противоточное.

Регенеративный воздухоподогреватель отличается компактностью (до 250 м<sup>2</sup> поверхности в 1 м<sup>3</sup> набивки). Он широко распространен на мощных энергетических котлоагрегатах. Недостатком его являются большие (до 10%) перетоки воздуха в тракт газов, что ведет к перегрузкам дутьевых вентиляторов и дымососов и увеличению потерь с уходящими газами.

#### **7.4.5. Тяго-дутьевые устройства котельного агрегата**

Для того чтобы в топке котельного агрегата могло происходить горение топлива, в нее необходимо подавать воздух. Для удаления же из топки газообразных продуктов сгорания и обеспечения их прохождения через всю систему поверхностей нагрева котельного агрегата должна быть создана тяга.

В настоящее время различают четыре схемы подачи воздуха и отвода продуктов сгорания в котельных установках, а именно:

а) схему с естественной тягой, создаваемой дымовой трубой, и естественным засасыванием воздуха в топку в результате разрежения в ней, создаваемого тягой трубы;

б) схему с искусственной тягой, создаваемой дымососом, и засасыванием воздуха в топку, в результате разрежения, создаваемого дымососом;

в) схему с искусственной тягой, создаваемой дымососом, и принудительной подачей воздуха в топку дутьевым вентилятором;

г) схему с наддувом, при котором вся котельная установка герметизируется и ставится под некоторое, создаваемое дутьевым вентилятором, избыточное давление, которого хватает на преодоление всех сопротивлений воздушного и газового трактов, что снимает необходимость установки дымососа.

Дымовая труба во всех случаях искусственной тяги или работы под наддувом сохраняется, но при этом основным назначением трубы становится вывод дымовых газов в более высокие слои атмосферы, с тем чтобы улучшить условия рассеяния их в пространстве.

В котельных установках большей паропроизводительности повсеместно применяется искусственная тяга и дутье.

Дымовые трубы выполняют кирпичными, железобетонными и железными. Из кирпича обычно сооружают трубы высотой до 80 м. Более высокие трубы сооружают железобетонными. Железные трубы устанавливают только на вертикально-цилиндрических котлах, а также на мощных стальных водогрейных котлах башенного типа. Для уменьшения затрат обычно сооружают одну общую дымовую трубу для всей котельной или для группы котельных установок.

Принцип действия дымовой трубы остается одинаковым в установках, работающих с естественной и искусственной тягой, с той особенностью, что при естественной тяге дымовая труба должна преодолеть сопротивление всей котельной установки, а при искусственной ею создается дополнительная тяга к основной, создаваемой дымососом.

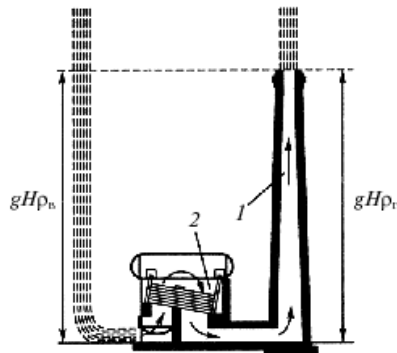


Рис. 7.12. Схема котла с естественной тягой, создаваемой дымовой трубой: 1 — дымовая труба; 2 — котел

На рисунке 7.12 представлена схема котла с естественной тягой, создаваемой дымовой трубой 1. Она заполнена дымовыми газами (про-

дуктами сгорания) с плотностью  $\rho_r$  (кг/м<sup>3</sup>) и сообщается через газоходы котла 2 с атмосферным воздухом, плотность которого  $\rho_b$  (кг/м<sup>3</sup>). Очевидно, что  $\rho_b > \rho_r$ .

При высоте дымовой трубы  $H$  разность давлений столбов воздуха  $gH\rho_b$  (Н/м<sup>2</sup>) и газов  $gH\rho_r$  (Н/м) на уровне основания трубы, т. е. величина тяги  $\Delta S$ , будет равна, Н/м<sup>2</sup>,

$$\Delta S = gH(\rho_b - \rho_r),$$

где  $\rho_b = \rho_b^0 \frac{273}{273+t_b} \frac{B}{760}$ ;  $\rho_r = \rho_r^0 \frac{273}{273+t_r} \frac{B}{760}$ ,  $\rho_b^0$  и  $\rho_r^0$  — плотности соответственно воздуха и газов при нормальных условиях;  $B$  — барометрическое давление в мм рт. ст.

Подставляя значения  $\rho_b$  и  $\rho_r$  в выше приведенную, получим, Н/м<sup>2</sup>:

$$\Delta S = Hg \left[ \frac{\rho_b^0}{273+t_b} - \frac{\rho_r^0}{273+t_r} \right] \frac{273B}{760}. \quad (7.2)$$

Из уравнения (7.2) следует, что величина естественной тяги тем больше, чем больше высота трубы и температура дымовых газов и чем ниже температура окружающего воздуха.

Минимальная допустимая высота трубы регламентируется на основе санитарных соображений. Диаметр трубы определяют по скорости истечения дымовых газов из нее при максимальной паропроизводительности всех подключенных к трубе котельных агрегатов. При естественной тяге эта скорость должна находиться в пределах 6...10 м/с, не падая ниже 4 м/с во избежание нарушения тяги ветром (задувания трубы). При искусственной тяге скорость истечения дымовых газов из трубы обычно принимают равной 20...25 м/с.

К котельным агрегатам устанавливают центробежные дымососы и дутьевые вентиляторы, а для парогенераторов производительностью 950 т/ч и выше — осевые многоступенчатые дымососы.

Дымососы размещают за котельным агрегатом, причем в котельных установках, предназначенных для сжигания твердого топлива, дымососы устанавливают после золоудаления, чтобы уменьшить количество летучей золы, проходящей через дымосос, и тем самым снизить истирание золой крыльчатки дымососа.

Разрежение, которое должно быть создано дымососом, определяется суммарным аэродинамическим сопротивлением газового тракта котельной установки, которое должно быть преодолено при условии, что разрежение дымовых газов вверху топki будет равно 20...30 Н/м<sup>2</sup> и будет создано необходимое скоростное давление на выходе дымовых

газов из дымовой трубы. В небольших котельных установках разрежение, создаваемое дымососом, обычно составляет 1000...2000 Н/м<sup>2</sup>, а в крупных установках — 2500...3000 Н/м<sup>2</sup>.

Дутьевые вентиляторы, устанавливаемые перед воздухоподогревателем, предназначены для подачи в него неподогретого воздуха. Давление, создаваемое вентилятором, определяется аэродинамическим сопротивлением воздушного тракта, которое должно быть преодолено. Обычно оно складывается из сопротивлений всасывающего воздуховода, воздухоподогревателя, воздухопроводов между воздухоподогревателем и топкой, а также сопротивления решетки и слоя топлива или горелок. В сумме эти сопротивления составляют 1000...1500 Н/м<sup>2</sup> для котельных установок малой производительности и возрастают до 2000...2500 Н/м<sup>2</sup> для крупных котельных установок.

## 7.5. Тепловой баланс котельного агрегата

### 7.5.1. Тепловой баланс парового котла

*Тепловой баланс* парового котла заключается в установлении равенства между поступившим в агрегат при сжигании топлива количеством теплоты, называемой *располагаемой теплотой*  $Q_p^p$ , и суммой *использованной теплоты*  $Q_1$  и *тепловых потерь*. На основе теплового баланса находят КПД и расход топлива.

При установившемся режиме работы агрегата тепловой баланс для 1 кг или 1 м<sup>3</sup> сжигаемого топлива записывается как

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (7.3)$$

где  $Q_p^p$  — располагаемая теплота, приходящаяся на 1 кг твердого или жидкого топлива или 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива, кДж/кг или кДж/м<sup>3</sup>;  $Q_1$  — использованная теплота;  $Q_2$  — потери теплоты с уходящими из агрегата газами;  $Q_3$  — потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива;  $Q_4$  — потери теплоты от механической неполноты сгорания;  $Q_5$  — потери теплоты в окружающую среду через внешнее ограждение котла;  $Q_6$  — потери теплоты с физической теплотой шлака (рис. 7.13).

Обычно в расчетах используется уравнение теплового баланса, выраженное в процентах по отношению к располагаемой теплоте, принимаемой за 100% ( $Q_p^p = 100\%$ ):

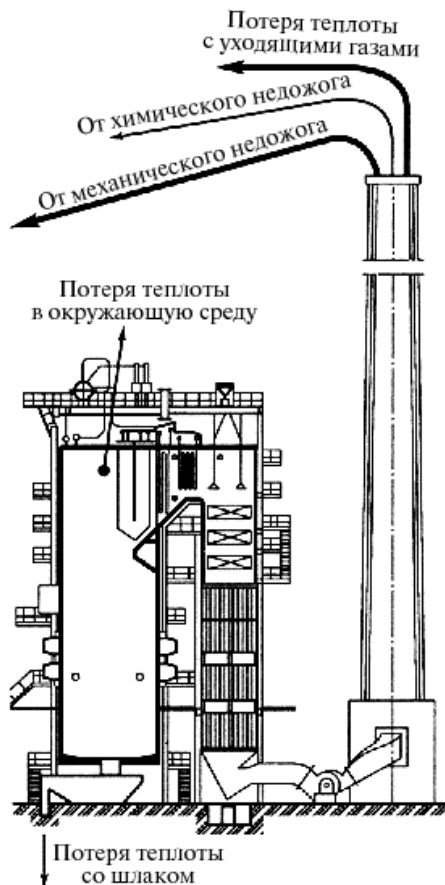


Рис. 7.13. Основные потери теплоты котельного агрегата

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \quad (7.4)$$

где  $q_1 = Q_1 \cdot 100 / Q_p^p$ ;  $q_2 = Q_2 \cdot 100 / Q_p^p$  и т. д.

*Располагаемая теплота* включает все виды теплоты, внесенной в топку вместе с топливом:

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{ф.т} + Q_{в.вн} + Q_{ф}, \quad (7.5)$$

где  $Q_{ф.т}$  — физическая теплота топлива, включая полученную при подсушке и подогреве;  $Q_{в.вн}$  — теплота воздуха, полученная им при подогреве вне котла;  $Q_{ф}$  — теплота, вносимая в топку с распыливающим форсуночным паром.

Тепловой баланс котельного агрегата составляют относительно некоторого температурного уровня или, другими словами, относительно некоторой отправной температуры. Если в качестве этой температуры принять температуру воздуха, поступающего в котельный агрегат без подогрева вне котла, не учитывать теплоту парового дутья в форсунках и исключить величину  $Q_{ф.т}$ , так как она пренебрежимо мала по сравнению с теплотой сгорания топлива, то можно принять, кДж/кг или кДж/м<sup>3</sup>,

$$Q_p^p \cong Q_n^p.$$

Следует отметить, что в выражении (7.5) не учитывается теплота, вносимая в топку горячим воздухом собственного котла. Дело в том, что это же количество теплоты отдается продуктами сгорания воздуху в воздухоподогревателе в пределах котельного агрегата, т. е. осуществляется своего рода рециркуляция (возврат) теплоты.

*Использованная теплота*  $Q_1$  воспринимается поверхностями нагрева в топочной камере котла и его конвективных газоходах, передается рабочему телу и расходуется на подогрев воды до температуры фазового перехода, испарение и перегрев пара. Количество использованной теплоты, приходящейся на 1 кг или м<sup>3</sup> сожженного топлива, подсчитывается как

$$Q_1 = \frac{D_1}{B}(i_{п.п} - i_{п.в}) + \frac{D_n}{B}(i'' - i_{п.в}) + \frac{D_{np}}{B}(i' - i_{п.в}), \quad (7.6)$$

где  $B$  — расход топлива, кг/с или м<sup>3</sup>/с;  $D_1$ ,  $D_n$ ,  $D_{np}$  — соответственно производительность парового котла (расход перегретого пара), расход насыщенного пара, расход котловой воды на продувку, кг/с;  $i_{п.п}$ ,  $i''$ ,  $i'$ ,  $i_{п.в}$  — соответственно энтальпии перегретого пара, насыщенного пара, воды на линии насыщения, питательной воды, кДж/кг.

При доле продувки  $p = \frac{D_{np} \cdot 100}{D_1} < 2\%$  и отсутствии расхода насыщенного пара формула (7.6) принимает вид

$$Q_1 = \frac{D_1}{B}(i_{п.п} - i_{п.в}). \quad (7.7)$$

Для котельных агрегатов, которые служат для получения горячей воды (водогрейные котлы),

$$Q_1 = \frac{G_n}{B}(i_2 - i_1), \quad (7.8)$$

где  $G_n$  — расход горячей воды, кг/с;  $i_1$  и  $i_2$  — соответственно удельные энтальпии воды, поступающей в котел и выходящей из него, кДж/кг.

### 7.5.2. Тепловые потери парового котла

Эффективность использования топлива определяется в основном полнотой его сгорания и глубиной охлаждения продуктов сгорания в паровом котле.

*Потери теплоты с уходящими газами*  $Q_2$  являются наибольшими и определяются как

$$Q_2 = (I_{yx} - \alpha_{yx} I_{x,v}^0)(100 - q_4), \quad (7.9)$$

где  $I_{yx}$  — энтальпия соответственно уходящих газов при температуре уходящих газов  $\vartheta_{yx}$  и избытке воздуха в уходящих газах  $\alpha_{yx}$ , кДж/кг или кДж/м<sup>3</sup>;  $I_{x,v}^0$  — энтальпия холодного воздуха при температуре холодного воздуха  $t_{x,v}$  и избытке воздуха  $\alpha_{yx}$ ;  $(100 - q_4)$  — доля сгоревшего топлива.

Для современных котлов величина  $q_2$  находится в пределах 5...8% располагаемой теплоты,  $q_2$  возрастает при увеличении  $\vartheta_{yx}$ ,  $\alpha_{yx}$  и объема уходящих газов. Снижение  $\vartheta_{yx}$  примерно на 14...15 °С приводит к уменьшению  $q_2$  на 1%.

В современных энергетических котельных агрегатах  $\vartheta_{yx} = 100...120$  °С, производственно-отопительных — 140...180 °С.

*Потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива*  $Q_3$  — это теплота, которая осталась химически связанной в продуктах неполного горения и рассчитывается

$$Q_3 = (126,4 CO + 108 H_2 + 358,2 CH_4) V_{c,r} (100 - q_4), \quad (7.10)$$

где CO, H<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub> — объемное содержание продуктов неполного сгорания по отношению к сухим газам, %; цифры перед CO, H<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub> — уменьшенная в 100 раз теплота сгорания 1 м<sup>3</sup> соответствующего газа, кДж/м<sup>3</sup>.

Потери теплоты от химической неполноты сгорания обычно зависят от качества смесеобразования и локальных недостаточных количеств кислорода для полного сгорания. Следовательно,  $q_3$  зависит от  $\alpha_r$ . Наименьшие значения  $\alpha_r$ , при которых  $q_3$  практически отсутствуют, зависят от вида топлива и организации режима горения.

Химическая неполнота сгорания сопровождается всегда сажеобразованием, недопустимым в работе котла.

*Потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива*  $Q_4$  — это теплота топлива, которая при камерном сжигании уносится продуктами сгорания в газоходы котла или остается в шлаке, а при слоевом сжигании и в провале — через колосниковую решетку

$$Q_4 = \left( a_{\text{мл+пр}} \frac{\Gamma_{\text{мл+пр}}}{100 - \Gamma_{\text{мл+пр}}} + a_{\text{ун}} \frac{\Gamma_{\text{ун}}}{100 - \Gamma_{\text{ун}}} \right) 32,7 A^p, \quad (7.11)$$



где  $\Gamma_{\text{пл+пр}}$ ,  $\Gamma_{\text{ун}}$  — содержание горючих соответственно в шлаке, провале, уносе, определяется взвешиванием и дожиганием в лабораторных условиях проб шлака, провала, уноса, %;  $a_{\text{пл+пр}}$ ,  $a_{\text{ун}}$ , — соответственно доля золы в шлаке, провале и уносе, определяется взвешиванием и из золового баланса  $a_{\text{пл+пр}} + a_{\text{ун}} = 1$ , в долях от единицы; 32,7 кДж/кг — теплота сгорания горючих в шлаке, провале и уносе, по данным ВТИ;  $A^p$  — зольность рабочей массы топлива, %.

Величина  $q_4$  зависит от метода сжигания и способа удаления шлака, а также свойств топлива. При хорошо отлаженном процессе горения твердого топлива в камерных топках  $q_4 \approx 0,3...0,6$  для топлив с большим выходом летучих, для АШ  $q_4 \geq 2\%$ . При слоевом сжигании для каменных углей  $q_4 = 3,5$  (из них 1% приходится на потери со шлаком, а 2,5% — с уносом), для бурых  $q_4 = 4\%$ .

*Потери теплоты в окружающую среду*  $Q_5$  зависят от площади наружной поверхности агрегата и разности температур поверхности и окружающего воздуха ( $q_5 \approx 0,5...1,5\%$ ).

*Потери теплоты с физической теплотой шлака*  $Q_6$  происходят за счет удаления из топки шлака, температура которого может быть достаточно высокой. В пылеугольных топках с твердым шлакоудалением температура шлака 600...700 °С, а с жидким — 1500...1600 °С.

$Q_6$  рассчитывается по формуле, кДж/кг,

$$Q_6 = a_{\text{шл}} \frac{A^p}{100} c_{\text{шл}} t_{\text{шл}}, \quad (7.12)$$

где  $c_{\text{шл}}$  — теплоемкость шлака, зависящая от температуры шлака  $t_{\text{шл}}$ . Так, для 600 °С  $c_{\text{шл}} = 0,930$  кДж/(кг·К), для 1600 °С — 1,172 кДж/(кг·К).

### 7.5.3. Коэффициент полезного действия и расход топлива

Совершенство тепловой работы парового котла *оценивается коэффициентом полезного действия брутто*  $\eta_{\text{к}}^{\text{бр}}$ , %. Так, по прямому балансу

$$\eta_{\text{к}}^{\text{бр}} = q_1 = \frac{Q_1 \cdot 100}{Q_p^p} = \frac{Q_{\text{к}}}{Q_p^p B}, \quad (7.13)$$

где  $Q_{\text{к}}$  — теплота, полезно отданная котлу и выраженная через тепловосприятие поверхностей нагрева, кДж/с,

$$Q_{\text{к}} = D(i_{\text{п.л}} - i_{\text{п.в}}) + D_{\text{пр}}(i' - i_{\text{п.в}}) + Q_{\text{ст}}, \quad (7.14)$$

где  $Q_{\text{ст}}$  — теплосодержание воды или воздуха, подогреваемых в котле и отдаваемых на сторону. Теплота продувки учитывается только для  $D_{\text{пр}} > 2\% D$ .

КПД котла можно рассчитывать и по обратному балансу, %,

$$\eta_{\text{к}}^{\text{об}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (7.15)$$

Метод прямого баланса менее точен в основном из-за трудностей при определении в эксплуатации больших масс расходующего топлива. Тепловые потери определяются с большей точностью, и поэтому метод обратного баланса нашел преимущественное распространение при определении КПД.

Кроме КПД брутто, используется КПД нетто, показывающий эксплуатационное совершенство агрегата

$$\eta_{\text{к}}^{\text{н}} = \eta_{\text{к}}^{\text{об}} - q_{\text{с.н}}, \quad (7.16)$$

где  $q_{\text{с.н}}$  — суммарный расход теплоты на собственные нужды котла, т. е. расход электрической энергии на привод вспомогательных механизмов (вентиляторов, насосов и т. д.), и расход пара на обдувку и распыл мазута, подсчитанные в % от располагаемой теплоты.

Из выражения (7.13) определяется расход подаваемого в топку топлива  $B$ , кг/с,

$$B = Q_{\text{к}} \cdot 100 / Q_{\text{п}}^{\text{р}} \eta_{\text{к}}^{\text{об}}. \quad (7.17)$$

Так как часть топлива теряется с механическим недожогом, то при всех расчетах объемов воздуха и продуктов сгорания, энтальпий используется расчетный расход топлива  $B_{\text{р}}$ , кг/с, учитывающий механическую неполноту сгорания:

$$B_{\text{р}} = B \left( 1 - \frac{q_4}{100} \right). \quad (7.18)$$

Следует заметить, что при сжигании в котлах жидкого и газообразного топлив  $Q_4 = 0$  и  $Q_6 = 0$ .

## Контрольные вопросы

1. Как классифицируются котельные агрегаты и их назначение?
2. Назовите основные виды котельных агрегатов и перечислите их основные элементы.
3. Опишите испарительные поверхности котла, виды пароперегревателей и способы регулирования температуры перегретого пара.
4. Какие виды водяных экономайзеров и воздухоподогревателей используются в котлах? Опишите принципы их устройства.

5. Как осуществляется подача воздуха и удаление дымовых газов в котельных агрегатах?
6. Опишите назначение дымовой трубы, определение ее самотяги; укажите виды дымососов, применяемых в котельных установках.
7. Что такое тепловой баланс котельного агрегата? Перечислите потери тепла в котле и укажите их причины.
8. Укажите, как определяется КПД котельного агрегата, и порядок его величины.

## 8. ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ ТЭС

### 8.1. Основные сведения

Паровые турбины представляют собой основной тип тепловых машин (двигателей), служащих для привода электрических генераторов современных тепловых электростанций.

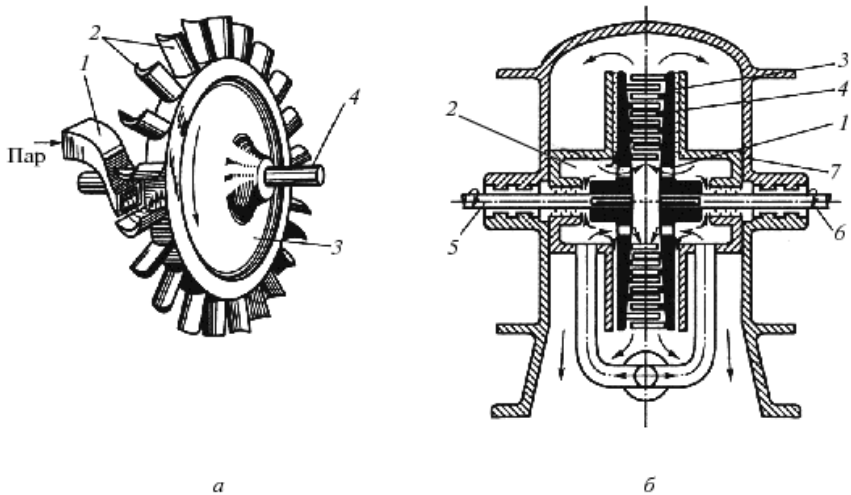
По сравнению с другими типами тепловых двигателей (паровыми машинами, двигателями внутреннего сгорания и газовыми турбинами) паровые турбины имеют ряд существенных преимуществ: постоянная частота вращения вала; возможность получения частоты вращения, одинаковой с частотой вращения электрогенератора; экономичность работы и большая концентрация единичных мощностей в одном агрегате. Кроме того, паровые турбины относительно просты в обслуживании и обладают способностью изменения рабочей мощности в широком диапазоне электрической нагрузки.

Принцип действия паровой турбины заключается в преобразовании тепловой энергии пара, поступающего из парогенератора, в кинетическую энергию потока пара, который, воздействуя на рабочее колесо турбины, приводит его во вращение, отдавая при этом часть своей энергии.

По направлению потока пара различают *осевые*, или *аксиальные*, турбины, в которых поток направлен вдоль оси ротора, и *радиальные*, в которых поток направлен от центра к периферии ротора (см. рис. 8.1, *а*, *б*).

Поступающий из парогенератора к турбине пар сначала проходит через сопло 1, где его потенциальная энергия преобразуется в кинетическую энергию потока, после чего с большой скоростью направляется на рабочие лопатки 2, расположенные на ободе диска (ротора) 3 или специального барабана, закрепленного на валу 1 турбины.

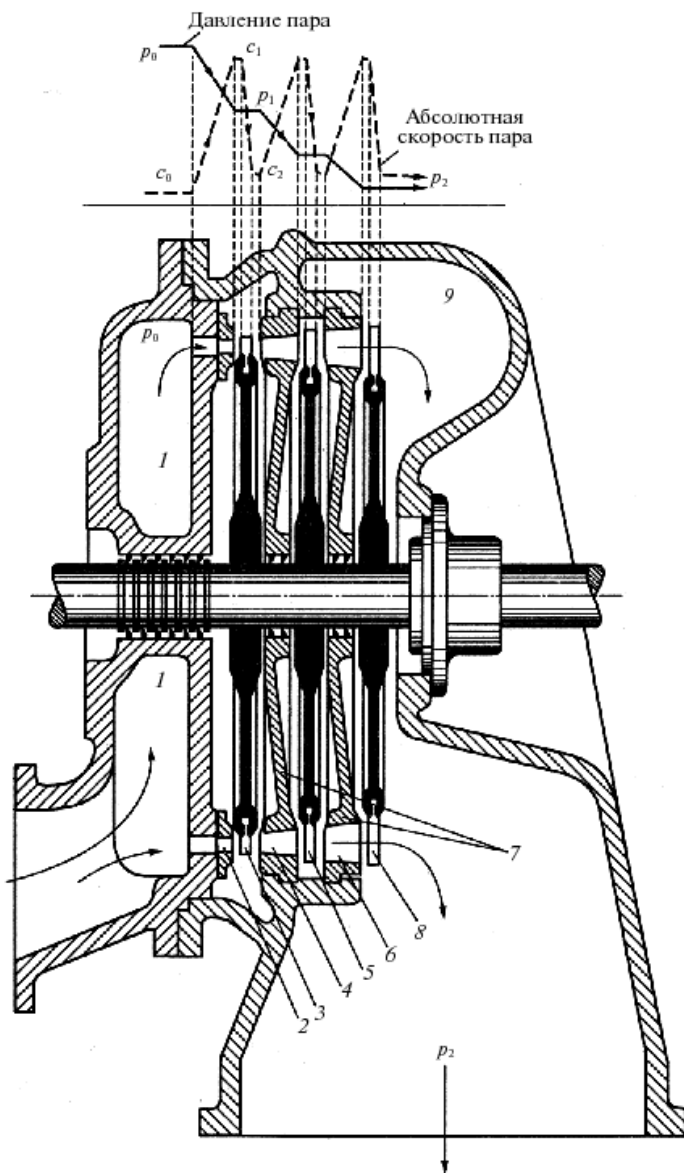
Рабочие лопатки имеют изогнутую форму и в совокупности образуют систему криволинейных каналов (так называемую рабочую решетку). При повороте потока пара в каналах таких решеток возникают центробежные и реактивные силы, вращающие диск (ротор) и связанный с ним вал, соединенный через специальную муфту с электрическим генератором (или другим рабочим механизмом, например насосом, компрессором, воздуходувкой и т. п.).



**Рис. 8.1.** Принципиальная схема работы пара в турбине:  
 а — турбина аксиальная: 1 — сопло; 2 — лопатки; 3 — диск;  
 4 — вал; б — турбина радиального типа: 1, 2 — подвод пара;  
 3 — сопла; 4 — рабочие лопатки; 5, 6 — вал; 7 — корпус

В конструкции турбины выделяют два основных элемента: сопловые каналы (сопловые решетки) и рабочие колеса с лопатками, образующие рабочие решетки. Сопловый аппарат вместе с соответствующими рабочими лопатками образуют *ступень давления*. Поэтому рассмотренную простейшую турбину (см. рис. 8.1, а) называют *одноступенчатой*. При работе современных ТЭС перепады теплоты в турбинах (высоких начальных и низких конечных параметров пара) могут достигать больших значений 1200...1500 кДж/кг. Поэтому для создания мощных и эффективных турбин применяют *многоступенчатые* турбины. В качестве примера на рис. 8.2 показана схема активной турбины с тремя ступенями давления (дискового типа).

Если преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую происходит только в сопловых решетках, то такой принцип работы пара в турбине называют *активным*, а соответствующие ступени турбин — *активными ступенями*. Если же преобразование потенциальной энергии пара происходит не только в сопловых (неподвижных), но и во вращающихся рабочих решетках, то такой принцип действия пара называют *реактивным*, а соответствующие ступени — *реактивными*.



**Рис. 8.2.** Схема активной турбины с тремя ступенями давления и кривые изменения давления пара и абсолютной скорости пара:  
 1, 9 — камеры свежего и отработавшего пара; 2, 4, 6 — сопла;  
 3, 5, 8 — рабочие лопатки; 7 — диафрагмы

## 8.2. Преобразование энергии в соплах и на рабочих лопатках

### 8.2.1. Преобразование в соплах

Сопло паровой турбины представляет собой канал с сечением, близким к прямоугольному. В паровых турбинах применяют как расширяющиеся, так и суживающиеся сопла в зависимости от срабатываемого перепада давлений. При большом перепаде давлений, когда давление за соплом меньше критического, сопло должно быть расширяющимся. Если же перепад давлений небольшой и давление за соплом равно или больше критического, сопло должно быть суживающимся.

В паровых турбинах суживающиеся сопла встречаются чаще расширяющихся. Объясняется это тем, что на практике наибольшее распространение получили многоступенчатые турбины, у которых в каждой ступени используется сравнительно небольшой теплоперепад. Кроме того, расширяющиеся сопла сложны в изготовлении.

На рисунке 8.3, *a* показана  $L, s$ -диаграмма процесса расширения пара в сопле и изменения давления пара в ступени (рис. 8.3, *б*).

В соответствии с первым законом термодинамики для потока рабочего тела, по которому теплота, подведенная к потоку рабочего тела, расходуется на изменение энтальпии, совершение технической работы и изменение его кинетической энергии, равна

$$q_{\text{внеш}} = i_0 - i_{1a} + l_{\text{тех}} + \frac{c_{1l}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2}.$$

Считая процесс адиабатным, а сопло неподвижным, имеем  $q_{\text{внеш}} = 0$ ,  $l_{\text{тех}} = 0$ , тогда данное уравнение приобретает вид

$$i_0 - i_{1a} = \frac{c_{1l}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2},$$

где  $c_{1l}$  — теоретическая скорость истечения пара;  $c_0$  — скорость пара на входе в сопло.

Из этого выражения и рис. 8.3, *a* находим

$$c_{1l} = \sqrt{2(i_0 - i_{1a}) + c_0^2} = \sqrt{2h_0 + c_0^2}.$$

Действительная скорость истечения несколько меньше  $c_{1l}$  и равна

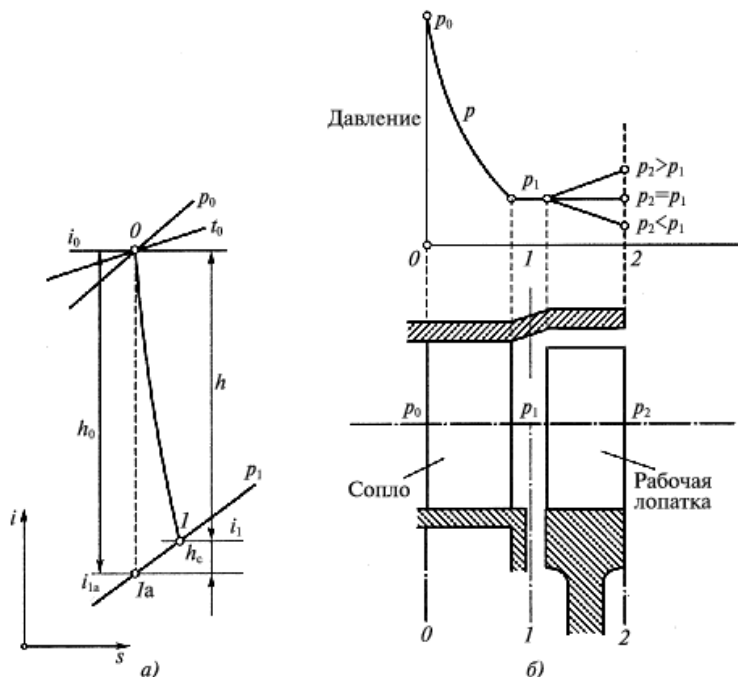


Рис. 8.3.  $is$ -диаграмма процесса расширения пара в сопле (а) и график изменения давления пара в ступени турбины (б)

$$c_1 = \varphi c_{1r} = \varphi \sqrt{2h_0 + c_0^2} = \sqrt{2h + \varphi^2 c_0^2}, \quad (8.1)$$

где  $\varphi$  — коэффициент скорости, определяемый опытным путем:  $\varphi = 0,93 \dots 0,98$ ;  $h = \varphi^2 h_0$ .

Уменьшение скорости истечения связано с потерей части кинетической энергии на трение, вихри и пр.

Потерянная энергия превращается в теплоту и повышает конечную энтальпию пара с  $i_{1a}$  до  $i_1$  (см. рис. 8.3, а). Вследствие этого в кинетическую энергию преобразуется действительный теплоперепад  $h = \varphi^2 h_0 = i_0 - i_1$  и часть кинетической энергии пара перед соплами  $\frac{c_0^2}{2} \varphi^2$ .

### 8.2.2. Преобразование на рабочих лопатках

На рисунке 8.4 изображена схема проточной части турбинной ступени, а над ней — график изменения давления  $p$ . Перед соплами в сечении



$0-0$  давление пара равно  $p_0$ . В соплах давление пара падает, так что после сопел в сечении  $1-1$  давление равно  $p_1$ . С таким давлением пар поступает в каналы рабочих лопаток. Давление может быть следующим:  $p_2 > p_1$ ;  $p_2 = p_1$ ;  $p_2 < p_1$ . Оно зависит от формы лопаточного канала.

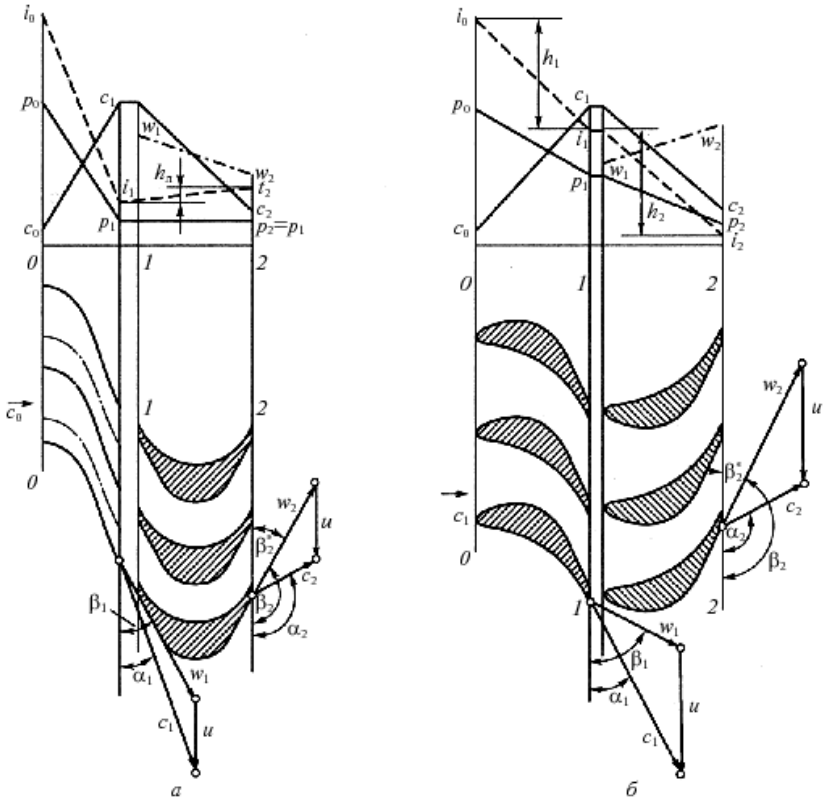


Рис. 8.4. Развертка проточной части активной ступени (а) и реактивной ступени (б); изменение параметров пара и треугольники скоростей

При  $p_2 > p_1$  лопаточный канал должен быть расширяющимся (вращающийся диффузор). Очевидно, что этот случай не может иметь практического значения, так как бессмысленно хотя бы частично преобразовать кинетическую энергию струи в первоначальную потенциальную энергию пара. Что же касается двух остальных случаев, то они широко применяются на практике.

При  $p_2 = p_1$  для сохранения давления пара неизменным лопаточный канал (при отсутствии потерь в нем) должен иметь постоянное

сечение. В решетке рабочих лопаток происходит лишь поворот струи, и изменение количества движения потока пара преобразуется в силу, действующую на лопатки. Производимую этой силой работу называют *активной*, а саму ступень турбины — *активной ступенью* (или *ступенью равного давления*).

При  $p_2 < p_1$  лопаточный канал должен быть сужающимся (вращающееся сопло). Падение давления сопровождается ускорением пара по отношению к рабочим лопаткам и возникновением силы отталкивания (подобной отдаче при выстреле из орудия), называемой *реактивным давлением*. Реактивное давление направлено против скорости вытекающей струи и способствует вращению ротора. Работу, производимую реактивным давлением, называют *реактивной*, а саму ступень турбины — *реактивной ступенью* (или *ступенью избыточного давления*). Заметим, что на рабочей лопатке реактивной турбины наряду с реактивной работой (падением давления) имеет место и активная работа (поворот струи).

**Активная ступень.** На рисунке 8.4, а изображена развертка проточной части, выполненная по среднему диаметру активной ступени, а над нею — диаграмма изменений давления, энтальпии и скорости. Пар подходит к сопловой решетке, имея скорость  $c_0$  и давление  $p_0$ . Из сопловой решетки пар выходит с абсолютной скоростью  $c_1$  под углом  $\alpha_1$  к плоскости диска и поступает в каналы рабочих лопаток, имея давление  $p_1$ . Угол  $\alpha_1$  определяется направлением оси сопла. Так как диск с лопатками вращается, то *относительную* скорость  $w_1$  входа пара в каналы рабочих лопаток можно найти как геометрическую разность  $w_1 = c_1 - u$ , где  $u$  — *окружная* скорость (скорость переноса), причем  $u = \frac{\pi D n}{60}$  (где  $D$  — средний диаметр ступени,  $n$  — число оборотов ротора турбины в минуту).

Для сокращения потерь, и следовательно, для повышения КПД турбины необходимо обеспечить «безударный» вход пара в каналы рабочих лопаток, так как удар от струи сопровождается завихрениями и частичной потерей кинетической энергии. Для этого входная кромка рабочей лопатки должна быть направлена под углом  $\beta_1$ , определяемым входным треугольником скоростей.

При выходе из каналов рабочих лопаток относительная скорость пара  $w_2$  из-за трения и вихрей меньше  $w_1$ . Если  $\psi$  — коэффициент скорости на лопатках, определяемый опытным путем, причем  $\psi < 1$ , то  $w_2 = \psi w_1$ .

Очевидно, что  $w_2$  направлена по касательной к выходной кромке лопатки, т. е. под углом  $\beta_2$ . Геометрически складывая скорости  $w_2$

и  $u$ , из выходного треугольника находят абсолютную скорость выхода пара  $c_2$  и угол  $\alpha_2$ .

В каналах рабочих лопаток активной ступени абсолютная и относительная скорости падают. Однако это падение скоростей вызвано разными причинами. В то время как абсолютная скорость падает в основном за счет превращения кинетической энергии парового потока в механическую работу, относительная скорость падает исключительно из-за потерь на лопатках. Потерянная на трение и вихри энергия

$$h_{\text{т}} = \frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \frac{w_1^2}{2}(1 - \psi^2)$$

в конечном итоге превращается в теплоту, и поэтому энтальпия пара  $i_2$  за решеткой рабочих лопаток несколько выше энтальпии пара  $i_1$  перед рабочей решеткой. Даже в случае обтекания паром решетки идеально гладких лопаток, когда  $w_2 = w_1$  и  $i_2 = i_1$ , абсолютная скорость пара в каналах рабочих лопаток все же уменьшится, и  $c_2$  будет меньше  $c_1$ , так как без этого невозможно производство механической работы.

Пар, уходя из каналов рабочих лопаток со скоростью  $c_2$ , уносит с собой кинетическую энергию

$$h_{\text{в}} = \frac{c_2^2}{2}.$$

Для данной ступени это количество энергии остается неиспользованным и представляет потерю, называемую *выходной потерей*.

**Реактивная ступень.** На рисунке 8.4, б изображены развертка точной части ступени и диаграмма изменений давления, скорости и энтальпии пара. Сопла реактивной ступени образуются каналами неподвижных лопаток. В них пар расширяется вследствие частичного понижения давления с  $p_0$  до  $p_1$ . Теплоперепад  $h_1 = i_0 - i_1$  переходит в кинетическую энергию, повышая скорость входа пара  $c_0$  до значения  $c_1$ . С такой скоростью пар поступает в суживающиеся каналы рабочих лопаток, фактически представляющие собой систему подвижных сопл. В них пар продолжает расширяться. Давление пара падает от значения  $p_1$  до  $p_2$ , а энтальпия уменьшается от  $i_1$  до  $i_2$ . За счет теплоперепада  $h_2 = i_1 - i_2$  получается соответствующее увеличение относительной скорости входа пара  $w_1$  в каналы рабочих лопаток до значения  $w_2$ . Однако абсолютная скорость падает (так как без этого невозможно производство механической работы) до значения  $c_2$ .

Отношение адиабатного теплоперепада на рабочих лопатках к адиабатному теплоперепаду всей ступени (рис. 8.5) называют *степенью реактивности*:

$$\rho = \frac{h_{02}}{h_{01} + h_{02}} \approx \frac{h_{02}}{h_0}.$$

Из этой формулы и рис. 8.5 следует, что  $h_{02} = \rho h_0$ , а  $h_{01} = (1 - \rho) h_0$ .

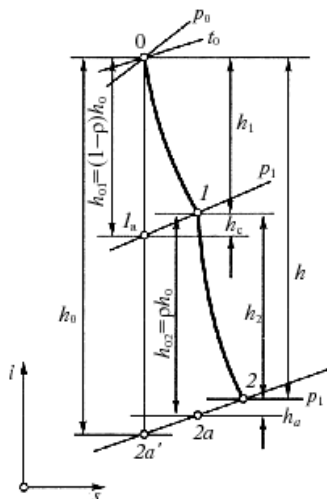


Рис. 8.5.  $i, s$ -диаграмма процесса расширения пара в реактивной ступени

На  $i, s$ -диаграмме фактический процесс на неподвижных лопатках (соплах) изображен линией  $0-1$ , а на рабочих лопатках — линией  $1-2$ .

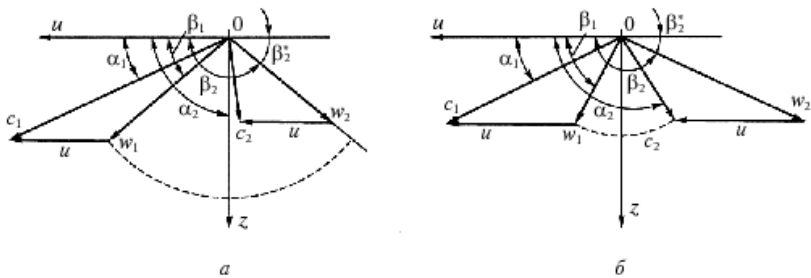
Скорости  $c_1$  и  $w_2$  можно найти из следующих выражений:

$$c_1 = \varphi \sqrt{2(1-\rho)h_0 + c_0^2}, \quad (8.2)$$

$$w_2 = \psi \sqrt{2\rho h_0 + w_1^2}. \quad (8.3)$$

На рабочих лопатках чисто активных турбин преобразования тепловой энергии в кинетическую не происходит, следовательно для них  $\rho = 0$ , а потому формула (8.2) переходит в формулу (8.1). В реактивных турбинах степень реактивности равна 0,5, т. е. теплоперепад распределяется поровну между неподвижными и рабочими лопатками. В этом случае удастся упростить изготовление турбины, так как неподвижные и рабочие лопатки могут набираться из элементов одинакового профиля (входной и выходной треугольники симметричны). Для получения более плавного профиля проточной части и некоторого улучшения КПД активные ступени иногда выполняют с небольшой величиной степени реактивности  $\rho$  порядка 5...20%. Кроме того, это позволяет обойтись без применения расширяющихся сопел.

**Окружное и осевое усилия.** На рисунке 8.6 изображены входной и выходной треугольники скоростей, построенные из одной точки  $O$  отдельно для активной и реактивной ступеней. Пользуясь этими треугольниками скоростей, можно легко определить окружное усилие, вращающее ротор турбины, и осевое усилие, стремящееся сдвинуть ротор турбины вдоль его оси. Для этого воспользуемся законом количества движения, гласящим, что импульс силы (произведение величины силы на время ее действия) равен геометрическому изменению количества движения (произведению массы на скорость).



**Рис. 8.6.** Треугольники скоростей:  
*a* — активная ступень; *b* — реактивная ступень

Импульс силы за единицу времени (секунду) равен величине самой силы. Если массовый расход пара через ступень составляет  $G$ , кг/с, то количество движения пара, входящего в лопаточный канал, равно  $Gc_1$ , а выходящего  $Gc_2$ . Отсюда получим закон количества движения в виде векторного уравнения

$$\vec{P} = G(\vec{c}_1 - \vec{c}_2).$$

Проекция на плоскость диска определяет окружное усилие, Н:

$$P_u = G(c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) = G(w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2), \quad (8.4)$$

а проекция на осевое направление — осевое усилие, Н:

$$P_a = G(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) = G(w_1 \sin \beta_1 - w_2 \sin \beta_2). \quad (8.5)$$

Однако следует учитывать, что в реактивной ступени, помимо давления, создаваемого потоком пара, появляется большое добавочное усилие на лопатки, создаваемое разностью давлений пара по обе стороны рабочей решетки.

### 8.2.3. Работа и КПД ступени

Основными потерями ступени турбины являются потери: в сопловой решетке  $h_c$ , в каналах рабочих лопаток  $h_l$  и с выходной скоростью  $h_B$ . Они определяют относительный КПД на лопатках, который для активной ступени равен

$$\eta_{о.л} = \frac{h_0 - h_c - h_l - h_B}{h_0} = \frac{l}{h_0},$$

и представляет собой отношение механической работы 1 кг пара на лопатках ступени  $l$  к располагаемому в ступени теплоперепаду  $h_0$ .

Знаменатель выражения равен  $h_0 = \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_1^2}{2\varphi^2}$ . Что же касается числителя, то его можно определить следующим образом. Работа, производимая на окружности лопаток в секунду, т. е. мощность, равна  $L = P_u u$ , Дж/с, или на 1 кг пара, Дж/кг:

$$l = \frac{L}{G} = \frac{P_u u}{G}.$$

Подставив все это в выражение для  $\eta_{о.л}$  и заменив  $P_u$ , пользуясь формулой (8.4), получим

$$\eta_{о.л} = \frac{2\varphi^2 u}{c_1^2} (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2). \quad (8.6)$$

Используя треугольники скоростей (см. рис. 8.6), из выражения (8.6) можно получить

$$\eta_{о.л} = 2\varphi^2 x (\cos \alpha_1 - x) \left(1 - \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right), \quad (8.7)$$

где  $x = u/c_1$ .

Можно найти максимальное значение  $\eta_{о.л}$  при условии  $\frac{d\eta_{о.л}}{dx} = 0$  и получить

$$\eta_{о.л}^{\max} = \frac{1}{2} \varphi^2 \cos^2 \alpha_1 \left(1 - \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right) = \frac{1}{2} \varphi^2 \cos^2 \alpha_1 \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2^*}{\cos \beta_1}\right). \quad (8.8)$$

Полученное выражение показывает, что для повышения КПД угол  $\alpha_1$  нужно брать как можно меньшим. Теоретически наибольший КПД получился бы при  $\alpha_1 = 0$ , т. е. при  $u = 0,5 c_1$ . Однако такой угол

практически нельзя осуществить. Обычно угол  $\alpha_1 = 12 \dots 14^\circ$ , и следовательно, наивыгоднейшая окружная скорость равна  $u = (0,45 \dots 0,48) c_1$ .

Величиной угла  $\alpha_1$  определяется угол  $\beta_1$ . Что же касается угла  $\beta_2^*$ , то и он, как следует из формулы (8.8), должен быть взят по возможности малым. Обычно выбирают угол  $\beta_2^* = \beta_1 - (3 \dots 10)^\circ$  и как максимум его делают равным  $\beta_1$ .

На рисунке 8.7 показана зависимость  $\eta_{о.л}$  и отдельных потерь от отношения  $x = \frac{u}{c_1}$ . Относительная потеря в сопловой решетке  $\zeta_c = h_c/h_0$  очевидно не зависит от  $u/c_1$ . Относительная потеря в рабочей решетке  $\zeta_{л} = \frac{h_{л}}{h_0}$  постепенно уменьшается с увеличением  $u/c_1$ . Относительная выходная потеря  $\zeta_{в} = \frac{h_{в}}{h_0}$  при увеличении  $u/c_1$  вначале быстро уменьшается, а затем, достигнув минимума, начинает еще быстрее расти. Таким образом,  $\eta_{о.л}$  в основном определяется величиной потери  $\zeta_{в}$ .

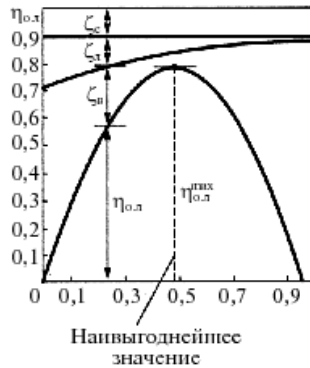


Рис. 8.7. Зависимость  $\eta_{о.л}$  от отношения скоростей  $x = u/c_1$  для активной ступени

Для реактивной ступени при  $\rho = 0,5$  треугольники скоростей (см. рис. 8.6, б) симметричны ( $c_1 = w_2$ ;  $w_1 = c_2$ ;  $\alpha_1 = 180^\circ - \beta_2$ ;  $\beta_1 = 180^\circ - \alpha_2$ ).

Поэтому из выражения  $l = \frac{L}{G} = \frac{P_u u}{G}$ , учитывая формулу (8.4), можно последовательно получить

$$\begin{aligned} l &= u(c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) = u(c_1 \cos \alpha_1 + w_1 \cos \beta_1) = \\ &= u(c_1 \cos \alpha_1 + c_1 \cos \alpha_1 - u) = x(2 \cos \alpha_1 - x). \end{aligned}$$

Очевидно, что максимальная полезная работа получится при  $\frac{dl}{dx} = (2 \cos \alpha_1 - 2x) = 0$ , т. е. при  $x = u/c_1 = \cos \alpha_1 \approx 1$ .

Это соотношение, аналогичное (8.8), определяет возможную экономичность реактивной ступени, имеющей  $\rho = 0,5$ .

### 8.3. Классификация и основные конструкции паровых турбин

По назначению турбины делятся на *чисто конденсационные, с противодавлением* (отработавший пар используют для каких-либо производственных или бытовых целей; если отработавший пар используют в других турбинах, то такую противодавленческую турбину называют *предвключенной*), *конденсационные с отбором пара*, с отбором и противодавлением *мятого пара* (турбина использует, кроме свежего пара, отработавший на производстве пар, который подводится в одну из промежуточных ступеней турбины) и др.

Каждая турбина обозначается шифром, состоящим из трех частей: первая из них — буквенная, остальные цифровые. Буквенная часть шифра характеризует тип турбины, а именно: К — конденсационная без регулируемых отборов; Т — с теплофикационным регулируемым отбором пара ( $p = 0,7 \dots 2,5$  бар); П — с производственным регулируемым отбором пара ( $p \geq 3$  бар); Р — с противодавлением.

Вторая (цифровая) часть шифра дает номинальную мощность турбины (тыс. кВт). Третья часть шифра обозначает давление свежего пара. У турбин типов П и Р третья часть шифра представляет собой дробь, числитель которой указывает давление свежего пара, а знаменатель — давление отборного или противодавленческого пара.

Так, например, конденсационная турбина мощностью 50 000 кВт с начальным давлением 127,5 бар (130 ат) обозначается К-50-130. Та же турбина, но с двумя регулируемыми отборами пара — производственным (давлением ~7 бар) и теплофикационным — обозначается ПТ-50-130/7 и т. д.

Для иллюстрации конструктивных схем паровых турбин на рис. 8.8 и 8.9 приведены общие виды некоторых турбин, используемых на электрических станциях.

В качестве характерной конструкции паровой турбины на рис. 8.8 приведен продольный разрез конденсационной турбины мощностью 50 тыс. кВт,  $n = 3000$  об / мин, изготовленной ЛМЗ.



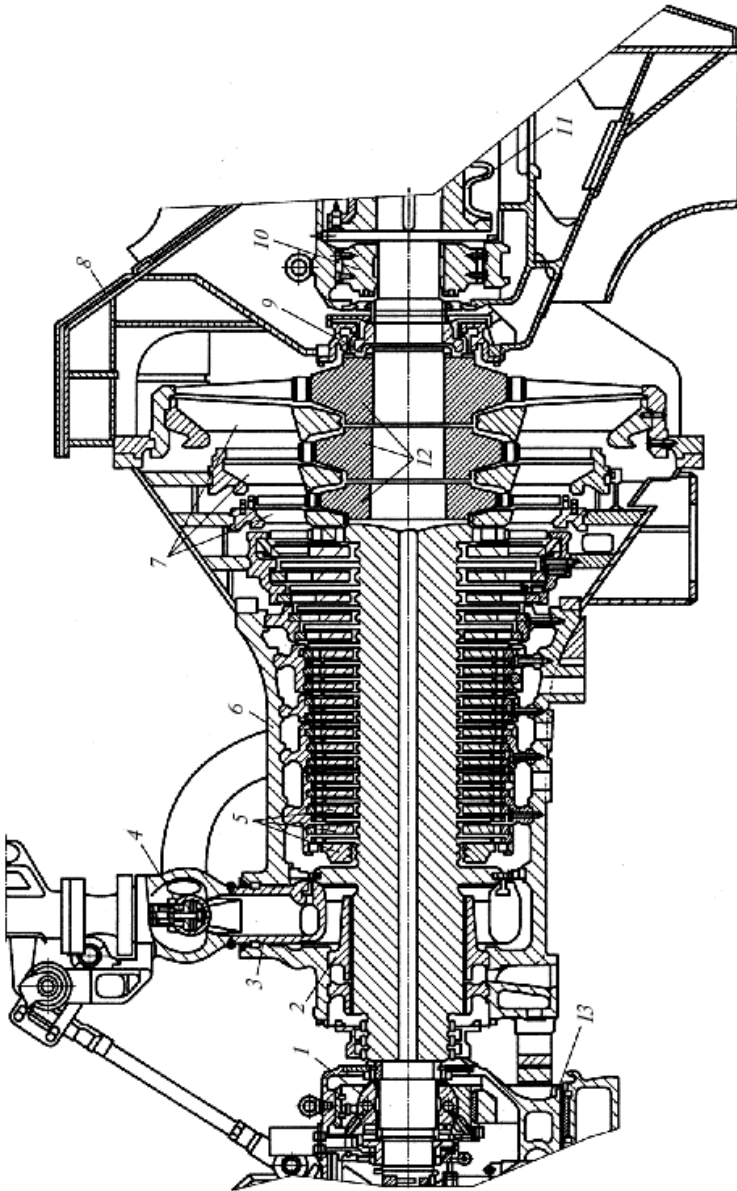


Рис. 8.8. Продольный разрез активной турбины мощностью 50 тыс. кВт  
(обозначения 1—13, см. в тексте)

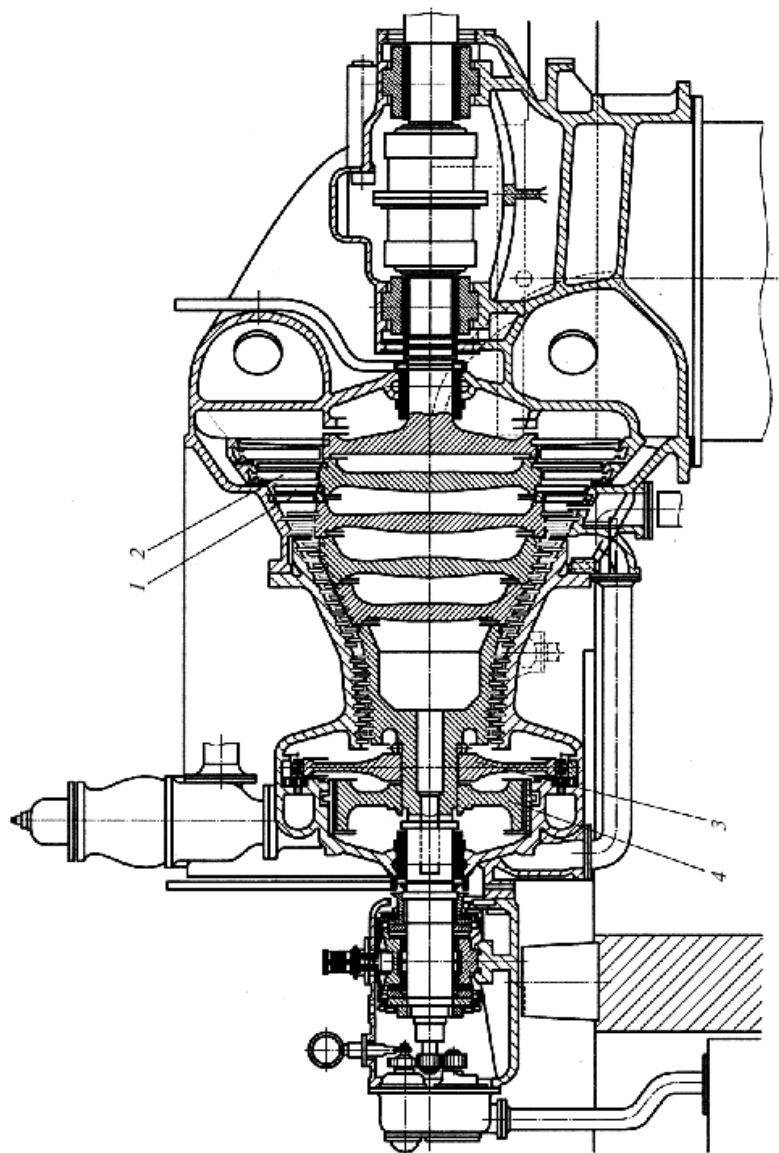


Рис. 8.9. Продольный разрез реактивной турбины мощностью 20 тыс. кВт:  
1 — рабочие лопатки; 2 — лопатки сопловых решеток; 3 — регулирующее колесо; 4 — разгрузочный поршень

Пар с начальными параметрами 9,0 МПа и 535 °С подводится по паровпускной трубе к расположенной на корпусе турбины паровой коробке 3, в которой размещены регулирующие клапаны 4. Из клапанной коробки пар через одновенечную регулирующую ступень подводится к проточной части турбины, состоящей из 21 ступени. Первые 18 ступеней имеют рабочие диски (колеса), выполненные за одно целое с валом турбины. Последующие три ступени 12 имеют диски, посаженные с натягом на вал. На ободах каждого диска укреплены рабочие лопатки.

Сопловые решетки первой регулирующей ступени укреплены в паровой коробке, приваренной к корпусу 6 турбины (см. рис. 8.8). Диски остальных ступеней разделены неподвижными промежуточными диафрагмами 5, 7. В каждой диафрагме размещены неподвижные сопловые решетки. Часть корпуса 6, охватывающая первые 14 ступеней высокого давления, выполнена в виде стальной отливки. Остальные ступени размещены в сварной части корпуса. Выхлопной патрубков турбины 8 сварен из листовой стали. В корпусе турбины предусмотрено пять патрубков для отбора пара из промежуточных ступеней турбины. Эти нерегулируемые отборы предназначены для подогрева питательной воды.

Вал ротора турбины опирается на два подшипника. Передний подшипник 1 имеет несколько более сложную конструкцию, чем задний 10, так как он, помимо веса ротора, воспринимает также осевые усилия, возникающие при протекании пара через лопатки ротора. Конструкция переднего подшипника дает возможность фиксировать осевое положение ротора по отношению к корпусу турбины. Такой подшипник носит название опорно-упорного.

Там, где вал турбины проходит через ее корпус, расположены два концевых уплотнения 2 и 9. Переднее концевое уплотнение 2, работающее в области избыточных давлений пара, служит для предотвращения утечки пара из корпуса турбины в окружающую среду. Заднее концевое уплотнение 9, работающее в области вакуума, защищает выходную часть турбины от присоса воздуха из окружающей среды, при котором ухудшается экономичность работы турбины и снижается развиваемая ею мощность.

В местах, где вал проходит через расположенные между рабочими дисками перегородки-диафрагмы, установлены промежуточные уплотнения, препятствующие протечкам пара из одной ступени в другую в обход сопловых решеток. Диски рабочих колес имеют разгрузочные отверстия для выравнивания давления по обе стороны диска.

На переднем конце вала турбины распложен предельный скоростной регулятор, который служит для предотвращения повышения частоты вращения вала турбины более чем на 10...12% сверх номинальной. Масляный насос предназначен для подачи масла в систему смазки подшипников турбоагрегата, управления и привода механизма системы автоматического регулирования турбины. Масляный насос и опорно-упорный подшипник опираются на станину 13.

На противоположном конце вала размещена муфта 11, служащая для передачи крутящего момента валу генератора. Рядом с муфтой установлено валоповоротное устройство, состоящее из электродвигателя и червячно-зубчатой передачи. Валоповоротное устройство служит для медленного вращения вала неработающей турбины в период пуска и останова агрегата для обеспечения равномерного прогрева или остывания ротора турбины и равномерности распределения возникающих при этом термических деформаций. С передним концом вала связан указатель числа оборотов — тахометр, служащий для определения частоты вращения.

Корпус турбины, а также корпуса подшипников имеют горизонтальный разъем на уровне вала турбины в форме фланцевого соединения. Это дает возможность разборки и сборки турбины путем съема верхней части ее корпуса.

На рисунке 8.9 показан продольный разрез реактивной турбины. Ротор таких турбин обычно выполнен в виде сварного барабана, а корпус не имеет диафрагм. Выполнение ротора реактивных турбин в виде барабана, а не отдельных дисков объясняется стремлением к уменьшению осевых усилий, которые сдвигают ротор в сторону движения потока пара. Они особенно велики в турбинах реактивного типа, так как давление пара по обе стороны рабочих лопаток различно. Если бы на ступенях реактивных турбин рабочие лопатки закреплялись на дисках, то эта разность давлений, действуя на всю площадь дисков, могла бы создать осевое усилие весьма большой величины. Даже при использовании в реактивных турбинах барабанных роторов осевые усилия получаются значительно большими, чем в турбинах с активными ступенями.

При барабанных роторах рабочие лопатки крепятся непосредственно на наружной поверхности барабанов, и потому нет необходимости в применении для размещения сопловых решеток каких-либо специальных перегородок-диафрагм. Лопатки сопловых решеток в этом случае могут крепиться непосредственно в корпусе турбины.

Для предотвращения протекания пара внутри ступеней в обход сопловых и рабочих решеток лопатки реактивных ступеней снабжены

внутренними уплотнениями, выполненными в виде гребенок и закрепленных в роторе (для сопловых) и корпусе (для рабочих лопаток).

Поскольку в реактивных турбинах осевые усилия намного больше, чем в активных, то для их восприятия в реактивных турбинах применяется специальное устройство — разгрузочный поршень 4 (см. рис. 8.9). Такой поршень, находящийся под давлением пара регулирующей (обычно активной) ступени турбины, выполняют с бо льшим диаметром, чем расположенную за регулирующей ступенью нерегулируемую реактивную ступень. Поэтому давление пара в камере регулирующего колеса, действующее на площадь, определяемую разностью этих диаметров, создает силу, направленную в сторону, противоположную осевому усилию, возникающему при работе турбины. Разность диаметров поршня и турбины рассчитывается таким образом, чтобы уравновесить осевые усилия, действующие вдоль ротора турбины.

В остальном отдельные элементы конструкции реактивной турбины тождественны конструкции активных турбин.

## 8.4. Потери энергии и КПД турбины

Все потери энергии паровой турбины можно разделить на две группы: внутренние и внешние. *Внутренние* потери возникают внутри корпуса турбины и приводят к уменьшению используемого теплоперепада  $h_0$ . Они представляют собой потерю энергии пара на трение, вихри, удар и пр. Потерянная энергия превращается в теплоту, повышая конечную энтальпию пара. К *внешним* потерям турбины относятся потери от утечки пара через концевые уплотнения и механические потери.

### 8.4.1. Внутренние потери

К внутренним потерям, помимо рассмотренных выше потерь (см. разд. 8.2) (в сопловой решетке  $h_c$ , в каналах рабочих лопаток  $h_d$  и с выходной скоростью  $h_v$ ), относятся потери: на трение и вентиляцию, на утечку пара через внутренние зазоры, от влажности и др.

*Потеря на трение и вентиляцию  $h_{тв}$ .* Потеря на трение диска о пар вызвана тем, что вращающийся диск увлекает за собой окружающие его частицы пара. На преодоление трения и сообщения частицам пара ускорения затрачивается некоторая энергия.

Потеря на вентиляцию возникает в первых ступенях активных турбин, имеющих парциальный подвод пара, когда рабочие лопатки, проходя промежутки между соплами, действуют как вентилятор, подсасывая пар из зазора и прокачивая его с одной стороны диска на другую. Кроме того, при подходе лопатки к соплу струя рабочего пара «выколачивает» нерабочий пар, заполняющий канал лопатки. На все это тратится часть энергии струи рабочего пара.

Величина  $h_{т.в}$  получается значительной для двух- и трехвенечных дисков Кертиса с парциальным подводом пара, работающих в паре высокого давления. Для ступеней низкого давления активных турбин с полным подводом пара величина  $h_{т.в}$  невелика, и часто ею можно пренебречь. Особенно небольшой получается потеря  $h_{т.в}$  в реактивных турбинах при барабанной конструкции ротора, так как здесь всегда степень парциальности  $\varepsilon = 1$ , а трение барабана со сплошной поверхностью о пар невелико.

*Потеря на утечку пара через внутренние зазоры* возникает между диффрагмами и валом у активных турбин со ступенями давления или через радиальные зазоры у реактивных турбин.

Энергия пара, протекающего через внутренние зазоры, не используется в данной ступени, а потому ухудшает ее КПД. Если потерянную в данной ступени энергию 1 кг рабочего пара из-за утечки обозначить через  $h_{ут}$ , то на такую величину увеличится энтальпия пара за рабочими лопатками этой ступени. Особенно большое значение  $h_{ут}$  имеют турбины высокого давления.

*Потеря от влажности пара  $h_{вл}$*  возникает в последних ступенях конденсационных турбин, работающих в области влажного пара. Частицы влаги в паре движутся медленнее сухого пара, а потому их относительная скорость  $w_1$  направлена не по касательной к входной кромке лопаток. Ударяясь о спинки лопаток, частицы влаги производят тормозящее действие на ротор, снижая работу, передаваемую на лопатки. Одновременно капельки воды разрушающе действуют на входные кромки рабочих лопаток. Поэтому минимально допустимым значением сухости пара в последних ступенях турбины можно считать  $x = 0,88...0,90$ .

#### **8.4.2. Рабочий процесс паровой турбины в $i, s$ -диаграмме.**

На рисунке 8.10, *a* изображена  $i, s$ -диаграмма рабочего процесса активной ступени давления. Отрезок  $0 - 1a$  представляет собой теоретический процесс адиабатного расширения пара. От точки  $1a$  вверх

по изобаре  $p_1$  отложены все внутренние потери энергии. Точка  $1$  характеризует фактическое состояние пара за сопловой решеткой, а линия  $0-1$  — процесс в соплах; точка  $2$  — состояние пара за сопловой решеткой, а линия  $1-2$  — процесс в каналах рабочих лопаток; точка  $K$  — состояние пара за данной ступенью и на входе в следующую.

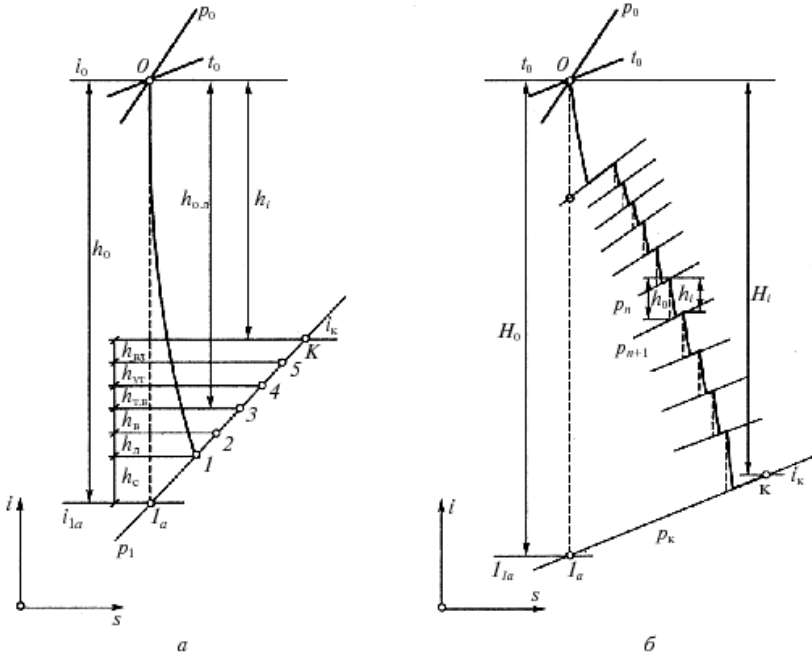


Рис. 8.10. Процесс в активной ступени давления в  $i,s$ -диаграмме (а) и процесс в многоступенчатой турбине в  $i,s$ -диаграмме (б)

Внутренняя работа ступени (внутренняя работа обозначена через  $h$  с индексом  $i$  по аналогии с поршневыми двигателями, у которых внутреннюю работу или мощность называют индикаторной, так как они могут быть замерены специальным прибором — индикатором), Дж/кг:

$$h_i = h_0 - (h_c + h_n + h_{т.в} + h_{yt} + h_{рл}).$$

Отсюда внутренний относительный КПД ступени

$$\eta_{oi} = \frac{h_i}{h_0}.$$

На рисунке 8.10, б приведена  $i, s$ -диаграмма процесса многоступенчатой турбины. Как и для одной ступени, внутренний относительный КПД турбины в целом определяется отношением

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{\sum h_i}{H_0}.$$

Рассмотрение процесса показывает, что внутренний относительный КПД турбины выше, чем средний  $\eta_{oi}$  ступени. Объясняется это тем, что изобары на  $i, s$ -диаграмме веерообразно расходятся слева направо, так что расстояние между ними увеличивается. Вследствие этого сумма располагаемых во всех ступенях турбины теплоперепадов  $\sum h_0$  больше, чем располагаемый теплоперепад  $H_0$  для турбины в целом.

Можно написать

$$\sum h_0 = (1 + \alpha)H_0,$$

где  $\alpha$  — коэффициент возврата тепла.

Свое название коэффициент  $\alpha$  получил в связи с тем, что потери в предыдущих ступенях приводят к некоторому росту располагаемого, а следовательно, и использованного теплоперепада в последующих ступенях. В результате чего потери частично возвращаются.

В современных конденсационных турбинах коэффициент возврата тепла составляет приблизительно 0,04—0,06, т. е. внутренний относительный КПД многоступенчатой турбины на 4—6% выше среднего внутреннего относительного КПД ступеней.

### 8.4.3. Внешние потери турбины

*Потеря от утечки пара через концевые уплотнения* увеличивает расход пара на турбину. Она не влияет на энтальпию пара, а потому ее относят к внешним, а не к внутренним потерям.

*Механические потери* определяются затратой части энергии на преодоление трения в опорных и упорных подшипниках турбины (включая опорные подшипники электрического генератора или другой машины, соединенной с валом турбины), на привод системы регулирования и главного масляного насоса. Потери на трение превращаются в тепло смазочного масла. Эта теплота уносится охлаждающей водой из масляного холодильника.



#### 8.4.4. Мощности, КПД и расход пара

Внутренней мощностью  $N_i$  называют мощность, развиваемую внутри корпуса турбины. Внутренняя мощность меньше мощности  $N_0$ , развиваемой *идеальным двигателем*, на величину внутренних потерь.

*Эффективной* мощностью  $N_e$  называют мощность, снимаемую с вала или соединительной муфты турбины. Она меньше внутренней мощности  $N_i$  на величину механических потерь  $N_m$ , т. е.  $N_e = N_i - N_m$ .

Электрической мощностью  $N_{\text{э}}$  называют мощность, снимаемую с зажимов генератора. Электрическая мощность меньше эффективной на величину электрических потерь.

КПД характеризуют степень совершенства двигателя и служат для сравнения двигателей и анализа их работы.

*Механическим КПД*  $\eta_m$  называют отношение эффективной мощности к внутренней

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}.$$

Механический КПД зависит от типа двигателя и его мощности. У турбин механический КПД выше, чем у поршневых двигателей, у которых есть возвратно-поступательно движущиеся части, вызывающие большие потери трения. Чем выше мощность двигателя, тем больше его механический КПД. Механический КПД турбин достаточно высок и составляет для турбин мощностью от 500 до 5000 кВт 96...99%, а свыше 5000 кВт 99...99,5%.

*КПД электрического генератора* называют отношение электрической мощности к эффективной

$$\eta_r = \frac{N_{\text{э}}}{N_e}.$$

Для электрических генераторов мощностью от 500 до 5000 кВт  $\eta_r = 92,5...96\%$ , а свыше 5000 кВт  $\eta_r = 96...99\%$ .

Помимо рассмотренных выше КПД применяют еще группу относительных и абсолютных КПД. Относительные КПД получают путем сравнения той или иной мощности действительного двигателя с мощностью идеального двигателя.

*Относительным внутренним КПД*  $\eta_{0i}$  называют отношение внутренней мощности к мощности идеального двигателя

$$\eta_{0i} = \frac{N_i}{N_0}.$$

*Относительным эффективным* КПД называют отношение эффективной мощности к мощности идеального двигателя:

$$\eta_{0e} = \frac{N_e}{N_0}.$$

*Относительным электрическим* КПД  $\eta_{0э}$  называют отношение электрической мощности к мощности идеального двигателя

$$\eta_{0э} = \frac{N_э}{N_0}.$$

Для большинства турбин  $\eta_{0г} = 70...88\%$ ;  $\eta_{0e} = 65...86\%$ ;  $\eta_{0э} = 60...84\%$ .

Если учесть, что сам идеальный двигатель согласно второму закону термодинамики имеет термический КПД  $\eta_i < 1$ , то получим так называемые абсолютные КПД, причем

$$\eta_{\text{абс}} = \eta_i \eta_{\text{отн}}.$$

Обычно отбрасывают слово «абсолютный» для характеристики абсолютных КПД и называют:

*внутренний* КПД  $\eta_i = \eta_i \eta_{0i}$ ;

*эффективный* КПД  $\eta_e = \eta_i \eta_{0e}$ ;

*электрический* КПД  $\eta_э = \eta_i \eta_{0э}$ .

Легко показать, что  $\eta_{0э} = \eta_{0e} \eta_{г} = \eta_{0i} \eta_{м} \eta_{г}$   
и аналогично

$$\eta_э = \eta_e \eta_{г} = \eta_i \eta_{м} \eta_{г}.$$

Характеристикой экономичности паровой турбины наряду с КПД является *удельный расход пара*, т. е. расход пара в единицу времени на единицу вырабатываемой мощности. При этом удельный расход пара равен, кг/кДж:

$$d_э = \frac{D}{N_э} = \frac{1}{H_0 \eta_{0э}},$$

где  $D$  — секундный расход пара, кг/с.

Удельный расход пара современных мощных конденсационных турбин при полной нагрузке составляет  $(0,85...1,0) \cdot 10^{-3}$  кг/кДж.

*Максимально длительной* называют такую мощность  $N_{\text{дл}}$ , при которой турбогенератор может надежно и достаточно экономично работать длительное время (тысячи часов). Для конденсационной турбины  $N_{\text{дл}}$  совпадает с номинальной (табличной или паспортной) ее мощно-

стью  $N_n$ , определяемой заводом-изготовителем. *Экономической* называют мощность  $N_{эк}$ , на которую производится тепловой расчет турбины и при которой она должна иметь максимальный КПД.

Обычно  $N_{эк} = (0,8...0,9) N_{дл}$ . Для турбин большой мощности, несущих базовую нагрузку на электрических станциях,  $N_{эк} = (0,9...1,0) N_{дл}$ .

## 8.5. Конденсационные установки паровых турбин

Из раздела термодинамики известно, что термический КПД паротурбинного цикла тем выше, чем ниже температура пара в конце расширения. Для получения низкой температуры в выпускном патрубке турбины, как следует из свойств водяного пара, давление должно быть ниже атмосферного, т. е. должен быть создан вакуум. Это достигается в результате конденсации отработавшего пара, охлаждаемого циркуляционной водой. Образующийся конденсат откачивается насосами. При конденсации скрытая теплота парообразования отработавшего пара воспринимается циркуляционной водой, температура которой повышается.

Для конденсации покидающего турбину пара к выхлопному патрубку турбины присоединяется специальный теплообменник — *конденсатор*. Вакуум в конденсаторе создается при конденсации пара с помощью охлаждающей воды и отсоса воздуха эжекторами, или вакуум-насосами. Конденсация пара может производиться либо непосредственным смешением его с охлаждающей водой (*смешивающие конденсаторы*), либо при охлаждении его в поверхностных теплообменниках (*поверхностные конденсаторы*).

В турбинных установках электростанций применяются исключительно поверхностные конденсаторы, поскольку они обеспечивают как сохранение количества конденсата, так и требуемое его качество по соленосодержанию, что весьма важно для питания котлоагрегатов высоких параметров и большой мощности. Схема устройства поверхностного конденсатора показана на рис. 8.11.

Пар из турбины поступает в корпус конденсатора *1* через горловину *14*, имеющую фланец *6* для присоединения турбине. В цилиндрической части конденсатора расположена система прямых охлаждающих труб *5*, закрепленных с обеих сторон в трубных досках *4*. Трубная система располагается в корпусе *1* так, что по обе стороны ее образуются камеры *15* и *16* между трубными досками и крышками корпуса *2* и *3*.

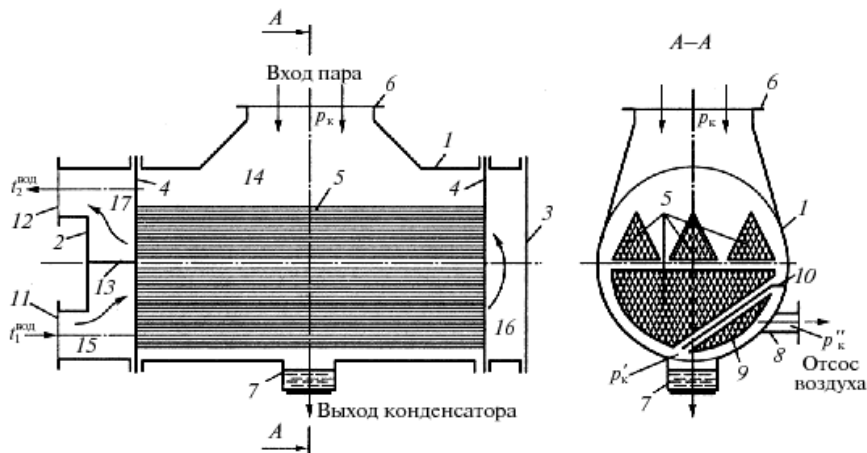


Рис. 8.11. Схема устройства поверхностного конденсатора

Охлаждающая вода по подводящей трубе 11 поступает в нижнюю часть камеры 15 (входная камера), проходит по нижнему пучку труб и поступает в другую поворотную камеру 16. Из поворотной камеры вода проходит по верхнему пучку трубок в направлении, обратном первоначальному, после чего удаляется из верхней части выходной камеры 17, отделенной перегородкой 13 от входной камеры, по трубе 12.

Конденсаторы с такой схемой движения воды в двух направлениях называют *двухходовыми*. Аналогично этому могут быть выполнены одноходовые, а также трех- и четырехходовые конденсаторы.

Пар, омывая холодные наружные поверхности охлаждающих трубок, конденсируется на них, отдавая теплоту парообразования, и образовавшийся конденсат стекает в нижнюю часть 7 конденсатора, а отсюда откачивается специальным насосом через патрубок. Этот насос называют *конденсатным*, а насос, прокачивающий охлаждающую воду через трубную систему конденсатора, — *циркуляционным*.

Конденсатор должен быть герметически плотным. Наличие даже небольших неплотностей приводит к подосу воздуха из окружающей среды, что снижает вакуум и может резко ухудшить процесс теплоотдачи.

Для поддержания в паровом пространстве конденсатора требуемого глубокого вакуума через патрубок 8 осуществляется непрерывный отсос воздуха. Так как вместе с воздухом может быть удалено и некоторое количество несконденсировавшегося пара (паровоздушная смесь), то в месте отсоса воздуха часть трубной поверхности 9 отделяют пере-

городками 10, образуя воздухоохладитель. В этой части трубной поверхности должна происходить более интенсивная конденсация пара, с тем чтобы количество пара в удаляемой паровоздушной смеси было минимальным.

Образовавшийся в конденсаторе конденсат используется для питания котлоагрегатов и потому представляет большую ценность, в особенности в установках с высокими параметрами пара, требующих применения питательной воды особо высокого качества. По этой причине конденсаторы должны обладать высокой плотностью не только по воздуху, но и по охлаждающей воде.

При хорошей плотности трубок охлаждающей системы конденсат турбины может быть чистым дистиллятом, т. е. водой, не содержащей каких-либо примесей. Кроме того, в нормально работающем конденсаторе конденсат хорошо дегазируется, что устраняет опасность коррозии питательных трубопроводов и подогревателей.

Вода, поступающая для охлаждения конденсатора (циркуляционная вода), забирается циркуляционным насосом либо из расположенных вблизи станции естественных источников водоснабжения (реки, озера, моря), либо из искусственных водоемов (прудов, бассейнов). Водоснабжение от естественных источников воды называется *прямоточным*.

При прямоточной системе вода, забираемая из реки после конденсаторов и других охладительных устройств, сбрасывается в реку ниже по течению на расстояние, исключающее возможность подмешивания подогретой воды к воде, забираемой из реки. Представление об удельных расходах охлаждающей воды конденсаторов для КЭС дает табл. 8.1.

Таблица 8.1

**Удельные расходы охлаждающей воды конденсаторов на конденсационных паротурбинных электростанциях**

Параметры пара на конденсационной электростанции	Удельный расход воды $d_{\text{он}} = \frac{W}{N}$ , м <sup>3</sup> /кВт·ч	
	зимой	летом
$p = 240$ бар, $t = 565$ °С	0,085...0,09	0,125...0,135
$p = 90$ бар, $t = 535$ °С	0,155...0,160	0,200...0,220
$p = 35$ бар, $t = 435$ °С	0,220...0,300	0,400...0,420

Для крупных КЭС абсолютный расход охлаждающей воды настолько значителен, что он становится одним из факторов, определяющих

выбор места расположения электростанции и ее системы технического водоснабжения.

Расход воды на удаление золы и шлака зависит от зольности и количества сжигаемого топлива, а также от принятой системы гидрозолоудаления. Для высоконапорной системы гидрозолоудаления с гидроаппаратами системы Москалькова средний удельный расход воды составляет 14—15 м<sup>3</sup> на тонну золы и шлака. Как правило, в системе гидрозолоудаления используется сливная вода из конденсаторов турбин.

В таблице 8.2 приведены ориентировочные значения относительных (по отношению к расходу воды на конденсаторы) расходов воды на различные нужды паротурбинной конденсационной электростанции.

Таблица 8.2

**Относительные расходы воды на различные нужды  
конденсационной паротурбинной электростанции**

Назначение воды	Относительный расход воды, %
Охлаждение конденсаторов турбин	100
Охлаждение масла и воздуха:	
для крупных турбоустановок	3...7
для малых турбоустановок	6...15
Охлаждение подшипников вспомогательного оборудования электростанции	0,6...1,0
Восполнение потерь конденсата и питательной воды на станции	0,06...0,12
Хозяйственно-питьевые нужды	0,03...0,05
Гидрозолоудаление (в зависимости от зольности топлива и системы золоудаления)	2...5
На восполнение потерь воды в системах оборотного водоснабжения (испарение, механический унос, продувка, фильтрация)	4...7

При использовании искусственных источников водоснабжения вода, нагревающаяся при конденсации пара в конденсаторе, направляется в специальные устройства: пруды-охладители, брызгательные бассейны, башенные охладители (градирни). После охлаждения в этих устройствах вода вновь подается в конденсаторы. Такая система охлаждения называется *оборотной*.

Для охлаждения циркуляционной воды пользуются охлаждающими прудами, бассейнами и градирнями различных типов.

*Охлаждающий пруд* представляет собой естественный или искусственный водоем, из которого охлаждающая вода берется в одном месте, а сбрасывается после использования в другом, по возможности удаленном от первого. Охлаждение воды происходит от соприкосновения с окружающим воздухом и испарения части воды с отъемом значительного количества теплоты из водоема. Кроме потери на испарение часть воды в прудах теряется в почву через дно, берега и др. Поэтому запас воды в прудах надо постоянно пополнять.

Для уменьшения потерь воды иногда вместо прудов устанавливаются *бассейны* с бетонными стенками и дном. Поверхность пруда или бассейна должна быть значительной, так как на 1 кВт мощности турбины требуется приблизительно 7...10 м<sup>2</sup> охлаждающей поверхности. Для уменьшения потребной поверхности применяются пруды или бассейны с брызгалами. Охлаждаемая вода подается здесь под избыточным давлением 50...150 кПа (0,5...1,53 кгс/см<sup>2</sup>) к соплам (брызгалам), расположенным над поверхностью пруда или бассейна. Пройдя сопла, вода разбрызгивается на мелкие струи, быстро охлаждается от соприкосновения с воздухом и стекает в пруд. Интенсивность охлаждения зависит от атмосферных условий.

Наиболее распространенным устройством для охлаждения циркуляционной воды являются *градирни*. Для теплосиловых установок малой мощности ввиду простоты и дешевизны применяют *открытые* градирни, состоящие из системы деревянных стоек и горизонтальных планок, омываемых со всех сторон воздухом. Вода, поступающая сверху, проходит по планкам, разбрызгивается и охлаждается воздухом. Иногда сверху градирни устраиваются разбрызгивающие сопла.

Для крупных теплосиловых установок применяются *закрытые* градирни, называемые также башенными охладителями. Они строятся с естественной и принудительной циркуляцией воздуха.

Схема градирни с *естественной* циркуляцией воздуха дана на рис. 8.12. Охлаждающая вода, прошедшая конденсатор, стекает на оросительное устройство 1, представляющее собой при капельной конструкции систему горизонтальных брусков с малыми зазорами между ними. Проходя оросительное устройство, вода разбрызгивается на мелкие капли, охлаждаемые движущимся навстречу воздухом, поступающим через жалюзи в нижней части градирни. При пленочной конструкции оросительного устройства вода стекает в виде пленки по вертикальным щиткам оросителя. Охлажденная вода собирается в бассейне 3, расположенном внизу градирни, и отсюда циркуляционным насосом 4 подается в конденсатор 5. Движение воздуха вверх

обеспечивается высокой башней 6, действующей по принципу дымовой трубы. Для восполнения потери в бассейн насосом 2 подается вода из близлежащего источника.

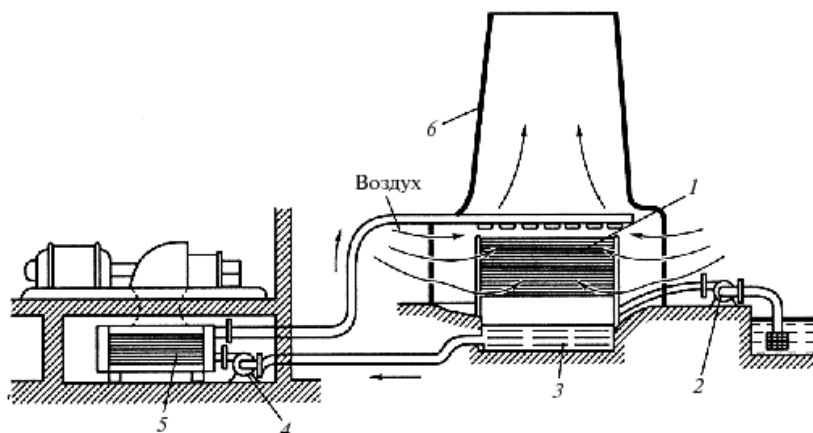


Рис. 8.12. Схема градирни с естественной циркуляцией:

1 — разбрызгивающие решетки; 2 — дополнительный насос для подачи охлаждающей воды; 3 — бассейн с охлажденной водой; 4 — циркуляционный насос; 5 — конденсатор турбины; 6 — градирня

В градирнях с *принудительной* циркуляцией воздух подается вентилятором через специальные отверстия в нижней части градирни. В остальном эти градирни подобны предыдущим. Расход энергии на вентилятор составляет 1—2% от энергии, вырабатываемой на станции. Поэтому эти градирни применяются в тех случаях, когда атмосферные условия делают работу градирен с естественной циркуляцией ненадежной.

Иногда строятся градирни, в которых к естественной циркуляции добавляется принудительная (включение вентилятора), — когда естественная тяга оказывается недостаточной.

Конструкция конденсаторов должна обеспечивать хорошую организацию процессов теплообмена между паром и охлаждающей водой и гарантировать глубокий вакуум (путем уменьшения сопротивления конденсаторов по паровой стороне и организации отсоса воздуха).

Корпуса конденсаторов (обычно сварной конструкции) устанавливаются на пружинных опорах, что облегчает компенсацию температурных деформаций. Трубки конденсаторов делаются из латуни (для морской воды применяется медно-никелевый сплав) и закрепля-



ются в трубных досках вальцовкой. Применение латуни предотвращает коррозию трубок. Наиболее употребительные размеры трубок конденсатора 25 мм при толщине стенок 1 мм.

Водяные камеры конденсаторов часто бывают разделены вертикальной перегородкой на две половины. Это позволяет производить чистку внутренних поверхностей охлаждающих трубок одной половины конденсатора во время работы другой половины (чистка «на ходу»). При чистке конденсаторов на ходу нагрузку турбины приходится несколько снижать.

Конденсирующийся пар в количестве  $D_k$ , кг/с, отдает тепло  $i_2 - q_k$ , где  $i_2$  — энтальпия отработавшего пара при входе в конденсатор, а  $q_k$  — энтальпия конденсата. Так как потери конденсатора в окружающую среду относительно малы, то можно считать, что тепло, отдаваемое конденсирующимся паром, воспринимается охлаждающей водой.

Если количество охлаждающей воды обозначить через  $W$ , кг/с, а ее температуру при входе и выходе из конденсатора — соответственно через  $t'_в$  и  $t''_в$ , то с учетом теплоемкости воды  $c$  [4,19 кДж/(кг·К)] получим, кВт:

$$D_k(i_2 - q_k) \approx W(t''_в - t'_в)c.$$

В этом уравнении выделяют отношение  $m = \frac{W}{D_k}$ , называемое *кратностью охлаждения*, кг/кг,

$$m = \frac{W}{D_k} = \frac{i_2 - q_k}{(t''_в - t'_в)c}. \quad (8.9)$$

Кратность охлаждения показывает, сколько килограммов воды расходуется на конденсацию 1 кг пара. Обычно кратность охлаждения в смешивающих конденсаторах составляет 15...25 кг/кг, а в поверхностных: 40...80 — в двухходовых и 80...120 — в одноходовых.

Вакуум в конденсаторе определяется температурой насыщения конденсирующегося пара  $t_k$ . Последняя равна

$$t_k = t'_в + (t''_в - t'_в) + \vartheta.$$

где  $\vartheta = t_k - t''_в$  — недогрев воды до температуры насыщения.

Подставив значение  $t''_в - t'_в$  из уравнения (8.9), имеем

$$t_k = t'_в + \frac{1}{m} \frac{i_2 - q_k}{c} + \vartheta. \quad (8.10)$$

Из уравнения (8.10) видно, что глубина вакуума, прежде всего, определяется температурой охлаждающей воды  $t'_в$ , а также кратностью охлаждения  $m$ .

Начальная температура охлаждающей воды  $t'_в$  не зависит от работы конденсационной установки и определяется метеорологическими условиями, временем года и источником водоснабжения. Для *прямоточного* охлаждения (река и т. д.)  $t'_в = 10...15$  °С, а для *оборотного* водоснабжения (брызгальный бассейн, градирня и т. д.)  $t'_в = 20...25$  °С. При одном и том же расходе охлаждающей воды зимой (за счет ее более низкой температуры) достигается более глубокое разрежение в конденсаторе, чем летом.

Для поддержания требуемого вакуума в конденсаторе необходимо непрерывно удалять воздух. Для этой цели применяют специальные воздухоотсасывающие устройства. Наиболее распространенными из них являются *пароструйные* и *водоструйные эжекторы*.

*Эжекторы* (воздушные насосы) бывают паровыми, водяными и центробежными. В настоящее время наибольшее распространение получили паровые эжекторы. Одноступенчатый эжектор может создать разрежение до 650 мм рт. ст. Для получения более глубокого разрежения при хорошей экономичности эжектора применяют двух- и даже трехступенчатые эжекторы.

## Контрольные вопросы

1. Опишите принцип работы паровых активных и реактивных турбин.
2. Как определяется окружное усилие на лопатках турбины?
3. Что такое относительный внутренний КПД ступени и от чего он зависит?
4. Чем определяются внутренние и внешние потери энергии в турбине?
5. Что такое относительный электрический КПД турбины и удельный расход пара?
6. Опишите назначение и устройство конденсационной установки паровых турбин.
7. Для чего применяют градирни на ТЭС?

# 9. СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

## 9.1. Классификация систем теплоснабжения

Основное назначение любой системы теплоснабжения состоит в обеспечении потребителей необходимым количеством теплоты заданных параметров.

В зависимости от размещения источника теплоты по отношению к потребителям системы теплоснабжения разделяются на *децентрализованные* и *централизованные*.

В децентрализованных системах источник теплоты и теплоприемники потребителей совмещены в одном агрегате или размещены столь близко, что передача теплоты от источника до теплоприемников может производиться без промежуточного звена — тепловой сети.

В системах централизованного теплоснабжения источник теплоты и теплоприемники потребителей размещены отдельно, часто на значительном расстоянии, поэтому передача теплоты от источника до потребителей производится по тепловым сетям.

Системы децентрализованного теплоснабжения разделяются на *индивидуальные* и *местные*.

В индивидуальных системах теплоснабжение каждого помещения (участка цеха, комнаты, квартиры) обеспечивается от отдельного источника. К таким системам, в частности, относятся печное и поквартирное отопление. В местных системах теплоснабжение каждого здания обеспечивается от отдельного источника теплоты, обычно от местной котельной. К этой системе, в частности, относится так называемое центральное отопление зданий. В зависимости от степени централизации системы централизованного теплоснабжения можно разделить на следующие четыре группы:

- *групповое* — теплоснабжение группы зданий;
- *районное* — теплоснабжение нескольких групп зданий (района);
- *городское* — теплоснабжение нескольких районов;
- *межгородское* — теплоснабжение нескольких городов.

Процесс централизованного теплоснабжения состоит из трех последовательных операций:

- а) подготовки теплоносителя;
- б) транспортировки теплоносителя;
- в) использования теплоносителя.

Подготовка теплоносителя производится в специальных, так называемых теплоподготовительных установках на ТЭЦ, а также в го-

родских, районных, групповых (квартирных) или промышленных котельных.

Транспортируется теплоноситель по тепловым сетям. Используется теплоноситель в теплоприемниках потребителей. *Комплекс установок, предназначенных для подготовки, транспортировки и использования теплоносителя, составляет систему централизованного теплоснабжения.* Для транспортировки теплоты на большие расстояния применяются два теплоносителя: вода и водяной пар. Как правило, для удовлетворения сезонной нагрузки и нагрузки горячего водоснабжения в качестве теплоносителя используется вода, для промышленной технологической нагрузки — пар.

Если сравнить по основным показателям воду и пар, можно отметить следующие преимущества их друг перед другом.

*Преимущества воды:*

- 1) сравнительно низкая температура, а следовательно, температура поверхности нагревательных приборов;
- 2) возможность транспортирования воды на большие расстояния без уменьшения ее теплового потенциала;
- 3) возможность центрального регулирования тепловой отдачи систем теплоснабжения;
- 4) возможность ступенчатого подогрева воды на ТЭЦ с использованием низких давлений пара и увеличения таким образом выработки электрической энергии на тепловом потреблении;
- 5) простота присоединений водяных систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения к тепловым сетям;
- 6) сохранение конденсата греющего пара на ТЭЦ или в районных котельных;
- 7) большой срок службы систем отопления и вентиляции.

*Преимущества пара:*

- 1) возможность применения пара не только для тепловых потребителей, но также для силовых и технологических нужд;
- 2) быстрый прогрев и быстрое остывание систем парового отопления, что представляет собой ценность для помещений с периодическим обогревом;
- 3) пар низкого давления (обычно применяемый в системах отопления зданий) имеет малую объемную массу (примерно в 1650 раз меньше объемной массы воды); это обстоятельство в паровых системах отопления позволяет не учитывать гидростатическое давление и создает возможность применять пар в качестве теплоносителя в многоэтажных зданиях; паровые системы теплоснабжения по тем же со-

ображениям могут применяться при самом неблагоприятном рельефе местности теплоснабжаемого района;

4) более низкая первоначальная стоимость паровых систем ввиду меньшей поверхности нагревательных приборов и меньших диаметров трубопроводов;

5) простота начальной регулировки вследствие самораспределения пара;

6) отсутствие расхода энергии на транспортирование пара.

К недостаткам пара можно отнести:

1) повышенные потери теплоты паропроводами из-за более высокой температуры пара;

2) срок службы паровых систем отопления значительно меньший, из-за интенсивной коррозии внутренней поверхности конденсаторов.

Принимая во внимание сказанное, несмотря на некоторые преимущества пара как теплоносителя, последний применяется для систем теплоснабжения и отопительных систем значительно реже воды и то лишь для тех помещений, где нет долговременного пребывания людей. Строительными нормами и правилами паровое отопление разрешается применять в торговых помещениях, банях, прачечных, кинотеатрах, промышленных зданиях. В жилых зданиях паровые системы не применяются.

В системах воздушного отопления и вентиляции любых зданий разрешается применение пара в качестве первичного (нагревающего воздух) теплоносителя. Применять его также можно для нагревания водопроводной воды в системах горячего водоснабжения.

Параметрами теплоносителей называют температуру и давление. Вместо давления в практике эксплуатации широко пользуются другой единицей — напором.

Напор и давление связаны зависимостью

$$H = \frac{p}{\rho g},$$

где  $H$  — напор, м;  $p$  — давление, Па;  $\rho$  — плотность теплоносителя  $\text{кг/м}^3$ ;  $g$  — ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ .

Вода как теплоноситель характеризуется различными температурами до системы теплоснабжения (нагревательного прибора) и после системы теплоснабжения.

Мощность теплового потока  $Q$ , кВт, отдаваемого водой, определяется формулой

$$Q = Gc (t_1 - t_2), \quad (9.1)$$

где  $G$  — количество воды, проходящей через систему теплоснабжения, кг/с;  $c$  — удельная теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг·°C);  $t_1$  — температура воды до системы теплоснабжения (после источника теплоты), °C;  $t_2$  — температура воды после системы теплоснабжения (до источника теплоты), °C.

В современных системах теплоснабжения применяют следующие значения температур воды:

а)  $t_1 = 105$  °C (95 °C);  $t_2 = 70$  °C — в системах отопления жилых и общественных зданий;

б)  $t_1 = 150$  °C;  $t_2 = 70$  °C — в системах централизованного теплоснабжения от котельной или ТЭЦ, а также в системах отопления промышленных зданий.

Температура воды в системах теплоснабжения должна соответствовать давлению, при котором не будет вскипания (например, вода при температуре 150 °C должна иметь давление не ниже 0,4 МПа).

Повышение температуры воды в источнике теплоснабжения (у генератора теплоты) ведет к снижению количества перекачиваемой воды, уменьшению диаметров труб и расходов энергии на перекачку.

Сказанное будет ясно, если формулу (9.1) решить относительно расхода воды, кг/с,

$$G = \frac{Q}{c(t_1 - t_2)}. \quad (9.2)$$

Для передачи того же количества теплоты  $Q$  тем меньше потребуется воды  $G$ , чем больше разность температур  $(t_1 - t_2)$ .

Для перехода от массы перекачиваемой воды к ее объему  $V$ , м<sup>3</sup>/с, используют формулу

$$V = G/\rho, \quad (9.3)$$

где  $G$  — расходы воды, кг/с;  $\rho$  — плотность воды, кг/м<sup>3</sup>.

В системах теплоснабжения применяется пар различных давлений, МПа:

В системах парового отопления низкого давления . . . . . 0,005—0,07

В системах парового отопления высокого давления . . . . . > 0,07

Для технологии применяется пар с различными более высокими давлениями.

Мощность тепловой отдачи пара  $Q$ , кВт, в системе теплоснабжения и количество пара  $G$  для передачи этого же количества теплоты определяются по формуле

$$Q = G(i - c_k t_{\text{нас}}), \quad (9.4)$$

где  $G$  — количество пара, кг/с;  $i$  — энтальпия сухого насыщенного пара, кДж/кг;  $t_{\text{нас}}$  — температура насыщения пара, °С.

Теплоемкость конденсата  $c_k$ , как и воды, равна 4,19 кДж/(кг·°С), поэтому энтальпия конденсата  $i_k = t_{\text{нас}} c_k = 4,19 t_{\text{нас}}$ .

Для пара низкого давления формула (9.4) может быть упрощена

$$Q = Gr,$$

где  $r$  — скрытая теплота парообразования, равная 2260 кДж/кг.

Расход пара (и конденсата), кг/с,

$$G = \frac{Q}{i - c_k t_{\text{нас}}}.$$

## 9.2. Тепловые системы источников тепла

Большая часть тепловой нагрузки покрывается при теплофикации отработавшей теплотой, получаемой от установленных на ТЭЦ теплофикационных турбин, в которых электрическая энергия вырабатывается комбинированным методом.

В России на современных ТЭЦ, работающих на органическом топливе, устанавливаются, как правило, теплофикационные турбины большой единичной мощностью (50...250 МВт) на высокие и критические начальные параметры (13 и 24 МПа) двух основных типов: а) конденсационные с отбором пара (Т и ПТ); б) с противодавлением (Р). Основные параметры теплофикационных турбин серийного производства приведены в табл. 9.1. На атомных ТЭЦ, сооружение которых планируется в ближайшей перспективе в европейской части России, намечается применение конденсационных турбин с отбором пара еще большей электрической мощности (до 500 МВт) на начальные параметры 6...6,5 МПа.

В теплоподготовительных установках на современных ТЭЦ с крупными теплофикационными турбинами предусматривается многоступенчатый подогрев сетевой воды. Для этого используют пар из отборов турбины, водогрейные котельные агрегаты, а в некоторых схемах отработавший пар турбины (встроенные теплофикационные пучки в конденсатор турбины).

В состав теплоподготовительной установки входит также оборудование подпиточного устройства тепловой сети: термические деаэра-





Продолжение

Конденсационная с производственным и отопительным отборами	ПТ-25-90/10	КТЗ	$\frac{25\ 000}{30\ 000}$	9; 535	157	0,8...1,3 — верхнего	$\frac{70}{120}$ — верхнем	215	$\frac{3}{2}$	—	1
						0,07...0,25 — нижнего	$\frac{50}{100}$ — нижнем				
	ПТ-60/75-90/13	ЛМЗ	$\frac{60\ 000}{75\ 000}$	9; 535	390	1,0...1,6 — верхнего	$\frac{165}{290}$ — верхнем	230	$\frac{4}{3}$	—	2
						0,07...0,25 — нижнего	$\frac{115}{160}$ — нижнем				
	ПТ-60/75-130/13	ЛМЗ	$\frac{60\ 000}{75\ 000}$	13; 565	350	1,0...1,6 — верхнего	$\frac{140}{250}$ — верхнем	230	$\frac{4}{3}$	—	2
						0,07...0,25 — нижнего	$\frac{100}{160}$ — нижнем				
	ПТ-50/60-130/7	ТМЗ	$\frac{50\ 000}{80\ 000}$	13; 565	274	0,5...1,0 — верхнего	$\frac{118}{160}$ — верхнем	230	$\frac{4}{3}$	—	2
						0,05...0,20 — нижнего	$\frac{80}{120}$ — нижнем				

	Окончание	185		1,0...1,8 — верхнего	450	13; 555	$\frac{80\ 000}{100\ 000}$	ЛМЗ	ПТ-80/100- 1300/13		1,0...1,8 — верхнего	$\frac{185}{300}$ — верхнем	230	4 3	2	
		90	132													0,035...0,25 — нижнего
											1,2...1,8 — верхнего	$\frac{320}{480}$ — верхнем				
					738	13; 565	$\frac{135\ 000}{165\ 000}$	ТМЗ	ПТ-135/165- 130/15		0,04...0,12 0,09...0,25 — нижнего	$\frac{220}{320}$ — нижнем	230	4 3	2	
С про- тиводав- лением											0,8...1,3 — отбор;	65 — отбор;		1 2	1	
					160	9; 535	25 000	ТМЗ	ПР-25-90/10/0,9		0,05...0,025 — противодав- ление	65 — противо- давление	—			
											2,9...3,3	—	—	—	—	
					373 452	13; 565	$\frac{50\ 000}{60\ 000}$	ТМЗ	Р-50-130/13		0,7...2,1	—	225... 250	0 3	—	1
											1,2...1,5	—	225	0 3	—	1

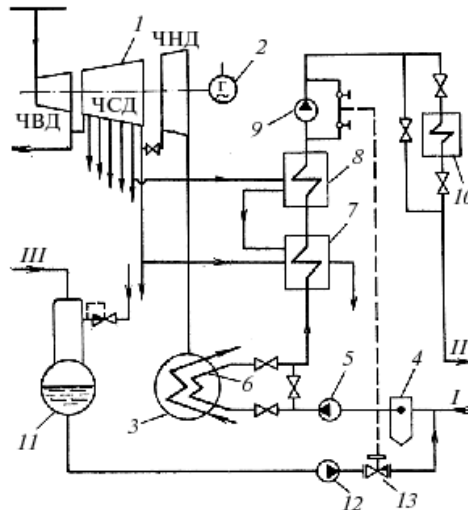
<sup>1</sup> Числитель — номинальная, знаменатель — максимальная электрическая мощность.

<sup>2</sup> Числитель — номинальный режим; знаменатель — максимальный расход пара через данный отбор, когда второй отбор закрыт.

<sup>3</sup> Числитель — число ПВД; знаменатель — число ПВД.

торы, аккумуляторные баки (в открытых системах теплоснабжения), подпиточные насосы и приборы автоматики.

На рисунке 9.1 изображена схема теплоподготовительной установки на ТЭЦ с установленными турбинами типа Т-100-130/565.



**Рис. 9.1.** Принципиальная схема теплоподготовительной установки на ТЭЦ с турбинами Т-100-130: 1 — турбина; 2 — генератор; 3 — конденсатор; 4 — фильтр-грязевик; 5 — подкачивающий (бустерный) насос; 6 — встроенный теплофикационный пучок; 7 — сетевой подогреватель нижней ступени; 8 — сетевой подогреватель верхней ступени; 9 — сетевой насос; 10 — пиковый водогрейный котельный агрегат; 11 — деаэратор подпитки сетевой воды; 12 — подпиточный насос; 13 — регулирующий клапан; I — обратная линия; II — подающая линия; III — химически очищенная вода; ЧВД — часть высокого давления; ЧСД — среднего давления; ЧНД — низкого давления

В схеме осуществлен четырехступенчатый подогрев воды, поступающей из тепловой сети: в теплофикационном пучке конденсатора, в сетевых подогревателях нижней и верхней ступени и в пиковом водогрейном котле.

Подогрев сетевой воды в пиковом котле 10 производится только при тех режимах, у которых температура сетевой воды на выходе из верхнего теплофикационного подогревателя 8 недостаточна для удовлетворения тепловой нагрузки присоединенных абонентов. Обычно такие режимы характерны для низких наружных температур отопительного периода.

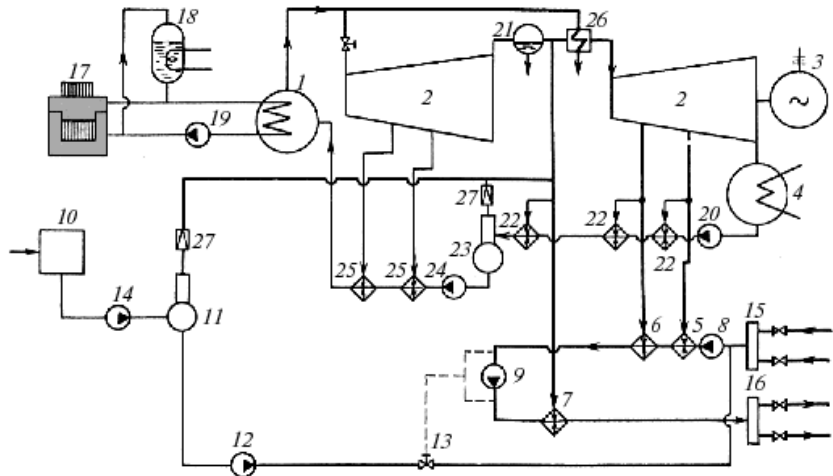
Конденсат отработавшего пара забирается из конденсатора 3 конденсатным насосом и подается им через регенеративные подогреватели

низкого давления (ПНД) в деаэратор, откуда он забирается питательным насосом и подается им через систему регенеративных подогревателей высокого давления (ПВД) в котел.

В водяных тепловых сетях, как правило, всегда имеет место утечка теплоносителя через различного рода неплотности. Эта утечка должна пополняться химически очищенной деаэрированной водой. Для этой цели вода из водопровода поступает на химводоочистку, откуда подается насосом в деаэратор 11, обогреваемый отработавшим паром из турбины. Из деаэратора вода поступает в подпиточный насос 12 и подается им через регулирующий клапан 13 во всасывающую линию бустерного насоса 5. Импульсом для регулятора подпитки является давление в одной из точек циркуляционного контура в тепловой сети. Наиболее удобно импульс давления брать от какой-либо точки на перемычке, соединяющей нагнетательный и всасывающий патрубки сетевого насоса 9. Когда расход утечки превышает расход подпитки, давление в импульсной точке понижается. Это приводит к раскрытию регулирующего клапана 13 и увеличению подпитки. Когда утечка становится меньше расхода подпитки, давление в импульсной точке возрастает, клапан 13 прикрывается и подпитка уменьшается.

На рисунке 9.2 показана принципиальная схема теплоподготовительной установки атомной ТЭС (АТЭС) с реакторами типа ВВР и конденсационными турбинами с отбором пара (типа Т). Между реактором 17 и парогенератором 1 включен промежуточный контур. В парогенераторе вырабатывается «чистый» пар, т. е. пар незагрязненный радиоактивными веществами. Это обстоятельство позволяет существенно упростить схему и оборудование теплоподготовительной установки АТЭС, так как пар, отработавший в турбине, может быть использован в теплофикационных подогревателях 5—7 для непосредственного подогрева сетевой воды. При паре, загрязненном радиоактивными веществами, такое решение не допускается из-за опасности радиоактивного загрязнения сетевой воды при нарушении плотности трубной системы пароводяных подогревателей.

В связи с размещением АТЭС на значительном расстоянии от городов экономически оправдано существенное повышение расчетной температуры воды в подающей линии транзитной магистрали (коллектор 16) с целью снижения расчетного расхода теплоносителя, а следовательно и диаметров или количества транзитных теплопроводов. Поэтому в ряде случаев для подогрева сетевой воды на АТЭС используется не только отработавший пар из отопительных отборов 0,05...0,25 МПа (подогреватели 5 и 6), но и отработавший пар более высокого давления



**Рис. 9.2.** Принципиальная схема теплоподготовительной установки атомной ТЭЦ (АТЭЦ) с реакторами типа ВВР: 1 — парогенератор; 2 — турбина; 3 — электрогенератор; 4 — конденсатор; 5 — теплофикационный подогреватель нижней ступени; 6 — теплофикационный подогреватель средней ступени; 7 — теплофикационный подогреватель верхней ступени; 8 — бустерный насос; 9 — сетевой насос; 10 — химводоочистка; 11 — деаэрактор подпитки сети; 12 — подпиточный насос; 13 — регулятор подпитки; 14 — насос химводоочистки; 15 — обратный водяной коллектор; 16 — подающий водяной коллектор; 17 — атомный реактор; 18 — компенсатор объема; 19 — насос промежуточного контура; 20 — конденсатный насос; 21 — сепаратор влаги; 22 — регенеративные подогреватели низкого давления; 23 — стационарный деаэрактор; 24 — питательный насос; 25 — регенеративные подогреватели высокого давления; 26 — пароперегреватель; 27 — редуктор

(0,6...0,8 МПа) из так называемого разделительного отсека, в котором обычно устанавливаются сепаратор влаги 21 и промежуточный пароперегреватель 26 на основном потоке пара. Принципиальное отличие схемы подогрева сетевой воды на АТЭЦ (см. рис. 9.2) от схемы, приведенной на рис. 9.1, заключается в наличии сетевого подогревателя верхней ступени 7, питаемой паром из разделительного отсека.

### 9.3. Энергетическая эффективность теплофикации

Ранее указывалось (см. главу 4), что для оценки экономичности теплофикационных циклов используют *коэффициент использования тепла*, представляющего отношение всего полезно использованного

тепла (т. е. сумму теплоты, превращенной в турбине в работу, и тепла, использованного потребителем без его превращения в работу), ко всему количеству подведенного к рабочему телу тепла в цикле, т. е.

$$\eta_{\text{ит}}^{\text{гэп}} = \frac{\mathcal{E} + Q_{\text{т}}}{BQ_{\text{р}}^{\text{н}}}, \quad (9.5)$$

где  $\mathcal{E}$  — количество выработанной энергии;  $Q_{\text{т}}$  — количество тепла, отпущенного тепловому потребителю;  $B$  — количество сожженного топлива;  $Q_{\text{р}}^{\text{н}}$  — низшая теплотворная способность топлива.

Соответственно для КЭС, где вырабатывается только электроэнергия, выражение (9.5) будет

$$\eta_{\text{кэс}} = \frac{\mathcal{E}}{BQ_{\text{р}}^{\text{н}}}, \quad (9.6)$$

которое дает правильную количественную оценку энергетической эффективности КЭС.

В реальных теплосиловых установках, помимо термодинамических потерь, имеют место потери в котельной, стационарных трубопроводах и турбогенераторах. Эти потери учитываются общим КПД электростанции, который для КЭС равен:

$$\eta_{\text{кэс}} = \eta_{\text{к.с}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{оі}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \quad (9.7)$$

где  $\eta_{\text{к.с}}$  — КПД стационарной котельной;  $\eta_{\text{тр}}$  — КПД стационарных трубопроводов;  $\eta_{\text{т}}$  — термический КПД паросилового цикла;  $\eta_{\text{оі}}$  — относительный внутренний КПД турбины;  $\eta_{\text{м}}$  — механический КПД турбины;  $\eta_{\text{г}}$  — электрический КПД генератора.

В энергетических расчетах часто применяют также следующие коэффициенты:

- $\eta_{\text{эм}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}$  — электромеханический КПД турбогенератора;
- $\eta_{\text{о.э}} = \eta_{\text{оі}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}$  — относительный электрический КПД турбоагрегата;
- $\eta_{\text{э}} = \eta_{\text{т}} \eta_{\text{оі}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}$  — абсолютный электрический КПД турбоагрегата.

Вышеприведенные коэффициенты для современных крупных тепловых электростанций примерно равны:  $\eta_{\text{к.с}} = 0,85...0,92$ ;  $\eta_{\text{тр}} = 0,98...0,99$ ;  $\eta_{\text{т}} = 0,45...0,5$ ;  $\eta_{\text{оі}} = 0,80...0,85$ ;  $\eta_{\text{м}} = 0,96...0,99$ ;  $\eta_{\text{г}} = 0,98...0,99$ , чему соответствует среднее значение  $\eta_{\text{кэс}} = 0,33...0,36$ .

Заметим, что выражение (9.5) не раскрывает полностью эффективность теплофикации, так как электрическая и тепловая энергия не равноценны. Электрическая энергия более совершенная, но ее выработка сопряжена с большими потерями, чем выработка теплоты.

Следовательно, с увеличением на ТЭЦ выработки тепловой энергии за счет электроэнергии коэффициент использования теплоты на ТЭЦ повышается. Если на ТЭЦ будет вырабатываться только тепловая энергия, то КПД ТЭЦ будет равен КПД котельной установки. Снижение комбинированной выработки электроэнергии на ТЭЦ потребует выработать это же количество электроэнергии на КЭС энергосистемы с более низким КПД и вызовет дополнительный расход топлива, т. е. снизит эффективность теплофикации.

Энергетическую эффективность ТЭЦ можно оценить с помощью удельной выработки электрической энергии, отнесенной к единице теплоты, отпущенной потребителям из отборов турбины.

Удельная выработка электроэнергии на внешнем тепловом потреблении  $e_t$  определяется следующим образом. Электроэнергия, выработанная паром  $D$ , прошедшим через теплофикационную турбину, составит  $\mathcal{E} = D(i_0 - i_1) \eta_{эм}$ . Теплота, отданная в подогревателе потребителю составляет  $Q = D(i_1 - i'_t)$ , где  $i'_t$  — энтальпия конденсата, возвращаемая потребителем. Отсюда находим удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении

$$e_t = \frac{\mathcal{E}}{Q} = \frac{i_0 - i_1}{i_1 - i'_t} \eta_{эм}. \quad (9.7)$$

Так как  $i_0 - i_1 = H_t \eta_{от}$ , то  $e_t = \frac{H_t \eta_{от,э}}{i_1 - i'_t}$

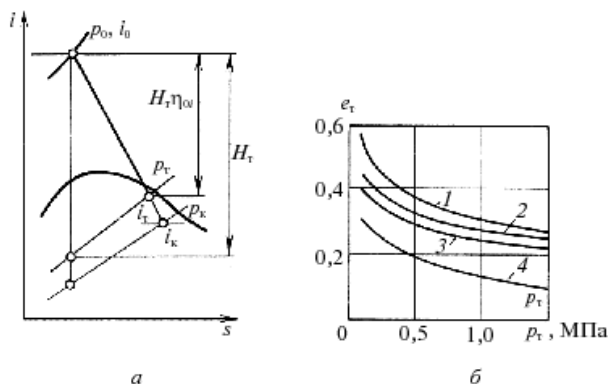
где  $H_t$  — теоретический теплоперепад в турбине.

Величина  $e_t$ , кВт·ч, отнесенная к 1 ГДж ( $1 \text{ кВт}\cdot\text{ч} = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ ГДж}$ ) будет равна

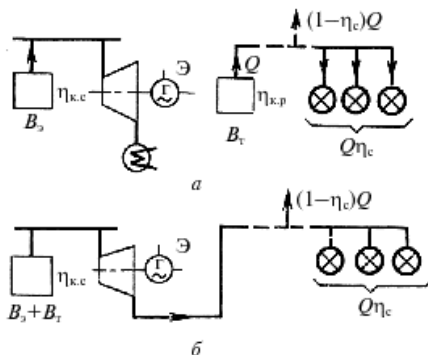
$$e_t = 278 \frac{H_t}{i_1 - i'_t} \eta_{от,э}. \quad (9.8)$$

Из выражения (9.8) следует, что  $e_t$  в основном зависит от  $H_t$ , т. е. энергетический эффект теплофикационной установки тем больше, чем выше начальные параметры пара перед турбиной и чем ниже давление пара, поступающего к потребителю теплоты. На рисунке 9.3, б приведены значения  $e_t$  для различных начальных параметров пара, применяемых в отечественных турбинах, и давлений пара, отбираемого на тепловое потребление. Схема энергоснабжения потребителей представлена на рис. 9.4.

Кроме внешнего теплового потребителя на ТЭЦ имеются свои внутренние потребители теплоты (регенеративный подогрев питательной



**Рис. 9.3.** К определению  $e_r$ :  
*a* —  $i, s$ -диаграмма расширения пара в турбине ( $p_0, i_0$  — начальное;  $p_k, i_k$  — конечное давление и теплосодержание); *б* — удельная выработка электроэнергии на внешнем теплотреблении (для  $\eta_{0..3} = 0,78$ );  
 1 —  $p_0 = 23,5$  МПа,  $t_0 = 580$  °С; 2 —  $p_0 = 12,7$  МПа,  $t_0 = 565$  °С;  
 3 —  $p_0 = 8,85$  МПа,  $t_0 = 535$  °С; 4 —  $p_0 = 3,42$  МПа,  $t_0 = 435$  °С



**Рис. 9.4.** Схема энергоснабжения потребителей:  
*a* — раздельный метод; *б* — комбинированный метод

и химочищенной воды). На базе этого теплотребления  $Q_p$  на теплоэлектроцентралях комбинированным методом дополнительно вырабатывается электроэнергия  $\mathcal{E}_p$ . Удельная выработка электроэнергии на базе внутреннего теплового потребления будет

$$e_p = \frac{\mathcal{E}_p}{Q_p} = k e_r;$$

полная удельная комбинированная выработка



$$e_o = e_t + e_p = e_t (1 + \kappa), \quad (9.9)$$

где  $\kappa = e_p/e_t$  — относительная комбинированная выработка на внутреннем тепловом потреблении ТЭЦ.

Для приближенных расчетов можно принимать ( $\kappa$ ):

$$\begin{aligned} \text{Для турбин с промышленным отбором} &— \text{П} \dots\dots\dots 0,05-0,1 \\ \text{Для турбин с теплофикационным отбором} &— \text{Т} \dots\dots\dots 0,15-0,25 \end{aligned}$$

При раздельном энергоснабжении тепловая энергия вырабатывается в районных или местных (индивидуальных) котельных, а электроэнергия — на конденсационных станциях. Расход топлива в районной котельной определяют по формуле

$$B_{p.t}^p = \frac{Q}{Q_H^p \eta_{k.p}} = b_{p.t}^p Q \quad (9.10)$$

и соответственно в местной котельной

$$B_{p.t}^m = \frac{Q \eta_c}{Q_H^p \eta_{k.m}} = b_{p.t}^m Q, \quad (9.11)$$

где  $Q$  — количество отпущенной теплоты (районной котельной);  $Q_H^p$  — низшая рабочая теплотворность топлива;  $\eta_{k.p}$  и  $\eta_{k.m}$  — КПД районной и местной котельных;  $\eta_c$  — КПД тепловой сети;  $b_{p.t}^p$  и  $b_{p.t}^m$  — удельные расходы топлива в районной и местной котельных (на единицу отпущенной теплоты).

Часть теплоты, отпущенной районной котельной, теряется в тепловой сети. Эти потери учитываются КПД тепловой сети. Следовательно, из отпущенной районной котельной теплоты в количестве  $Q$  потребитель получит лишь  $Q \eta_c$ .

В современных крупных системах теплоснабжения количество вырабатываемой теплоты удобно измерять в ГДж и в МВт·ч (1 МВт·ч = 3,6 ГДж). Тогда удельные расходы условного топлива, кг/ГДж, в районных котельных имеют следующий вид

$$b_{p.t}^p = \frac{10^9}{29,3 \cdot 10^6 \eta_{k.p}} = \frac{123}{\eta_{k.p}}. \quad (9.12)$$

Удельные расходы условного топлива в местных котельных определяются по аналогичным выражениям с подстановкой вместо  $\eta_{k.p}$  величины  $\eta_{k.m}$ .

*Средние значения КПД котельных и тепловых сетей:*

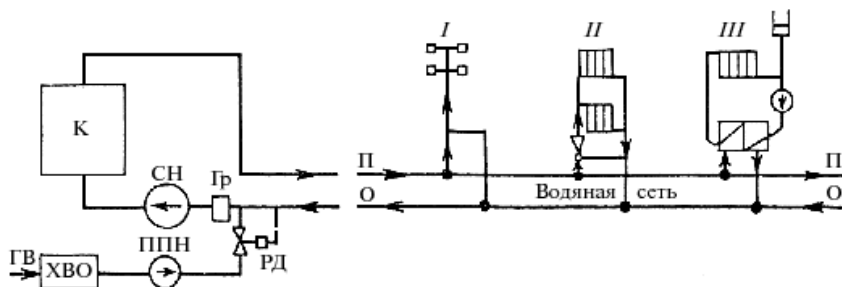
Районные котельные....	0,75—0,90 *
Местные котельные....	0,50—0,75 **
Тепловые сети....	0,92—0,96

\* Меньшее значение — при твердом топливе, большее — при газе.

\*\* Меньшее значение — для отопительных котельных на твердом топливе, большее — для промышленных котельных на газе.

## 9.4. Районные и промышленные отопительные котельные

При районном теплоснабжении источник теплоты — районная котельная может быть паровой или водогрейной с установкой в ней паровых или водогрейных котельных агрегатов. В том и в другом случае, это надо особенно подчеркнуть, в котельной вырабатывается только один вид энергии — тепловая энергия, для выработки которой и сжигается топливо в топках котельных агрегатов. Тепловая энергия отпускается потребителям в виде пара или горячей воды.



**Рис. 9.5.** Схема теплоснабжения от районной водогрейной котельной: *I* — система горячего водоснабжения; *II* — система отопления (зависимое присоединение); *III* — система отопления (независимое присоединение); *К* — котел; *П*, *О* — прямой и обратный трубопровод; *СН* — сетевой насос; *Гр* — грязевик; *РД* — регулятор давления; *ППН* — подпиточный питательный насос; *ГВ* — городской водопровод; *ХВО* — химводоочистка

На рисунке 9.5 приведена схема централизованного теплоснабжения от водогрейной котельной. В котельном агрегате (*К*) происходит нагрев воды путем сжигания топлива; нагретая вода по теплопроводам — подающему (*П*) и обратному (*О*) — тепловой сети циркулирует при помощи сетевых насосов (*СН*); по подающему — к потребителям теплоты (*I*, *II* и *III*), а по обратному — от потребителей теплоты к насосам и снова в котельный

агрегат. В системах потребителей вода охлаждается, передавая часть своего теплового потенциала или воздуху помещений, или водопроводной воде, или воздуху в системах вентиляции. Перед котельным агрегатом вода проходит грязевик (Гр), где из воды удаляются взвешенные механические примеси (окалина, песок, коррозионные отложения и другие частицы, как-либо попавшие в трубопроводы при монтаже или ремонтах).

Потребитель *I* представляет собой систему горячего водоснабжения; потребители *II* и *III* — системы отопления зданий.

В котельной предусмотрена химводоочистительная (ХВО) установка по подготовке воды. В ней подготавливается вода перед заполнением сети в начале эксплуатации и во время эксплуатации; подача воды осуществляется подпиточным насосом (ППН) автоматически при помощи регулировочного клапана (РД). В ХВО вода может умягчаться, освобождаться от растворенных кислорода и углекислоты, а также от нерастворенных механических примесей.

Умягчение воды устраняет интенсивное образование накипи, а удаление из воды кислорода, углекислоты и нерастворимых примесей предотвращает возникновение коррозии и загрязнение элементов систем теплоснабжения.

Подпиткой тепловых сетей, таким образом, называется процесс восполнения потерь или разбора воды из теплопроводов либо систем потребителей теплоты.

Подпиточная вода должна удовлетворять требованиям норм, приведенным в СНиП 11-36—73: содержание кислорода не более 0,05...0,1 мг/л, содержание взвешенных частиц не более 5 мг/л, карбонатная жесткость не более 700...1500 мкг-экв/л. При наличии водозабора для горячего водоснабжения (открытая система теплоснабжения) подпиточная вода должна соответствовать по всем показателям питьевой воде (ГОСТ 2874—73).

Умягчение воды осуществляется в основном способами, применяемыми на электрических станциях. Имеется тенденция применения безреагентной обработки, не требующей химических веществ. Чаще всего для снижения временной жесткости применяют пропуск подпиточной воды через катионитовые фильтры, заполненные сульфоуглем или другими катионитовыми материалами.

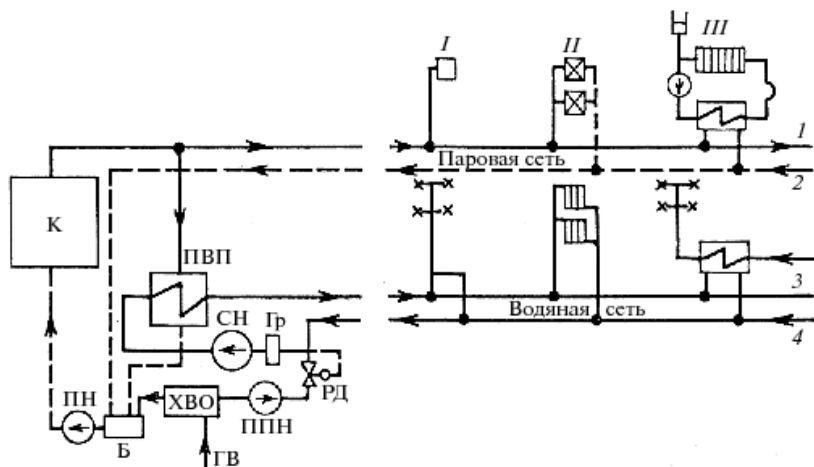
Известны и применяются также другие методы умягчения воды: подкисления серной или соляной кислотой, микрофосфатирование, присадка сернокислого алюминия.

В последнее время в некоторых случаях применяется магнитная обработка воды с целью снижения накипеобразующей способности,

при которой поток воды пропускается через поле постоянного магнита или электромагнита.

Деаэрация воды (удаление из нее кислорода и углекислоты) осуществляется в термических деаэраторах атмосферного или вакуумного типа в зависимости от давления греющего пара. При отсутствии пара разработаны способы получения пара из сетевой воды с применением деаэрации под глубоким вакуумом. Могут применяться также методы химической деаэрации, при которых кислород в воде связывается химическим реагентом (сульфитирование). Известны методы стабилизации воды магномассой; при этом на трубах образуется защитная окислоскарбонатная пленка, изолирующая металл труб от воды и защищающая от коррозии.

Схема централизованного теплоснабжения от паровой котельной представлена на рис. 9.6. В этом случае в котельной подготавливаются два теплоносителя — вода и пар — и имеются два вида тепловых сетей — паровые и водяные. Пар вырабатывается в паровых котельных агрегатах (К) и подается к потребителям теплоты по паровым сетям и к водоподогревателям (В), откуда горячая вода направляется к потребителям горячей воды по водяным сетям.



**Рис. 9.6.** Схема теплоснабжения от паровой промышленной котельной:  
1 — пар; 2 — конденсат; 3 — горячий трубопровод; 4 — обратный трубопровод;  
ПН — питательный насос; Б — барботёр; ПВП — пароводяной подогреватель

Циркуляция воды осуществляется сетевыми насосами (СН). Потребители теплоты в виде воды те же, что и на рис. 9.5. От по-

требителей пара конденсат поступает по конденсатопроводам в котельную и сливается в конденсатный бак (Б); туда же сливается и конденсат после водоподогревателей. Из бака конденсат питательными насосами (ПН) подается в котельный агрегат для повторного парообразования.

Потребителями пара могут быть технологические аппараты промышленных предприятий *I* и системы отопления зданий *II* и *III*.

Водогрейные районные котельные сооружаются в жилых районах, а паровые котельные — на территории промышленных комплексов, и поэтому последние часто называются промышленными котельными.

В крупных районных водогрейных котельных чаще всего используются газомазутные котлоагрегаты типов ПТВМ-50, ПТВМ-100 и ПТВМ-180 тепловой производительностью 210, 420 и 754 ГДж/ч (50, 100 и 180 Гкал/ч).

Указанная серия котельных агрегатов выпущена для использования в качестве пиковых для подогревательных установок ТЭЦ, но они нашли широкое применение и в качестве базовых агрегатов в водогрейных котельных.

Разработана новая серия П-образных газомазутных водогрейных котельных агрегатов типа КВГМ производительностью 210, 420 и 754 ГДж/ч; также выпускаются водогрейные котельные агрегаты КВГМ теплопроизводительностью 16,7; 27; 42; 84 и 125 ГДж/ч для отопительных котельных. В промышленных котельных применяются в основном паровые котельные агрегаты ДКВР на давление пара 1,3; 2,3 и 3,9 МПа, производительностью от 2,5 до 35 т/ч пара (ДКВР-2,5 — ДКВР-35).

## 9.5. Основное теплофикационное оборудование

Очевидно, что основная задача теплофикационного оборудования ТЭЦ заключается в подготовке теплоносителя к транспортированию по тепловой сети и в приеме использованного теплоносителя на ТЭЦ. Характер оборудования зависит от профиля ТЭЦ и системы теплоснабжения.

При водяных системах теплоснабжения основное теплофикационное оборудование ТЭЦ состоит обычно из пароводяных подогревателей, сетевых насосов, установок для подготовки подпиточной воды и восполнения водоразбора и утечек воды из сети, включающих водоподготовку, деаэрационные устройства, аккумуляторы горячей воды и подпиточные насосы.

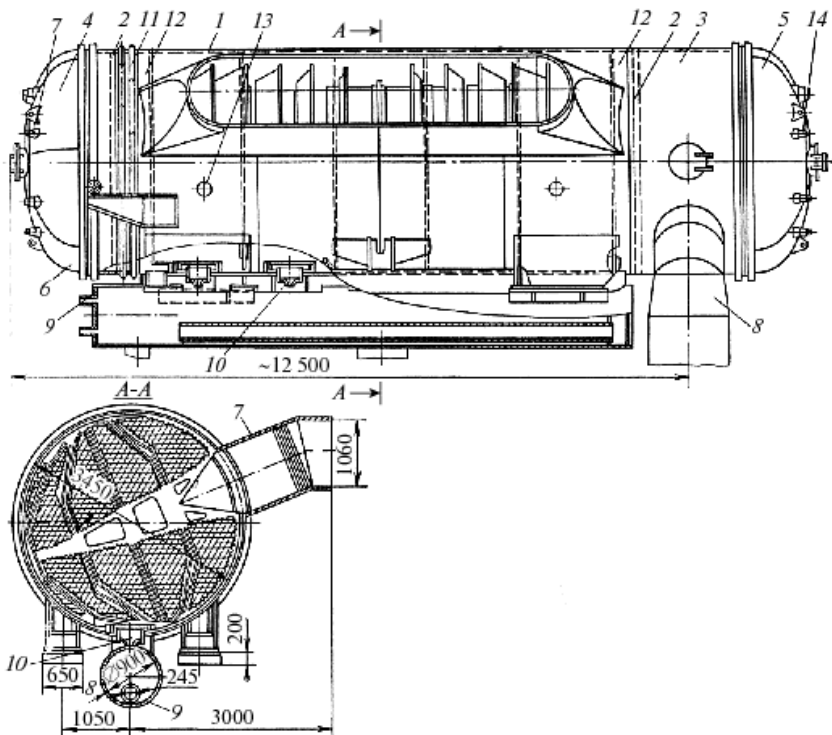
При паровых системах теплоснабжения основное теплофикационное оборудование ТЭС состоит обычно из системы баков и насосов для сбора, контроля и перекачки конденсата; паропреобразовательных установок для выработки из химической очищенной воды вторичного пара, используемого для теплоснабжения; компрессорных установок для повышения давления пара из отбора, если это давление ниже требуемого для теплоснабжения; редукционно-охладительных установок для снижения давления и температуры свежего пара, частично используемого в ряде случаев для теплоснабжения.

В настоящее время на мощных ТЭС применяются, как правило, теплофикационные подогревательные установки поверхностного типа. Подогреватели сетевой воды в этих установках выполняются горизонтальными и располагаются непосредственно под цилиндрами турбины.

Каждый подогреватель представляет собой пароводяной горизонтальный теплообменник с цельносварным корпусом. Трубный пучок состоит из прямых трубок, развальцованных с обеих сторон в трубных досках. Во всех подогревателях, кроме подогревателей турбины Т-250/300-240, трубный пучок выполняется из латунных трубок. В подогревателях, устанавливаемых с турбиной Т-250/300-240, работающей на закритических начальных параметрах пара, трубки выполняются из нержавеющей стали Х18Н9Т для предупреждения осаждения меди на лопатках проточной части турбины. Для обеспечения повышенной плотности соединений трубок с трубными досками у этих подогревателей кроме развальцовки применяется также приварка трубок.

На рисунке 9.7 показан общий вид горизонтального теплофикационного подогревателя ПСГ-5000-3,5-8-1 с площадью поверхности нагрева около 5000 м<sup>2</sup>, являющегося одной из ступеней нагрева сетевой воды турбоустановки Т-175/210-130.

Расчетное рабочее давление со стороны пара составляет 0,35 МПа, со стороны воды 0,8 МПа. Поверхность нагрева выполнена из 7600 латунных трубок марки Л-68 (68% меди, 32% цинка) диаметром 25/23 мм, длиной 8 м. Под подогревателем установлен конденсатосборник диаметром 900 мм, из которого конденсат отводится насосом в регенеративные подогреватели турбинной установки. Для защиты турбины от разноса при внезапном сбросе электрической нагрузки и закрытии стопорного клапана соединение конденсатосборника с корпусом подогревателя выполнено в виде узкой щели. Назначение ее — тормозить вскипание конденсата в конденсатосборнике при падении давления в паровом пространстве подогревателя 1 ниже давления насыщения конденсата в конденсатосборнике 9.



**Рис. 9.7.** Горизонтальный теплофикационный подогреватель ПСГ-5000-3,5-8-1: 1 — корпус; 2 — трубные доски; 3 — входная водяная камера; 4 — поворотная водяная камера; 5 — крышка входной водяной камеры; 6 — крышка поворотной водяной камеры; 7 — подвод пара; 8 — подвод сетевой воды; 9 — конденсатосборник; 10 — шелевой патрубок; 11 — линзовый компенсатор; 12 — соленый отсек; 13 — отвод паровоздушной смеси; 14 — анкерная связь

При достаточной чистоте поверхностей нагрева, высоких скоростях воды (примерно 1,5...2,0 м/с) и надежном дренаже конденсата и воздуха из парового пространства в теплофикационных пароводяных подогревателях коэффициенты теплопередачи достигают значения 3000...4000 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Для получения больших скоростей воды в трубках подогреватель выполнен четырехходовым. Ходы образуются перегородками в передней и задней камерах. Перегородки делят трубный пучок на несколько частей по числу ходов. Плоскости соприкосновения перегородок с трубными досками уплотняются асбестовыми или свинцовыми прокладками для предупреждения перетекания воды помимо трубок. Па-

ровоздушная смесь отводится через патрубки на боковой поверхности корпуса.

Для компенсации температурных деформаций на корпусе подогревателя установлен двухволновой линзовый компенсатор.

На рисунке 9.8 показан вертикальный пароводяной подогреватель конструкции ЛМЗ. В этом подогревателе разделительные перегородки в водяных камерах делят трубную систему на ряд сегментов. При такой схеме распределения ходов температуры трубок в смежных ходах близки между собой, поэтому в них не возникает больших термических напряжений.

Вода подводится и отводится из аппарата при помощи штуцеров, приваренных к верхней камере. Пар подводится к корпусу через боковой патрубок. Конденсат отводится из корпуса через отверстие в нижнем днище. Для продувки парового пространства от воздуха в нижней части боковой поверхности корпуса имеются дренажные отверстия.

Корпуса и трубные доски стационарных пароводяных подогревателей выполняются стальными. Поверхность нагрева обычно выполняется из латунных трубок марки Л-68.

## 9.6. Центральные тепловые пункты (ЦТП)

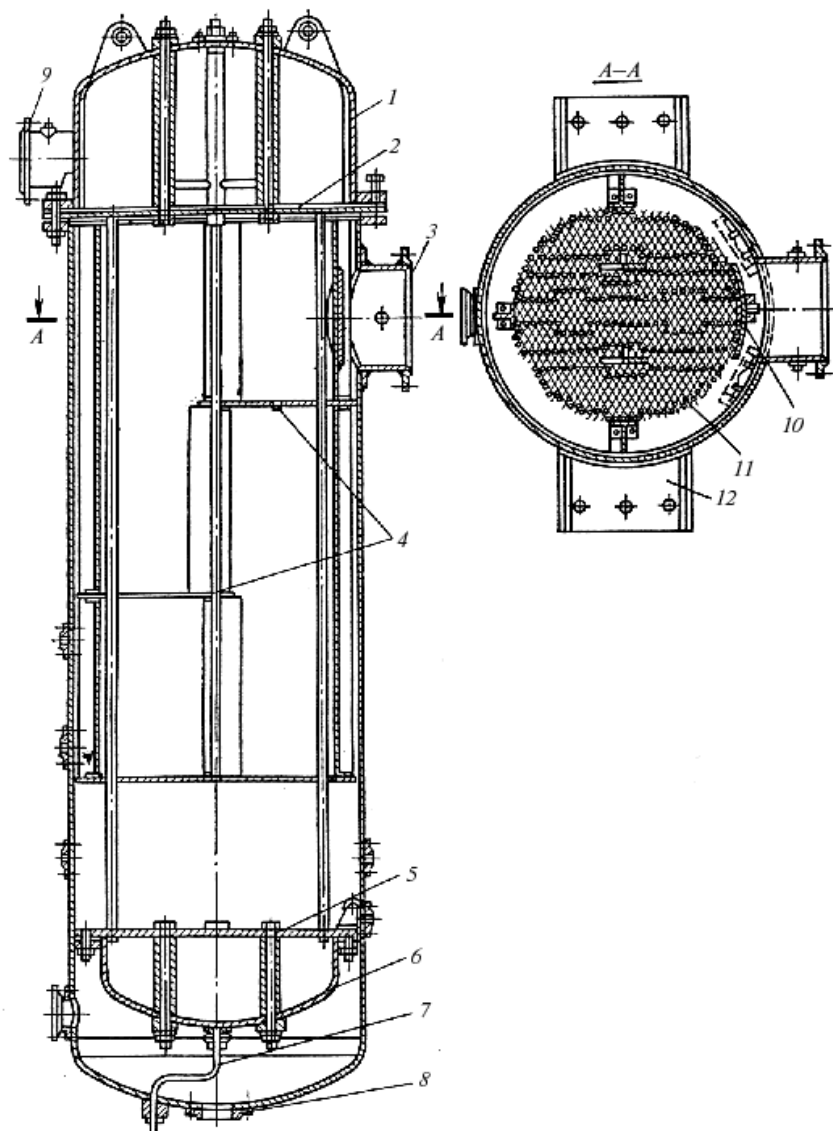
Как указывалось ранее, если вода циркулирующая в теплосети (ее называют *сетевой водой*) частично отбирается для горячего водоснабжения, то систему теплоснабжения называют *открытой* (разомкнутой). Если же вода, циркулирующая в теплосети, не отбирается абонентами, а только отдает им теплоту, то систему теплоснабжения называют *закрытой* (замкнутой). Абонентскими установками называют собственно теплопотребляющие установки, например отопительный прибор, водоразборный кран.

Схемы присоединения абонентских установок к теплосетям (абонентские вводы) в этих случаях отличаются. Различны схемы присоединения абонентских установок в одно-, двух- и трехтрубных (многотрубных) системах теплоснабжения.

Водяные системы теплоснабжения чаще всего выполняют двухтрубными: одна труба служит в качестве подающей для горячей воды, а другая — в качестве обратной для охлажденной у абонента воды.

Большинство зданий — как жилых, общественных, так и промышленных — имеют системы отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Указанные системы присоединены к одному тепловому





**Рис. 9.8.** Вертикальный пароводяной теплофикационный подогреватель:  
 1 — верхняя водяная камера; 2 — верхняя трубная доска; 3 — паровпускной патрубок; 4 — направляющая перегородка для пара; 5 — нижняя трубная доска; 6 — нижняя водяная камера; 7 — спускная трубка для воды из водяной камеры; 8 — слив конденсата греющего пара; 9 — патрубок сетевой воды; 10 — пароотражательный лист; 11 — трубки; 12 — опорные лапы

пункту. Подача теплоносителя от тепловых сетей к тепловому пункту и отвод использованного теплоносителя осуществляется по общим теплопроводам. Таким образом, тепловой пункт является связующим звеном между тепловой сетью и системами потребителей теплоты.

Основным назначением теплового пункта является прием, подготовка теплоносителя и подача его в системы теплоснабжения, а также возврат использованного (отдавшего теплоту) теплоносителя в тепловую сеть. Если тепловой пункт предназначен для одного здания, он называется индивидуальным тепловым пунктом (ИТП), а если от него подается теплоноситель для группы зданий, он называется центральным тепловым пунктом (ЦТП).

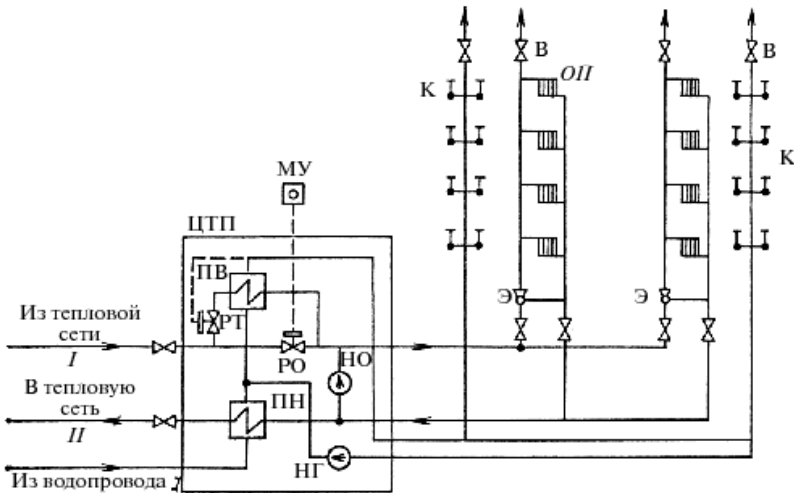
Центральные тепловые пункты широко применяются на промышленных предприятиях, а также в городских жилых районах.

Тепловые пункты — как ИТП, так и ЦТП — оснащаются подогревателями горячего водоснабжения, приборами авторегулирования для поддержания заданных параметров теплоносителя, приборами контроля и учета теплоты, насосами горячего водоснабжения, установками по подготовке воды, а также устройствами для регулирования отпуска теплоты.

В качестве примера на рис. 9.9 изображена схема присоединения абонентских установок к тепловым сетям через ЦТП.

Вода из подающего трубопровода теплосети частично проходит через регулятор (РО) непосредственно к элеваторам (Э) абонентов, а в остальной части проходит через подогреватель (ПВ), где охлаждается за счет нагрева водопроводной воды и далее смешивается с водой, прошедшей через РО. Часть воды, отдавшая теплоту в отопительных приборах ОП возвращается в обратный трубопровод теплосети, а другая часть подхватывается НО и вновь возвращается в отопительные приборы в смеси с водой, поступившей из подающей магистрали теплосети через РО и ПВ. Водопроводная вода нагревается сначала в ПН за счет энергии обратной сетевой воды, а затем в ПВ водой из подающей магистрали и далее направляется к водоразборным кранам (К). Неиспользованная в кранах вода рециркулирует в этом контуре, для чего подается в линию водопроводной воды между ПН и ПВ.

Преимуществом схемы присоединения через ЦТП является то, что тепловой пункт обслуживает сразу группу зданий, поэтому позволяет обходиться без индивидуальных регуляторов. При этом в качестве импульса для регулирования отопления могут быть использованы либо температура воздуха в отапливаемом помещении, либо температура



**Рис. 9.9.** Схема присоединения отопления и горячего водоснабжения группы зданий к тепловой сети через тепловой пункт:

В — воздушный кран; К — водоразборный кран; НО — насос отопления смесительный; НГ — насос горячего водоснабжения циркуляционный;

ПН — подогреватель горячего водоснабжения нижней ступени;

ПВ — подогреватель горячего водоснабжения верхней ступени; РТ — регулятор температуры воды; РО — регулятор температуры отапливаемых помещений;

МУ — моделирующее устройство; Э — элеватор; ОП — отопительный прибор

воздуха в устройстве, моделирующем температурный режим в отапливаемых помещениях.

На центральных тепловых пунктах обычно размещаются центральные водо-водяные подогреватели для отопления и горячего водоснабжения, центральная смесительная насосная установка сетевой воды, подкачивающие насосы холодной водопроводной и сетевой воды, приборы для измерений и автоматизации. Количество узлов обслуживания при применении центральных тепловых пунктов уменьшается, что упрощает эксплуатацию. Уменьшаются капитальные вложения на подогреватели горячего водоснабжения, насосные установки, регулирующие устройства. Однако увеличиваются капитальные вложения на сооружение распределительной сети, поскольку вместо двухтрубной сети на этих участках приходится сооружать четырехтрубные распределительные сети. Степень централизации тепловых пунктов определяется технико-экономическими расчетами с учетом плотности теплового потребления, планировки района застройки и режимов теплового потребления.

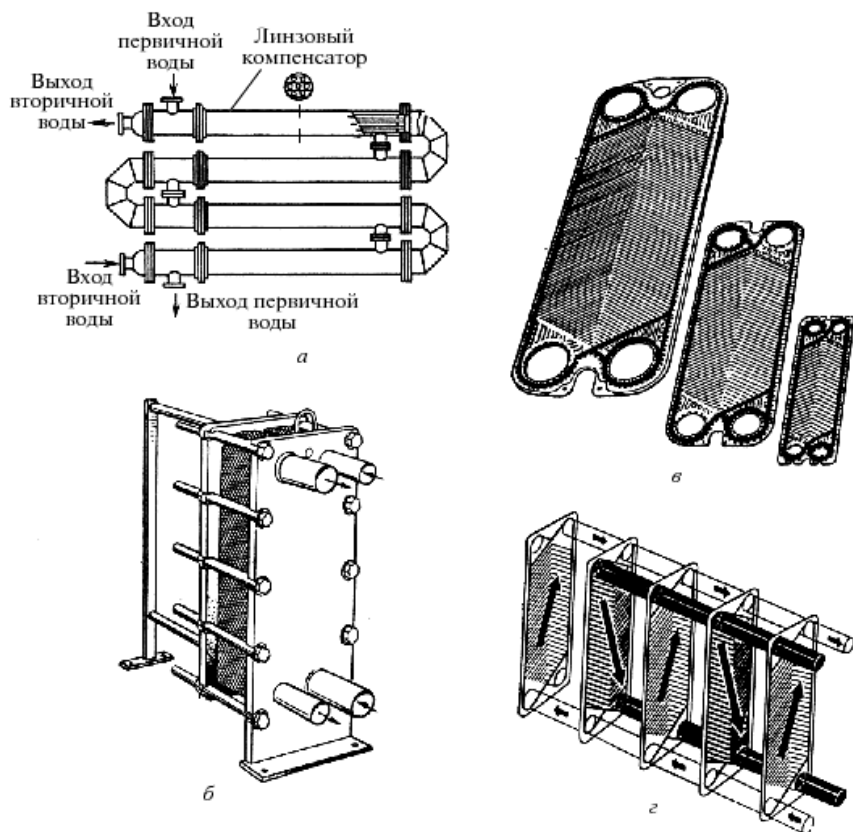
В практике использования ЦТП широкое применение нашли водоводяные секционные подогреватели типа Мосэнерго (рис. 9.10, *а*). Корпуса этих подогревателей выполняются из стальных труб, а поверхность нагрева из латунных трубок Л-68 диаметром 16/14 мм. Трубные решетки приварены к корпусу подогревателя. Подогреватели для горячего водоснабжения изготавливаются без линзового компенсатора на корпусе. Проведенные исследования показывают, что при использовании этих секционных подогревателей для горячего водоснабжения, когда нагреваемая вода проходит внутри латунных трубок, а греющая — в межтрубном пространстве и температура греющей среды не превышает 150 °С, нет необходимости в установке на корпусе подогревателя линзовых компенсаторов, так как и без них напряжения в стенках трубок и корпусе не выходят за допустимые пределы. При использовании подогревателей для отопления греющая вода, как правило, пропускается внутри трубок, а нагреваемая — в межтрубном пространстве. Для компенсации температурных деформаций на корпусе компенсатора должен быть установлен линзовый компенсатор. Допускаемое рабочее давление: внутри трубок подогревателя 1 МПа, в межтрубном пространстве без линзового компенсатора на корпусе 1 МПа, при наличии линзового компенсатора 0,7 МПа.

В водо-водяных подогревателях достигаются обычно довольно высокие коэффициенты теплопередачи (примерно 1000...1500 Вт/(м<sup>2</sup>·К)). Интенсивность теплопередачи в подогревателях зависит также от качества изготовления трубного пучка. Необходимо, чтобы вода, проходящая через межтрубное пространство, равномерно омывала все трубки подогревателя, для чего должны быть выдержаны зазоры между трубками по всей их длине.

Обычно секции подогревателя изготавливаются длиной 4 м. Для сохранения зазоров между трубками необходимо в середине секций устанавливать под трубками опорные перегородки.

Без опорных перегородок трубки прогибаются и зазоры между ними теряются, что приводит к заметному снижению тепловой производительности подогревателей.

Кроме секционных подогревателей в системах теплоснабжения в последние годы начали применять пластинчатые теплообменники (рис. 9.10, *б, в, г*), изготавливаемые как нашей промышленностью, так и зарубежными фирмами. В России стальные пластинчатые теплообменники выпускаются с площадью поверхности нагрева от 10 до 160 м<sup>2</sup> на рабочее давление 1 МПа.



**Рис. 9.10.** Схемы водо-водяных теплообменников:  
*а* — секционный; *б* — пластинчатый; *в* — тонкостенные гофрированные пластины; *г* — схема движения теплоносителей

Поверхность нагрева этих подогревателей состоит из тонкостенных низколегированных штампованных гофрированных пластин разного профиля (рис. 9.10, *в*). Потoki греющей и нагреваемой воды проходят через теплообменник противотокom с обеих сторон пластины, между которыми образуются системы каналов сложной формы, способствующие турбулизации протекающих потоков и росту коэффициентов теплопередачи.

Все пластины теплообмена скомпонованы в виде пакета, как листы в книге, и зажаты с помощью зажимных болтов между двумя торцевыми несущими плоскими стальными плитами. Греющий и нагреваемый

потоки воды подведены с одной и той же стороны торцевой плиты (рис. 9.10, б).

Преимущества пластинчатых теплообменников заключаются в повышении интенсивности теплопередачи, компактности (около  $100 \text{ м}^2$  в  $1 \text{ м}^3$ ), высокой плотности — исключена возможность перетекания теплоносителя из одной полости (например, греющей) в другую (например, нагреваемую). Эксплуатация пластинчатых подогревателей проста, так как они легко разбираются. Пластины могут очищаться от накипи и загрязнений или заменяться.

В таблице 9.2 для сравнения представлены некоторые характеристики рекуперативных теплообменников, из которых видно, что площадь поверхности теплообмена, приходящаяся на единицу объема, у пластинчатых устройств небольшая, а масса, приходящаяся на  $1 \text{ м}^2$  поверхности теплообмена, наименьшая. Это предопределяет применение пластичных теплообменников в транспортных тепловых установках, авиационных двигателях, криогенных системах, где при высокой эффективности процесса теплообмена необходимы компактность и малая масса.

Таблица 9.2

**Характеристики компактности и металлообъемности  
рекуперативных теплообменников**

Тип теплообменного аппарата	Площадь на единицу объема, $\text{м}^2/\text{м}^3$	Масса на $1 \text{ м}^2$ поверхности, $\text{кг}/\text{м}^2$
Трубчатые:		
кожухотрубный	18...40	35...80
секционный	4...15	175...200
Пластичные:		
с гладкими листами	10...60	5...20
спиральный	34...72	30...50
штампованный (волоknистый или сферический)	300...6 000	5...10
пластичный с ребрами	600...1 800	2...4

## Контрольные вопросы

1. Опишите классификацию систем теплоснабжения и назовите основные параметры теплоносителей.

2. Назовите основные источники теплоты в теплоснабжении.
3. Как оценивается энергетическая эффективность теплофикации?
4. Назовите различие между районной и промышленной отопительной котельной.
5. Для чего используют ЦТП и какие теплообменные аппараты в них применяют?

# 10. НАГНЕТАТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

## 10.1. Виды и классификация нагнетателей

*Нагнетателями* называются машины, служащие для перемещения жидкости и газов и повышения их потенциальной и кинетической энергии.

Известно, что большинство современных технологических процессов связано с перемещением потоков жидких и газообразных сред, и поэтому нагнетатели имеют очень широкое применение во всех отраслях промышленности, сельском и коммунальном хозяйствах.

В зависимости от вида перемещаемого рабочего тела нагнетательные машины подразделяются на две большие группы: *насосы* — машины, подающие жидкости; *вентиляторы* и *компрессоры* — машины, подающие воздух и технические газы.

Вентилятор — машина, перемещающая газовую среду при степени повышения давления  $\epsilon_p < 1,15$  (степень повышения давления  $\epsilon_p$  — отношение давления газовой среды на выходе из машины к давлению ее на входе).

Компрессор — машина, сжимающая газ с  $\epsilon_p > 1,15$  и имеющая искусственное (обычно водяное) охлаждение полостей, в которых происходит сжатие газов.

Согласно ГОСТ 17398—72 насосы подразделяются на две основные группы: насосы динамические и насосы объемные.

В динамических насосах и нагнетателях передача энергии жидкости или газу происходит путем работы массовых сил потока в полости, постоянно соединенной с входом и выходом нагнетателя.

В объемных нагнетателях повышение энергии рабочего тела (жидкости или газа) достигается силовым воздействием твердых тел, например поршней в поршневых машинах в рабочем пространстве цилиндра, периодически соединяемым с помощью клапанов с входом и выходом нагнетателя.

Классификация нагнетателей производится также по конструктивным признакам; давлению, развиваемому машиной; назначению в технологическом процессе.

На рисунке 10.1 представлена классификация нагнетателей по принципу действия и конструктивным признакам.



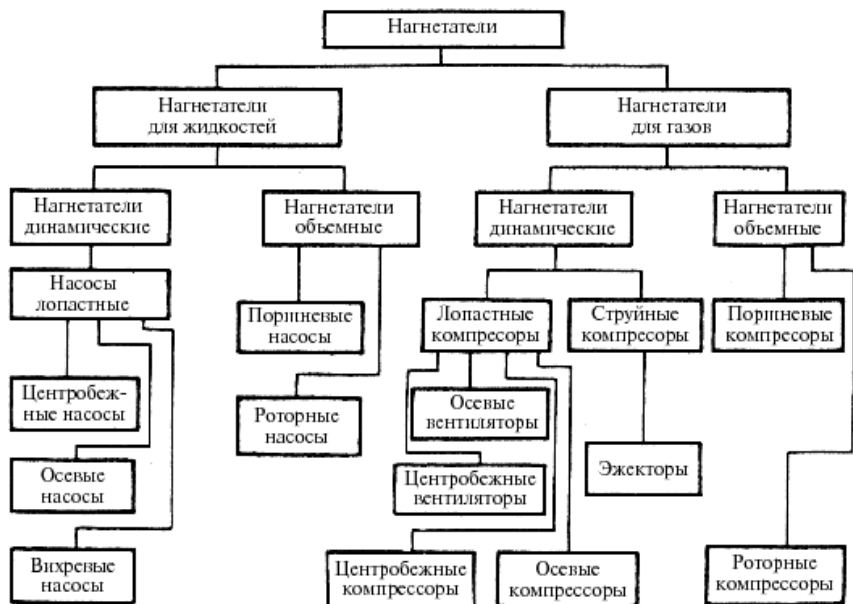


Рис. 10.1. Классификация нагнетателей

На рисунке 10.2 приведена схема динамического центробежного нагнетателя. Рабочее колесо, снабженное изогнутыми лопатками 1, вращается двигателем, расположенным в корпусе 2. Рабочее тело (жидкость, газ), входящее в центральную полость колеса через патрубок 3, заполняет весь корпус и криволинейные каналы колеса между лопатками 1. При вращении рабочего колеса под действием центробежных сил масса рабочего тела, находящегося в этих каналах, повышает энергию потока и выбрасывается потоком в спиральный канал, охватывающий рабочее колесо. Далее поток поступает в напорный патрубок 4 и трубопровод 5.

Процесс всасывания и подачи в таких нагнетателях происходит непрерывно и равномерно (при постоянной скорости вращения рабочего колеса).

Схема простейшего объемного поршневого нагнетателя-насоса дана на рис. 10.3. Цилиндр 1 и клапанная коробка 2 плотно соединены в единый блок. В коробке размещены всасывающий 3 и напорный 4 клапаны. Поршень 5, двигаясь возвратно-поступательно, производит всасывание и подачу через трубопровод 6 и 7.

Ускорение поршня, двигающегося синусоидально, вызывает появление инерционных сил, влияющих на прочность ходовой системы

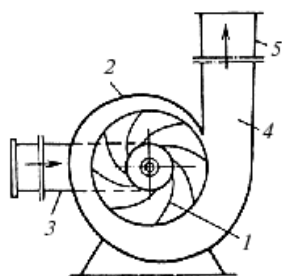


Рис. 10.2. Схема центробежного нагнетателя (насоса)

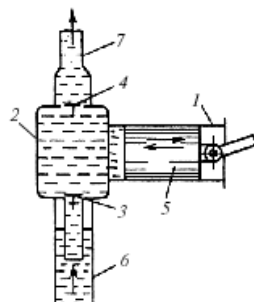


Рис. 10.3. Схема поршневого нагнетателя (насоса)

нагнетателя и вызывающих разрывы сплошности потока. Это ограничивает допустимую скорость вращения кривошипного вала. Поэтому применяются объемные нагнетатели роторного типа, допускающие прямое соединение с высокоскоростными двигателями.

На рисунке 10.4 дано представление о пластинчатом роторном нагнетателе. Массивный ротор *1* с радиальными прорезями помещен эксцентрично в корпус *2*. В прорези вставлены прямоугольные стальные пластинки *3*, свободно отжимаемые до упора в корпус центробежными силами. При вращении ротора двигателем рабочее тело будет всасываться через патрубок *4* и подаваться через полости переменного сечения *5* и *6* в напорный патрубок *7*. Нагнетатель реверсивен: при изменении направления вращения ротора нагнетатель меняет направление потока рабочего тела.

Для перемещения жидкостей и газов на электрических станциях и промышленных установках находят применение струйные нагнетатели (рис. 10.5).

Поток рабочей жидкости выходит с высокой скоростью через суживающееся сопло *1* в камеру *2*, где устанавливается низкое давление. Под влиянием разности давлений на поверхности жидкости и в камере происходит подъем жидкости по трубе *3* и смешение ее с рабочей жидкостью, выбрасываемой из сопла. Смесь жидкостей — рабочей и поднимаемой по трубе *3* — транспортируется через диффузор *4* и напорную трубу *5* на высоту  $H_r$ .

Наибольшее распространение в промышленности и энергетике получили динамические лопастные насосы. Создаваемый ими напор может превышать 35 МПа, а подача — 100 000 м<sup>3</sup>/ч в одном агрегате.

В теплоэнергетических установках для питания котлов, подачи конденсата в системе регенеративного подогрева питательной воды,

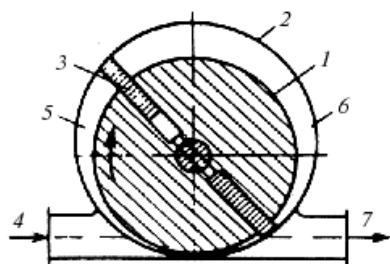


Рис. 10.4. Схема роторного нагнетателя (насоса)

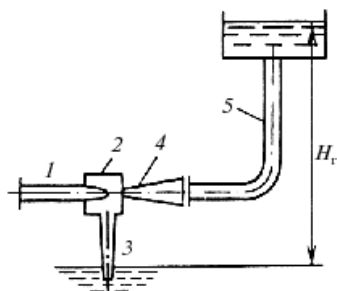


Рис. 10.5. Схема устройства струйного насоса

циркуляционной воды в конденсаторы турбин, сетевой воды в системах теплофикации применяются центробежные насосы.

Центробежные и струйные насосы применяются на ТЭС в системах гидрозолоудаления.

Струйные насосы используются для удаления воздуха из конденсаторов паровых турбин и в абонентских теплофикационных вводах в качестве смесителей прямой и обратной воды.

Из объемных насосов в теплоэнергетике применяют поршневые насосы для питания паровых котлов малой паропроизводительности и в качестве дозаторов реагентов для поддержания требуемого качества питательной и котловой воды крупных котлов. Роторные насосы употребляются на электростанциях в системах смазки и регулирования турбин.

Для получения сжатого воздуха в качестве энергоносителя используются в основном поршневые компрессоры.

В теплоэнергетике для обеспечения энергетического цикла (котел—турбина—генератор) используют более 20 различных видов насосов.

Насосное оборудование теплоэлектростанций среди вспомогательного оборудования по установленной мощности занимает первое место.

По назначению, характеру работы, роду перекачиваемой жидкости и параметрам на ТЭС используются центробежные и осевые насосы различной конструкции. Это центробежные насосы низкого, среднего и высокого давления; одноступенчатые насосы с односторонним и двусторонним всасыванием, многоступенчатые насосы для чистой воды, насосы для масла, мазута и пр.

Если в качестве основного признака принять назначение насоса, то возможно деление на следующие группы:

I. Насосы, тесно связанные с работой основного эксплуатационного оборудования теплоэлектростанции и являющиеся особо ответственными механизмами, т. е. отвечающие основным и вспомогательным циклам работы станции:

***Насосы основных (непрерывных) циклов работы***

1. *Цикл циркуляции воды:*

- а) циркуляционные для охлаждения пара в конденсаторах;
- б) рециркуляционные для охлаждения циркуляционной воды (через пруды, холодильники, градирни и т. п.).

2. *Цикл питательной воды:*

- а) конденсатные низкого давления;
- б) конденсатные среднего давления;
- в) конденсатные добавочные (конденсат греющего пара);
- г) воздушные, мокровоздушные, эжекторные;
- д) питательные, промежуточного подогрева;
- е) питательные котлов.

3. *Цикл теплопередачи:*

- а) сетевые;
- б) бойлерные.

4. *Цикл регулирования:*

- а) нагнетательные для питания сервомоторов регуляторов паровых турбин.

5. *Цикл охлаждения основного оборудования:*

- а) охлаждение колосниковых балок котлов;
- б) охлаждение подшипников турбин (основные и пусковые);
- в) охлаждение трансформаторов.

***Насосы вспомогательных циклов работы***

1. *Цикл подготовки питательной воды:*

- а) подача сырой воды в испарители;
- б) рециркуляционные (для охлаждения пара в испарителе);
- в) подача конденсата из испарителя в конденсатный бак или аккумулятор.

2. *Цикл подготовки топлива и удаление продуктов горения:*

- а) подача жидкого топлива (нефти и мазута) к бакам хранения и питания;
- б) удаление золы гидравлическим способом.

II. Насосы, не связанные с основным эксплуатационным оборудованием станции, т. е. насосы, предназначенные для технических целей, и насосы разного назначения:

**Насосы для технических целей**

1. *Дренажные* (грязевые) для откачки из колодцев.
2. *Масляное хозяйство* (очистка масла и пр.).
3. *Откачка грязевых осадков из испарителей.*
4. Для прострелки трубок конденсаторов или бойлеров (при их очистке).

**Насосы разного назначения**

1. *Пожарные.*
2. *Хозяйственные.*
3. *Разные.*

К наиболее важным насосам, непосредственно влияющим на надежность и экономичность работы электростанции, относятся питательные, конденсатные, циркуляционные, сетевые и багерные.

В наиболее трудных условиях работают питательные, конденсатные и багерные насосы вследствие особенностей рабочего процесса на тепловых электростанциях и требований, предъявляемых к их надежности и экономичности. Особо ответственна работа питательных насосов, которые на современных мощных электростанциях приравниваются к основному тепломеханическому оборудованию наряду с паровыми турбинами и котлами.

## 10.2. Основные рабочие характеристики нагнетательных машин

Основными параметрами (величинами), характеризующими работу нагнетательных машин, является *подача (расход), напор и давление*, ими развиваемыми. Энергия, сообщаемая потоку жидкости или газа нагнетательной машиной, вполне определяется этими величинами и плотностью подаваемой среды. Гидродинамическое и механическое совершенство машины характеризуется ее полным КПД.

Подача (расход) — количество жидкости (газа), перемещаемое машиной в единицу времени. Количество газа, подаваемого вентилятором и компрессором, принято называть *производительностью*.

Если подачу измеряют в единицах объема, то ее называют *объемной* и обозначают  $Q$ . Системой СИ введена *массовая подача*  $M$ , кг/с, — масса жидкости (газа), подаваемая машиной в единицу времени. Очевидно, что

$$M = \rho Q,$$

где  $\rho$  — плотность среды, кг/м<sup>3</sup>;  $Q$  — объемная подача, м<sup>3</sup>/с.

В компрессорах из-за значительного повышения давления плотность газа по длине проточной полости возрастает, а объемная производительность уменьшается, поэтому принято объемную производительность компрессоров исчислять по физическим условиям входа в компрессор:  $T_{вх} = 293 \text{ К}$ ;  $p_{вх} = 0,102 \text{ МПа}$ .

*Напором насоса  $H$*  называется приращение энергии, получаемой каждым килограммом жидкости, проходящей через насос, т. е. разность удельных энергий жидкости между нагнетательным и всасывающим патрубками насоса, выражаемая в метрах столба перекачиваемой жидкости (рис. 10.6).

Если

$$E_n = \frac{p_n}{g\rho} + Z_n + \frac{C_n^2}{2g} \text{ — удельная энергия на нагнетании насоса,}$$

$$\text{а } E_b = \frac{p_b}{g\rho} + Z_b + \frac{C_b^2}{2g} \text{ — удельная энергия на всасывании,}$$

где  $p_n$ ,  $Z_n$  и  $C_n$  — давление, отметка и скорость жидкости на нагнетании (рис. 10.6);  $p_b$ ,  $Z_b$  и  $C_b$  — то же на всасывании;  $\rho$  — плотность жидкости;  $g$  — ускорение силы тяжести, то напор насоса

$$H = E_n - E_b = \frac{p_n - p_b}{g\rho} + (Z_n - Z_b) + \frac{C_n^2 - C_b^2}{2g}. \quad (10.1)$$

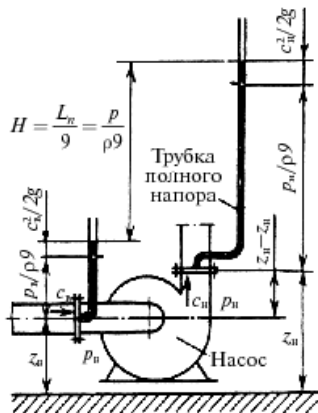


Рис. 10.6. Напор, развиваемый нагнетателем (насосом)

Можно также отметить, что напор

$$H = \frac{p}{\rho g}, \quad (10.2)$$

где  $p$  — полное давление нагнетателя,  $\text{Н/м}^2$ .

Напор представляет собой высоту  $H$  столба жидкости или газа, уравновешивающего давление  $p$ .

В нагнетателях, подающих жидкости, влияние второго и третьего членов уравнения (10.1) незначительно, и можно пользоваться в этих случаях формулой  $H \approx (p_n - p_n)/\rho g$ .

Напор вентиляторов принято выражать условно в миллиметрах водяного столба (мм  $H_2O$ ).

Давление, развиваемое вентиляторами, измеряется в паскалях (Па). Следует иметь в виду, что напор в 1 мм вод. ст. эквивалентен давлению 9,81 Па.

Энергетическое совершенство нагнетателей характеризуется их удельной *полезной работой*  $L_n$ , Дж/кг, т. е. расходом энергии на 1 кг массы подаваемой жидкости (газа)

$$L_n = p/\rho = gH. \quad (10.3)$$

Работа, подводимая на вал нагнетателя,  $L$ , Дж/кг, называется *удельной работой*. Из-за потерь энергии в нагнетателе  $L > L_n$ .

Удельная работа компрессоров вычисляется в зависимости от вида термодинамического процесса, свойственного данному типу компрессора.

На вал работающего нагнетателя непрерывно подводится мощность от приводного двигателя. Введем понятие полезной мощности нагнетателя.

Полезная мощность нагнетателя  $N_n$  — энергия, сообщаемая нагнетателем рабочему телу в 1 с.

Руководствуясь соображениями размерности и формулой (10.3), можно записать, кВт:

$$N_n = \frac{ML_n}{1000} \quad (10.4)$$

$$\text{или } N_n = \frac{\rho QgH}{1000}.$$

В системе МКГСС, кВт:

$$N_n = \frac{\gamma QH}{102}, \quad (10.5)$$

где  $\gamma = \rho g$  — удельный вес, кг/м<sup>3</sup>.

Для компрессоров, кВт:

$$N_n = \frac{\rho QL_n}{1000}. \quad (10.6)$$

Мощность, подводимую на вал нагнетателя от приводного двигателя, называют *мощностью нагнетателя* и обозначают  $N$ , кВт.

Потери энергии в рабочем процессе нагнетателя определяются неравенством  $N_n < N$  или  $N_n = N - N_{\text{пот}}$ .

Коэффициентом полезного действия насоса называют отношение полезной мощности к мощности насоса

$$\eta = N_n / N$$

$$\text{или } N = \frac{N_n}{\eta} = \frac{\rho Q g H}{1000 \eta}. \quad (10.7)$$

На практике различают характерные значения мощностей: номинальная (паспортная)  $N_{\text{ном}}$  — мощность насоса при  $Q_{\text{ном}}$ ,  $H_{\text{ном}}$ ,  $n_{\text{ном}}$ ; оптимальная  $N_{\text{опт}}$  — в режиме насоса с максимальным КПД; при нулевой подаче  $N_0$  — в режиме с  $Q = 0$  (мощность холостого хода).

*Мощность насосного агрегата*  $N_a$  — мощность, потребляемая насосным агрегатом (в случае электрического привода насоса  $N_a$  — электрическая мощность на зажимах электродвигателя).

Мощность насосного агрегата больше мощности насоса на величину потерь мощности в двигателе и передаче.

Коэффициент полезного действия насоса выражают как произведение трех коэффициентов, характеризующих отдельные виды потерь энергии в насосе,

$$\eta = \eta_r \eta_{\text{об}} \eta_{\text{мех}}$$

где  $\eta_r$  — гидравлический КПД насоса — отношение полезной мощности к сумме мощностей: полезной и затрачиваемой на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе (обычно  $\eta_r = 0,90 \dots 0,96$ );  $\eta_{\text{об}}$  — объемный КПД насоса — отношение полезной мощности к сумме мощностей: полезной и теряемой вследствие внутренних протечек через зазоры и концевые уплотнения насоса (в обычных конструкциях центробежных насосов  $\eta_{\text{об}} = 0,96 \dots 0,98$ );  $\eta_{\text{мех}}$  — механический КПД, характеризующий потери энергии от механического трения в подшипниках и уплотнениях насоса и потери энергии при трении нерабочих поверхностей колес о жидкость (в зависимости от конструкции насоса  $\eta_{\text{мех}} = 0,80 \dots 0,94$ ).

Значения КПД современных динамических насосов лежат в пределах  $0,6 \dots 0,9$ .

Для оценки насосного агрегата в целом служит КПД агрегата (насосной установки)  $\eta_a$ , вычисляемый как отношение полезной мощности насоса к мощности агрегата (в случае электрического привода насоса мощность агрегата — электрическая мощность на клеммах двигателя).



Коэффициент полезного действия агрегата отражает все потери энергии в насосе, двигателе и передаче, и поэтому  $\eta_a < \eta$ .

Мощность приводного двигателя выбирается с учетом возможного отклонения режима работы насоса от его номинального (паспортного) режима. Чтобы не перегружать двигатель, при любых режимах его мощность выбирают с запасом  $N_{дв} = kN$ , где  $k = 1,1 \dots 1,5$  (запас тем больше, чем меньше  $N$ ).

*Высота всасывания насоса.* Разность отметок оси насоса  $Z_в$  и свободного уровня  $Z_1$  жидкости в резервуаре всасывания называется высотой всасывания:

$$H_s = Z_в - Z_1.$$

При перекачке горячих жидкостей насос расположен ниже уровня жидкости в резервуаре всасывания. В этом случае высота всасывания становится отрицательной и называется подпором. Высота всасывания  $H_s$  — важнейший технический показатель работы насоса, в некоторых случаях являющийся основным критерием возможности использования данного насоса в конкретных условиях эксплуатации.

*Коэффициент быстроходности насоса.* Для установления типа подобных между собой насосов, сопоставления гидравлических форм и технико-экономических показателей безотносительно размерам и числу оборотов вводится понятие коэффициента быстроходности насоса. Коэффициент быстроходности  $n_s$  оптимального режима насоса объединяет три основных параметра  $n$ ,  $Q$  и  $H$ , которые в основном и определяют в сравнительно узких пределах соотношения геометрических форм рабочих органов насоса.

Физически под коэффициентом быстроходности подразумевается число оборотов воображаемого модельного насоса, геометрически подобного во всех элементах натурному, с теми же гидравлическим и объемным коэффициентами полезного действия при условии, что модельный насос создает напор, равный 1 м, при гидравлической мощности в 1 л. с., т. е. подача модельного насоса равна,  $m^3/c$ :

$$Q = 0,075$$

на режиме максимального КПД, если считать удельный вес воды (плотность  $\rho$ )  $\gamma = 1000 \text{ кг/м}^3$ .

Тогда согласно уравнениям подобия можно получить

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (10.8)$$

Основными техническими параметрами, характеризующими работу насоса, как отмечалось выше, являются: напор, подача, потребляемая мощность, коэффициент полезного действия, число оборотов и высота всасывания насоса. Из указанных параметров насоса подача и число оборотов являются независимыми переменными, остальные параметры находятся в функциональной зависимости от подачи и числа оборотов насоса.

Взаимосвязь параметров в различных режимах работы насоса изображается графически в виде характеристик. Характеристики насоса обычно представляются в виде функциональных зависимостей напора, мощности, высоты всасывания и КПД от подачи насоса при одном или нескольких числах оборотов. Характеристика, представленная кривыми  $H = f_1(Q)$ ,  $N = f_2(Q)$ ;  $H_{\text{вас}}^{\text{доп}} = f_3(Q)$ ,  $\eta = f_4(Q)$  при определенном и постоянном числе оборотов ( $n = \text{const}$ ) называется *нормальной характеристикой насоса* (рис. 10.7, а). Характеристика, представленная аналогичными кривыми  $H$ ,  $N$ ,  $H_{\text{вас}}^{\text{доп}}$ ,  $\eta = F(Q)$  для различных чисел оборотов, называется *универсальной характеристикой насоса* (рис. 10.7, б).

Для объемных нагнетателей (насосов) характеристикой называют зависимости основных параметров от давления (рис. 10.7, в).

Для получения характеристик насоса необходимо проведение испытаний машины в различных условиях всасывания, при различных напорах, подачах и мощностях, изменяющихся от минимальных значений до максимальных. В результате этих испытаний и составленных по данным опытов характеристик машины может быть получено представление о ее работе и энергетических показателях.

Опытная характеристика является необходимым материалом для оценки качества машины, для выбора режима ее работы и для осуществления правильной эксплуатации.

При изменении числа оборотов центробежного насоса (нагнетателя) основные параметры в соответствии с теорией подобия определяются по следующим формулам:

$$Q = Q_1 \frac{n}{n_1}; \quad H = H_1 \left( \frac{n}{n_1} \right)^2; \quad N_{\text{вн}} = N_{1\text{вн}} \left( \frac{n}{n_1} \right)^3. \quad (10.9)$$

Пользуясь этими уравнениями, можно пересчитать подачу  $Q$ , напор  $H$  и внутреннюю мощность  $N_{\text{вн}}$  с частотой вращения  $n$  на новые значения  $Q_1$ ,  $H_1$ ;  $N_{1\text{вн}}$  с  $n_1$  и построить новые характеристики  $H_1 - Q_1$ ;  $H_{1\text{вн}} - Q_{1\text{вн}}$  для  $n_1$ . Внутренняя мощность  $N_{\text{вн}}$  равна потребляемой мощности  $N$  за вычетом механических потерь на трение в сальниках и под-

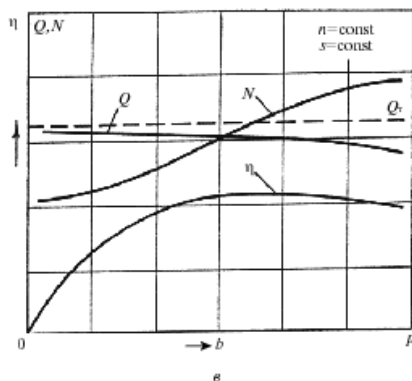
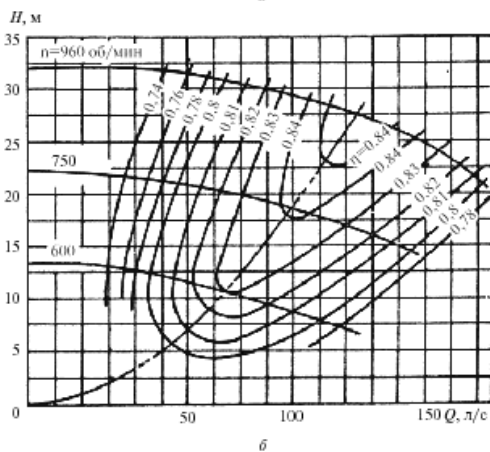
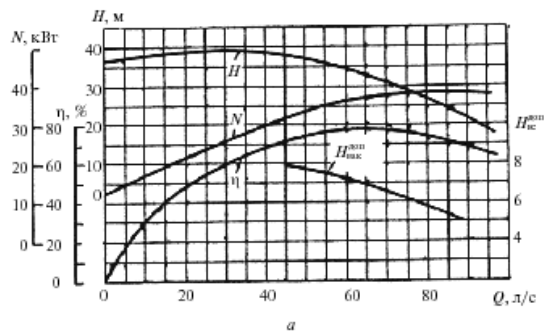


Рис. 10.7. Рабочие характеристики нагнетателей:  $a$  — центробежного насоса;  $b$  — центробежного насоса при изменении числа оборотов;  $v$  — поршневого насоса ( $s$  — ход поршня)

шипниках. Эти потери составляют обычно незначительный процент от потребляемой мощности, и ими можно пренебречь.

Форма напорных характеристик центробежных насосов зависит от быстроходности. По своему внешнему виду напорные характеристики бывают пологие и крутые, непрерывно снижающиеся и с максимумом.

Крутизна напорной характеристики ( $\mu$ ) определяется отношением

$$\mu = \frac{H_m - H_p}{H_p} 100\%,$$

где  $H_p$  — напор в рабочей точке характеристики насоса;  $H_m$  — максимальный напор по напорной характеристике насоса.

Пологая характеристика обычно имеет крутизну 8...12%, крутопадающая — 25...30%.

### 10.3. Работа центробежного насоса в системе

Насосная установка и сеть трубопроводов образуют единую систему, характеризующуюся равенством подачи насоса и расхода, проходящего в сети, а также равенством напора насоса напору, расходуемому в сети. В общем случае энергия насоса, эквивалентная его напору, расходуется для подъема жидкости на высоту  $z_2 - z_1$ , создания давления в системе  $p_2 - p_1$  и преодоления суммарных сопротивлений  $h_n = h_{n1} + h_{n2}$  (рис. 10.8).

Статический напор  $H_{ст} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + (z_2 - z_1)$  можно считать не зависящим от расхода сети; гидравлические потери в сети приближенно пропорциональны расходу во второй степени  $h_n = \zeta Q^2$ . Тогда для сети

$$H_c = H_{ст} + h_n + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = A + BQ^2. \quad (10.10)$$

*Характеристикой сети* называется графическая зависимость напора в сети  $H_c$  от расхода сети  $Q$ .

Графически установившееся рабочее состояние системы насос—сеть определяется точкой пересечения характеристики насоса с характеристикой сети, которая называется *рабочей точкой*. Для известных характеристик насоса и сети может быть только одна рабочая точка, определяющая устойчивый рабочий режим системы. По условиям эксплуатации расход сети может меняться, при этом в соответствии

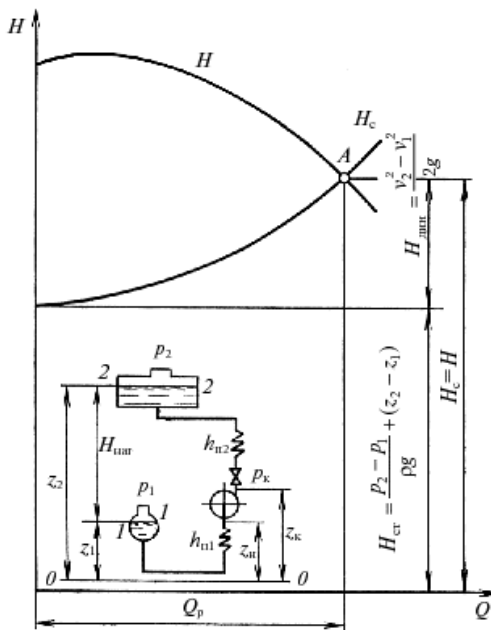


Рис. 10.8. Характеристики насоса и системы

с (10.10) будет меняться и напор, расходуемый сетью, и, следовательно, положение рабочей точки. Ясно, что всякое новое положение рабочей точки может быть получено изменением формы и положения характеристик насоса и сети.

Выбор насоса для работы на заданную сеть трубопроводов производится по требуемой подаче, напору, температуре и плотности жидкости с учетом особых свойств ее (вязкости, коррозирующей способности, сжимаемости и др.).

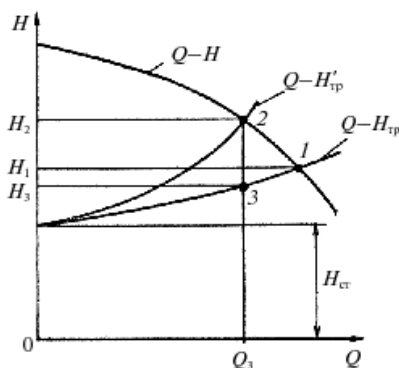
Выбору типа и размера насоса предшествует построение характеристики сети по известному методу гидравлики. Координаты точек характеристики получают расчетом гидравлических сопротивлений (потерь напора) сети при произвольно задаваемых расходах.

### 10.3.1. Регулирование работы насоса

Регулирование работы насосной установки имеет целью изменение основных ее параметров: подачи  $Q$  и напора  $H$ ; при этом меняются и значения  $N$  и  $\eta$ .

Регулирование может осуществляться воздействием на элементы сети (с изменением характеристик сети) или же воздействием на насос (с изменением формы и положения характеристики насоса). Одним из наиболее распространенных методов изменения характеристики сети является способ дросселирования задвижкой, установленной на напорной линии насоса.

*Дроссельное регулирование* — наиболее распространенный, простой и надежный способ регулирования, который осуществляется дросселем, расположенным на напорной линии насоса, обычно вблизи него. По мере закрытия дросселя происходит увеличение сопротивления и соответствующее уменьшение подачи. Каждому положению дросселя соответствует новая характеристика сети, благодаря чему характеристика  $Q - H'_{тр}$  сети поднимается более круто (см. рис. 10.9) и пересекает характеристику насоса в режимной точке 2, соответствующей требуемой подаче  $Q_3$ . При этом напор в системе равен  $H_3$ , а насос развивает напор  $H_2$ . Следовательно, энергия  $N = Q_3 p$ , где  $p = H_2 - H_3$ , теряется вследствие увеличения местного сопротивления в задвижке.



**Рис. 10.9.** Графическая характеристика системы насос—сеть при регулировании работы дросселированием

Полезная мощность насоса для обеспечения работы системы в точке 3

$$N_3 = Q_3 p_3.$$

Затрачиваемая мощность насосной установки в этом случае

$$N = \frac{Q_3 p_2}{\eta_2}.$$

Тогда КПД насосной установки

$$\eta = \frac{N_3}{N} = \frac{p_3}{p_2} \eta_2.$$

Отсюда видно, что КПД насосной установки уменьшается с увеличением разности между напором, развиваемым насосом, и напором, требуемым в сети.

Из-за существенных недостатков (неэкономичность и возможность регулирования только в сторону уменьшения подачи) способ дроссельного регулирования можно применять только на имеющих плавную характеристику небольших насосных агрегатах, где регулирование требуется в течение короткого времени.

*Регулирование изменением частоты вращения.* При изменении частоты вращения  $n_i$  напорные характеристики насоса  $H = f(Q)$  представляют собой конгруэнтные кривые (рис. 10.10) и рабочая точка, перемещаясь по характеристике сети, дает различные значения подачи  $Q_{pi}$ .

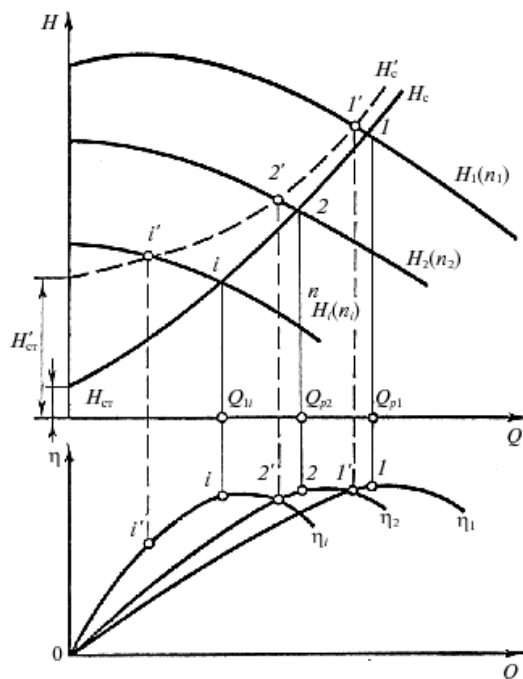


Рис. 10.10. Регулирование расхода центробежного насоса изменением частоты вращения

При крутых характеристиках системы  $H_c$  и малых значениях  $H_{ст}$  этот метод не приводит к большим дополнительным потерям в гидравлической системе, так как в любых режимах напор насоса в сети согласован между собой. Коэффициент полезного действия насосной установки  $\eta_{н.у}$  примерно равен КПД насоса  $\eta_i$  при частоте вращения  $n_i$ .

Если характеристика сети  $H'_c$  имеет значительную составляющую  $H'_{ст}$ , то изменение режима работы насоса будет связано с дополнительными потерями за счет отклонения КПД от зоны максимальных значений (см. рис. 10.10, точки  $1'$  и  $2'$  и  $i$  и  $i'$ ).

Регулирование режима работы насоса изменением частоты вращения рабочего колеса является наиболее экономичным способом.

Частоту вращения рабочего колеса насоса можно изменять двигателями с переменной частотой вращения (электродвигателями постоянного тока, электродвигателями переменного тока с преобразователями частоты, паровыми и газовыми турбинами).

*Регулирование перепуском (байпасирование).* При этом способе регулирования требуемая подача системы насос—сеть достигается перепуском из напорной линии на всасывание части подачи насоса.

### 10.3.2. Совместная работа насосов на общую сеть

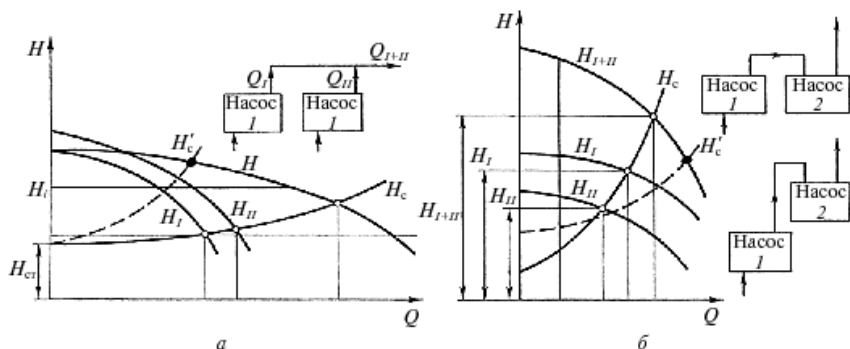
В процессе эксплуатации часто возникает необходимость увеличения расхода (подачи) или давления в системе, что достигается изменением количества совместно работающих насосов.

*Параллельная работа* (рис. 10.11, а) насосов в общую сеть применяется для увеличения подачи. Для параллельной работы наиболее подходят насосы с непрерывно падающими напорными характеристиками с крутизной, превышающей технологические допуски на отклонение характеристики. Параллельно могут работать насосы с различными характеристиками и различных типов (центробежные и поршневые). Общая характеристика группы насосов без учета сопротивления соединительных трубопроводов получается путем сложения абсцисс характеристик отдельных насосов для постоянных ординат  $H_i = \text{const}$ . Точка пересечения общей характеристики с характеристикой системы  $H_c$  определяет рабочую точку параллельно работающих насосов. Очевидно, что

$$Q_{I+II} < Q_I + Q_{II},$$

т. е. суммарный расход параллельно работающих насосов меньше суммы расходов каждого насоса при индивидуальной работе на ту же сеть.





**Рис. 10.11.** Графики характеристик совместной работы насосов при параллельном (а) и последовательном (б) соединении

Параллельное соединение насосов наиболее эффективно при пологой характеристике системы. Пуск в работу насосов при одинаковой частоте вращения следует производить одновременно, постепенно открывая задвижки на всех насосах. Коэффициент полезного действия параллельного соединения насосов выражается отношением

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{\sum N_n}{\sum N} = \frac{Q_I H_I + Q_{II} H_{II}}{Q_I H_I / \eta_I + Q_{II} H_{II} / \eta_{II}}. \quad (10.11)$$

Если принять  $H_I = H_{II}$ , то получается

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{Q_I + Q_{II}}{Q_I / \eta_I + Q_{II} / \eta_{II}}. \quad (10.12a)$$

Для устойчивой работы насосу необходимо иметь стабильную напорную характеристику. При параллельной работе насосов с нестабильной характеристикой увеличивается зона неустойчивой работы и может возникнуть неравномерное распределение нагрузки между работающими насосами.

*Последовательная работа насосов* (рис. 10.11, б) применяется для увеличения напора в системе при незначительном изменении подачи. Возможны случаи, когда насосы располагаются в непосредственной близости друг от друга (предвключенный и главный насосы) и когда насосы удалены на значительное расстояние.

Общая напорная характеристика строится путем суммирования ординат характеристик отдельных насосов при  $Q_i = \text{const}$ .

Последовательное соединение насосов экономически себя оправдывает при крутых характеристиках системы с малым  $H_{\text{ср}}$ . Коэффици-

ент полезного действия последовательного включения насосов можно оценить по выражению, приняв  $Q_I = Q_{II}$ :

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{H_I + H_{II}}{H_I / \eta_I + H_{II} / \eta_{II}}. \quad (10.126)$$

Регулирование дросселированием при последовательном включении экономически неоправданно. Целесообразней использовать регулирование изменением  $n$  у одного из насосов (первого в направлении потока).

Число последовательно включенных насосов лимитируется прочностью корпусов и надежностью работы концевых уплотнений.

## 10.4. Основные энергетические насосы ТЭС

Конструкции энергетических насосов отличаются большим разнообразием. Однако в зависимости от назначения им присущ ряд общих признаков. Ниже приведено краткое описание и характеристики наиболее распространенных конструкций насосов ТЭС.

### 10.4.1. Питательные насосы

Питательные насосные агрегаты современных тепловых электростанций относятся к числу основного энергетического оборудования.

Конструкция питательных насосов должна отвечать следующим основным требованиям:

- обеспечивать полную внешнюю герметичность и отсутствие перетоков в местах уплотнительных стыков;
- предусматривать свободное температурное расширение отдельных узлов и деталей без нарушения их взаимной центровки;
- обеспечивать динамическую устойчивость во всем диапазоне работы насоса;
- быть удобной в сборке, разборке и обслуживании;
- обеспечивать длительную эксплуатацию (обычно не менее 10 000 ч) без замены основных деталей и заметного снижения параметров.

В отечественной практике при мощности более 8 тыс. кВт, как правило, применяются питательные насосы с турбинным приводом, дающим целый ряд преимуществ при эксплуатации. Такие насосы при-

меняются главным образом в турбоустановках мощностью 300 МВт и выше.

В турбоустановках до 200 МВт преобладающее распространение получили питательные насосы с электроприводом.

Выпускаемые питательные электронасосы обуславливаются характеристиками котлоагрегатов.

Питательные электронасосы в настоящее время в основном выпускаются по ГОСТ 7363—65. Эти насосы применяются в качестве основных и резервных для питания водой стационарных котлоагрегатов с давлением пара 40, 100 и 140 кгс/см<sup>2</sup>. Для котлоагрегатов с критическим давлением пара питательные электронасосы используются как пускорезервные. Основные технические характеристики питательных электронасосов приведены в табл. 10.1.

Таблица 10.1

**Основные технические характеристики питательных электронасосов**

Тип насоса	Подача $Q$ , м <sup>3</sup> /ч	Напор $H$ , м ст. ж.	Допустимый кавитационный запас (сверх упругости паров) $\Delta z$ , м ст. ж.	Частота вращения $n$ , 1/мин	Мощность потребляемая $N$ , кВт	КПД насоса $\eta$ , %
ПЭ 65-56	65	580	4	2 965	158	63
ПЭ 100-56	100	580	4	2 965	232	66
ПЭ 150-56	150	580	5	2 980	328	70
ПЭ 150-145	150	1 580	8	2 970	780	75
ПЭ 270-150	270	1 635	11	2 900	1 420	75
ПЭ 250-180	250	1 975	12	2 900	1 640	75
ПЭ 380-185/200	380	2 030/2 195	12	2 900	2 500/2 630	77
ПЭ 500-180	500	1 975	15	2 900	3 150	78
ПЭ 580-185/200	580	2 030/2 195	15	2 904	3 650/3 950	80
ПЭ 720-185/200	720	2 025/2 192	15	2 900	4 540/4 900	80
ПЭ 600-300	600	3 290	200	6 300	6 400	77
ПЭ 600-320	600	3 290	200	7 500	6 300	78

Обозначения насосов: ПЭ — питательный электронасос; цифры после букв обозначают номинальную подачу, м<sup>3</sup>/ч, и давление нагнетания, кгс/см<sup>2</sup>.

*Примечания:* 1. Допустимый кавитационный запас отнесен к оси насоса, он не зависит от температуры перекачиваемой жидкости.

2. Насосы перекачивают воду с температурой до 160 °С.

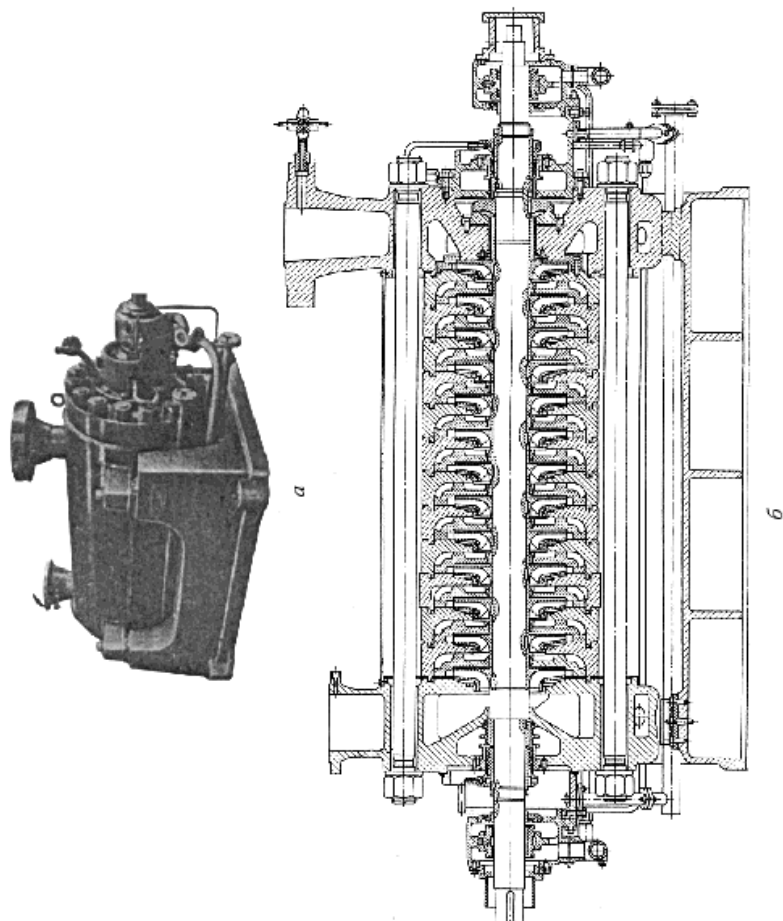


Рис. 10.12. Питательный насос ПЭ 250-180:  
*a* — общий вид; *б* — продольный разрез

Для котлоагрегатов с давлением пара 140 кгс/см<sup>2</sup> и выше в России общепринятой является двухкорпусная конструкция питательных насосов, которая более надежна и безопасна в эксплуатации. Из всех типов электронасосов, выпускаемых для таких котлов, лишь насос ПЭ 250-180 выполнен однокорпусным.

Питательные электронасосы отечественного производства в зависимости от параметров имеют однотипную, в значительной степени унифицированную конструкцию в состоят из отдельных узлов (наружного и внутреннего корпусов, ротора, концевых уплотнений, подшипников и т. д.).

В качестве примера на рис. 10.12 показан общий вид насоса ПЭ 250-180.

#### 10.4.2. Конденсатные насосы

Конденсатные насосы являются ответственными агрегатами вспомогательного оборудования ТЭС и предназначаются для перекачивания конденсата отработанного пара стационарных паровых турбин, конденсата греющего пара из теплообменных аппаратов. Насосы могут перекачивать другие жидкости, сходные с конденсатом по вязкости и химической активности. Насосы первого подъема могут работать при температуре перекачиваемой жидкости до 125 °С, второго подъема — до 80 °С. Технические характеристики основных насосов приведены в табл. 10.2. Параметры насосов удовлетворяют требованиям ГОСТ 6000-69.

Для получения приемлемых массовых и габаритных характеристик насосов приняты довольно высокие для конденсатных насосов частоты вращения, что в свою очередь потребовало создания рабочих органов первой ступени с высокой всасывающей способностью.

Насосы обычно работают в условиях начальной кавитации при входе в рабочее колесо первой ступени.

Основными требованиями, предъявляемыми к конденсатным насосам, являются:

а) надежная долговечная работа при наличии частичной кавитации в насосе. Конструкция насосов и материалы основных деталей должны обеспечить долговечность работы до первого капитального ремонта не менее 10 000 ч. В течение указанного срока допускается замена быстро изнашивающихся деталей насоса, перечень которых оговаривается техническими условиями на поставку;

Таблица 10.2

## Основные технические характеристики конденсатных насосов

Тип насоса	Подача $Q$ , $\text{м}^3/\text{ч}$	Напор $H$ , м ст. ж.	Допустимый кавитаци- онный запас (сверх упру- гости паров) $\Delta h$ , м ст. ж.	Частота вращения $n$ , 1/мин	Мощность потребляе- мая $N$ , кВт	КПД на- соса $\eta$ , %
1	2	3	4	5	6	7
Насосы I подъема						
Кс 12-(50...110)	12	50...110	1,6	3 000	3,0...6,7	54
Кс 20-(65...110)	20	65...110	1,6	3 000	6,1...10,3	58
Кс 30-150	32	150	1,6	3 000	22	60
Кс 50-(55...110)	50	55...110	1,6	1 500	11,9...23,8	63
Кс 80-155	80	155	1,6	3 000	52	65
КсД 120-55/3	120	55	1,6	1 500	24,8	66
КсД 140-140/3	140	140	1,6	1 500	77	62
КсВ 200-220	200	220	2,5	1 500	164	73
КсВ 320-160	320	160	2,0	1 500	186	75
КсВ 320-210	320	210	1,6	1 500	255	75
		155	2	1 500	325	75

Продолжение

1	2	3	4	5	6	7
КсВ 500-85	500	85	1,6	1 000	154	75
КсВ 500-150	500	150	2,5	1 500	272	75
КсВ 500-220	500	220	2,5	1 500	400	75
КсВ 1000-95	1 000	95	2,5	1 000	342	76
КсВ 1500-120	1 500	120	2,3	740	620	73
КсВ 1600-90	1 600	90	2,8	1 000	515	76
КсВ 2200-90	2 200	90	2,7	1 000	746	76

## Насосы II подъема

ЦН 1000-220	1 000	210	15	2 900	763	75
	1 000	220		2 975	810	74
ЦН 1500-240	1 500	245	22	2 975	1 190	82
ЦН 1600-220	1 600	220	16	2 880	1 200	82
	1 600	220		2975	1 170	

Обозначения насосов: Кс — конденсатный насос; ЦН — центробежный насос; КсВ — конденсатный насос вертикального исполнения; цифры после букв — номинальная подача в м<sup>3</sup>/ч и напор при номинальной подаче в м ст. ж.

Примечания: 1. В числителе даны параметры насосов с гидромурфтой, в знаменателе — без гидромурфты.

2. Допустимый кавитационный запас отнесен к оси насоса или к оси входного патрубка для вертикальной конструкции насоса. Он не зависит от температуры перекачиваемой жидкости и разрежения в конденсатосборнике.

3. Мощность потребляемая определена при плотности конденсата  $\rho = 1000 \text{ кгс/м}^3$ .

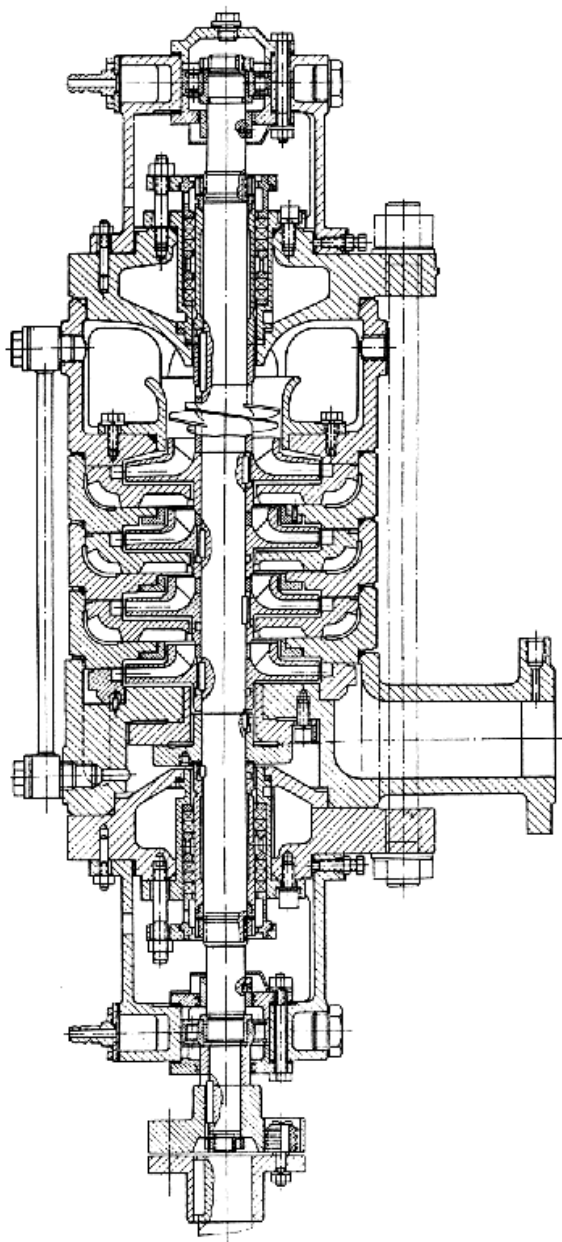
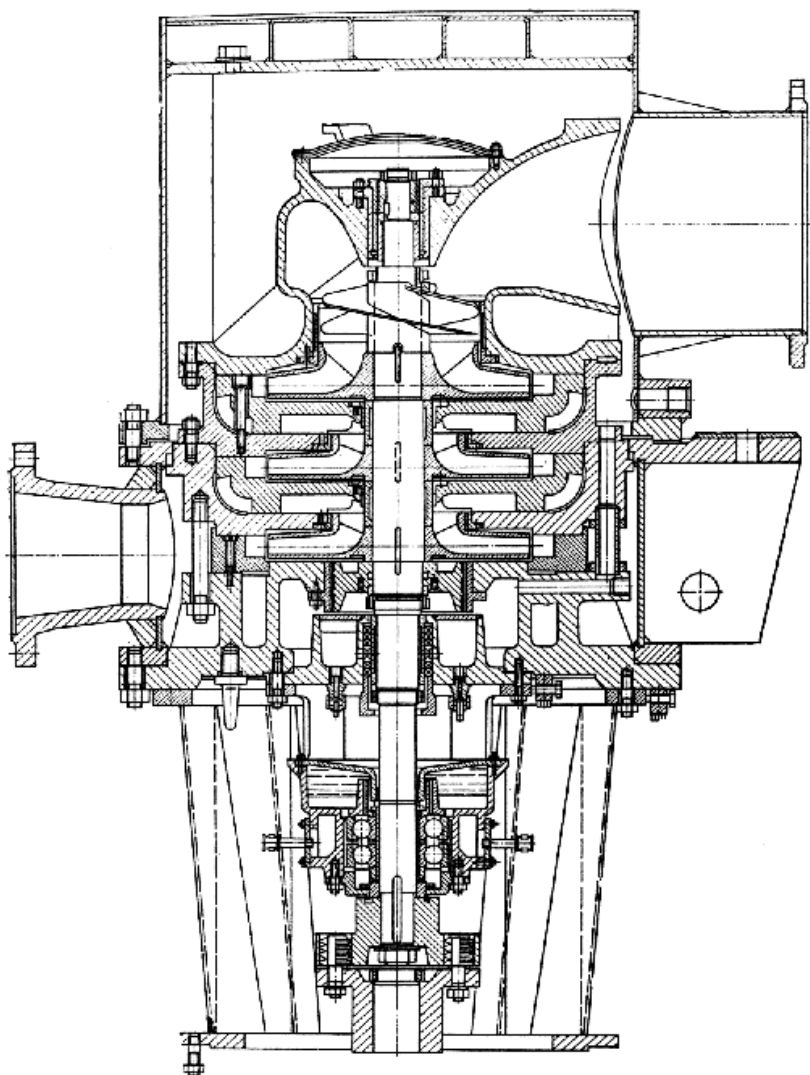


Рис. 10.13. Конденсатный насос Кс 30-150





**Рис. 10.14.** Конденсатный насос вертикального типа КсВ 500-85

б) отсутствие подсоса воздуха через работающий и неработающий насос;

в) обеспечение надежной параллельной работы в общую сеть. Насосы должны иметь стабильную форму напорной характеристики в зоне подач до 30% номинальной;

г) вибрация на корпусах подшипников должна быть не более 0,05 мм при  $n = 3000$  мин<sup>-1</sup> и 0,08 мм при более низких частотах;

д) насосы с подачей 200 м<sup>3</sup>/ч и выше снабжаются приборами и датчиками автоматического контроля и защиты.

Из условий компоновки и уменьшения занимаемой площади для крупных конденсатных насосов часто принимают вертикальное исполнение.

На рисунке 10.13 представлен общий вид конденсатного насоса типа Кс 30-150, а на рис. 10.14 — конденсатный насос вертикального исполнения КсВ 500-85.

### 10.4.3. Сетевые насосы

Сетевые насосы предназначены для подачи горячей воды по теплофикационным сетям и в зависимости от места установки применяются в качестве насосов: первого подъема, подающих воду из обратного трубопровода в подогреватели; второго подъема для подачи воды после подогревателей в теплофикационную сеть; рециркуляционных, установленных после водогрейных котлов.

Сетевые насосы могут работать как на ТЭЦ, так и на промежуточных насосных станциях теплофикационных систем. Сетевые насосы должны обладать повышенной надежностью, так как перебои или неполадки в работе насосов сказываются на режиме работы ТЭЦ и потребителей. Основной особенностью работы сетевых насосов являются колебания температуры подаваемой воды в широких пределах, что в свою очередь вызывает изменение давления внутри насоса. Сетевые насосы должны надежно работать в широком диапазоне подач, что безусловно требует стабильной формы напорной характеристики. Изменение параметров отдельных типов насосов может быть достигнуто за счет подрезки колес по наружному диаметру в пределах, оговоренных заводом-изготовителем, снижение КПД при этом не должно превышать 3%.

Сетевые насосы предназначены для работы на чистой воде с содержанием твердых включений не более 5 мг/кг с размером частичек до 0,2 мм.

Основные технические характеристики сетевых насосов приведены в табл. 10.3.

Таблица 10.3

Основные технические характеристики сетевых насосов

Тип насоса	Подача $Q$ , м <sup>3</sup> /ч	Напор $H$ , м ст. ж.	Допустимый кавитационный запас (сверх упругости па-ров) $\Delta h$ , м ст. ж.	Частота вращения $n$ , 1/мин	Мощность потребляемая $N$ , кВт	КПД насоса $\eta$ , %	Температура перекачиваемой воды $t$ , °С
СЭ 500-70	500	70	10	3 000	120	82	180
СЭ 800-60	800	60	5,5	1 500	150	81	180
СЭ 1250-45	1 250	45	7,5	1 500	185	82	180
СЭ 1250-70	1 250	70	7,5	1 500	295	82	180
СЭ 2000-100	2 000	100	22	3 000	640	85	180
СЭ 2500-60	2 500	60	12	1 500	475	86	120
СЭ 2500-180	2 500	180	28	3 000	1 460	84	120
СЭ 5000-70	5 000	70	15	1 500	1 095	87	120
СЭ 5000-160	5 000	160	40	3 000	2 350	87	120
СЭ 800-100	800	100	5,5	1 500	275	80	180
СЭ 1250-140	1 250	140	7,5	1 500	580	82	180

Обозначения насосов: СЭ — сетевой электронасос; цифры после букв — номинальная подача, м<sup>3</sup>/ч, и напор, м ст. ж.

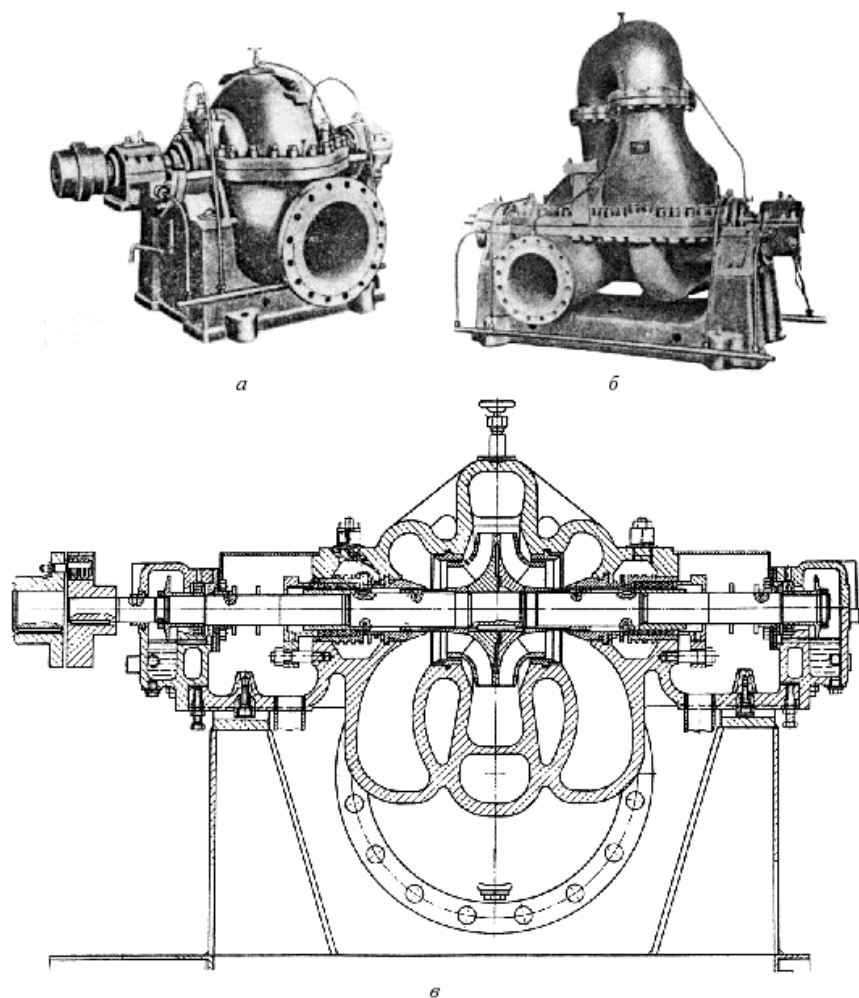
*Примечание:* Допустимый кавитационный запас отнесен к оси насоса. Он не зависит от температуры перекачиваемой жидкости.

На рисунке 10.15, *а, б* представлены общие виды одноступенчатого (с двухсторонним всасыванием) и двухступенчатого сетевого насоса; на рис. 10.15, *в* — разрез одноступенчатого насоса с двухсторонним всасыванием.

## 10.5. Центробежные вентиляторы

### 10.5.1. Основные понятия и параметры

Центробежными вентиляторами называют машины для перемещения чистых газов и смесей газов с мелкими твердыми материалами,



**Рис. 10.15.** Сетевой насос СЭ 500-70:  
*a* — общий вид одноступенчатого; *б* — двухступенчатого; *в* — продольный  
 разрез одноступенчатого с двухсторонним всасыванием

имеющие степень повышения давления не более 1,15 при плотности потока  $1,2 \text{ кг/м}^3$ . Характерным признаком центробежного вентилятора является повышение давления за счет работы центробежной силы газа, движущегося в рабочем колесе от центра к периферии.

При незначительном повышении давления газа изменением его термодинамического состояния можно пренебрегать. Поэтому к центробежным вентиляторам применима теория центробежных машин для несжимаемой среды.

Центробежные вентиляторы широко распространены в промышленности и коммунальном хозяйстве для вентиляции зданий, отсасывания вредных веществ в технологических процессах.

В теплоэнергетических установках центробежные вентиляторы применяются для подачи воздуха в топочные камеры котлов, перемещения топливных смесей в системах пылеприготовления, отсасывания дымовых газов и транспортирования их в атмосферу.

Конструктивное устройство центробежного вентилятора простейшего типа показано на рис. 10.16, *а*. Рабочее колесо вентилятора состоит из литой ступицы 1, жестко сопряженной с основным диском 2. Рабочие лопасти 3 крепятся к основному диску 2 и переднему диску 4, обеспечивающему необходимую жесткость лопастной решетки 5; 6 — шкив привода вентилятора. Корпус 7 вентилятора крепится к литой или сварной станине 8, на которой располагаются подшипники 9, несущие вал вентилятора с посаженным на него рабочим колесом; 10 и 11 — фланцы крепления всасывающей и напорной труб.

Центробежные вентиляторы выпускаются заводами в определенных геометрических сериях. Каждая серия характеризуется постоянством отношений сходственных размеров; размеры отдельных машин и их рабочие параметры в серии различны.

Геометрическая форма данной серии представляется аэродинамической схемой, где все размеры вентилятора даны в процентах от внешнего диаметра рабочего колеса (рис. 10.16, *б*).

Обозначение центробежных вентиляторов в соответствии с ГОСТом включает букву Ц, указывающую на основной признак типа — центробежный, пятикратное значение коэффициента полного давления на режиме при  $\eta_{\max}$ , округленное до целого числа, и быстроходность, тоже округленную до целого числа. Обозначение вентилятора включает и его номер, представляющий собой значение диаметра  $D_2$ , выраженное в дециметрах. Например, центробежный вентилятор с диаметром рабочего колеса 400 мм, имеющий при максимальном КПД коэффициент полного давления 0,86 и быстроходность 70, обозначается Ц4-70-4.

Характерной конструктивной величиной центробежного вентилятора является отношение выходного и входного диаметров межлопастных каналов рабочего колеса  $D_2/D_1$ . В обычных конструкциях это

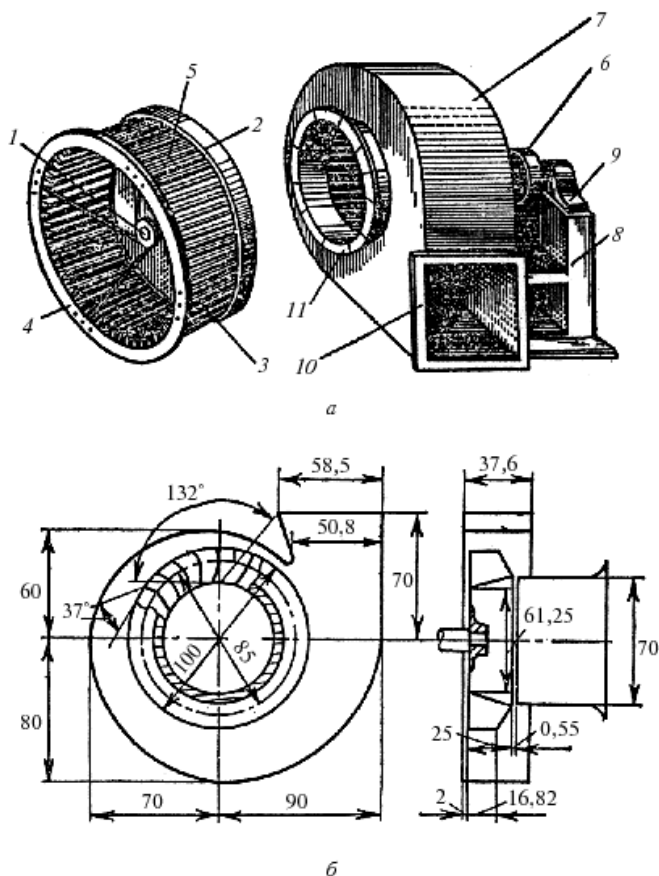


Рис. 10.16. Устройство (а) и аэродинамическая схема (б) центробежного вентилятора

отношение выбирается небольшим (1,2...1,45), радиальная длина лопасти составляет (0,084...0,16)  $D_2$ .

Теоретический напор вентилятора определяется по уравнению Эйлера

$$H_1 = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}, \quad (10.13)$$

где  $u_2$  и  $u_1$  — окружные скорости на входе и выходе потока с рабочими лопастями;  $c_{2u}$  и  $c_{1u}$  — проекции абсолютных скоростей на окружные соответственно;  $g$  — ускорение.

С учетом радиального входа потока на рабочие лопатки ( $c_{1u} = 0$ ) можно записать

$$H_r = \frac{u_2 c_{2u}}{g}. \quad (10.14)$$

Отсюда теоретическое давление вентилятора

$$p_r = \rho u_2 c_{2u}, \quad (10.15)$$

где  $\rho$  — средняя плотность перемешиваемого газа, кг/м<sup>3</sup>.

В реальном вентиляторе часть давления теряется в проточной части. Если оценить эти потери давления гидравлическим КПД, то действительное давление вентилятора

$$p = \eta_r p_r = \eta_r \rho u_2 c_{2u} = \rho \mu_2 \eta_r u_2^2,$$

где  $\mu = c_{2u}/u_2$  — коэффициент закручивания потока на выходе.

Обозначим  $\bar{p} = \eta_r \mu_2$  тогда

$$\bar{p} = \frac{p}{\rho u_2^2} \quad (10.16)$$

называется коэффициентом полного давления.

Следовательно, действительное давление вентилятора

$$p = \bar{p} \rho u_2^2. \quad (10.17)$$

Полное давление вентилятора обычно определяют экспериментальным путем как разность полных давлений на выходе и входе вентилятора:

$$p = (p_{2ст} - p_{1ст}) + \frac{\rho(c_2^2 - c_1^2)}{2},$$

где  $p_{1ст}$ ,  $p_{2ст}$  — статическое давление потока соответственно на входе и выходе вентилятора, Па;  $c_1$  и  $c_2$  — соответствующие абсолютные скорости потока, м/с.

Работа вентилятора при данной частоте вращения характеризуется объемной подачей  $Q$ , полным давлением  $p$ , мощностью  $N$ , полным КПД  $\eta$ .

Полезная мощность, кВт, вентилятора определяется по формуле

$$N_{пол} = p Q, \quad (10.18)$$

где  $Q$  — объемная подача (производительность) вентилятора, м<sup>3</sup>/с.

Мощность на валу (эффективная мощность)  $N$  обычно определяется при испытании вентилятора.

Вентиляторы характеризуются двумя КПД:  
полным

$$\eta = \frac{pQ}{N} \quad (10.19)$$

и статическим, так как в некоторых случаях для вентиляторов характерно не полное давление, ими развиваемое, а лишь статическая часть его  $p_{ст}$  или соответственно статический напор  $H_{ст}$ .

$$\eta_{ст} = \frac{p_{ст}Q}{N}, \quad (10.20)$$

где  $p_{ст} = p_{2ст} - p_{1ст}$ .

Статический КПД дополняет оценку эффективности вентилятора, так как в полной энергии, сообщаемой потоку газа, существенную долю составляет кинетическая энергия. Ориентировочно  $\eta_{ст}$  меньше  $\eta$  на 20...30%.

Мощность двигателя для привода вентилятора, кВт, выбирают с запасом на возможные отклонения рабочего режима от расчетного

$$N_{эл} = (1,05...1,2) pQ/1000\eta\eta_{пер}, \quad (10.21)$$

где  $\eta$  — полный КПД вентилятора;  $\eta_{пер}$  — КПД передачи при непосредственном соединении валов двигателя и вентилятора  $\eta_{пер} = 1,0$ ; при клиноременной передаче  $\eta_{пер} = 0,92$ .

*Коэффициент быстроходности*  $n_s$  вентилятора характеризует конструкцию рабочего колеса, следовательно, способность создавать давление. Если принять плотность воздуха  $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ , то

$$n_s = \frac{53n\sqrt{Q}}{p^{3/4}}, \quad (10.22)$$

где  $n$  — число оборотов вентилятора, 1/с.

Для каждого типа вентилятора характерно определенное значение коэффициента быстроходности (табл. 10.4).

Таблица 10.4

**Коэффициент быстроходности вентиляторов**

Вентиляторы	Коэффициент быстроходности
Центробежные высокого давления	10...30
Центробежные низкого и среднего давления с лопатками:	
отогнутыми вперед	30...60
отогнутыми назад	50...80
Центробежные двустороннего всасывания	80...120



### 10.5.2. Характеристики. Регулирование подачи центробежных вентиляторов

Характеристиками вентиляторов называют графики зависимостей напоров, мощности на валу и КПД от объемной подачи.

Характеристики получаются непосредственным испытанием вентиляторов при постоянной частоте вращения и строятся для воздуха с  $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ .

При пересчете характеристик, построенных для стандартных условий при  $p_0 = 760 \text{ мм рт. ст.}$   $T = 293 \text{ К}$  и  $\psi = 50\%$ , на реальные следует иметь в виду, что подача, напор и КПД остаются неизменными, а давление и мощность на валу изменяются пропорционально плотности газа, подаваемого вентилятором, т. е.

$$p = p_0 \frac{\rho}{1,2} \text{ и } N = N_0 \frac{\rho}{1,2}.$$

Характеристики при переменной частоте вращения строятся по условиям подобия (рис. 10.17).

$H$ , мм вод. ст.

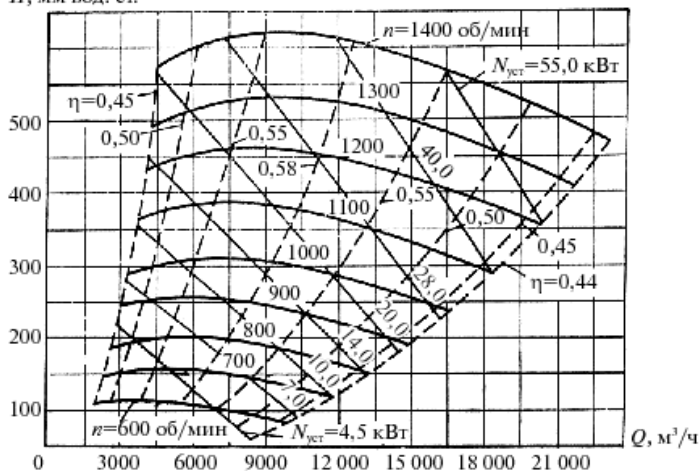


Рис. 10.17. Размерная характеристика вентилятора ВВД № 11 при  $n = \text{var}$

Регулирование подачи вентиляторов можно производить следующими способами:

- 1) изменением частоты вращения вала вентилятора;
- 2) дросселированием на входе и выходе вентилятора;
- 3) направляющим аппаратом различных конструкций на входе.

*Первый способ* требует применения электродвигателей с переменной частотой вращения (коллекторных или двухскоростных). Возможно применение двигателей с постоянной частотой вращения при включении между валами двигателя и вентилятора вариатора частоты вращения (обычно гидромфты). В обоих этих вариантах вентиляторная установка усложняется и удорожается, и поэтому такой способ регулирования применяется только для крупных вентиляторов в особо ответственных установках.

В некоторых случаях для привода вентиляторов применяют электродвигатели с фазовым ротором, в которых с помощью специальных контактных колец и реостата можно регулировать сопротивление в цепи ротора и таким образом изменять частоту вращения вала.

В настоящее время для регулирования подачи вентиляторов изменением частоты вращения применяют приводные двигатели с тиристорными преобразователями частоты.

*Второй способ* применяется очень широко ввиду его конструктивной простоты. Вентиляторы малых и средних размеров, приводимые асинхронными короткозамкнутыми двигателями, регулируются этим способом, единственно в таких условиях доступным.

*Третий способ* распространен для вентиляторов с большой подачей в шахтных установках и особенно в станционной теплоэнергетике (дутовые вентиляторы, дымососы).

По затратам энергии на привод в режимах регулирования при одинаковых подачах указанные способы не равноценны.

Для любых типов вентиляторов худшим способом регулирования является дроссельное, дающее наибольшую затрату энергии.

### 10.5.3. Конструктивное выполнение вентиляторов

Конструкция вентилятора определяется его аэродинамической схемой, под которой понимается схематический чертеж его проточной части с указанием основных размеров в долях наружного диаметра колеса (рис. 10.16, б).

Конструктивная форма и размеры вентилятора определяются его подачей, давлением и частотой вращения.

Формы конструкций рабочих колес вентиляторов даны на рис. 10.18:

Барабанная (а) и кольцевая (б) формы свойственны вентиляторам низкого давления с лопатками, загнутыми вперед; формы, представ-

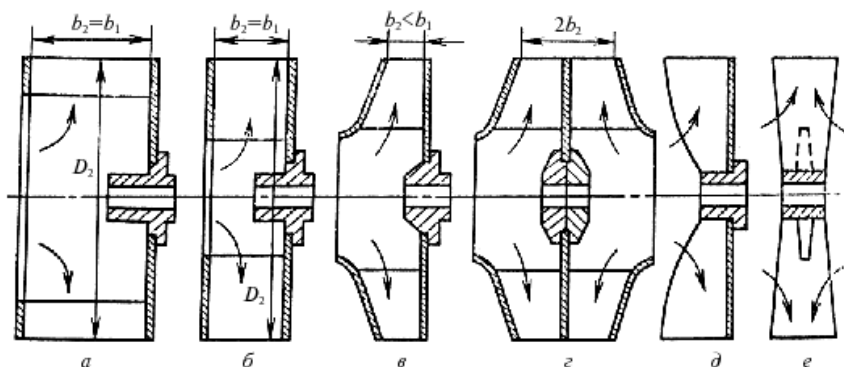


Рис. 10.18. Схемы конструкции рабочих колес центробежных вентиляторов

ленные на рис. 10.8 *в* и *г*, характерны соответственно для вентиляторов низкого, среднего и высокого давлений с лопатками, загнутыми назад.

Форма *г* применяется для колес большой подачи и находит, в частности, применение для дутьевых вентиляторов и дымососов ТЭС.

Открытые однодисковые (*д*) и бездисковые (*е*) колеса применяются в пылевых вентиляторах, служащих для подачи смесей газов с твердыми частицами, например в системах пылеприготовления ТЭС.

По назначению вентиляторы подразделяются на следующие группы: общего назначения (Ц); дутьевые (ВД); дымососы (Д); горячего дутья (ВДГ); мельничные (ВМ); специального назначения.

По направлению вращения рабочего колеса различают вентиляторы правого вращения (колесо вращается по часовой стрелке, если смотреть со стороны привода) и левого вращения. По направлению выхода газа вентиляторы изготавливаются с различными положениями корпуса.

По быстроходности центробежные вентиляторы разделяются на вентиляторы малой ( $n_s = 10...30$ ), средней ( $n_s = 30...60$ ) и большой ( $n_s = 60...80$ ) быстроходности. С увеличением  $n_s$  размеры вентилятора в осевом направлении увеличиваются, а разность диаметров  $D_2$  и  $D_1$  уменьшается. Наиболее экономичны центробежные вентиляторы ( $\eta_{\max} \geq 0,8$ ) с лопатками, загнутыми назад, имеющие  $n_s = 50...80$ . Эти вентиляторы широко применяются в вентиляционных и технологических установках.

Вентиляторы общего назначения по полному давлению, создаваемому при номинальном режиме, подразделяются на вентиляторы

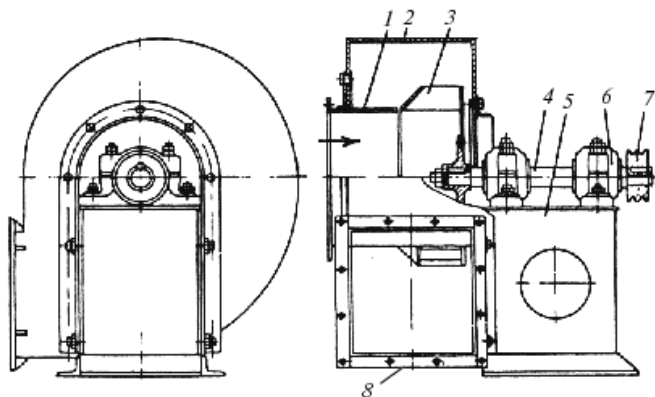
низкого (до 1 кПа), среднего (1...3 кПа) и высокого (свыше 3 кПа) давления.

К вентиляторам низкого давления относятся вентиляторы средней и большой быстроходности. Рабочие колеса этих вентиляторов имеют широкие листовые лопатки. Окружная скорость вращения колес менее 50 м/с. Вентиляторы низкого давления используются в вентиляционных системах.

Вентиляторы среднего давления имеют окружную скорость до 80 м/с, их лопатки выполняются загнутыми как вперед, так и назад; они применяются как в вентиляционных, так и технологических установках различного назначения.

Вентиляторы высокого давления имеют окружную скорость свыше 80 м/с, лопатки загнуты назад.

Широкое применение в промышленности и энергетике получили вентиляторы общего назначения, которые используются для перемещения воздуха и неагрессивных газов с температурой до 80 °С, не содержащих вредных веществ, волокнистых материалов, а также твердых примесей в количестве более 100 мг/м<sup>3</sup>. Эти одноступенчатые со спиральными корпусами и горизонтально расположенной осью вращения машины имеют рабочие колеса диаметром 200...3150 мм (рис. 10.19) и обеспечивают производительность до 30 м<sup>3</sup>/с и давление до 11 кПа.



**Рис. 10.19.** Центробежный вентилятор общепромышленного назначения:  
1 — входной коллектор; 2 — корпус; 3 — рабочее колесо; 4 — вал; 5 — стойка;  
6 — подшипники; 7 — шкив; 8 — фланец выходного отверстия

Вентиляторы общего назначения обозначаются буквой Ц (центробежный), далее следует число, обозначающее пятикратное значение

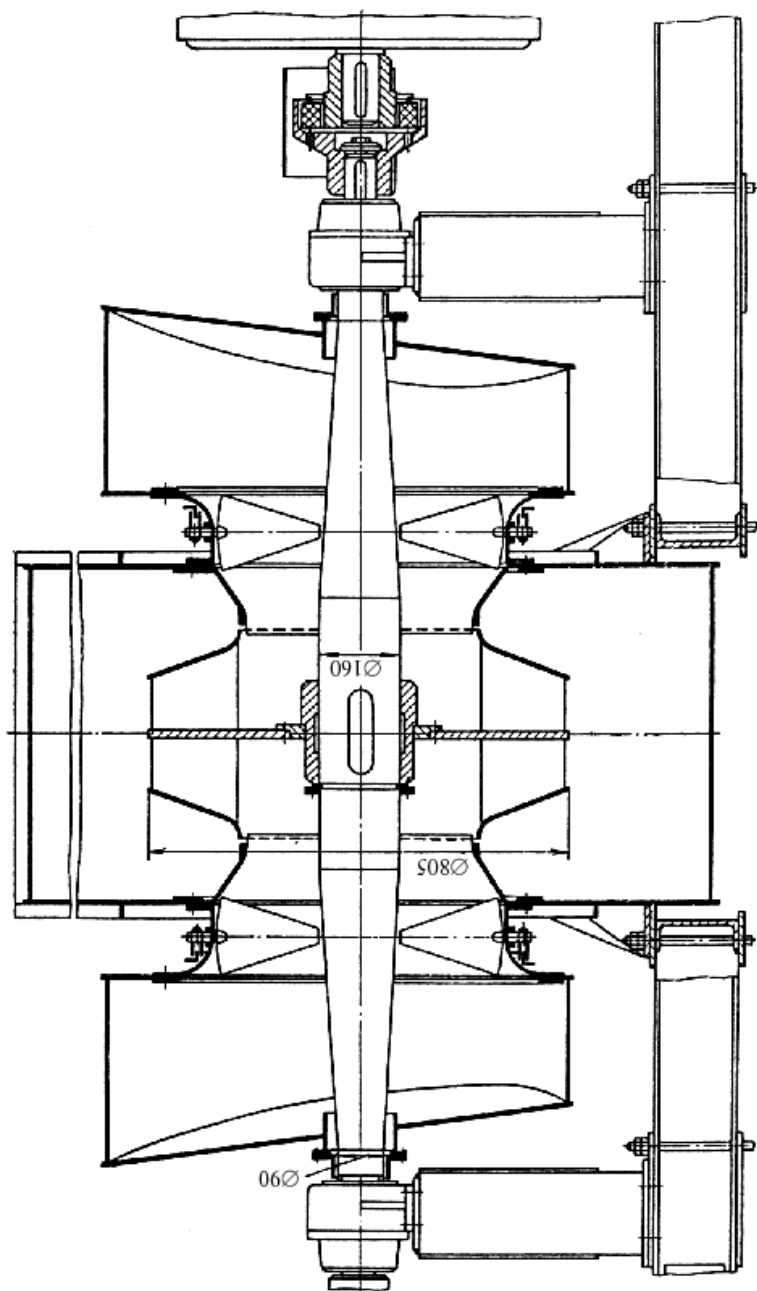


Рис. 10.20. Вентилятор высокого давления двухстороннего всасывания

коэффициента полного давления, округленное до целого значения, на режиме максимального КПД и через тире — быстроходность, тоже округленная до целого числа. Обозначение вентилятора включает в себя и его номер — диаметр колеса в дециметрах.

Например, центробежный вентилятор с диаметром рабочего колеса 800 мм, имеющий при максимальном КПД  $\bar{p} = 0,86$  и  $n_s = 70$ , обозначается Ц 4-70 № 8. Вентиляторы общего назначения выпускаются по четырем основным аэродинамическим схемам: Ц 4-70, Ц 4-76, Ц 14-46, Ц 10-28. Самой распространенной аэродинамической схемой является схема Ц 4-70, разработанная ЦАГИ. В качестве примера на рис. 10.20 представлена конструкция вентилятора высокого давления с двухсторонним всасыванием.

Вентиляторы, предназначенные для перемещения воздуха с различными примесями в виде твердых частиц — золы, пыли, волокнистых материалов, называют пылевыми. В обозначении пылевого вентилятора добавляется буква П, например: ЦП 6-46.

Пылевой вентилятор состоит из входного патрубка, рабочего колеса и спирального корпуса, однако в связи со своим целевым назначением имеет и ряд особенностей: передний диск колеса отсутствует, число лопаток небольшое, лопатки укреплены консольно к заднему диску, имеются большие зазоры между входным патрубком и колесом. В связи с вышеуказанным пылевые вентиляторы имеют более низкий КПД ( $\eta = 0,53 \dots 0,66$ ).

Для вытяжки воздуха из помещений промышленных предприятий по вертикальному вентиляционному каналу на кровлях зданий устанавливают крышные радиальные вентиляторы, например КЦ 3-90. Эти вентиляторы практически работают без сети, развивают небольшое статическое давление и максимальную производительность, имеют большой относительный диаметр входа и широкие колеса. За колесом устанавливается специальный диффузор.

## 10.6. Поршневые компрессоры

### 10.6.1. Устройство и работа поршневого компрессора

Поршневые компрессоры по конструктивным признакам сходны с поршневыми насосами. Конструктивная схема одноступенчатого компрессора с цилиндром двойного действия и индикаторная диа-

грамма представлены на рис. 10.21. Цилиндр компрессора, закрытый с обеих сторон крышками, имеет две полости. В стенках цилиндра в специальных коробах расположены всасывающий и нагнетательный клапаны, они открываются и закрываются автоматически под действием перепада давлений между рабочей полостью и соответствующей камерой (всасывающей либо нагнетательной).

Цилиндры поршневых компрессоров чаще всего охлаждаются водой. Для этого в них предусмотрена специальная водяная рубашка. Небольшие компрессоры выполняются с воздушным охлаждением, а их поршень соединен непосредственно с шатуном (бескрейцкопфные компрессоры). В месте прохода штока через крышку цилиндра помещается уплотнение, называемое сальником.

Перепад давлений, обеспечивающий открытие клапанов и преодоление их гидравлических сопротивлений, определяет дополнительные затраты работы по сравнению с идеальным компрессорным циклом (см. на рис. 10.21, б заштрихованные площадки на индикаторной диаграмме).

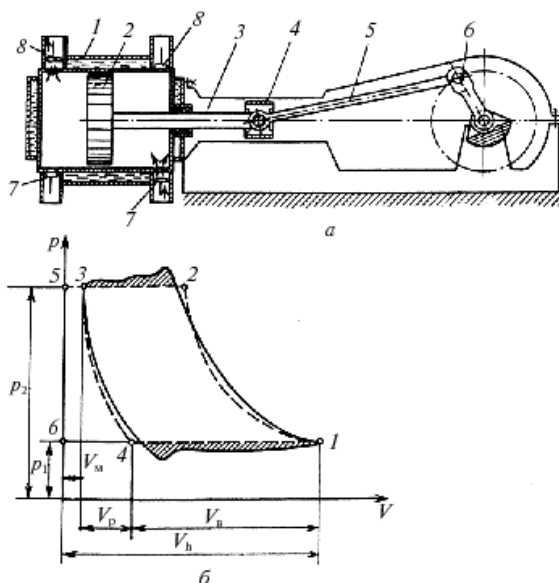


Рис. 10.21. Одноступенчатый поршневой компрессор двухстороннего действия:

а — схема:

- 1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — шток; 4 — крейцкопф; 5 — шатун;  
 б — кривошип; 7 и 8 — всасывающий и нагнетательный клапаны; б — индикаторная диаграмма (цифры на диаграмме соответствуют точкам процесса)

В рабочей полости цилиндра в конце нагнетания всегда остается газ объемом  $V_m$ , который называется мертвым объемом. Его величина определяется в основном размерами зазора между поршнем, находящимся в крайнем положении, и крышкой цилиндра, необходимого для исключения удара поршня о крышку.

Отношение объема мертвого пространства  $V_m$  к объему, описываемому поршнем,  $V_h$ , называется относительным объемом мертвого пространства:

$$a = V_m/V_h.$$

У хорошо сконструированных больших компрессоров  $a < 0,05$ . Остаток газа в мертвом пространстве расширяется по линии 3—4, поэтому всасывание газа начинается не в начале хода поршня, а в конце процесса расширения, т. е. в точке 4. Следовательно, объем  $V_v$  фактически поступившего в цилиндр газа оказывается меньше рабочего объема цилиндра.

Отношение объема всасываемого газа  $V_v$  к объему, описываемому поршнем,  $V_h$ , называется *объемным коэффициентом*:

$$\lambda_v = V_v/V_h.$$

Считая процесс расширения (3—4) политропным можно записать:

$$V_p/V_m = (p_2/p_1)^{1/n} = \varepsilon^{1/n}.$$

Для современных компрессоров  $\lambda_v = 0,7...0,9$ .

Снижение подачи компрессора связано также с отсутствием герметичности цилиндра (возможны утечки газа через клапаны, сальники), подогревом газа в процессе всасывания и с другими причинами и в целом характеризуется *коэффициентом подачи*

$$\lambda = V_d/V_T,$$

где  $V_d$  — действительная;  $V_T$  — теоретическая подача компрессора. Для компрессоров, имеющих цилиндры простого действия,

$$V_T = FS n_0 = V_h n_0,$$

где  $F$  — площадь поршня;  $S$  — ход поршня;  $n_0$  — частота вращения вала.

Коэффициент подачи  $\lambda$  определяется при испытаниях машины и обычно составляет 0,6...0,85.

Для увеличения подачи поршневых компрессоров необходимо увеличивать размеры цилиндров и поршней, в результате чего возрастает сила инерции возвратно-поступательных масс машины. Поэтому



поршневые компрессоры проектируют с довольно низкими частотами вращения вала. С технико-экономических позиций подачу поршневого компрессора, равную  $3,5 \text{ м}^3/\text{с}$ , следует считать предельной, хотя имеются и более мощные машины.

### 10.6.2. Мощность и КПД компрессора

Ранее отмечалось, что компрессоры выполняются обычно с водяным охлаждением цилиндра и его крышки. При этом обеспечивается довольно интенсивный теплообмен и процессы сжатия и расширения являются политропными со средними значениями показателей  $n = 1,35$  и  $n = 1,2$  (для двухатомных газов).

Точный расчет работы цикла компрессора производится по уравнениям термодинамики реальных газов.

Расчет компрессоров с конечным давлением сжатия до 10 МПа по уравнениям термодинамики идеального газа дает результаты, весьма близкие к действительным.

При расчете работы, затрачиваемой на валу компрессора, можно пренебречь влиянием мертвого пространства. Последнее не оказывает заметного влияния на потребление энергии компрессором, потому что работа, затрачиваемая на сжатие газа в объеме мертвого пространства, в значительной мере возвращается в процессе расширения.

Для вычисления мощности компрессора используют относительный изотермический КПД

$$N = \frac{N_{\text{из}}}{\eta_{\text{из}} \eta_{\text{м}}} . \quad (10.23)$$

Используя выражение удельной энергии изотермического компрессорного процесса  $L_{\text{из}}$ , Дж/кг, и значение массовой подачи компрессора  $M$ , кг/с, окончательно получим

$$N = \frac{ML_{\text{из}}}{1000\eta_{\text{из}}\eta_{\text{м}}} = \frac{p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}}{1000\eta_{\text{из}}\eta_{\text{м}}} , \quad (10.24)$$

где  $p_1$  и  $p_2$  — давления на всасывающей и нагнетательной стороне, Па;  $V_1$  — объемная производительность компрессора (подача) по условиям всасывания,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $\eta_{\text{из}}$  — изотермический КПД, который зависит от интенсивности охлаждения и лежит в пределах  $0,65 \dots 0,85$ ;  $\eta_{\text{м}}$  — механический КПД, для компрессоров в крейцкопфном исполнении  $\eta_{\text{м}} = 0,9 \dots 0,93$ , малых бескрейцкопфных  $\eta_{\text{м}} = 0,8 \dots 0,85$ .

### 10.6.3. Характеристики и регулирование подачи

Компрессор обычно подключается к системе трубопроводов, на которых установлены запорные, регулирующие и другие устройства. Совокупность этих устройств и трубопроводов называется *сетью*. Гидравлические свойства сети определяются ее *характеристикой*, т. е. зависимостью между расходом  $V_c$  и давлением  $p_c$  в сети. Характеристика большинства газовых сетей имеет вид параболы.

Одной из важных *характеристик компрессора* является зависимость между его подачей  $V_0$  и рабочим давлением  $p_2$ ,  $p_2 = f(V_0)$ . В расчетном режиме подача поршневого компрессора практически не зависит от развиваемого давления, и характеристики  $p_2 = f(V_0)$  для различных значений  $n_0$  близки к вертикальным линиям (рис. 10.22).

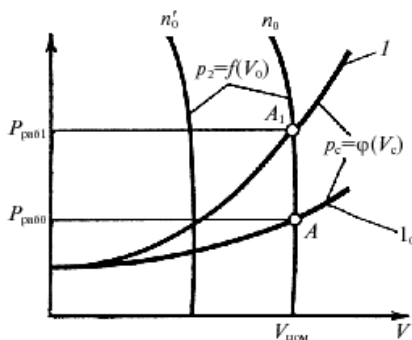


Рис. 10.22. Работа поршневого компрессора на различные сети ( $I$  и  $I_0$ ) с различной частотой ( $n_0$  и  $n'_0$ )

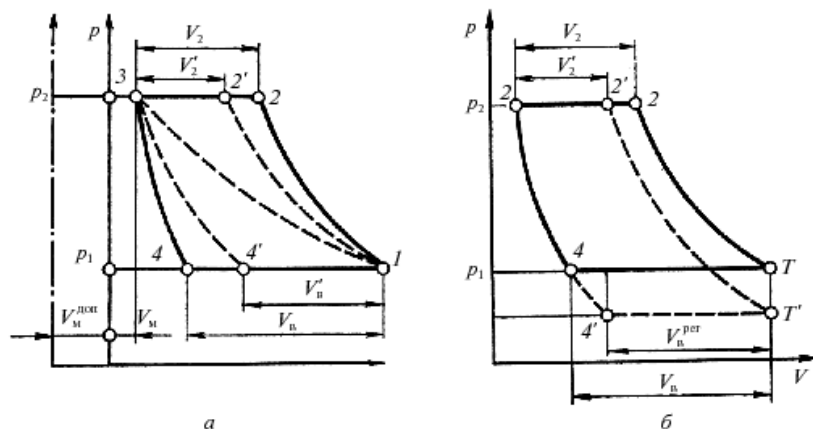
Пересечение характеристик компрессора и сети определяет рабочую точку  $A$ , а с ней и рабочие параметры машин — подачу и давление. Расход газа в сети по условиям работы потребителей обычно непостоянен. Во избежание резких колебаний давления газа в сети необходимо изменять подачу компрессоров так, чтобы она всегда соответствовала потреблению. Регулирование подачи компрессоров в настоящее время осуществляется следующими способами: отключением одной или нескольких машин при их параллельной работе на сеть; изменением частоты вращения вала компрессора; изменением объема мертвого пространства цилиндра; дросселированием потока на всасывании и отжатием пластин всасывающего клапана.

*Периодические остановки компрессора* (отключение машины от сети) возможны лишь при значительном и, главное, длительном снижении потребления газа.

*Изменение частоты вращения вала* пропорционально изменяет подачу и индикаторную мощность машины. Такое регулирование может быть осуществлено в установках с приводом от турбины, ДВС и электродвигателя постоянного тока. Электродвигатели переменного тока как основной вид привода поршневых компрессоров чаще всего не приспособлены для регулирования частоты их вращения.

В последнее время для изменения частоты вращения вала широко используется применение на приводных двигателях тиристорных преобразователей частоты, что позволяет регулировать подачу компрессора.

*Изменение объема мертвого пространства* достигается подключением к цилиндру отдельной полости, постоянного или переменного объема. Подключение дополнительного мертвого объема  $V_m^{\text{доп}}$  уменьшает объем всасываемого газа ( $V_n' < V_n$ ), так как политропа расширения  $3-4'$  становится более пологой (см. рис. 10.23, а) (для удобства сравнения процесс расширения с  $V_m^{\text{доп}}$  изображен в сдвинутой системе координат). Новая политропа сжатия ( $1-2'$ ) будет соответствовать меньшему объему подаваемого в сеть газа,  $V_2' < V_2$ . В пределе объем мертвого пространства может быть таким, что политропы расширения и сжатия совпадут по линии  $1-3$  и подача станет равной нулю. Такой способ регулирования применяется на новейших компрессорах со средней и большой подачей.



**Рис. 10.23.** Индикаторная диаграмма одноступенчатого поршневого компрессора при регулировании подключением дополнительного мертвого объема (а) и дросселированием на всасывании (б)

*Дросселирование газа на всасывании* осуществляется задвижкой. В результате падения давления перед компрессором объем всасываемого газа уменьшается от  $V_v$  до  $V_v^{пер}$  (рис. 10.23, б), а объем подачи уменьшается с  $V_2$  до  $V_2'$ , но при этом растут степень повышения давления в цилиндре  $\epsilon_p$  и связанная с ней температура. Во избежание воспламенения смазки, применяемой в цилиндрах, температура газа на нагнетании не должна превышать 160...170 °С.

*Отжимание пластин всасывающего клапана.* Схема регулирования отжиманием пластин всасывающего клапана показана на рис. 10.24. Если вследствие уменьшения расхода из сети давление в баллоне 1 повысится, то повышенное давление, передаваясь по импульсной трубке 2 к поршневому механизму 3, преодолеет натяжение пружины и подвинет вниз поршень 4. Шток поршня имеет на конце вилку 5, рожки которой будут препятствовать пластине всасывающего клапана садиться на седло. При этом сжатия и подачи газа не произойдет, потому что всасывающий клапан будет открыт, и газ из цилиндра будет выталкиваться во всасывающий трубопровод. Вследствие этого произойдет пропуск сжатия и подачи. Это будет продолжаться до тех пор, пока давление в баллоне 1 не понизится и поршень 4 не приведет вилку 5 в нормальное положение, не препятствующее пластине клапана  $K_1$  плотно садиться на место. Таким образом, уменьшение подачи компрессора достигается здесь пропусками подачи. Это очень простой способ регулирования, но энергетическая эффективность его мала, так как на холостой ход при пропуске подачи затрачивался не менее 15% полной мощности. Такой способ регулирования применяется для компрессоров с любыми степенями сжатия и подачами.

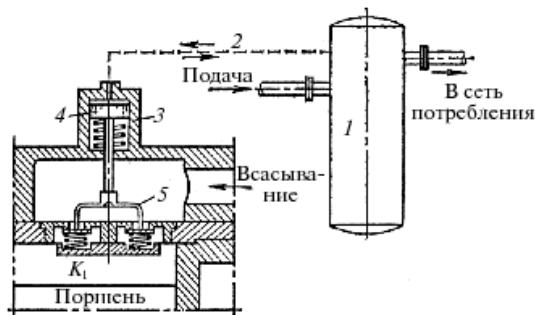


Рис. 10.24. Схема регулирования подачи компрессора отжиманием пластин всасывающего клапана

### 10.6.4. Многоступенчатые компрессоры

Одноступенчатые поршневые компрессоры с водяным охлаждением цилиндра применяются в основном для сжатия газов до давлений менее 0,6 МПа. Более высокие давления получают в многоступенчатых компрессорах с охлаждением газа в холодильнике после каждой ступени.

При сжатии газа температура его повышается. В таблице 10.5 приведены конечные температуры воздуха, сжимаемого при различных условиях в компрессоре. Так как компрессорные смазочные масла имеют температуру вспышки 493...533 К, то конечные температуры сжатия 493...443 К, получаемые при  $\varepsilon_p = 8$ , являются опасными. Электрические разряды невысокого потенциала, возникающие в проточной части компрессоров, могут вызвать возгорание нагара на стенках цилиндра и затем, при достаточной концентрации масляных паров в воздухе, взрыв компрессора.

Таблица 10.5

Температура воздуха при адиабатном и политропном процессах сжатия

$\varepsilon_p = p_2/p_1$	Конечная температура воздуха, К		
	Адиабатное сжатие	Политропное сжатие с охлаждением цилиндра	Политропное сжатие с охлаждением цилиндра и крышки
2	358	337	325
4	438	402	372
6	493	454	409
8	536	493	443

Приведенные соображения ограничивают степень повышения давления в одном цилиндре компрессора.

В современных компрессорах с водяным охлаждением степени повышения давления в одном цилиндре выше 7 встречаются редко, в отечественных конструкциях большой подачи  $\varepsilon_p \leq 4$ . Если степень повышения давления компрессора превышает 7, то процесс сжатия ведут в нескольких последовательно включенных полостях — ступенях давления — и при переходе из одной ступени в другую газ охлаждают в промежуточных охладителях.

Количество ступеней  $z$  необходимое для достижения заданной степени повышения давления, принимают в пределах:

$\varepsilon_p$	$z$
До 6	1
6...30	2
30...100	4

Многоступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением приближает рабочий процесс компрессора к изотермическому. Поэтому при заданной степени повышения давления компрессора применение ступенчатого сжатия обуславливает существенную экономию мощности приводного двигателя.

### 10.6.5. Мощность многоступенчатого компрессора

В многоступенчатых компрессорах с числом ступеней  $z$  при одинаковых работах отдельных ступеней изотермическая мощность компрессора определяется формулой

$$N_{\text{из}} = \frac{p_1 Q_1}{1000} \ln \frac{p_2}{p_1} z. \quad (10.25)$$

Мощность на валу компрессора при указанном условии

$$N = \frac{p_1 Q_1}{1000 \eta_{\text{из}} \eta_{\text{м}}} \ln \frac{p_2}{p_1} z. \quad (10.26)$$

Если работа отдельных ступеней неодинакова, то мощность на валу компрессора определяется как сумма мощностей отдельных ступеней.

В качестве примера на рис. 10.25 показан оппозитный компрессор типа ВМ с двумя ступенями сжатия. Воздух через всасывающий

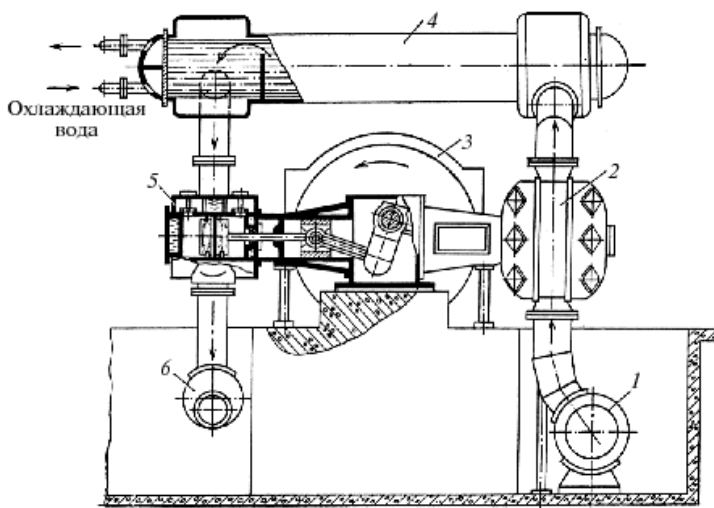


Рис. 10.25. Двухступенчатый оппозитный компрессор типа ВМ

патрубок 1 поступает в цилиндр первой ступени сжатия 2, где сжимается до давления около 0,3 МПа, и затем направляется в промежуточный воздухоохладитель 4. После охлаждения там до температуры 30...40 °С воздух дожимается в цилиндре второй ступени 5 и подается в нагнетательный патрубок 6. Приводной электродвигатель 3 расположен на конце коленчатого вала.

## Контрольные вопросы

1. Объясните способ действия динамических и объемных нагнетателей.
2. Перечислите основные параметры нагнетательных машин.
3. Что такое параллельное и последовательное соединение нагнетателей? В каких случаях они применяются?
4. Какие существуют практические способы регулирования подачи центробежных насосов?
5. Назовите основные показатели и характеристики центробежных вентиляторов.
6. Какие существуют способы регулирования производительности вентиляторов?
7. Какие процессы происходят в реальном поршневом компрессоре?
8. Как определить мощность и КПД поршневого компрессора?
9. Какие существуют способы регулирования подачи поршневого компрессора?

# СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Алексеев Г. Н.* Общая теплотехника. М. : Высшая школа, 1980.
2. *Бальян С. В.* Техническая термодинамика и тепловые двигатели. М. : Машиностроение, 1973.
3. *Баттиданов А. Н., Тарасов В. И.* Электрические станции и подстанции. М. : Энергия, 1982.
4. *Безруких И. П.* Состояние и тенденции развития нетрадиционных возобновляемых источников энергии // *Электрика*. 2003. № 4.
5. *Белей В. Ф.* Выбор ветроустановок на основе опыта эксплуатации ветропарка Калининградской области // *Электрика*. 2003. № 2.
6. *Белинский С. Я., Липов Ю. М.* Энергетические установки электростанций. М. : Энергия, 1974.
7. *Быстрицкий Г. Ф.* Энергосиловое оборудование промышленных предприятий. М.; Академия, 2003.
8. *Быстрицкий Г. Ф.* Основы энергетики. М. : ИНФРА-М, 2005.
9. *Велихов Е. П.* Новые тенденции в энергетической стратегии России // *Перспективы энергетики*. / М. : Московский Международный Энергетический Клуб. 2002. Т. 6. № 2.
10. *Веников В. А., Путятин Е. В.* Введение в специальность. М. : Высшая школа, 1980.
11. Верхне-Мутновская геотермальная электростанция / О. В. Бритвин, О. А. Поваров, Е. Ф. Ключков // *Теплоэнергетика* 1999. № 2.
12. Геотермальные промышленность и технологии в России / О. А. Поваров, Ю. Л. Лукашенко, Г. В. Томаров, С. Д. Циммерман. Тяжелое машиностроение. 2001. № 1.
13. Гидроэлектрические станции / под ред. В. Я. Карелина, Г. И. Кривченко. М. : Энергоатомиздат, 1987.
14. *Гирифельд В. Я., Кароль Л. А.* Тепловая часть тепловых электрических станций и гидромеханическая часть гидроэлектростанций. М. : Энергия, 1970.
15. *Кошелев А. А.* Перспективы использования возобновляемых природных ресурсов в энергетике России // *Перспективы энергетики*. Московский Международный Энергетический Клуб. 2002. Т. 6. № 1.
16. *Кучеров Ю. Н.* Развитие электроэнергетики России // *Перспективы энергетики*. Московский Международный Энергетический Клуб. 2002. Т. 6. № 2.
17. *Немцев З. Ф., Арсеньев Г. В.* Теплоэнергетические установки и теплоснабжение. М. : Энергоиздат, 1982.
18. *Общая теплотехника / А. П. Баскаков, М. И. Гуревич, Н. И. Решетин, Н. Ф. Рысаков, Н. Б. Шалаев.* М.; Л. : Госэнергоиздат, 1963.



19. Основы современной энергетики / под общ. ред. чл. корр. РАН Е. В. Аметистова; В 2-х частях. М. : МЭИ, 2002.
20. Рожкова Л. Д., Козулин В. С. Электрооборудование станций и подстанций. М. : Энергоатомиздат, 1987.
21. Стефенсон Р. Введение в ядерную технику. М. : Государственное изд-во технико-теоретической литературы, 1956.
22. Щегляев А. В. Паровые турбины. М. : Энергия, 1967.