

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

| | | | |
|--------------------------|--|---------------------|--|
| A | — амплитуда колебаний, м, мм, мкм; | h_0 | — энтальпия пара перед турбиной, кДж/кг; |
| a_* | — скорость звука, м/с; | | энтальпия пара перед ступенью, кДж/кг; |
| a_1, a_2 | — ширина каналов на выходе соответственно для сопловой и рабочей решеток, м, мм; | h_1, h_2 | — энтальпия пара перед и за рабочей решеткой ступени, кДж/кг; |
| B | — количество топлива, кг, т; барометрическое давление, Па, мм рт. ст.; | $h_{п.в}$ | — энтальпия питательной воды, кДж/кг; |
| B_1, B_2 | — ширина соответственно сопловой и рабочей решеток, м; | h_k | — энтальпия пара на выходе из турбины, кДж/кг; |
| b | — хорда профиля, м; | h'_k | — энтальпия конденсата, кДж/кг; |
| C | — циркуляционная сила, Н; | l | — удельная работа, кДж/кг; длина, м; |
| c | — скорость, м/с; | l_1, l_2 | — высоты сопловой и рабочей лопаток, мм, м; |
| c_0, c_1, c_2 | — скорость соответственно перед сопловой, за сопловой и за рабочей решетками, м/с; | m | — масса, кг; число венцов в ступени; кратность охлаждения; |
| c_{ϕ} | — фиктивная скорость, м/с; | n | — частота вращения, 1/с; |
| D_y | — диаметр уплотнения, м; | P | — мощность, кВт; сила, Н; |
| d | — средний диаметр ступени, м; | $P_o, P_i,$ | — соответственно электрическая, внутреннего пароперегревателя и мощность на муфте, кВт, МВт; |
| d_3 | — удельный расход пара, кг/(кВт · ч); | P_o, P_c | — давление, Па; круговая частота собственных колебаний, рад/с; удельное давление в подшипнике, Па; |
| d_v | — диаметр вала, м; | p | — давление перед турбиной, в промежуточном пароперегревателе и за турбиной, Па; |
| E | — модуль упругости, Па; | $p_0, p_{п.п}, p_k$ | — давление перед сопловой решеткой, перед и за рабочей решеткой, Па; |
| E_0 | — располагаемая энергия ступени, кДж/кг; | q | — удельная теплота, кДж/кг; контактное давление во фланце, Па; показатель степени параболы; |
| e | — степень парциальности; эксцентриситет центра тяжести сечения вала, мм; смещение шейки вала во вкладыше подшипника, мм; | q_o | — удельный расход теплоты, кДж/(кВт · ч); |
| F | — площадь, м ² ; сила, Н, кгс; | R | — универсальная газовая постоянная, Дж/(кг · К); сила, Н; |
| f | — частота сети, частота колебаний, Гц; | R_y | — осевое усилие, Н; |
| f_d | — динамическая частота собственных колебаний рабочих лопаток, Гц; | R_u, R_a | — окружная и осевая составляющие силы, действующей на рабочие лопатки, Н; |
| $f_{в.с}$ | — частота возмущающих сил, Гц; | r | — теплота парообразования и конденсации, Дж/г; радиус, м; |
| G | — расход пара, кг/с; | T | — абсолютная температура, К; |
| g | — ускорение свободного падения, м/с ² ; | t | — температура по столбчатой шкале, °С; шаг решетки, мм, м; |
| G_y | — протечка пара, кг/с; | $t_0, t_{п.п}, t_k$ | — температура перед турбиной, после промежуточного перегрева и на выходе из турбины, °С; |
| $G_{х.х}$ | — расход пара на холостом ходу, кг/с; | $t_{н}$ | — температура насыщения, кипения, конденсации, °С; |
| G_k | — расход пара в конденсатор, кг/с; | | |
| H | — вакуум, мм рт. ст., Па; напор насоса, м; | | |
| H_0, H_i | — располагаемый и использованный теплотерепад ступени, кДж/кг; | | |
| $H_0^{турб}, H_i^{турб}$ | — располагаемый и использованный теплотерепад турбины, кДж/кг; | | |
| h | — энтальпия, кДж/кг; | | |

| | | | |
|----------------------|--|------------------------------------|---|
| $t_{с.в}$ | — температура сетевой воды, °С; | ζ | — коэффициент потерь в решетке; |
| $t_{пр.в}$ | — температура прямой сетевой воды, °С; | η | — КПД; логарифмический декремент колебаний; |
| $t_{об.в}$ | — температура обратной сетевой воды, °С; | η_t | — термический КПД цикла; |
| t_v | — температура охлаждающей воды, °С; | $\eta_{э}, \eta_{о.э}$ | — абсолютный и относительный электрический КПД; |
| u | — окружная скорость, м/с; внутренняя энергия, Дж/кг; | η_{oi} | — относительный внутренний КПД; |
| V | — вакуум, %; | η_m | — механический КПД; |
| v | — удельный объем, м ³ /кг; скорость, м/с; | $\eta_{э.г}$ | — КПД электрического генератора; |
| v_x | — удельный объем пара за турбиной, м ³ /кг; | λ | — теплопроводность Вт/(м·К); |
| W | — расход охлаждающей воды, кг/с, м ³ /ч; | μ | — коэффициент расхода; коэффициент Пуассона; вязкость, Па·с; |
| $W_{с.в}$ | — расход сетевой воды, м ³ /ч; | ξ | — относительные потери энергии в ступени; |
| w_1, w_2 | — относительная скорость пара на входе в рабочую решетку и на выходе из нее, м/с; | ρ | — плотность материала, кг/м ³ ; степень реактивности; |
| x | — координата; степень сухости; коэффициент холостого хода; | σ | — напряжение, Па, Н/м ² ; |
| $x_{ф} = u/c_{ф}$ | — отношение скоростей; | $\sigma_b, \sigma_s, \sigma_{уст}$ | — соответственно пределы прочности, текучести, усталости, ползучести и длительной прочности, Па; |
| y | — степень влажности; смещение при колебаниях, м, мм; | $\sigma_n, \sigma_{д.п}$ | — соответственно пределы прочности, текучести, усталости, ползучести и длительной прочности, Па; |
| z | — число гребней в уплотнении; | τ | — время, с, мин, ч; |
| z_1, z_2 | — число лопаток в сопловой и рабочей решетках ступени; | χ | — удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, кВт·ч/Ткал; |
| α | — коэффициент неравномерности графика нагрузки; | φ | — коэффициент скорости для сопловой решетки; |
| α_1, α_2 | — абсолютные углы выхода потока из сопловой и рабочей решеток, град; | ψ | — коэффициент скорости для рабочей решетки; относительный зазор в подшипнике; |
| α_y | — угол установки профилей в сопловой решетке, град; | Ω | — кольцевая площадь турбинной решетки, м ² ; угловая скорость прецессии, рад/с. |
| α_t | — коэффициент линейного расширения, 1/К, 1/°С; | АЭС | — атомная электростанция; |
| β | — плотность графика нагрузки; | БОУ | — блочная обессоливающая установка; |
| β_1, β_2 | — относительные углы выхода потока из сопловой и рабочей решеток, град; | БРОУ | — быстродействующая редуциционно-охлаждательная установка; |
| β_y | — угол установки профилей в рабочей решетке, град; | ВПУ | — валоповоротное устройство; |
| Δ | — толщина гребня в уплотнении, мм; зазор в подшипнике, мм; | ВТИ | — Всероссийский теплотехнический институт; |
| ΔH | — потери энергии, кДж/кг; | ВТО | — верхний теплофикационный отбор; |
| ΔP | — потери мощности, кВт; | ГПЗ | — главная паровая задвижка; |
| Δt_v | — нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, °С; | ГЭС | — гидроэлектростанция; |
| δ | — зазор в уплотнении, мм; степень неравномерности системы регулирования, %; относительное удлинение при разрыве; | КПД | — коэффициент полезного действия; |
| δt | — температурный напор, °С; | КТЗ | — Калужский турбинный завод (Открытое акционерное общество «Калужский турбинный завод», г. Калуга); |
| ε | — отношение давлений в сопле решетки; степень нечувствительности системы регулирования, %; | ЛМЗ | — Ленинградский металлический завод (АООТ «Ленинградский металлический завод», г. Санкт-Петербург); |
| ε_* | — критическое отношение давлений; | МЭИ | — Московский энергетический институт (технический университет); |

| | | | |
|--------|--|------|--|
| НТО | — нижний теплофикационный отбор; | СКД | — сверхкритическое давление; |
| ОРГРЭС | — Открытое акционерное общество «Фирма по наладке, совершенствованию технологии и эксплуатации электростанций и сетей ОРГРЭС»; | СН | — сетевой насос; |
| | | ТМЗ | — Турбомоторный завод (АО «Турбомоторный завод», г. Екатеринбург); |
| ПВД | — подогреватель высокого давления; | ТЭС | — тепловая электростанция; |
| ПВК | — пиковый водогрейный котел; | ТЭЦ | — теплоэлектроцентраль; |
| ПНД | — подогреватель низкого давления; | ЦВД | — цилиндр высокого давления; |
| ПСВ | — подогреватель сетевой вертикальный; | ЦКТИ | — АООТ «ЦКТИ» («Центральный котло-турбинный институт им. И.И. Ползунова»), г. Санкт-Петербург; |
| ПСГ | — подогреватель сетевой горизонтальный; | | |
| ПТН | — питательный турбонасос; | ЦНД | — цилиндр низкого давления; |
| ПТУ | — паротурбинная установка; | ЦСД | — цилиндр среднего давления; |
| ПТЭ | — Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей; | ЧВД | — часть высокого давления; |
| ПЭН | — питательный электронасос; | ЧНД | — часть низкого давления; |
| РОУ | — редукционно-охладительная установка; | ЧСД | — часть среднего давления. |

Часть первая

ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ И КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ, ПАРОТУРБИННОЙ И СЕТЕВОЙ ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВОК

Глава первая

ПРОЦЕССЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ НА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

1.1. ТИПЫ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Производство электроэнергии в России осуществляется в основном тепловыми электрическими станциями — крупными промышленными предприятиями, на которых неупорядоченная форма энергии — тепло — преобразуется в упорядоченную форму — электрический ток. Неотъемлемым элементом мощной современной электростанции является паротурбинный (или газотурбинный) агрегат — совокупность паровой (или газовой) турбины и приводимого ею электрического генератора — электрической машины, преобразующей механическую энергию вращения ротора в электрическую энергию. В свою очередь турбина — это машина, в которой тепловая энергия рабочего тела (пара или газа) преобразуется в механическую энергию.

Тепловые электрические станции отличаются друг от друга тем, каким образом на них получают пар, обладающий запасом потенциальной энергии и могущий совершать работу в турбине. В настоящее время на большинстве электростанций пар для их работы получают в котельных установках за счет химической энергии сжигаемого топлива (угля, нефти, газа и т.д.). Именно за этими станциями сохраняется традиционное название — тепловые электрические станции (ТЭС). Те из них, основным назначением которых является производство электрической энергии, называются конденсационными (КЭС).

Наиболее крупные электростанции называются ГРЭС — государственными районными электростанциями. Как правило, ГРЭС имеют мощность более 1 млн кВт и оборудованы энергетическими блоками мощностью 160—1200 МВт.

Те ТЭС, которые, кроме электроэнергии, в большом количестве отпускают тепло для нужд промышленного производства, отопления зданий и т.д., назы-

ваются теплоэлектроцентралями (ТЭЦ). Вырабатывать тепло на ТЭЦ исключительно выгодно. Вот почему почти половина электроэнергии в России вырабатывается на ТЭЦ.

Тепловые электростанции, на которых для получения пара используется энергия расщепления ядерного топлива, называются атомными (АЭС). Атомные электростанции имеют целый ряд преимуществ перед тепловыми электростанциями на органическом топливе.

Электростанции, расположенные в одном районе, объединяют для работы на общую электрическую сеть — районную энергосистему. В свою очередь районные энергосистемы объединяют в объединенные энергосистемы. В настоящее время в России имеется 7 объединенных энергосистем.

Электрическая энергия передается на сотни километров по линиям электропередачи со сравнительно небольшими потерями. Тепло не может быть передано без существенных потерь на расстояние более 10 км. Поэтому ТЭЦ строят в крупных городах, где потребление тепла особенно велико.

1.2. ПРОИЗВОДСТВО ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ И ТЕПЛА НА ТЭЦ

Теплоэлектроцентраль — это предприятие, продукцией которого является электроэнергия, а также тепло, отпускаемое в виде пара или горячей воды, а «сырьем» служит органическое топливо (уголь, нефть, мазут, торф, сланцы и др.). Оборудование электростанции как раз и служит для экономного преобразования химической энергии топлива в электрическую.

Рассмотрим технологический процесс производства электроэнергии и тепла на ТЭЦ, работающей на природном газе и мазуте (рис. 1.1). Газ является относительно экологически чистым топливом и

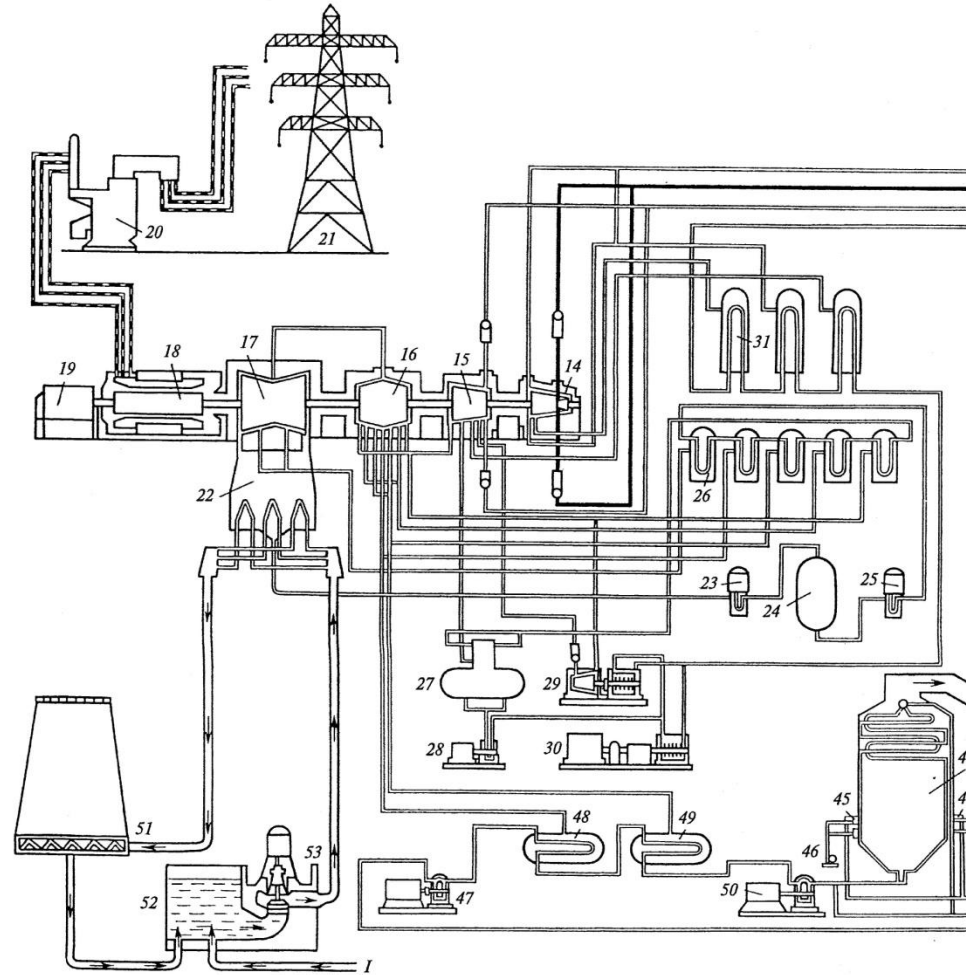
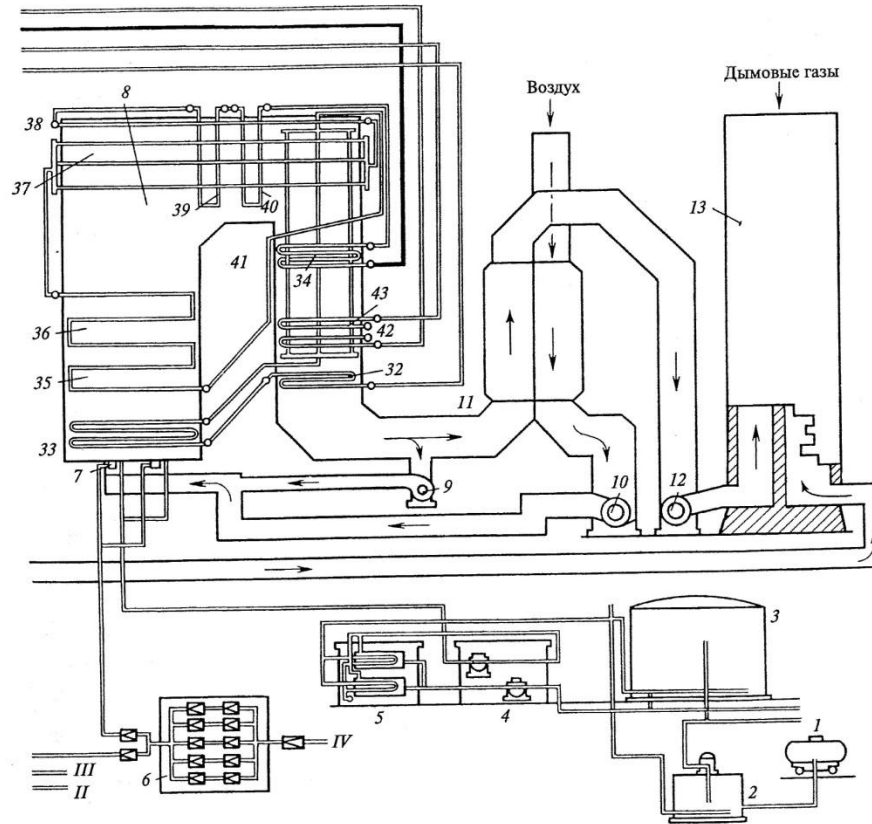


Рис. 1.1. Технологическая

I — железнодорожный состав с мазутом; 2 — приемная емкость мазута; 3 — мазутный резервуар; 4 — мазутонасосная; 5 — пододымовых газов; 10 — дутьевой вентилятор; 11 — регенеративный воздухоподогреватель; 12 — дымосос; 13 — дымовая труба; 17 — цилиндр низкого давления (ЦНД); 18 — электрогенератор; 19 — возбудитель электрогенератора; 20 — трансформатор; конденсата через блочную обессоливающую установку (БОУ); 24 — БОУ; 25 — конденсатные насосы второго подъема (для подачи тельный) насос; 29 — питательный турбонасос (ПТН); 30 — питательный электронасос (ПЭН); 31 — регенеративный подогреватель 35 и 36 — соответственно средняя и верхняя радиационные части; 37 — экраны поворотной камеры; 38 — потолочный паропере- соответственно высокого давления, низкого давления № 1 и 2; 44 — водогрейный котел; 45 — горелки; 46 — дутьевые вентиляторы; 51 — градирня; 52 — аванкамера; 53 — циркуляционный насос; I — восполнение циркуляционной охлаждающей воды; IV — газ от магистрального газопровода

**схема ТЭЦ:**

греватели мазута; 6 — газораспределительный пункт; 7 — газомазутные горелки; 8 — котел энергоблока; 9 — дымосос рециркуляции
 14 — цилиндр высокого давления (ЦВД); 15 и 16 — цилиндры среднего давления соответственно № 1 и 2 (ЦСД-1 и ЦСД-2);
 21 — линия передачи электроэнергии; 22 — конденсатор турбины; 23 — конденсатные насосы первого подъема (для прокачки
 конденсата в деаэрактор); 26 — регенеративный подогреватель низкого давления (ПНД); 27 — деаэрактор; 28 — бустерный (вспомога-
 высокого давления (ПВД); 32 — водяной экономайзер; 33 — нижняя радиационная часть; 34 — экраны подвесных труб;
 греватель; 39 и 40 — ширмовые пароперегреватели соответственно № 1 и 2; 41, 42 и 43 — конвективные пароперегреватели
 47 и 50 — сетевые насосы соответственно первого и второго подъема; 48 и 49 — сетевые подогреватели соответственно № 1 и 2;
 II — от теплового потребителя (обратная сетевая вода); III — к теплому потребителю (прямая сетевая вода);

потому в большинстве случаев используется на ТЭЦ, располагаемых в крупных городах.

Основными элементами рассматриваемой электростанции являются:

1) котельная установка, производящая пар высоких параметров;

2) турбинная, точнее паротурбинная установка (ПТУ), преобразующая теплоту пара в механическую энергию вращения ротора турбоагрегата;

3) электрические устройства (генератор, трансформаторы и т.д.), обеспечивающие выработку электроэнергии;

4) сетевая водоподогревательная установка, обеспечивающая нагрев так называемой сетевой воды, которая направляется тепловому потребителю (например, для отопления зданий).

Основным элементом котельной установки является котел. Газ из магистральной сети газоснабжения через газораспределительный пункт подается к газомазутным горелкам. Сюда же непрерывно специальным дутьевым вентилятором подается горячий воздух, нагреваемый в регенеративном воздухоподогревателе. Горячий воздух смешивается с газом и смесь подается в топку — камеру, в которой происходит горение топлива. Вместо газа или одновременно с ним в горелках можно сжигать мазут, привозимый на ТЭЦ в цистернах и хранимый в специальных мазутных баках. При горении топлива образуется факел, представляющий собой мощный источник лучистой энергии. Таким образом, *при горении топлива его химическая энергия превращается в тепловую и лучистую энергию факела.*

Стены топки облицованы экранами — трубами, в которые подается питательная вода из экономайзера. На схеме изображен так называемый *прямоточный котел*, в экранах (по месту их расположения в топке их называют нижней, средней и верхней радиационной частью) которого питательная вода, проходя только 1 раз, нагревается и испаряется, превращаясь в сухой насыщенный пар. Широкое распространение получили барабанные котлы, в экранах которых осуществляется многократная циркуляция питательной воды, а отделение пара от котловой воды происходит в барабане.

Сухой насыщенный пар поступает в пароперегреватель высокого давления (основной пароперегреватель), в котором повышается его температура и, следовательно, потенциальная энергия.

Газообразные продукты сгорания топлива, отдав свое основное тепло питательной воде, поступают

на трубы экономайзера и в воздухоподогреватель, в которых они охлаждаются до температуры 140—160 °С и направляются с помощью дымососа к дымовой трубе. Дымосос и дымовая труба создают разрежение в топке и газоходах котла; кроме того, дымовая труба рассеивает вредные продукты сгорания в верхних слоях атмосферы, не допуская их высокой концентрации в нижних слоях.

Полученный на выходе из котельной установки пар высоких параметров поступает по паропроводу к паровой турбине. Расширяясь в ней, пар вращает ее ротор, соединенный с ротором электрического генератора, в обмотках которого образуется электрический ток. Трансформаторы повышают его напряжение для уменьшения потерь в линиях электропередачи, передают часть выработанной электроэнергии на питание собственных нужд ТЭС, а остальную — в энергетическую систему.

Паровая турбина состоит как бы из отдельных турбин, называемых цилиндрами, валы которых жестко связаны. Из основного пароперегревателя пар поступает в цилиндр высокого давления (ЦВД), а из него возвращается в промежуточный пароперегреватель котла. Здесь его температура вновь повышается до номинальной, и он направляется в цилиндры среднего, а затем низкого давления.

И котел, и турбина могут работать только при очень высоком качестве питательной воды и пара, допускающем ничтожные примеси других веществ. Кроме того, расходы пара огромны (например, в теплофикационном энергоблоке 250 МВт за 1 с испаряется, проходит через турбину и конденсируется более 1/4 т воды). Поэтому нормальная работа энергоблока возможна только при создании замкнутого цикла циркуляции рабочего тела высокой чистоты. Пар, покидающий турбину, поступает в конденсатор — теплообменник, по трубкам которого непрерывно протекает холодная вода, подаваемая циркуляционным насосом из специального охлаждающего устройства (градирни). Пар, поступающий из турбины в межтрубное пространство конденсатора, конденсируется и стекает вниз; образующийся конденсат конденсатным насосом первого подъема подается в блочную обессоливающую установку, а из нее конденсатными насосами второго подъема — в систему регенеративного подогрева питательной воды. Эта система включает подогреватели низкого давления, деаэрактор и подогреватели высокого давления. В подогревателе температура конденсата повышается за счет тепла пара, отбираемого из турбины. Это позволяет

уменьшить расход топлива в котле и повысить экономичность электростанции. В деаэраторе происходит деаэрация — удаление из конденсата растворенных в нем газов, нарушающих работу котла. Одновременно бак деаэратора представляет собой емкость питательной воды для котла.

Из деаэратора питательная вода питательным насосом, приводимым в действие электродвигателем (питательный электронасос — ПЭН) или специальной паровой турбиной (питательный турбонасос — ПТН), подается в экономайзер котла. Таким образом замыкается *технологический пароводяной цикл преобразования химической энергии топлива в механическую энергию вращения ротора турбоагрегата*.

Снабжение потребителей тепла осуществляется с помощью отборов пара из турбины подобно тому, как это делается для регенеративного подогрева питательной воды. Промышленный потребитель обычно использует пар непосредственно из отборов турбин. Для целей теплофикации пар из так называемых отопительных отборов турбины, расположенных на выходе из ЦСД-2, направляется в подогреватели сетевой воды (ПСВ), в трубах которых циркулирует сетевая (отопительная) вода, перекачиваемая сетевыми насосами. Подогреватели сетевой воды устанавливают на электростанции (обычно под турбиной). В очень холодное время, когда требуется повышенная температура сетевой воды, ее после ПСВ направляют в пиковый водогрейный котел (ПВК), а из него — в отопительную систему.

Рассмотренная установка для производства электроэнергии называется энергетическим блоком (энергоблоком): один котел вырабатывает пар только для одной турбины. Часто компоновку энергетических установок на ТЭЦ, исходя из требований надежности снабжения потребителей тепловой энергией, выполняют по-другому. Все котлы ТЭЦ работают на один или несколько общих паропроводов (коллекторов пара), а из них питаются все турбины электростанции. Такая компоновка называется неблочной.

1.3. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ПЕРЕХОДА ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В РАБОТУ

При рассмотрении работы электростанции мы видели, что над рабочим телом (паром) осуществляется тепловой цикл: в котле вода превращается в пар и приобретает запас тепловой энергии, которая в паровой турбине частично превращается в ра-

боту; в конденсаторе часть тепла передается охлаждающей воде; затем этот цикл повторяется. Естественно, что установка будет тем экономичнее, чем большая часть тепла превратится в турбине в работу. Законы превращения тепла в работу, которое является основной задачей любого теплового двигателя, в том числе ПТУ, изучаются дисциплиной, называемой технической термодинамикой.

Тепловая энергия в паровой турбине превращается в работу благодаря тому, что потенциальная энергия пара перед турбиной больше, чем за ней. Состояние пара и воды определяется рядом характеристик, называемых параметрами состояния. Важнейшими из них являются давление, температура, удельный объем и некоторые другие.

Давление — это результат ударов молекул газа или жидкости, заключенных в сосуде, на единицу площади ограничивающих его стенок. Давление измеряют в паскалях (Па). Паскаль — это сила в 1 Н, равномерно распределенная на площади в 1 м^2 . Паскаль — очень малая величина (например, атмосферное давление в 100 тыс. раз больше). Поэтому для измерения давления часто используют кратные величины: килопаскали ($1 \text{ кПа} = 1000 \text{ Па}$) и мегапаскали ($1 \text{ МПа} = 1000 \text{ кПа} = 10^6 \text{ Па}$).

На электростанциях для измерения давления часто используют атмосферы (ат). Одна атмосфера — это сила в 1 кгс ($1 \text{ кгс} \approx 9,81 \text{ Н}$), равномерно распределенная на площади в 1 см^2 . Следует запомнить, что $1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 \approx 98 \text{ 100 Па} = 98,1 \text{ кПа}$ и $1 \text{ МПа} \approx 10 \text{ ат}$.

Давление, превышающее атмосферное, чаще всего измеряют прибором, называемым манометром. Обычно он указывает давление $p_{\text{и}}$, избыточное над атмосферным. Поэтому для определения давления, или, как подчеркивают, абсолютного давления p , к показаниям манометра $p_{\text{и}}$ следует прибавить атмосферное давление B , измеряемое отдельным прибором, который называется барометром:

$$p = p_{\text{и}} + B.$$

Температура измеряется в кельвинах (К). Температура воды, соответствующая тройной точке (в этой точке вода находится одновременно в твердом, жидком и газообразном состояниях), принята за 273 единицы, или 273 К. Обычно температуру в кельвинах, называемую абсолютной, обозначают буквой T .

В теплотехнике чаще используют стоградусную шкалу, нуль которой соответствует состоянию таяния льда, а 100 единиц ($100 \text{ }^\circ\text{C}$) — состоянию кипения (при нормальном атмосферном давлении).

Температуру в градусах стоградусной шкалы обычно обозначают буквой t . Численно $1\text{ }^\circ\text{C} = 1\text{ K}$, и с большой степенью точности справедливо приближенное соотношение: $T = t + 273$.

Температура тел изменяется вследствие подвода или отвода тепла. Для нагрева различных тел одной и той же массы требуется различное количество тепла. Количество тепла, необходимого для нагрева 1 кг вещества на 1 К, называют удельной теплоемкостью и обычно обозначают буквой c . Удельная теплоемкость твердых тел определяется их природой, а газов и паров — еще и условиями, при которых изменяется их температура. Например, теплоемкость газов при подводе тепла при постоянном давлении c_p выше, чем при постоянном объеме c_v . Измеряется теплоемкость в кДж/(кг · К) или ккал/(кг · °С).

Удельный объем v — это объем, занимаемый единицей массы и измеряемый в м³/кг. Удельный объем — величина, обратная плотности. Удельный объем воды зависит от давления, а водяных паров — от давления и температуры и изменяется при движении пара в турбине в тысячи раз.

Давление, температура и удельный объем — основные параметры, характеризующие состояние газа или пара. Параметром состояния является и удельная внутренняя энергия — сумма кинетической и потенциальной энергий молекул 1 кг газа. С увеличением температуры и давления удельная внутренняя энергия u растет, а с их понижением уменьшается. Поэтому внутренняя энергия пара перед турбиной существенно больше, чем за ней. Как правило, интерес представляет изменение внутренней энергии при переходе из некоторого состояния 1 в состояние 2, т.е.

$$\Delta u = u_2 - u_1. \quad (1.1)$$

При анализе процессов, происходящих в тепловых двигателях, очень часто используют другой параметр состояния — энтальпию, определяемую соотношением:

$$h = u + pv. \quad (1.2)$$

Любой тепловой двигатель, в том числе паротурбинная установка, сооружается для того, чтобы тепловую энергию преобразовать в работу. Эту работу совершает рабочее тело при расширении, которому препятствуют внешние силы. Понять это превращение очень просто из рис. 1.2. Если в сосуде с массой газа 1 кг под невесомым поршнем, рас-

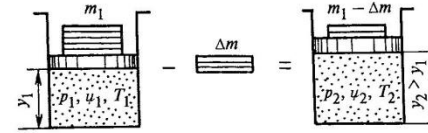


Рис. 1.2. Совершение работы расширяющимися газами

положенным на высоте y_1 , с помощью груза массой m_1 создается давление p_1 , то после снятия части груза массой Δm оставшийся груз $m_2 = m_1 - \Delta m$ поднимется до высоты y_2 и приобретет запас потенциальной энергии

$$\Delta u_{\text{пот}} = m_2 g (y_2 - y_1),$$

равной работе расширения газа l .

Взаимные преобразования тепла и работы определяются первым законом термодинамики, являющимся частным случаем всеобщего закона сохранения энергии. В соответствии с первым законом термодинамики, тепло, подведенное к телу, расходуется на увеличение его внутренней энергии и совершение работы:

$$q = \Delta u + l. \quad (1.3)$$

Отсюда следует, что работа l , выполнение которой и является целью создания теплового двигателя, может быть получена либо за счет подвода тепла q , либо за счет уменьшения внутренней энергии Δu , либо за счет того и другого вместе:

$$l = q - \Delta u = q - (u_2 - u_1). \quad (1.4)$$

При затрате одного и того же количества тепла q полученная работа l будет зависеть от того, при каких условиях осуществляется подвод тепла. Если, например поршень (см. рис. 1.3, а) приварить к стенке сосуда, т.е. образовать замкнутый объем v_1 с давлением p_1 , и затем к газу подвести теплоту q , то в силу того, что поршень перемещаться не может, работа совершаться не будет. В соответствии с формулой (1.4), все подведенное к газу тепло q затрачивается на изменение его внутренней энергии: $\Delta u = q$. Такой процесс подвода тепла без изменения объема называется **изохорным**.

Наоборот, в рассмотренном выше примере (см. рис. 1.2) совершение газом работы без всякого подвода или отвода тепла (при абсолютной изоляции цилиндра) происходит только за счет уменьшения внутренней энергии: $l = -\Delta u$. Такой процесс называется **адиабатным**. Почти такой процесс происходит

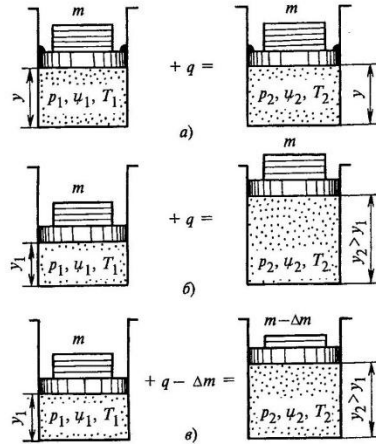


Рис. 1.3. Схемы совершения работы за счет подвода тепла при различных процессах:

а — изохорном; б — изобарном; в — изотермическом

в хорошо изолированной паровой турбине. В действительности при течении расширяющегося пара в турбине за счет сил трения между его частицами, а также трения пара о ее детали происходит внутреннее выделение тепла. Потенциальная энергия в конце процесса расширения оказывается больше, чем в случае отсутствия трения, и полученная работа соответственно уменьшается. Если внутренним подводом тепла можно пренебречь, то будет происходить так называемый *изоэнтропийный* процесс расширения, при котором один из параметров состояния — энтропия s — остается постоянным. Без достаточно глубокого знания термодинамики трудно понять даже физический смысл этой величины. Энтропия характеризует близость замкнутой (изолированной) системы к термодинамическому равновесию. Заметим, что не вполне ясное представление физической сути понятия энтропии несколько не мешает ее практическому использованию, как, скажем, использованию радиоприемника не мешает незнание его устройства.

Имеются подробные таблицы и диаграммы различных веществ, в частности, воды и водяного пара, позволяющие вычислить значения энтропии s , измеряемой в $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ или $\text{ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$. При подводе тепла энтропия всегда возрастает, а при отводе убывает.

Можно представить себе процесс (рис. 1.3, б), когда при подводе к газу тепла q поршень в сосуде поднимается, перемещая груз, а давление под поршнем остается постоянным. Такой процесс называется *изобарным*. Работа перемещения груза равна

$$l = p(v_2 - v_1), \quad (1.5)$$

а затраченное тепло расходуется не только на совершение работы, но и на изменение внутренней энергии (температура в сосуде будет повышаться). Используя последнее соотношение, получим

$$\begin{aligned} q &= (u_2 - u_1) + l = (u_2 + pv_2) - (u_1 + pv_1) = \\ &= h_2 - h_1, \end{aligned}$$

т.е. *в изобарном процессе подведенное к газу тепло расходуется на изменение его энтальпии*. Именно такой процесс происходит в трубах котла при подводе к пару или воде тепла от факела или продуктов сгорания.

Можно себе представить и процесс (рис. 1.3, в), при котором за счет подвода тепла q и уменьшения груза m совершается работа, а температура газа не изменяется (при этом, конечно, будут изменяться давление и удельный объем). Такой процесс называют *изотермическим*. Изотермические процессы характерны для изменения фазового состояния среды, например, испарения или конденсации воды.

Рассмотренные термодинамические процессы очень удобно изображать графически в виде диаграмм (рис. 1.4 и 1.5) в координатах давление — удельный объем (p, v -диаграмма) или абсолютная температура — энтропия (T, s -диаграмма).

В p, v -диаграмме удобно изображать работу расширения, так как она представляет собой (см. рис. 1.4) площадь под соответствующей кривой процесса. Из рис. 1.4 хорошо видно, что при изохорном процессе работа расширения равна нулю, а при изобарном процессе она имеет наибольшее значение.

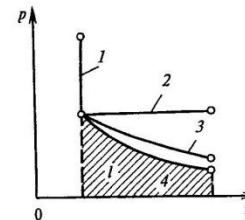


Рис. 1.4. Процессы расширения газа в p, v -диаграмме
1 — изохора; 2 — изобара; 3 — изотерма; 4 — адиабата

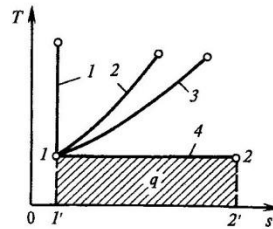


Рис. 1.5. Простейшие процессы в T, s -диаграмме:
1 — изентропа; 2 — изохора; 3 — изобара; 4 — изотерма

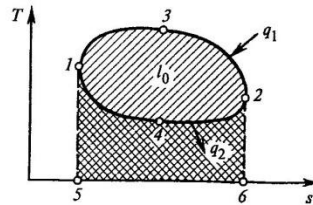


Рис. 1.6. Произвольный цикл теплового двигателя

В T, s -диаграмме удобно изображать теплоту q , подводенную в процессе. Она представляет собой площадь под соответствующей кривой (см. рис. 1.5). Видно, что в изентропном процессе тепло не подводится и не отводится, а при изотермическом процессе подвод тепла минимален.

Рассмотренные выше элементарные термодинамические процессы превращения тепла в работу являются незамкнутыми и не могут обеспечить непрерывный длительный процесс перехода тепла в работу. Для этого, как мы знаем, должен быть осуществлен замкнутый процесс — тепловой цикл, представленный в достаточно общем виде на рис. 1.6 в T, s -диаграмме. Вертикальные линии 1-5 и 2-6 представляют собой изэнтропы — линии постоянной энтропии. При протекании процесса 1-3-2, идущего с возрастанием энтропии, к рабочему телу подводится тепло q_1 , пропорциональное площади 5-1-3-2-6. На участке цикла 2-4-1 происходит отвод тепла в количестве q_2 , пропорциональном площади 5-1-4-2-6. После завершения цикла в точке 1 внутренняя энергия и рабочего тела вернется к прежнему состоянию и поэтому разность количеств тепла ($q_1 - q_2$) в соответствии с первым законом термодинамики может превратиться только в работу $l_0 = (q_1 - q_2)$. Очевидно,

что работа l_0 пропорциональна площади теплового цикла 1-3-2-4-1.

Отношение работы цикла к затраченному теплу называется термическим коэффициентом полезного действия:

$$\eta_t = l_0 / q_1 = 1 - q_2 / q_1. \quad (1.6)$$

Чем большая часть подведенного тепла q_1 превращается в работу, тем более совершенным в термодинамическом отношении является тепловой двигатель. Термический КПД указывает предельно возможное значение КПД теплового двигателя при абсолютном совершенстве входящих в него агрегатов.

Из соотношения (1.6) для термического КПД цикла следует, что он тем выше, чем меньше количество тепла q_2 отводится от рабочего тела. При $q_2 = 0$ термический КПД $\eta_t = 1$. Однако второй закон термодинамики гласит, что *периодически действующий тепловой двигатель имеет термический КПД, всегда меньший единицы*. Это означает, что тепловой двигатель обязательно должен иметь не только источник тепла и устройство, преобразующее его в работу, но и теплоприемник, который будет поглощать часть подведенного тепла, не превращая его в работу. В рассмотренной в § 1.2 паротурбинной установке роль источника тепла играет котел, устройства, преобразующего тепло в работу, — турбина, теплоприемника — конденсатор.

Наибольший термический КПД при зафиксированных температурах источника тепла и теплоприемника имеет цикл Карно (рис. 1.7), состоящий из двух изотерм и двух изэнтроп. В цикле Карно рабочее тело сжимается изэнтропийно (процесс 4-1), и затем к нему при постоянной температуре подводится тепло q_1 .

Изэнтропийный процесс 2-3 изображает превращение запасенной потенциальной энергии в работу; наконец, в изотермическом процессе сжатия 3-4 происходит отвод тепла q_2 к теплоприемнику.

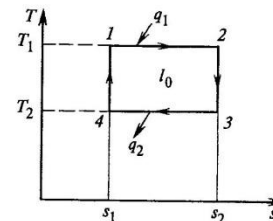


Рис. 1.7. Цикл Карно в T, s -диаграмме

Так как для цикла Карно подведенное тепло (см. рис. 1.7)

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

а отведенное

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

то термический КПД цикла Карно

$$\eta_t = 1 - T_2/T_1. \quad (1.7)$$

Применительно к ПТУ это означает, что чем ниже температура конденсации пара и чем выше температура за котлом, тем выше термический КПД ПТУ.

Температура пара за ПТУ ограничивается прочностью металла и требованием к сроку его службы. Температура конденсации пара определяется в первую очередь климатическими условиями, так как она не может быть ниже температуры охлаждающей (циркуляционной) воды, поступающей в конденсатор. Если принять, что температура за ПТУ $T_1 = 540^\circ\text{C} = 813\text{ K}$, а $T_2 = 273 + 15^\circ\text{C} = 288\text{ K}$, то термический КПД цикла Карно, если бы его можно было осуществить, составил бы

$$\eta_t = 1 - 288/813 = 0,646.$$

В действительности реальный тепловой цикл ПТУ отличается от цикла Карно и его термический КПД оказывается существенно ниже.

1.4. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОДЫ И ВОДЯНОГО ПАРА

1.4.1. Вода и насыщенный пар

Вода и водяной пар являются рабочим телом ПТУ. Их свойства в значительной степени определяют конструкцию паровой турбины и других элементов ПТУ.

Вода — это практически несжимаемая жидкость: при изменении давления в широких пределах ее удельный объем почти не изменяется (табл. 1.1) и может приниматься равным $v' = 1000\text{ м}^3/\text{кг}$.

Это свойство воды ведет к важным последствиям: работа, затрачиваемая на повышение давления в питательном насосе котла оказывается очень небольшой по сравнению с работой, получаемой от паровой турбины.

При нагревании воды ее энтальпия вплоть до начала кипения изменяется пропорционально температуре:

$$h' = c_v T,$$

где $c_v = 4,19\text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}) = 1\text{ ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ — теплоемкость воды.

Если воду нагревать в открытом сосуде, то при определенной температуре начнется ее кипение и образование над ее поверхностью пара. Температуры кипящей воды и образующегося при кипении пара одинаковы и неизменны в процессе всего выкипания жидкости. Эту температуру называют температурой кипения, или температурой насыщения, и обозначают t_n . Последнее название связано с тем, что при спокойном кипении над поверхностью воды образуется сухой насыщенный пар — пар, в котором отсутствуют капельки воды. Если температуру сухого насыщенного пара снизить (а это можно сделать только путем одновременного снижения давления), то часть пара сконденсируется и в нем появятся капельки воды. Если, наоборот, сухой насыщенный пар нагреть, то он окажется перегретым по отношению к состоянию насыщения.

Температура насыщения t_n однозначно определяется давлением над поверхностью жидкости (хорошо известно, что при нормальном атмосферном давлении вода кипит при 100°C и при подъеме на гору эта температура уменьшается). До давления $40\text{ кгс}/\text{см}^2$ ($\sim 4\text{ МПа}$) температура насыщения может быть определена по простой формуле

$$t_n = 100 p^{0,25},$$

где p — в $\text{кгс}/\text{см}^2$, t_n — в $^\circ\text{C}$.

Тепло, расходуемое на поддержание кипения в сосуде, затрачивается на разрыв связей между молекулами воды, т.е. на ее испарение. Молекулы испарившейся жидкости обладают большей энергией, и поэтому энтальпия сухого насыщенного пара

$$h'' = h' + r. \quad (1.8)$$

Величина r называется удельной теплотой парообразования, представляющей собой количество тепла, необходимое для испарения 1 кг кипящей жидкости. Измеряется величина r в $\text{кДж}/\text{кг}$ или в $\text{ккал}/\text{кг}$. Если происходит конденсация пара, то тепло парообразования выделяется. В этом случае ее часто называют теплотой конденсации.

Удельный объем v'' сухого насыщенного пара, естественно, больше, чем объем v' воды, и так же, как температура насыщения, однозначно определяется давлением. Чем выше давление (см. табл. 1.1), тем меньше удельный объем. При давлении $p_{кр} = 22,115\text{ МПа}$ удельные объемы воды и сухого

Таблица 1.1

Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения

| P , МПа | t , °С | v' , м ³ /кг | v'' , м ³ /кг | h' , кДж/кг | h'' , кДж/кг | $h'' - h'$, кДж/кг | g , кДж/кг | r , кДж/кг | P , МПа | t , °С | v' , м ³ /кг | v'' , м ³ /кг | h' , кДж/кг | h'' , кДж/кг | $h'' - h'$, кДж/кг | g , кДж/кг | r , кДж/кг |
|-----------|----------|---------------------------|----------------------------|---------------|----------------|---------------------|--------------|--------------|-----------|----------|---------------------------|----------------------------|---------------|----------------|---------------------|--------------|--------------|
| 1,0 | 6,982 | 0,0010001 | 129,21 | 29,3 | 2513,8 | 2484,5 | 2470,3 | 2470,3 | 0,45 | 147,92 | 0,0010885 | 0,4139 | 623,2 | 2743,8 | 2120,6 | | |
| 1,5 | 13,034 | 0,0010006 | 87,98 | 54,7 | 2525,0 | 2470,3 | 2459,8 | 2459,8 | 0,50 | 151,85 | 0,0010928 | 0,3748 | 640,1 | 2748,5 | 2108,4 | | |
| 2,0 | 17,511 | 0,0010012 | 67,01 | 73,45 | 2533,2 | 2459,8 | 2451,3 | 2451,3 | 0,60 | 158,80 | 0,0011009 | 0,3156 | 670,4 | 2756,4 | 2086,0 | | |
| 2,5 | 21,094 | 0,0010020 | 54,26 | 88,44 | 2539,7 | 2451,3 | 2444,2 | 2444,2 | 0,70 | 164,96 | 0,0011082 | 0,2727 | 697,1 | 2762,9 | 2065,8 | | |
| 3,0 | 24,098 | 0,0010027 | 45,67 | 101,0 | 2545,2 | 2444,2 | 2438,1 | 2438,1 | 0,80 | 170,42 | 0,0011150 | 0,2403 | 720,9 | 2768,4 | 2047,5 | | |
| 3,5 | 26,692 | 0,0010033 | 39,48 | 111,8 | 2549,9 | 2438,1 | 2432,7 | 2432,7 | 0,90 | 175,36 | 0,0011213 | 0,2148 | 742,6 | 2773,0 | 2030,4 | | |
| 4,0 | 28,981 | 0,0010040 | 34,80 | 121,4 | 2554,1 | 2432,7 | 2423,4 | 2423,4 | 1,0 | 179,9 | 0,001127 | 0,1943 | 762,6 | 2777,0 | 2014,4 | | |
| 5,0 | 32,90 | 0,0010052 | 28,20 | 137,8 | 2561,2 | 2423,4 | 2415,6 | 2415,6 | 1,1 | 184,1 | 0,001133 | 0,1774 | 781,1 | 2780,4 | 1999,3 | | |
| 6,0 | 36,18 | 0,0010064 | 23,74 | 151,5 | 2567,1 | 2415,6 | 2408,8 | 2408,8 | 1,2 | 188,0 | 0,001139 | 0,1632 | 798,4 | 2783,4 | 1985,0 | | |
| 7,0 | 39,02 | 0,0010074 | 20,53 | 163,4 | 2572,2 | 2408,8 | 2402,8 | 2402,8 | 1,3 | 191,6 | 0,001144 | 0,1511 | 814,7 | 2786,0 | 1971,0 | | |
| 8,0 | 41,53 | 0,0010084 | 18,11 | 173,9 | 2576,7 | 2402,8 | 2397,5 | 2397,5 | 1,4 | 195,0 | 0,001149 | 0,1407 | 830,1 | 2788,4 | 1958,3 | | |
| 9,0 | 43,79 | 0,0010094 | 16,21 | 183,3 | 2580,8 | 2397,5 | 2392,6 | 2392,6 | 1,5 | 198,3 | 0,001154 | 0,1317 | 844,7 | 2790,4 | 1945,7 | | |
| 10 | 45,83 | 0,0010102 | 14,68 | 191,8 | 2584,4 | 2392,6 | 2384,0 | 2384,0 | 1,6 | 201,4 | 0,001159 | 0,1237 | 858,6 | 2792,2 | 1933,6 | | |
| 12 | 49,45 | 0,0010119 | 12,36 | 206,9 | 2590,9 | 2384,0 | 2376,4 | 2376,4 | 1,7 | 204,3 | 0,001163 | 0,1166 | 871,8 | 2793,8 | 1922,0 | | |
| 14 | 52,58 | 0,0010133 | 10,70 | 220,0 | 2596,4 | 2376,4 | 2369,7 | 2369,7 | 1,8 | 207,1 | 0,001168 | 0,1103 | 884,6 | 2795,1 | 1910,5 | | |
| 16 | 55,34 | 0,0010147 | 9,435 | 231,6 | 2601,3 | 2369,7 | 2363,7 | 2363,7 | 1,9 | 209,8 | 0,001172 | 0,1046 | 896,8 | 2796,4 | 1899,6 | | |
| 18 | 57,83 | 0,0010160 | 8,447 | 242,0 | 2605,7 | 2363,7 | 2358,1 | 2358,1 | 2,0 | 212,4 | 0,001177 | 0,0995 | 908,6 | 2797,4 | 1888,8 | | |
| 20 | 60,09 | 0,0010174 | 7,652 | 251,5 | 2609,6 | 2358,1 | 2346,1 | 2346,1 | 2,2 | 217,2 | 0,001185 | 0,0906 | 930,9 | 2799,1 | 1868,2 | | |
| 25 | 64,99 | 0,0010199 | 6,206 | 272,0 | 2618,1 | 2346,1 | 2336,0 | 2336,0 | 2,4 | 221,8 | 0,001193 | 0,0832 | 951,9 | 2800,4 | 1848,5 | | |
| 30 | 69,12 | 0,0010223 | 5,231 | 289,3 | 2625,3 | 2336,0 | 2319,2 | 2319,2 | 2,6 | 226,0 | 0,001201 | 0,0769 | 971,7 | 2801,2 | 1829,5 | | |
| 40 | 75,89 | 0,0010265 | 3,995 | 317,6 | 2636,8 | 2319,2 | 2305,4 | 2305,4 | 2,8 | 230,0 | 0,001209 | 0,0714 | 990,5 | 2801,7 | 1811,2 | | |
| 50 | 81,35 | 0,0010301 | 3,241 | 340,6 | 2646,0 | 2305,4 | 2293,7 | 2293,7 | 3,0 | 233,8 | 0,001216 | 0,0666 | 1008,4 | 2801,9 | 1793,5 | | |
| 60 | 85,95 | 0,0010333 | 2,733 | 359,9 | 2653,6 | 2293,7 | 2283,4 | 2283,4 | 3,5 | 242,5 | 0,001235 | 0,0570 | 1049,8 | 2801,3 | 1751,5 | | |
| 70 | 89,96 | 0,0010361 | 2,366 | 376,8 | 2660,2 | 2283,4 | 2274,3 | 2274,3 | 4,0 | 250,3 | 0,001252 | 0,0497 | 1087,5 | 2799,4 | 1711,9 | | |
| 80 | 93,51 | 0,0010387 | 2,088 | 391,7 | 2666,0 | 2274,3 | 2265,9 | 2265,9 | 5,0 | 263,9 | 0,001286 | 0,0394 | 1154,6 | 2792,8 | 1638,2 | | |
| 90 | 96,71 | 0,0010412 | 1,870 | 405,2 | 2671,1 | 2265,9 | 2258,2 | 2258,2 | 6,0 | 275,6 | 0,001319 | 0,0324 | 1213,9 | 2783,3 | 1569,4 | | |
| 100 | 99,63 | 0,0010434 | 1,695 | 417,5 | 2675,7 | 2258,2 | 2244,4 | 2244,4 | 7,0 | 285,8 | 0,001351 | 0,0273 | 1267,7 | 2771,4 | 1503,7 | | |
| 120 | 104,81 | 0,0010476 | 1,4289 | 439,4 | 2683,8 | 2244,4 | 2232,4 | 2232,4 | 8,0 | 295,0 | 0,001384 | 0,02349 | 1317,5 | 2757,5 | 1440,0 | | |
| 140 | 109,32 | 0,0010513 | 1,2370 | 458,4 | 2690,8 | 2232,4 | 2221,4 | 2221,4 | 9,0 | 303,3 | 0,001418 | 0,02046 | 1364,2 | 2741,8 | 1377,6 | | |
| 160 | 113,32 | 0,0010547 | 1,0917 | 475,4 | 2696,8 | 2221,4 | 2211,4 | 2211,4 | 10,0 | 311,0 | 0,001453 | 0,01800 | 1408,6 | 2724,4 | 1315,8 | | |
| 180 | 116,93 | 0,0010579 | 0,9777 | 490,7 | 2702,1 | 2211,4 | 2202,2 | 2202,2 | 11,0 | 318,0 | 0,001489 | 0,0160 | 1451,2 | 2705,4 | 1254,2 | | |
| 200 | 120,23 | 0,0010608 | 0,8859 | 504,7 | 2706,9 | 2202,2 | 2193,7 | 2193,7 | 12,0 | 324,6 | 0,001527 | 0,0143 | 1492,6 | 2684,8 | 1192,2 | | |
| 220 | 123,27 | 0,0010636 | 0,8103 | 517,6 | 2711,3 | 2193,7 | 2185,7 | 2185,7 | 13,0 | 330,8 | 0,001567 | 0,0128 | 1533,0 | 2662,4 | 1129,4 | | |
| 240 | 126,09 | 0,0010663 | 0,7468 | 529,6 | 2715,3 | 2185,7 | 2178,1 | 2178,1 | 14,0 | 336,0 | 0,001610 | 0,0115 | 1572,8 | 2638,3 | 1065,5 | | |
| 260 | 128,73 | 0,0010688 | 0,6929 | 540,9 | 2719,0 | 2178,1 | 2170,9 | 2170,9 | 16,0 | 347,3 | 0,001710 | 0,00933 | 1561,5 | 2582,7 | 931,2 | | |
| 280 | 131,20 | 0,0010712 | 0,6464 | 551,4 | 2722,3 | 2170,9 | 2164,1 | 2164,1 | 18,0 | 357,0 | 0,001838 | 0,00753 | 1733,4 | 2514,4 | 781,0 | | |
| 300 | 133,54 | 0,0010735 | 0,6059 | 561,4 | 2725,5 | 2164,1 | 2148,2 | 2148,2 | 20,0 | 365,7 | 0,002038 | 0,00587 | 1828,8 | 2413,8 | 585,0 | | |
| 350 | 138,88 | 0,0010799 | 0,5243 | 584,3 | 2732,5 | 2148,2 | 2133,8 | 2133,8 | 22,0 | 373,7 | 0,002675 | 0,00376 | 2007,7 | 2192,5 | 184,8 | | |
| 400 | 143,62 | 0,0010839 | 0,4624 | 604,7 | 2738,5 | 2133,8 | | | | | | | | | | | |

Примечание. Параметры критической точки: $P_{кр} = 22,115 \cdot 10^3$ МПа, $v_{кр} = 0,003147$ м³/кг, $t_{кр} = 374,12$ °С, $h''_{кр} = 2095,2$ кДж/кг.

насыщенного пара совпадают: $v' = v'' = v_{кр} = 0,003147 \text{ м}^3/\text{кг}$, температура насыщения $t_{кр} = 374,12 \text{ °С}$, а тепло парообразования $r = 0$). Состояние, характеризующее отмеченными параметрами, называется критическим, а они сами — критическими. В критическом состоянии плотности воды и пара совпадают и они по существу неразличимы.

1.4.2. Влажный пар

Влажный пар — это смесь сухого насыщенного пара и мелких капелек воды. На ТЭС, работающих на органическом топливе, для паровых турбин используется только перегретый пар, который, расширяясь в ней, достигает состояния насыщения и затем становится влажным. В результате только несколько последних ступеней турбины работают влажным паром.

Термодинамические свойства влажного пара определяются законами смешения, в соответствии с которыми его удельный объем и энтальпия определяются соотношениями

$$\left. \begin{aligned} v &= (1-x)v' + xv''; \\ h &= (1-x)h' + xh''; \end{aligned} \right\} \quad (1.9)$$

где x — степень сухости влажного пара — отношение массы сухого насыщенного пара к общей массе влажного пара.

Часто вместо степени сухости используют степень влажности y — отношение массы воды (влаги), содержащейся во влажном паре, к его общей массе.

Так как $x + y = 1$, то

$$\left. \begin{aligned} v &= yv' + xv''; \\ h &= yh' + xh''. \end{aligned} \right.$$

Таким образом, для того чтобы определить параметры влажного пара, достаточно знать его степень сухости (или влажности) и воспользоваться параметрами воды и сухого насыщенного пара (см. табл. 1.1).

Пример 1.1. Определить параметры влажного пара, если давление $p_0 = 6 \text{ МПа}$, а степень влажности $y_0 = 0,005$.

Так как пар влажный, то его температура $t_0 = t_n = 275,6 \text{ °С}$. Пользуясь табл. 1.1, найдем:

$$\begin{aligned} v &= 0,005 \cdot 0,001319 + 0,995 \cdot 0,0324 = 0,0322 \text{ м}^3/\text{кг}, \\ h &= 0,005 \cdot 1213,9 + 0,995 \cdot 2783,3 = 2775,5 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Пример 1.2. Определить параметры пара в конденсаторе, если давление в нем $p_k = 5 \text{ кПа}$, а степень влажности $y = 12 \text{ %}$.

Давлению p_k соответствует (см. табл. 1.1) температура $t_k = 32,9 \text{ °С}$. С помощью табл. 1.1 находим:

$$\begin{aligned} v &= 0,12 \cdot 0,001 + 0,88 \cdot 28,20 = 24,84 \text{ м}^3/\text{кг}, \\ h &= 0,12 \cdot 137,8 + 0,88 \cdot 2561,2 = 2270,9 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

1.4.3. Перегретый пар

На турбинах ТЭС используется перегретый пар, температура которого больше температуры насыщения (при этом же давлении) на значение перегрева Δt_n . Таким образом, состояние перегретого пара определяется двумя независимыми параметрами, в качестве которых чаще всего используются давление и температура.

Для определения удельного объема и энтальпии перегретого пара имеются очень подробные таблицы и диаграммы. В качестве примера в табл. 1.2 приведены значения энтальпии перегретого пара.

Таблица 1.2
Энтальпия перегретого пара, кДж/кг

| Абсолютное давление p , МПа | Температура, °С | | | | | | |
|-------------------------------|-----------------|------|------|------|------|------|------|
| | 250 | 300 | 350 | 400 | 450 | 500 | 550 |
| 1 | 2943 | 3051 | 3158 | 3264 | 3371 | 3478 | 3587 |
| 2 | 2902 | 3024 | 3137 | 3248 | 3358 | 3467 | 3578 |
| 3 | 2855 | 2994 | 3116 | 3232 | 3344 | 3456 | 3569 |
| 4 | — | 2961 | 3093 | 3214 | 3330 | 3445 | 3559 |
| 5 | — | 2925 | 3069 | 3197 | 3317 | 3434 | 3550 |
| 6 | — | 2885 | 3044 | 3179 | 3303 | 3422 | 3540 |
| 7 | — | 2839 | 3017 | 3160 | 3288 | 3410 | 3530 |
| 8 | — | 2785 | 2988 | 3240 | 3273 | 3398 | 3520 |
| 9 | — | — | 2958 | 3120 | 3258 | 3386 | 3510 |
| 10 | — | — | 2924 | 3098 | 3242 | 3374 | 3500 |
| 11 | — | — | 2888 | 3076 | 3226 | 3362 | 3490 |
| 12 | — | — | 2848 | 3053 | 3210 | 3349 | 3480 |
| 13 | — | — | 2804 | 3029 | 3193 | 3336 | 3470 |
| 14 | — | — | 2753 | 3004 | 3176 | 3323 | 3459 |
| 15 | — | — | 2694 | 2978 | 3158 | 3310 | 3449 |
| 16 | — | — | 2618 | 2950 | 3140 | 3296 | 3438 |
| 17 | — | — | — | 2920 | 3121 | 3283 | 3427 |
| 18 | — | — | — | 2889 | 3102 | 3269 | 3416 |
| 19 | — | — | — | 2856 | 3083 | 3254 | 3405 |
| 20 | — | — | — | 2820 | 3062 | 3240 | 3394 |
| 21 | — | — | — | 2781 | 3042 | 3226 | 3383 |
| 22 | — | — | — | 2739 | 3020 | 3211 | 3372 |
| 23 | — | — | — | 2694 | 2998 | 3196 | 3360 |
| 24 | — | — | — | 2642 | 2976 | 3180 | 3349 |

Пример 1.3. Определить перегрев пара перед турбиной с начальными параметрами 13 МПа и 550 °С.

По табл. 1.1 находим температуру насыщения, соответствующую давлению 13 МПа: $t_n = 330,8$ °С. Следовательно, перегрев пара равен $\Delta t_n = 550 - 330,8 = 219,2$ °С.

Заметим, что понятие «перегрева пара», имеющего параметры, превышающие критические, не имеет смысла так же, как и понятие «температура насыщения», поскольку состояния «пара» и «воды» для них неразличимы.

1.4.4. Диаграммы водяного пара

Для наглядного изображения процессов, происходящих в паровой турбине и ПТУ, широкое распространение получили различные диаграммы водяного пара. В большинстве случаев они могут заменить собой и подробные таблицы. Следует только помнить, что точность диаграмм определяется использованным масштабом и не может быть выше точности таблиц, по которым составлены диаграммы.

Для анализа экономичности турбинных установок чаще всего используется T, s -диаграмма (рис. 1.8), по оси абсцисс которой отложена энтропия, а по оси ординат — абсолютная температура. В этой диаграмме горизонтальные линии являются изотермами, а вертикальные — изоэнтропами.

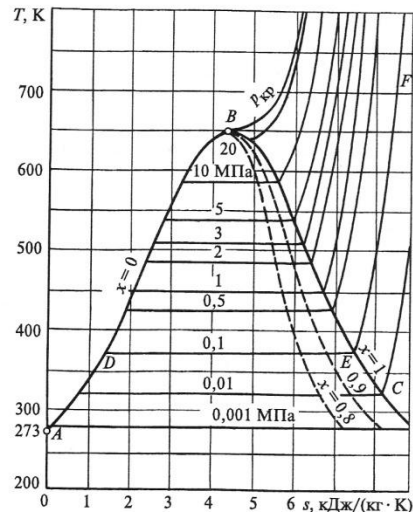


Рис. 1.8. T, s -диаграмма водяного пара

Линия AB называется пограничной кривой жидкости, линия BC — пограничной кривой пара, точка B — критической точкой. Выше кривой BC пар является перегретым, ниже кривой ABC — влажным, на линии BC — сухим насыщенным.

Изобары в T, s -диаграмме являются ломаными кривыми. Например кривая $ADEF$ — изобара для давления 0,1 МПа. Кривая AD изображает процесс нагрева воды от температуры 273 до 373 К, соответствующей температуре насыщения и началу кипения. Горизонтальная линия DE соответствует температуре кипения, которая не изменяется вплоть до достижения состояния сухого насыщенного пара (очевидно, в этой области изотермы и изобары совпадают). Линия EF изображает перегрев пара при изобарном подводе тепла.

Для возможности определения параметров влажного пара на T, s -диаграмме нанесены линии постоянной степени сухости $x = \text{const}$.

Для расчетов и анализа работы паровых турбин наибольшее распространение получила h, s -диаграмма (рис. 1.9), по оси абсцисс которой откладывают энтропию s , а по оси ординат — энтальпию h .

Жирная линия ($x = 1$) на диаграмме представляет собой пограничную кривую пара, соответствующую сухому насыщенному пару. Точки, расположенные выше пограничной кривой, соответствуют перегретому пару, ниже — влажному.

Наклонные круто идущие линии представляют собой изобары, а кривые пологие линии в области перегретого пара — изотермы. Пересечение изобары или изотермы с пограничной кривой позволяет определить параметры сухого насыщенного пара.

Пример 1.4. Определить по h, s -диаграмме параметры насыщения при давлении 0,5 МПа.

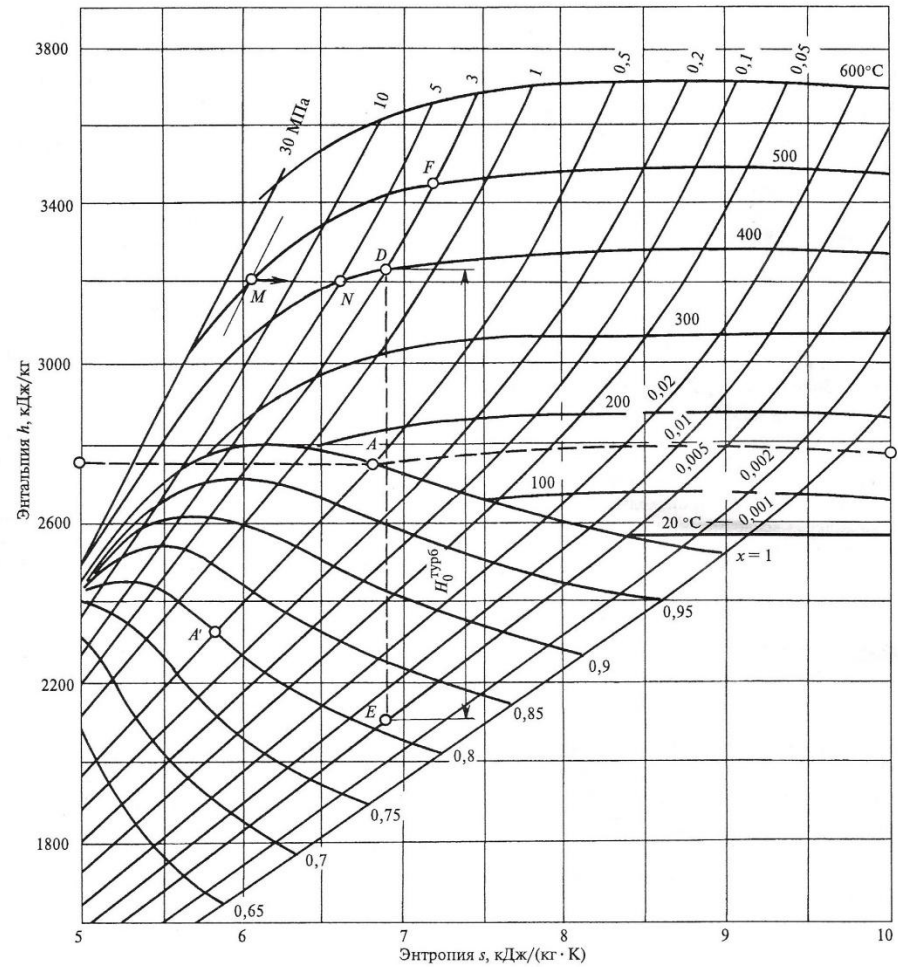
Изобара $p = 0,5$ МПа (см. рис. 1.9) пересекает пограничную кривую в точке A , через которую проходит изотерма AC $t = 152$ °С.

Следовательно, $t_n = 152$ °С, а энтальпия $h'' = 2748$ Дж/кг.

Пример 1.5. Определить по h, s -диаграмме параметры пара при давлении 3 МПа и температуре 500 °С.

Пересечению соответствующих изобары и изотермы (см. рис. 1.9) соответствует точка F , в которой энтальпия $h = 3456$ кДж/кг. Двигаясь вдоль изобары до пересечения с пограничной кривой, получим температуру насыщения $t_n = 234$ °С. Следовательно, перегрев пара $\Delta t_n = 500 - 234 = 266$ °С.

В области влажного пара изотермы совпадают с изобарами, а сами значения температур определяются пересечением изотерм и пограничной кривой

Рис. 1.9. h, s -диаграмма водяного пара

(см. пример 1.3). На диаграмме нанесены линии постоянной сухости $x = \text{const}$, которые позволяют по давлению определить точку в h, s -диаграмме и все необходимые параметры.

Пример 1.6. Определить с помощью h, s -диаграммы энтальпию и температуру пара при давлении 0,5 МПа и степени сухости $x = 0,8$.

В h, s -диаграмме (см. рис. 1.9) эти параметры определяют точку A' , в которой $h' = 2328$ кДж/кг. Двигаясь вдоль изобары вверх до пересечения с пограничной кривой в точке A , найдем температуру влажного пара: $t_n = 152$ °С.

Вертикальные линии в h, s -диаграмме изображают изэнтропийные процессы — процессы, происходящие в идеальной турбине, в которой

отсутствуют какие-либо потери энергии. Если, например, параметры пара перед турбиной составляют $p_0 = 3$ МПа и $t_0 = 400$ °С, то точка D (см. рис. 1.9) с энтальпией $h_0 = 3232$ кДж/кг изображает состояние пара перед турбиной. При изэнтропийном расширении пара, например, до давления $p_k = 5$ МПа, вертикальная линия DE изобразит все состояния, через которые проходит пар при расширении в турбине. Энтальпия в точке E $h_k = 2112$ Дж/кг, а степень сухости $x = 0,815$. Разность энтальпий

$$H_0^{\text{турб}} = h_0 - h_k \quad (1.10)$$

называется располагаемым теплоперепадом турбины. Он представляет собой работу, которую можно получить от 1 кг пара при его расширении в турбине без потерь. В рассмотренном примере $H_0^{\text{турб}} = 1120$ Дж/кг.

Горизонтальные линии на диаграмме (линии постоянной энтальпии $h = \text{const}$) изображают процессы дросселирования, происходящие при протекании пара через всевозможные местные гидравлические сопротивления (например, повороты, клапаны, задвижки, сужения и т.д.). При дросселировании давление в потоке уменьшается, а энтальпия остается постоянной. При этом температура в общем случае уменьшается.

Пример 1.7. Определить снижение температуры пара при дросселировании в регулирующем клапане от параметров $p_0 = 20$ МПа и $t_0 = 500$ °С до давления $p_1 = 5$ МПа.

Процесс дросселирования на рис. 1.9 изображается линией MN . После дросселирования температура $t_N = 400$ °С, следовательно, снижение температуры составляет 100 °С.

Приведенная на рис. 1.9 h, s -диаграмма служит только учебным целям. Диаграммы, предназначенные для инженерных расчетов, имеют существенно больший масштаб. Кроме того, на них наносятся линии постоянных удельных объемов $v = \text{const}$, необходимые для расчета проходных сечений турбины.

1.5. ТЕПЛОВЫЕ ЦИКЛЫ ПАРОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК

1.5.1. Цикл Ренкина и КПД конденсационной турбоустановки и электростанции

Паротурбинная установка — это непрерывно действующий тепловой двигатель, работающий на воде и водяном паре.

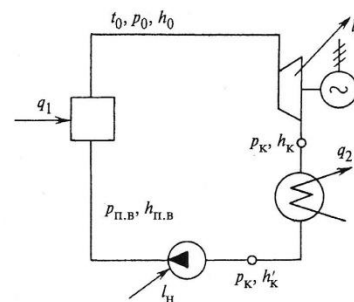


Рис. 1.10. Упрощенная схема простейшей ПТУ

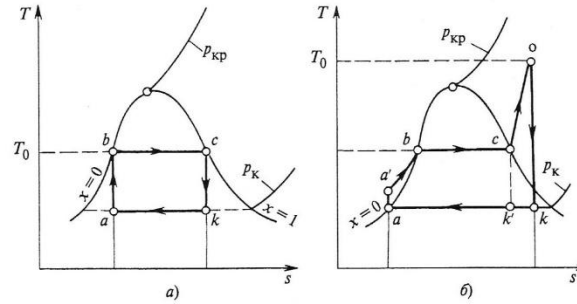
В паропроизводящую установку (котел) подается питательная вода (рис. 1.10) с параметрами $p_{п.в}$ и $h_{п.в}$.

За счет передачи воде тепла q_1 происходит ее нагрев и испарение, и с параметрами p_0, t_0, h_0 пар поступает в турбину. Расширяясь, пар совершает работу l_T и с параметрами p_k, t_k, h_k идет в конденсатор. Здесь в теплоприемнике пар отдает свою теплоту конденсации q_2 охлаждающей воде, и конденсат с энтальпией $h'_k \ll h_k$ поступает к питательному насосу. За счет затраты работы l_H в насосе давление питательной воды поднимается до значения $p_{п.в}$, с которым она поступает в котел.

Наиболее совершенным в термодинамическом отношении является, как мы знаем, тепловой цикл Карно. В T, s -диаграмме он будет иметь вид, показанный на рис. 1.11, а. При выбранных температурах пара перед турбиной и за ней такой цикл будет иметь действительно максимальный термический КПД. Однако для его реализации необходимо построить компрессор, сжимающий и конденсирующий изэнтропийно пароводяную смесь из состояния a в состояние b . Технические трудности создания компрессора столь велики, а его удельная работа сжатия l_H столь значительна, что на практике цикл Карно для воды и водяного пара не используется, а применяется цикл, исследованный шотландским инженером Ренкиным и носящий его имя.

На рис. 1.11, б показан цикл Ренкина для турбоустановок ТЭС, использующих перегретый пар, при идеальных паровой турбине и насосе. Процесс расширения пара ok в такой турбине и сжатия в насосе aa' происходят изэнтропийно, без потерь. Конечно, такие процессы являются идеализацией, однако они

Рис. 1.11. Тепловые циклы паротурбинных установок: а — цикл Карно; б — цикл для ТЭС с перегревом пара



позволяют определить тот предел КПД, который может быть получен при использовании цикла Ренкина.

Процесс $a'bco$ в цикле изображает изобарийный подвод тепла в котле (нагрев $a'b$, испарение bc и перегрев co), а процесс ka — конденсацию пара.

Определим термический КПД η_t цикла Ренкина (рис. 1.12). Учитывая, что обычно мощность насоса составляет в ПТУ всего несколько процентов от мощности турбины, считаем, что точка a на последней диаграмме условно изображает состояние воды до и после питательного насоса одновременно.

При изобарическом подводе тепла в котле

$$q_1 = h_0 - h_{п.в.},$$

где h_0 — энтальпия пара за котлом; $h_{п.в.}$ — энтальпия питательной воды (см. рис. 1.10).

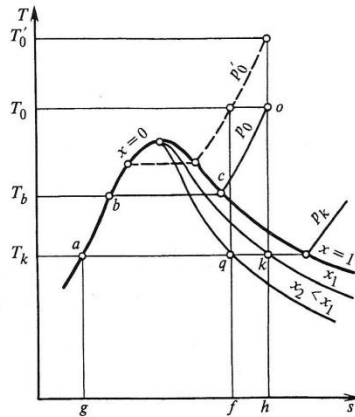


Рис. 1.12. Идеальный цикл Ренкина в T, s -диаграмме

Если состояние пара перед турбиной изображается точкой o (см. рис. 1.12 и 1.13) и процесс расширения идет до точки k с параметрами p_k и h_{kT} , то тепло q_2 , отводимое охлаждающей водой в конденсаторе, равно

$$q_2 = h_{kT} - h'_k,$$

где h'_k — энтальпия конденсата. Тогда термический КПД цикла Ренкина равен

$$\eta_t = \frac{(h_0 - h_{п.в.}) - (h_{kT} - h'_k)}{h_0 - h_{п.в.}}. \quad (1.11)$$

Поскольку разность $(h_{п.в.} - h'_k)$ представляет собой работу насоса, отнесенную к 1 кг прокачиваемой воды, а разность $H_0^{турб} = h_0 - h_{kT}$ — располагаемый теплорезерв турбины, то, пренебрегая работой насоса, из последней формулы получаем

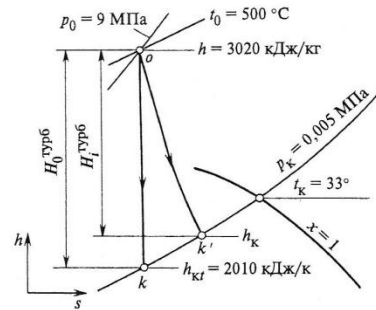


Рис. 1.13. Определение термического КПД идеального цикла Ренкина с помощью h, s -диаграммы

приближенное соотношение для определения термического КПД:

$$\eta_t = \frac{H_0^{\text{турб}}}{h_0 - h'_k} = \frac{H_0^{\text{турб}}}{q_1}. \quad (1.12)$$

С помощью соотношения (1.12) легко определить термический КПД η_t , пользуясь h , s -диаграммой. Если, например, параметры пара перед турбиной (см. рис. 1.13) $t_0 = 500$ °С, $p_0 = 9$ МПа, $h_0 = 3020$ кДж/кг и пар расширяется до давления $p_k = 0,005$ МПа, то, двигаясь вниз по изоэнтропе до точки k , найдем энтальпию $h_{kt} = 2010$ кДж/кг и располагаемый теплоперепад $H_0^{\text{турб}} = h_0 - h_{kt} = 1010$ кДж/кг.

Перемещаясь из точки k вдоль изобары 5 кПа до пересечения с пограничной кривой, найдем температуру насыщения (или кипящей воды) $t_k = 33$ °С. Так как теплоемкость воды $c_v = 4,19$ кДж/(кг·К), то $h'_k = c_v t_k = 138$ кДж/кг.

Тогда термический КПД цикла Ренкина равен:

$$\eta_t = 1010 / (3020 - 138) = 0,35.$$

Из-за трения и других потерь в проточной части турбины процесс расширения пара идет не по изоэнтропе ok (рис. 1.13), а отклоняется вправо, заканчиваясь в точке k' с энтальпией h_k , большей, чем h_{kt} . Разность энтальпий

$$H_i^{\text{турб}} = h_0 - h_k \quad (1.13)$$

называется использованным теплоперепадом турбины, а отношение

$$\eta_{oi} = H_i^{\text{турб}} / H_0^{\text{турб}} \quad (1.14)$$

— относительным внутренним коэффициентом полезного действия турбины. Он характеризует аэродинамическое совершенство проточной части турбины. Для цилиндров современных турбин $\eta_{oi} = 0,86—0,92$.

Отношение

$$\eta_i = H_i^{\text{турб}} / q_1 \quad (1.15)$$

называется абсолютным внутренним КПД турбоустановки. Он характеризует эффективность превращения тепла в работу во всей турбоустановке.

Из соотношений (1.14) и (1.15) следует, что

$$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}, \quad (1.16)$$

т.е. абсолютный внутренний КПД турбоустановки равен произведению термического КПД цикла и относительного внутреннего КПД турбины.

Если через G обозначить расход пара на турбину, то ее внутренняя мощность $P_i = GH_i^{\text{турб}}$, расходуемая мощность $P_0 = GH_0^{\text{турб}}$, а подведенная в котле тепловая мощность $Q = Gq_1$.

Часть внутренней мощности ΔP_M тратится на преодоление сил трения в подшипниках турбины и электрогенератора, а часть ΔP_3 — на потери в обмотках электрогенератора. В электрическую энергию преобразуется только доля внутренней мощности

$$P_3 = P_i - \Delta P_M - \Delta P_3.$$

Мощность $P_e = P_i - \Delta P_M$ называется мощностью на муфте электрического генератора, а отношение $\eta_M = P_e / P_i$ — механическим КПД турбоагрегата.

Отношение $\eta_{3,г} = P_3 / P_e$ называется КПД электрического генератора, а отношение

$$\eta_{о,э} = \frac{P_3}{P_0} = \frac{P_3}{P_e} \frac{P_e}{P_i} \frac{P_i}{P_0} = \eta_{3,г} \eta_M \eta_{oi} \quad (1.17)$$

относительным электрическим КПД турбоагрегата.

Произведение

$$\eta_3 = \eta_t \eta_{о,э} \quad (1.18)$$

представляет собой абсолютный электрический КПД турбоустановки.

Таким образом, в общем случае

$$\eta_3 = \eta_t \eta_{3,г} \eta_M \eta_{oi}. \quad (1.19)$$

Механический КПД и КПД электрического генератора достаточно велики и составляют 0,96—0,99. Поэтому электрический КПД η_3 в основном определяется термическим КПД цикла η_t и относительным внутренним КПД η_{oi} . Правда, увеличение одного из них вообще не всегда ведет к увеличению экономичности, так как второй из них может уменьшаться.

Чаще всего в качестве показателя экономичности турбоустановки используют удельный расход тепла q_3 — количество тепла, необходимое для получения в турбоустановке единицы работы.

Если тепло и работу выражать в одинаковых единицах, то

$$q_3 = 1 / \eta_3. \quad (1.20)$$

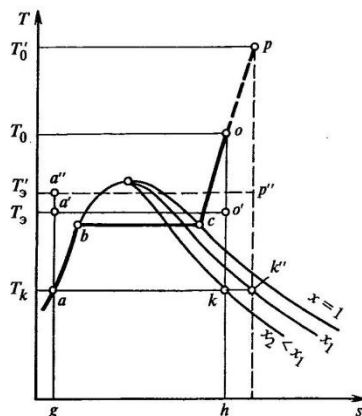


Рис. 1.14. Сравнение идеальных циклов с различными начальными температурами

Принято тепло выражать в килоджоулях, а работу в киловатт-часах. Тогда удельный расход тепла будет измеряться в кДж/(кВт·ч) и рассчитываться по формуле:

$$q_3 = 3600/\eta_3 \quad (1.21)$$

Наконец, если тепло выражать в килокалориях, а работу — в киловатт-часах, то

$$q_3 = 860/\eta_3 \quad (1.22)$$

Коэффициент полезного действия цикла Ренкина в первую очередь определяется начальными и конечными параметрами пара.

Анализ влияния параметров пара на экономичность удобно вести с помощью T, s -диаграммы, используя представление об эквивалентном цикле Карно. Если площадь цикла Ренкина $abcoka$ (рис. 1.14) заменить равновеликим прямоугольником $aa'o'k$, являющимся циклом Карно с температурой источника тепла T_3 , то η_t обоих циклов будет одинаковым. Таким образом, при фиксированной температуре конденсации T_k термический КПД цикла Ренкина будет тем выше, чем больше T_3 эквивалентного цикла Карно.

Повышение начальной температуры пара T_0 цикла Ренкина (рис. 1.14) приводит к росту термического КПД, так как температура T_3' эквивалентного цикла $abc'p'ka$ будет больше, чем температура T_3 цикла $abcoka$. Повышение T_0 , как видно из

рис. 1.14, приводит одновременно к повышению степени сухости в конце процесса расширения, что одновременно приведет и к повышению η_{oi} турбины. К сожалению, повышение начальной температуры ограничено, как отмечалось выше, прочностью металла при высокой температуре.

Повышение начального давления от p_0 до p'_0 (см. рис. 1.12) при постоянной начальной температуре в общем случае приводит к росту η_t , однако эта зависимость оказывается очень пологой и часто компенсируется уменьшением η_{oi} из-за увеличения влажности в конце процесса расширения. При этом снижается и надежность работы последних ступеней турбины.

Поэтому для повышения экономичности вместе с повышением давления повышают и начальную температуру [например, при давлении p'_0 (см. рис. 1.12) обеспечивают начальную температуру T'_0]. Тогда можно получить ту же влажность в последних ступенях, но увеличить термический КПД цикла.

Возможность повышения начальной температуры значительно меньше, чем начального давления. Поэтому при определенном начальном давлении вводят промежуточный перегрев пара (проперегрев). В этом случае (рис. 1.15) пар сначала расширяется по изоэнтропе de до давления $p'_{мп}$ (это давление часто называют разделительным), при котором еще не возникает влажности, а затем направляется в промежуточный пароперегреватель котла, где температура пара поднимается по изобаре ef до начальной (а иногда и большей) температуры. Затем пар расширяется по изоэнтропе fg до давления

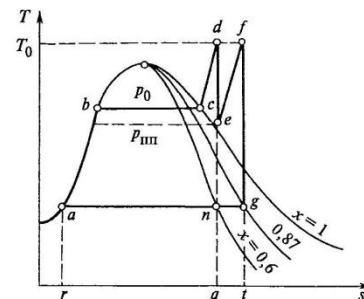


Рис. 1.15. Идеальный цикл с промежуточным перегревом пара

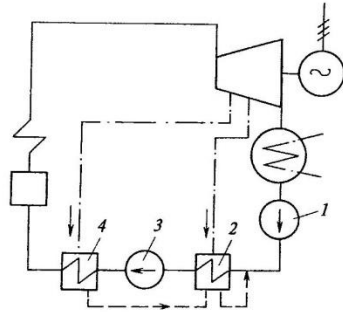


Рис. 1.16. ПТУ с регенеративным подогревом питательной воды:

1 — конденсатный насос; 2 — ПНД; 3 — питательный насос; 4 — ПВД

в конденсаторе. При этом влажность в конце процесса расширения становится допустимой.

При правильном выборе разделительного давления одновременно удается увеличить и экономичность. Из рис. 1.15 видно, что термический КПД дополнительного цикла *n_{efgn}* больше, чем основного цикла *abcdena* без промежуточного перегрева пара. В целом применение промежуточного перегрева пара позволяет получить экономию топлива в 5—6 %. При этом усложняется, конечно, и котел, и турбина, и их эксплуатация.

Тепловая схема реальной турбоустановки существенно отличается от схемы, показанной на рис. 1.11, работающей по циклу Ренкина.

Во всех современных ПТУ используется регенеративный подогрев питательной воды паром, отбираемым из промежуточных ступеней турбины (рис. 1.16). В этом случае тепло пара отбора отдается питательной воде, а не безвозвратно охлаждающей воде в конденсаторе. Чем сильнее нагревается питательная вода перед подачей в котел, тем больше термический КПД цикла. В пределах температура питательной воды может быть доведена до температуры насыщения, соответствующей давлению отбираемого пара. Однако чрезмерный нагрев питательной воды не только увеличивает капиталовложения в подогреватели, но и ухудшает использование тепла дымовых газов котла (см. рис. 1.1): с ростом температуры питательной воды будет расти температура уходящих газов котла (иначе не будет работать его экономайзер и воздухоподогреватель) и снижается его КПД. Поэтому температура питательной воды выбирается на осно-

ве технико-экономических расчетов с учетом всего оборудования энергетической установки.

Паротурбинная установка представляет собой только часть конденсационной электростанции и ее КПД характеризует эффективность преобразования тепла, подведенного к ней, в электрическую энергию. Однако для того, чтобы получить это тепло, необходимо сжечь топливо в котле, получить тепло в виде горячего пара и подвести его к турбине. При этом возникают потери тепла из-за неполного сгорания топлива в котле, из-за выброса в атмосферу горячих продуктов сгорания, из-за остывания пара в подводящих паропроводах и т.д.

В результате на ТЭС в зависимости от вида топлива, начальных и конечных параметров, тепловой схемы и других причин в электрическую сеть передается только около 40 % энергии топлива. При этом часть этой энергии приходится заимствовать из сети обратно для питания электродвигателей питательных, циркуляционных и других насосов, для зарядки резервных аккумуляторных батарей и т.д. (это так называемые собственные электрические нужды станции). В результате в зависимости от параметров пара, вида топлива, режима работы, времени года и т.д. абсолютный КПД электростанции составляет всего 35—37 %. Эту величину для конденсационной электростанции с равным успехом можно называть КПД электростанции и коэффициентом полезного использования топлива.

При анализе экономичности используют понятия абсолютного изменения КПД $\Delta\eta$ и относительного $\overline{\Delta\eta}$. В первом случае речь идет об изменении абсолютного КПД. Например, если КПД ТЭС до введения некоторого мероприятия составлял 40 % (абс.), а после него 41 % (абс.), то изменение абсолютного КПД составит $\Delta\eta = 1$ %. Во втором случае имеют в виду отношение

$$\overline{\Delta\eta} = \Delta\eta / \eta = 1/40 = 0,025 = 2,5 \%,$$

которое численно равно экономии топлива.

Некоторое неудобство, связанное с тем, что необходимо всякий раз оговаривать, о каких процентах экономии (абсолютных или относительных), идет речь, привело к тому, что на электростанции для оценки экономичности и ее изменения обычно используют понятие удельного расхода условного топлива на выработку 1 кВт·ч электроэнергии $b_{\text{усл}}$, [г/(кВт·ч)].

Условное топливо — это некоторое гипотетическое топливо с теплотворной способностью $Q = 7000$ ккал/кг. Если, например, для выработки

некоторого количества электроэнергии сожжено 10 т топлива с теплотворной способностью 3500 ккал/кг, то расход условного топлива с тем же тепловыделением составит 5 т. Понятие условного топлива необходимо для сравнения экономичности электростанций, работающих на топливах различной calorийности.

Другим преимуществом понятия расхода условного топлива, является сравнительная легкость его определения по измерениям расхода топлива и электроэнергии, отпущенной в сеть.

Из соотношения (1.20) легко получить, что

$$b_{\text{усл}} = 123 / \eta_3, \quad (1.23)$$

где η_3 — десятичная дробь. Если, например $\eta_3 = 40\% = 0,4$, то $b_{\text{усл}} = 123 / 0,4 = 307,5 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$.

1.5.2. Цикл и КПД турбоустановки с турбиной с противодавлением

Как отмечалось выше, для жизнедеятельности человеку, кроме электроэнергии, необходимо большое количество тепла. Наиболее простой способ получения тепла — обратное превращение электроэнергии в тепло, например в нагревательных приборах. В соответствии с законами термодинамики такое превращение крайне неэкономично, так как при первичном получении электроэнергии более половины исходной энергии топлива отдано окружающей среде. Такое обратное превращение может применяться только в ограниченных масштабах и там, где приходится принимать в расчет другие обстоятельства: экологические (электроплиты в крупных городах), технологические (выплав стали в дуговых печах) или капитальных вложений (электронагревательные приборы, как правило, очень дешевы).

Другим способом удовлетворения потребностей в тепле является строительство котельных. Их главный недостаток — загрязнение окружающей среды и нерациональное использование топливных ресурсов.

В связи с этим наиболее предпочтительным для выработки тепла оказываются тепловые электростанции — ТЭЦ.

Рассмотренный выше цикл Ренкина имеет сравнительно низкую экономичность прежде всего потому, что тепло конденсации отдается охлаждающей воде и затем рассеивается в окружающей среде. Использовать воду, нагретую в конденсаторе за счет тепла конденсируемого пара, практически невозможно из-за низкой температуры. Если, однако, для конденсации отработавшего в турбине пара использовать теплую воду, скажем при температуре

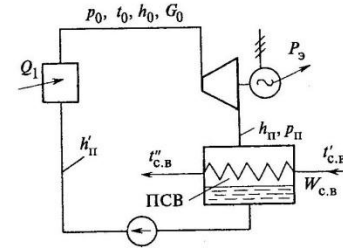


Рис. 1.17. Упрощенная схема турбоустановки с турбиной с противодавлением и теплофикационной установкой

70 °С, то последняя нагреется, например до 110 °С, и ее можно использовать, например для отопления зданий. При этом надо ясно понимать, что КПД выработки электроэнергии не увеличится, но само использование тепла топлива станет большим.

Схема такой установки показана на рис. 1.17. К пару в котле подводится тепло

$$Q_1 = G_0(h_0 - h'_n),$$

который, расширяясь в турбине до давления p_n , вырабатывает мощность

$$P_3 = G_0(h_0 - h_n),$$

где h_n — энтальпия пара за турбиной.

Пар, отработавший в турбине, поступает в подогреватель сетевой воды (ПСВ), где, конденсируясь, передает тепло сетевой воде. Переданное тепло

$$Q_T = W_{\text{с.в.}}(t''_{\text{с.в.}} - t'_{\text{с.в.}}),$$

где $W_{\text{с.в.}}$ — расход сетевой воды; $t'_{\text{с.в.}}$ и $t''_{\text{с.в.}}$ — температура сетевой воды до и после ПСВ.

Температура сетевой воды на выходе $t''_{\text{с.в.}}$ примерно равна температуре конденсации, которой отвечает соответствующее давление p_n в подогревателе и за турбиной. Это давление существенно выше обычного давления (вакуума) за конденсационной турбиной. Поэтому такую турбину называют турбиной с противодавлением.

Оценка экономических показателей ПТУ с турбиной с противодавлением таким же способом, как и для конденсационной турбины, к сожалению, невозможна. Действительно, если считать, что в рассматриваемом цикле подведено тепло Q_1 , полезная работа N_3 , а тепло Q_T — потеря (действительно, Q_T — это тепло, потерянное для преобразования

в работу), то КПД по аналогии цикла с конденсационной турбиной

$$\eta_t = \frac{P_3}{Q_1} = \frac{h_0 - h_{\text{п}}}{h_0 - h'_{\text{п}}}$$

Этот КПД будет существенно ниже, чем КПД конденсационной установки прежде всего из-за относительно высоких параметров (энтальпии $h_{\text{п}}$) за турбиной.

С другой стороны, тепло Q_T не является потерей, так как оно используется для каких-то полезных целей. Тогда для преобразования в работу используется тепло

$$Q_1 - Q_T = G_0(h_0 - h'_{\text{п}}) - G_0(h_{\text{п}} - h'_{\text{п}}) = P_3,$$

т.е. $\eta_t = 1$, чего в соответствии со вторым законом термодинамики быть не может.

Описанные выше методические трудности привели к тому, что от понятия КПД для ПТУ с турбиной с противодавлением просто отказались. Для таких ПТУ вводится новый показатель экономичности, — коэффициент использования тепла топлива. Если учесть потери тепла в котле, собственные нужды и другие потери, рассмотренные выше, использование тепла топлива для целей выработки электроэнергии и тепла может достигать 85 %.

Высокий коэффициент использования топлива в турбоустановке с противодавлением вовсе не означает, что КПД паровой турбины не играет никакой роли вследствие использования «потерянного» в турбине тепла в ПСВ. Недовыработка электрической мощности в рассматриваемой турбине означает ее производство на другой, конденсационной электростанции, в которой имеются большие потери тепла в конденсаторе и, следовательно, менее экономичной.

Для оценки качества работы паровой турбины с противодавлением или изменения ее экономичности в процессе эксплуатации вводится характеристика, называемая удельной выработкой энергии на тепловом потреблении, (кВт·ч)/Гкал:

$$\chi = P_3 / Q_T \quad (1.24)$$

Ясно, что чем больше χ , тем более совершенна паровая турбина.

Для сравнения однотипных турбин с противодавлением в качестве показателя экономичности используется удельный расход пара кг/(кВт·ч):

$$d_3 = G_0 / P_3 \quad (1.25)$$

Для одной и той же тепловой нагрузки, начальных и конечных параметров более экономична та турбина, которая требует меньшего расхода пара для получения одной и той же мощности.

Удельный расход пара — это гарантийный показатель турбинного завода при сдаче смонтированной турбины с противодавлением в эксплуатацию.

Высокий коэффициент использования топлива в ПТУ с турбинами с противодавлением является столь важным преимуществом, что на ТЭС следовало бы устанавливать только турбины с противодавлением, если бы не одно важное обстоятельство: как видно из рис. 1.17, тепловая Q_T и электрическая P_3 нагрузки жестко связаны. Если уменьшится потребность в тепловой нагрузке Q_T (например, в связи с сезонным потеплением), то это приведет к уменьшению требуемого количества пара

$$G_0 = Q_T / (h_{\text{п}} - h'_{\text{п}}) \quad (1.26)$$

и соответственно электрической мощности P_3 . Поскольку потребности в электрической и тепловой нагрузках изменяются несинхронно, то ТЭС только с турбинами с противодавлением не могут обеспечить рационального электро- и теплоснабжения. В летний период большинство электростанций с турбинами с противодавлениями должны быть остановлены, а для выработки электроэнергии надо построить дополнительно конденсационные электростанции. Зимой, наоборот, выработка электроэнергии резко возрастает в соответствии с потреблением тепла, и высокоэкономичные конденсационные ТЭС необходимо останавливать. Существенно сгладить эту ситуацию можно с помощью строительства теплофикационных турбин с регулируемым отбором пара.

1.5.3. Цикл ПТУ с теплофикационной турбиной

Схема ПТУ, использующая этот цикл, показана на рис. 1.18. К турбине подводится расход пара G_0 , который проходит часть высокого давления (ЧВД) турбины и затем раздваивается на два потока. Часть пара G_T поступает в теплофикационную установку, поэтому его называют теплофикационным потоком. Другая часть пара $G_K = G_0 - G_T$ проходит через всю турбину и поступает в конденсатор. Поэтому поток G_K называют конденсационным.

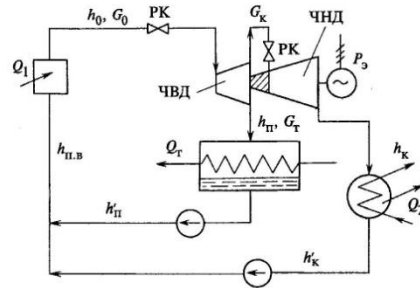


Рис. 1.18. Упрощенная схема ПТУ с теплофикационной турбиной

Нетрудно видеть, что при $G_k = 0$ ПТУ работает как ПТУ с турбиной с противодавлением (обычно так она работает зимой) с максимальным использованием тепла топлива. При $G_t = 0$ турбина работает как конденсационная (часто так она работает летом). Чем большая доля мощности вырабатывается теплофикационным потоком, т.е. чем больше расход G_t и ниже параметры $h_{п.в}$, $p_{п}$ в отборе, тем более эффективно используется топливо.

Главным преимуществом ПТУ с теплофикационной турбиной является возможность экономичной выработки электрической и тепловой энергии при любых их соотношениях. Это достигается с помощью устройств, регулирующих расход пара на турбину G_0 и расход пара в часть низкого давления (ЧНД) G_k .

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой паротурбинный агрегат?
2. Почему экономайзер и воздухоподогреватель котла установлены в его выходной шахте?
3. Почему тепловой цикл электростанции выполняют замкнутым?
4. Чем отличается блочная компоновка электростанции от неблочной?
5. Что такое параметры состояния? Назовите параметры состояния для воды, сухого насыщенного и перегретого пара.
6. Что такое энтальпия?
7. В чем состоит первый закон термодинамики? Как он реализуется при расширении пара в турбине?
8. Для чего используются T, s и h, s -диаграммы?
9. В чем состоит второй закон термодинамики?
10. Какова температура воды и пара при работе деаэратора, давление в котором 0,7 МПа?
11. Что такое критические параметры пара?
12. Что такое удельная теплота парообразования?
13. Назовите параметры, определяющие состояние влажного, сухого насыщенного и перегретого пара.
14. Определите состояние пара в конце процесса расширения, располагаемый и использованный теплоперепады турбины, если $p_0 = 13$ МПа, $t_0 = 540$ °С, $p_k = 5$ кПа, $\eta_{от} = 0,85$. Определите термический КПД турбоустановки.
15. Определите удельный расход тепла турбоустановки, если $\eta_t = 38$ %.
16. В чем преимущества регенеративного цикла Ренкина?
17. В паропроводе протекает пар с давлением 3,4 МПа и температурой 350 °С. Какой пар протекает по паропроводу?
18. Почему в ПТУ начальное давление пара нельзя изменять независимо от начальной температуры?

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ГРАФИЧЕСКИЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

| | | | |
|---|---|---|--|
|  | Паровой котел |  | Блочная обессоливающая установка |
|  | Пароперегреватель (основной, промежуточный) |  | Уплотнение концевое, штоков клапанов |
|  | Барaban котла |  | Впрыск конденсата |
|  | Однопоточный цилиндр |  | Задвижка; вентиль |
|  | Цилиндр с поворотом пара |  | Задвижка с электроприводом |
|  | Двухпоточный цилиндр |  | Обратный клапан с принудительным закрытием |
|  | Конденсатор |  | Стопорный клапан |
|  | Теплообменник |  | Регулирующий клапан |
|  | Деаэратор |  | Сбросной клапан; клапан рециркуляции |
|  | Насос |  | БРОУ; РОУ |
|  | Электрический генератор |  | Предохранительный клапан |
|  | Эжектор |  | Выхлоп в атмосферу |
|  | Расширитель |  | Свежий пар |
| | |  | Пар отборов |
| | |  | Конденсат |
| | |  | Дренаж |
| | |  | Паровоздушная смесь |
| | |  | Сбросной трубопровод |
| | |  | Растопочная линия |

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ЕДИНИЦЫ ФИЗИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН

В приложении приводятся единицы величин, принятые в СИ, а также ряд внесистемных единиц, имеющих еще широкое использование в теплоэнергетике и на электростанциях и поэтому употребляемых в настоящей книге.

Наименование и обозначение единиц физических величин

| Наименование величины | Система единиц | | | |
|-----------------------------------|-------------------|-------------------|-----------------------|---|
| | СИ | | Другие системы | |
| <i>Основные единицы</i> | | | | |
| Длина | метр | м | — | — |
| Масса | килограмм | кг | тонна | т |
| | грамм | — | — | — |
| Время | секунда | с | час | ч |
| Температура | кельвин | К | градус Цельсия | °С |
| | — | — | — | — |
| <i>Производные единицы</i> | | | | |
| Сила | ньютон | Н | килограмм-сила | кгс |
| Объем | — | м ³ | литр | л |
| Плотность | — | кг/м ³ | — | — |
| Скорость | — | м/с | — | — |
| Частота вращения | обороты в секунду | 1/с | обороты в минуту | об/мин |
| | — | — | — | — |
| Угловая скорость вращения | радиан в секунду | рад/с | — | — |
| Частота колебаний | герц | Гц | — | — |
| Объемный расход | — | м ³ /с | — | м ³ /с |
| Массовый расход | — | кг/с | — | т/ч |
| Давление, механическое напряжение | паскаль | Па | техническая атмосфера | кгс/см ² ; мм рт. ст.; бар |
| | — | — | — | — |
| Энергия, работа, количество тепла | джоуль | Дж | калория; киловатт-час | кал; кВт·ч |
| Мощность, отпуск тепла | ватт | Вт | — | ккал/ч |
| Удельный расход тепла | — | — | — | ккал/(кВт·ч) |

Соотношение между единицами энергии

| Единицы | Дж | кал | кВт·ч |
|---------|------------------|-------------------|-----------------------|
| 1 Дж | 1 | 0,239 | $0,278 \cdot 10^{-6}$ |
| 1 кал | 4,1868 | 1 | $1,163 \cdot 10^{-6}$ |
| 1 кВт·ч | $3,6 \cdot 10^6$ | $0,86 \cdot 10^6$ | 1 |

Множители и приставки для образования десятичных кратных и дольных единиц и их наименования

| Множитель | Приставка | | |
|-----------------------------------|--------------|-------------|---------------|
| | Наименование | Обозначение | |
| | | Русское | Международное |
| $1\ 000\ 000\ 000\ 000 = 10^{12}$ | тера | Т | Т |
| $1\ 000\ 000\ 000 = 10^9$ | гига | Г | Г |
| $1\ 000\ 000 = 10^6$ | мега | М | М |
| $1000 = 10^3$ | кило | к | к |
| $100 = 10^2$ | гекто | г | h |
| $10 = 10^1$ | дека | да | da |
| $0,1 = 10^{-1}$ | деци | д | d |
| $0,01 = 10^{-2}$ | санти | с | — |
| $0,001 = 10^{-3}$ | милли | м | m |
| $0,000\ 001 = 10^{-6}$ | микро | мк | μ |
| $0,000\ 000\ 001 = 10^{-9}$ | нано | н | n |
| $0,000\ 000\ 000\ 001 = 10^{-12}$ | пико | п | p |

Соотношение между единицами давления

| Единицы | Па | бар | кгс/см ² | мм рт.ст. |
|-----------------------|-------------------|----------------------|----------------------|---------------------|
| 1 Па | 1 | 10^{-5} | $1,02 \cdot 10^{-5}$ | $7,5 \cdot 10^{-3}$ |
| 1 бар | 10^5 | 1 | 1,02 | 750 |
| 1 кгс/см ² | $9,81 \cdot 10^4$ | 0,981 | 1 | 736 |
| 1 мм рт.ст. | 133,3 | $1,33 \cdot 10^{-3}$ | $1,36 \cdot 10^{-3}$ | 1 |

Соотношение между единицами мощности

| Единицы | кВт | ккал/ч |
|----------|-----------------------|--------|
| 1 кВт | 1 | 860 |
| 1 ккал/ч | $1,163 \cdot 10^{-3}$ | 1 |

Соотношение между единицами частоты вращения

| Единицы | 1/с | 1/мин | рад/с |
|---------|-------|-------|-------|
| 1 1/с | 1 | 1/60 | 6,28 |
| 1 1/мин | 60 | 1 | 376,8 |
| 1 рад/с | 0,159 | 9,55 | 1 |

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- Глава 1.* Основная: 1, 17, 41, 43. Дополнительная: 31, 51.
Глава 2. Основная: 31, 51. Дополнительная: 17.
Глава 3. Основная: 3, 23, 46, 47, 51. Дополнительная: 10, 28, 31.
Глава 4. Основная: 3, 14, 31, 37, 47, 52. Дополнительная: 4, 5, 10, 22, 25, 30, 36, 45.
Глава 5. Основная: 4, 19, 26. Дополнительная: 31, 41.
Глава 6. Основная: 27, 29, 39, 44. Дополнительная: 41, 43.
Глава 7. Основная: 24, 37, 39. Дополнительная: 9, 34, 41, 44.
Глава 8. Основная: 3, 51. Дополнительная: 32.
Глава 9. Основная: 3, 51. Дополнительная: 32.
Глава 10. Основная: 3. Дополнительная: 32
Глава 11. Основная: 3, 12, 16, 31, 42, 51. Дополнительная: 6, 18, 19, 20, 26, 50.
Глава 12. Основная: 3, 4, 15, 37. Дополнительная: 8, 19, 25, 26, 36, 45.
Глава 13. Основная: 3, 27, 37. Дополнительная: 11, 15, 35.
Глава 14. Основная: 35; 37. Дополнительная: 36.
Глава 15. Основная: 15, 35, 43. Дополнительная: 2, 12, 16, 18, 48.
Глава 16. Основная: 21. Дополнительная: 20, 33, 49.
Глава 17. Основная: 21. Дополнительная: 35.
Глава 18. Основная: 10. Дополнительная: 10.
Глава 19. Основная: 21, 37, 40. Дополнительная: 7, 31, 36.
1. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы тепловых свойств воды и водяного пара. М.: Изд-во МЭИ, 1999.
 2. Аракелян Э.К., Старшинов В.А. Повышение экономичности и маневренности тепловых электростанций. М.: Изд-во МЭИ, 1993.
 3. Бененсон Е.И., Иоффе Л.С. Теплофикационные паровые турбины / Под ред. Д.П. Бузина. М.: Энергоатомиздат, 1986.
 4. Бродов Ю.М., Савельев Р.З. Конденсационные установки паровых турбин. М.: Энергоатомиздат, 1994.
 5. Веллер В.Н. Автоматическое регулирование паровых турбин. М.: Энергия, 1977.
 6. Гирифельд В.Я., Князев А.М., Кузиков В.Е. Режимы работы и эксплуатация ТЭС. М.: Энергия, 1980.
 7. Гольдин А.С. Устранение вибраций турбоагрегатов на тепловых электростанциях. М.: Энергия, 1980.
 8. Доброхотов В.И., Жгулев Г.В. Эксплуатация энергетических блоков. М.: Энергоатомиздат, 1987.
 9. Ефимочкин Г.И. Безаэрационные схемы паротурбинных установок. М.: Энергоатомиздат, 1989.
 10. Жаров А.П. Предупреждение аварий подшипников паровых турбин. М.: Энергия, 1974.
 11. Жгулев Г.В. Пуск и наладка энергоблоков. М.: Энергия, 1978.
 12. Иванов В.А. Режимы мощных паротурбинных установок. М.—Л.: Энергоатомиздат, 1986.
 13. Инструкция по ультразвуковому контролю цельнокованных роторов паровых турбин со стороны осевого канала. И-34-70-005—82. М.: СПО Союзтехэнерго, 1984.
 14. Казанский В.Н. Системы смазывания паровых турбин. М.: Энергоатомиздат, 1986.
 15. Капелович Б.Э. Эксплуатация паротурбинных установок. М.: Энергоатомиздат, 1985.
 16. Качан А.Д. Режимы работы и эксплуатации тепловых электрических станций. Минск: Высшая школа, 1978.
 17. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейдлин А.Е. Техническая термодинамика. М.: Энергия, 1983.
 18. Кириллов И.И., Иванов В.А., Кириллов А.И. Паровые турбины и паротурбинные установки. М.—Л.: Машиностроение, 1978.
 19. Кирсанов И.Н. Конденсационные установки. М.—Л.: Энергия, 1966.
 20. Клебанов М.Д., Юрков Э.В. Влияние режима работы на динамические напряжения в рабочих лопатках последней ступени теплофикационной турбины // Электрические станции. 1979. № 10. С. 30—38.
 21. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин: Учебник для вузов. М.: Изд-во МЭИ, 2000.
 22. Леснов В.А. Регулирование и автоматизация турбин: Учебник для техникумов. М.: Машиностроение, 1980.
 23. Лосев С.М. Паровые турбины. — 10-е изд. М.: Энергия, 1964.
 24. Малюшенко В.В., Михайлов А.К. Насосное оборудование тепловых электростанций. М.: Энергия, 1975.
 25. Методические указания по проверке и испытаниям автоматических систем регулирования и защит паровых турбин. ЛПУ 34-70-062-83. М.: СПО ОРГРЭС, 1991.
 26. Методические указания по эксплуатации конденсационных установок паровых турбин электростанций. М.: Союзтехэнерго, 1986.
 27. Методические указания по эксплуатационному контролю за состоянием сетевых подогревателей. МУ 34-70-104-85. М.: СПО Союзтехэнерго, 1985. 71 с.
 28. Михайлов-Михеев П.Б. Справочник по металлическим материалам турбино- и моторостроения. М.—Л.: Машгиз, 1961. 838 с.
 29. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС. М.: Энергоатомиздат, 1998.
 30. Огнестойкие турбинные масла / Под ред. проф. К.И. Иванова. М.: Химия, 1974.
 31. Паровые и газовые турбины / М.А. Трубилов, Г.В. Арсеньев, В.В. Фролов и др.; Под ред. А.Г. Костюка и В.В. Фролова. М.: Энергоатомиздат, 1985.
 32. Паротурбинные энергетические установки. Отраслевой каталог. ЦНИИЭИТЯЖМАШ. М., 1988.

33. **Перельман Р.Г., Прякин В.В.** Эрозия элементов паровых турбин. М.: Энергоатомиздат, 1986.
34. **Печеник Б.Я., Хатетовский Г.И.** Питательные агрегаты мощных энергоблоков. М.: Энергия, 1978.
35. **Плоткин Е.Р., Лейзерович А.Ш.** Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков. М.: Энергия, 1980.
36. **Пособие** для изучения «Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей» (теплотехническая часть). М.: Изд-во НЦ ЭНАС, 199.
37. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей. — 15-е изд. М.: СПО ОРГРЭС, 1996.
38. **Применение** моторного режима на тепловых электрических станциях / А.А. Мадоян, Б.Л. Левченко, Э.К. Аракелян и др.; Под. ред. А.А. Мадояна. М.: Энергия, 1980.
39. **Рихтер Л.А., Елизаров Д.П., Лавыгин В.М.** Вспомогательное оборудование тепловых электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987.
40. **Рунов Б.Т.** Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов. М.: Энергоиздат, 1982.
41. **Рыжкин В.Я.** Тепловые электрические станции. М.: Энергоатомиздат, 1987.
42. **Самойлович Г.С., Трояновский Б.М.** Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. М.: Энергоиздат, 1982.
43. **Соколов Е.Я.** Теплофикация и тепловые сети. М.: Изд-во МЭИ, 1999.
44. **Теплообменное** оборудование паротурбинных установок. Отраслевой каталог. ЦНИИТЭИТЯЖМАШ Ч. I и II. М., 1989.
45. **Типовая** инструкция по испытанию противоразгонной защиты паровых турбин. ТИ 34-70-015—83. М.: СПО Союзтехэнерго, 1984.
46. **Трухний А.Д.** Стационарные паровые турбины. М.: Энергоатомиздат, 1990.
47. **Трухний А.Д., Крупеников Б.Н., Петрунин С.В.** Атлас конструкций деталей турбин. М.: Изд-во МЭИ, 2000.
48. **Участие** теплофикационных турбин в переменных режимах энергосистем: Сборник научных трудов ВТИ. М.: Энергоатомиздат, 1983.
49. **Фадеев И.П.** Эрозия влажнопаровых турбин. М.—Л.: Машиностроение, 1974.
50. **Шапиро Т.А.** Повышение эффективности работы ТЭЦ. М.: Энергоиздат, 1981.
51. **Щегляев А.В.** Паровые турбины. М.: Энергоатомиздат, 1993.
52. **Щегляев А.В., Смелъницкий С.Г.** Регулирование паровых турбин. М.: Госэнергоиздат, 1962.