

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа на тему «Расчетное исследование термодинамических и тепломассообменных процессов на примере паротурбинной установки» выполнен на 63 листах расчетно-пояснительной записки, 26 рисунках, 2 таблицах.

Ключевые слова: ПАРОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА, ЦИКЛ РЕНКИНА, ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ, ТЕРМИЧЕСКИЙ КПД, ЭКСЕРГИЯ.

Объектом исследования являются процессы, происходящие в элементах паротурбинной установки.

Цель работы: на примере паротурбинной установки рассмотреть основные термодинамические и тепломассообменные процессы: термодинамические циклы; теплопередача через цилиндрическую стенку, методы определения коэффициентов теплоотдачи при течении теплоносителя по трубам, при обтекании пучка труб, при фазовых переходах; гидромеханический расчет теплообменных аппаратов.

Исследование проводилось расчётным путём.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ОПИСАНИЕ И ПРИНЦИП РАБОТЫ ПАРОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ	6
1.1 Назначение паротурбинной установки и сравнение с другими установками вырабатывающими электроэнергию	6
1.2 Принцип работы паротурбинной установки	12
1.2.1 Основная паротурбинная установка (без теплофикации)	12
1.2.2 Паротурбинная установка с ухудшенным вакуумом. Паротурбинная установка с противодавлением.....	15
1.2.3 Паротурбинная установка с отбором в сетевой подогреватель ТЭС....	18
1.2.4 Паротурбинная установка с отбором непосредственно потребителю..	19
1.2.5 Паротурбинная установка с подогревателем смешивающего типа (с одним регенеративным отбором)	21
1.2.6 Паротурбинная установка со вторичным (промежуточным) перегревом	24
1.2.7 Эксергия. Анергия. Эксергетический метод исследования энергетических превращений в технических системах	26
2 РАСЧЕТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ПАРОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ.....	31
2.1 Паротурбинная установка без теплофикации	31
2.2 Паротурбинная установка с ухудшенным вакуумом. Паротурбинная установка с противодавлением	35
2.3 Паротурбинная установка с отбором в сетевой подогреватель ТЭС. С отбором непосредственно потребителю	35
2.4 Паротурбинная установка с подогревателем смешивающего типа.....	40
2.5 Паротурбинная установка с вторичным (промежуточным) перегревом ...	41

3 РАСЧЕТ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕМЕНТАХ ПТУ	42
3.1 Определение числа секций и длины секции змеевикового экономайзера	42
3.2 Тепловой расчет конденсатора	46
3.3 Определение мощности насоса	51
3.4 Определение зависимости термического КПД энергоблока от загрязнения трубок конденсатора	52
3.5 Определение зависимости термического КПД всей паротурбинной установки от внутреннего относительного КПД турбины	59
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	62
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	63

ВВЕДЕНИЕ

Теплотехника является общетехнической дисциплиной, которая занимает одно из центральных мест в инженерной подготовке специалистов. Это обусловлено тем, что процессы получения, использования и переноса теплоты имеют место практически во всех технических устройствах и технологических процессах современной техники.

Совершенно очевидным является положение, что использование теплоты лежит в основе современных технологий в любой сфере человеческой деятельности. Теплота – это великий дар природы и естественно желание научиться разумно его применять, понять основные закономерности, управляющие процессами получения, переноса и использования теплоты. Термодинамика и учение о тепломассообмене – науки, которые изучают эти закономерности.

Паротурбинная установка является одним из устройств, на примере которого можно рассмотреть как термодинамические, так и тепломассообменные процессы: термодинамические процессы изменения состояния рабочего тела, цикл Ренкина, теплопередача через цилиндрическую стенку, методы определения коэффициентов теплоотдачи при течении теплоносителя по трубам, при обтекании пучка труб, при фазовых переходах: теплообмен излучением между газом и поверхностью теплообмена, тепловой расчет теплообменных аппаратов, гидромеханический расчет теплообменных аппаратов.

1 Описание и принцип работы паротурбинной установки

1.1 Назначение паротурбинной установки и сравнение с другими установками вырабатывающими электроэнергию

В зависимости от источника энергии различают:

- тепловые электростанции (ТЭС), использующие природное топливо;
- гидроэлектростанции (ГЭС), использующие энергию падающей воды запруженных рек;
- атомные электростанции (АЭС), использующие ядерную энергию;
- иные электростанции, использующие ветровую, солнечную, геотермальную и другие виды энергий.

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 способный 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, жидкого топлива (мазут), 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) [1].

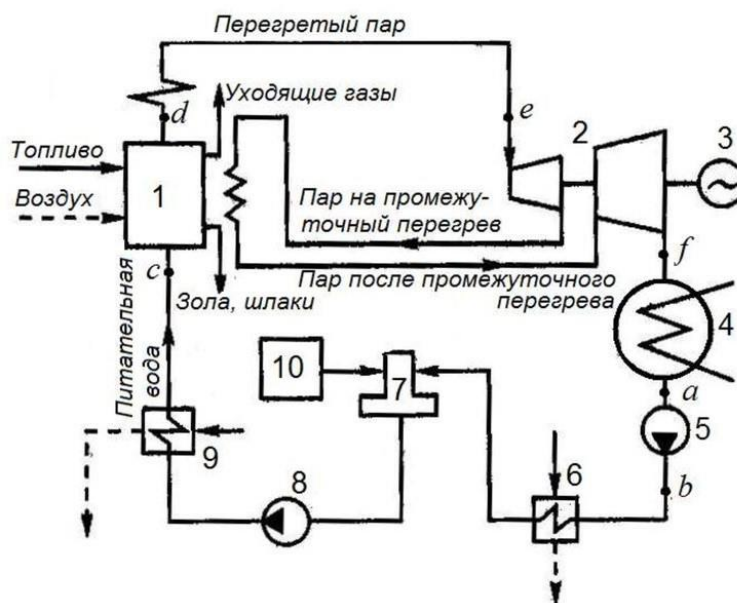
ПТУ оснащённые теплофикационными турбинами и отдающие тепло отработавшего пара промышленным или коммунально-бытовым потребителям, называют теплоэлектроцентралями (ТЭЦ).

ТЭС с приводом электрогенератора от газовой турбины называются газотурбинными электростанциями (ТЭС с ГТУ – газотурбинная установка). В камере сгорания ГТУ сжигают газ или жидкое топливо; продукты сгорания с температурой 750-900°С поступают в газовую турбину, вращающую электрогенератор. КПД таких ТЭС с ГТУ обычно составляет 30– 33 %, мощность – до нескольких сотен МВт. ГТУ обычно применяются для покрытия пиков электрической нагрузки.

ТЭС с парогазотурбинной установкой, состоящей из паротурбинного и газотурбинного агрегатов, называется парогазовой электростанцией (ТЭС с ПГУ, а часто – ПГУ), КПД которой может достигать 56– 58 %. ТЭС с ГТУ или ПГУ могут отпускать тепло внешним потребителям, то есть работать как ТЭЦ [3].

Немаловажную роль среди тепловых установок играют конденсационные электростанции (КЭС). Простейшая принципиальная схема КЭС, работающей на угле, представлена на рисунке 1.1. Топливо поступает в топку парогенератора (парового котла) 1, имеющего систему трубок, в которых циркулирует химически очищенная вода, называемая питательной. В котле вода нагревается, испаряется, а образовавшийся насыщенный пар доводится до температуры 400-650 °С и под давлением 3-24 МПа поступает по паропроводу в паровую турбину 2. Параметры пара зависят от мощности агрегатов. Далее одна часть пара полностью используется в турбине для выработки электроэнергии в генераторе 3 и затем поступает в конденсатор 4, а другая отбирается от промежуточных ступеней турбины и используется для подогрева питательной воды в подогревателях 6 и 9. Конденсат насосом 5 через деаэратор 7 и далее питательным насосом 8 подается в парогенератор. Тепловые конденсационные электростанции имеют невысокий КПД (35– 40%), так как

большая часть энергии теряется с отходящими топочными газами и охлаждающей водой конденсатора.

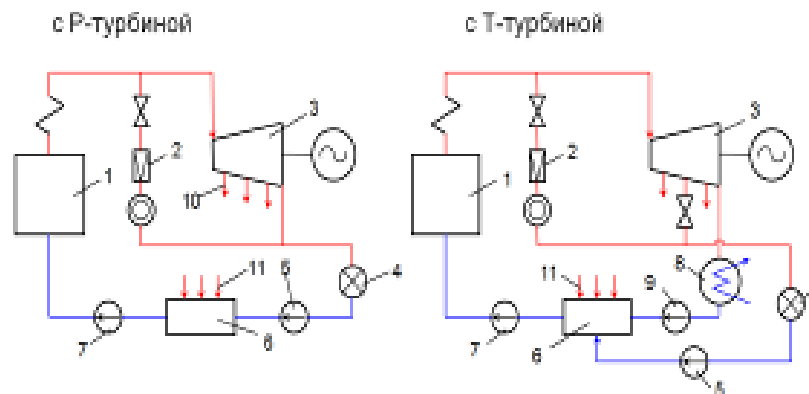


1 – паровой котел; 2 – паровая турбина; 3 – электрический генератор; 4 – конденсатор; 5 – конденсатный насос; 6 – подогреватели низкого давления; 7 – деаэратор; 8 – питательный насос; 9 – подогреватели высокого давления; 10 – водоподготовка.

Рисунок 1.1– Принципиальная схема КЭС

Особенностью теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) является то, что отработанный в турбине пар или горячая вода затем используются для отопления и горячего водоснабжения промышленной и коммунальной сферы. ТЭЦ строятся преимущественно в крупных городах, поскольку эффективная передача пара или горячей воды из-за высоких тепловых потерь в трубах возможна на расстоянии не более 20– 25 км. Кроме того, чтобы уменьшить потери тепла, ТЭЦ необходимо дополнять небольшими подстанциями, которые должны размещаться вблизи от потребителя. При всех указанных недостатках ТЭЦ представляют собой установки по комбинированному производству электроэнергии и тепла, в связи с чем, суммарный коэффициент полезного использования топлива повышается до 70– 76% против типовых значений 35– 40% на КЭС. При этом, как правило, максимальная мощность ТЭЦ меньше, чем КЭС [3].

Принципиальная схема ТЭЦ представлена на рисунке 1.2.



- 1 – паровой котел; 2 – РОУ; 3 – турбогенератор; 4 – тепловой потребитель; 5 – насос; 6 – регенеративные подогреватели; 7 – питательный насос; 8 – конденсатор; 9 – конденсатный насос; 10, 11 – пар из отборов

Рисунок 1.2–Принципиальная схема ТЭЦ

Топливо поступает в топку парогенератора (парового котла) 1, имеющего систему трубок, в которых циркулирует химически очищенная вода, называемая питательной. В котле вода нагревается, испаряется, а образовавшийся насыщенный пар доводится до температуры 400– 650 °С и под давлением 3– 24 МПа поступает по паропроводу. Одна часть пара полностью используется в турбине для выработки электроэнергии в генераторе 3 и затем поступает в конденсатор 8, а другая, имеющая большую температуру и давление, отбирается от промежуточной ступени турбины и используется для теплоснабжения 4. Количество отбираемого пара зависит от потребности предприятий в тепловой энергии. Выработка электроэнергии зависит от пропуска этого пара. Для теплофикационных турбин (такие турбины работают на ТЭЦ) выработка электроэнергии и отпуск тепла могут изменяться в широких пределах[3].

Атомные электростанции(АЭС), являющиеся, по существу, тепловыми станциями, в которых пар получается не при сжигании топлива, а при освобождении внутриатомной энергии, различаются по типам ядерных реакторов(в том числе на быстрых или на медленных нейтронах), мощности и некоторым другим признакам.

АЭС работают на ядерном топливе, в качестве которого используются уран-233 (U-235), уран-233 (U-233) и плутоний-239 (Pu-239).

В зависимости от вида и агрегатного состояния теплоносителя создаётся тот или иной термодинамический цикл АЭС. Выбор верхней температурной границы термодинамического цикла определяется максимально допустимой температурой оболочек тепловыделяющих элементов (ТВЭЛ), содержащих ядерное топливо, допустимой температурой собственно ядерного топлива, а также свойствами теплоносителя, принятого для данного типа реактора. От АЭС в атмосферу попадает небольшое количество летучих веществ и аэрозолей (триций, радиоактивные изотопы ксенона, криптона, йода), которые строго нормируются по ПДВ.

К недостаткам АЭС можно отнести трудности, связанные с захоронением ядерных отходов, катастрофические последствия аварий и тепловое загрязнение используемых водоемов [2].

Гидроэлектростанции являются весьма эффективными источниками энергии. Они используют возобновимые ресурсы – механическую энергию падающей воды. Необходимый для этого напор воды создается плотинами, которые воздвигают на реках и каналах. Гидравлические установки позволяют сокращать перевозки и экономить минеральное топливо (на 1 кВт/ч расходуется примерно 0,4 т. угля). Они достаточно просты в управлении и обладают очень высоким коэффициентом полезного действия (более 80%). Себестоимость этого типа установок в 5–6 раз ниже, чем ТЭС, и они требуют намного меньше обслуживающего персонала.

Гидравлические установки представлены гидроэлектростанциями (ГЭС), гидроаккумулирующими электростанциями (ГАЭС) и приливными электростанциями (ПЭС). Их размещение во многом зависит от природных условий, например, характера и режима реки.

ГЭС состоит из последовательной цепи гидротехнических сооружений, обеспечивающих необходимую концентрацию потока воды и создание напора, и энергетического оборудования, преобразующего энергию движущейся под

напором воды в механическую энергию вращения, которая, в свою очередь, преобразуется в электрическую энергию.

Ветроэлектростанция вырабатывает электроэнергию в результате преобразования энергии ветра. Основное оборудование станции – ветродвигатель и электрический генератор. Сооружают преимущественно в районах с устойчивым ветровым режимом.

Геотермическая электростанция – паротурбинная электростанция, использующая глубинное тепло Земли. В вулканических районах термальные глубинные воды нагреваются до температуры свыше 100 °С на сравнительно небольшой глубине, откуда они по трещинам в земной коре выходят на поверхность. На геотермических электростанциях пароводяная смесь выводится по буровым скважинам и направляется в сепаратор, где пар отделяется от воды; пар поступает в турбины, а горячая вода после химической очистки используется для нужд теплофикации. В России подобные электростанции сооружены на Камчатке: Паужетская (11 тыс. кВт).

Функционирование тепловых, атомных и гидравлических электростанции негативно влияет на состояние окружающей среды. Поэтому в настоящее время большое внимание уделяется изучению возможностей использования нетрадиционных, альтернативных источников энергии. Практическое применение уже получили энергия приливов и отливов и внутреннее тепло Земли. Ветровые энергоустановки имеются в жилых поселках Крайнего Севера. Ведутся работы по изучению возможности использования биомассы в качестве источника энергии. В будущем, возможно, огромную роль будет играть гелиоэнергетика. В США и Франции построены установки, которые работают на энергии Солнца [5].

Некоторые преимущества тепловых станций по сравнению с другими типами станций заключаются в следующем:

1. В относительно свободном территориальном размещении, связанном с широким распространением топливных ресурсов;

2. В способности (в отличие от ГЭС) вырабатывать энергию без сезонных колебаний мощности;

3. В том, что площади отчуждения и вывода из хозяйственного оборота земли под сооружение и эксплуатацию ТЭС, как правило, значительно меньше, чем это необходимо для АЭС;

4. ТЭС, в связи с массовым освоением технологий их строительства, сооружаются гораздо быстрее, чем ГЭС или АЭС, а их стоимость на единицу установленной мощности значительно ниже по сравнению с АЭС и ГЭС.

В то же время ТЭС обладают и крупными недостатками, в том числе некоторые из них:

1. Для эксплуатации ТЭС обычно требуется гораздо больший персонал, чем для ГЭС сопоставимой мощности, связанной с обслуживанием очень масштабного по объему топливного цикла;

2. ТЭС постоянно зависят от поставок невозобновляемых (и нередко привозных) топливных ресурсов (уголь, мазут, газ, реже торф и горючие сланцы);

3. ТЭС весьма критичны к многократным запускам и остановкам; смены режима их работы резко снижают эффективность, повышают расход топлива и приводят к повышенному износу основного оборудования;

4. ТЭС оказывают прямое и крайне неблагоприятное воздействие на экологическую обстановку [3].

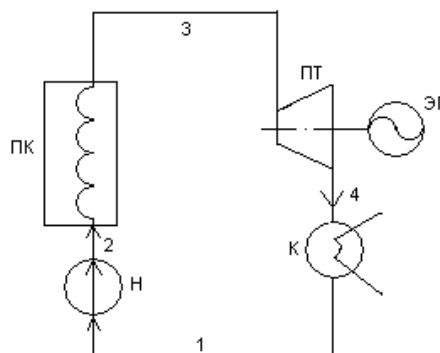
1.2 Принцип работы паротурбинной установки

1.2.1 Основная паротурбинная установка (без теплофикации)

Паротурбинную установку можно представить в виде тепловой машины, в которой осуществляется некий термодинамический цикл. Теоретическим циклом современной паросиловой установки является цикл Ренкина.

Из насоса вода под давлением P_1 поступает в котел, где к ней в изобарном процессе $p_1 = \text{const}$ подводится теплота. Вначале вода в котле нагревается до кипения (участок 5-4 изобары $p_1 = \text{const}$ на рисунок 1.4), а затем, по достижении

температуры кипения, происходит процесс парообразования (участок 4-1 изобары $p_1 = \text{const}$ на рисунке 1.4). Сухой насыщенный пар, получаемый в котле, поступает в турбину; процесс расширения в турбине изображается адиабатой 1-2. Отработанный влажный пар поступает в конденсатор, и цикл замыкается.



ПК– паровой котел, ПТ– паровая турбина, ЭГ–электрогенератор, К–конденсатор,
Н–питательный насос

Рисунок 1.3– схема ПТУ (без теплофикации)

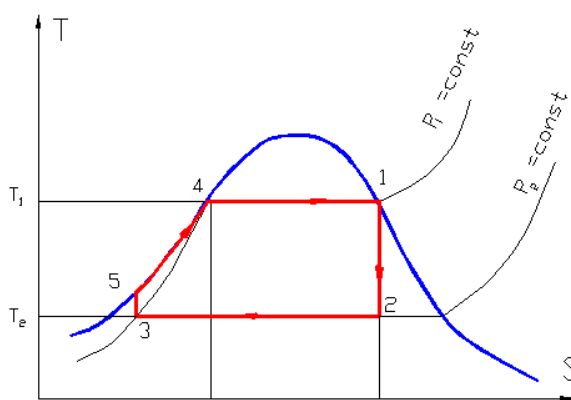


Рисунок 1.4– Цикл Ренкина в T,S -диаграмме

Конденсатор играет двоякую роль в установке. Во-первых, он имеет паровое и водяное пространство, разделенное поверхностью, через которую происходит теплообмен между отработавшим паром и охлаждающей водой. Поэтому конденсат пара может быть использован в качестве идеальной воды, не содержащей растворенных солей. Во-вторых, в конденсаторе вследствие резкого уменьшения удельного объема пара при его превращении в капельножидкое состояние наступает вакуум, который будучи

поддерживаемым в течение всего времени работы установки, позволяет пару расширяться в турбине еще на одну атмосферу ($P_k = 0,04 - 0,06$ бар) и совершать за счет этого дополнительную работу.

Влажный пар в конденсаторе полностью конденсируется по изобаре $p_2 = \text{const}$ (точка 3). Затем вода сжимается насосом от давления P_2 до давления P_1 , этот адиабатный процесс изображен в T,S -диаграмме вертикальным отрезком 3-5. Длина отрезка 3-5 в T,S -диаграмме весьма мала, так как в области жидкости, изобары (линии постоянного давления) в T,S -диаграмме проходят очень близко друг от друга. Благодаря этому при изоэнтропном (при постоянной энтропии) сжатии воды, температура воды возрастает менее чем на 1°C , и можно с хорошей степенью приближения считать, что в области жидкости изобары воды практически совпадают с левой пограничной кривой; поэтому зачастую при изображении цикла Ренкина в T,S -диаграмме изобары в области жидкости изображают сливающимися с левой пограничной кривой. Малая величина отрезка адиабаты 3-5 свидетельствует о малой работе, затрачиваемой насосом на сжатие воды. Малая величина работы сжатия по сравнению с величиной работы, производимой водяным паром в процессе расширения 1-2, является важным преимуществом цикла Ренкина, в отличие от цикла Карно.

Для того чтобы увеличить термический КПД цикла Ренкина, часто применяют так называемый перегрев пара в специальном элементе котла – пароперегревателе, где пар нагревается до температуры, превышающей температуру насыщения при данном давлении P_1 . В этом случае средняя температура подвода тепла увеличивается по сравнению с температурой подвода тепла в цикле без перегрева и, следовательно, термический КПД цикла возрастает.

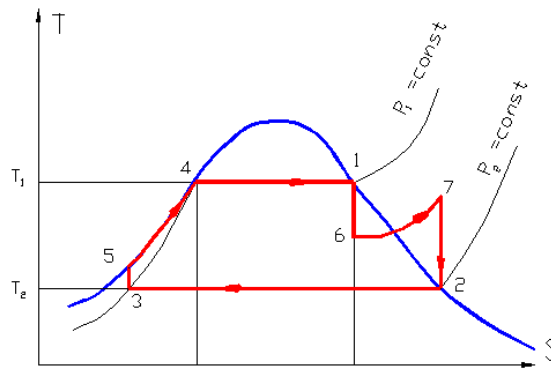


Рисунок 1.5– T,S -диаграмма цикла с промежуточным перегревом пара

Для повышения КПД в цикле с промежуточным перегревом пара, используется двухступенчатая турбина, состоящая из цилиндра высокого давления и нескольких (4 для РБМК) цилиндров низкого давления. Пар из барабана направляется в цилиндр высокого давления (ЦВД), часть пара отбирается для перегрева. Расширяясь в цилиндре высокого давления процесс на диаграмме 1-6, пар совершает работу. После ЦВД пар направляется в пароперегреватель, где за счет охлаждения отобранной в начале части пара, осушается и нагревается до более высокой температуры, (но уже при более низком давлении, процесс 6-7 на диаграмме) и поступает в цилиндры низкого давления турбины (ЦНД). В ЦНД пар расширяясь, снова совершает работу (процесс 7-2 на диаграмме) и поступает в конденсатор. Остальные процессы соответствуют процессам в выше рассмотренном цикле Ренкина [6].

1.2.2 Паротурбинная установка с ухудшенным вакуумом.

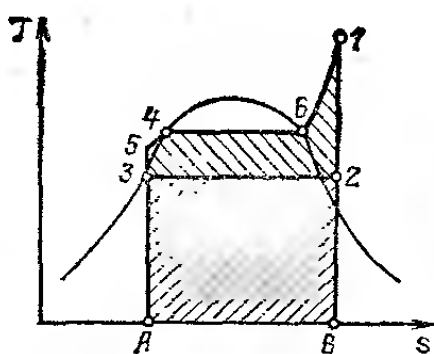
Паротурбинная установка с противодавлением

Теплофикационная система с ухудшенным вакуумом обычно используется для производства электроэнергии и тепла в блочно-модульных теплоэлектростанциях. В данной системе теплообменник расположен между паровым турбинным агрегатом и конденсатором, при этом давление воздуха на выходе из конденсатора выше атмосферного, что приводит к ухудшению вакуума.

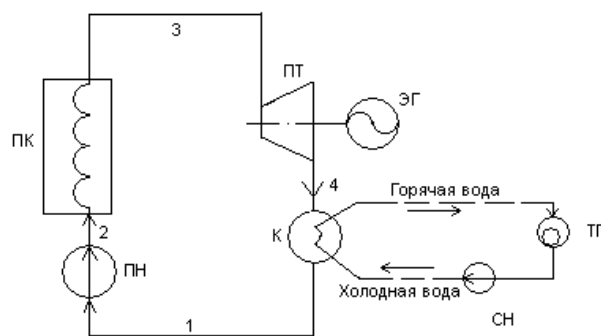
Таким образом, ухудшение вакуума приводит к снижению эффективности всей системы, поскольку менее эффективный конденсатор уменьшает количество тепла, которое может быть извлечено из пара. Однако, благодаря меньшему размеру конденсатора в такой системе, можно получить некоторый выигрыш в экономическом плане, уменьшив затраты на строительство и обслуживание.

Такие системы обычно применяются там, где имеется ограниченное пространство и/или более выгодно использовать возможности автономной энергетики.

Работа цикла паросиловой установки изображен в T, S -диаграмме площадью $1-2-3-5-4-6-1$ на рисунке 1.6 а). Площадь $A-3-2-B-A$ показывает теплоту q_2 , отданную потребителю.



а)



б)

ПТ– тепловой подогреватель, СН– сетевой насос.

а)– цикл теплофикационной паросиловой установки в T, s -диаграмме,

б) –схема теплофикационной ПТУ с ухудшенным вакуумом

Рисунок 1.6–Работа цикла теплофикационной ПТУ

с ухудшенным вакуумом

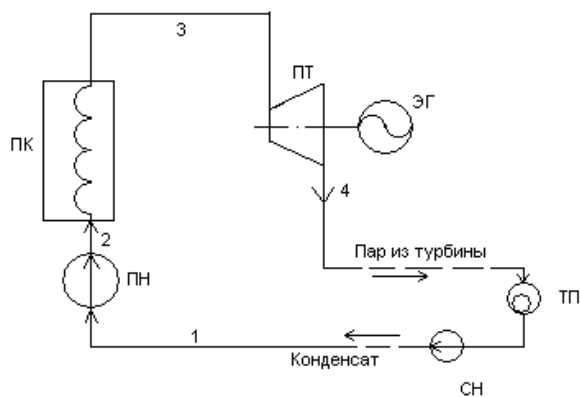


Рисунок 1.7 –схема теплофикационной ПТУ с противодавлением

На рисунке 1.7 изображена схема ТЭЦ, в которой установлены турбины с противодавлением. Теплофикация с использованием противодавления – это технология, при которой тепло передается от источника к потребителю в системе с отрицательным давлением. Для создания противодавления в систему вводят дополнительное оборудование, которое позволяет снизить давление в центральной части теплоносителя и повысить его давление на выходе из системы. Такой подход позволяет снизить затраты на тепловую энергию, так как менее мощные насосы могут использоваться для обеспечения движения теплоносителя. Кроме того, противодавление позволяет снизить температуру в системе, что приводит к более эффективному использованию теплоносителя и более равномерному распределению тепла по сети.

Для характеристики экономичности работы ТЭЦ применяется так называемый коэффициент использования тепла K , определяемый как отношение суммы полезной работы, произведенной в цикле, $l_э$, и теплоты q_2 , отданной внешнему потребителю, к количеству теплоты q_u выделившейся при сгорании топлива:

$$K = \frac{l_э + q_2}{q_1}; \quad (1.1)$$

или, что то же самое,

$$K = \frac{N + Q}{B} \cdot Q_p^H; \quad (1.2)$$

где N –электрическая мощность установки;

Теплофикация с отбором в сетевой подогреватель является технологией, при которой часть тепла, вырабатываемого на теплоисточнике, отводится в сетевой подогреватель. Сетевой подогреватель может быть установлен на здание или в другом месте, где требуется тепло. Таким образом, теплофикация с отбором в сетевой подогреватель позволяет увеличить эффективность использования тепловой энергии, так как участок сети между теплоисточником и сетевым подогревателем работает на высокой температуре, что позволяет более эффективно использовать тепло. Оптимальный размер сетевого подогревателя должен быть выбран в зависимости от требований потребителей тепла, чтобы обеспечить оптимальный баланс между затратами на производство тепловой энергии и их использование [7].

1.2.4 Паротурбинная установка с отбором непосредственно потребителю

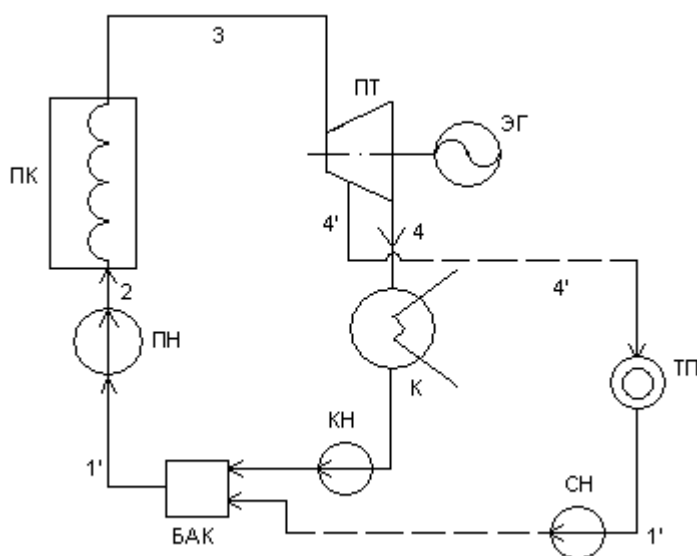


Рисунок 1.9– схема ПТУ с отбором непосредственно потребителю

Паротурбинная установка с отбором непосредственно потребителю – это система, где часть энергии, производимой паровой турбиной, направляется на привод внутреннего потребителя, например, для привода насоса или вентилятора, а оставшаяся часть используется для генерации электроэнергии. В такой установке паровая турбина оборудуется дополнительным валом, который приводит в движение работающий насос или вентилятор. Это позволяет

использовать часть произведенной турбиной энергии непосредственно для нужд потребителя и уменьшить количество производимой электроэнергии. Такая установка наиболее эффективна в тех случаях, когда одновременно требуется как производство электроэнергии, так и работы некоторых внутренних потребителей. Кроме того, паротурбинная установка с отбором непосредственно потребителю повышает надежность и безопасность системы, поскольку, в случае отказа одного элемента, другие элементы могут продолжать работать независимо. Для целей теплофикации пар из так называемых отопительных отборов турбины, расположенных на выходе из турбины, направляется в подогреватели сетевой воды (ПСВ), в трубках которых циркулирует сетевая (отопительная) вода, перекачиваемая сетевыми насосами. Подогреватели сетевой воды устанавливаются 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[1].

У теплофикационных турбин (ТТ) с конденсацией и отбором пара для снабжения теплом потребителей используется лишь пар отборов, а тепло конденсационного потока пара отдается в конденсаторе охлаждающей воде и теряется. Для сокращения потерь тепла такие ТТ большую часть времени должны работать по «тепловому» графику, то есть с минимальным «вентиляционным» пропуском пара в конденсатор. ТТ с конденсацией и отбором пара получили на ТЭЦ преимущественное распространение как универсальные по возможным режимам работы. Их использование позволяет регулировать тепловую и электрическую нагрузки практически независимо; в частном случае, при пониженных тепловых нагрузках или при их отсутствии, ТЭЦ может работать по «электрическому» графику, с необходимой, полной или почти полной электрической мощностью.

1.2.5 Паротурбинная установка с подогревателем смешивающего типа (с одним регенеративным отбором)

Паротурбинная установка с подогревателем смешивающего типа – это система, в которой входящий в турбину пар подогревается перед прохождением через турбину смешением с выходными газами от котла.

Основная идея такой установки заключается в повышении эффективности генерации электроэнергии, за счёт увеличения исходной температуры пара, поступающего в турбину.

Если в паросиловой установке осуществляется цикл Ренкина без перегрева пара, то в случае осуществления полной регенерации термический КПД цикла Ренкина будет равен термическому КПД цикла Карно. На рисунке 1.10 а) изображен в T, s -диаграмме цикл Ренкина с полной регенерацией во влажном паре (разумеется, речь идет здесь о внутренне обратимых циклах).

Коэффициент полезного действия цикла Ренкина с перегревом пара даже в случае предельной регенерации будет меньше термического КПД цикла Карно, осуществляемого в том же интервале температур; это следует из T, s -диаграммы, приведенной на рисунке 1.10 б). Однако при этом термический КПД цикла Ренкина заметно возрастает (по сравнению с циклом без регенерации).

Регенеративный цикл, изображенный на рисунке 1.10 б), идеализирован; обеспечение эквидистантности линий подвода 3-4 на рисунке 1.10 б) и отвода 7-2 p теплоты возможно лишь при условии применения идеального регенератора.

Из T, s -диаграммы на рисунке 1.10 б) следует, что термический КПД цикла Ренкина с предельной регенерацией определяется выражением:

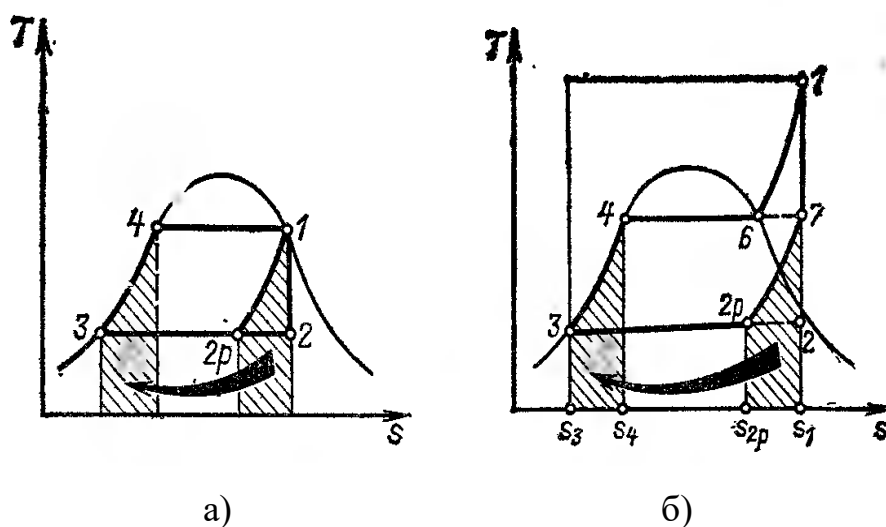
$$\eta_{\text{т}}^{\text{рег}} = 1 - \frac{T_2(s_{2p} - s_3)}{(h_1 - h_4)}. \quad (1.3)$$

В реальных паросиловых циклах регенерация осуществляется с помощью регенеративных, поверхностных или смешивающих теплообменников, в

каждый из которых поступает пар из промежуточных ступеней турбины (так называемый регенеративный отбор).

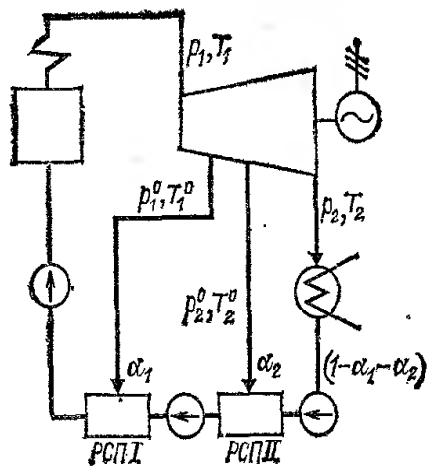
Подогреватель смешивающего типа состоит из нескольких труб, которые расположены внутри котла. Выходящие из турбины выхлопные газы, которые остывают после прохождения через турбину, проходят по этим трубам. В результате такого смешивания входящий в турбину пар подогревается до нужных температурных показателей. В связи с этим, паротурбинная установка с подогревателем смешивающего типа имеет более высокую эффективность по сравнению с конструкциями без подогревателя. Однако, такая установка имеет более сложную конструкцию и требует большего технического обслуживания.

Пар конденсируется в регенеративных теплообменниках РСП и РСПШ, нагревая питательную воду, поступающую в котел. Конденсат греющего пара также поступает в котел или смешивается с основным потоком питательной воды (рисунок 1.11 а).

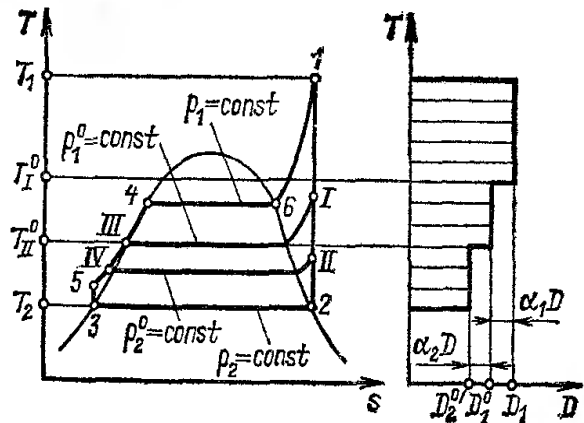


- а) цикл Ренкина с полной регенерацией во влажном паре в T, s -диаграмме,
- б) регенеративный цикла Ренкина с перегревом пара в T, s -диаграмме

Рисунок 1.10–Регенеративный цикл Ренкина



а)



б)

а) схема цикла паросиловой установки с регенерацией,

б) плоская T, s -диаграмма данного цикла

Рисунок 1.11—Паросиловая установка с регенерацией

Цикл паросиловой установки с регенерацией, строго говоря, нельзя изобразить в плоской T, s -диаграмме, поскольку эта диаграмма строится для постоянного количества рабочего тела, тогда как в цикле установки с регенеративными подогревателями количество рабочего тела оказывается различным по длине проточной части турбины. Поэтому в дальнейшем, рассматривая изображение цикла этой установки в плоской T, s -диаграмме (рисунок 1.11 б), следует иметь в виду условность этого изображения; для того чтобы подчеркнуть это, рядом с T, s -диаграммой помещена диаграмма, показывающая расход пара через турбину, вдоль ее проточной части. Эта диаграмма относится к линии 1-2 в T, s -диаграмме - линии адиабатного расширения пара в турбине. Таким образом, на участке 1-2 цикла в T, s -диаграмме количество рабочего тела убывает с уменьшением давления, а на участке 5-4 количество рабочего тела возрастает с ростом давления (к питательной воде, поступающей из конденсатора, добавляется конденсат пара из отборов).

1.2.6 Паротурбинная установка со вторичным (промежуточным) перегревом

Паротурбинная установка со вторичным промежуточным перегревом—это усовершенствованная версия стандартной паротурбинной установки, которая использует более сложную систему подогрева пара перед прохождением через турбину.

В этой конструкции пар в первичном перегревателе подогревается до высокой температуры и давления, затем пропускается через турбину на первой ступени. Затем выходящий пар поступает во вторичный перегреватель, где дополнительно нагревается до еще более высокой температуры, а затем снова отправляется в турбину на второй ступени.

В результате установки со вторичным промежуточным перегревом получается пар с очень высокой температурой и давлением, что позволяет более эффективно использовать энергию пара и существенно увеличивает КПД установки.

Однако, такая установка требует более сложной конструкции, более высоких затрат на ее производство и более качественного технического обслуживания.

Применение перегрева пара приводит к увеличению термического КПД цикла и одновременно сдвигает в T, s -диаграмме точку, соответствующую состоянию пара на выходе из турбины, вправо, в область более высоких степеней сухости (рис. 1.12).

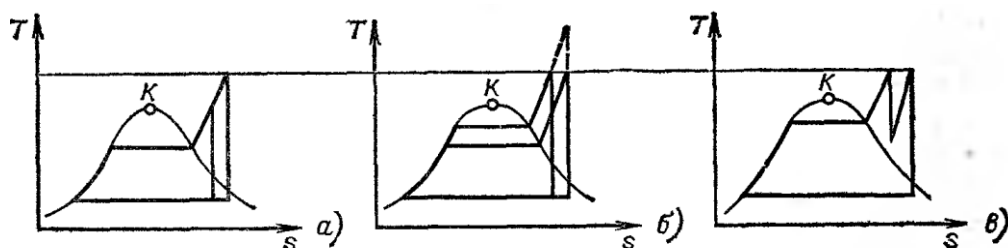
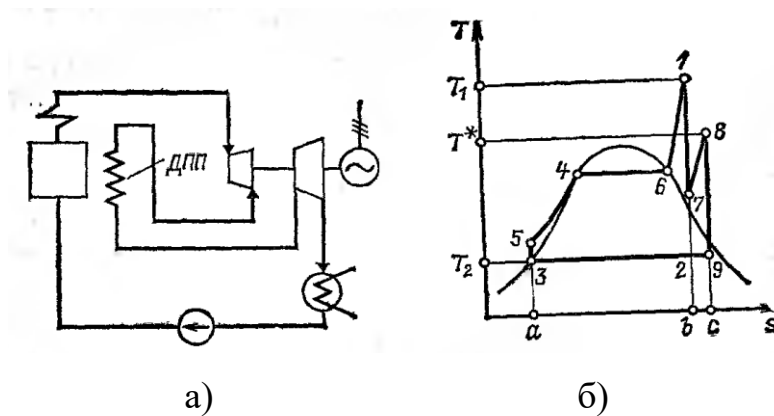


Рисунок 1.12— T, s -диаграмма установки с промежуточным перегревом пара



а) Схема установки с промежуточным перегревом пара;
 б) T,s -диаграмма внутренне обратимого цикла паросиловой установки с промежуточным перегревом

Рисунок 1.13—Паросиловая установка с промежуточным перегревом пара

Схема установки с промежуточным перегревом пара представленная на рисунке 1.13 а) может быть разной, но принцип ее работы состоит в следующем:

1. Генератор пара создает пар, который затем проходит через теплообменник для перегрева. Теплообменник представляет собой систему труб, которые заполнены теплоносителем, например, водой.

2. Теплообменник расположен внутри котла, где пар и теплоноситель нагреваются и проходят через трубы теплообменника.

3. Водяной насос перекачивает теплоноситель из теплообменника в котел и обратно, обеспечивая тем самым циркуляцию теплоносителя в системе.

4. После перегрева пара, он поступает в турбину, где создается вращательное движение. Таким образом, выполняется работа, например, приводятся в движение электрические генераторы.

5. После работы пара в турбине, он может проходить через систему конденсации. Конденсация снижает давление пара, и пар превращается в воду, которая возвращается в теплообменник для дальнейшего перегрева.

На рисунке 1.15 б) представлена T,s -диаграмма.

Выражение для термического КПД цикла с промежуточным перегревом можно представить в следующем виде:

$$\eta_{\text{Т}}^{\text{пр.п}} = \frac{(h_1 - h_7) + (h_8 - h_9) - (h_5 - h_3)}{(h_1 - h_5) + (h_8 - h_7)}; \quad (1.4)$$

Если термический КПД дополнительного цикла:

$$\eta_{\text{Т}}^{\text{доп}} = \frac{(h_8 - h_9) - (h_7 - h_2)}{(h_8 - h_7)}; \quad (1.5)$$

будет больше, чем термический КПД основного цикла:

$$\eta_{\text{Т}}^{\text{осн}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_5 - h_3)}{(h_1 - h_5)}; \quad (1.6)$$

Т.о. термический КПД цикла с промежуточным перегревом $\eta_{\text{Т}}^{\text{пр.п}}$ будет больше термического КПД цикла Ренкина без перегрева (т. е. основного цикла):

$$\eta_{\text{Т}}^{\text{пр.п}} > \eta_{\text{Т}}^{\text{осн}}.$$

1.2.7 Эксергия. Анергия. Эксергетический метод исследования энергетических превращений в технических системах

Эксергия и анергия – это два понятия, используемых в технической термодинамике для описания энергетических процессов в системах или циклах.

Анергия – это форма энергии, которая не может быть превращена в работу. Например, это может быть теплота, которая не может быть использована для создания механической работы из-за низкого уровня температуры.

Эксергия – это, в свою очередь, та часть энергии, которая может быть превращена в работу. Она соответствует максимальному объему работы, который может быть извлечен из системы при использовании внешнего источника теплоты.

Эксергетический метод исследования энергетических превращений в технических системах – это метод, позволяющий оценить, насколько эффективно используется энергия в технических системах. С помощью этого метода можно определить количество эксергии, которое может быть извлечено из системы при ее работе, а также количество потерянной анергии.

Эксергетический метод используется для анализа и оптимизации технических систем, а также для выбора наиболее эффективных методов преобразования энергии в различных промышленных и научных областях.

Различают следующие виды эксергии:

1) Эксергию рабочего тела – для систем, включающих рабочее тело и окружающую среду. В этих системах используется внутренняя и внешняя энергия рабочего тела. Различают эксергию покоящегося рабочего тела и его потока;

2) Эксергию потока энергии, включающую эксергию теплоты (для систем, состоящих из источника теплоты, рабочего тела и окружающей среды).

Эксергия рабочего тела.

Эксергия рабочего тела – это мера максимально доступной работы, которая может быть получена из данного рабочего тела при его использовании в технической системе. Иными словами, это количество работы, которое может быть получено при использовании рабочего тела вместо его потерянного тепла. Для вычисления эксергии рабочего тела используется понятие энтропии, которая определяет уровень организации субстанции и наличие в ней потенциала для работы. Чем выше энтропия, тем меньше эксергия.

Рассмотрим обратимый переход неподвижного рабочего тела из неравновесного состояния в равновесное. В этом случае, как известно, может быть получено максимальное количество работы. Для того чтобы рабочее тело находилось в состоянии равновесия с окружающей средой необходимо изменить его внутреннюю энергию. По первому закону термодинамики $dU = dQ - dL$, изменить внутреннюю энергию рабочего тела можно либо за счет подвода или отвода теплоты dQ , либо за счет совершения работы dL . Если процесс обратим, то рабочее тело будет получать или отдавать теплоту при постоянной температуре, равной температуре окружающей среды. Тогда согласно второму закону термодинамики:

$$dQ = T_0 dS; \quad (1.7)$$

Объединяя уравнения первого и второго законов термодинамики получим:

$$dL = T_0 dS - dU. \quad (1.8)$$

По этой формуле находится работа, которую совершит термодинамическая система при обратимом переходе из неравновесного состояния в состояние равновесия с окружающей средой без учета работы, затраченной системой на преодоление сил давления окружающей среды.

Формула максимальной работы, совершаемой системой будет:

$$dL_{max} = T_0 dS - dU - p_0 dV; \quad (1.9)$$

После интегрирования получим:

$$L_{max} = (U_1 - U_2) - p_0(V_1 - V_2) - T_0(S_1 - S_2); \quad (1.10)$$

где индексы 1 и 2 характеризуют состояние рабочего тела (системы) до и после приведения его в состояние равновесия с окружающей средой.

Из этой формулы следует, что максимальная работа (эксергия), которую можно получить от рассматриваемой системы (рабочего тела), полностью определяется состоянием рабочего тела в начале и конце процесса и не будет зависеть от пути процесса. Следовательно, эксергия неподвижного рабочего тела является функцией состояния параметров рабочего тела и окружающей среды.

В случае, когда в системе имеют место необратимые изменения состояния, будем иметь:

$$(S_{02} - S_{01}) + (S_2 - S_1) > 0 \quad (1.11)$$

или

$$\Delta S_{необр} = (S_{02} - S_{01}) + (S_2 - S_1); \quad (1.12)$$

где $\Delta S_{необр}$ - увеличение энтропии системы вследствие необратимости протекающих в ней процессов;

S_{02}, S_{01} - энтропия окружающей среды.

Полезная работа в этом случае будет равна:

$$L = L_{max} - T_0 \Delta S_{необр}; \quad (1.13)$$

где $T_0 \Delta S_{необр}$ - потеря работоспособности системы, а уравнение:

$$\Delta L = T_0 \Delta S_{необр}; \quad (1.14)$$

называется, уравнением Гюи-Стодолы.

Эксергия рабочего тела является важным показателем при использовании технических систем, работающих на основе конверсии энергии. Она позволяет оценить эффективность использования рабочего тела и выбрать наиболее подходящий вид энергии для конкретных задач. Кроме того, вычисление эксергии позволяет оптимизировать работу технических систем с целью увеличения их производительности и снижения потерь энергии.

Эксергия теплоты.

Она определяется как отношение между полезной работой, которую можно получить от данного количества теплоты, и теплом, которое используют для выполнения работы. Термический КПД такого цикла записывается в виде:

$$\eta_t = \frac{L_{max}}{Q} = 1 - \frac{T_2}{T_1}; \quad (1.15)$$

где Q – количество теплоты, подведенное к рабочему телу;

T_1 и T_2 – температуры высшего и низшего источников теплоты;

L_{max} – максимальное количество работы, которое можно получить в обратимом цикле.

Выражая L_{max} из последней формулы, получим:

$$L_{max} = E_{max} = Q \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right); \quad (1.16)$$

где $\left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right)$ – коэффициент качества теплоты (эксергетической ценности теплоты).

$$E_{max} = q_1 - T_2 \frac{q_1}{T_1}. \quad (1.17)$$

Из первого закона термодинамики следует, что сумма эксергии и энергии в любом процессе остается постоянной. Согласно второму закону термодинамики эксергия остается постоянной лишь в обратимых процессах. В необратимых процессах она уменьшается, превращаясь в энергию. Если энергия бесполезно рассеивается в окружающей среде, то вся эксергия превращается в энергию.

Как видно из формул (1.17) и (1.18) эксергия зависит от температур ВИТ (энергоносителя) и НИТ (окружающей среды).

Эксергия будет тем больше, чем менее необратим процесс. Тем больше в этом случае будет получено полезной работы. Все это позволяет ввести понятие так называемой эксергетической эффективности процесса или эксергетического КПД. Он определяется отношением использованной эксергии к подведенной. Например, для теплообменников это будет отношение эксергии теплоносителя на выходе E'' к его эксергии на входе E' .

$$\eta_e = \frac{E''}{E'}. \quad (1.19)$$

Эксергетический КПД является показателем эффективности работы устройства или процесса, основанный на понятии эксергии. Эксергия – это мера энергии, которая может быть превращена в работу, при совершении процессов, представляющихся тепловыми или механическими.

Эксергетический КПД определяется как отношение эксергии, выходящей в виде полезной работы, к эксергии, введенной в систему. То есть, эксергетический КПД показывает, насколько эффективно система использует поступающую в нее энергию для выполнения полезной работы.

Эксергетический КПД обычно выше термодинамического КПД, поскольку он учитывает не только количество теплоты, которое превращается в полезную работу, но и качество этой теплоты, то есть ее возможность превращения в работу.

Эксергетический КПД широко применяется в различных сферах промышленности и техники, таких как электроэнергетика, транспорт, производство и т.д., где требуется эффективное использование ресурсов, в частности энергии [12].

2 Расчет термодинамических показателей работы паротурбинной установки

2.1 Паротурбинная установка без теплофикации

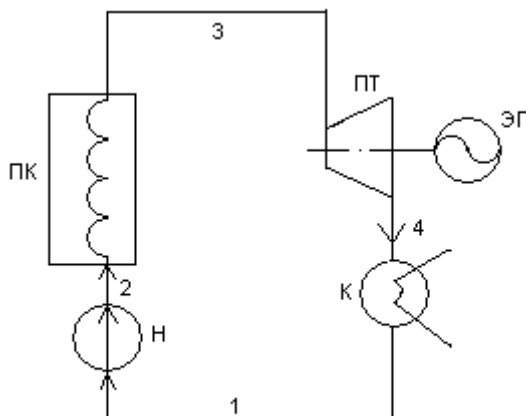


Рисунок 2.1 – Схема ПТУ основная (без теплофикации)

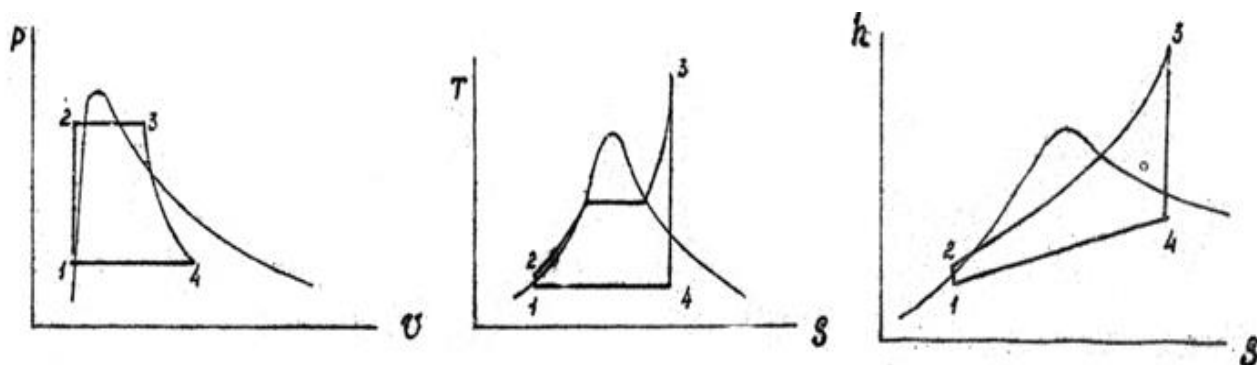


Рисунок 2.2 – Внутреннеобратимый цикл Ренкина

Обозначения:

P_{oc}, t_{oc}, h_0, S_0 – параметры рабочего тела в состоянии равновесия с окружающей средой;

P_{min} – минимальное давление в цикле (давление конденсации в конденсаторе);

t_{min} – минимальная температура в цикле (температура конденсации в конденсаторе);

P_{max} – максимальное давление в цикле (давление в паровом котле);

t_{max} – максимальная температура в цикле (температура пара перед турбиной).

$h_{1...5}$ —энтальпия;

$S_{1...5}$ — энтропия;

$e_{1...5}$ — эксергия (индексы показывают точку, в которой рассматриваются параметры рабочего тела);

$\delta_{eqПТ}$ —потери эксергии.

$$\begin{aligned}P_0 &= P_{oc}; \\t_o &= t_{oc}; \\h_0 &= S_{p1ж} \cdot t_0; \\S_0 &= S'(T_0).\end{aligned}\tag{2.1}$$

Точка 1:

$$\begin{aligned}P_1 &= P_{min}; \\t_1 &= t_{min} = t_{нас}(P_0); \\S_1 &= S'(t_1); \\h_1 &= h'(t_1); \\e_1 &= (h_1 - h_0) - T_{oc} \cdot (S_1 - S_0).\end{aligned}\tag{2.2}$$

Точка 2: (процесс в питательном насосе)

$$\begin{aligned}P_2 &= P_{max}; \\t_2 &= t_o; \\S_2 &= S_1; \\h_2 &= h_1 + |l_{nn}| = h_1 + |-v_1 \cdot (P_2 - P_1)| = h_1 + v_1 \cdot (P_2 - P_1); \\e_2 &= (h_2 - h_0) - T_{oc} \cdot (S_2 - S_0) \\&= (h_1 - h_0) + v_1 \cdot (P_2 - P_1) - T_{oc} \cdot (S_2 - S_0).\end{aligned}\tag{2.3}$$

Точка 3: (процесс в парогенераторе) (изобарный процесс)

$$\begin{aligned}P_3 &= P_{max} = P_2 \text{ (исходные данные);} \\t_3 &= t_{max} \text{ (исходные данные);} \\S_3 &= S_{п.п}(t_3, P_3) \text{ (по таблице или диаграмме при } P_3 \text{ и } t_3); \\h_3 &= h_{п.п}(t_3, P_1) \text{ (по таблице или диаграмме при } P_3 \text{ и } t_3); \\e_3 &= (h_3 - h_0) - T_{oc} \cdot (S_3 - S_0) = \\&= (h_2 - h_0) + P_3 \cdot (v_3 - v_2) - T_{oc} \cdot (S_3 - S_0) = \\&= (h_1 - h_0) + v_1 \cdot (P_2 - P_1) + P_3 \cdot (v_3 - v_2) - T_{oc} \cdot (S_3 - S_0).\end{aligned}\tag{2.4}$$

Точка 4: (теоретическая, когда КПД турбины 100 %) (адиабатный процесс)

$$\begin{aligned}P_4 &= P_{min} = P_1 \text{ (исходные данные);} \\t_4 &= t_{min} = t_1 \text{ (исходные данные);} \\S_4 &= S_3 \text{ (т.к. теоретическая точка увел. энтропии равно 0);}\end{aligned}\tag{2.5}$$

h_4 определяем по h, s -диаграмме;

$$e_4 = (h_4 - h_0) - T_{oc} \cdot (S_4 - S_0).$$

Точка 4Д:

$$P_{4д} = P_{min} = P_1 = P_4(\text{исходные данные});$$

$$t_{4д} = t_{min} = t_1 = t_4(\text{исходные данные});$$

$$S_{4д} = S_{4д}(h_{4д}, t_1) \text{ (по таблице или диаграмме при } h_{4д} \text{ и } t_1);$$

$$h_{4д} = h_3 - (h_3 - h_4) \cdot \eta_m \text{ Определяем по } h, s\text{-диаграмме};$$

$$e_{4д} = (h_{4д} - h_0) - T_{oc} \cdot (S_{4д} - S_0).$$

(2.6)

Результаты расчета сводим в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – параметры рабочего тела в узловых точках схемы.

Точки.	0	1	2	3	4	4д
Параметры.						
P , бар	1	0,06	135	135	0,06	0,06
t , °C	10	36	36	470	36	36
S , кДж/кг	41	0,522	0,522	6,304	6,304	6,304
h , кДж/кг	0,151	152	165	3244	1939	1939
e , кДж/кг		6	19	1461	156	156

Процессы происходящие в элементах схемы:

Процесс в насосе (1-2): (изохорный процесс, также принимают что температура постоянна)

$$l_n = h_1 - h_2 = v'_1 \cdot (P_1 - P_2) = 152 - 165 = -13 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q_{nn} = 0;$$

$$\Delta e_{nn} = v'_1 \cdot (P_1 - P_2) = 0;$$

$$\eta_{\text{экс.н}} = 1.$$

(2.7)

Процесс в паровом котле (2-3) (изобарный процесс)

$$l_{\text{ПК}} = 0;$$

$$q_{\text{ПК}} = h_3 - h_1 = h_3 - h_2 = 3244 - 165 = 3079 \text{ кДж/кг},$$

здесь принимается, что $h_2 = h_1$;

$$\Delta e_{\text{ПК}} = q_{\text{ПК}} \cdot (1 - T_{oc}/T_{ви});$$

(2.8)

$$\Delta e_{\text{ПК}} = 3079 \cdot (1 - 10/1142) = 2463 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\eta_{\text{экс.ПК}} = e_3 / ((e_2 + e_{q_{\text{ПК}}}));$$

$$\eta_{\text{экс.ПК}} = 1461 / ((19 + 2463)) = 0,589.$$

Процесс в паровой турбине (3-4Д) (действительный адиабатический) (2.9)

$$l_{\text{ПТ}} = h_3 - h_{4\text{Д}} = 3244 - 1939 = 1305 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q_{\text{ПТ}} = 0;$$

$$\Delta e_{\text{ПТ}} = h_3 - h_{4\text{Д}} = 3244 - 1939 = 1305 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\eta_{\text{экс.ПТ}} = \frac{e_{4\text{Д}} + l_{\text{ПТ}}}{e_3};$$

$$\eta_{\text{экс.ПТ}} = \frac{156 + 1305}{1461} = 1.$$

Процесс в конденсаторе (4Д-1) (процесс изотермический и изобарный (изотермический т.к. в области двухфазной смеси – влажного пара))

$$l_{\text{К}} = 0;$$

$$q_{\text{К}} = h_1 - h_{4\text{Д}} = 152 - 1939 = -1787 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$e_{q_{\text{К}}} = e_{4\text{Д}} - e_1 = 156 - 6 = 150 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (2.10)$$

$$\eta_{\text{экс.К}} = \frac{e_1}{e_{4\text{Д}}};$$

$$\eta_{\text{экс.К}} = \frac{6}{156} = 0,038.$$

Вся ПТУ:

подведенное тепло:

$$q_1 = q_{\text{ПК}} = 3079 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (2.11)$$

отведенное тепло:

$$q_2 = q_{\text{К}} = -1787 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (2.12)$$

теплота цикла:

$$q_{\text{ц}} = q_{\text{ПК}} + q_{\text{К}} = q_{\text{ПК}} - |q_{\text{К}}|; \quad (2.13)$$

$$q_{\text{ц}} = 3079 - 1787 = 1292 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

работа цикла:

$$l_{\text{ц}} = q_1 + q_2 = l_{\text{ПТ}} + l_{\text{нп}} = l_{\text{ПТ}} - |l_{\text{нп}}|; \quad (2.14)$$

$$l_{\text{ц}} = 3079 - 1787 = 1318 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Эксергия подведенного тепла, равна изменению эксергии в котле:

$$e_{q_{\text{ПТУ}}} = e_{q_{\text{К}}} = 2460 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (2.15)$$

Эксергетический КПД:

$$\eta_{\text{экс.ПТУ}} = \frac{l_{\text{ц}}}{e_{q_{\text{ПТУ}}}} = \frac{1318}{2460} = 0,536. \quad (2.16)$$

Термический КПД:

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} = \frac{l_{\text{ц}}}{(|q_2| + l_{\text{ц}})} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 0,42; \quad (2.17)$$

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{1318}{3079} = 0,42.$$

2.2 Паротурбинная установка с ухудшенным вакуумом.

Паротурбинная установка с противодавлением

Расчет производится так же как и в пункте 2.1. изменения произойдут для параметров пара в точке 4.

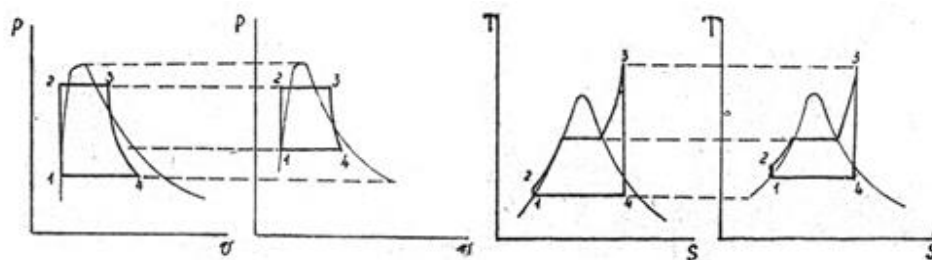
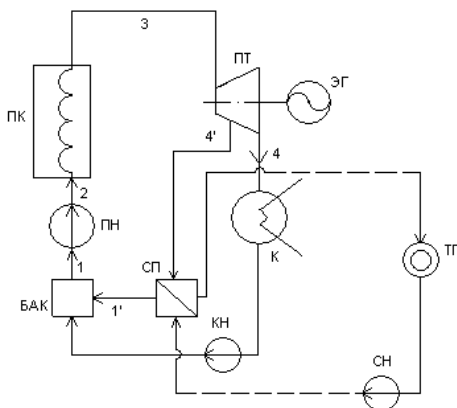


Рисунок 2.3– Сравнение обратимых циклов Ренкина с теплофикацией и без теплофикации

2.3 Паротурбинная установка сорбором в сетевой подогреватель ТЭС.

С отбором непосредственно потребителю



СП– сетевой подогреватель, КН– конденсатный насос.

Рисунок 2.4– схема ПТУ с отбором в сетевой подогреватель

$$\begin{aligned}
P_2 &= P_{max}; \\
t_2 &= t_{min} = t_5; \\
S_2 &= S_5 = S_1; \\
h_2 &= h_1 + |e_{hl}|; \\
e_2 &= (h_2 - h_0) - T_{oc} \cdot (S_2 - S_0).
\end{aligned}
\tag{2.20}$$

Точка 3:

$$\begin{aligned}
P_3 &= P_{max} = P_2; \\
t_3 &= t_{max}; \\
S_3 &= S_{п.п}(t_3, P_3); \\
h_3 &= h_{п.п}(t_3, P_1); \\
e_3 &= (h_3 - h_0) - T_{oc} \cdot (S_3 - S_0).
\end{aligned}
\tag{2.21}$$

Точка 4': (теоретическая при КПД=100%=1)

$$\begin{aligned}
P_{4'} &= P_5; \\
t_{4'} &\text{определяется по диаграмме h-s;} \\
S_{4'} &= S_3; \\
h_{4'} &\text{определяем по диаграмме h-s;} \\
e_{4'} &= (h_{4'} - h_0) - T_{oc} \cdot (S_{4'} - S_0).
\end{aligned}
\tag{2.22}$$

Точка 4'Д:

$$\begin{aligned}
P_{4'Д} &= P_5 = P_{4'}; \\
t_{4'Д} &= t'(P_{4'Д}); \\
S_{4'Д} &= S'(P_{4'Д}); \\
h_{4'Д} &\text{определяем по диаграмме;} \\
e_{4'Д} &= (h_{4'Д} - h_0) - T_{oc} \cdot (S_{4'Д} - S_0).
\end{aligned}
\tag{2.23}$$

Точка 4: (теоретическая)

$$\begin{aligned}
P_4 &= P_{min} = P_1; \\
t_4 &= t_{min} = t_1; \\
S_4 &= S_3; \\
h_4 &\text{определяем по диаграмме;} \\
e_4 &= (h_4 - h_0) - T_{oc} \cdot (S_4 - S_0).
\end{aligned}
\tag{2.24}$$

Точка 4Д:

$$\begin{aligned}P_{4Д} &= P_{min} = P_1 = P_4; \\t_{4Д} &= t_{min} = t_1 = t_4; \\S_{4Д} &= S_4 = S_3;\end{aligned}\tag{2.25}$$

$h_{4Д}$ определяем по диаграмме;

$$e_{4Д} = (h_{4Д} - h_0) - T_{oc} \cdot (S_{4Д} - S_0).$$

Процесс в конденсатном насосе (1-5):

$$\begin{aligned}l_{нк} &= l_{1-5} = h_1 - h_5; \\q_{нк} &= 0; \\e_{q_{нк}} &= 0; \\\delta_{e_{q_{нк}}} &= 0; \\\eta_{\text{Экс.нк}} &= 1.\end{aligned}\tag{2.26}$$

Процесс в питательном насосе (5-2):

$$\begin{aligned}l_{нп} &= l_{5-2} = h_5 - h_2; \\q_{нп} &= 0; \\e_{q_{нп}} &= 0; \\\delta_{e_{q_{нп}}} &= 0; \\\eta_{\text{Экс.нп}} &= 1.\end{aligned}\tag{2.27}$$

Процесс в паровом котле (2-3):

$$\begin{aligned}l_{пк} &= 0; \\q_{пк} &= q_2 - 3 = h_3 - h_1; \\e_{q_{пк}} &= q_{пк} \cdot (1 - T_{oc}/T_{ви}); \\\delta_{e_{пк}} &= (e_2 + e_{q_{пк}}) - e_3; \\\eta_{\text{Экс.пк}} &= e_3 / ((e_2 + e_{q_{пк}})).\end{aligned}\tag{2.28}$$

Процесс в паровой турбине (3-4Д):

$$\begin{aligned}m_{\kappa} &= 1 - m_0; \\l_{пт} &= h_3 - h_{4'д} \cdot m_0 - h_{4д} \cdot m_{\kappa}; \\q_{пт} &= 0;\end{aligned}\tag{2.29}$$

$$e_{q_{\text{ПТ}}} = 0;$$

$$\delta_{e_{q_{\text{ПТ}}}} = e_3 - (e_{4'\partial} \cdot m_0 + e_{4\partial} \cdot m_{\kappa} + l_{\text{ПТ}});$$

$$\eta_{\text{Экс.ПТ}} = \frac{e_{4'\partial} \cdot m_0 + e_{4\partial} \cdot m_{\kappa} + l_{\text{ПТ}}}{e_3}.$$

Процесс в конденсаторе (4Д-1):

$$l_{\text{К}} = 0;$$

$$q_{\text{К}} = (h_1 - h_{4\partial}) \cdot m_{\kappa};$$

$$e_{q_{\text{К}}} = 0;$$

$$\delta_{e_{\text{К}}} = (e_{4\text{Д}} - e_1) \cdot m_{\kappa};$$

$$\eta_{\text{Экс.К}} = e_1/e_{4\text{Д}} \cdot m_{\kappa}.$$
(2.30)

Процесс в сетевом подогревателе (4'Д-5):

$$l_{\text{СП}} = 0;$$

$$q_{\text{СП}} = (h_5 - h_{4'\partial}) \cdot m_0;$$

$$e_{\text{СП}} = 0;$$

$$\delta_{e_{\text{СП}}} = (e_{4'\text{Д}} - e_5) \cdot m_0;$$

$$\eta_{\text{Экс.К}} = e_5/e_{4'\text{Д}}.$$
(2.31)

Вся ПТУ:

Подведенное тепло:

$$q_1 = q_{\text{ПК}}.$$
(2.32)

Отведенное тепло:

$$q_2 = q_{\text{К}} + q_{\text{СП}}.$$
(2.33)

работа цикла:

$$l_{\text{ц}} = l_{\text{ПТ}} + l_{\text{НК}} + l_{\text{НП}}.$$
(2.34)

КПД цикла:

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1 + q_2}.$$
(2.35)

Термический КПД:

$$\eta_{\text{терм.ц}} = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} = \frac{l_{\text{ц}}}{(|q_2| + l_{\text{ц}})} = 1 - \frac{|q_2|}{q_1}.$$
(2.36)

2.4 Паротурбинная установка с подогревателем смешивающего типа

При расчетах схем данного типа, задается давление регенеративного отбора $p_{отб}$, а так же при известных значениях давления пара на входе (P_{max}) и выходе из турбины (P_{min}) пользуясь i, s -диаграммой и таблицами водяного пара определяют значения энтальпии кипящей воды ($i'_{отб}, i'_2$) и насыщенного пара ($i_1, i_2, i_{отб}$).

Затем определяют долю отбора, считая, что конденсат нагревается в смешивающем подогревателе до температуры насыщения, соответствующей давлению в отборе:

$$\alpha_{отб} = \frac{i'_{отб} - i'_2}{i_{отб} - i'_2}. \quad (2.37)$$

Тогда полезная работа:

$$l_{ц} = i_1 - i_2 - \alpha_{отб}(i_{отб} - i_2). \quad (2.38)$$

Затем определяем термический КПД регенеративного цикла по формуле:

$$\eta_{пер.т} = \frac{l_{ц}}{i_1 - i'_{отб}}. \quad (2.39)$$

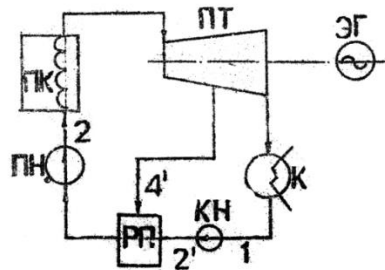


Рисунок 2.7 – ПТУ с подогревателем смешивающего типа с одним регенеративным отбором

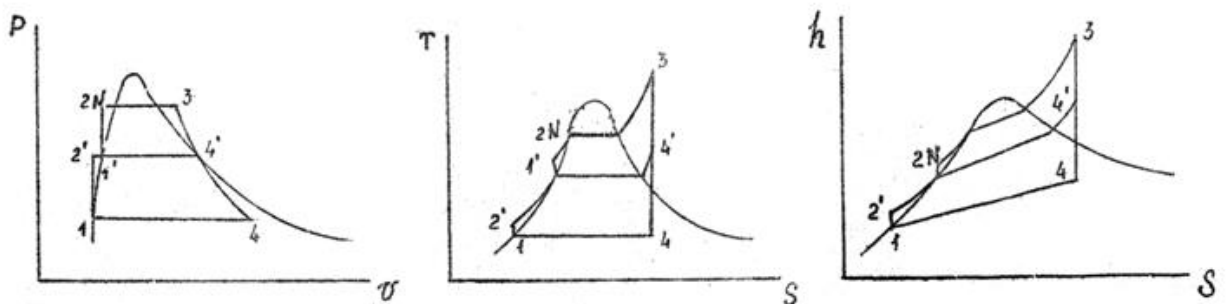


Рисунок 2.8 – обратимый цикл ПТУ с одним регенеративным отбором

2.5 Паротурбинная установка с вторичным (промежуточным) перегревом

Заданный цикл изображают в i, s -диаграмме и по ней находят параметры пара при давлениях $P_{max}, P_{min}, P_{вт}$.

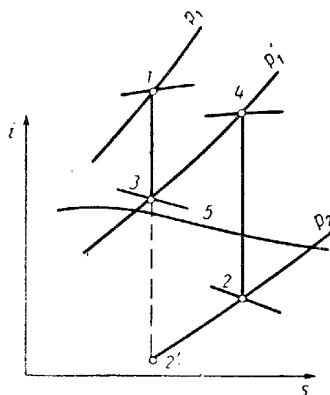


Рисунок 2.9 – i - s -диаграмма цикла

Определяют суммарную работу 1 кг пара (работа 1 кг пара в цилиндре высокого и низкого давления):

$$l_o = (i_1 - i_3) + (i_4 - i_2). \quad (2.40)$$

Термический КПД цикла с вторичным перегревом:

$$\eta_t = \frac{(i_1 - i_3) + (i_4 - i_2)}{(i_1 - i'_2) + (i_4 - i_3)}. \quad (2.41)$$

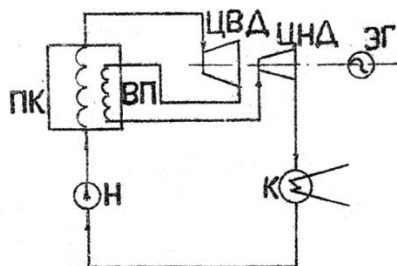


Рисунок 2.10– Схема ПТУ со вторичным (промежуточным перегревом)

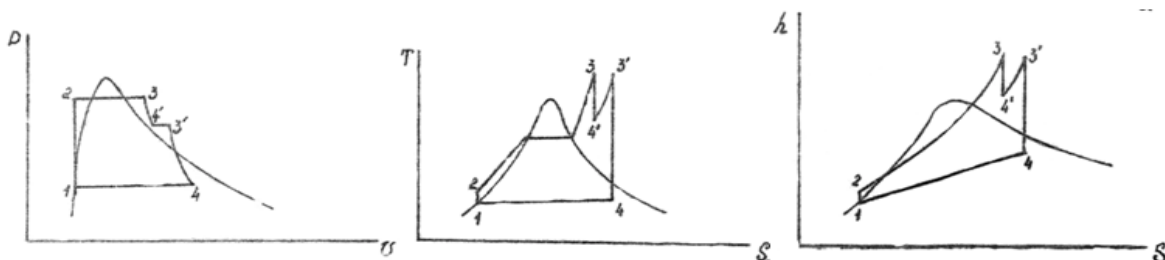


Рисунок 2.11– Обратимый цикл ПТУ со вторичным (промежуточным) перегревом пара

3 Расчет теплообменных процессов в элементах ПТУ

3.1 Определение числа секций и длины секции змеевикового экономайзера

Экономайзер предназначен для подогрева питательной воды от температуры, соответствующей точке 2на выходе из конденсатора, до температуры насыщения (в реальных паротурбинных установках для подогрева питательной воды кроме экономайзера используются еще и регенеративные подогреватели).

Температура на входе в экономайзер, $t'_{ж} = t_{min}$.

Температура на выходе из экономайзера определяется с помощью таблицы свойств воды на линии насыщения [10] и равна температуре насыщения при P_{max} . Среднеарифметическая температура воды:

$$t_{ж} = \frac{t'_{ж} + t''_{ж}}{2}; \quad (3.1)$$
$$t_{ж} = \frac{36 + 334}{2} = 185 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

где $t'_{ж}$ и $t''_{ж}$ – температура питательной воды на входе и выходе из экономайзера.

При этой температуре определяем физические свойства воды [10]:
 $\rho_{ж}=882 \text{ кг/м}^3$, $C_{рж}=4,438 \text{ кДж/кг}$, $\lambda_{ж}=0,672 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$, $\nu_{ж}=0,169 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $Pr_{ж}=0,98$.

Количество передаваемой теплоты, кВт:

$$Q = G_1 \cdot C_{рж} \cdot (t''_{ж} - t'_{ж}), \quad (3.2)$$
$$Q = 28 \cdot 4.438 \cdot (334 - 36) = 37000 \text{ кВт}.$$

Число Рейнольдса для потока воды:

$$Re_{ж} = \frac{W_1 \cdot d_1}{\nu_{ж}}, \quad (3.3)$$
$$Re_{ж} = \frac{1.2 \cdot 0.035}{0.169 \cdot 10^{-6}} = 248500.$$

Для турбулентного движения жидкости в трубе:

$$Nu_{ж} = 0,021 \cdot Re_{ж}^{0.8} \cdot Pr_{ж}^{0.43} \cdot Es, \quad (3.4)$$
$$Nu_{ж} = 0,021 \cdot 248500^{0.8} \cdot 0,98^{0.43} = 430.$$

Так как коэффициент теплоотдачи со стороны воды на много больше, чем со стороны газов ($\alpha_1 \gg \alpha_2$), температура стенки трубы близка к температуре воды, следовательно, $\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} = 1$.

$$\alpha_1 = \frac{Nu_{ж} \cdot \lambda_{ж}}{d_1}, \quad (3.5)$$

$$\alpha_1 = \frac{430 \cdot 0,672}{0,036} = 3255 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Для определения температуры газов на выходе из экономайзера можно принять в первом приближении $C_{пр} \approx 1,25$ кДж/кг К;

$$t''_{г} = \frac{t'_{г} - Q}{G_1 \cdot C_{пр}}, \quad (3.6)$$

$$t''_{г} = \frac{37031 - 770}{90 \cdot 1,25} = 441 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тогда средняя температура газов:

$$t_{г} = \frac{t''_{г} + t'_{г}}{2}, \quad (3.7)$$

$$t_{г} = \frac{770 + 441}{2} = 605^\circ\text{C}.$$

При температуре $t_{г}$ согласно [10] определяем физические свойства дымовых газов: $\rho_{г} = 0,404$ кг/м³; $\lambda_{г} = 0,0743$ Вт/м·К; $\nu_{г} = 93,6 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr_{г} = 0,62$.

Число Рейнольдса для потока газов:

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot \delta_1, \quad (3.8)$$

$$d_2 = 0,035 + 2 \cdot 0,005 = 0,045 \text{ м}.$$

$$Re_{г} = \frac{W_2 \cdot d_2}{\nu_{г}}, \quad (3.9)$$

$$Re_{г} = \frac{14 \cdot 0,045}{93,6 \cdot 10^{-6}} = 6640.$$

В связи с тем, что число рядов труб вдоль потока неизвестно, расчет проводят для третьего ряда труб. При расположении для чистых труб [9]:

$$Nu_{г} = 0,41 \cdot Re_{г}^{0,6} \cdot Pr_{г}^{0,333}, \quad (3.10)$$

$$Nu_{г} = 0,41 \cdot 6640^{0,6} \cdot 0,62^{0,333} = 68.$$

$$S = (S_1/S_2)^{1/6}, \quad (3.11)$$

$$S = (2,0/1,8)^{1/6} = 1.$$

$$\alpha'_2 = \frac{Nu_r \cdot \lambda_r}{d_2}, \quad (3.12)$$

$$\alpha'_2 = \frac{68 \cdot 0,0743}{0,045} = 123 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

В промышленных условиях вследствие загрязнения котельных поверхностей нагрева интенсивность теплообмена снижается. С учетом этого обстоятельства вводится поправка:

$$\alpha_2 = 0,8 \cdot \alpha'_2, \quad (3.13)$$

$$\alpha_2 = 0,8 \cdot 123 = 98,4 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи излучением от потока газов к стенкам труб. Средняя длина пути луча [9]:

$$l = 1,08 \cdot d_2 \cdot (S_1 \cdot S_2 - 0,785), \quad (3.14)$$

$$l = 1,08 \cdot 0,045 \cdot (2 \cdot 1,8 - 0,785) = 0,137 \text{ м}.$$

Произведение среднего пути луча на парциальное давление двуокиси углерода и водяных паров $P_{CO_2} \cdot l = 1780 \text{ мПа}$; $P_{H_2O} \cdot l = 1570 \text{ мПа}$.

Степень черноты дымовых газов при средней температуре t_r находится с помощью номограммы [9]:

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O}, \quad (3.15)$$

$$\varepsilon_r = 0,065 + 1,08 \cdot 0,042 = 0,11.$$

Учитывая, что $\alpha_2 \ll \alpha_1$, можно принять $t_{c2} = t_{ж} + 20^\circ\text{C} = 185 + 20 = 205^\circ\text{C}$.

При этой температуре с помощью той же номограммы находится поглощательная способность газов при температуре поверхности труб:

$$A_r = \varepsilon_{CO_2} \cdot \left(\frac{T_r}{T_{c2}} \right)^{0.65} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O}, \quad (3.16)$$

$$A_r = 0,065 \cdot ((605 + 273) / (205 + 273))^{0.65} + 1,08 \cdot 0,067 = 0,17.$$

Эффективная степень черноты оболочки:

$$\varepsilon'_{c2} = 0.5 \cdot (\varepsilon_{c2} + 1), \quad (3.17)$$

$$\varepsilon'_{c2} = 0.5 \cdot (0,8 + 1) = 0,9,$$

где ε'_{c2} – степень черноты наружной поверхности трубы.

Обусловленная излучением плотность теплового потока:

$$q_{\text{л}} = \varepsilon'_{c2} \cdot C_0 \cdot \left[\varepsilon_{\text{Г}} \cdot \left(\frac{T_{\text{Г}}}{100} \right)^4 - A_{\text{Г}} \cdot \left(\frac{T_{\text{С}}}{100} \right)^4 \right],$$

$$q_{\text{л}} = 0,9 \cdot 5,7 \cdot \left[0,11 \cdot \left(\frac{605 + 273}{100} \right)^4 - 0,17 \cdot \left(\frac{205 + 273}{100} \right)^4 \right] \quad (3.18)$$

$$= 2898 \frac{\text{Вт}}{\text{м}}.$$

Обусловленный излучением коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{q_{\text{л}}}{(t_{\text{Г}} - t_{\text{С}})}, \quad (3.19)$$

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{2898}{(605 - 205)} = 7,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенкам труб:

$$\alpha_0 = \alpha_2 + \alpha_{\text{л}}, \quad (3.20)$$

$$\alpha_0 = 98,5 + 7,2 = 105,7 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_{\text{с}}}{\lambda_{\text{с}}} + \frac{1}{\alpha_0}}, \quad (3.21)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{8256} + \frac{0,005}{22} + \frac{1}{105,7}} = 96 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

где $\delta_{\text{с}} = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{0,045 - 0,035}{2} = 0,005 \text{ м}.$

Средний температурный напор при противоточной схеме движения теплоносителей:

$$\frac{(t'_{\text{Г}} - t''_{\text{Ж}})}{(t''_{\text{Г}} - t'_{\text{Ж}})}, \quad (3.22)$$

$$\Delta t_{\text{л}} = \Delta t_{\text{а}} = t_{\text{Г}} - t_{\text{Ж}},$$

$$\frac{(770 - 334)}{(431 - 36)} = 1,1 < 1,5 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{л}} = 605 - 185 = 420 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Площадь поверхности теплообмена:

$$F = \frac{Q \cdot 10^3}{k \cdot \Delta t_{\text{л}}}, \quad (3.23)$$

$$F = \frac{37000 \cdot 10^3}{96 \cdot 420} = 918 \text{ м}^2.$$

Число параллельно включенных змеевиков:

$$n_1 = \frac{4G_1}{(\rho_{\text{ж}} \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot W_1)}, \quad (3.24)$$

$$n_1 = \frac{4 \cdot 28}{(882 \cdot 3,14 \cdot 0,035^2 \cdot 1,2)} = 28 \text{ шт.}$$

Длина отдельной секции:

$$l = \frac{F}{(\pi \cdot d_2 \cdot n)}, \quad (3.25)$$

$$l = \frac{918}{(3,14 \cdot 0,045 \cdot 28)} = 368 \text{ м.}$$

3.2 Тепловой расчет конденсатора

Конденсатор паровой турбины предназначен для конденсации отработанного в турбине пара и представляет собой кожухообразный теплообменник с большим количеством трубок, по которым протекает охлаждающая вода. Отработанный пар поступает в межтрубные пространства и конденсируется на наружной поверхности трубок.

Передаваемое от пара к охлаждающей воде количество теплоты:

$$Q = G'_1 \cdot (h_4 - h_1), \quad (3.26)$$

$$Q = 28 \cdot (1939 - 152) = 50036 \text{ кВт},$$

где G'_1 - массовый расход пара на входе в конденсатор.

При $P=0.06$ бар, $t_s=36^\circ\text{C}$, $h_4=1939$ кДж/кг, $h_l=152$ кДж/кг.

При отсутствии отборов пара $G'_1 = G_1$.

Расход охлаждающей воды через конденсатор:

$$G_3 = G_1 \cdot K, \quad (3.27)$$

$$G_3 = 28 \cdot 45 = 1260 \text{ кг/с},$$

где K – коэффициент кратности.

Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора определяется из уравнения теплового баланса:

$$Q = G_3 \cdot C_{p1} \cdot (t''_{\text{ж}} - t'_{\text{ж}})$$

$$\text{или } t''_{\text{ж}} = \frac{Q}{C_{p1} \cdot G_3} + t'_{\text{ж}}, \quad (3.28)$$

$$t''_{\text{ж}} = \frac{50036}{4,185 \cdot 126} + 10 = 19,5 \text{ }^\circ\text{C},$$

где $t'_{\text{ж}}$ – температура охлаждающей воды на входе в конденсатор.

Средний логарифмический температурный напор:

$$\Delta t_{\text{л}} = \frac{t''_{\text{ж}} - t'_{\text{ж}}}{\ln \frac{(t_s - t'_{\text{ж}})}{(t_s - t''_{\text{ж}})}}, \quad (3.29)$$

$$\Delta t_{\text{л}} = \frac{19.5 - 10}{\ln \frac{(36-10)}{(36-19.5)}} = 21 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Для расчета коэффициента теплоотдачи к наружной поверхности трубы при конденсации пара необходимо знать температуру наружной поверхности t_{c1} . Так как эта величина неизвестна, расчет проводится методом последовательных приближений.

В первом приближении:

$$t'_{c2} = \frac{(t_s - \Delta t_{\text{л}})}{2}, \quad (3.30)$$

$$t'_{c2} = \frac{(36 - 21)}{2} = 25.5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Ввиду малой толщины конденсаторной трубки и высокой теплопроводности материала перепад температур по толщине стенки можно оценить в первом приближении, 1°C , тогда $t'_{c1} = t'_{c2} - 1 = 24.5^\circ\text{C}$.

Коэффициент теплопроводности на внутренней поверхности конденсаторной трубки определяется из критериального уравнения. При турбулентном движении жидкости в трубе:

$$Nu_{\text{ж}} = 0,021 \cdot Re_{\text{ж}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,43} \cdot (Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{с}})^{0,25}. \quad (3.31)$$

Определяющей температурой в этом уравнении является средняя температура охлаждающей воды: $t_{\text{ж1}} = \frac{t'_{\text{ж}} + t''_{\text{ж}}}{2} = \frac{10 + 19.5}{2} = 15^\circ\text{C}$. При этой температуре определяем физические свойства воды [10]: $\rho_{\text{ж}} = 999 \text{ кг/м}^3$, $\lambda_{\text{ж}} = 0,586 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$, $\nu_{\text{ж}} = 1,156 \cdot 10^{-6} \text{ м/с}$, $Pr_{\text{ж}} = 8,27$, $Pr_{\text{с}} = 6,2$.

Число Рейнольдса:

$$Re_{\text{ж}} = (W_3 \cdot d_3) / \nu_{\text{ж}}, \quad (3.32)$$

$$Re_{\text{ж}} = \frac{1,1 \cdot 0,026}{1,156 \cdot 10^{-6}} = 24700.$$

определяем $Nu'_{\text{ж}}$ по формуле (2.2.40):

$$Nu_{\text{ж}} = 0,021 \cdot 24700^{0,8} \cdot 8,27^{0,43} \cdot \left(\frac{8,27}{6,2}\right)^{0,25} = 182,$$

$$\alpha'_{\text{ж}} = (Nu'_{\text{ж}} \cdot \lambda_{\text{ж}}) / d_3, \quad (3.33)$$

$$\alpha'_{\text{ж}} = (182 \cdot 0,586) / 0,026 = 4100 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}.$$

Коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности конденсаторной трубки при ламинарном режиме течения пленки конденсата:

$$\alpha'_2 = 0,728 \sqrt[4]{\frac{\lambda_{\text{ж1}}^3 \cdot \rho_{\text{ж1}} \cdot g \cdot r}{\nu_{\text{ж1}} \cdot (t_{\text{с}} - t'_{\text{с2}}) \cdot d_4}}, \quad (3.34)$$

$$\alpha'_2 = 0,728 \sqrt[4]{\frac{0,586^3 \cdot 995 \cdot 9,81 \cdot 2428 \cdot 10^3}{0,805^{-6} \cdot (36 - 25,5) \cdot 0,028}} = 8860 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}.$$

Коэффициент теплопроводности конденсата $\lambda_{\text{ж1}}$, плотность конденсата $\rho_{\text{ж1}}$ и коэффициент кинематической вязкости конденсата $\nu_{\text{ж1}}$ выбирают из таблицы 2 в зависимости от средней температуры конденсата:

$$t_{\text{ср.к.}} = 0,5 \cdot (t_{\text{ж2}} + t_{\text{с2}}), \quad (3.35)$$

$$t_{\text{ср.к.}} = 0,5 \cdot (19,5 + 25,5) = 22,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теплота парообразования r определяется по температуре насыщения t_s .

Количество трубок в конденсаторе:

$$n_2 = 4 \cdot G_3 / (\rho_{\text{ж}} \cdot W_3 \cdot \pi \cdot d_3^2), \quad (3.36)$$

$$n_2 = 4 \cdot 1260 / (999 \cdot 1,1 \cdot 3,14 \cdot 0,026^2) = 2160 \text{ шт.}$$

Определяем число трубок в одном вертикальном ряду, считая порядок расположения труб шахматным:

$$N = \frac{\sqrt{n_2}}{2}, \quad (3.37)$$

$$N = \frac{\sqrt{2160}}{2} = 23 \text{ шт.}$$

Поправочный коэффициент к коэффициенту теплоотдачи α'_2 на наружной поверхности трубы, учитывающий увеличение толщины пленки конденсата за счет его стекания с трубы, расположенной выше:

$$En = N^{-1/6}, \quad (3.38)$$

$$En = 23^{-1/6} = 0,605.$$

Средний коэффициент теплоотдачи с поправкой на число труб в ряду:

$$\alpha''_2 = \alpha'_2 \cdot En, \quad (3.39)$$

$$\alpha''_2 = 8860 \cdot 0,605 = 5360 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Линейный коэффициент теплопередачи:

$$K'_l = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_3}\right) + \left(\frac{1}{2\lambda_k}\right) \cdot \ln\left(\frac{d_4}{d_3}\right) + \left(\frac{1}{\alpha_2 \cdot d_4}\right)}, \quad (3.40)$$

$$K'_l = \frac{1}{\left(\frac{1}{4100 \cdot 0,026}\right) + \left(\frac{1}{2 \cdot 35}\right) \cdot \ln\left(\frac{0,028}{0,026}\right) + \left(\frac{1}{5360 \cdot 0,026}\right)} = 58,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

Средняя линейная плотность теплового потока в первом приближении:

$$q'_l = \pi \cdot K'_l \cdot \Delta t_{\text{л}}; \quad (3.41)$$

$$q'_l = 3,14 \cdot 58,5 \cdot 21 = 3857 \text{ Вт/м}.$$

Для определения линейной плотности теплового потока во втором приближении следует уточнить температуры стенок t_{c1} и t_{c2} .

Уточненное значение температуры внутренней поверхности трубы находится из уравнения теплоотдачи:

$$q'_l = \alpha'_1 \cdot (t''_{c1} - t_{ж1}) \cdot \pi \cdot d_3 \text{ или} \quad (3.42)$$

$$t''_{c1} = t_{ж1} + \frac{q'_l}{(\alpha'_1 \cdot d_3 \cdot \pi)}$$

$$t''_{c1} = 15 + \frac{3857}{(4100 \cdot 0.026 \cdot 3.14)} = 26.5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Уточненное значение температуры наружной поверхности трубки находится из уравнения теплопроводности:

$$t''_{c2} = \left(\frac{q'_l}{2} \cdot k \right) \cdot \ln \left(\frac{d_4}{d_3} \right) + t''_{c1}, \quad (3.43)$$

$$t''_{c2} = \left(\frac{3857}{2} \cdot 35 \right) \cdot \ln \left(\frac{0.028}{0.026} \right) + 26.5 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средний коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности трубки при конденсации пара во втором приближении:

$$\alpha_2'' = 0.728 \sqrt[4]{\frac{\lambda_{ж1}^3 \cdot \rho_{ж1} \cdot q \cdot r}{\nu_{ж1} \cdot (t_s - t''_{c2}) \cdot d_4}}, \quad (3.44)$$

$$\alpha_2'' = 0.728 \sqrt[4]{\frac{0.586^3 \cdot 999 \cdot 9.81 \cdot 2428 \cdot 10^3}{0.805 \cdot 10^{-6} \cdot (36 - 30) \cdot 0.028}} = 10300 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{ К}}.$$

Средний коэффициент теплоотдачи с поправкой на число труб в ряду во втором приближении:

$$\bar{\alpha}_2'' = \alpha_2'' \cdot En, \quad (3.45)$$

$$\bar{\alpha}_2'' = 10300 \cdot 0.605 = 6230 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{ К}}.$$

Пренебрегая изменением коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности во втором приближении из-за незначительного изменения температуры внутренней поверхности по сравнению с первым приближением, определяем линейный коэффициент теплопередачи во втором приближении:

$$K''_l = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha''_1 \cdot d_3}\right) + \left(\frac{1}{2\lambda_k}\right) \cdot \ln(d_4/d_3) + \left(\frac{1}{\alpha''_2 \cdot d_4}\right)}, \quad (3.46)$$

$$K''_l = \frac{1}{\left(\frac{1}{4100 \cdot 0.026}\right) + \left(\frac{1}{2 \cdot 35}\right) \cdot \ln(0.028/0.026) + \left(\frac{1}{6230 \cdot 0.028}\right)} = 62 \frac{\text{Вт}}{\text{м К}}$$

Линейная плотность потока во втором приближении:

$$q''_l = \pi \cdot K''_l \cdot \Delta t_{л}, \quad (3.47)$$

$$q''_l = 3.14 \cdot 62 \cdot 21 = 4088 \text{ Вт/м.}$$

Длина одной конденсаторной трубки:

$$l = \frac{Q \cdot 10^3}{(q''_l \cdot n_2)}, \quad (3.48)$$

$$l = \frac{50036 \cdot 10^3}{(4088 \cdot 2160)} = 5.6 \text{ м.}$$

3.3 Определение мощности насоса

При средней температуре охлаждающей воды $t_{\text{ср.в.}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, ее теплофизические свойства:

$v_{\text{в}} = 1.156 \cdot 10^{-6} \text{ м/с}$; $Pr_{\text{в}} = 8,27$; $\rho_{\text{в}} = 999 \text{ кг/м}^3$, и при температуре внутренней поверхности трубки: $t''_c = 26,5 \text{ }^\circ\text{C}$; $Pr_c = 6,1$.

Число Рейнольдса:

$$Re_{\tau} = \frac{W_3 \cdot d_3}{v_{\text{в}}}, \quad (3.49)$$

$$Re_{\tau} = (1,1 \cdot 0,026) / 1,156 \cdot 10^{-6} = 24740.$$

Коэффициент трения при неизотермическом течении [10]:

$$\xi_{\text{н}} = \xi \cdot \left(\frac{Pr_{\text{с1}}}{Pr_{\text{в}}}\right)^{0,33}. \quad (3.50)$$

При отсутствии загрязнений на стенках труб ($r=0$):

$$\xi_{\text{н0}} = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr_{\text{с1}}}{Pr_{\text{в}}}\right)^{0,33}. \quad (3.51)$$

$$\xi_{\text{н0}} = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{24740}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{6,1}{8,27}\right)^{0,33} = 0,0227.$$

Потери давления:

$$\Delta P_0 = \xi_{H0} \cdot \frac{l}{d_3} \cdot \frac{\rho_B \cdot W_3^2}{2}; \quad (3.52)$$
$$\Delta P_0 = 0,0227 \cdot \frac{5,6}{0,026} \cdot \frac{999 \cdot 1,1^2}{2} = 2955 \text{ Па.}$$

Мощность насоса затрачивается на перекачку охлаждающей воды через конденсатор:

$$N_\tau = G_3 \cdot \frac{\Delta P_0}{(\rho_B \cdot \eta_H)}; \quad (3.53)$$
$$N_\tau = 1260 \cdot 2955 / (999 \cdot 0,9) = 4,1 \text{ кВт.}$$

3.4 Определение зависимости термического КПД энергоблока от загрязнения трубок конденсатора

При эксплуатации конденсатора на внутренней поверхности трубок образуется слой загрязнений, препятствующий процессу теплообмена.

Толщина слоя загрязнения:

$$\delta_{\text{заг}} = K_\tau \cdot \tau; \quad (3.54)$$

где K_τ -коэффициент пропорциональности, м/с.

τ - время, прошедшее с момента последней очистки, с.

При загрязнении через 5 суток работы конденсатора:

$$\delta_{\text{заг}} = 10^{-10} \cdot 5 \cdot 24 \cdot 3600 = 4,3 \cdot 10^{-5} \text{ м;}$$

При $\tau = 10$ суток: $\delta_{\text{заг}} = 8,6 \cdot 10^{-5} \text{ м;}$

При $\tau = 15$ суток: $\delta_{\text{заг}} = 1,29 \cdot 10^{-4} \text{ м;}$

При $\tau = 20$ суток: $\delta_{\text{заг}} = 1,73 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$

В случае отсутствия загрязнений $\tau=0$, $\delta_{\text{заг}}=0$ термический коэффициент полезного действия энергоблока: $\eta_t=0.42$.

Тогда диаметр проходного сечения трубы при наличии загрязнений:

$$d_{\text{заг.}} = d_3 - 2 \cdot \delta_{\text{заг}}; \quad (3.55)$$

При загрязнении через 5 суток работы конденсатора:

$$d_{\text{заг.}} = 0,026 - 2 \cdot 4,3 \cdot 10^{-5} = 0,0259 \text{ м,}$$

При $\tau = 10$ суток: $d_{\text{заг.}} = 0,0258$ м,

При $\tau = 15$ суток: $d_{\text{заг.}} = 0,0257$ м,

При $\tau = 20$ суток: $d_{\text{заг.}} = 0,0256$ м.

Линейный коэффициент теплопередачи с учетом загрязнений:

$$K_{l\tau} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha'_1 \cdot d_{\text{заг.}}}\right) + \left(\frac{1}{2\lambda_{\text{ст}}}\right) \cdot \ln(d_3/d_{\text{заг.}}) + \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_4}{d_3}\right) + \left(\frac{1}{\alpha''_2 \cdot d_4}\right)}. \quad (3.56)$$

При загрязнении через 5 суток работы конденсатора:

$$K_{l\tau} = \frac{1}{\left(\frac{1}{4100 \cdot 0,0259}\right) + \left(\frac{1}{2 \cdot 0,15}\right) \cdot \ln\left(\frac{0,026}{0,0259}\right) + \frac{1}{2 \cdot 35} \cdot \ln\left(\frac{0,028}{0,026}\right) + \left(\frac{1}{6230 \cdot 0,028}\right)} = 36,63 \frac{\text{Вт}}{\text{м К}}$$

При $\tau = 10$ суток: $K_{l\tau} = 25,99 \frac{\text{Вт}}{\text{м К}}$;

При $\tau = 15$ суток: $K_{l\tau} = 20,13 \frac{\text{Вт}}{\text{м К}}$;

При $\tau = 20$ суток: $K_{l\tau} = 16,42 \frac{\text{Вт}}{\text{м К}}$.

Считая в первом приближении, что линейная плотность теплового потока после образования слоя загрязнений не изменилась ($q_l = q''_l$), рассчитываем средний температурный напор в первом приближении:

$$\Delta t'_{\text{л,г}} = \frac{q''_l}{(\pi \cdot K'_{\text{лзаг}})}. \quad (3.57)$$

При загрязнении через 5 суток работы конденсатора:

$$\Delta t'_{\text{л,г}} = \frac{4088}{(3,14 \cdot 36,63)} = 35,54 \text{ } ^\circ\text{C};$$

При $\tau = 10$ суток: $\Delta t'_{\text{л,г}} = 50,075 \text{ } ^\circ\text{C}$;

При $\tau = 15$ суток: $\Delta t'_{\text{л,г}} = 64,66 \text{ } ^\circ\text{C}$;

При $\tau = 20$ суток: $\Delta t'_{\text{л,г}} = 79,29 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Температура насыщения в первом приближении:

$$\Delta t'_{\text{s,заг}} = \Delta t_{\text{ж}} + \Delta t'_{\text{л,г}}. \quad (3.58)$$

При загрязнении через 5 суток работы конденсатора:

$$\Delta t'_{\text{s,заг}} = 15 + 35,54 = 50,54 \text{ } ^\circ\text{C},$$

При $\tau = 10$ суток: $\Delta t'_{\text{s,заг}} = 65,075 \text{ } ^\circ\text{C}$;

При $\tau = 15$ суток: $\Delta t'_{\text{s,заг}} = 79,66 \text{ } ^\circ\text{C}$;

При $\tau = 20$ суток: $\Delta t'_{s, \text{заг}} = 94,29$ °С.

Температура наружной поверхности трубок при образовании слоя загрязнений в первом приближении:

$$\Delta t'_{c2, \tau} = \Delta t'_{s, \tau} - \frac{q_l}{(\alpha_2 \cdot d_2 \cdot \pi)}; \quad (3.59)$$

При загрязнении через 5 суток работы конденсатора:

$$\Delta t'_{c2, \tau} = 50,54 - \frac{4088}{(6230 \cdot 0,028 \cdot 3,14)} = 43,077$$
 °С,

При $\tau = 10$ суток: $\Delta t'_{c2, \tau} = 57,612$ °С;

При $\tau = 15$ суток: $\Delta t'_{c2, \tau} = 72,19$ °С;

При $\tau = 20$ суток: $\Delta t'_{c2, \tau} = 86,83$ °С.

Температура внутренней поверхности слоя загрязнений в первом приближении:

$$t'_{\text{заг}} = q_l / (\alpha'_1 \cdot d_{\text{заг}} \cdot \pi) + t_{\text{ж1}}. \quad (3.60)$$

При загрязнении через 5 суток работы конденсатора:

$$t'_{\text{заг}} = \frac{4088}{(4100 \cdot 0,02591 \cdot 3,14)} + 15 = 27,25$$
 °С;

При $\tau = 10$ суток: $t'_{\text{заг}} = 27,29$ °С;

При $\tau = 15$ суток: $t'_{\text{заг}} = 27,34$ °С;

При $\tau = 20$ суток: $t'_{\text{заг}} = 27,38$ °С.

Скорость охлаждающей воды через трубки конденсатора с учетом слоя загрязнений на внутренней поверхности:

$$W_{1\text{заг}} = 4 \cdot G_3 / (\rho_{\text{ж}} \cdot \pi \cdot d_{\text{заг}}^2 \cdot n); \quad (3.61)$$

При загрязнении через 5 суток работы конденсатора:

$$W_{1\text{заг}} = \frac{4 \cdot 1260}{(999 \cdot 3,14 \cdot 0,02591^2 \cdot 2160)} = 1,108 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

При $\tau = 10$ суток: $W_{1\text{заг}} = 1,115$ м/с;

При $\tau = 15$ суток: $W_{1\text{заг}} = 1,122$ м/с;

При $\tau = 20$ суток: $W_{1\text{заг}} = 1,13$ м/с.

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{(W_{13ag} \cdot d_{3ag})}{v_{ж1}} \quad (3.62)$$

При загрязнении через 5 суток работы конденсатора:

$$Re = \frac{(1,108 \cdot 0,02591)}{1,156 \cdot 10^{-6}} = 24831,1$$

При $\tau = 10$ суток: $Re = 24914,174$;

При $\tau = 15$ суток: $Re = 24997,79$;

При $\tau = 20$ суток: $Re = 25081,99$.

Число Нуссельта:

$$Nu_{ж.3ag} = 0,021 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c}\right)^{0.25} \quad (3.63)$$

При загрязнении через 5 суток работы конденсатора:

$$Nu_{ж.3ag} = 0,021 \cdot 24831,1^{0.8} \cdot 8,27^{0.43} \cdot (8,27/6,2)^{0.25} = 183,66;$$

При $\tau = 10$ суток: $Nu_{ж.3ag} = 184,15$;

При $\tau = 15$ суток: $Nu_{ж.3ag} = 184,6$;

При $\tau = 20$ суток: $Nu_{ж.3ag} = 185,15$.

Коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности отложений:

$$\alpha_{13ag} = \frac{(Nu_{ж.3ag} \cdot \lambda_{ж})}{d_{3ag}} \quad (3.64)$$

При загрязнении через 5 суток работы конденсатора:

$$\alpha_{13ag} = \frac{(183,66 \cdot 0,586)}{0,0259} = 4153,29 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}};$$

При $\tau = 10$ суток: $\alpha_{13ag} = 4178,33 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$;

При $\tau = 15$ суток: $\alpha_{13ag} = 4203,6 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$;

При $\tau = 20$ суток: $\alpha_{13ag} = 4229,12 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$.

Средний коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности одиночной трубы:

$$\alpha_2'' = 0.728 \sqrt[4]{\frac{\lambda_{ж1}^3 \cdot \rho_{ж} \cdot g \cdot r}{v_{ж} \cdot (t'_{s.15} - t'_{c2.15}) \cdot d_4}} \quad (3.65)$$

При загрязнении:

$$\alpha_2'' = 0.728 \sqrt[4]{\frac{0.586^3 \cdot 999 \cdot 9.81 \cdot 2428 \cdot 10^3}{0.805 \cdot 10^{-6} \cdot (36 - 30) \cdot 0.028}} = 11198,32 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{ К}};$$

где $\lambda_{ж1}$, $\rho_{ж}$, γ – выбираются по средней температуре конденсатора.

Средний коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности труб с учетом поправки на количество труб в вертикальном ряду:

$$\bar{\alpha}_2 = \alpha_2'' \cdot En;$$

$$\bar{\alpha}_2 = 11198,32 \cdot 0,605 = 6774,98 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{ К}}. \quad (3.66)$$

По формуле (3.56) определяем коэффициент теплопередачи во втором приближении K''_{τ} .

$$\text{При } \tau = 5 \text{ суток: } K''_{\tau} = 37,43 \frac{\text{Вт}}{\text{м К}};$$

$$\text{При } \tau = 10 \text{ суток: } K''_{\tau} = 26,44 \frac{\text{Вт}}{\text{м К}};$$

$$\text{При } \tau = 15 \text{ суток: } K''_{\tau} = 20,42 \frac{\text{Вт}}{\text{м К}};$$

$$\text{При } \tau = 20 \text{ суток: } K''_{\tau} = 16,62 \frac{\text{Вт}}{\text{м К}}.$$

Определяем количество теплоты, передаваемой от пара к охлаждающей воде во втором приближении:

$$Q_{\text{заг}} = G'_1 \cdot (h'_{4д} - h'_1), \quad (3.67)$$

где $G'_1 = G_1$, так как отсутствуют регенеративный и теплофикационный отборы;

$h'_{4д}$ – энтальпия пара на входе в конденсатор.

В первом приближении определяется по диаграмме h - s .

Точка 4Д лежит на пересечении линии процесса расширения пара в турбине 3-4Д и изотермы(или изобары), соответствующей температуре конденсации пара в первом приближении $t'_{s,заг}$.

h'_1 – энтальпия конденсата. Определяется по [1] и равна энтальпии воды на линии насыщения при температуре конденсации $t'_{s,заг}$

$$\text{При } \tau = 5 \text{ суток: } h'_{4д} = 2010 \text{ кДж/кг}, h'_1 = 211,5 \text{ кДж/кг};$$

$$\text{При } \tau = 10 \text{ суток: } h'_{4д} = 2110 \text{ кДж/кг}, h'_1 = 270,4 \text{ кДж/кг};$$

При $\tau = 15$ суток: $h'_{4д} = 2170$ кДж/кг, $h'_1 = 310$ кДж/кг;

При $\tau = 20$ суток: $h'_{4д} = 2275$ кДж/кг, $h'_1 = 405,2$ кДж/кг.

При загрязнении через 5 суток работы конденсатора количество теплоты, передаваемое от пара к охлаждающей воде во втором приближении:

$$Q_{\text{заг}} = 28 \cdot (2010 - 211,5) = 50358 \text{ кВт};$$

При $\tau = 10$ суток: $Q_{\text{заг}} = 51508,8$ кВт;

При $\tau = 15$ суток: $Q_{\text{заг}} = 52080$ кВт;

При $\tau = 20$ суток: $Q_{\text{заг}} = 52354,4$ кВт.

Линейная плотность теплового потока:

$$q''_l = Q_{\text{заг}} \cdot 10^3 / (l \cdot n); \quad (3.68)$$

При загрязнении через 5 суток работы конденсатора:

$$q''_l = 50358 \cdot \frac{10^3}{(5,6 \cdot 2160)} = 4163,19 \frac{\text{Вт}}{\text{м}};$$

При $\tau = 10$ суток: $q''_l = 4258,33$ Вт/м;

При $\tau = 15$ суток: $q''_l = 4350,6$ Вт/м;

При $\tau = 20$ суток: $q''_l = 4328,24$ Вт/м.

Определяем средний температурный напор во втором приближении:

$$t''_{\text{л,заг}} = \frac{q''_l}{\pi} \cdot K''_{\text{л}}; \quad (3.69)$$

При загрязнении через 5 суток работы конденсатора:

$$t''_{\text{л,заг}} = \frac{4163,19}{3,14} \cdot 37,43 = 35,42 \text{ }^\circ\text{C};$$

При $\tau = 10$ суток: $t''_{\text{л,заг}} = 51,29$ °C;

При $\tau = 15$ суток: $t''_{\text{л,заг}} = 67,14$ °C;

При $\tau = 20$ суток: $t''_{\text{л,заг}} = 82,91$ °C.

Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора:

$$t''_{\text{ж}} = t'_{\text{ж}} + \frac{Q_{\text{заг}}}{(C_{p1} \cdot n_2)}; \quad (3.70)$$

При загрязнении через 5 суток работы конденсатора:

$$t''_{\text{ж}} = 10 + \frac{50358}{(4,185 \cdot 2160)} = 19,55 \text{ }^\circ\text{C};$$

При $\tau = 10$ суток: $t''_{ж} = 19,77$ °С;

При $\tau = 15$ суток: $t''_{ж} = 19,88$ °С;

При $\tau = 20$ суток: $t''_{ж} = 19,93$ °С.

Средняя температура воды:

$$t_{\text{ср.в.}} = \frac{(t''_{ж} + t'_{ж})}{2}; \quad (3.71)$$

При загрязнении через 5 суток работы конденсатора:

$$t_{\text{ср.в.}} = \frac{(19,55 + 10)}{2} = 14,77, \text{ °С};$$

При $\tau = 10$ суток: $t_{\text{ср.в.}} = 14,88$ °С;

При $\tau = 15$ суток: $t_{\text{ср.в.}} = 14,93$ °С;

При $\tau = 20$ суток: $t_{\text{ср.в.}} = 14,96$ °С.

Температура насыщения во втором приближении:

$$t''_{s,\text{заг}} = t_{\text{ср.в.}} + t_{\text{л,заг}}; \quad (3.72)$$

При загрязнении через 5 суток работы конденсатора:

$$t''_{s,\text{заг}} = 14,77 + 35,54 = 50,19 \text{ °С};$$

При $\tau = 10$ суток: $t''_{s,\text{заг}} = 66,18$ °С;

При $\tau = 15$ суток: $t''_{s,\text{заг}} = 82,085$ °С;

При $\tau = 20$ суток: $t''_{s,\text{заг}} = 97,88$ °С.

По h - s диаграмме определяем энтальпию пара на входе в конденсатор во втором приближении $h''_{4д}$.

По [10] определяем энтальпию воды на линии насыщения: h''_1

Энтальпия воды на входе в экономайзер определяется по [1] из равенства энтропий ($S''_1 = S''_2$): h''_2

При $\tau = 5$ суток: $h''_{4д} = 2005, h''_1 = 210,5, h''_2 = 221,6$ кДж/кг;

При $\tau = 10$ суток: $h''_{4д} = 2130, h''_1 = 289,3, h''_2 = 300$ кДж/кг;

При $\tau = 15$ суток: $h''_{4д} = 2200, h''_1 = 340,6, h''_2 = 351,6$ кДж/кг;

При $\tau = 20$ суток: $h''_{4д} = 2290, h''_1 = 428,8, h''_2 = 439$ кДж/кг.

Термический коэффициент полезного действия энергоблока:

$$\eta_{t,\text{заг}} = \frac{(h_3 - h''_{4\text{д}}) - (h''_2 - h''_1)}{h_3 - h''_2}; \quad (3.73)$$

При загрязнении через 5 суток работы конденсатора:

$$\eta_{t,\text{заг}} = \frac{(3244 - 2005) - (221,6 - 210,5)}{3244 - 221,6} = 0,406;$$

При $\tau = 10$ суток: $\eta_{t,\text{заг}} = 0,374$;

При $\tau = 15$ суток: $\eta_{t,\text{заг}} = 0,357$;

При $\tau = 20$ суток: $\eta_{t,\text{заг}} = 0,336$.

Зависимость термического КПД энергоблока от загрязнений трубок конденсатора представлено на рисунке 3.1

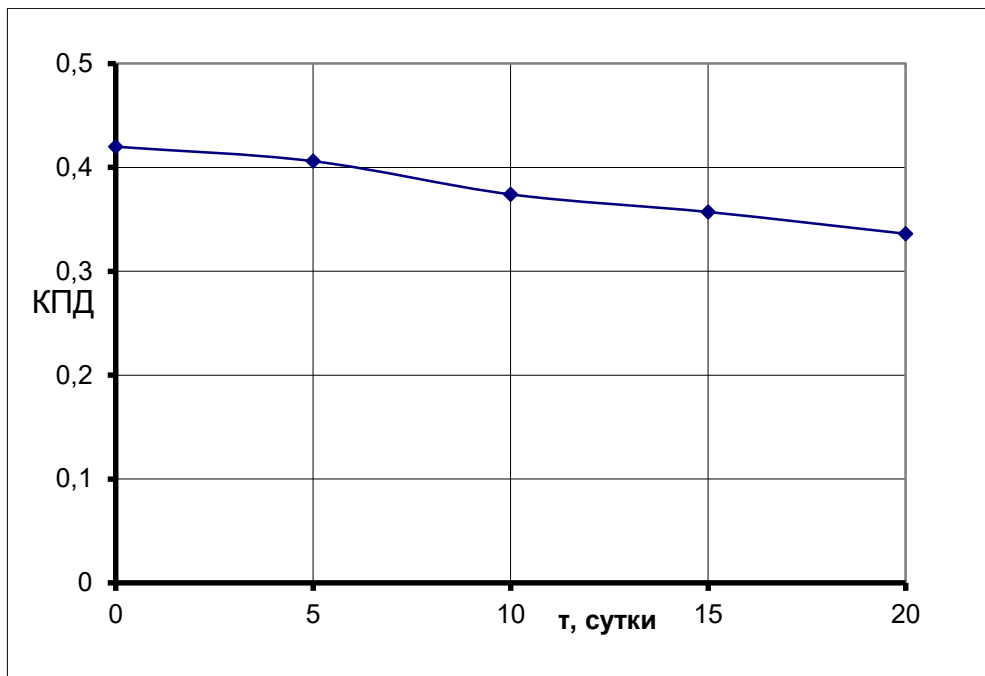


Рисунок 3.1–Зависимость термического КПД энергоблока от времени эксплуатации конденсатора.

3.5 Определение зависимости термического КПД всей паротурбинной установки от внутреннего относительного КПД турбины

Термический КПД всей ПТУ определяется по формуле (2.17) и напрямую зависит от работы цикла, т.е. от суммы подведенного и отведенного тепла в ПТУ (формула 2.14). При этом:

$$q_2 = q_k = h_1 - h_{4\text{д}}; \quad (3.74)$$

Энтальпия пара в точке 4Д определяется по формуле:

$$h_{4Д} = h_3 - (h_3 - h_4) \cdot \eta_T; \quad (3.75)$$

где η_T - внутренний относительный КПД турбины. Для современных турбин высоких параметров он изменяется в пределах $\eta_T = 0,85 \div 1,0$

При $\eta_T = 0,85$:

$$h_{4Д} = 3244 - (3244 - 1939) \cdot 0,85 = 2134,75 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q_2 = 152 - 2134,75 = -1982,75 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\eta_{ц} = \frac{3079 - 1982,75}{3079} = 0,356.$$

Результаты расчетов сведем в таблицу 3.1

Таблица 3.1

η_T	$h_{4Д}$	q_2	$\eta_{ц}$
0,85	2134,75	-1982,75	0,356041
0,86	2121,7	-1969,7	0,360279
0,87	2108,65	-1956,65	0,364518
0,88	2095,6	-1943,6	0,368756
0,89	2082,55	-1930,55	0,372994
0,92	2043,4	-1891,4	0,38571
0,94	2017,3	-1865,3	0,394186
0,96	1991,2	-1839,2	0,402663
0,98	1965,1	-1813,1	0,41114
0,99	1952,05	-1800,05	0,415378
1	1939	-1787	0,419617

Так же зависимость термического КПД всей паротурбинной установки от внутреннего относительного КПД турбины можно увидеть на графике, изображенном на рисунке 3.2.

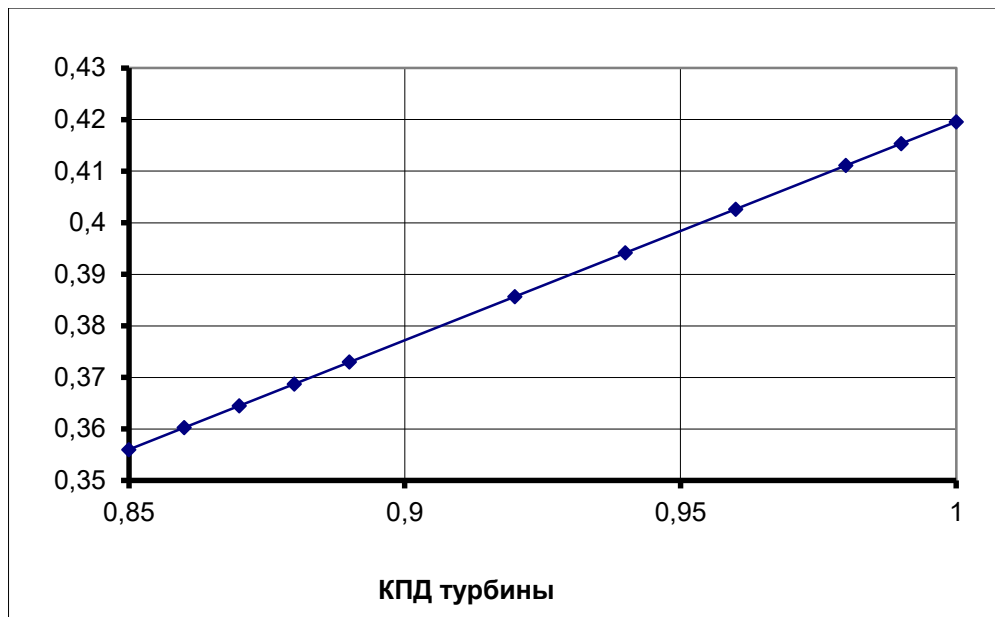


Рисунок 3.2–Зависимость термического КПД всей паротурбинной установки от внутреннего относительного КПД турбины

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе были подробно рассмотрены методики расчета термодинамических и тепломассообменных процессов в элементах паротурбинной установки. Так же была определена зависимость термического КПД энергоблока от загрязнений трубок конденсатора и зависимость термического КПД всей паротурбинной установки от внутреннего относительного КПД турбины.

Термический КПД характеризует степень совершенства данного цикла: чем больше его значение, тем совершеннее цикл. Из результатов, представленных в третьем разделе видно, что при увеличении эксплуатации конденсатора и при уменьшении внутреннего относительного КПД турбины цикл становится менее совершенным.

В ходе выполнения дипломной работы была составлена программа для более удобного и быстрого расчета термодинамических и тепломассообменных процессов в элементах паротурбинной установки.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Трухний А.Д. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки: Учебник/ А.Д. Трухний, Б.В. Ломакин – М.: издательство МЭИ 2002 г. – 539 с.
2. Стерман Л.С. Тепловые и атомные электрические станции: Учебник для вузов / Л.С. Стерман, В.М. Лавыгин, С.Г. Тишин. – М.: Энергоатомиздат, 1995. – 416 с.
3. Костюк А.Г., Фролов В.В., Булкин А.Е., Трухний А.Д. Турбины тепловых и атомных электрических станций / Под ред. Костюка А.Г., Фролова В.В. -- М.: Изд. МЭИ, 2001.-488 с.
4. Бродов Ю.М. Теплообменники энергетических установок / Екатеринбург: Издательство "Сократ", 2003 г.
5. Картавская В.М., Коваль Т.В. Анализ теплотехнической эффективности оборудования: учеб. пособие. - Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2008. - 160 с.
6. Кудряшов А.Н. Тепловой расчет паровой турбины: учеб. пособие. - Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2004. - 87 с.
7. «Теплотехника» под ред. д.т.н. А.М.Архарова, д.т.н. В.А.Афанасьева, М., Изд. МГТУ им Н.Э.Баумана, 2004г, 712 с.
8. Гоголев, И.Г. Расчет тепловой схемы паротурбинных установок с регенеративным подогревом питательной воды. Методические указания к выполнению курсовой работы/ И.Г. Гоголев - Брянск: БГТУ, 2001. – 27 с.
9. Королев В.Н. Техническая термодинамика : учебное пособие / В.Н.Королев, Е.М. Толмачев. Екатеринбург : УГТУ–УПИ, 2007. – 180 с.
10. Термодинамические процессы и циклы в идеальном газе. Учебное пособие. Вассерман А.А., Слынько А.Г., Одесса, ОНМУ, 2005.– 80с.
11. Термодинамические процессы и циклы в реальном газе. Учебное пособие. Вассерман А.А., Слынько А.Г., Одесса, ОНМУ, 2006.– 101с.
12. Кудинов В.А. Техническая термодинамика: Учебник для вузов/ Кудинов В.А., Карташов Э.М. – М: Высшая школа, 2000 г.-261 с.

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Теплотехники и гидрогазодинамики

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

В.А. Кулагин

подпись

инициалы, фамилия

« 30 »

июня 2023 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01. Теплоэнергетика и теплотехника

код и наименование направления

Расчетное исследование термодинамических и тепломассообменных
процессов на примере паротурбинной установки

тема

руководитель

Т.А. Пьяных 23.06.23

подпись, дата

доцент, к.т.н.

должность, ученая степень

Т.А. Пьяных

инициалы, фамилия

Выпускник

А.С. Корнеев 23.06.23

подпись, дата

А.С. Корнеев

инициалы, фамилия

Красноярск 2023