# Федеральное агентство по образованию

ГОУ ВПО Уральский Государственный Технический Университет-УПИ

Кафедра Турбины и двигатели

Курсовая работа по курсу ПТУ и ГТУ

# Расчет упрощенной схемы паротурбинной установки

2008

# Содержание

Исходные данные

Введение

1.Разработка и описание принципиальной схемы ПТУ

2.Расчет и построение h,S-диаграммы расширения пара в проточной части

турбины

3.Определение параметров пара и воды в характерных точках ПТС

3.1 Определение параметров пара и воды в верхнем отборе и подогревателе П1

3.2 Определение параметров пара и воды в подогревателе П2, подключенном к выхлопу ЦВД

3.3 Распределение подогрева воды между подогревателями П2-П5

3.4 Определение параметров пара и воды в подогревателях П3,П4, П5 и отборах, к которым они подключены

3.5 Определение параметров воды в питательном насосе, параметров и расходов пара в приводной турбине насоса

4.Определение потоков пара и воды в относительных величинах (долевом выражении)

4.1 Общие положения

4.2 Последовательность расчета

4.3 Проверка правильности расчета

4.4 Расчет поверхностных подогревателей

4.5 Расчет деаэратора

4.6 Расчет смешивающего подогревателя

4.7 Определение расхода пара на турбопривод питательного насоса

5.Определение абсолютных расходов пара и воды

6.Расчет показателей экономической эффективности паротурбинной установки

Заключение

Библиографический список

**Исходные данные**

Электрическая мощность генератора: Nэ=300 МВт

Давление свежего пара: Ро=23,5 МПа

Температура свежего пара: tо = tпп =545 0C

Давление пара промперегрева перед ЦСД: Рпп=3,9 МПа

Температура пара промперегрева перед ЦСД: tпп=5450C

Давление пара в конденсаторе турбины: Рк=3,5 кПа

Температура питательной воды: tпв=265 0C

Принципиальная тепловая схема для расчёта: рис.1.2. [1]

# Введение

Важным этапом проектирования паротурбинной установки является разработка и расчёт принципиальной тепловой схемы. Целью расчёта является определение технических характеристик ПТУ и входящего в него оборудования: расходов и параметров пара и воды в характерных точках схемы, обеспечивающих заданную величину мощности электрического генератора, приводимого проектируемой турбиной, а также показателей экономичности установки (КПД, удельные расходы теплоты и топлива).

В данной курсовой работе рассчитывается ПТС конденсационной ПТУ для тепловой электростанции. Упрощение схемы заключается в сокращении по уравнению с реальными современными турбинами числа ступеней регенеративного подогрева питательной воды (РППВ). Из ПТС исключены схемы протечек пара через концевые уплотнения цилиндров. Не включены в рассчитываемую схему расширители дренажей, испарители, бойлеры (теплофикационные теплообменники), деаэратор добавочной воды и ряд других элементов.

**1. Разработка и описание принципиальной схемы ПТУ**

В расчетную схему (ПТС) включаются все элементы, в которых должны быть рассчитаны параметры и расходы пара и воды, а также трубопроводы (линии), по которым рабочее тело движется от элемента к элементу. При графическом изображении однотипное оборудование изображается только один раз. Например, в реальной турбоустановке устанавливается два или три одинаковых конденсатных насоса, работающих параллельно; на ПТС изображается только один такой насос. Тот же принцип действует и при изображении трубопроводов (линий): несколько параллельных линий между двумя элементами заменяются (изображаются) одной линией. На ПТС приводятся лишь те линии и связи, которые определяют последовательность движения рабочего тела в технологическом процессе и связаны с рассчитываемыми потоками рабочего тела. Арматура (задвижки, клапаны) на ПТС, как правило, не указывается, за исключением той, которая непосредственно при этом «рассчитывается».

Рассмотрим описание принципиальной тепловой схемы ПТУ, приведенной на рис. 1.1. Паровая турбина, входящая в состав ПТУ, состоитиз трех цилиндров: цилиндра высокого давления (ЦВД), цилиндра среднего давления (ЦСД) и двухпоточного цилиндра низкого давления (ЦНД). Свежий пар с параметрами ро,to,ho подводится из котла к ЦВД. В расчетах принимается, что имеющиеся в схеме ПТУ утечки условно заменяются утечками величиной = 0,02из трубопровода свежего пара (с энтальпией hо). Такая же условность использована для учета протечек через концевые уплотнения из турбины - они заменены потоком = 0,015, отбираемым из трубопровода свежего пара с энтальпией ho. Расход свежего пара на турбину (после отвода потоков с расходами ****и ) равен Go .

Пройдя проточную часть ЦВД, расширившись в ней и совершив работу, пар с параметрами **** и  поступает в промежуточный пароперегреватель (ПП) котла, гдек нему подводится дополнительное количество теплоты и осуществляется повышениеего температуры до величины tпп.

После промперегревателя (ПП) пар с параметрамиРпп, tпп иhпп подводится в ЦСД; пройдя проточную часть этого цилиндра, он попадает (по перепускным трубопроводам - ресиверам) в двухпоточный ЦНД. Из ЦНД отработавший пар поступает в конденсатор (К). В конденсаторе пар отдает часть своей энергии (скрытую теплоту парообразования) охлаждающей циркуляционной воде, вследствие чего происходит его конденсация, т.е. изменение фазового состояния - переход в воду (конденсат). Конденсатиз К откачивается конденсатными насосами первой ступени (ПН-1), который прокачивает его через охладители эжекторов (ОЭ) и охладитель пара из уплотнений (ОУ).

В схеме используются пароструйныйосновной эжектор (ОЭ), назначение которого - отсос воздуха, поступающего в конденсатор через неплотности вакуумной системы. В качестве рабочего тела для ОЭ в рассчитываемых схемах используют сухой насыщенный пар с энтальпией h'' ( РД ), отбираемый из деаэратора. Расход этого пара принят = 0,006. Паровоздушная смесь из эжектора подается в теплообменник ОЭ, который охлаждается конденсатом после конденсатора. При этом пар из смеси конденсируется; образующийся конденсат (дренаж) из ОЭ направляется в конденсатор.

Вторым элементом, через который проходит конденсат, смачиваемый из К, является «сальниковый подогреватель» - охладитель пара уплотнений (ОУ). В него поступает пар из протечек концевых уплотнений турбины. При расчетах принимают, что в ОУ поступает часть протечек из уплотнений - с расходом ****= 0,005.

Для упрощения расчетов принимают, что повышение энтальпии конденсата (воды) при прохождении этих элементов ориентировочно составляет  оэ= 2-3 кДж/кг и оу=6-10кДж/кг соответственно.

Турбина имеет пять (нерегулируемых) регенеративных отборов пара: два из ЦВД; два из ЦСД и один -из ЦНД. Первые две ступени - П1 и П2 - поверхностного типа, третья ступень П3 - деаэратор (Д) четвертая и пятая ступени (П4 и П5 соответственно) - подогреватели смешивающего типа.

Конденсат из конденсатора с помощью KH-I подается в подогреватель ПС смешивающего типа; туда же поступает пар из пятого отбора турбина. При перемешивании воды и пара последний конденсируется, отдавая скрытую теплоту парообразования воде. Вода при этом нагревается до кипения (состояния насыщения); поэтому недогрев воды в подогревателях смешивающего типа (разность температуры насыщения при давлении в подогревателе и температуры воды на выходе из подогревателя) равен нулю.

Из П5 нагретая вода конденсатным насосом второй ступени (КН-2) подается в подогреватель П4 смешивающего типа; необходимость в насосе обусловлена тем, что давление в П4 выше, чем в П5. Процесс нагрева воды и конденсации пара в П5 протекает аналогично рассмотренному ранее для П4.

Из П4 вода конденсатным насосом третьей ступени подается в деаэратор (Д). Д выполняет функции подогревателя смешивающего типа (ПЗ); вторая его функция - "деаэрация" питательной воды, т.е. удаление из нее агрессивных (или коррозионно-опасных) газов кислорода, углекислого газа. Эти газы, растворенные в воде, опасны, т.к. вызывают коррозию поверхностей трубок, трубопроводов, поверхностей нагрева котла (название "деаэратор" переводится буквально как "удалитель воздуха"). Для деаэрации питательной воды необходимо, чтобы она была нагрета до кипения, и пространство над (или вокруг) водой было заполнено насыщенным паром. Тогда растворенный в воде газ (из-за разности концентраций в воде и в паре) переходит в пар и удаляется. Для нагрева воды в деаэраторе используется пар третьего отбора турбины. В Д подается также горячий поток дренажа (конденсата) греющего пара из подогревателя П2. Кроме того, в деаэраторе роль греющего пара частично выполняет пар протечек из уплотнения, который подается в него (расход ****= 0,010; энтальпия ho). Из деаэратора отводится сухой насыщенный пар с энтальпией h"(PД) и расходом(**=** 0,006), который используется в качестве рабочего пара эжекторов.

Вода из деаэратора поступает в питательный насос (ПН), в котором её давление повышается до величины, обеспечивающей заданное давление свежего пара на выходе из котла; обычно для этого давления необходимо, чтобы на нагнетании ПН составило (1,4-1,5)Ро.

Для привода ПН используется турбопривод (ТПН) конденсационного типа. ТПН питается паром из третьего отбора турбины, т. е. Тем же паром, что и П3. Отработавший в ТПН пар поступает в конденсатор турбопривода (К – ТПН), откуда собственными конденсатными насосами откачивается в конденсатор главной турбины.

Питательная вода после ПН проходит через два подогревателя поверхностного типа П1 и П2. Эти подогреватели называются подогревателями высокого давления (ПВД) - по давлению проходящей через них воды. По этому же принципу подогреватели П4 и П5 называют подогревателями низкого давления (ПНД).

П1 и П2 питаются паром из первого и второго отборов турбины соответственно. Конденсат греющего пара (дренаж), образовавшийся в П1, сбрасывается в П2, где частично участвует в нагреве воды, таккак имеет температуру более высокую, чем температура насыщения при давлении в П2.Из П2 удаляется дренаж, расход которого равен сумме расхода греющего пара П2 и дренажа; поступающегоиз П1.

В подогревателях поверхностного типа водане может быть нагрета до температуры насыщения, так как необходим температурный напор для передачи теплоты через металлическую стенку трубки; поэтому недогрев вэтих подогревателях не равен нулю и составляет 1,5-3,0С и более. Для его снижения в случае, если греющий париз отбора сильно перегрет устанавливают пароохладители (ПО). В ПО вода дополнительно нагревается, что снижает её недогрев до 0-1,5 °С. Кроме того, ПВД, П1 и П2 оборудованы встроенными охладителями дренажа (ОД), За счет частичного использования теплоты дренажа вода нагревается, что уменьшает необходимый для её нагрева расход пара из отбора. Пройдя П2 и П1, питательная вода поступаетв котел**.**

Восполнение потерь рабочего тела в схеме энергоблока осуществляется путем подпитки чистой водой, которая с расходом = 0,02 подводится в конденсатор главной турбины.

**2.Расчет и построение h,S-диаграммы расширения пара в проточной части турбины**

Для построения процесса расширения пара в турбине необходимо определить его состояние в наиболее характерных точках: «0» – перед стопорным клапанам турбины; «1» – в камере 1 - го отбора; «2» – на выхлопе ЦВД и камере 2-го отбора; «ПП» – после промпароперегревателя перед ЦСД; «3», «4» и «5» –камерах третьего, четвёртого и пятого отборов соответственно; «К» – на входе в конденсатор.

Расчёты для построения h, S – диаграммы процесса расширения пара в турбине сведены в таблицу 2.1. h-S – диаграмма процесса расширения пара в проточной части турбины представлена на рис. 2.1.

Таблица 2.1.Расчеты для построения h,S – диаграммы процесса расширения пара в турбине.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Наименование величины | Обозначение | Размерность | | Способ определения | Значение |
| 1 | 2 | 3 | 4 | | 5 | 6 |
| 1 | Параметры свежего пара | | | | | |
| 1.1 | Давление | Ро | МПа | | Заданно | 23,5 |
| 1.2 | Температура | t0 | 0С | | Заданно | 545 |
| 1.3 | Энтальпия | h0 | кДж/кг | | f(Po;to) | 3338,9 |
| 2 | Параметры пара промперегрева | | | | | |
| 2.1 | Давление | Рпп | МПа | | Задано | 3,9 |
| 2.2 | Температура | tпп | 0С | | Задано | 545 |
| 2.3 | Энтальпия | hпп | кДж/кг | | f(Pпп;tпп) | 3548,7 |
| 3 | Потеря давления в тракте промперегрева | ∆Рпп | МПа | | 0,12Рпп=0,08\*3,8 | 0,39 |
| 4 | Давление пара на выхлопе ЦВД (во 2-ом отборе) |  | МПа | | Рпп+∆Рпп | 4,3 |
| 5 | Энтальпия пара на выхлопе ЦВД при теоретическом расширении пара (без потерь) |  | кДж/кг | | f(;Sо) | 2889,3 |
| 6 | Располагаемый теплоперепад ЦВД |  | кДж/кг | | ho- | 449,6 |
| 7 | Внутренний относительный КПД ЦВД |  |  | | К-300-240 | 0,781 |
| 8 | Использованный теплоперепад 2-го отбора |  | кДж/кг | |  | 351,14 |
| 9 | Энтальпия пара на выхлопе ЦВД и в камере 2-го отбора |  | кДж/кг | |  | 2987,8 |
| 10 | Температура пара на выхлопе ЦВД и камере 2-го отбора |  | 0С | | f() | 320 |
| 11 | Параметры пара в 1-м отборе | | | | | |
| 11.1 | Давление | Р1 | МПа | | Табл. 3.1. | 5,43 |
| 11.2 | Энтальпия при теоретическом расширении пара |  | | кДж/кг | f(P1;so) | 2942,5 |
| 11.3 | Располагаемый теплоперепад для потока пара 1-го отбора | Н01 | | кДж/кг | h0-h1t | 396,4 |
| 11.4 | Использованный теплоперепад для потока пара 1-го отбора | Hi1 | | кДж/кг |  | 309,59 |
| 11.5 | Энтальпия | h1 | | кДж/кг | h0-Hi1 | 3029,3 |
| 11.6 | Температура | t1 | | 0С | f(Р1;h1) | 340 |
| 12 | Внутренний относительный КПД ЦСД |  | |  | К-300-240 | 0,878 |
| 13 | Параметры пара в камере 3-го отбора: | | | | | |
| 13.1 | Давление | Р3 | | МПа | Табл 3.4. | 0,88 |
| 13.2 | Энтальпия при теоретическом расширении пара от входа в ЦСД (точки ПП) до Р3 | h3t | | кДж/кг | f(sпп;Р3) | 3080,5 |
| 13.3 | Распологаемый теплоперепад для потока пара 3-го отбора при расширении в ЦСД |  | | кДж/кг |  | 468,2 |
| 13.4 | Использованый теплоперепад для потока пара 3-го отбора при расширении в ЦСД |  | | кДж/кг |  | 411,08 |
| 13.5 | Энтальпия | h3 | | кДж/кг |  | 3137,6 |
| 13.6 | Температура | t3 | | 0C |  | 339 |
| 14 | Параметры пара в камере 4-го отбора (на выхлопе ЦСД) | | | | | |
| 14.1 | Давление | Р4= | | МПа | Табл. 3.4. | 0,240 |
| 14.2 | Энтальпия при теоретическом расширении пара от входа в ЦСД (точки ПП) до Р4 | h4t | | кДж/кг | f(sпп;Р4) | 2786,7 |
| 14.3 | Располагаемый теплоперепад для потока пара 4-го отбора при расширении в ЦСД |  | | кДж/кг | hпп-h4t | 762 |
| 14.4 | Использованный теплоперепад для потока 4-го отбора при расширении в ЦСД |  | | кДж/кг |  | 669,04 |
| 14.5 | Энтальпия |  | | кДж/кг | hпп- | 2879,6 |
| 14.6 | Температура | t4 | | 0C |  | 210 |
| 15 | Внутренний относительный КПД |  | |  | К-300-240 | 0,805 |
| 16 | Параметры пара в камере 5-го отбора | | | | | |
| 16.1 | Давление | P5 | | МПа | Табл. 3.4. | 0,04 |
| 16.2 | Энтальпия при теоретическом расширении потока пара 5-го отбора в ЦНД | h5t | | кДж/кг | f(s4;Р5) | 2580 |
| 16.3 | Располагаемый теплоперепад для потока пара 5-го отбора при расширении в ЦНД |  | | кДж/кг |  | 299,6 |
| 16.4 | Использованный теплоперепад для потока пара 5-го отбора при расширении в ЦНД |  | | кДж/кг |  | 241,2 |
| 1 | 2 | 3 | | 4 | 5 | 6 |
| 16.5 | Энтальпия пара в отборе | h5 | | кДж/кг |  | 2638,5 |
| 16.6 | Энтальпия сухого насыщенного пара при давлении |  | | кДж/кг |  | 2641,2 |
| 16.7 | Энтальпия воды на линии насыщения при давлении |  | | кДж/кг |  | 328,5 |
| 16.8 | Степень сухости пара в отборе | х5 | | - |  | 0,99 |
| 17 | Параметры пара на выхлопе ЦНД (входе в конденсатор) | | | | | |
| 17.1 | Давление | Рк | | кПа | Задано | 3,5 |
| 17.2 | Энтальпия пара при теоретическом расширении в ЦНД |  | | кДж/кг | f(s4;Рк) | 2230 |
| 17.3 | Располагаемый теплоперепад ЦНД |  | | кДж/кг |  | 649,66 |
| 17.4 | Использованный теплоперепад ЦНД |  | | кДж/кг |  | 522,98 |
| 17.5 | Энтальпия пара на выхлопе ЦНД |  | | кДж/кг |  | 2356,7 |
| 17.6 | Энтальпия сухого насыщенного пара при Рк |  | | кДж/кг |  | 2549,9 |
| 17.7 | Энтальпия воды на линии насыщения при Рк |  | | кДж/кг |  | 111,84 |
| 17.8 | Степень сухости пара на входе в конденсатор | хк | | - |  | 0,92 |
| 18 | Использованный теплоперепад 1кг пара при расширении в турбине |  | | кДж/кг | ho-+hпп-hк | 1543,2 |

# 3. Определение параметров пара и воды в характерных точках ПТС

## **3.1 Определение параметров пара и воды в верхнем отборе и подогревателе П1**

Исходной величиной, определяющей искомые параметры, является заданное значение температуры питательной воды. Определение параметров пара и воды в верхнем отборе и подключённом к нему подогревателе П1 сведены в таблицу 3.1.

Таблица 3.1.Определение параметров пара и воды в верхнем отборе и подключённом к нему подогревателе П1

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Наименование величины | Обозначе- ние | Размерность | Способ опре-  деления | Значе-ние |
| 1 | Температура воды на выходе из подогревателя П1 |  | 0С |  | 265 |
| 2 | Недогрев воды на выходе П1 |  | 0С | Принимается | 1 |
| 3 | Температура насыщения в подогревателе |  | 0С |  | 266 |
| 4 | Давление пара в подогревателе |  | МПа | f() | 5,17 |
| 5 | Сопротивление трубопровода от турбины до П1 |  | МПа | 0,05\* | 0,26 |
| 6 | Давление пара в первом отборе турбины | Р1 | МПа |  | 5,43 |
| 7 | Энтальпия пара в отборе | h1 | кДж/кг | Табл. 2.1. | 3029,3 |
| 8 | Температура пара в отборе | t1 | 0C | Табл. 2.1. | 340 |
| 9 | Давление воды в П1 | Рпв= | МПа | 1,5Р0 | 34,08 |
| 10 | Энтальпия воды на выходе П1 |  | кДж/кг | f(Pпв;) | 1158,7 |
| 11 | Температура воды на входе П1 |  | 0С | -из расчёта П2- табл. 3.2 | 251 |
| 12 | Энтальпия воды на входе П1 |  | кДж/кг | - из расчёта П2- табл. 3.2. | 1089,4 |
| 13 | Нагрев воды в П1 |  | кДж/кг |  | 69,3 |
| 14 | Температура дренажа на выходе П1 |  | 0С |  | 262 |
| 15 | Энтальпия дренажа на выходе из П1 |  | кДж/кг | f() | 1135 |
| 16 | Теплота, отданная 1 кг пара воде в П1 | q1 | кДж/кг |  | 1894,3 |
| 17 | Расход пара в П1 из отбора турбины (в долевом выражении) |  | - |  | 0,03 |

**3.2 Определение параметров пара и воды в подогревателе П2, подключенном к выхлопу ЦВД**

Исходной величиной, определяющей искомые параметры пара и воды, является давление пара в камере второго отбора, которое равно давлению на выхлопе ЦВД. Определение параметров пара и воды в подогревателе П2, подключённом у выхлопу ЦВД сведены в таблицу 3.2.

Таблица 3.2.Определение параметров пара и воды в подогревателе П2, подключённом к выхлопу ЦВД

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Наименование величины | Обозначе-ние | Размерность | Способ определения | Значе-ние |
| 1 | Давление пара после промпароперегревателя | Рпп | МПа | Задано | 3,9 |
| 2 | Сопротивление промпароперегревателя |  | МПа | 0,12Рпп | 0,039 |
| 3 | Давление на выхлопе ЦВД в 2-м отборе пара |  | МПа | Рпп+ | 4,3 |
| 4 | Сопротивление трубопроводов от отбора до подогревателя П2 |  | МПа | 0,05\* | 0,215 |
| 5 | Давление пара в подогревателе П2 |  | МПа |  | 4,085 |
| 6 | Температура насыщения в подогревателе П2 |  | 0С |  | 252 |
| 7 | Недогрев на выходе П2 |  | 0С | Принимается | 1 |
| 8 | Температура воды на выходе П2 |  | 0С |  | 251 |
| 9 | Давление питательной воды, проходящей через П2 |  | МПа | 1,5Ро | 34,08 |
| 10 | Энтальпия воды на выходе П2 |  | кДж/кг |  | 1089,4 |
| 11 | Энтальпия пара во 2-м отборе | h2 | кДж/кг | Табл. 2.1. | 2987,8 |
| 12 | Температура пара во 2-м отборе | t2 | 0С | Табл. 2.1. | 320 |
| 13 | Температура воды на входе П2 |  | 0С | =  Табл. 3.5. | 169,5 |
| 14 | Температура дренажа на выходе П2 |  | 0С |  | 179,5 |
| 15 | Энтальпия дренажа на выходе П2 |  | кДж/кг |  | 762,51 |
| 16 | Нагрев воды в подогревателе П2 |  | кДж/кг |  | 306,9 |
| 17 | Теплота отданная 1 кг пара питательной воде в П2 | q2 | кДж/кг |  | 2225,25 |
| 18 | Расход пара на подогреватель П2 из отбора турбины (в долевом выражении) |  |  |  | 0,13 |

## **3.3 Распределение подогрева воды между подогревателями П2-П5**

Дальнейшие расчеты -определение параметров пара и воды в подогревателях ПЗ, П4, П5 и отборах, к которым они подключены, - определяют необходимость распределения подогрева воды между отдельными подогревателями П2-П5. Для упрощения расчетов принимают одинаковый подогрев  во всех рассматриваемых подогревателях, кроме П2. Для П2 принимают увеличенный (по сравнению с ПЗ, П4, П5) подогрев , где m2=1,3-1,7. Таким образом, учитывают наличие промперегрева и то обстоятельство, что пар 3-го отбораиз ЦСД имеет более высокую температуру и энтальпию, чем пар 2-го отбора.

Распределению подлежит разность энтальпий воды на выходе из П2 и на выходе из конденсатора; из неё исключают: нагрев воды в ПН - , нагрев воды в ОЭ -  и нагрев воды в ОУ - .

Таким образом, распределяют величину



Она должна быть равна сумме



Откуда

 

Результаты расчёта распределения подогрева воды между подогревателями П2-П5 сведены в таблицу 3.3.

#### Таблица 3.3.Распределение подогрева воды между подогревателями П2-П5.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Наименование величины | Обозначение | Размер-ность | Способ определения | Значе-ние |
| 1 | Энтальпия воды на выходе П2 |  | кДж/кг | Табл. 3.2. | 1089,4 |
| 2 | Давление в конденсаторе | Рк | кПа | Задано | 3,5 |
| 3 | Энтальпия воды (конденсата) на выходе конденсатора |  | кДж/кг |  | 111,84 |
| 4 | Давление в деаэраторе |  | МПа | Принимается | 0,7 |
| 5 | Давление питательной воды на нагнетании питательного насоса | Рпн | МПа | 1,45Ро | 34,08 |
| 6 | Удельный объём воды в питательном насосе |  | м3/кг | Принимается | 1,1 |
| 7 | КПД (гидравлический) питательного насоса |  |  | Принимается | 0,81 |
| 8 | Нагрев воды в питательном насосе (предварительная оценка) |  | кДж/кг |  | 46,3 |
| 9 | Нагрев воды в охладителе пара эжектора |  | кДж/кг | Принимается | 2,5 |
| 10 | Нагрев воды в охладителе пара уплотнений турбины |  | кДж/кг | Принимается | 8 |
| 11 | Число подогревателей в системе регенеративного подогрева | Z | - | Задано | 5 |
| 12 | Соотношение нагрева воды в подогревателе, подключенном к выхлопу ЦВД и остальными подогревателями | m2 | - | Принимается | 1,5 |
| 13 | Нагрев воды в каждом из подогревателей |  | кДж/кг |  | 206,4 |
| 14 | Нагрев воды в подогревателе, подключенном к выхлопу ЦВД |  | кДж/кг |  | 306,9 |
| 15 | Энтальпия воды: | | | | |
| 15.1 | На выходе ОЭ |  | кДж/кг |  | 114,34 |
| 15.2 | На выходе ОУ |  | кДж/кг |  | 122,34 |
| 15.3 | На выходе П5 |  | кДж/кг |  | 326,94 |
| 15.4 | На выходе П4 |  | кДж/кг |  | 531,54 |
| 15.5 | На выходе деаэратора (П3) |  | кДж/кг |  | 736,14 |
| 15.6 | На выходе питательного насоса |  | кДж/кг |  | 782,44 |
| 15.7 | На выходе П2 |  | кДж/кг |  | 1089,34 |

**3.4 Определение параметров пара и воды в подогревателях П3,П4, П5 и отборах, к которым они подключены**

Для всех трёх подогревателей и отборов используется одинаковый алгоритм расчёта, последовательность которого соответствует табл. 3.4. Расчёты выполняют последовательно – сначала для П3(Д), затем для П4 и для П5.

Таблица 3.4.Последовательность определения параметров пара и воды в подогревателях П3, П4, П5 .

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Наименование величины | | Обозначение | Размер-ность | Способ определения | Значение | | |
|  |  | | П3(Д) | П4 | П5 |
|  | Энтальпия воды на выходе подогревателя | |  | кДж/кг | Табл. 3.3 | 736,14 | 531,54 | 326,94 |
|  | Температура воды на выходе подогревателя | | = | 0С | ts() | 174 | 127 | 78 |
|  | Недогрев воды в подогревателе | |  | 0С |  | 0 | 0 | 0 |
|  | Давление пара в подогревателе | |  | МПа |  | 0,87 | 0,24 | 0,0438 |
|  | Сопротивление трубопроводов от турбины до подогревателя | |  | МПа | (0,01+0,02\*i)\*\* | 0,013 | 0,0036 | 0,0006 |
|  | Давление пара в отборе | | Рi | МПа |  | 0,88 | 0,240 | 0,044 |
|  | Энтальпия пара в отборе | | hi | кДж/кг | Табл. 2.1. | 3137,6 | 2879,6 | 2638,5 |
|  | Температура пара в отборе | | ti | 0С | Табл. 2.1. | 339 | 210 | 79 |
|  | Энтальпия воды на входе в подогреватель | |  | кДж/кг |  | 531,54 | 326,94 | 122,34 |
|  | Теплота отданная 1 кг пара питательной воде в подогревателе | | qi | кДж/кг |  | 2401,3 | 2346,6 | 2313,5 |
|  | Нагрев воды в подогревателе | |  | МПа |  | 204,6 | 204,6 | 204,6 |
|  | Расход пара на подогреватель из расхода турбины (в долевом выражении) | |  | - | Из 4-го раздела | 0,05 | 0,06 | 0,061 |

**3.5 Определение параметров воды в питательном насосе, параметров и расходов пара в приводной турбине насоса**

Для ПТУ С турбоприводом питательного насоса необходим расчет процесса расширения пара в приводной турбине. На ТПН отбирают пар из 3-го отбора, поэтому энтальпия пара на входе в ТПН h1тпн=h3. Давление пара перед ТПН определяют с учетом сопротивления трубопровода от камеры 3-го отбора до входа в приводную турбину. Давление в конденсаторе ТПН принимают на 2 кПа выше, чем в конденсаторе главной турбины.

## Результаты расчета определение параметров воды в питательном насосе, параметров и расходов пара в приводной турбине насоса занесены в таблицу 3.5.

Таблица 3.5Определение параметров воды в питательном насосе, параметров и расходов пара в приводной турбине насоса.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Наименование величины | Обозначение | Размер-ность | Способ определения | Значе-ние |
| 1 | Давление в деаэраторе | Рд | МПа | Табл. 3.4. | 0,87 |
| 2 | Энтальпия воды на выходе из  деаэратора | hВ2д | кДж/кг | Табл. 3.4. | 736,14 |
| 3 | Удельный объем воды на  выходе из деаэратора | Vвд | м3/кг |  | 0,00111945 |
| 4 | Приближенное значение энта-  льпии воды на выходе ПН |  | кДж/кг | Табл. 3.3. | 782,44 |
| 5 | Давление на выходе ПН | Рпн | МПа | Табл. 3.3. | 34,08 |
| 6 | Удельный объём воды на выходе ПН | Vвпн | м3/кг | f(Pпн, ) | 0,00108791 |
| 7 | Среднее значение удельного объема воды на ПН | Vсрпн | м3/кг | 0,5(Vвд+Vвпн) | 0,00110367 |
| 8 | Гидравлический КПД питательного насоса |  |  | Табл. 3.3. | 0,81 |
| 9 | Приращение энтальпии питательной воды в ПН |  | кДж/кг | [(Рпн-Рд)Vсрпн]/ | 45,25 |
| 10 | Энтальпия воды на выходе из ПН |  | кДж/кг | hв2д+ | 781,39 |
| 11 | Температура воды на выходе ПН |  | 0С | f(hв2д, Рпн) | 169,5 |
| 12 | Долевой расход питательной воды | пв | - | 1+ут+упл  ут=0,02  упл=0,015 | 1,035 |
| 13 | Энтальпия пара на входе в турбопривод | h1тпн | кДж/кг | h1тпн=h3 | 3137,6 |
| 14 | Давление пара в конденсаторе ТПН | Рктпн | кПа | Рк+2 | 5,5 |
| 15 | Давление пара в камере отбора пара на ТПН | Р3 | МПа | Табл. 2.1. | 0,88 |
| 16 | Энтальпия пара на выходе ТПН при теоретическом процессе расширения | hкtтпн | кДж/кг | f(skt, Рkтпн) | 2270 |
| 17 | Давление пара на входе в ТПН | Р1тпн | МПа | 0,92Р3 | 0,8 |
| 18 | Распологаемый теплоперепад при расширении в ТПН | Н0тпн | кДж/кг | h1тпн- hкtтпн | 867,62 |
| 19 | Внутренний относительный КПД приводной турбины (ТПН) |  |  | Принимается. | 0,83 |
| 20 | Использованный теплоперепад пара при расширении в ТПН | Нiтпн | кДж/кг | Н0тпн | 720,12 |
| 21 | Энтальпия пара на выходе ТПН | hктпн | кДж/кг | h1тпн- Нiтпн | 2417,5 |
| 22 | Механический КПД ТПН |  |  | Принимается | 0,985 |
| 23 | Расход (долевой) пара на приводную турбину питательного насоса | тпн |  | (пвпн)/  (Hiтпн) | 0,067 |
| 24 | Расход свежего пара на турбину | G0 | кг/с | Табл. 5.1. | 252,2 |
| 25 | Расход пара на ТПН | Gтпн | кг/с | тпн G0 | 16,9 |
| 26 | Эффективная мощность ТПН | Nетпн | кВт | Gтпн Нiтпн | 11987,4 |

**4. Определение потоков пара и воды в относительных величинах (долевом выражении)**

**4.1 Общие положения**

При расчетах принципиальной тепловой схемы турбоустановки сначало определяют расходы пара и воды в относительных величинах – долевом выражении от расхода свежего пара: для пара i=Gi/G0; для воды вПi=GвПi/G0.

Относительные величины расходов могут быть найдены, если для каждого элемента схемы составить уравнение материального и (или) уравнение теплового (энергетического) балансов.

Материальный баланс определяет: сумма расходов, входящих в элементы схемы потоков, равна сумме расходов потоков, выходящих из элементов схемы.

Тепловой (энергетический) баланс определяет: сумма энергий, всех входящих в элемент схемы потоков, равна сумме энергий всех потоков, выходящих из элемента схемы.

**4.2 Последовательность расчета**

Расчет схемы начинается с подогревателя П1, подключенного к верхнему отбору. Расход питательной воды через этот подогреватель пв=Gпв/G0=1+ут+упл=1,0+0,02+0,015=1,035. Этот расход выбран, исходя из принятой величины утечек рабочего тела в схеме, равного 0,02 (2%), и величины потерь пара из системы концевых уплотнений, принятой 0,015 (1,5%).

Последовательность расчета ПВД, деаэратора (Д) и питательного насоса (ПН) с турбоприводом определяется следующей схемой:

При этих расчетах определяются следующие величины:

П1 – 1

П2 - 2

П3(Д) - 3д и пн

ТПН - тпн

П4 - 4 и вП5

П5 - 5 и вкн-1

К - к=1-2-3д-4-5-тпн.

**4.3 Проверка правильности расчета**

После расчета всех подогревателей (см. ниже) необходимо сделать проверку правильнос-ти расчетов. Для проверки определяют расход воды (конденсата) на выходе из конденсатора по расходам пара:

(вк)п = к + э + упл(2) + тпн + ут=

=0,602+0,050+0,010+0,067+0,020=0,762

Полученное значение сравнивают со значением вк=вкн-1

вк=вкн-1=0,76

Расхождение не должно превышать 0,2%.

= 

Расхождение не должно превышать допустимого значения (<0,2%).

**4.4 Расчет поверхностных подогревателей**

пар тепловая паротурбинная установка

4.4.1. Подогреватель П1.

Таблица

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| П1   |  | | --- | |  | |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
| дрп1=1 |  |  |
| вп1=пв= | 1,035 |  |
| 1== | | |

4.4.2.Подогреватель П2.

Таблица

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| П2   |  | | --- | |  | |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  |  |  |

**4.5 Расчет деаэратора**

Таблица

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| |  | | --- | |  | | |  | |  | |
|  | |  | |  | |
|  | |  | |  | |
|  | | П3(Д) | |  | |
|  | |  | |  | |
|  | |  | |  | |
| дрп1=1+2 | | | |  |  |  |
| упл= | | 0,015 | |  |  |  |
| пв= | | 1,035 | |  |  |  |
| э= | | 0,006 | |  |  |  |
| hд" | | 2772,1 кДж/кг | |  |  |  |
| пв = 3д + ( 1+2 ) + вп4 + упл(1) - э | | | |  |  |  |
| пвhв2п3 = 3дh3 + ( 1+2 )hдрп2 + вп4hв2п4 + упл(1)h0 - эhд" | | | | | |  |
| 1,035 = 3д + ( 0,03+0,13) + вп4 + 0,01 - 0,006 | | | | |  |  |
| 1,035\*736,14= 3д3337,62+ ( 0,03+0,13)762,51+ вп4531,54+ 0,01\*3338,9-0,006\*2772,1 | | | | | | |

0,871=3д+вп4

3д3337,62+вп4531,54=603,27

3д=0,05

вп4 =0,821

**4.6 Расчет смешивающего подогревателя**

4.6.1. Подогреватель П4.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  |  |  | |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
| 4+вп5=вп4 | | |
| 4h4+вп5hв2п5=вп4hв2п4 | | |
| 4+вп5= 0,821 | | |
| 2879,664 +318,6вп5 =0,821\*525,7 | | |

4+вп5= 0,821

2879,664 +318,6вп5 =431,58

4 = 0,06

вп5 =0,761

4.6.2. Подогреватель П5.

Таблица

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | |  | | --- | |  | |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
| 5+вкн-1=вп5 | | 5+вкн-1= 0,761 | |  |
| 5h5+вкн-1hв2оу=вп5hв2п5 | | 2638,465 +вкн-1111,5=0,761\*318,6 | | |

5+вкн-1= 0,761

2638,465 +вкн-1111,5=248,8

5= 0,061

вкн-1 =0,76

**4.7 Определение расхода пара на турбопривод питательного насоса**

|  |  |
| --- | --- |
| |  | | --- | |  | |
|  |
|  |
|  |
|  |
|  |
|  |
|  |

Рис.

Расход пара на турбопривод питательного насоса тпнопределяется с помощью уравнения энергетического баланса для системы ТПН+ПН:

пв(hв2пн-hв1пн)=тпн(h1тпн-hктпн)мехтпнмехпн

откуда

тпн=(пв(h2пн-hв1пн))/((h1тпн-hктпн)мехтпнмехпн)=

=(1,035\*45,25)/(( 3137,62-2425,8)0,99\*0,99)=0,067.

**5. Определение абсолютных расходов пара и воды**

Расход пара на турбину G0 определяется с помощью энергетического баланса для потоков пара, проходящих через проточную часть. Поток «j» поступает в ЦВД с энтальпией h0 и уходит в отбор с энтальпией hj ; при этом его теплоперепад Hi,j=h0-hi ( если это отбор П1 или П2, или Hi,j=h0-h2цвд+hпп-hj, если это отборы П3, П4 и П5)преобразуется в конечном счете в электроэнергию, величина которой пропорциональна произведению G0jHi,jмг. Суммируя эти произведения по всем потокам пара, получаем величину, равную мощности электрического генератора. Для проверки правильности расчетов полученную величину NэI сравниваем с заданной величиной Nэ. Погрешность расчетов не должна превышать 0,1-0,15%.

Результаты расчетов сведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1.Определение расхода свежего пара на турбину и расходов пара по потокам.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Наименование величины | Обозначение | Размер-ность | Способ определения | Значе-ние |
| 1 | Энтальпия свежего пара | h0 | кДж/кг | Табл. 2.1. | 3338,9 |
| 2 | Энтальпия пара в камерах отбора турбины | | | | |
| 2.1. | 1-го отбора | h1 | кДж/кг | Табл.2.1. | 3029,3 |
| 2.2. | 2-го отбора | h2 | кДж/кг | Табл. 2.1. | 2987,8 |
| 2.3. | 3-го отбора | h3 | кДж/кг | Табл. 2.1. | 3137,6 |
| 2.4. | 4-го отбора | h4 | кДж/кг | Табл. 2.1. | 2879,6 |
| 2.5. | 5-го отбора | h5 | кДж/кг | Табл. 2.1. | 2638,5 |
| 2.6. | отбора на ТПН | h1тпн | кДж/кг | h1тпн= h3 | 3137,6 |
| 3 | Энтальпия пара на выходе ЦВД | h2цвд | кДж/кг | Табл. 2.1. | 2987,8 |
| 4 | Энтальпия пара промперегрева | hпп | кДж/кг | Табл. 2.1. | 3548,7 |
| 5 | Энтальпия пара на выходе ЦНД (входе в конденсатор) | hк | кДж/кг | Табл. 2.1. | 2356,7 |
| 6 | Использованный теплоперепад пара | | | | |
| 6.1. | 1-го отбора | H1i | кДж/кг | h0-h1 | 309,59 |
| 6.2. | 2-го отбора | H2i | кДж/кг | h0-h2 | 351,14 |
| 6.3. | 3-го отбора | H3i | кДж/кг | h0-h2цвд+hпп-h3 | 762,22 |
| 6.4. | 4-го отбора | H4i | кДж/кг | h0-h2цвд+hпп-h4 | 1020,2 |
| 6.5. | 5-го отбора | H5i | кДж/кг | h0-h2цвд+hпп-h5 | 1261,4 |
| 6.6. | отбора на ТПН | Нтпн,i | кДж/кг | Нтпн,i= Н3,i | 762,22 |
| 6.7. | поступающего в конденсатор | Нiт= Нк,i | кДж/кг | h0-h2цвд+hпп-hк | 1543,2 |
| 7 | Расход пара (долевой) в отборы | | | | |
| 7.1. | 1-го отбор | 1 | - | Табл. 3.1. | 0,03 |
| 7.2. | 2-го отбор | 2 | - | Табл. 3.2. | 0,13 |
| 7.3 | 3-го отбор | 3 | - | Табл. 3.4. | 0,05 |
| 7.4 | 4-го отбор | 4 | - | Табл. 3.4. | 0,06 |
| 7.5. | 5-го отбор | 5 | - | Табл. 3.4. | 0,061 |
| 7.6. | отбора на ТПН | тпн | - | Табл. 3.5. | 0,067 |
| 8 | Расход пара (долевой) в конденсатор | к | - | 1-(1-2-3-4-5-  -тпн) | 0,602 |
| 9 | Приведенный использованный теплоперепад (отнесенный к 1кг свежего пара) |  | кДж/кг | 1 H1i +2 H2i +3 H3i +4 H4i+5 H5i +тпн Hтпн,i+  +к Hк,i | 1211,2 |
| 10 | Механический КПД турбины |  |  | Принимается | 0,991 |
| 11 | КПД электрического генератора |  |  | Принимается | 0,991 |
| 12 | Электрическая мощность генератора | Nэ | МВт | Задано | 300 |
| 13 | Расход свежего пара на турбину | G0 | кг/с | (Nэ103)/ () | 252,2 |
| 14 |  | | | | |
| 14.1. | 1-го отбор | G1 | кг/с | 1G0 | 7,56 |
| 14.2. | 2-го отбор | G2 | кг/с г | 2G0 | 32,78 |
| 14.3. | 3-го отбор | G3 | кг/с | 3G0 | 12,61 |
| 14.4. | 4-го отбор | G4 | кг/с | 4G0 | 15,13 |
| 14.5 | 5-го отбор | G5 | кг/с | 5G0 | 15,38 |
| 14.6 | в ТПН | Gтпн | кг/с | тпнG0 | 16,89 |
| 14.7. | в конденсатор | Gк | кг/с | кG0 | 151,82 |
| 15 | Электрическая мощность, развиваемая отдельными потоками пара | | | | |
| 15.1. | 1-го отбора | Nэ,1 | кВт | G1H1iмг | 2298,4 |
| 15.2. | 2-го отбора | Nэ,2 | кВт | G2H2iмг | 11303,1 |
| 15.3. | 3-го отбора | Nэ,3 | кВт | G3H3iмг | 9438,5 |
| 15.4. | 4-го отбора | Nэ,4 | кВт | G4H4iмг | 15157,4 |
| 15.5. | 5-го отбора | Nэ,5 | кВт | G5H5iмг | 19050,8 |
| 15.6. | отбора на ТПН | Nэ,тпн | кВт | GтпнHтпн,iмг | 12574,8 |
| 15.7. | поступающего в конденсатор | Nэ,к | кВт | GкHк,iм | 230065,4 |
| 16 | Суммарная электрическая мощность, развиваемая потоками пара |  | кВт | Nэ,1+ Nэ,2+ Nэ,3+ Nэ4+ +Nэ,5+ Nэ,тпн+ Nэ,к | 29988,,, |
| 17 | Погрешность расчетов по определению электрической мощности | Nэ | % | [(Nэ- NэI)100%]/ Nэ | 0,04 |

**6. Расчет показателей экономической эффективности паротурбинной установки**

Экономичность ПТУ оценивают с помощью целого ряда показателей: удельные расходы теплоты и пара, абсолютные КПД турбоустановки, удельный расход условного топлива.

Расчет этих показателей приведен в таблице 6.1.

Таблица 6.1.Определение показателей экономичности турбоустановки.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Наименование величины | Обозначение | Размер-ность | Способ определения | Значе-ние |
| 1 | Электрическая мощность генератора | Nэ | МВт | Задано | 300 |
| 2 | Эффективная мощность турбопривода питательного насоса | Nэтпн | МВт | Табл. 5.1. | 11,9 |
| 3 | Расход свежего пара на турбину | G0 | кг/с | Табл. 5.1. | 252,2 |
| 4 | Расход свежего пара на турбоустановку | Gту | кг/с | пвG0 | 259,76 |
| 5 | Расход пара через промпараперегреватель | Gпп | кг/с | G0- G1- G2 | 211,86 |
| 6 | Энтальпия свежего пара | h0 | кДж/кг | Табл 2.1. | 3338,9 |
| 7 | Энтальпия пара на выхлопе ЦВД | h2цвд | кДж/кг | Табл 2.1. | 2987,76 |
| 8 | Энтальпия пара промперегрева | hпп | кДж/кг | Табл. 2.1. | 3548,7 |
| 9 | Энтальпия питательной воды | hпв | кДж/кг | Табл. 3.1. | 1158,7 |
| 10 | Расход теплоты на турбоустановку | Qту | кВт | Gту(h0- hпв)+ Gпп(hпп-  -h2цвд) | 685169,49 |
| 11 | Удельный расход пара на выработанную электроэнергию | 0 | кг/кВт ч | 3,6G0/Nэ | 3,03 |
| 12 | Удельный расход теплоты в турбоустановке | qту | кВт/кВт | Qту /(Nэ+Nетпн)103 | 2,2 |
| 13 | Абсолютный КПД ГТУ | ту | - | (Nэ+Nетпн)103/Qту | 0,455 |
| 14 | Абсолютный электрический КПД ПТУ | аэ | - | Nэ103/Qту | 0,437 |
| 15 | КПД котельной установки | ку | - | Принимается | 0,9 |
| 16 | Энтальпия пара на выходе ТПН при теоретическом процессе расширения | тр | - | Принимается | 0,993 |
| 17 | Электрический КПД энергоблока (электростанции) брутто | эсбр | - | оэкутр | 0,39 |
| 18 | Удельный расход электроэнергии на собственные нужды | Эсн | - | Для ТПН принимается | 0,005 |
| 19 | Электрический КПД энергоблока (электростанции) нетто | эсн | - | эсбр(1- Эсн) | 0,388 |
| 20 | Удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию | bу |  | 123/эсн | 317,01 |

**Заключение**

Проделав данную курсовую работу, мы выполнили основные этапы проектирования и расчета тепловой схемы:

1. Разработана и описана принципиальная тепловая схема .
2. Рассчитана и построена h,S-диаграмма расширения пара в проточной части турбины .
3. Определены параметры пара и воды в характерных точках схемы, в том

числе: определены параметры пара и воды в верхнем отборе и подключенном к нему подогревателе П1.

3.2. Определены параметры пара и воды в подогревателе П2, подключенном к выхлопу ЦВД.

3.3. Определено распределение подогрева воды между подогревателями П2-ПZ.

3.4. Определены параметры пара и воды в подогревателях ПЗ, П4, П5.

3.5. Определены параметры воды в питательном насосе (ПН) и параметры пара в приводной турбине насоса (ТПН).

4.Составлены и решены уравнения материального и теплового. (энергетического баланса) для элементов схемы, с целью определения расходов пара и воды в относительных величинах.

5. Определен расход свежего парана турбину и расход пара отборов в абсолютном выражении. Сделана проверка правильности расчета.

Полученные показатели эффективности рассчитываемой ПТУ имеют большие значения, чем турбина-аналог. Это объясняется тем что мы проектировали идеальную турбину и не учитывали некоторые технические сложности в создании паротурбинной установки.

**Библиографический список**

1.В.Л.Похорилер, В.М.Марковский: Расчет упрощенной схемы паротурбинной установки. Свердловск: УПИ, 1991. 44с

2.С.Л.Ревкин, А.А.Александров: Термодинамические свойства воды и водяного пара. Москва: Энергоатомиздат, 1984. 79с.

3. Д.П.Елизаров: Теплоэнергетические установки электростанций. Москва: Энергоиздат, 1982. 264 с.