

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ  
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра теоретических основ теплотехники

---

**Анализ цикла Ренкина  
с учетом необратимых потерь**

**Методические указания**

Санкт-Петербург  
2013

Анализ цикла Ренкина с учетом необратимых потерь: Метод. указания / Санкт-Петербург. гос. техн. ун-т; Сост. Ю.А.Смирнов, СПб., 2013. 18 с.

Содержит методические указания и пример расчета эффективности паросилового цикла Ренкина с перегревом пара. В приложении приводятся справочные материалы из таблиц теплофизических свойств воды и водяного пара.

Предназначено для выполнения курсовой работы студентами, изучающими курсы “Теоретические основы теплотехники” и “Техническая термодинамика”.

## АНАЛИЗ ЦИКЛА РЕНКИНА С УЧЕТОМ НЕОБРАТИМЫХ ПОТЕРЬ

Цель анализа - определение эффективности теплосиловой паротурбинной установки, работающей по циклу Ренкина в целом, а также оценка величины необратимых потерь в каждом из основных ее элементов.

Выполнение курсовой работы предполагает знакомство студентов с соответствующими разделами курса технической термодинамики.

Простейшая паросиловая установка, в которой осуществляется цикл Ренкина, состоит из следующих элементов (см. рис.1): паровой котел, пароперегреватель, паровая турбина, конденсатор, насос. Цикл установки в  $T-s$  диаграмме показан на рис.2 (без учета необратимых потерь).

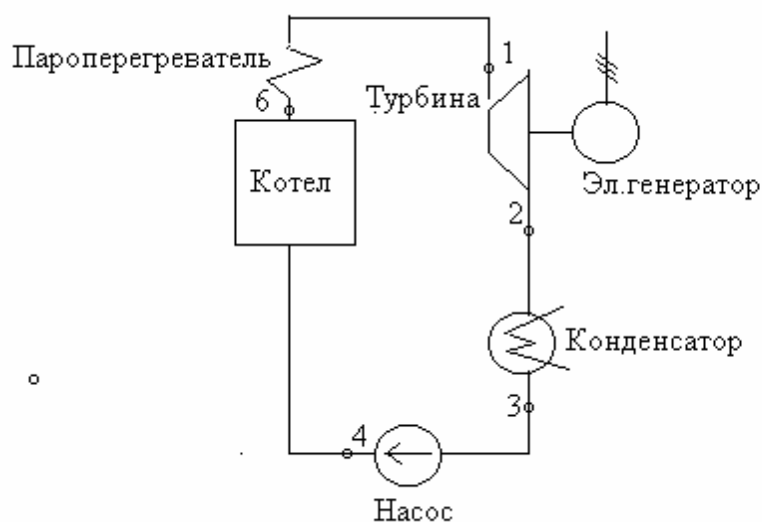


Рис.1 Схема паросиловой установки

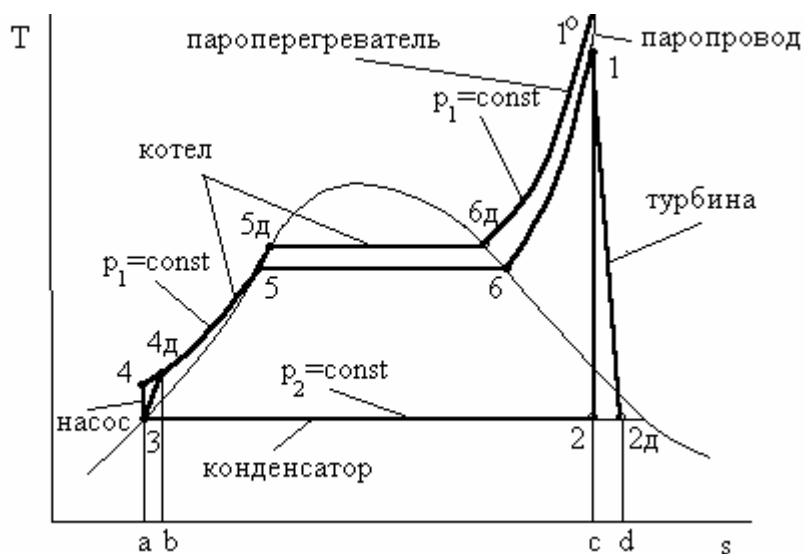


Рис.2 Цикл Ренкина с перегревом пара

Курсовая работа предусматривает проведение анализа цикла Ренкина тремя способами: методом к.п.д., энтропийным и эксергетическим методами расчета потерь работоспособности. Первый метод позволяет оценить эффективность паросиловой установки в целом с помощью системы различных коэффициентов полезного действия, энтропийный метод основан на расчете потерь работоспособности с использованием известной теоремы Гюи-Стодолы и позволяет, помимо оценки эффективности всей установки, определить относительную величину необратимых потерь в каждом из элементов установки, третий, наиболее информативный метод использует понятие эксергии и дает возможность оценивать потери в отдельных элементах даже без расчета всей установки в целом.

Прежде всего, перечислим основные необратимые потери, возникающие в тракте паросиловой установки.

Потери, вызываемые *внешней необратимостью* :

- 1) при теплообмене между продуктами сгорания топлива и рабочим телом (т.е. в процессе парообразования) из-за большой разницы температур между ними;
- 2) при теплообмене горячих газов и рабочего тела (пара) с окружающей средой из-за несовершенства тепловой изоляции в топке котла и вдоль всего тракта установки.

Потери, вызываемые *внутренней необратимостью* процессов рабочего тела, составляющих цикл установки: потери при течении пара в проточной части, обусловленные трением в пограничном слое и местными сопротивлениями (при сжатии в насосе, расширении пара в турбине, течении пара по трубопроводам).

Следует отметить, что отобразить на диаграмме цикла можно лишь влияние потерь, вызванных внутренней необратимостью.

Действительный процесс адиабатного расширения в турбине (см. рис.2) заканчивается в точке 2д, а процесс адиабатного сжатия в насосе - в точке 4д, смещенных в  $T-s$  диаграмме вправо относительно точек 2 и 4 идеального цикла соответственно. Величина смещения определяется степенью несовершенства реальных турбины и насоса, т.е. их относительными внутренними к.п.д., определяемыми экспериментально. В результате работа турбины будет меньше на величину  $i_{2д} - i_2$ , эквивалентную площади 2-2д-d-c-2 на рис.2, а работа, затрачиваемая на сжатие в насосе больше на  $i_{4д} - i_4$  (площадь 4-4д-b-a-4), чем в идеальном цикле. На диаграмме цикла хорошо видно, что при расширении в турбине потеря работы будет меньше работы трения (площадь 1-2д-d-c-1). Это объясняется тем, что теплота, выделяющаяся при трении, в адиабатном процессе воспринимается самим рабочим телом и приводит к

дополнительному его расширению, в результате чего производится работа, которая частично компенсирует потери на трение. Для насоса (или компрессора) расширение рабочего тела за счет теплоты трения (площадь 3-4д- $b-a$ -3) играет вдвойне отрицательную роль, так как требует дополнительных затрат работы на сжатие помимо затраты работы на преодоление сил трения.

С учетом тепловых потерь и потерь на трение в паропроводе, давление и температура пара на выходе из пароперегревателя должны быть выше (точка 1<sup>0</sup>), чем в идеальном цикле, если мы хотим, чтобы начальные параметры пара перед турбиной (точка 1) в идеальном и действительном циклах совпадали.

### Анализ цикла Ренкина методом коэффициентов полезного действия

Согласно определению, эффективный к.п.д. установки равен [1]:

$$\eta_e^{yc\tau} = \eta_{KA} \eta_{ПП} \eta_{Г} \eta_{M} \eta_{0i}^n \eta_t,$$

где  $\eta_{KA} = \frac{i_1^0 - i_{4\partial}}{q'}$  - к.п.д. котла,  $q' = \frac{i_1 - i_{4\partial}}{\eta_{ПП} \eta_{KA}}$  - количество теплоты,

которое должно быть получено при сжигании топлива в котле, чтобы энтальпия рабочего тела на выходе из котла составила  $i_1^0$ ;

$\eta_{ПП} = \frac{i_1 - i_{4\partial}}{i_1^0 - i_{4\partial}}$  - к.п.д. паропровода; при уменьшении необратимых

потерь состояние  $i_1^0$  стремится к состоянию  $i_1$ , а определенный таким образом к.п.д. паропровода - к единице;

$\eta_{Г} = \frac{l_{\text{Э}}}{l_T^M}$  - к.п.д. электрогенератора (отношение работы  $l_{\text{Э}}$ , передаваемой

внешнему потребителю к механической работе  $l_T^M$ , передаваемой электрогенератору от турбины), величина этого к.п.д. лежит в пределах 0,97...0,99;

$\eta_M = \frac{l_T^M}{l_T^{\partial}}$  - механический к.п.д. турбины (отношение работы  $l_T^M$ ,

переданной электрогенератору к работе  $l_T^{\partial}$ , произведенной паром при расширении в турбине);

$\eta_{0i}^n = \frac{l_{Ц}^{\partial}}{l_{Ц}^{\partial \text{ор}}}$  - внутренний относительный к.п.д. комплекса турбина-насос

(отношение действительной работы цикла с учетом необратимых потерь к работе обратимого цикла). С учетом выражений для работы действительного и обратимого циклов [1], имеем:

$$\eta_{oi}^{\text{ц}} = \frac{(i_1 - i_2)\eta_{oi}^T - (i_4 - i_3)\eta_{oi}^H}{(i_1 - i_2) - (i_4 - i_3)}, \text{ где } \eta_{oi}^T = \frac{i_1 - i_{2d}}{i_1 - i_2} \text{ и } \eta_{oi}^H = \frac{i_4 - i_3}{i_{4d} - i_3} - \text{ относительные}$$

внутренние к.п.д. турбины (0,85...0,90) и насоса (0,85...0,90), определяемые экспериментально;

$$\eta_t = \frac{(i_1 - i_2) - (i_4 - i_3)}{(i_1 - i_4)} - \text{ термический к.п.д. обратимого цикла Ренкина,}$$

определенный как отношение работы цикла (работа турбины минус работа, затраченная в насосе) к подведенной к рабочему телу теплоте. С учетом уравнения для технической работы насоса  $(i_4 - i_3) = v_B(p_1 - p_2)$  этот к.п.д. можно записать и в следующем виде ( $v_B$ - удельный объем воды):

$$\eta_t = \frac{(i_1 - i_2) - v_B(p_1 - p_2)}{(i_1 - i_4)}.$$

Рассмотрим цикл с реальной паротурбинной установкой. Исходные данные для расчета выберем следующими:

Начальные параметры пара (перед турбиной)  $p_1=16,5$  МПа,  $t_1=550^\circ\text{C}$ , давление в конденсаторе  $p_2=4$  кПа, коэффициенты полезного действия  $\eta_{\text{КА}}=0,91$ ,  $\eta_{\text{ПП}}=0,99$ ,  $\eta_{\text{T}}=0,98$ ,  $\eta_{\text{М}}=0,97$ ,  $\eta_{oi}^T=0,85$ ,  $\eta_{oi}^H=0,90$ .

Рассчитаем сначала термический к.п.д. обратимого цикла Ренкина.

Из термодинамических таблиц свойств воды и водяного пара [2] найдем: энтальпия пара при  $p_1=16,5$  МПа и  $t_1=550^\circ\text{C}$  составляет  $i_1=3432,6$  кДж/кг; энтропия  $s_1=6,4623$  кДж/кг. Энтальпию пара в состоянии 2 (на выходе из турбины) находим следующим образом: по таблицам насыщенного пара и воды определяем параметры на линии насыщения при давлении  $p_2=4$  кПа:  $i'' = 2554,1$  кДж/кг,  $s'' = 8,4747$  кДж/(кг·К),  $i' = 121,4$  кДж/кг,  $s' = 0,4224$  кДж/(кг·К). Находим степень сухости влажного пара в состоянии 2 с учетом того, что при изоэнтропном расширении в турбине  $s_1=s_2$ :

$$x_2 = \frac{s_1 - s'}{s'' - s'} = \frac{6,4623 - 0,4224}{8,4747 - 0,4224} = 0,750.$$

Теперь, зная  $i''$  и  $i'$ , определяем значение энтальпии влажного пара в состоянии 2:

$$i_2 = x_2 \cdot i'' + (1 - x_2) \cdot i' = 0,750 \cdot 2554,1 + 0,250 \cdot 121,4 = 1945,9 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия и энтропия воды на линии насыщения при давлении  $p_2=4$  кПа равны соответственно  $i_3=121,4$  кДж/кг и  $s_3=0,4224$  кДж/(кг·К). При том же значении энтропии и давлении  $p_1=16,5$  МПа с помощью таблиц найдем значение энтальпии воды на выходе из насоса в состоянии 4. Из таблиц при  $p_1=16,5$  МПа выберем энтальпию при ближайших меньшем и большем к  $s_3$  значениях энтропии:

при  $s_{(-)}=0,292$  кДж/(кг·К) -  $i_{(-)}=99,3$  кДж/кг;  
 при  $s_{(+)}=0,4314$  кДж/(кг·К) -  $i_{(+)}=140,5$  кДж/кг.

Линейное интерполирование дает:  $i_4 = i_{(-)} + (s_4 - s_{(-)}) \cdot \operatorname{tg} \alpha$ , где  $\operatorname{tg} \alpha = \frac{i_{(+)} - i_{(-)}}{s_{(+)} - s_{(-)}}$ .

Подставляя числовые значения, получим

$$i_4 = 99,3 + \frac{140,5 - 99,3}{0,4314 - 0,2927} (0,4224 - 0,2927) = 137,8 \text{ кДж/кг.}$$

Тогда работа турбины в обратимом процессе 1-2 равна

$l_T^{\text{обp}} = i_1 - i_2 = 3423,6 - 1945,9 = 1486,7$  кДж/кг, работа насоса в процессе 3-4 составляет  $l_H^{\text{обp}} = i_4 - i_3 = 137,8 - 121,4 = 16,4$  кДж/кг, количество подведенной теплоты  $q_1 = i_1 - i_4 = 3432,6 - 137,8 = 3294,8$  кДж/кг.

Найдем теперь термический к.п.д. цикла Ренкина:

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} = \frac{l_T^{\text{обp}} - l_H^{\text{обp}}}{q_1} = \frac{1486,7 - 16,4}{3294,8} = 0,446.$$

Рассчитаем к.п.д. цикла с учетом необратимых потерь. Определим сначала внутренний относительный к.п.д. комплекса турбина-насос:

$$\eta_{oi}^{\text{ц}} = \frac{(i_1 - i_2) \eta_{oi}^T - \frac{(i_4 - i_3)}{\eta_{oi}^H}}{(i_1 - i_2) - (i_4 - i_3)} = \frac{1486,7 \cdot 0,85 - \frac{16,4}{0,9}}{1486,7 - 16,4} = 0,847.$$

Используя определения относительных внутренних к.п.д. турбины и насоса, вычислим значения энтальпии в состояниях 2д и 4д:

$$i_{2d} = i_1 - \eta_{oi}^T (i_1 - i_2) = 3432,6 - 0,85 \cdot (3432,6 - 1945,9) = 2168,9 \text{ кДж/кг,}$$

$$i_{4d} = i_3 + \frac{i_4 - i_3}{\eta_{oi}^H} = 121,4 + \frac{16,4}{0,9} = 139,6 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия на входе в паропровод (состояние 1<sup>0</sup>):

$$i_1^0 = i_{4d} + \frac{i_1 - i_{4d}}{\eta_{\text{ПП}}} = 139,6 + \frac{3432,6 - 139,6}{0,99} = 3465,9 \text{ кДж/кг.}$$

Количество теплоты  $q'$ , которое должно выделиться в котлоагрегате:

$$q' = \frac{i_1^0 - i_{4d}}{\eta_{\text{КА}}} = \frac{3465,9 - 139,6}{0,91} = 3655,3 \text{ кДж/кг.}$$

Таким образом, эффективный к.п.д. действительного цикла равен:

$$\eta_e^{\text{VCT}} = \eta_{\text{КА}} \eta_{\text{ПП}} \eta_{\text{T}} \eta_{\text{M}} \eta_{oi}^{\text{ц}} \eta_t = 0,91 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,847 \cdot 0,446 = 0,324,$$

что составляет 72,5% от величины термического к.п.д., т.е. потери на необратимость в рассмотренном цикле весьма значительны. Из 3655 кДж/кг полученной в топке котла теплоты в электрическую энергию превращается только 32,4%, или 1184 кДж/кг.

Располагая значениями термического к.п.д. цикла и к.п.д. каждого из основных элементов установки, определим величины потерь теплоты в

каждом из этих элементов. Принимая теплоту, выделившуюся при сгорании топлива  $q'$  за 100%, все потери найдем в виде относительных величин  $\Delta q/q'$ .

Потери теплоты в котле составляют:

$$\Delta q_{KA} = (1 - \eta_{KA})q', \Rightarrow \frac{\Delta q_{KA}}{q'} = (1 - \eta_{KA}) = 1 - 0,91 = 0,09 \quad (9\%).$$

Потери теплоты в паропроводе:

$$\Delta q_{III} = (i_1^0 - i_{4\partial})(1 - \eta_{III}).$$

Так как  $(i_1^0 - i_{4\partial}) = q' \eta_{KA}$  (теплота, которая досталась рабочему телу с учетом потерь в котлоагрегате), то

$$\Delta q_{III} = q' \eta_{KA} (1 - \eta_{III}) \quad \text{и} \quad \frac{\Delta q_{III}}{q'} = \eta_{KA} (1 - \eta_{III}) = 0,91 \cdot 0,01 = 0,009 \quad (\text{т.е. } 0,9\%).$$

Теплоту, отданную холодному источнику, в общем виде можно выразить как часть  $q_1$  за вычетом теплоты, превращенной в работу, т.е.

$$q_2^0 = (1 - \eta_i^H) q_1.$$

Тогда можно записать:

$$\frac{q_2^0}{q'} = (1 - \eta_i^H) \frac{q_1}{q'} = (1 - \eta_i^H) \eta_{KK} \eta_{KA}.$$

Так как внутренний к.п.д.  $\eta_i^H$  цикла по определению - отношение действительной работы цикла к подведенной к рабочему телу теплоте, то

$$\eta_i^H = \frac{l_{Ц}^0}{q_1} = \frac{(i_1 - i_{2\partial}) - (i_{4\partial} - i_3)}{(i_1 - i_{4\partial})} = \frac{(3432,6 - 2168,9) - (139,6 - 121,4)}{(3432,6 - 139,6)} = 0,378.$$

Тогда  $\frac{q_2^0}{q'} = (1 - 0,378) \cdot 0,99 \cdot 0,91 = 0,56$ , т.е. холодному источнику передается 56% выделившейся теплоты.

Остальные потери сравнительно малы. Механические потери в турбине:

$$\Delta q_M = (1 - \eta_M) l_{Ц}^0 = (1 - \eta_M) \eta_i^H q_1 = (1 - \eta_M) \eta_i^H \eta_{ПП} \eta_{KA} q',$$

откуда видно, что  $l_{Ц}^0 = \eta_i^H \eta_{ПП} \eta_{KA} q'$ .

$$\text{Тогда} \quad \frac{\Delta q_M}{q'} = (1 - \eta_M) \eta_i^H \eta_{ПП} \eta_{KA} = (1 - 0,97) \cdot 0,378 \cdot 0,99 \cdot 0,91 = 0,01 \quad (1\%).$$

Механические и электрические потери в генераторе составляют:

$$\Delta q_G = (1 - \eta_G) l_T^M = (1 - \eta_G) \eta_i^H \eta_{ПП} \eta_{KA} \eta_M q',$$

$$\frac{\Delta q_G}{q'} = (1 - \eta_G) \eta_i^H \eta_{ПП} \eta_{KA} \eta_M = (1 - 0,98) \cdot 0,378 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,91 = 0,007 \quad (0,7\%).$$



Наконец, внешнему потребителю передается работа (электроэнергия)

$$l_{\text{э}} = q' \eta_e^{\text{уст}}, \text{ так что } \frac{l_{\text{э}}}{q'} = \eta_e^{\text{уст}} = 0,324 \text{ (32,4\%).}$$

Таким образом, тепловой баланс теплосиловой паротурбинной установки, работающей по циклу Ренкина, выглядит следующим образом:

$$q' = l_{\text{э}} + q_2^{\circ} + \Delta q_{\Gamma} + \Delta q_M + \Delta q_{\text{nn}} + \Delta q_{\text{КА}}.$$

Разделив на  $q'$ , получим:

$$1 = \frac{l_{\text{э}}}{q'} + \frac{q_2^{\circ}}{q'} + \frac{\Delta q_{\Gamma}}{q'} + \frac{\Delta q_M}{q'} + \frac{\Delta q_{\text{nn}}}{q'} + \frac{\Delta q_{\text{КА}}}{q'}.$$

В нашем расчете  $0,324 + 0,56 + 0,007 + 0,01 + 0,009 + 0,09 = 1$ . Следовательно, баланс теплоты сведен правильно.

### **Анализ цикла Ренкина энтропийным методом расчета потерь работоспособности**

Тот же самый цикл Ренкина проанализируем теперь энтропийным методом расчета потерь работоспособности.

Потеря работоспособности  $\Delta L_{\text{уст}}$  системы в целом равна сумме потерь  $\Delta L_j$  в каждом из элементов установки  $\Delta L_{\text{уст}} = \sum_{j=1}^n \Delta L_j$ , где

$\Delta L_j = T_0 \Delta S_j$  (формула Гюи-Стодóлы). Здесь  $T_0$  - температура окружающей среды,  $\Delta S_j$  - увеличение энтропии в результате протекания необратимых процессов в  $j$ -м элементе установки.

Выполним подсчет потерь работоспособности в каждом из элементов установки в расчете на 1 кг рабочего тела.

#### 1. Котлоагрегат

В котле потеря работоспособности происходит по двум причинам: а) из-за потери теплоты в окружающую среду и б) из-за значительной разности температур газов ( $T_{\Gamma} \approx 2000^{\circ}\text{C}$ ) и рабочего тела (меняется от  $T_{4\text{д}}$  до  $T_1^0$ ) при подводе теплоты, выделенной при сгорании топлива, к рабочему телу. Изменение энтропии вследствие потерь теплоты  $\Delta s_{\text{КА}}^I$  определяется как увеличение энтропии при теплообмене между горячим и холодными источниками теплоты с постоянными температурами:

$$\Delta s_{\text{КА}}^I = \Delta q_{\text{КА}} \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_{\Gamma}} \right).$$

Тогда потеря работоспособности системы в результате этого необратимого процесса составит:

$$\Delta L_{KA}^I = T_0 \Delta s_{KA}^I = (1 - \eta_{KA}) q' \left( 1 - \frac{T_0}{T_G} \right). \text{ Принимая } T_0 = 283 \text{ К, } T_G = 2273 \text{ К, получим}$$

$$\Delta L_{KA}^I = (1 - 0,91) \cdot 3655,3 \cdot \left( 1 - \frac{283}{2273} \right) = 288,0 \text{ кДж/кг.}$$

Потерю работоспособности из-за необратимости теплообмена в топке котла между продуктами сгорания и рабочим телом определим следующим образом. Количество теплоты, усваиваемой рабочим телом в процессе нагрева:  $i_1^0 - i_{4\partial} = \eta_{KA} \cdot q'$ . При передаче этого количества теплоты энтропия горячего источника (топлива) уменьшается на величину

$$\Delta s_T = -\frac{\eta_{KA} \cdot q'}{T_G}, \text{ а энтропия рабочего тела увеличивается на величину}$$

$\Delta s_{PT} = s_1^0 - s_{4\partial}$ . В целом изменение энтропии системы в результате необратимости подвода теплоты к рабочему телу составит

$$\Delta s_{KA}^{II} = (s_1^0 - s_{4\partial}) - \frac{\eta_{KA} \cdot q'}{T_G}, \text{ а потеря работоспособности}$$

$$\Delta L_{KA}^{II} = T_0 \left[ (s_1^0 - s_{4\partial}) - \frac{\eta_{KA} \cdot q'}{T_G} \right]. \text{ Значение } s_1^0 \text{ находим из}$$

термодинамических таблиц, зная энтальпию  $i_1^0 = 3465,9 \text{ кДж/кг}$  в этом состоянии и давление пара  $p_1^0 = 16,5 \text{ МПа}$  (считаем, что оно равно  $p_1$ ):

$$s_1^0 = 6,4956 + \frac{6,5282 - 6,4956}{3487,6 - 3460,2} (3465,9 - 3460,2) = 6,5024 \text{ кДж/кг (получено с}$$

помощью интерполяции между табличными значениями:  $s = 6,4956$  при  $i = 3460,2$  и  $s = 6,5282$  при  $i = 3487,6$ ).

Интерполяцией найдем и температуру  $t_1^0$ :

$$t_1^0 = 560 + \frac{570 - 560}{3487,6 - 3460,2} (3465,4 - 3460,2) = 562,0 \text{ } ^\circ\text{C}. \text{ Зная } i_{4\partial} = 139,6 \text{ кДж/кг,}$$

находим для того же давления

$$s_{4\partial} = 0,2927 + \frac{0,4314 - 0,2927}{140,6 - 99,3} (139,6 - 99,3) = 0,4280 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}.$$

Подставляя полученные значения, имеем:

$$\Delta L_{KA}^{II} = 283 \cdot \left[ (6,5024 - 0,4280) - \frac{0,91 \cdot 3655,3}{2273} \right] = 1304,9 \text{ кДж/кг.}$$

В целом потеря работоспособности в котле

$$\Delta L_{KA} = \Delta L_{KA}^I + \Delta L_{KA}^{II} = 288 + 1304,9 = 1592,9 \text{ кДж/кг.}$$

2. Паропровод.

Потери теплоты в паропроводе:

$\Delta q_{III} = i_1^0 - i_1 = 3465,9 - 3432,6 = 33,3$  кДж/кг. Считаем, что по паропроводу движется пар, имеющий среднюю температуру  $t_1^{CP} = (t_1^0 + t_1) / 2 = (562 + 550) / 2 = 556^0\text{C}$ .

Увеличение энтропии системы в результате передачи теплоты  $\Delta q_{III}$  от пара в трубопроводе с температурой  $t_1^{CP}$  к окружающей среде с температурой  $T_0$  составляет:  $\Delta s_{III} = \Delta q_{III} \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_1^{CP}} \right)$ .

Тогда потеря работоспособности в паропроводе равна

$$\Delta L_{III} = T_0 \Delta q_{III} \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_1^{CP}} \right) = \Delta q_{III} \left( 1 - \frac{T_0}{T_1^{CP}} \right) = 33,3 \cdot \left( 1 - \frac{283}{829} \right) = 21,9 \text{ кДж/кг.}$$

### 3. Турбогенераторная установка.

Прирост энтропии из-за необратимости процесса расширения в турбине (на выходе пар влажный):  $\Delta s_T = \frac{i_{2\partial} - i_2}{T_2}$ . Так как  $\eta_{oi}^T = \frac{i_1 - i_{2\partial}}{i_1 - i_2}$ , то

$$i_{2\partial} - i_2 = (1 - \eta_{oi}^T)(i_1 - i_2), \text{ откуда } \Delta s_T = \frac{(1 - \eta_{oi}^T)}{T_2}(i_1 - i_2). \text{ Таким образом, в}$$

нашем примере

$$\Delta L_T^I = (1 - \eta_{oi}^T) \frac{T_0}{T_2} (i_1 - i_2) = (1 - 0,85) \frac{283}{28,6 + 273} (3432,6 - 1945,9) = 209,3 \text{ кДж/кг.}$$

Механические потери в турбине запишем в виде:

$$\Delta l_M = l_T^{\partial} - l_T^M = l_T^{\text{обр}} \eta_{oi}^T (1 - \eta_M) = (i_1 - i_2) \cdot 0,85 \cdot (1 - 0,97) = 37,9 \text{ кДж/кг.}$$

Механические потери и электрические потери в электрогенераторе:

$$\Delta l_G = l_T^M - l_{\text{э}} = l_T^{\text{обр}} \eta_{oi}^T (1 - \eta_G) \eta_M = 1486,7 \cdot 0,85 \cdot (1 - 0,98) \cdot 0,97 = 24,5 \text{ кДж/кг.}$$

Потери  $\Delta l_M$  и  $\Delta l_G$  передаются в виде теплоты элементам конструкции при постоянной температуре. Если эту температуру в первом приближении считать равной температуре окружающей среды, то окажется, что потери работы  $\Delta l_M$  и  $\Delta l_G$  равны потерям работоспособности системы:

$$\text{так как } \Delta s_{СИСТ}^M = \frac{\Delta l_M}{T_0}, \quad \Delta s_{СИСТ}^G = \frac{\Delta l_G}{T_0}, \text{ то}$$

$$\Delta L_T^{II} = T_0 \Delta s_{СИСТ}^M = \Delta l_M = 37,9 \text{ кДж/кг,}$$

$$\Delta L_T^{III} = T_0 \Delta s_{СИСТ}^G = \Delta l_G = 24,5 \text{ кДж/кг.}$$

В целом потеря работоспособности, обусловленная необратимостью процессов в турбогенераторной установке, составит:

$$\Delta L_T = \Delta L_T^I + \Delta L_T^{II} + \Delta L_T^{III} = 209,3 + 37,9 + 24,5 = 271,7 \text{ кДж/кг.}$$

#### 4. Конденсатор

Теплота, отдаваемая паром в процессе конденсации, составляет:

$$q_2^0 = i_{2\partial} - i_3.$$

Считая, что температура охлаждающей воды в конденсаторе практически не меняется ( $T_0 = \text{const}$ ), получаем:

$$\Delta s_{\text{КОНД}} = (i_{2\partial} - i_3) \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_2} \right), \text{ тогда}$$

$$\Delta L_{\text{КОНД}} = (i_{2\partial} - i_3) \left( 1 - \frac{T_0}{T_3} \right) = (2168,9 - 121,4) \left( 1 - \frac{283}{302} \right) = 128,8 \text{ кДж/кг.}$$

#### 5. Насос

Увеличение энтальпии за счет теплоты трения при сжатии в насосе равно  $i_{4\partial} - i_4$ . Так как температура воды при этом повышается весьма незначительно, можно записать, что

$$\Delta s_H = \frac{i_{4\partial} - i_4}{T_4^{CP}}, \text{ где } T_4^{CP} = (T_{4\partial} + T_4)/2.$$

Найдем теперь  $i_{4\partial} - i_4$ . Так как  $\eta_{oi}^H = \frac{i_4 - i_3}{i_{4\partial} - i_3}$ , то  $i_{4\partial} - i_4 = \left( \frac{1}{\eta_{oi}^H} - 1 \right) (i_4 - i_3)$ ,

откуда  $\Delta s_H = \left( \frac{1}{\eta_{oi}^H} - 1 \right) (i_4 - i_3) \frac{1}{T_4^{CP}}$ , а потеря работоспособности

$$\Delta L_H = \left( \frac{1}{\eta_{oi}^H} - 1 \right) (i_4 - i_3) \frac{T_0}{T_4^{CP}}.$$

В нашем примере (см. выше):  $i_{4\partial} = 139,6$ ;  $i_3 = 121,4$  кДж/кг,  $t_3 = 29^0\text{C}$ .

Температуру  $t_4$  в конце изоэнтропного (идеального) сжатия найдем из таблиц по определенному ранее значению энтальпии  $i_4 = 137,8$ . Интерполируя между табличными значениями энтальпии воды при давлении 16,5 МПа (при  $20^0\text{C}$   $i = 99,3$  кДж/кг, при  $30^0\text{C}$   $i = 140,6$  кДж/кг), получим:

$$t_4 = 20 + \frac{30 - 20}{140,6 - 99,3} (137,8 - 99,3) = 29,3^0\text{C}.$$

Аналогично, действительную температуру воды  $t_{4\partial}$  на выходе насоса найдем по величине  $i_{4\partial}$ :

$$t_{4\partial} = 20 + \frac{30 - 20}{140,6 - 99,3} (139,6 - 99,3) = 29,7^0\text{C}.$$

Тогда  $T_4^{CP} = \frac{t_{4\partial} + t_4}{2} + 273 = 302,5 \text{ К,}$

$$\Delta L_H = \left( \frac{1}{0,9} - 1 \right) (137,8 - 121,4) \frac{283}{302,5} = 1,6 \text{ кДж /кг.}$$

Таким образом, суммарная величина потерь работоспособности по всему циклу установки

$$\begin{aligned} \Delta L_{УСТ} &= \Delta L_{КА} + \Delta L_{ПП} + \Delta L_T + \Delta L_{КОНД} + \Delta L_H = \\ &= 1592,9 + 21,9 + 271,7 + 128,8 + 1,6 = 2016,9 \text{ кДж /кг.} \end{aligned}$$

Определим теперь абсолютный эффективный к.п.д. установки на основе рассчитанной величины потери работоспособности.

Работа, переданная электрогенератором потребителю, составляет:

$l_{\text{Э}} = l_{\text{ПОЛЕЗН}}^{\text{MAX}} - \Delta L_{\text{УСТ}}$ , где  $l_{\text{ПОЛЕЗН}}^{\text{MAX}}$  - максимальная работа, которая могла быть получена из теплоты  $q'$  при осуществлении цикла Карно между температурами горячего ( $T_T$ ) и холодного ( $T_0$ ) источников :

$$l_{\text{ПОЛЕЗН}}^{\text{MAX}} = q' \cdot \eta_{oi}^{\text{ОЦК}} = q' \left( 1 - \frac{T_0}{T_T} \right) = 3655,3 \cdot \left( 1 - \frac{283}{2273} \right) = 3200,2 \text{ кДж /кг.}$$

Получаем, таким образом,  $l_{\text{Э}} = 3200,2 - 2016,9 = 1182,3 \text{ кДж /кг.}$

В соответствии с определением,  $\eta_e^{\text{УСТ}} = \frac{l_{\text{Э}}}{q'} = \frac{1182,3}{3655,3} = 0,324$ , что совпадает с результатом, полученным методом к.п.д.

### **Анализ цикла Ренкина эксергетическим методом расчета потерь работоспособности**

Эксергия потока рабочего тела определяется выражением  $e = (i - i_0) - T_0(s - s_0)$ , где  $i$ ,  $s$  - параметры рабочего тела в данном состоянии;  $i_0$ ,  $s_0$  - энтальпия и энтропия рабочего тела при давлении и температуре окружающей среды ( $p_0$ ,  $T_0$ ).

Эксергия потока теплоты равна  $e_q = q \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right)$ , где  $T$  - температура источника теплоты.

В общем случае потеря работоспособности потока рабочего тела, проходящего через элемент установки, в котором подводится теплота  $q$  и совершается работа  $l_{\text{ПОЛЕЗН}}$ , определяется выражением

$$\Delta L = (e_{\text{ВХ}} + e_{q\text{ВХ}}) - e_{\text{ВЫХ}} - l_{\text{ПОЛЕЗН}}.$$

Применим это соотношение для расчета рассматриваемого цикла.

#### 1. Котлоагрегат

В котлоагрегат входит поток воды при температуре  $T_{50}$  и давлении  $p_1$  и вводится поток теплоты  $q'$  от горячего источника. Из котла выходит пар в состоянии  $1^0$ . Так как полезная работа в котле не производится, то получаем:

$$\Delta L_{КА} = e_{\text{ВХ}} + e_{q\text{ВХ}} - e_{\text{ВЫХ}}, \text{ где}$$

$$e_{BX} = (i_{4\partial} - i_0) - T_0(s_{4\partial} - s_0) = (139,6 - 42) - 283 \cdot (0,4280 - 0,1510) = 19,2;$$

$$e_{qBX} = q \left( 1 - \frac{T_0}{T_T} \right) = 3655,3 \cdot \left( 1 - \frac{283}{2273} \right) = 3200,2;$$

$$e_{BBLX} = (i_1^0 - i_0) - T_0(s_1^0 - s_0) = (3465,9 - 42) - 283 \cdot (6,5024 - 0,1510) = 1626,5.$$

$$\Delta L_{KA} = 19,2 + 3200,2 - 1626,5 = 1592,9 \text{ кДж /кг.}$$

## 2. Паропровод

Эксергия потока пара на входе в паропровод равна эксергии на выходе из котла:  $e_{BX}^{III} = e_{BBLX}^{KA} = 1626,5$  кДж /кг. Эксергия пара на выходе из паропровода

$$e_{BBLX}^{III} = (i_1 - i_0) - T_0(s_1 - s_0) = (3432,6 - 42) - 283 \cdot (6,4623 - 0,1510) = 1604,5.$$

$$\Delta L_{III} = 1626,5 - 1604,5 = 22 \text{ кДж /кг.}$$

## 3. Турбогенераторная установка.

$$e_{BX}^T = e_{BBLX}^{III} = 1604,5 \text{ кДж /кг,}$$

$$e_{BBLX}^T = (i_{2\partial} - i_0) - T_0(s_{2\partial} - s_0) = (2168,9 - 42) - 283 \cdot (7,2019 - 0,1510) = 131,5$$

Так как в турбине производится работа  $l_{\partial} = (i_1 - i_{2\partial}) \eta_{Г} \eta_{М} =$   
 $= (3432,6 - 2168,9) \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 1201,3$  кДж /кг, то

$$\Delta L_T = e_{BX}^T - e_{BBLX}^T - l_{\partial} = 1604,5 - 131,5 - 1201,3 = 271,7 \text{ кДж /кг.}$$

В этой величине автоматически учтены как необратимые потери на трение при течении пара в проточной части турбины, так и механические потери в турбине и электрогенераторе.

## 4. Конденсатор.

На входе в конденсатор имеем:  $e_{BX}^K = e_{BBLX}^T = 131,5$  кДж /кг,

$$e_{BBLX}^K = (i_3 - i_0) - T_0(s_3 - s_0) = (121,4 - 42) - 283 \cdot (0,4224 - 0,1510) = 2,6.$$

$$\Delta L_K = e_{BX}^K - e_{BBLX}^K = 131,5 - 2,6 = 128,9 \text{ кДж /кг.}$$

## 5. Насос.

Эксергия потока рабочего тела на входе в насос равна эксергии на выходе из конденсатора, а эксергия на выходе - эксергии на входе в котлоагрегат. Кроме того, в насосе затрачивается ("подводится отрицательная") работа насоса  $l_H$ . В соответствии с общей формулой, получаем:

$$\Delta L_H = 2,6 - 19,2 + 18,2 = 1,6 \text{ кДж /кг.}$$

Суммарная потеря работоспособности

$$\Delta L_{\text{уст}} = \Delta L_{KA} + \Delta L_{III} + \Delta L_T + \Delta L_{\text{конд}} + \Delta L_H =$$

$$= 1592,9 + 22 + 271,7 + 128,9 + 1,6 = 2017,1 \text{ кДж /кг, что практически не отличается}$$

от величины, полученной энтропийным методом.

### Определение необходимого расхода топлива.

Полезную работу, произведенную одним килограммом пара в установке, можно записать следующим образом:

$$l_{\text{э}} = q_1 \cdot \eta_{\text{э}} = (i_1 - i_{4\text{д}}) \cdot \eta_{\text{э}}.$$

Тогда  $D$  кг/час пара произведут работу  $N' = D \cdot (i_1 - i_{5\text{д}}) \cdot \eta_{\text{э}}$  за один час или

$$N = D \cdot (i_1 - i_{4\text{д}}) \cdot \eta_{\text{э}} / 3600 \quad (*)$$

за одну секунду. Количество теплоты  $Q'$ , которое должно выделиться в топке для получения  $D$  кг/час пара с параметрами  $p_1$  и  $T_1$ , равно:

$$Q' = \frac{D(i_1 - i_{4\text{д}})}{\eta_{\text{ПП}}\eta_{\text{КА}}} \text{ кДж/час.} \quad \text{Если эту теплоту } Q' \text{ разделить на теплоту}$$

сгорания топлива  $Q_H^P$ , выраженную в кДж/кг, то получим необходимый расход топлива  $B$ :

$$B = \frac{Q'}{Q_H^P} = \frac{D(i_1 - i_{4\text{д}})}{\eta_{\text{ПП}}\eta_{\text{КА}}Q_H^P} = \frac{3600N}{\eta_{\text{ПП}}\eta_{\text{КА}}\eta_{\text{э}}Q_H^P} = \frac{3600N}{\eta_e^{\text{УСТ}}Q_H^P}. \quad (**)$$

Здесь использовано равенство  $D(i_1 - i_{5\text{д}}) = \frac{3600N}{\eta_{\text{э}}}$ , полученное из

уравнения (\*) и очевидные равенства  $\eta_{\text{э}} = \frac{l_{\text{э}}}{q_1}$ ;  $\eta_e^{\text{УСТ}} = \eta_{\text{ПП}}\eta_{\text{КА}}\eta_{\text{э}}$ . В

выражение (\*\*)  $N$  подставляется в кВт.

Для нашего примера ( $N = 40 \text{ МВт} = 40000 \text{ кВт}$ ,  $Q_H^P = 30 \text{ МДж/кг}$ ), получим  $B = \frac{3600 \cdot 40000}{0,324 \cdot 30000} = 14815 \text{ кг/час}$ , или  $14,8 \text{ т/час}$

Таблица 1. Термодинамические свойства воды и водяного пара. (фрагмент, [2])

p=10,0 МПа				p=10,5 МПа		
t <sub>с</sub> =310,96				t <sub>с</sub> =314,57		
v'=0,0014526; v''=0,01800; h'=1408,6; h''=2724,4; s'=3,3616; s''=5,6143				v'=0,0014704; v''=0,01694; h'=1430,1; h''=2715,2; s'=3,3970; s''=5,5835		
t	v	h	s	v	h	s
1	2	3	4	5	6	7
10	0,0009956	51,7	0,1500	0,0009954	52,2	0,1500
20	0,0009972	93,2	0,2942	0,0009970	93,7	0,2940
30	0,0009999	134,7	0,4334	0,0009997	135,2	0,4333
40	0,0010034	176,3	0,5682	0,0010032	176,7	0,5680
...						
450	0,02974	3242,2	6,4220	0,02814	3234,3	6,3910
460	0,03036	3269,3	6,4591	0,02874	3261,8	6,4287
470	0,03098	3296,0	6,4953	0,02933	3288,8	6,4653
480	0,03158	3322,3	6,5305	0,02992	3315,5	6,5010
490	0,03218	3348,3	6,5648	0,03049	3341,8	6,5358
500	0,03277	3374,1	6,5984	0,03106	3367,9	6,5697
510	0,03335	3399,7	6,6313	0,03162	3393,8	6,6029
520	0,03392	3425,1	6,6635	0,03217	3419,4	6,6355
530	0,03449	3450,3	6,6951	0,03272	3444,9	6,6674
540	0,03505	3475,4	6,7262	0,03326	3470,2	6,6987
550	0,03561	3500,4	6,7568	0,03380	3495,4	6,7296

p=11,0 МПа				p=13,0 МПа		
t <sub>с</sub> =318,04				t <sub>с</sub> =330,81		
v'=0,0014887; v''=0,01597; h'=1451,2; h''=2705,4; s'=3,4316; s''=5,5531				v'=0,001567; v''=0,01277; h'=1533,0; h''=2662,4; s'=3,5633; s''=5,4333		
t	v	h	s	v	h	s
1	2	3	4	5	6	7
10	0,0009951	52,7	0,1499	0,0009933	54,6	0,1497
20	0,0009968	94,2	0,2939	0,0009938	96,0	0,2935
30	0,0009995	135,7	0,4331	0,0009955	137,4	0,4325
40	0,0010030	177,2	0,5678	0,0009982	178,9	0,5670
...						
450	0,02667	3226,2	6,3609	0,02194	3193,1	6,2482
460	0,02726	3254,1	6,3992	0,02247	3222,8	6,2890
470	0,02784	3281,6	6,4364	0,02299	3251,9	6,3284
480	0,02840	3308,6	6,4725	0,02350	3280,4	6,3666
490	0,02896	3335,3	6,5077	0,02400	3308,5	6,4036
500	0,02951	3361,6	6,5420	0,02448	3336,1	6,4395
1	2	3	4	5	6	7
510	0,03005	3387,8	6,5756	0,02496	3363,4	6,4746
520	0,03058	3413,7	6,6085	0,02544	3390,3	6,5088
530	0,03111	3439,4	6,6407	0,02590	3417,0	6,5422
540	0,03163	3464,9	6,6723	0,02637	3443,4	6,5749
550	0,03215	3490,3	6,7034	0,02682	3469,7	6,6071
p=13,5 МПа				p=14,0 МПа		
t <sub>с</sub> =333,76				t <sub>с</sub> =336,63		
v'=0,0015883; v''=0,01211; h'=1552,9; h''=2650,6; s'=3,5949; s''=5,4035				v'=0,0016104; v''=0,01149; h'=1572,8; h''=2638,3; s'=3,6262; s''=5,3737		
t	v	h	s	v	h	s
10	0,0009940	55,1	0,1497	0,0009938	55,6	0,1497



20	0,0009957	96,5	0,2934	0,0009955	97,0	0,2933
30	0,0009984	137,9	0,4323	0,0009982	138,4	0,4322
40	0,0010019	179,4	0,5668	0,0010017	179,8	0,5666
...						
450	0,02097	3184,5	6,2215	0,02007	3175,8	6,1953
460	0,02149	3214,7	6,2630	0,02058	3206,6	6,2376
470	0,02200	3244,3	6,3030	0,02108	3236,6	6,2782
480	0,02250	3273,2	6,3417	0,02157	3265,9	6,3174
490	0,02298	3301,6	6,3792	0,02204	3294,7	6,3554
500	0,02346	3329,6	6,4156	0,02251	3323,0	6,3922
510	0,02393	3357,2	6,4510	0,02297	3350,9	6,4281
520	0,02439	3384,4	6,4856	0,02342	3378,4	6,4630
530	0,02484	3411,3	6,5193	0,02386	3405,6	6,4971
540	0,02529	3438,0	6,5523	0,02430	3432,5	6,5304
550	0,02574	3464,5	6,5848	0,02473	3459,2	6,5631
	p=14,5 МПа			p=15,0 МПа		
	t <sub>с</sub> =339,41			t <sub>с</sub> =342,12		
	v'=0,0016335; v''=0,01091; h'=1592,6; h''=2625,5; s'=3,6573; s''=5,3435			v'=0,001658; v''=0,01035; h'=1612,2; h''=2611,6; s'=3,6877; s''=5,3122		
t	v	h	s	v	h	s
10	0,0009935	56,0	0,1496	0,0009933	56,5	0,1495
20	0,0009952	97,4	0,2932	0,0009950	97,9	0,2930
30	0,0009980	138,8	0,4320	0,0009978	139,3	0,4318
40	0,0010015	180,2	0,5664	0,0010013	180,7	0,5662
...						
450	0,01923	3167,0	6,1696	0,01845	3158,2	6,1443
460	0,01974	3198,3	6,2126	0,01894	3190,0	6,1880
470	0,02022	3228,8	6,2539	0,01942	3221,0	6,2300
480	0,02070	3258,6	6,2937	0,01989	3251,2	6,2704
490	0,02117	3287,8	6,3321	0,02035	3280,7	6,3093
500	0,02162	3316,4	6,3694	0,02079	3309,7	6,3471
510	0,02207	3344,6	6,4057	0,02123	3338,3	6,3838
520	0,02251	3372,5	6,4410	0,02166	3366,4	6,4194
530	0,02294	3399,9	6,4754	0,02208	3394,1	6,4542
540	0,02337	3427,0	6,5090	0,02250	3421,5	6,4881
550	0,02379	3454,0	6,5419	0,02291	3448,7	6,5214

Таблица 2. Свойства воды и пара на линии насыщения (фрагмент, [2]).

p	t	v'	v''	i'	i''	s'	s''
кПа	°С	м <sup>3</sup> /кг	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/(кгК)	кДж/(кгК)
3,5	26,692	0,0010033	39,480	111,84	2549,9	0,3907	8,5224
4,0	28,981	0,0010040	34,803	121,41	2554,1	0,4224	8,4747

Таблица 3. Свойства воды при p=0,1 МПа

t	i	s
°С	кДж/кг	кДж/(кгК)
10	42,1	0,1510
20	84,0	0,2963

### **Литература.**

1. В.А.Кириллин, В.А.Сычев, А.Е.Шейндлин. Техническая термодинамика. М., Наука, 1979, 512 с.
2. С.Л.Ривкин, А.А.Александров. Теплофизические свойства воды и водяного пара.- М., Энергия, 1980, 424 с.