

7.2. Действительный цикл паротурбинной установки.

Термический КПД обратимого цикла Ренкина характеризует максимальную степень преобразования теплоты в работу в этом цикле. В действительности же все процессы цикла неизбежно сопровождаются некоторыми потерями. Из них прежде всего следует учесть потери вследствие трения при течении потока пара в соплах и на лопатках турбины, а также при сжатии воды в насосе. При наличии трения эти процессы являются необратимыми и следовательно весь цикл становится необратимым.

Согласно второму закону термодинамики для необратимых процессов справедливо соотношение $ds > dq/T$ (см. раздел 2.4). Поэтому действительный процесс адиабатного ($dq = 0$) расширения пара в турбине сопровождается ростом энтропии ($ds > 0$) и в T,s -диаграмме (Рис. 7.5) он изображается линией $1-2_d$. Действительный процесс адиабатного сжатия воды в насосе также сопровождается ростом энтропии и в T,s -диаграмме (Рис. 7.5) он изображается линией $2'-3_d$. (На рис. 7.6 эта часть цикла представлена в увеличенном масштабе).

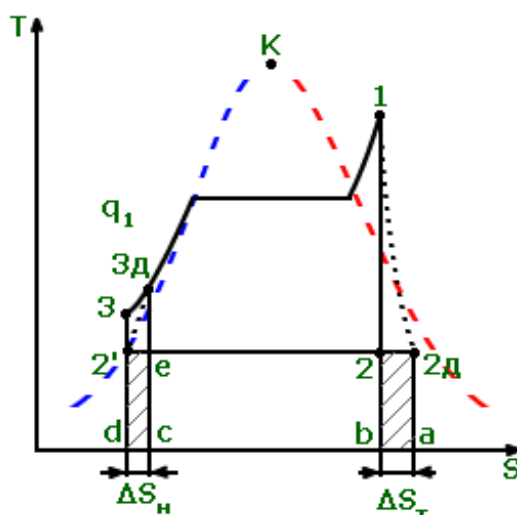


Рис. 7.5

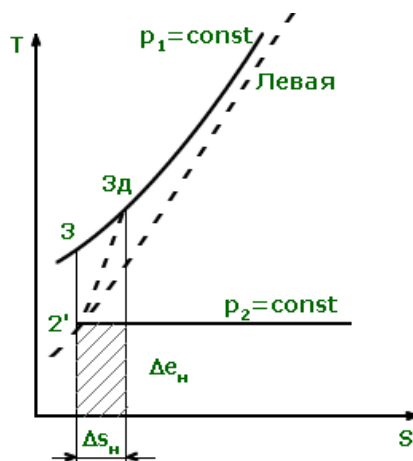


Рис. 7.6

Цикл 1-2_д-2'-3_д-1 (Рис.7.5) является необратимым циклом Ренкина, поскольку процессы 1-2_д и 2'-3_д необратимы. Получаемая в нем работа меньше, чем в обратимом цикле.

Работа пара в турбине в необратимом процессе равна

$$l_T^d = h_1 - h_{2d} \quad (7.6)$$

и поэтому потеря работы из-за необратимости составляет

$$\Delta l_T = l_T - l_T^d = h_{2d} - h_2 \quad (7.7)$$

Эта величина в диаграмме h,s (рис. 7.7) представлена вертикальным отрезком, а в T,s – диаграмме (рис. 7.5) - заштрихованной площадью 2-2_д-а-b-2. На T,s – диаграмме также видно, что эта величина равна увеличению количества теплоты, отдаваемой паром при конденсации в конденсаторе.

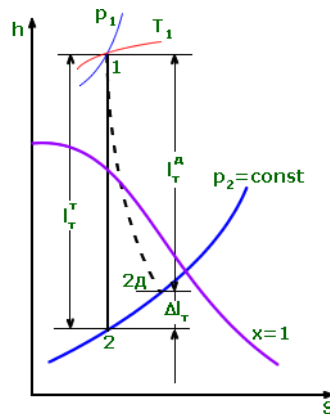


Рис. 7.7

Если состояние 2_д находится в области влажного пара, а процесс конденсации его протекает при температуре окружающей среды T₀ (T₂ = T₀), то потеря работы в турбине совпадает с потерей эксергии пара Δe_T. Действительно, согласно уравнению Гюи –Стодола (6.5), потеря эксергии пара в этом случае составляет

$$\Delta e_T = T_0 \Delta s_{сисст} = T_2 (s_{2d} - s_2) \quad (7.8)$$

и представлена в T,s – диаграмме той же заштрихованной площадью 2-2_д а-b-2.

При необратимом процессе сжатия воды в насосе абсолютная величина затрачиваемой работы равна

$$l_H^d = h_{3d} - h_2 \quad (7.9)$$

и дополнительная затрата работы составляет

$$\Delta l_H = l_H^d - l_H = h_{3d} - h_3, \quad (7.10)$$

а потеря эксергии определяется как

$$\Delta e_H = T_0 (s_{3d} - s_3) \quad (7.11)$$

Отметим, что в этом случае потеря эксергии не равна дополнительной затрате (потере) работы насоса, а меньше ее, так как дополнительная работа частично идет на дополнительное увеличение эксергии сжатой воды (температура ее больше, чем при обратимом сжатии). Это хорошо видно в T,s – диаграмме (рис. 7.5 и 7.6), где потеря работы насоса изображается площадью 3-3_д-с-d-3, а потеря эксергии – заштрихованной площадью 2'-e-c-d-2'.

В качестве показателя эффективности преобразования теплоты в работу для необратимого цикла используется *внутренний (абсолютный) КПД* η_i , представляющий собой аналог термического КПД, но в котором фигурируют теплота и работа, характерные для необратимых процессов

$$\eta_i = \frac{l_u^\circ}{q_1^\circ} = \frac{l_T^\circ - l_n^\circ}{q_1^\circ} = \frac{(h_1 - h_{2d}) - (h_{3d} - h_{2'})}{h_1 - h_{3d}} \quad (7.12)$$

Характеристикой необратимости реальных процессов, протекающих в различных устройствах, является *внутренний относительный кпд* η_{oi} . Для турбины он определяется как

$$\eta_{oi}^T = \frac{l_T^\circ}{l_T} = \frac{h_1 - h_{2d}}{h_1 - h_2} \quad (7.13)$$

и для современных паровых турбин его значение составляет 0,85 – 0,91. Внутренний относительный кпд насоса равен

$$\eta_{oi}^n = \frac{l_n}{l_n^\circ} = \frac{h_3 - h_{2'}}{h_{3d} - h_{2'}} \quad (7.14)$$

и его значение находится в пределах 0,80 – 0,85.

Используя эти понятия, уравнение для внутреннего кпд цикла (7.12) можно представить в более удобном для расчетов виде

$$\eta_i = \frac{(h_1 - h_2)\eta_{oi}^T - (h_3 - h_{2'})/\eta_{oi}^n}{h_1 - h_{3d}} \quad (7.15)$$

Параметры состояний рабочего тела, достигающихся в результате необратимых процессов, можно найти, зная внутренний относительный КПД данного устройства. Так энтальпия воды после ее необратимого сжатия в насосе $h_{3д}$ находится как $h_{3д} = h_{2'} + (h_3 - h_{2'})/\eta_{oi}^n$.

Рассмотрим теперь некоторые другие характеристики ПТУ.

Действительная мощность паротурбинной установки равна разности действительных мощностей турбины и насоса

$$N_{ПТУ}^\circ = N_T^\circ - N_n^\circ, \quad (7.16)$$

причем действительная мощность турбины вычисляется как

$$N_T^\circ = D l_T^\circ = D(h_1 - h_2)\eta_{oi}^T, \quad (7.17)$$

а действительная мощность насоса - как

$$N_n^0 = D l_n^0 = D(h_3 - h_2) / \eta_{oi}^n \quad (7.18)$$

где D – секундный расход водяного пара, кг/с. Следует отметить, что доля мощности, затрачиваемой на привод насоса, находится в пределах 1 – 1,5% от мощности турбины

Часовой расход топлива на турбоустановку заданной электрической мощностью N_e , с учетом различных других потерь составляет

$$B = \frac{3600 \cdot N_e}{Q_p^n \eta_e^{ПТУ}} \quad (7.19)$$

где B – кг/час; N_e – кВт; Q_p^n – низшая теплотворная способность топлива, кДж/кг; $\eta_e^{ПТУ}$ – эффективный КПД, учитывающий потери энергии в цепочке преобразования теплоты сгорания топлива в электроэнергию в различных частях паротурбинной установки и равный

$$\eta_e^{ПТУ} = \eta_{ка} \eta_{пп} \eta_i \eta_m \eta_g \quad (7.20)$$

Здесь $\eta_{ка} = 0,86 \div 0,92$ – КПД, учитывающий потери при сжигании топлива в котлоагрегате; $\eta_{пп} = 0,98 \div 0,995$ – КПД, учитывающий потери в паропроводе при транспортировке водяного пара от парового котла до турбины; $\eta_i = 0,37 \div 0,45$ – внутренний КПД цикла (формула (7.12)), учитывающий потери из-за необратимости процессов в турбине и насосе; $\eta_m = 0,97 \div 0,995$ – механический КПД, учитывающий потери в подшипниках и на привод масляного насоса турбоагрегата; $\eta_g = 0,97 \div 0,99$ – КПД электрического генератора.

Удельный расход топлива, т.е. расход топлива на выработку одного киловатт-часа электроэнергии, при этом равен

$$b = \frac{3600}{Q_p^n \eta_e^{ПТУ}}$$

Эта величина характеризует конкретную установку, но поскольку паротурбинные установки могут использовать различные виды топлива со значительно отличающимися величинами низшей теплотворной способности Q_p^n сопоставлять их между собой или с энергетическими установками других типов с помощью нее невозможно. Для этой цели вводится понятие *условного топлива*, под которым понимается топливо с низшей теплотворной способностью 29300 кДж/кг (7000 ккал/кг). Тогда удельный расход условного топлива (кг усл.топлива/ кВт·ч) составит

$$b^y = 0,123 / \eta_e^{ПТУ} \quad (7.21)$$

Этот показатель часто используется для сравнения эффективности различных энергетических установок.