

7.3. Влияние параметров водяного пара на экономичность цикла ПТУ.

Рассматривая эффективный КПД паротурбинной установки, можно заметить, что наиболее существенную роль в нем играет внутренний КПД цикла. Учитывая, что работа насоса составляет лишь 1–2% по отношению к работе турбины, приближенно его можно представить как $\eta_i = \eta_{oi}^T \eta_T$, откуда видно, что его значение определяется величиной термического КПД цикла. Из формулы (7.4) ясно, что термический КПД, вычисляемый через значения энтальпии водяного пара в характерных точках цикла, являющиеся сложной функцией температуры и давления, в свою очередь зависит от температуры и давления используемого в цикле водяного пара $\eta_T = f(p_1, t_1, p_2)$.

При анализе обратимых циклов весьма полезно использование понятия средней температуры подвода (отвода) теплоты (2.7), с помощью которого термический КПД любого обратимого цикла можно представить (см. раздел 2.3) в виде (2.13) $\eta_T = 1 - T_{2,ср} / T_{1,ср}$.

Применим это выражение для анализа зависимости термического КПД от начального давления водяного пара p_1 при неизменных начальной температуре t_1 и конечном давлении пара p_2 .

На рис. 7.8 в T, s – диаграмме представлены исходный цикл 1-2-2'-3-1 и цикл при большем начальном давлении $1^a-2^a-2'^a-3^a-1^a$. У этих циклов одинаковы начальная температура пара t_1 и средняя температура отвода теплоты $T_{2,ср}$. Температура же насыщения, при которой к пару подводится большая часть теплоты, больше в цикле с большим давлением p_1^a и средняя температура подвода тепла $T_{1,ср}$ в этом цикле больше. Отсюда следует, что термический КПД цикла возрастает при росте начального давления.

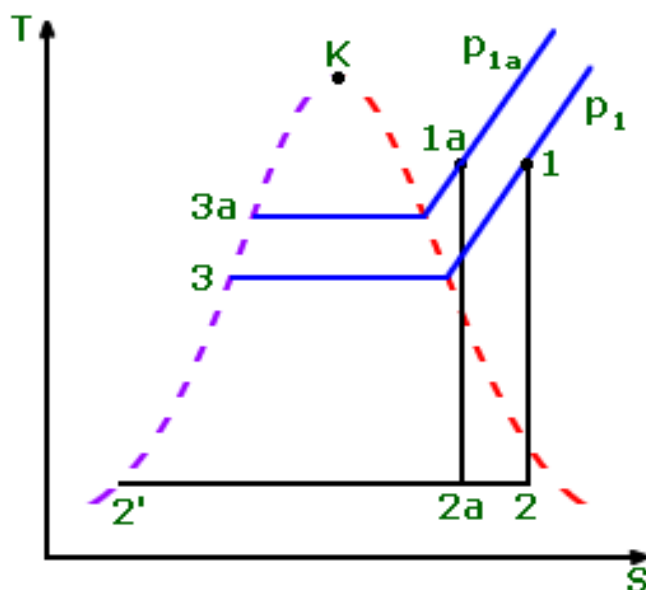


Рис. 7.8

Однако, с ростом давления p_1 все большая часть процесса адиабатного расширения пара будет проходить в области влажного пара (рис. 7.9), а внутренний относительный КПД турбины η_{oi}^T уменьшается при увеличении влажности пара.

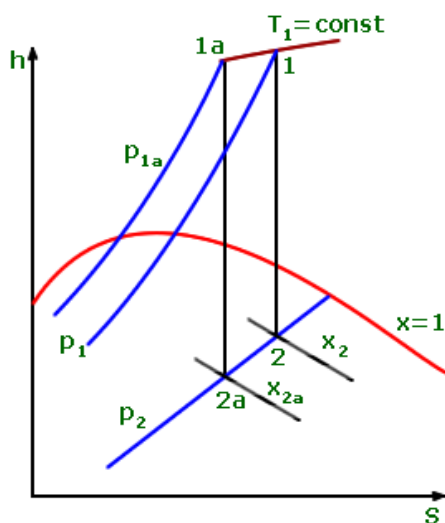


Рис. 7.9

Поэтому внутренний КПД цикла η_i при росте давления p_1 вначале возрастает, достигает максимума, а затем уменьшается (рис. 7.10). При фиксированных величинах t_1 и p_2 существует оптимальное значение давления p_1 (рис.7.10), выше которого не имеет смысла его увеличивать. Это значение тем меньше, чем ниже температура t_1 , давление в конденсаторе p_2 и внутренний относительный коэффициент турбины η_{oi}^T . Более того, с увеличением влажности пара возрастает опасность эрозии лопаток турбины капельками жидкости, имеющими скорость несколько сотен метров в секунду, что может привести к тяжелой аварии турбины. По этой причине степень сухости пара в конце расширения в турбине x_2 не допускается иметь ниже значения $x_2=0,86\div 0,88$. Все эти обстоятельства ограничивают возможность повышения КПД цикла ПТУ за счет увеличения начального давления пара.

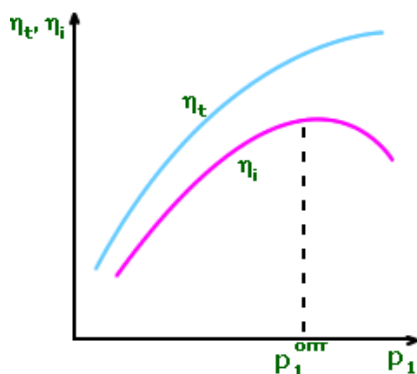


Рис. 7.10

Рассмотрим далее влияние начальной температуры пара на КПД цикла ПТУ. Очевидно, что при повышении начальной температуры пара повышается и средняя температура подвода теплоты, а это при неизменных значениях начального давления p_1 и давления в конденсаторе p_2 приводит к повышению термического КПД цикла. Кроме того, это, в противоположность рассмотренному ранее влиянию начального давления p_1 , смещает процесс расширения пара в турбине в область более высоких значений степени сухости пара (рис. 7.11), что приводит к увеличению внутреннего относительного КПД турбины η_{oi}^T , а следовательно и внутреннего КПД цикла η_i , и открывает возможность повышения начального давления пара. Совокупность значений давления и температуры начального состояния пара, при адиабатном расширении из которого конечная влажность пара не превышает предельной величины 12÷14%, называют совмещенными параметрами.

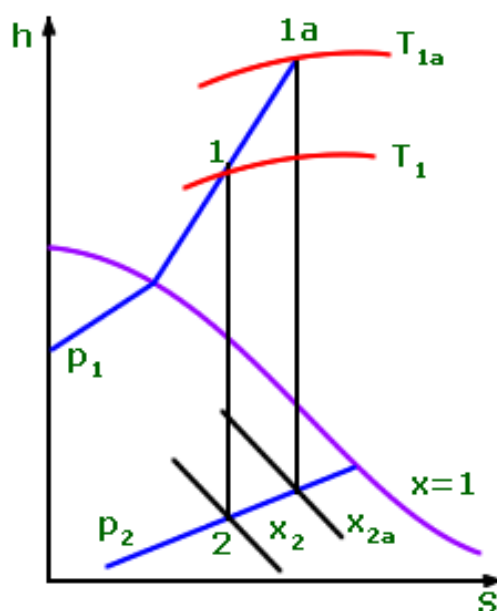


Рис. 7.11

Таким образом, повышение начальной температуры пара является эффективным методом повышения экономичности цикла ПТУ. В реальных установках предел повышения температуры ограничивается температурной стойкостью металлов, применяемых для изготовления высокотемпературных частей агрегатов – пароперегревателя котельного агрегата, главного паропровода, головной части турбины.

Изменение термического КПД цикла ПТУ в зависимости от начальных параметров пара в интервале температур и давлений, используемом в промышленности, показано на рис. 7.12.

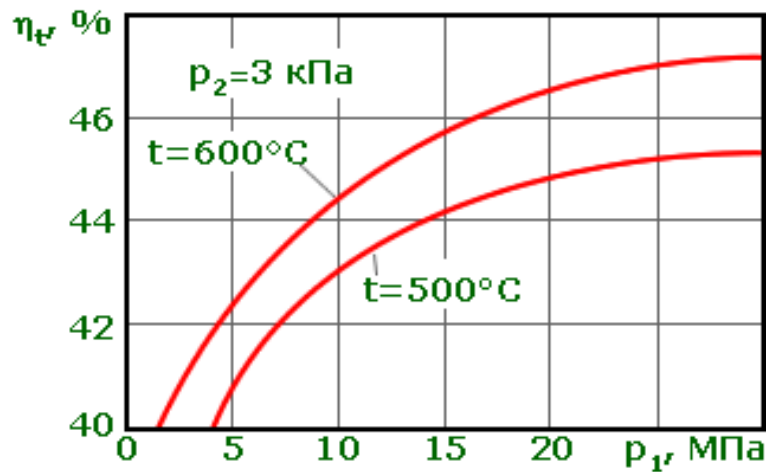


Рис. 7.12

Термический КПД цикла паротурбинной установки существенно зависит от давления пара в конденсаторе p_2 , поскольку оно определяет температуру конденсации пара, которая является средней температурой отвода теплоты в цикле T_{2cp} . При уменьшении давления p_2 до p_2^a (рис. 7.13) температура конденсации пара, а следовательно и T_{2cp} , понижаются и термический и внутренний КПД цикла возрастают. Пример изменения термического КПД цикла в зависимости от давления в конденсаторе приведен на рис. 7.14.

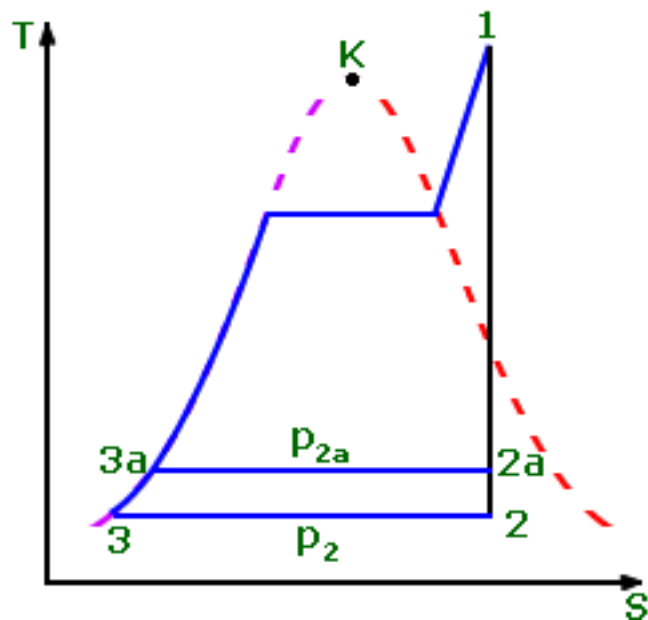


Рис. 7.13

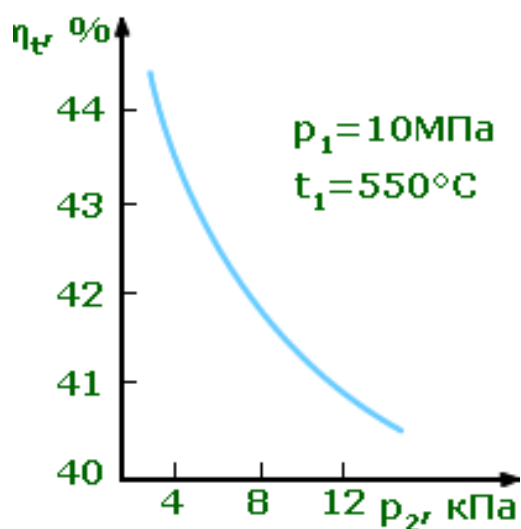


Рис. 7.14

Давление пара в конденсаторе p_2 всегда следует снижать до минимальной возможной величины, которая определяется температурой воды, охлаждающей конденсатор, зависящей, в свою очередь, от условий окружающей среды и системы водоснабжения (река, пруд –охладитель, градирни и т.д.). Она зависит также от величины поверхности конденсатора, расхода охлаждающей воды и принятой разности температур конденсирующегося пара и охлаждающей воды. В то же время понижение давления p_2 приводит к сильному увеличению объема пара, необходимость пропуска которого через последние ступени турбины приводит к значительным конструктивным затруднениям. С учетом всех этих обстоятельств давление пара в конденсаторе p_2 принимается в диапазоне $2.5 \div 5$ кПа, что соответствует температурам конденсации пара $21 \div 33^\circ\text{C}$.

Рассмотренные здесь зависимости экономичности цикла от начальных и конечных параметров водяного пара определяют общие тенденции для выбора параметров паротурбинных установок. Окончательное решение о выборе тех или иных параметров пара для конкретной установки принимается на основе технико – экономических расчетов с учетом стоимости топлива, капитальных затрат и т.д.