

УДК 621.3

## СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН, ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА

Кокотова М. В., Станевич С.А.

Научный руководитель – старший преподаватель Пантелей Н.В.

Изменение экономичности теплофикационных турбин при повышении параметров свежего пара, укрупнении единичной мощности, усовершенствовании тепловой схемы, улучшении характеристик проточной части может характеризоваться несколькими показателями. В качестве основного показателя сравнительной экономичности теплофикационных турбин принята величина относительной экономии топлива на ПТУ при равной выработке тепловой и электрической энергии

$$\varepsilon_T = \frac{B_1 - B_2}{B_1}.$$

Этот показатель широко применяется и имеет то преимущество, что он непосредственно характеризует конечную цель повышения экономичности турбоустановки. Кроме того, показатель « $\varepsilon_T$ » аналогичен общепринятому показателю экономичности для ПТУ с конденсационными турбинами, поскольку также выражает относительную экономию топлива при равной выработке электрической энергии.

Рост начальных параметров пара, введение промперегрева и укрупнение единой мощности являются основными путями повышения экономичности паротурбинных установок и в известной мере характеризуют развитие и технический уровень турбостроения.

При постановке исследования обсуждаемого вопроса рассмотрены следующие начальные параметры пара: 8,8 МПа, 535 °С ; 12,8 МПа, 565 °С ; 12,8 МПа 565/565 °С ; 23,5 МПа, 560/565 °С . Противодавление за турбиной изменялось соответственно: 0,09; 0,55; 1,1; 2,2 МПа. Конструкция турбин и тепловые схемы приняты в соответствии с реальными конструктивными решениями, принятыми на УТЗ, в частности для турбин с начальными параметрами пара 8,8 МПа, 535 °С и 12,8 МПа, 565 °С в качестве регулирующей ступени ЧВД принята двухвенечная регулирующая ступень, а для турбин с начальными параметрами пара 12,8 МПа, 565/565 °С и 23,5 МПа, 560/565 °С — одновенечная регулирующая ступень. Учитывалось также влияние расхода и параметров пара на КПД проточной части турбин.

По результатам исследования построена зависимость:

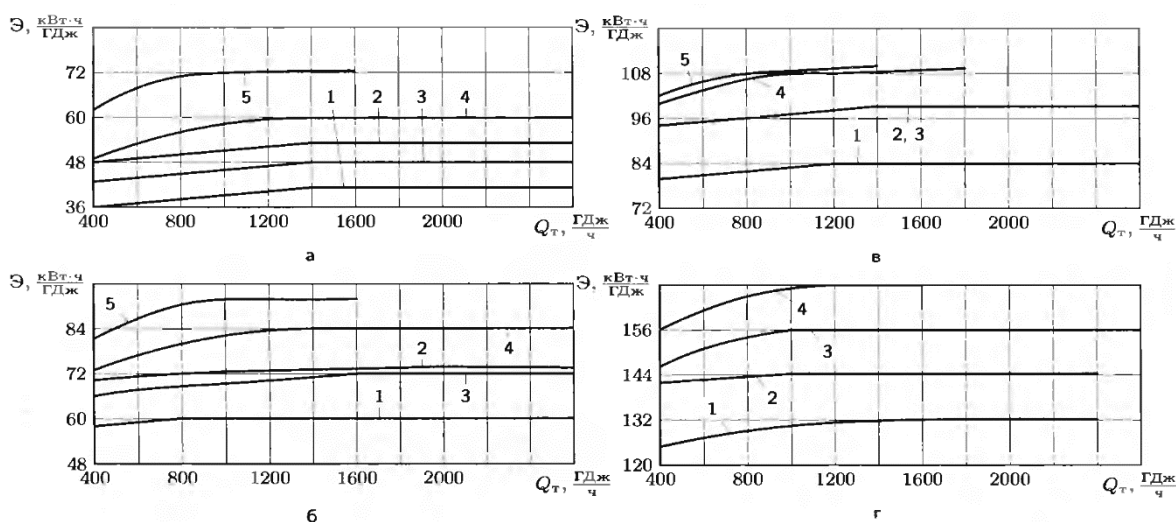


Рисунок 1. Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении:  $a - p_{np} = 2 \text{ МПа}$ ;

$$\begin{aligned} \delta - p_{np} &= 1,1 \text{ МПа}; \epsilon - p_{np} = 0,55 \text{ МПа}; \zeta - p_{np} = 0,09 \text{ МПа}; 1 - p_0 = 8,8 \text{ МПа}; t_0 = 535^\circ\text{C}; \\ 2 - p_0 &= 12,8 \text{ МПа}; t_0 = 565^\circ\text{C}; 3 - p_0 = 12,8 \text{ МПа}; t_0 = 565^\circ\text{C}; t_m = 565^\circ\text{C}; \\ 4 - p_0 &= 23,5 \text{ МПа}; t_0 = 560^\circ\text{C}; t_m = 565^\circ\text{C}; 5 - p_0 = 23,5 \text{ МПа}; t_0 = 560^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Как видно из рисунка 1, удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении при повышении параметров свежего пара возрастает, причем наибольшее влияние оказывает значение начального давления пара. Из режимных факторов наиболее существенным является давление отбираемого пара. некоторое дополнительное увеличение Э имеет место из-за увеличения тепловой нагрузки (расхода свежего пара) турбины, обусловленного повышением КПД ее проточной части.

Следует отметить, что конденсационный поток пара в теплофикационной турбине также влияет на величину Э. При той же тепловой нагрузке с увеличением конденсационного потока пара возрастают давление пара в регенеративных отборах и температура подогрева питательной воды, чему будет соответствовать большая суммарная величина регенеративных отборов и большая мощность, развиваемая на тепловом потреблении и, следовательно, большая величина Э.

Зависимость относительной экономии топлива от величины тепловой нагрузки и противодавления за турбиной при повышении начальных параметров пара представлена на рисунке 2. Для турбин с регулируемым отбором пара данные рисунка 2 относятся к теплофикационному потоку пара. Относительная экономия топлива определена в сравнении с начальными параметрами пара 8,8 МПа, 535 °С при равных значениях противодавления за турбиной и ее тепловой нагрузки.

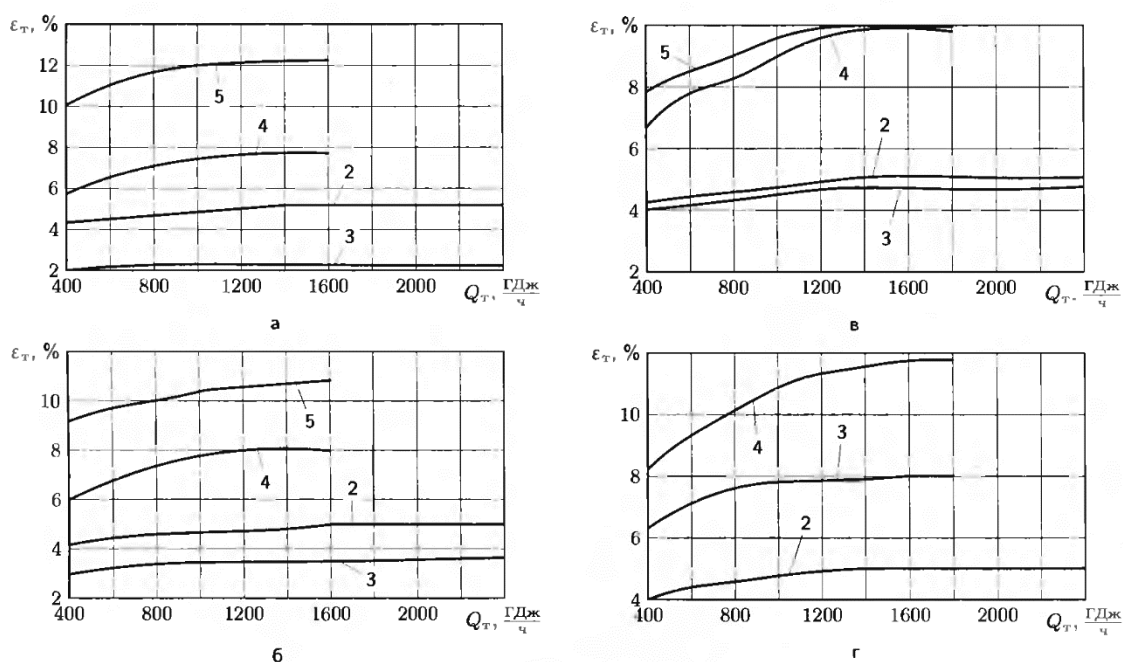


Рисунок 2. Относительная экономия топлива при изменении параметров пара по сравнению с параметрами 8,8 МПа, 535 °С (обозначения см. на рисунке 1)

Из рисунка 2 следует, что эффективность повышения начальных параметров пара от 8,8 МПа, 535 °С до 12,8 МПа, 565 °С в зависимости от тепловой нагрузки (мощности) составляет 3,8%...4,6%; до 12,8 МПа, 565/565 °С - 6,5. .7,8%; до 23,5 МПа, 560/565 °С - 9,5...11,7%.

Эффективность повышения параметров от 12,8 МПа, 565 °С до 23,5 МПа, 560 °С практически такая же, как и при переходе от 12,8 МПа, 565/565 °С до 23,5 МПа, 560/565 °С и в зависимости от значений противодавления за турбиной и единичной мощности турбин составляет 2. .6%.

Меньшие величины экономии топлива относятся к малым мощностям и турбинам с

отопительными отборами пара, а большие величины — к большим мощностям и турбинам с противодавлением.

Эффективность применения (использования) промперегрева пара в теплофикационных турбинах с отопительными отборами пара меньше, чем в конденсационных турбинах, и составляет (согласно рисунка 2) за отопительный период для пара начальных параметров 12,8 МПа, 565 °С 2...2,5 %, а для пара начальных параметров 23,5 МПа, 560 °С - 3,5... 4,0%. С учетом работы теплофикационных турбин в летний период на чисто конденсационном режиме эффективность промперегрева пара возрастает и за годовой период составляет 3,0... 3,5% и 4...5% соответственно для пара начальных параметров 12,8 МПа, 565 °С, и 23,5 МПа, 560 °С.

Тем не менее, промежуточный перегрев пара является одним из наиболее эффективных методов повышения экономичности теплофикационных турбин. В связи с этим актуальное значение имеют определение оптимальных параметров промперегрева и объективная оценка экономической эффективности его применения в схемах ПТУ с теплофикационными турбинами.

Исследование проведено для турбин УГЗ с производственным и отопительными отборами пара, а также для турбин с противодавлением с характерными для современного турбостроения параметрами свежего пара: 23,5 МПа, 560 °С; 16,0 МПа, 565 °С; 12,8 МПа, 565 °С. Температура промежуточного перегрева пара во всех случаях принималась равной 565 °С.

Для начального давления пара 23,5 МПа рассмотрены значения расходов пара на турбину 350, 700 и 1000 т/ч, а для начальных давлений 16,0 и 12,8 МПа — расход 1000 т/ч. Температура питательной воды принята независимой от давления промперегрева и расхода свежего пара, равной 263 °С при  $p_0 = 23,5$  МПа, 238 °С при  $p_0 = 16,0$  МПа и 231 °С при  $p_0 = 12,8$  МПа, что соответствует температуре питательной воды в современных турбоустановках. Давления пара в отборах турбины на ПВД при изменении давления промперегрева приняты неизменными, поскольку перераспределение нагрузок между отдельными ПВД относительно слабо влияет на сравнительную экономичность сопоставляемых вариантов. Результаты расчетов по определению влияния давления промперегрева на относительное изменение удельной выработки электроэнергии  $\Delta \mathcal{E} / \mathcal{E}_1$  представлены на рисунках 3а и 3б, а относительной экономии топлива — на рисунке 3, в.

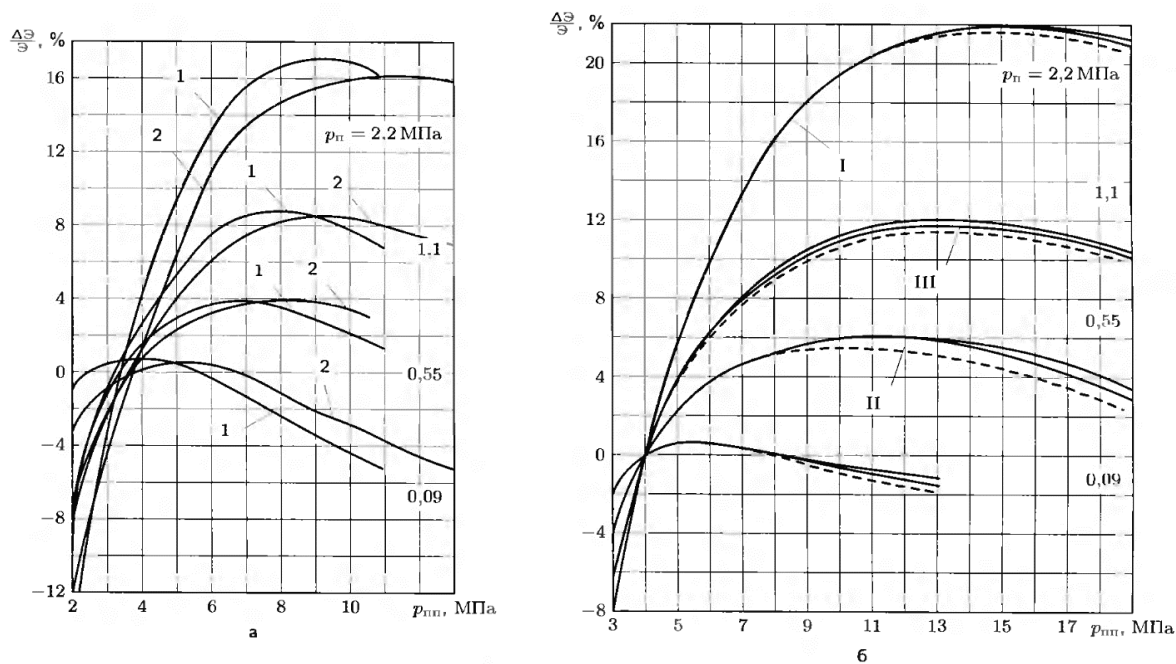


Рисунок 3. Влияние давления промперегрева на изменение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении (а, б) и относительной экономии топлива (в):

$$1 - p_0 = 12,8 \text{ МПа}, t_0 = 565^\circ\text{C}; 2 - p_0 = 16 \text{ МПа}, t_0 = 565^\circ\text{C}; 3 - p_0 = 23,5 \text{ МПа}, t_0 = 560^\circ\text{C};$$

$$I - G_{\text{турб}} = 1000 \text{ м} / \text{ч}; II - G_{\text{турб}} = 350 \text{ м} / \text{ч};$$

$$III - G_{\text{турб}} = 700 \text{ м} / \text{ч}; p_{nn}^{\text{opt}} - \text{при оптимальном давлении промперегрева пара}; p_{nn}^k - \text{при давлении промперегрева, принятом для конденсационных блоков}$$

Анализ этих данных показывает, что эффективность повышения давления промперегрева до оптимального значения для отопительного потока (отбора) пара невелика (возможное увеличение  $\Delta \mathcal{E} / \mathcal{E}_1$  составляет  $\sim 0,5\%$ , относительная экономия топлива —  $\sim 0,25\%$ ). Сравнительно малое влияние повышения давления промперегрева отопительного потока пара до его оптимального значения на экономичность турбины позволяет унифицировать теплофикационные и конденсационные блоки по давлению промперегрева, что и было принято для турбины Т-250/300-240 УТЗ.

Для производственного потока пара и выполнения промперегрева с давлением, принятым для конденсационных блоков, повышение экономичности возможно при противодавлении пара не выше  $0,4 \dots 0,5$  МПа. При выполнении промперегрева пара с оптимальным давлением величина противодавления производственного потока пара, при котором промперегрев позволяет обеспечить экономию топлива, возрастает до  $0,08 \dots 0,09$  от величины начального давления пара (рисунок 3 в).

В турбинах с промежуточным перегревом пара до  $565^\circ\text{C}$  температура пара перед ЧНД возрастает на  $\sim 150^\circ\text{C}$  по сравнению с турбинами без промперегрева. Это связано с соответствующим повышением температуры пара за ЧНД, что ограничивает возможность использования вентиляционного пропуска пара. Одним из возможных путей снижения температуры пара за ЧНД является организация работы блока в отопительный период с ограничением температуры промперегрева ( $t_{nn}$ ) до  $400 \dots 450^\circ\text{C}$ .

Температуру промперегрева можно снизить, во-первых, непосредственно на котле байпасированием парового теплообменника, а также частичным обводом газов помимо промперегревателя и, во-вторых, дополнительным впрыском охлаждающей воды в поток пара после промперегревателя.

Максимальный расход первичного пара на блоке в эксплуатационных условиях ограничивается пропускной способностью турбины и поэтому в обоих рассматриваемых вариантах снижения температуры промперегрева остается равным расходу пара при номинальной температуре промперегрева. Соответственно и максимальный расход пара, поступающего из турбины в промперегреватель, остается практически постоянным независимо от величины и способа снижения температуры промперегрева пара. При снижении температуры промежуточного перегрева пара непосредственно на котлоагрегате количество теплоты, подводимой во вторичном контуре котла, снижается, поэтому тепловая нагрузка и электрическая мощность блока уменьшаются. При снижении температуры промперегрева за счет впрыска охлаждающей воды количество теплоты, подводимой во вторичном контуре котла, остается неизменным. Электрическая мощность блока при этом уменьшается в связи со снижением температуры промперегрева пара, хотя и менее интенсивно, чем при уменьшении температуры промперегрева пара непосредственно на котле. Тепловая нагрузка блока увеличивается на величину, эквивалентную уменьшению мощности, поскольку количество теплоты, отводимой из котла при впрыске, остается постоянным, а количество теплоты, сбрасываемой в конденсатор, изменяется незначительно. При этом полагалось, что расчетный коэффициент теплофикации не зависит от температуры промежуточного перегрева пара и что в отопительный период блок работает по тепловому графику с номинальным расходом свежего пара.

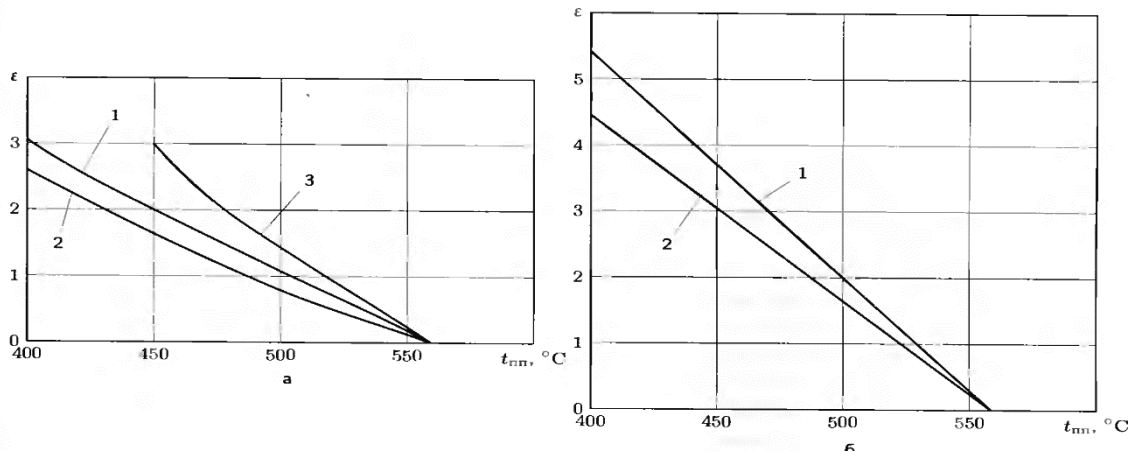


Рисунок 4. Изменение экономичности турбины Т-250/300-240 при снижении  $t_{mn}$ : а-на котле за счет байпасирования паропарового теплообменника и частичного обвода газов помимо промперегревателя; б-путем впрыска воды после промперегревателя; 1-двухступенчатый подогрев воды; 2-одноступенчатый подогрев сетевой воды; 3-конденсационный режим

Как видно из рисунка 4, при снижении непосредственно за счет байпасирования паропарового теплообменника и частичного обвода газов помимо промперегревателя экономичность блока снижается в меньшей степени, нежели при снижении  $t_{mn}$  впрыском воды после промперегревателя, и на  $10^\circ\text{C}$  составляет соответственно 0,17%, 0,27% на теплофикационных режимах при двухступенчатом подогреве сетевой воды и 0,23%, 0,3% — на конденсационных режимах.

Большее влияние изменения температуры промперегрева на экономичность конденсационного режима работы турбины по сравнению с теплофикационными объясняется тем, что из-за разности в значениях противодействия величина располагаемого перепада на турбине после промежуточного перегрева пара на конденсационном режиме больше, чем на теплофикационном. Соответственно при принятых в расчетах равных давлениях пара в регулируемых отборах на режиме с двумя отопительными отборами располагаемый перепад находящейся за промперегревом группы ступеней больше, чем на режиме с одним отопительным отбором.

Плотная регулирующая диафрагма НД позволяет свести до минимума протечки пара в часть низкого давления турбины и в конденсатор при работе турбины по тепловому графику за счет уменьшения изгибной жесткости поворотного кольца (ПК). Это обеспечивается тем, что со стороны подвода пара между каналами ПК от внутренней до наружной радиальной поверхностей выполнены сквозные пазы, боковые поверхности которых параллельны соседним боковым поверхностям каналов. При работе турбины на ПК действует усилие от перепада давления пара, под действием которого ПК деформируется в большей степени, чем жесткая диафрагма, что обеспечивает плотность прилегания ПК к телу и ободу последней. При работе с малыми пропусками пара в ЧНД вакуум в конденсаторе определяется эжектором поэтому при уплотнении диафрагмы он не изменяется и мощность на трение и вентиляцию ступеней ЧНД также не меняется.

Уменьшение вентиляционного пропуска пара в ЧНД приводит к разогреву рабочих лопаток и изменению их вибрационного состояния, поэтому применение плотных поворотных регулирующих диафрагм низкого давления может быть осуществлено только после тщательных исследований облопачивания ЧНД. Уменьшение пропуска пара в ЧНД от вентиляционного до нуля приводит к существенному росту температуры и изменению характера ее распределения по высоте направляющих и рабочих лопаток. Установлена закономерность в наличии максимума температуры для направляющих и рабочих лопаток. Для облопачивания ЦНД турбины Т-100-130 максимум температуры направляющих лопаток

зафиксирован на относительной высоте лопаток  $I = 0,5 \dots 0,75$  для регулирующей ступени и  $I = 0,75 \dots 0,8$  — для последней ступени

На рисунке 5 представлены обобщенные результаты опытов по работе последней ступени турбины Т-100-130 с вентиляционным пропуском пара в ЦНД (в конденсатор) и на бес паровом режиме. Максимальные значения температур направляющих лопаток приняты для  $I = 0,75$ . Для рабочих лопаток максимальная температура принята по температуре вершин, а при отсутствии этих данных — по температуре влагулавливающего кольца.

Как видно из рисунка 5, на бес паровом режиме работы ЦНД температура лопаток выше на  $70.. 80^{\circ}\text{C}$ , чем на режиме работы с вентиляционным пропуском пара. Включение охлаждающего устройства в конденсаторе позволяет снизить температуру лопаток на  $10\dots 20^{\circ}\text{C}$  на режимах с вентиляционным пропуском пара и на  $20 \dots 25^{\circ}\text{C}$  — на беспаровом режиме

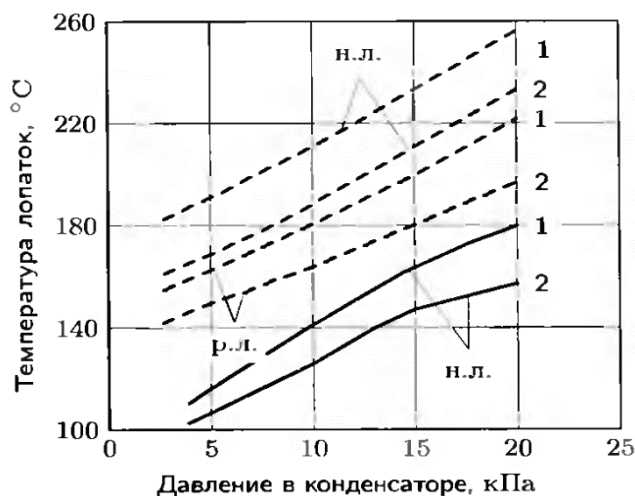


Рисунок 5. Зависимость температуры направляющих и рабочих лопаток последней ступени турбины Т-100-130 от давления в конденсаторе 1 — охлаждающее устройство в конденсаторе выключено; 2 — охлаждающее устройство включено, вентиляционный пропуск пара; беспаровой режим; н.л. — направляющие лопатки; р.л. — рабочие лопатки.

Применение плотных регулирующих диафрагм низкого давления целесообразно для турбин, в которых для охлаждения ступеней ЦНД используется специально подготовленный влажный пар, подаваемый в камеру после регулирующей ступени НД, например, в турбинах Т-250/300-240. Уменьшение горячих протечек пара через регуливающую диафрагму позволяет свести до минимума величину расхода пара на охлаждение ступеней ЦНД и повысить экономичность турбины на теплофикационных режимах работы.

#### Литература

1. Баринберг Г.Д. Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода / Г.Д. Баринберг, Ю.М. Бродов, А.А. Гольдберг, Л.С. Иоффе, В.В. Кортенко, В.Б. Новоселов, Ю.А. Сахнин. Екатеринбург: «Априо», 2010.