

- время суток;
  - состояние оборудования;
  - человеческий фактор (психологическое, физическое состояние)
- и разработать систему прогнозирования надежности.

Все вышеперечисленное должно в итоге сводиться к одним единицам измерения, должен определяться удельный вес фактора надежности в общем универсальном комплексном критерии, по которому будет производиться распределение нагрузок между агрегатами ТЭС.

УДК 621.165

## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛА ПРОМПЕРЕГРЕВА ДЛЯ УВЕЛИЧЕНИЯ ОТПУСКА ТЕПЛА ОТ ТУРБОУСТАНОВКИ К-200-130 ПРИ ПЕРЕВОДЕ В ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ**

**Л.А. Беляев, О.Ю. Ромашова**  
**Томский политехнический университет, г. Томск**  
**E-mail: [bel@ped.tpu.ru](mailto:bel@ped.tpu.ru)**

Потребность в отопительной нагрузке городов всегда опережает их потребность в электроэнергии. Кроме того, в настоящее время увеличение потребляемой электроэнергии сдерживается невысокими темпами развития промышленности, в то время как дефицит тепловой энергии наблюдается практически во всех крупных регионах России. Вместе с тем экономическое положение страны не позволяет надеяться на быстрый ввод новых крупных энергетических объектов, что заставляет искать дополнительные возможности повышения отпуска тепла от действующих турбоустановок на основе их реконструкции.

Наиболее распространен перевод конденсационных турбин на теплофикационный режим работы путем организации регулируемого отбора. При этом максимальная отопительная нагрузка турбины ограничивается минимальным расходом пара в конденсатор по условиям надежного охлаждения последних ступеней цилиндра низкого давления (ЦНД) для охлаждения последних ступеней и выхлопного патрубка с целью обеспечения надежной работы турбины на режимах с максимальными тепловыми нагрузками. Известно, что на выбор величины минимального вентиляционного пропуска ( $D_k^{min}$ ) основное влияние оказывают следующие факторы:

- 1) геометрические размеры последней ступени ( $L_z/d_z$ );
- 2) давление отработавшего пара в конденсаторе  $P_k$ ;
- 3) параметры охлаждающего пара на входе в ЦНД (температура, влажность, давление).

Промежуточный перегрев (ПП) пара на турбоустановках (ТУ) ТЭС при прочих равных условиях значительно увеличивает величину минимального пропуска пара в конденсатор за счет повышения температуры пара в проточной части цилиндров среднего и низкого давления.

По этой причине теплофикационные ТУ УТМЗ с давлением свежего пара  $P_0=13$  МПа выполняют без промперегрева, в отличие от конденсационных блоков на такие же начальные параметры, т.к. увеличение мощности турбиной в летний период за счет

использования ПП не компенсирует понижения тепловой экономичности конденсационного потока в отопительном сезоне.

Кроме того, использование для теплофикации паротурбинных блоков с ПП потребовало совершенствования схемы охлаждения проточной части низкого давления, т.к. традиционная схема охлаждения паром нижнего отопительного отбора, пропускаемого через щели регулируемой диафрагмы, оказывается неэффективной из-за высокой температуры отбираемого пара. Для турбоустановки Т-250-240 она потребовала бы 28-33 кг/с пара, что значительно снижает тепловую экономичность блока. Перевод охлаждения ЧНД этой турбины на влажный пар с  $y=(8+15) \%$  снижает  $D_k^{\min}$  до 7÷8 кг/с [1].

В связи с выше сказанным наличие промперегрева на ТУ К-200-130 при переводе ее в теплофикационный режим работы снижает возможную экономию топлива за счет реконструкции.

По данным испытаний этой турбины после традиционного перевода ее на работу с регулируемым теплофикационным отбором расход охлаждающего пара в ЦНД при максимальном отпуске тепла составляет (140 ÷ 207) т/ч при значениях давления пара в конденсаторе (0,0035 ÷ 0,005) МПа. Такой пропуск гарантирует работу выхлопной части с температурой не выше максимально допустимой, равной 60 С. Приведенные выше значения расходов значительно превышают вентиляционный пропуск теплофикационных турбин без промежуточного перегрева с такими же начальными параметрами и близкими геометрическими размерами последней ступени.

Дополнительный резерв по отпуску тепла при переводе турбины К-200-130 в теплофикационный режим можно получить, уменьшая минимальный пропуск в конденсатор за счет снижения температуры пара на входе в цилиндр среднего давления (ЦСД) и соответствующего уменьшения параметров пара перед ЦНД, направляя «лишний» пар на сетевую установку.

На рис.1 приведено принципиальное сравнение процессов расширения пара в турбине в  $h,s$ -диаграмме в режиме работы турбины с максимальным отпуском тепла при разных значениях температуры пара на входе в ЦСД ( $t_{\text{вх}}^{\text{ЦСД}}$ ).

Расчеты, выполненные для турбины К-200-130, показывают, что при снижении  $t_{\text{вх}}^{\text{ЦСД}}$  до температуры пара на выходе из цилиндра высокого давления ( $t_{\text{вых}}^{\text{ЦВД}}$ ) последние ступени ЦСД и вся проточная часть ЦНД будут находиться во влажном паре в пределах допустимой степени сухости. При этом температура пара на входе в ЦНД снижается от температуры порядка 200 °С до температуры насыщения при давлении за регулирующим органом теплофикационного отбора. Температура пара на выходе из ЦНД соответствует температуре насыщения при давлении в конденсаторе  $P_k$  и не превышает минимально допустимую температуру выхлопного патрубка.

Таким образом, учитывая следующие факторы:

- 1) в качестве основного критерия надежности охлаждения ЧНД турбинные заводы принимают температуру отработавшего пара [1];
- 2) перевод турбоустановки Т-250-240, имеющей большую выходную площадь последней ступени, чем рассматриваемая, с традиционной схемы охлаждения перегретым паром нижнего отбора на охлаждение влажным по специальной схеме, как было сказано выше, позволил снизить  $D_k^{\min}$  до (7÷8) кг/с [2];
- 3) теплофикационная турбина Т-175-130, не имеющая промежуточного перегрева, с начальными параметрами пара  $P_0 = 12,75$  МПа,  $t_0 = 555$  С и такой же высотой рабочей лопатки последней ступени, как у К-200-130

( $L_z=0,765$  м), надежно работает по «тепловому» графику с расходом пара в конденсатор  $D_k^{\min}=25$  т/час (около 7 кг/с) без выработки полезной мощности в ЦНД [3], а также используя расчетные и опытные зависимости минимального расхода от параметров на входе в ЦНД К-200-130 Томь-Усинской ГРЭС, можно предположить, что отказ от промперегрева позволит обеспечить надежную работу турбины в режимах максимальной тепловой нагрузки с расходом пара в конденсатор не выше 10 кг/с. При этом цилиндр низкого давления турбины будет работать без выработки полезной мощности. Значительное снижение объемного пропуска пара через последнюю ступень, приводящее к появлению развитого отрыва, требует расчета динамических напряжений в лопатках ступени [4]. Не исключена работа последней ступени с потреблением мощности. Не затрагивая в этой работе проблемы надежности работы ЦНД в малорасходных режимах, ограничимся расчетом *возможной* экономии топлива за счет снижения расхода охлаждающего пара в конденсатор.

Полный отказ от промперегрева для К-200-130 нецелесообразен, т.к. приведет к значительной недовыработке мощности турбиной, особенно в летний период. Следовательно, реконструкция котла должна предусматривать возможность снижения  $t_{вх}^{ЦСД}$  в отопительный период с сохранением номинальной температуры промперегрева  $t_{пп}$  при работе турбины в конденсационном режиме. Анализ возможных схем регулирования  $t_{пп}$  показывает довольно ограниченный диапазон изменения температуры промперегрева.

Снижение температуры пара на входе в ЦСД в отопительный период возможно осуществить без реконструкции котла с сохранением расчетных условий работы промежуточного пароперегревателя во всех режимах, установив на трубопроводах горячей промперегрева узлы впрыска (УВ), конструктивно подобные впрыскивающим пароохладителям. Согласно предлагаемой схеме реконструкции (рис.2), часть пара из горячей линии паропроводов ПП отбирается на дополнительный сетевой подогреватель (ДСП), где конденсируется, нагревая сетевую воду помимо ее традиционного подогрева в основном сетевом подогревателе (СП), и возвращается в трубопровод горячей нитки промперегрева в узел впрыска. Узел впрыска обеспечивает выравнивание параметров пара на входе в часть среднего давления турбины после ввода в него дренажа сетевого подогревателя.

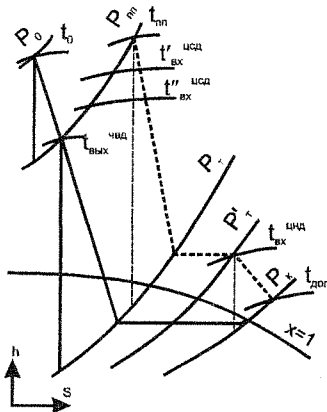


Рис.1. Процесс расширения пара в турбине в режиме работы с максимальной отопительной нагрузкой  
 - - - - с промперегревом ;  
 ————— без промперегрева

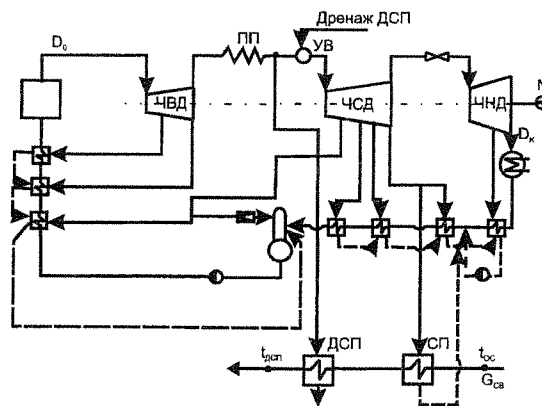


Рис.2. Принципиальная схема использования тепла промперегрева для увеличения тепловой нагрузки турбоустановки К-200-130

Для расчета показателей работы турбоустановки в различных режимах работы при изменении  $D_0$  и температуры пара на входе в ЦСД построена математическая модель ТУ. За расчетный принят конденсационный режим работы с максимальным расходом свежего пара. При моделировании теплофикационных режимов использованы расчетные и опытные данные блока К-200-130 Томь-Усинской ГРЭС, переведенного на теплофикационный режим работы по традиционной схеме. Расчеты выполнены для давления пара в конденсаторе 0,0035 МПа.

Работа турбины с пониженными параметрами пара на входе в ЦСД приводит к значительному снижению электрической мощности турбины. При этом мощность ЦСД падает за счет уменьшения теоретического теплоперепада в цилиндре, снижения объемного пропуска пара и появления потерь от влажности. ЦНД в режимах максимальной тепловой нагрузкой работает без выработки полезной мощности.

На рис.3 приведено сравнение балансов тепла ТУ при максимальной тепловой нагрузке для традиционной схемы реконструкции и предлагаемой. В результате использования тепла промперегрева максимальный отпуск тепла из теплофикационного отбора увеличивается от 208 МВт до 252 МВт. Дополнительный отпуск тепла за счет снижения температуры пара на входе в ЦСД составляет 114 МВт, в том числе из теплофикационного отбора за счет снижения расхода пара в конденсатор на 44 МВт и за счет использования тепла промперегрева в пиковом сетевом подогревателе на 70 МВт.

Электрическая мощности  $N_{Э}$  турбины падает от 165 МВт до 132 МВт; однако мощность, вырабатываемая теплофикационным потоком пара  $N_{Э}^T$  увеличивается от 109 МВт до 124 МВт (на 15 МВт по сравнению с традиционной реконструкцией), а мощность, вырабатываемая конденсационным потоком пара  $N_{Э}^K$  снижается с 56 МВт

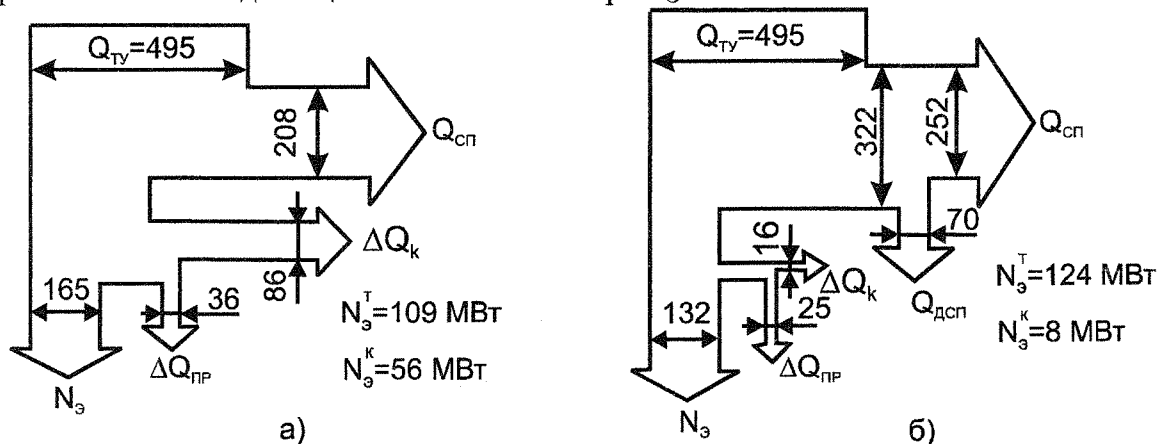


Рис.3. Балансы тепла (МВт): а) - традиционная реконструкция; б) - предлагаемый вариант

до 8 МВт (на 48 МВт по сравнению с традиционной схемой). Рост мощности, вырабатываемой на тепловом потреблении, объясняется увеличением расхода пара в теплофикационный отбор за счет уменьшения энтальпии в этом отборе.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении снижается от 0,52 до 0,49. Однако она характеризует лишь экономичность теплофикационного потока, а предлагаемые решения направлены на повышение тепловой экономичности конденсационного пропуска. Поэтому, в целом, тепловая экономичность схемы повышается за счет частичного вытеснения неэкономичной конденсационной выработки

теплофикационной, т.е. общее снижение мощности происходит практически лишь за счет уменьшения ее низкоэкономичной конденсационной составляющей. Значение КПД турбоустановки по выработке электрической энергии  $\eta_{ту}^э$  увеличивается от 0,576 до 0,770. Повышение тепловой экономичности предлагаемой схемы реконструкции по сравнению с традиционной объясняется снижением потери тепла в конденсаторе от 86 МВт до 16 МВт.

На рис. 4 приведена графическая зависимость КПД турбины по выработке электроэнергии от температуры пара на входе в ЦСД, а на рис.5 - диаграмма изменения тепловой и электрической мощности турбины в зависимости от этого параметра.

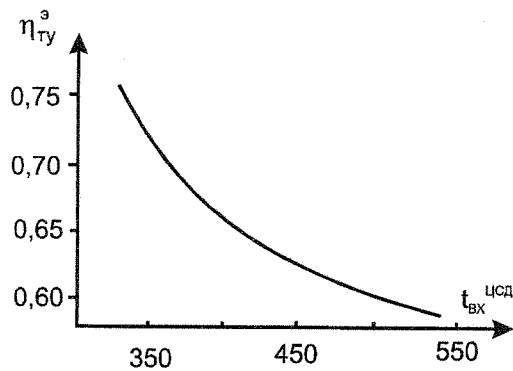


Рис.4. Зависимость КПД турбоустановки по выработке электроэнергии от температуры пара на входе в ЦСД ( $D_0 = \text{const}$ )

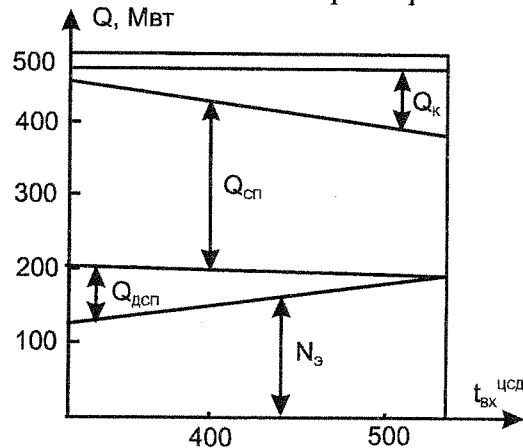


Рис.5. Диаграмма изменения мощности и тепловой нагрузки турбины от температуры пара на входе в ЦСД

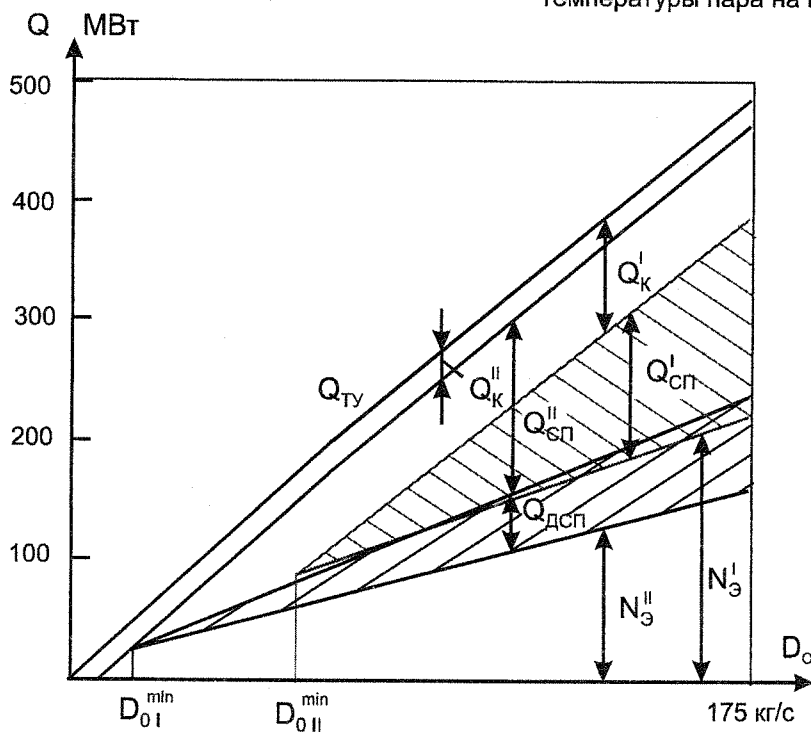


Рис.6. Тепловой баланс ТУ при разных значениях расхода острого пара и максимально-возможном отпуске тепла (параметры с одним штрихом относятся к традиционной схеме, с двумя - к предлагаемой)

На рис. 6 представлены результаты расчета максимально возможного отпуска тепла от ТУ при снижении расхода острого пара.

Улучшение показателей тепловой экономичности при работе турбоустановки по предлагаемой схеме подтверждается расчетом экономии топлива в сравниваемых вариантах по отношению к отдельной выработке тепла и электроэнергии.

В общем случае снижение часового расхода топлива за счет комбинированной выработки на ТЭЦ по сравнению с отдельной на КЭС и котельной можно рассчитать

$$\Delta B = B_{\text{ТЭЦ}} - B_{\text{разд.}}$$

Расход топлива при отдельной выработке

$$B_{\text{разд.}} = N_{\text{Э}} \cdot b_{\text{КЭС}} + Q_{\text{Т}} \cdot b_{\text{кот}},$$

где  $b_{\text{КЭС}}$  - удельный расход условного топлива на КЭС, принимаем  $b_{\text{КЭС}} = 0,34$  кг у.т./кВтч);

$b_{\text{кот}}$  - удельный расход условного топлива на котельной, принимаем  $b_{\text{кот}} = 0,156$  кг у.т./кВтч);

При принятом в расчетах постоянном расходе пара на турбину 175 кг/с тепло от ТЭЦ в сравниваемых вариантах не меняется и может быть определено

$$B_{\text{ТЭЦ}} = Q_{\text{ТУ}} \cdot 3600 / (Q_{\text{НР}} \cdot \eta_{\text{К}} \cdot \eta_{\text{ТР}}),$$

где  $Q_{\text{ТУ}} = 495$  МВт (см. рис.3),

$Q_{\text{НР}}$  - низшая рабочая теплота сгорания условного топлива,

$Q_{\text{НР}} = 29300$  кДж/кг.

$$B_{\text{ТЭЦ}} = 495 \cdot 3600 / (29,3 \cdot 0,92 \cdot 0,98) = 88548 \text{ кг/час.}$$

*I вариант (традиционная реконструкция):*

электрическая мощность турбины  $N_{\text{Э}} = 165$  МВт, отпуск тепла от турбоустановки  $Q_{\text{Т}} = Q_{\text{СП}} = 208$  МВт.

Экономия топлива по сравнению с отдельной схемой

$$\Delta B_{\text{I}} = 88548 - (165 \cdot 0,34 + 208 \cdot 0,156) = -21,091 \text{ т у.т./час.}$$

*II вариант (предлагаемая реконструкция):*

электрическая мощность турбины  $N_{\text{Э}} = 132$  МВт, отпуск тепла от турбоустановки  $Q_{\text{Т}} = Q_{\text{СП}} + Q_{\text{ДСП}} = 332$  МВт.

Экономия топлива по сравнению с отдельной схемой

$$\Delta B_{\text{II}} = 88548 - (132 \cdot 0,34 + 332 \cdot 0,156) = -29,215 \text{ т у.т./час.}$$

Предлагаемая реконструкция дает по сравнению с традиционной снижение расхода топлива  $\Delta B = \Delta B_{\text{II}} - \Delta B_{\text{I}} = -8,8124$  т у.т./час, что при числе часов использования максимума тепловой нагрузки 2000 приводит к годовой экономии более 16 тыс. т у.т. в год.

К аналогичному результату приходим при использовании в расчетах замещающих тепловой и электрической мощностей.

Учитывая, что адекватность модели может быть подтверждена лишь экспериментально и не исключая погрешности расчета потерь энергии в ступенях, примем возможное снижение эффекта в два раза. Но и в этом случае при цене топлива 400 руб./т у.т. экономия топливных издержек может составить более трех миллионов рублей в год.

### **Выводы**

1). Анализ процесса расширения пара в цилиндрах среднего и низкого давления турбины К-200-130 показывает возможность уменьшения величины минимального расхода пара в ЧНД за счет снижения температуры пара на входе в ЦСД.

2). Уменьшение вентиляционного расхода охлаждающего пара позволяет:

- увеличить отпуск тепла от турбоустановки на 114 МВт, что составляет 55%, в том числе из теплофикационного отбора ( за счет снижения расхода пара в конденсатор )- на 44 МВт и за счет использования тепла промперегрева в пиковом сетевом подогревателе - на 70 МВт.

- в режиме максимальной отопительной нагрузки дополнительно нагреть воду в сетевой установке турбины на 9 °С;

- несмотря на снижение электрической мощности турбины от 165 МВт до 132 МВт повысить КПД турбоустановки по выработке электроэнергии в режиме работы с максимальной тепловой нагрузкой на величину порядка 30 % за счет снижения потери тепла в холодном источнике.

3). Использование тепла промперегрева для увеличения отпуска тепла от турбоустановки при ее реконструкции может дать экономию топлива по сравнению с традиционной схемой порядка 8-16 тыс. т. у. т., что при цене условного топлива 400 руб./т.у.т. снижает годовые топливные издержки более, чем на 3 млн. руб. в год.

### **Литература:**

1. В.К. Балабанович. Охлаждение проточной части паровых турбин на режимах с минимально-вентиляционными пропусками пара.// Изв. вузов. «Энергетика», 1981, №11.
2. Пуско-наладочные испытания системы охлаждения ЦНД турбин Т-250/300-240 на ТЭЦ-22 Мосэнерго. Отчет ПО ТМЗ. ТМТ-112630.
3. Ю.П. Соловьев. Проектирование теплоснабжающих установок для промышленных предприятий. – М.: Энергия, 1984.
4. Г.С. Самойлович, Б.М. Трояновский. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. – М.: Энергоиздат, 1982.