

ПРИОРИТЕТНОСТЬ ПЕРЕВОДА В РЕЖИМ ТЕПЛОФИКАЦИОННОГО ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ ТУРБИН ТЭЦ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Канд. техн. наук ЯКОВЛЕВ Б. В.

РУП «БелНИПИэнергопром»

Докт. техн. наук, проф. КАЧАН А. Д.

Белорусская государственная политехническая академия

В последнее время в связи с уменьшением максимума электрических нагрузок энергосистемы снижается необходимость в использовании конденсационной мощности турбин ТЭЦ, одновременно возросла актуальность экономии топлива. Появились экономические предпосылки для перевода турбин высокого давления в режим теплофикационного противодавления с подогревом в конденсаторе сетевой воды, который возможен при условии обеспечения их полной тепловой нагрузки хотя бы в течение отопительного периода работы ТЭЦ. Для повышения экономичности и надежности работы турбин в режиме теплофикационного противодавления целесообразно удалить последнюю ступень, потребление мощности в которой на таком режиме составляет около 70 % от суммарного потребления мощности ступенями ЧНД. Однако при этом, как правило, будет исключаться возможность работы турбин с конденсационной выработкой электроэнергии. Поэтому выбор типа турбин, переводимых в режим теплофикационного противодавления, в первую очередь определяется их конструктивными особенностями и показателями работы до модернизации по графику электрических нагрузок.

Эффективность работы теплофикационных турбин по графику электрических нагрузок определяется относительным приростом расхода (ОПР) теплоты на выработку электроэнергии

$$r = \frac{dQ_0}{dN_T} = \frac{dQ_3}{dN_T}, \quad (1)$$

где Q_0 , Q_3 – расход теплоты в свежем паре и на выработку электроэнергии; N_T – мощность турбины.

Очевидно, что в (1)

$$Q_3 = Q_0 - Q_T, \quad (2)$$

где Q_T – заданная тепловая нагрузка турбоустановки.

Значения ОПР теплоты на выработку электроэнергии турбоустановками ТЭЦ зависят от многих факторов, в частности таких, как величина тепловой нагрузки, давление пара в регулируемых отборах, температура охлаждающей воды и др. Однако определяющим фактором является величина и структура тепловых нагрузок турбин.

При этом, как было показано в [1], на некоторых режимах ОПР теплоты или топлива на дополнительную (сверх «привязанной» теплофикационной)

выработку электроэнергии на ТЭЦ может оказаться ниже, чем для конденсационных энергоблоков.

Такие режимы имеют место прежде всего при относительно небольшой тепловой нагрузке турбин, когда расход свежего пара при работе турбин по тепловому графику оказывается существенно ниже номинального. В этом случае при определенном увеличении электрической нагрузки турбины расход пара через ЦВД и другие ее отсеки приблизится к расчетному, что обеспечит рост их внутреннего относительного КПД. Как следствие, при этом происходит увеличение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении, т. е. частично прирост мощности турбин будет обеспечен за счет теплофикационной выработки электроэнергии с небольшим ОПР теплоты $r_{\text{тф}} \cong 1$.

Кроме того, на начальной стадии увеличения расхода пара в конденсаторы турбин сверх минимально-вентиляционного, соответствующего режиму работы турбин по тепловому графику, происходит быстрый рост КПД ступеней части низкого давления (ЧНД) турбоустановок, что также может способствовать снижению ОПР теплоты на конденсационную выработку электроэнергии.

Ниже приводятся результаты расчетов приростов расхода теплоты на выработку электроэнергии на основе определения показателей работы турбин по программе БЭРН, моделирующей нормативные энергетические характеристики турбин Минской ТЭЦ-3, при различных величинах тепловой нагрузки турбоустановок и изменении их электрической мощности $N_{\text{т}}$ с определенным шагом от минимальной, соответствующей режиму работы по тепловому графику, до максимально возможной по техническим ограничениям.

В расчетах находились удельный расход теплоты на выработку электроэнергии $q_{\text{т}}$ и величина

$$Q_3 = q_{\text{т}} N_{\text{т}}. \quad (3)$$

Полученные значения Q_3 аппроксимировались по специальной компьютерной программе, реализующей метод наименьших квадратов, в виде полинома третьей степени

$$Q_3 = a_0 + a_1 N_{\text{т}} + a_2 N_{\text{т}}^2 + a_3 N_{\text{т}}^3. \quad (4)$$

В результате ОПР теплоты на выработку электроэнергии находился путем дифференцирования (4), т. е. по уравнению второй степени

$$r = \frac{dQ_3}{dN_{\text{т}}} = a_1 + 2a_2 N_{\text{т}} + 3a_3 N_{\text{т}}^2. \quad (5)$$

Расчет ОПР теплоты производился для турбин с начальным давлением пара 12,8 МПа типа Т-100-130, ПТ-60-130/13 во всем возможном диапазоне их тепловых и электрических нагрузок. Их анализ в кратком виде заключается в следующем. На всех режимах работы турбин Т-100-130 с одноступенчатым подогревом сетевой воды, возможных, например, в летний период, значения ОПР теплоты на выработку электроэнергии оказались выше

этого показателя для замещающих блоков $q_{\text{зам}}$. При этом принималось $q_{\text{зам}} = 2,21$, т. е. как для турбин типа К-300-240. Сказанное иллюстрируется данными рис. 1, отображающими характер изменения прироста расхода теплоты dQ_3/dN_T при давлении пара в нижнем отопительном отборе турбины $p_T^H = 0,6$ бар и изменении тепловой нагрузки турбины от 70 до 140 МВт.

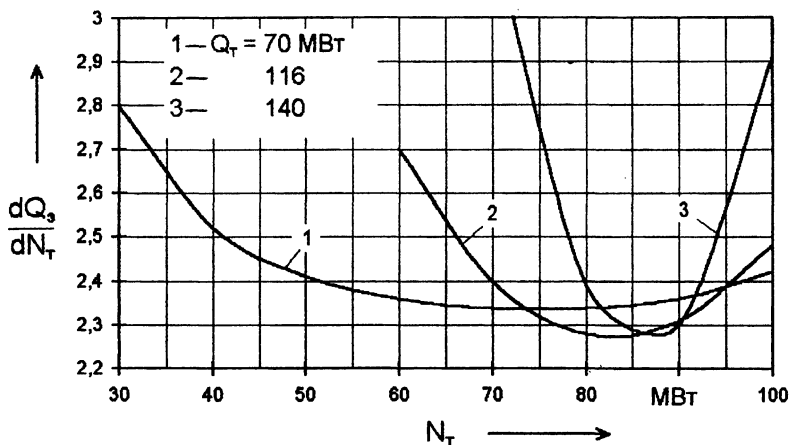


Рис. 1

Объясняется это, во-первых, низким паровым сопротивлением ЧНД турбин Т-100-130, включающей только две ступени (турбина Т-100-130 ст. № 8 МТЭЦ-3 работает с удаленной последней ступенью). По этой причине при поддержании в нижнем отопительном отборе давления $p_T^H = 0,5...0,6$ бар при всех возможных расходах пара в конденсатор имеет место большая степень его дросселирования в поворотных диафрагмах ЧНД.

Второй причиной высоких значений ОНР теплоты на выработку электроэнергии для турбин Т-100-130 является применение в ЦВД двухвенечной регулирующей ступени, имеющей меньшую экономичность, чем одновенечные ступени давления [2].

При работе турбины Т-100-130 ст. № 7 с двухступенчатым подогревом сетевой воды появляется узкий диапазон электрических нагрузок со значениями ОНР теплоты меньше 2,21. Однако этот диапазон небольшой и имеет место при относительно высоком давлении пара в верхнем отборе $p_T^B \geq 0,8$ бар, но небольших тепловых нагрузках турбины $Q_{от} \leq 116$ МВт/ч, т. е. на режимах, не характерных для реальных условий работы ТЭЦ.

Для примера на рис. 2 приведены зависимости $dQ_3/dN_T = f(N_T)$ для случая работы турбины при давлении в верхнем отопительном отборе $p_T^B = 0,8$ бар и различной тепловой нагрузке.

Экстремальный характер полученных для турбины Т-100-130 зависимостей $dQ_3/dN_T = f(N_T)$ объясняется, на наш взгляд, взаимным влиянием увеличения расхода пара на экономические характеристики промежуточного отсека (ПО) и ЧНД турбины.

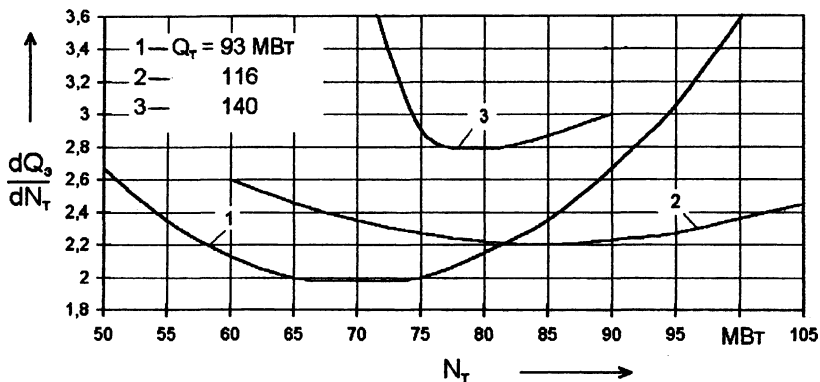


Рис. 2

Таким образом, турбины Т-100-130 не могут эффективно использоваться в режимах электрического графика нагрузок и должны работать с минимальным расходом пара в конденсатор.

Сказанное относится и к турбинам УТМЗ на начальное давление пара 12,8 МПа типа Т-50-130 и ПТ-50-130/7, также отличающихся малым паровым сопротивлением ЧНД и применением двухвенечной регулирующей ступени в ЦВД.

Существенно отличаются результаты, полученные для турбин ПТ-60-130/13, имеющих одновенечную регулирующую ступень в ЧВД и развитую ЧНД, поэтому более приспособленных для работы по электрическому графику. Для этих турбин существует определенный диапазон электрических нагрузок, возрастающий при уменьшении уровня тепловых нагрузок, в котором значения ОПР теплоты на выработку электроэнергии получаются менее 2,21.

На рис. 3 показаны зависимости ОПР теплоты от электрической мощности турбины ПТ-60-130/13 ст. № 5 МТЭЦ-3 при некотором возможном сочетании тепловых нагрузок производственного Q_n и отопительного $Q_{от}$ отборов.

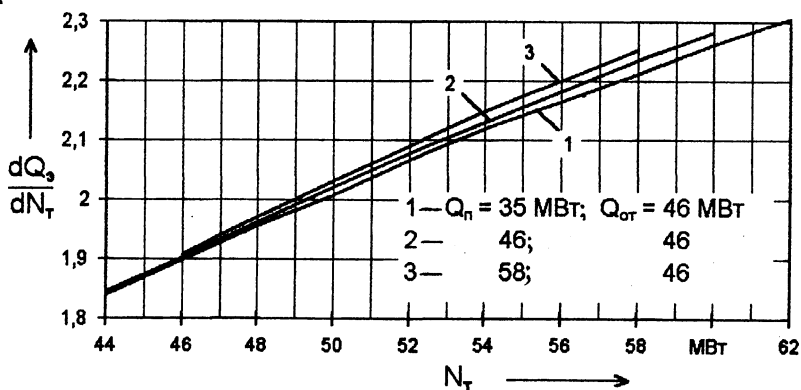


Рис. 3

Как видно, при указанных тепловых нагрузках целесообразна работа турбины по электрическому графику с мощностью 56...58 МВт, т. е. она должна участвовать в регулировании графика электрической нагрузки

энергосистемы. При этом будет обеспечиваться максимальный эффект от теплофикации и наибольшая прибыль на самой ТЭЦ.

Приведенные на рис. 1...3 данные получены при расчетном для обеих турбин давлении отработавшего пара. С учетом его изменения при увеличении расхода пара в конденсатор показатели работы турбин по электрическому графику ухудшаются. Однако расчеты показывают, что для турбины ПТ-60-130/13 и в этом случае сохраняется, хотя и меньший, чем по данным рис. 3, диапазон электрической мощности с приростом $dQ_e/dN_T \leq 2,21$.

Как показывают расчеты, эффект по снижению приростов расхода теплоты при увеличении электрической нагрузки турбин ПТ-60-130/13, работающих с частичными тепловыми нагрузками, имеет место на режимах ПТ (включены регуляторы давления производственного и отопительного отборов). Объясняется это тем, что на таких режимах увеличение расхода пара на турбину не только приводит к повышению КПД ЧВД, но и обеспечивает снижение степени дросселирования пара в клапанах ЧСД.

На режимах Т (с отключенным регулятором производственного отбора) эффект от снижения потерь на дросселирование пара в клапанах ЧСД будет практически отсутствовать, поэтому значения приростов dQ_e/dN_T получаются более высокими.

Таким образом, турбины ПТ-60-130/13 при определенных условиях могут использоваться для регулирования графика электрических нагрузок энергосистемы и их перевод в режим теплофикационного противодавления может негативно сказаться на общем уровне экономичности работы ТЭС энергосистемы. Перевод этих турбин в режим теплофикационного противодавления с удалением последней ступени может быть вынужденным, например при ее повреждении, а также оправданным для ТЭЦ, работающих с большим уровнем тепловых нагрузок, когда одна из турбин ПТ-60-130/13 без ущерба для оптимального распределения электрических нагрузок в энергосистеме может постоянно находиться в работе по тепловому графику.

Более оправданным, как было показано выше, является перевод в режим теплофикационного противодавления турбин высокого давления типа Т и ПТ УТМЗ мощностью 50...110 МВт.

В настоящее время проводятся работы по переводу на теплофикационное противодавление турбины ПТ-50-130/7 ст. № 5 Новополоцкой ТЭЦ. Она не только по экономическим факторам, но и по особенностям схемы электрических соединений Новополоцкой ТЭЦ не может использоваться в летний период, а в зимний период должна работать по тепловому графику с максимальной отопительной нагрузкой и ступенчатым подогревом сетевой воды, что обеспечивает большую величину удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

При переводе этой турбины на теплофикационное противодавление через ее конденсатор должен пропускаться максимально возможный расход сетевой воды, чтобы уменьшить нагрев воды в нем и этим до минимума снизить давление отработавшего пара. При этом в случае удаления последней ступени можно обеспечить работу ЧНД с положительным КПД.

Как уже было исследовано в [3...5], при положительном КПД ЧНД в режиме теплофикационного противодавления турбина должна работать с увеличенным расходом пара в конденсатор, и, как правило, со свободным распределением пара по ступеням подогрева сетевой воды (конденсатор –

подогреватель Т-отбора), т. е. при полностью открытой поворотной диафрагме ЧНД. При этом для указанных выше теплофикационных турбоустановок УТМЗ будет обеспечиваться нормальный трехступенчатый подогрев сетевой воды.

Расчет реального распределения подогрева сетевой воды по ступеням на таком режиме может производиться как и для турбин с двухступенчатым подогревом воды на основе совместного решения уравнения теплового баланса нижнего сетевого подогревателя (НСП) и уравнения Стодолы (взаимосвязь расхода и давления пара перед и за ступенями турбины) для промежуточного отсека (ПО) между верхним и нижним отопительными отборами.

Отличие состоит в том, что при изменении расхода пара в конденсатор будет изменяться и температура сетевой воды на входе в НСП. Это требует выполнения расчетов методом итераций, что легко обеспечивается при использовании методики [6] с применением ЭВМ.

КПД ПО и ЧНД при таких расчетах может определяться через объемный расход пара или располагаемый теплоперепад по формуле [6]

$$\eta_{oi} = \eta_{oi}^p \left[1 - \left(\sqrt{\frac{H_0^p}{H_0}} - 1 \right)^2 a \right], \quad (6)$$

где H_0, H_0^p – располагаемый изоэнтропный теплоперепад на отсек ступеней в рассматриваемом и расчетном режимах (при расчетном КПД отсека η_{oi}^p);

a – постоянный коэффициент, зависящий от числа ступеней в отсеке и их конструктивных характеристик. Для предотборного и промежуточного отсеков турбины ПТ-50-130/7 $a \cong 0,7 \dots 0,8$, для отсека ЧНД $a \cong 0,9 \dots 1,1$.

Достаточным признаком работы ЧНД с положительным КПД является, естественно, работа с положительной мощностью последней ступени модернизированного ЧНД. Для указанных выше турбин УТМЗ при удалении последней ступени в составе ЧНД останется одна ступень. Поэтому для установления факта работы ЧНД с положительным или отрицательным КПД достаточно сопоставить объемный расход пара на выходе из турбины со значением его $(Gv_2)_{xx}$, соответствующим холостому ходу этой ступени.

Расчет $(Gv_2)_{xx}$ можно произвести по методике [7] с использованием приведенной по данным [7] на рис. 4 зависимости

$$\frac{(Gv_2)_{xx}}{F_n u} = f \left(\frac{F_c}{F_n} \right), \quad (7)$$

где G, v_2 – расход и удельный объем пара за ступенью;

u – окружная скорость на среднем диаметре ступени;

F_c, F_n – минимальное сечение выхода пара из сопел и рабочих лопаток ступени.

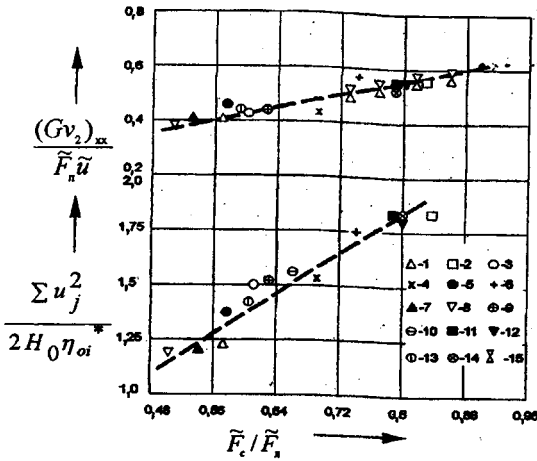


Рис. 4. Характеристики холостого хода для различных ступеней и отсеков: 1, 2, 3, 4 – ЧНД турбин ПТ-60-130, ПТ-135-130, Т-50-130, Т-180-130; 5, 6, 7, 8 – последние ступени турбин К-300-240 ЛМЗ, К-300-240 ХТГЗ и К-100-90 до и после модернизации; 9, 10 – ступени № 27...29 и № 27, 28 турбины ПТ-60-130; 11, 12 – ступени № 23, 24 и № 23 турбины ПТ-135-130; 13, 14 – 24-я ступень турбины Т-50-130 и 26-я ступень турбины Т-180-130; 15 – модельная ступень ХПИ

Соответственно:

$$F_c = \pi d_1 l_c \sin \alpha_1 ; \quad (8)$$

$$F_n = \pi d_2 l_n \sin \beta_2 , \quad (9)$$

где d_1, d_2 – средний диаметр для сопловой решетки и рабочего колеса ступени;

α_1, β_2 – углы выхода потока из сопел и рабочих лопаток;

l_c, l_n – высота сопловых и рабочих лопаток ступени.

При применении зависимости (7) для группы ступеней используются приведенные характеристики отсека [7]:

$$\tilde{F}_c = \sum_{j=1}^n F_{cj} / n ; \quad (10)$$

$$\tilde{F}_n = \sum_{j=1}^n F_{nj} / n ; \quad (11)$$

$$\tilde{u} = \sqrt{\sum_{j=1}^n u_j^2 / n} , \quad (12)$$

где j, n – номер и количество ступеней в отсеке.

По заводским данным для предпоследней ступени ЧНД турбины Т-110-130:

$$d_1 = 1,743 \text{ м}; \sin \alpha_1 = 0,238; F_c = 0,456 \text{ м}^2;$$

$$d_2 = 1,744 \text{ м}; \sin \beta_2 = 0,395; F_n = 0,756 \text{ м}^2;$$

$$u = 237,81 \text{ м/с. При этом } F_c / F_n = 0,592 .$$

Тогда, используя данные рис. 4, можно записать

$$(Gv_2)_{\text{xx}} \approx 0,4F_n u . \quad (13)$$

Расчеты по (13) показывают, что для двух предпоследних ступеней ЧНД турбины Т-100-130 $(Gv_2)_{\text{xx}} \approx 175 \text{ м}^3/\text{с}$, а для предпоследней ступени ЧНД турбин Т-50-130 и ПТ-50-130/7 $(Gv_2)_{\text{xx}} \approx 85 \text{ м}^3/\text{с}$.

В целом проведенные исследования показали следующее.

Турбины УТМЗ мощностью 50...110 МВт при удалении в ЧНД последней ступени могут работать с положительным КПД ЧНД, если для подогрева сетевой воды будет использоваться вся поверхность конденсатора (причем конденсатор преимущественно должен включаться по четырехходовой схеме пропускания сетевой воды). В конденсаторе при этом будет обеспечиваться небольшой (3...4 °С) температурный напор и при увеличении тепловой нагрузки конденсатора (расхода пара в ЧНД) объемный расход пара на выходе ЧНД будет, как правило, превышать $(Gv_2)_{\text{xx}}$. Исключение могут составлять лишь режимы с предельно высокой (на уровне 70 °С) температурой обратной сетевой воды, которая для отлаженных систем теплоснабжения с учетом нагрузки горячего водоснабжения маловероятна.

Если для подогрева сетевой воды использовать только поверхность встроенного в конденсатор теплофикационного пучка, то в связи со значительным увеличением температурного напора в пучке при увеличении его тепловой нагрузки и соответственно давления отработавшего пара обеспечить режимы с положительным КПД ЧНД даже при удалении последней ступени не удастся.

Поэтому при работе турбин типа Т и ПТ с теплофикационным противодавлением необходимо подавать сетевую воду через всю поверхность конденсатора, хотя для реализации такой схемы может потребоваться реконструкция конденсатора с установкой ребер жесткости в водяных камерах.

Такое решение принято, в частности, в проекте перевода на режим трехступенчатого подогрева сетевой воды с удаленной последней ступенью турбины ПТ-50-130/7 ст. № 5 Новополоцкой ТЭЦ.

Соответствующую реконструкцию конденсатора с реализацией схемы подачи сетевой воды через всю его поверхность целесообразно осуществить на турбине Т-100-130 ст. № 8 Минской ТЭЦ-3. Эта турбина уже длительное время работает без последней ступени в режиме трехступенчатого подогрева сетевой воды, но с минимальным расходом пара в конденсатор и подачей сетевой воды только через встроенный теплофикационный пучок, т. е. на ней не полностью реализованы термодинамические и режимные возможности для достижения максимального энергетического эффекта –

увеличения теплофикационной выработки электроэнергии и соответственно экономии топлива в энергосистеме.

Установлено, что в режиме теплофикационного противодействия на турбине Т-100-130 в среднем можно получить положительную мощность ЧНД около 1 МВт, а по сравнению с вариантом работы без удаленной последней ступени мощность турбины возрастает примерно на 3 МВт. Для турбин Т-50-130 и ПТ-50-130/7 с однопоточным ЧНД указанные значения мощности снизятся примерно вдвое.

Таким образом, перевод на теплофикационное противодействие турбин УТМЗ мощностью 50...110 МВт с удалением последней ступени и организацией оптимального трехступенчатого подогрева сетевой воды не только обеспечит полную утилизацию теплоты отработавшего пара, но и позволит увеличить мощность турбоустановок при одновременном повышении надежности их работы из-за предотвращения чрезмерного разогрева выхлопного патрубка. Кроме того, при увеличении расхода пара в конденсатор можно исключить потери теплоты по линии рециркуляции конденсата, которые для турбин мощностью 50 МВт доходят до 2 МВт.

ЛИТЕРАТУРА

1. Качан А. Д. Разработка методов анализа показателей топливоиспользования, оптимизация режимов и технологических схем ТЭЦ с целью повышения их системной эффективности: Дис. ... докт. техн. наук. – Мн.: БПИ, 1992. – 361 с.
2. Щегляев А. В. Паровые турбины. – М.: Энергия, 1976. – 368 с.
3. Яковлев Б. В., Качан А. Д. Перевод конденсационных турбин на теплофикационное противодействие // Промышленная энергетика. – 1969. – № 10 – С. 51–53.
4. Леонков А. М., Яковлев Б. В. Возможности повышения эффективности использования и совершенствования теплофикационных паротурбинных установок с отопительными отборами пара // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений). – 1970. – № 12. – С. 43–49.
5. Качан А. Д., Яковлев Б. В. Справочное пособие по технико-экономическим основам ТЭС. – Мн.: Высш. шк., 1982. – 318 с.
6. Яковлев Б. В. Методика исследования на ЭВМ переменных режимов турбоустановки с двумя отопительными отборами пара // Теплоэнергетика. – 1970. – Вып 1. – С. 206–210.
7. Эфрос Е. И. Исследование характеристик ЧНД на малорасходных режимах с целью повышения эффективности и маневренности современных теплофикационных турбин: Дис. ... канд. техн. наук. – Киров: КПИ, 1988. – 251 с.

Представлена научной
секцией НТС
РУП «БелНИПИэнергопром»

Поступила 26.09.2001