

УДК 621.1

*Д. М. Суворов, А. Г. Шемпелев,
Н. В. Татарина, П. В. Иглин*

РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ ПРЕДЛОЖЕНИЙ ПО ПОДОГРЕВУ СЕТЕВОЙ ВОДЫ В КОНДЕНСАТОРЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ С УЧЕТОМ КРИТЕРИЕВ НАДЕЖНОСТИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ

Подогрев сетевой воды в конденсаторах теплофикационных паровых турбин требует обеспечения ряда условий. Целью статьи является выявление критериев надежной и экономичной работы турбин в условиях такого подогрева. Для этого проведен анализ литературных данных и выполнены расчетные исследования с помощью математических моделей, позволившие выявить и определить условия и критерии надежной и экономичной работы оборудования при работе в характерных для оборудования режимах по расходам и температурам сетевой воды. В частности, установлено, что подогрев сетевой воды в количестве 2000-3000 т/час в основных пучках конденсаторов турбины Т-50-12,8 с последующим нагревом ее до заданной температуры в основных сетевых подогревателях является энергетически высокоэффективным. Полученные результаты могут быть использованы для решения задачи обеспечения экономичного подогрева сетевой воды при удовлетворении требований к надежности.

Ключевые слова: конденсатор, теплофикационная турбина, встроенный пучок, основной пучок, сетевая вода, надежность, экономичность.

Подогрев сетевой воды в конденсаторах теплофикационных паровых турбин требует обеспечения ряда условий. Поскольку величина потерь теплоты в конденсаторах (5–10 МВт на один поток части низкого давления) довольно велика даже при работе с минимально возможными (по условиям фактической пропускной способности полностью закрытой регулирующей диафрагмы части

низкого давления (РД ЧНД) либо для поддержания приемлемого температурного состояния выхлопа) пропусками пара в конденсатор, то возрастает интерес производителей к работе без потерь теплоты в холодном источнике [5]. Основным способом обеспечения этого является работа с подогревом в конденсаторе сетевой воды. В таких режимах конденсатор работает в условиях ухудшенного вакуума [8, 10].

Работа теплофикационных турбин разных типов с малыми пропусками пара в конденсатор при ухудшенном вакууме широко исследовалась отечественными учеными с точки зрения как надежности [2], так и экономичности, в том числе при подогреве в его трубных пучках сетевой воды [8, 10]. В частности, установлено, что подогрев сетевой воды во встроенных пучках (ВП) эффективен только при работе с закрытыми РД ЧНД при минимальном пропуске пара в конденсатор, так как при подогреве сетевой воды с расходами, близкими к номинальным для турбоустановки, во ВП имеют место очень большие температурные напоры, в несколько раз превышающие величину нагрева воды. Тем не менее, при условии удаления последних ступеней или только их рабочих лопаток подогрев сетевой воды во ВП возможен и на турбинах не только Т-50 и Т-110 но и иных типов [2]. К недостаткам использования ВП для подогрева сетевой воды относятся очень высокие температурные напоры в конденсаторе при расчетных для турбоустановки в целом расходах сетевой воды вследствие малой площади поверхности теплообмена, а также связанные с этим существенное ухудшение вакуума и высокие температуры поступающего в конденсатор пара при малых его расходах, что обуславливает необходимость применения систем охлаждения выхлопа турбин при работе в таких условиях с закрытыми РД ЧНД [4].

Указанные недостатки частично могут быть устранены при работе с подогревом сетевой воды в конденсаторах не во встроенных, а в их основных пучках (ОП). Расход пара в конденсатор при этом может быть оптимизирован

исходя из соображений как энергетической эффективности, так и надежности работы (в том числе по температурному состоянию выхлопа) в заданных граничных условиях, при этом зачастую необходимость работы систем охлаждения выхлопа отпадает. Расход сетевой воды через ОП при этом должен быть достаточно велик и сопоставим с номинальным для сетевых подогревателей турбоустановки.

Расчеты энергетической эффективности подогрева сетевой воды в основных пучках конденсаторов турбин типов Т-50-12,8 и Т-110-12,8 ранее были выполнены и опубликованы в научной литературе [8, 10]. Оптимизируемым параметром при этом являлся максимум электрической мощности, вырабатываемой турбиной при максимальном или заданном расходе пара (максимальная выработка электроэнергии на тепловом потреблении), а критерием эффективности по сравнению с вариантом двухступенчатого подогрева – удельная экономия теплоты турбоустановки на единицу снижения выработки электроэнергии $q_{доп}$, которая в оптимальном варианте максимизируется и должна превышать величину $q_з$ – удельный расход теплоты замещающей турбоустановки по выработке электроэнергии. В результате этих расчетов установлено, что при малых температурах и больших расходах сетевой воды оптимальным является максимально возможный расход пара в конденсатор (при открытой РД ЧНД и прикрытых паровых задвижках на нижний и верхний сетевые подогреватели), при более высоких температурах – расход пара при полностью открытой РД ЧНД, а при малых расходах и высоких температурах сетевой воды – минимальный пропуск пара в конденсатор. Результаты этих расчетов в современных условиях должны быть переосмыслены с учетом следующих обстоятельств.

1. В предыдущих расчетах не в полной мере были учтены действительные расходные и энергетические характеристики как предотборных отсеков турбин, так и их частей низкого давления (ЧНД) при переменной степени открытия РД.

2. Недостаточно точно в этих расчетах учтены характеристики конденсаторов, в частности – величины присосов воздуха и степени загрязнения трубок и их влияние на величину вакуума.

3. Предыдущие расчеты не учитывали влияние давления в конденсаторе на работу охладителей эжекторов и иного вспомогательного оборудования, а также степени опасности режимов с точки зрения вибрационных напряжений в рабочих лопатках и иных элементах ротора.

4. Необходимо оптимизировать режимы подогрева с учетом возможности удаления последних ступеней турбин или только их рабочих колес

На первом этапе данного исследования, результаты которого и представлены в данной статье, была поставлена задача оптимизации подогрева сетевой воды в конденсаторе единичной турбоустановки типа Т-50-12,8, работающей без удаления рабочих колес 25 ступени с трехступенчатым подогревом сетевой воды в его основных пучках, нижнем и верхнем сетевых подогревателях, при неизменном ее расходе для всех подогревателей с учетом как экономических критериев эффективности, так и критериев надежности. В последнем случае имеется в виду, что объемные расходы пара в конденсатор в оптимальных режимах не должны находиться в неблагоприятном диапазоне от 6 до 20% от номинального (в этом случае могут наступать неблагоприятные резонансные режимы по вибрации рабочих колес ступеней ЧНД), а температура пара на входе в конденсатор не должна превышать 150 °С. Тем не менее, последнее обстоятельство не является критическим, так как на турбинах рассматриваемых типов Т-50-12,8 и Т-110-12,8 рекомендуется применение при работе с закрытыми РД ЧНД, в том числе и при уменьшении их пропускной способности путем уплотнения, кольцевой системы охлаждения выхлопа.

Расчет эффективности подогрева сетевой воды проведен для турбоустановки типа Т-50-12,8 с использованием адекватной математической модели данной турбоустановки, разработанной в ВятГУ [6, 7], и адекватной математической модели конденсационной установки применительно к

параметрам основного трубного пучка конденсатора данной турбины [3]. Граничные условия заданы применительно к Кировской ТЭЦ-4, но они характерны и для большинства других ТЭЦ с турбинами данного типа. Расход сетевой воды W через все ступени подогрева принят равным 3000 т/ч (833,33 кг/с), ее начальная температура τ_2 варьировалась от 40 до 65 °С с шагом в 5 °С. При этом в режиме трехступенчатого подогрева при минимальном расходе пара в конденсатор, соответствующем его тепловой нагрузке 11 Гкал/ч, расход пара на турбину принят максимальным при номинальном давлении 12,75 МПа и равным 72 кг/с. В других режимах как трехступенчатого, так и двухступенчатого подогрева расход пара мог несущественно отличаться от указанного (в пределах 0,3 кг/с в сторону повышения и 1–2 кг/с в сторону понижения); при этом обеспечивалась постоянная электрическая мощность, рассчитанная в исходном режиме трехступенчатого подогрева при данной температуре обратной сетевой воды, что необходимо для корректного сравнения вариантов.

Тепловая нагрузка в режимах двухступенчатого подогрева, рассчитанных только при номинальной пропускной способности РД ЧНД в условиях ее полного закрытия, на 5–13 МВт меньше, чем при трехступенчатом подогреве. Режимы трехступенчатого подогрева при различных пропусках пара в конденсатор также различаются по величине тепловой нагрузки Q_T , что определяет различие в энергетической эффективности, критерием чего служит и различие в величине удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении \mathcal{E}_T , однако это различие по Q_T не превысило 0,1 МВт тепловой мощности. Расчет конденсационной установки для режимов с подогревом сетевой воды проведен для двух значений величины присосов воздуха в конденсатор $G_B=30$ кг/ч и $G_B=50$ кг/час. Различия в тепловой нагрузке турбоустановки, а также по величине \mathcal{E}_T для одинаковой тепловой нагрузки конденсатора при разных величинах присосов воздуха связаны с небольшим (до 0,5 кПа) изменением давления в конденсаторе и имеют место только при

тепловых нагрузках конденсатора, не превышающих 30 МВт, но и они незначительны (также не более 0,1 МВт по Q_T). Далее поэтому приводятся результаты расчетов при базовой величине присосов воздуха $G_B=30$ кг/час.

Выполненные расчеты выявили практическую незначительность отличий величины удельного расхода теплоты на турбоустановку и величины ΔT при работе в трехступенчатом подогреве сетевой воды с различной степенью открытия РД ЧНД. Это позволяет рекомендовать для достижения максимальной надежности работу с минимально возможным (по предельному уровню температур пара на входе в конденсатор) пропуском пара в конденсатор, что обеспечивает минимальное ухудшение вакуума. При наличии кольцевой системы охлаждения выхлопа, наличие которой предполагается, требуется полное закрытие РД ЧНД. Далее приведены результаты расчетов при РД ЧНД заводской плотности; уплотнение РД ЧНД позволяет еще больше снизить давление в конденсаторе и повысить надежность работы.

Во всех сравниваемых вариантах энергетический эффект оказался равен полной тепловой нагрузке конденсатора в режиме двухступенчатого подогрева, когда эта теплота теряется с охлаждающей циркуляционной водой, как это и вытекает из уравнений энергетического баланса. Таким образом, при условии работы ТЭЦ с заданной электрической мощностью при включенных пиковых источниках теплоты энергетический эффект однозначно определяется уменьшением потерь теплоты в конденсаторе.

На рис.1, 2 приведены зависимости давления в конденсаторе и температурного напора (недогрева) в нем при подогреве сетевой воды в основном пучке от паровой (тепловой) нагрузки конденсатора при присосах воздуха через вакуумную систему 30 кг/ч.

Технические науки

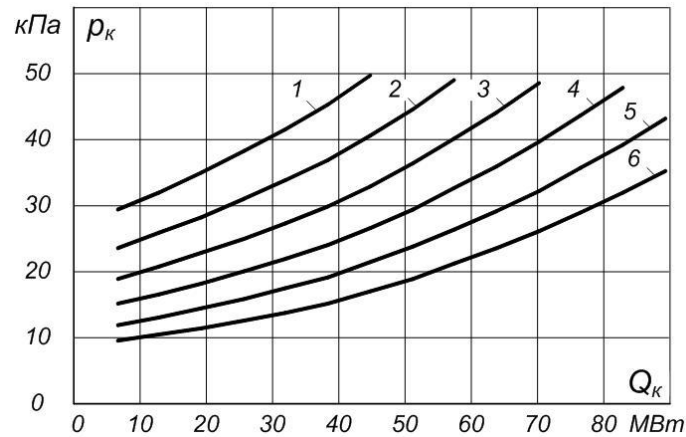


Рис. 1. Зависимость давления в конденсаторе p_k от его тепловой нагрузки Q_k и температуры обратной сетевой воды τ_2 при расходе сетевой воды $W=3000$ т/ч, присосах воздуха

$G_B=30$ кг/ч (1 – $\tau_2=65^\circ\text{C}$; 2 – $\tau_2=60^\circ\text{C}$; 3 – $\tau_2=55^\circ\text{C}$; 4 – $\tau_2=50^\circ\text{C}$; 5 – $\tau_2=45^\circ\text{C}$; 6 – $\tau_2=40^\circ\text{C}$)

Расчеты проведены по программе Т-50 [6, 7]. Паровой нагрузке 20 т/ч при расчете по данной модели соответствует тепловая нагрузка конденсатора 12,79 МВт. Граничное значение паровой нагрузки, при превышении которой температурный напор в конденсаторе практически перестает зависеть от присосов воздуха, составляет примерно 60 т/ч (38 МВт). Тем не менее, эти различия в величине давления в конденсаторе при малых паровых нагрузках практически не сказываются на энергетической эффективности подогрева сетевой воды.

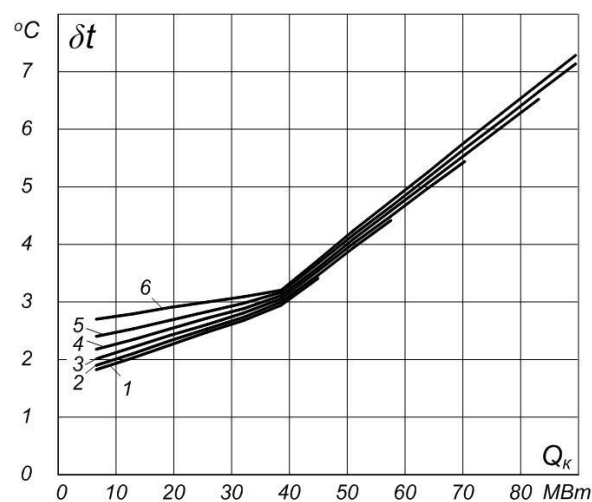


Рис. 2. Зависимость недогрева в конденсаторе до температуры насыщения δt от тепловой нагрузки конденсатора Q_k и температуры обратной сетевой воды τ_2 при $W=3000$ т/ч, $G_B=30$ кг/ч (обозначения см. на рис. 1).

Основные результаты расчетов при расходе сетевой воды в основных пучках $W=3000$ т/ч, присосах воздуха $G_B=30$ кг/ч представлены в таблице. Эти результаты позволяют рекомендовать следующие режимы подогрева сетевой воды в основных пучках конденсаторов при расходе сетевой воды порядка 2000-3000 т/час (выполненные расчеты при расходах сетевой воды 2000 и 2500 т/час дают результаты, аналогичные представленным в таблице).

Таблица

Зависимость удельной выработки электроэнергии \mathcal{E}_t и температуры пара, поступающего в конденсатор, t_k , в зависимости от температуры обратной сетевой воды и тепловой нагрузки конденсатора

Q_k , МВт	\mathcal{E}_{t65}	t_{k65}	\mathcal{E}_{t60}	t_{k60}	\mathcal{E}_{t55}	t_{k55}
12,79	0,440	240	0,458	180	0,473	130
19,18	0,440	164	0,457	120	0,473	82
25,58	0,437	132	0,456	94	0,473	64,90
31,97	0,436	115	0,456	80	0,474	66,93
38,37	0,435	105	0,457	73,95	0,476	69,00
44,76	0,434	97	0,457	76,26	0,475	71,33

Q_k , МВт	\mathcal{E}_{t50}	t_{k50}	\mathcal{E}_{t45}	t_{k45}	\mathcal{E}_{t40}	t_{k40}
12,79	0,484	105	0,494	68	0,501	46,42
19,18	0,484	57,99	0,494	53,14	0,503	48,35
25,58	0,485	60,00	0,497	55,13	0,507	50,29
31,97	0,489	64,06	0,500	57,11	–	–
38,37	–	–	–	–	–	–
44,76	–	–	–	–	–	–

Примечания к таблице.

1. Жирным выделены режимы с температурой пара, превышающей допустимую.
2. Цифрами в строках обозначений параметров указаны значения температур обратной сетевой воды t_2 в градусах Цельсия

При температурах обратной сетевой воды τ_2 55 °С и менее как с точки зрения энергетической эффективности, так и надежности оптимальной является работа с полностью открытой РД ЧНД. Прикрытие РД ЧНД в этом случае также не приводит к существенному ухудшению показателей; оно может потребоваться, если часть сетевой воды после основного пучка будет направляться на другие турбоустановки, но такие режимы подлежат отдельной оптимизации.

При температурах обратной сетевой воды 60 °С и выше оптимальной по энергетической эффективности будет работа с минимально допустимым или технически возможным пропуском пара в конденсатор. Ограничением в этом случае может являться предельная температура пара, поступающего в конденсатор, на уровне 150–160 °С (при отсутствии системы охлаждения выхлопа). В этом случае РД ЧНД открывается до величины, обеспечивающей допустимое температурное состояние элементов проточной части ЧНД и выхлопа турбины.

При любых расходах пара при подогреве в основных пучках конденсатора обратной сетевой воды во всем рассмотренном диапазоне температур обратной сетевой воды ступени ЧНД работают в вентиляционных режимах с потреблением мощности.

Расчеты, проведенные при расходе пара на турбину в базовом режиме 60 кг/с, подтвердили практическую инвариантность энергетических показателей при трехступенчатом подогреве от степени открытия РД ЧНД. Полученной в результате расчетов средней величине удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии $q_3=1,04$ в режиме трехступенчатого подогрева в диапазоне расходов пара на турбину от 55 до 72 кг/с соответствует удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии по физическому методу $b_y=161$ г у.т./кВт·ч.

Анализируя полученные результаты, можно также заключить, что в рассматриваемых режимах трехступенчатого подогрева влияние присосов

воздуха на их эффективность невелико и не превосходит 100 кВт по величине изменения тепловой нагрузки при одинаковой электрической мощности (относительная величина этого изменения не превышает 0,09% от Q_T).

На рис. 3 представлена удельная экономия теплоты турбоустановки при переходе на оптимальный режим трехступенчатого подогрева при постоянной тепловой нагрузке. С учетом того, что в современных условиях замещающие конденсационные турбоустановки имеют величину q_3 менее 2,2, переход на подогрев во ВП и в этом случае выгоден во всем диапазоне температур обратной сетевой воды.

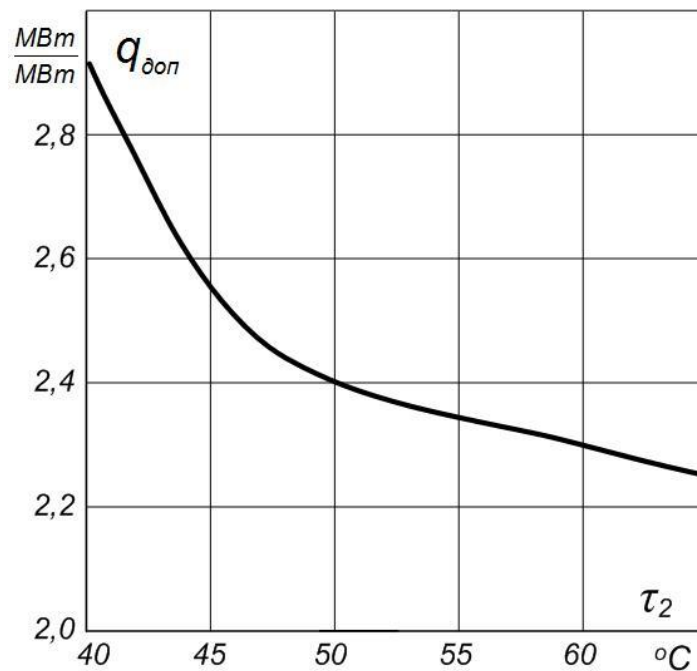


Рис. 3. Удельная экономия теплоты на единицу снижения выработки электроэнергии $q_{доп}$ в зависимости от температуры обратной сетевой воды (по оси абсцисс) при переходе на трехступенчатый подогрев при постоянной тепловой нагрузке

Годовой энергетический эффект при работе максимальным расходом сетевой воды на турбину рассчитан в предположении, что трехступенчатый подогрев сетевой воды на турбине Т-50-130 производится взамен двухступенчатого при полностью закрытой РД ЧНД заводской плотности в течение 5000 часов в отопительный период, при условии, что расход пара на

турбину при трехступенчатом подогреве максимален (72 кг/с), а электрическая мощность также неизменна. В этом случае при средней в течение года температуре обратной сетевой воды $t_2=55^\circ\text{C}$ средняя экономия теплоты составляет 5,5 МВт. За 5000 часов отопительного периода она составит $5,5 \cdot 5000 = 27500$ МВт·ч. При КПД энергетических или пиковых котлов 0,90 (изменением потерь при транспорте теплоты пренебрегаем) экономия теплоты топлива составит $27000/0,9 = 30555$ МВт·ч. В пересчете на тонны условного топлива, учитывая энергетический коэффициент 0,123 т у.т./МВт·час, экономия топлива составит 3758 т у.т. за отопительный период, или 15 млн. рублей при цене топлива 4000 руб/т у.т. Если тепловая нагрузка и в неотопительный период позволит осуществлять подогрев сетевой воды в указанном количестве в основных пучках конденсаторов, годовой эффект может дополнительно возрасти.

Основные выводы, полученные по результатам расчетов, следующие.

1. Подогрев сетевой воды в количестве 2000-3000 т/час в основных пучках конденсаторов турбины Т-50-12,8 с последующим догревом ее до заданной температуры в основных сетевых подогревателях и, в случае необходимости, пиковых источниках теплоты в исследованном диапазоне расходов пара на турбину от 55 до 72 кг/с является энергетически высокоэффективным при работе как с постоянной выработкой электроэнергии или при постоянном расходе пара на турбину, так и при ее постоянной тепловой нагрузке с уменьшением расхода пара и выработки электроэнергии.

2. Во всем возможном диапазоне тепловых нагрузок при температурах обратной сетевой воды 40°C и выше ЧНД турбины при трехступенчатом подогреве работает в вентиляционном режиме. Энергетическая эффективность трехступенчатого подогрева в слабой степени зависит от степени открытия РД ЧНД, и поэтому с точки зрения надежности работы рекомендуется работа с закрытой или максимально прикрытой по температурному состоянию выхлопа РД ЧНД. При наличии кольцевой системы охлаждения выхлопа подогрев

сетевой воды при любых ее исходных температурах рекомендуется производить при полностью закрытой РД ЧНД.

3. Средней величине удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии, полученной в результате расчетов во всем диапазоне возможных температур сетевой воды, составляющей в режиме трехступенчатого подогрева $q_3=1,04$ (в диапазоне расходов пара на турбину от 55 до 72 кг/с) соответствует удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии по физическому методу $b_v=161$ г у.т./кВт-час (при КПД котлов 0,9, КПД транспорта теплоты 0,98 и доле расхода электроэнергии на собственные нужды 10%), что подтверждает высокую энергетическую эффективность трехступенчатого подогрева сетевой воды на турбинах Т-50-12,8 с использованием ОП конденсаторов на первой ступени.

Список литературы

1. *Гуторов В. Ф. и др.* Направления повышения эффективности работы теплофикационных турбин // Теплоэнергетика. 2000. № 12. С. 29–34.
2. *Зарянкин А. Е. и др.* Оценка целесообразности работы теплофикационной турбины Т-250/300-240 без последней ступени в ЦНД // Теплоэнергетика. 2005. № 6. С. 14–18.
3. Поверочный тепловой расчет конденсаторов паровых турбин. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2014615561, дата регистрации 28.05.2014. / *А. Г. Шемпелев, П. В. Иглин* (Россия). Заявка № 2014613553 от 18 апреля 2014 г. // Официальный бюллетень Федеральной службы по интеллектуальной собственности «Программы для ЭВМ. Базы данных. Типологии интегральных микросхем». 2014. № 6(92).
4. *Симою Л. Л. и др.* Эффективность модернизации цилиндра низкого давления турбины Т-185/220-12, 8 // Теплоэнергетика. 2007. № 4. С. 32–37.
5. *Соболев А. С. и др.* Обзор особенностей перевода теплофикационных турбин в режим противодавления // Новое в российской электроэнергетике. 2016. № 6. С. 6–16.
6. *Татарнинова Н. В.* Математическое моделирование теплофикационных турбоустановок для решения задач повышения энергетической эффективности работы ТЭЦ: дис. ... канд. техн. наук. Киров, 2014.

7. *Татарина Н. В., Суворов Д. М.* Математическое моделирование влияния эксплуатационных факторов на уровень влажности пара в ЦНД теплофикационных турбин // Надежность и безопасность энергетики. 2015. № 4 (31). С. 53–56.

8. *Шапиро Г. А.* Повышение эффективности работы ТЭЦ. М., 1981. 200 с.

9. *Эфрос Е. И.* Повышение эффективности теплофикационных турбоустановок / Е. И. Эфрос, В. Ф. Гуторов, Л. П. Симою // Электрические станции. 2003. № 12. С. 39–46.

10. *Яковлев Б. В.* Повышение эффективности систем теплофикации и теплоснабжения. М., 2008. 448 с.

СУВОРОВ Дмитрий Михайлович – кандидат технических наук, заведующий кафедрой теплотехники и гидравлики, Вятский государственный университет. 610000, г. Киров, ул. Московская, 36.

E-mail: dmilar@mail.ru

ШЕМШЕЛЕВ Александр Георгиевич – доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и гидравлики, Вятский государственный университет. 610000, г. Киров, ул. Московская, 36.

E-mail: agshem@mail.ru;

ТАТАРИНОВА Наталья Владимировна – кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и гидравлики, Вятский государственный университет. 610000, г. Киров, ул. Московская, 36.

E-mail: nvt_s@mail.ru;

ИГЛИН Павел Викторович – ассистент кафедры теплотехники и гидравлики, Вятский государственный университет. 610000, г. Киров, ул. Московская, 36.

E-mail: 89615663193@mail.ru