ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

УДК 621.311.22

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ С УЧЕТОМ ЭКОНОМИЧНОСТИ ЧАСТИ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

К.Н. БУБНОВ, А.Е. БАРОЧКИН, В.П. ЖУКОВ, Г.В. ЛЕДУХОВСКИЙ
ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
г. Иваново, Российская Федерация
E-mail: zhukov-home@yandex.ru

Авторское резюме

Состояние вопроса. Для тепловых электрических станций требуется регулярный пересмотр нормативных энергетических характеристик. Источниками данных для этого могут являться результаты тепловых испытаний либо типовые энергетические характеристики агрегатов. Первый путь является затратным, второй отчасти не позволяет учесть техническое состояние оборудования. Актуальной является разработка методики, позволяющей рассчитывать энергетические характеристики с приемлемой точностью при минимальных затратах ресурсов. Таким условиям отвечает существующая методика определения энергетических характеристик турбин, основанная на методологии матричной формализации расчета энергомассообменных установок. Методика апробирована применительно к турбинам с одноступенчатым теплофикационным отбором. Целью исследования является повышение точности расчета с применением разработанной методики определения энергетических характеристик турбин с двухступенчатым теплофикационным отбором.
Материалы и методы. Моделирование турбоустановки выполняется в рамках методологии матричной формализации с использованием уравнений балансов массы и энергии, решаемых методами математического программирования. Энергетические характеристики оборудования определяются в соответствии с существующим нормативным подходом.
Результаты. Разработанная в рамках методологии матричной формализации методика определения энергетических характеристик турбоустановок распространена на случай расчета паровых турбин с двухступенчатым теплофикационным отбором путем учета зависимости показателей экономичности проточной части низкого давления от положения регулирующей диафрагмы при разных режимах подогрева сетевой воды. Установлено, что результаты тестовых расчетов с приемлемой точностью совпали с энергетическими характеристиками действующей турбины.
Выводы. Для режимов с одно- и двухступенчатым подогревом сетевой воды целесообразно использовать разные способы учета показателей эффективности проточной части низкого давления. При этом введение в модель для режима с двухступенчатым подогревом сетевой воды зависимости внутреннего относительного КПД части низкого давления от относительного объемного расхода пара позволяет добиться приемлемой для решения практических задач точности.

Ключевые слова: матричная формализация, тепловая электрическая станция, паровая турбина, энергетическая характеристика, многопоточные системы, энергомассообмен

METHOD OF CALCULATION OF ENERGY CHARACTERISTICS HEAT TURBINES TAKING INTO ACCOUNT THE ECONOMY OF THE LOW PRESSURE FLOW PART

K.N. BUBNOV, A.E. BAROCHKIN, V.P. ZHUKOV, G.V. LEDUKHOVSKY
Ivanovo State Power Engineering University, Ivanovo, Russian Federation
E-mail: zhukov-home@yandex.ru

Abstract

Background. Thermal power plants require regular review of regulatory energy performance. Data sources for this can be the results of thermal tests or typical energy characteristics of units. The first way is costly, the second only partially allows taking into account the technical condition of the equipment. An urgent task is to develop a methodology for constructing energy characteristics that would make it possible to solve this problem with reasonable accuracy and using minimal resources. Such conditions are met by the existing methodology for determining the energy characteristics of turbines which is based on the methodology of matrix formalization of the calculation of energy-mass-exchange plants. The technique has been tested in relation to turbines with one-stage heat recovery. The aim of this study is to increase the accuracy of the calculation using the developed methodology for the energy characteristics of turbines with two-stage heat recovery**.**
Materials and methods. The turbine installation is simulated within the framework of the matrix formalization methodology using the equations of mass and energy balances solved by mathematical programming methods. The energy characteristics of the equipment are determined in accordance with the existing regulatory approach**.**
Results. The methodology for determining the energy characteristics of turbine plants developed in the framework of the matrix formalization methodology has been extended to the case of calculating steam turbines with two-stage heating selection by taking into account the dependence of the efficiency indicators of the low-pressure flow part on the position of the control diaphragm for different modes of heating network water. The results of test calculations with reasonable accuracy coincided with the energy characteristics of the operating turbine.
Conclusions. For modes with one- and two-stage heating of network water, it is advisable to use different methods of accounting for the efficiency indicators of the low-pressure flow part. In this case, the introduction of the dependence of the internal relative efficiency of the low pressure part on the relative volumetric steam flow into the model for the regime with two-stage heating of network water allows achieving accuracy acceptable for solving practical problems.

Key words: matrix formalization, thermal power station, steam turbine, energy characteristic, multi-threaded systems, energy and mass transfer

DOI: 10.17588/2072-2672.2020.2.005-013

Введение. Задачи выбора и последующей идентификации на основе экспериментальных данных математических моделей основного и вспомогательного оборудования ТЭС решаются как в рамках системы нормирования показателей тепловой экономичности[1] – при разработке нормативных энергетических характеристик как базового элемента нормативно-технической документации ТЭС по топливоиспользованию, так и при разработке оптимизационных программных комплексов для планирования загрузки оборудования ТЭС.

Основным источником данных для разработки энергетических характеристик оборудования являются результаты тепловых балансовых испытаний агрегатов[2] либо их типовые энергетические характеристики, а также данные эксплуатационных наблюдений. Проведение испытаний является затратным, а использование типовых энергетических характеристик не позволяет в полной мере учесть техническое состояние оборудования и, следовательно, добиться требуемой точности. Требования к точности математической модели определяются ее

[1] РД 34.08.552-95. Методические указания по составлению отчета электростанции и акционерного общества энергетики и электрификации о тепловой экономичности оборудования: разраб. АО «Фирма ОРГРЭС»; утв. Министерством топлива и энергетики.

[2] МУ 34-70-093-84 (СО 34.30.740). Методические указания по тепловым испытаниям паровых турбин: разраб. ПО «Союзтехэнерго»; утв. ПО «Союзтехэнерго» 21.12.84; ввод. в действие с 01.01.85 г.

назначением: неопределенность результатов расчета для большинства практических задач не должна превосходить 3–6 %.

Таким образом, актуальной задачей является разработка методики, которая бы позволяла решать задачу построения энергетических характеристик оборудования с приемлемой точностью при минимальных затратах ресурсов. Таким условиям отвечает ранее разработанная методика определения энергетических характеристик турбин, основанная на методологии матричной формализации расчета энергомассообменных установок [1–4].

Формирование и использование математической модели на основе балансовых уравнений энергии и массы для многопоточной энергомассообменной системы в рамках разработанной методики иллюстрировалось ранее [3, 4] на примере турбоустановки типа ПТ (ПТ-65/75-130/13) с двумя регулируемыми отборами пара на производство и теплофикацию. Для обеспечения удовлетворительной точности расчета энергетических характеристик турбоустановки во всем регулировочном диапазоне нагрузок производственного и теплофикационного отборов была увеличена степень декомпозиции модели путем учета различного технического состояния отдельных отсеков проточной части турбины. Для этого использованы зависимости внутреннего относительного КПД проточной части от относительного массового расхода пара.

Целью исследования является развитие разработанной методики определения энергетических характеристик на случай расчета турбин типа «Т» с двухступенчатым подогревом сетевой воды, которые в сравнении с рассмотренной ранее турбиной «ПТ» имеют особенности: возможность работы в режимах с одно- или двухступенчатым подогревом сетевой воды, а также более выраженную зависимость показателей экономичности проточной части низкого давления от положения регулирующей диафрагмы.

Данный шаг позволит повысить универсальность разработанной математической модели, основной задачей которой является обоснованное определение энергетических характеристик оборудования ТЭС [5, 6].

Объектом исследования являются методы расчета и анализа режимов работы теплотехнического оборудования ТЭС. Задача решается применительно к турбоустановке с турбиной Т-100/120-130. Предметом исследований является матричная формализация расчета тепловой схемы ТЭС как многопоточной энергомассообменной системы.

Методы исследования. В соответствии с единой методологией матричной формализации [1–4] и на основании аналитических зависимостей внутреннего относительного КПД отсеков проточной части турбоустановки от относительного массового расхода пара [5, 6] разработана математическая модель рассматриваемой турбоустановки Т-100/120-130. Проточная часть турбины условно разделена на три части (рис. 1).

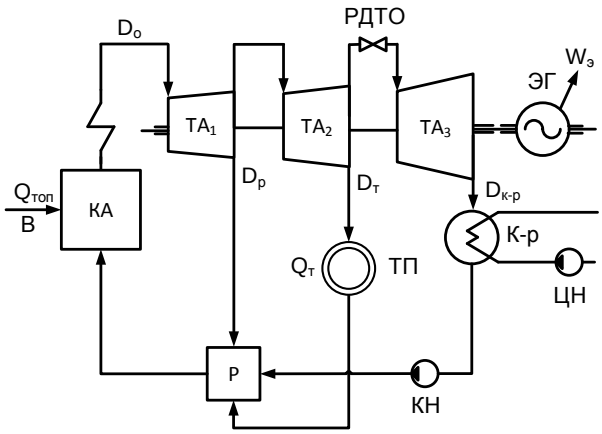


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема турбоустановки типа «Т»: КА – котлоагрегат; $ТА_1$, $ТА_2$ и $ТА_3$ – первый, второй и третий отсеки проточной части турбоустановки соответственно; ЭГ – электрогенератор; К-р – конденсатор; Р – система регенеративного подогрева питательной воды (условно); ЦН – циркуляционный насос; КН – конденсатный насос; ТП – тепловой потребитель; РДТО – регулятор давления теплофикационного отбора; B – расход топлива; $Q_{топ}$ – удельная теплота сгорания топлива; D_o, D_p, D_T и $D_{к\text{-}р}$ – расход свежего пара на турбоустановку, греющего пара в систему регенеративного подогрева питательной воды, пара на теплового потребителя (на теплофикацию) и в конденсатор соответственно; $Q_Т$ – тепловая мощность, направляемая на теплофикацию; $W_э$ – вырабатываемая электрическая мощность

Для теплофикационных турбоустановок условия работы ступеней проточной части определяются не только электрической, но и теплофикационной нагрузкой. Возникают режимы, в которых поворотная диафрагма (условно показанная как РДТО на

рис. 1) в камере теплофикационного отбора находится в полностью открытом положении. Данная особенность обусловливает необходимость учета при разработке математической модели режимов работы турбоустановки в зоне нерегулируемого давления в камере теплофикационного отбора, называемой зоной естественного повышения давления (ЕПД). Такие режимы отличаются от прочих теплофикационных режимов характером изменения внутреннего относительного КПД проточной части низкого давления, представленной в данном случае цилиндром низкого давления (ЦНД).

Кроме того, при определении характера изменения внутреннего относительного КПД проточной части низкого давления необходимо учитывать ряд конструктивных особенностей: большую веерность ступеней; увеличение угла раскрытия проточной части; небольшое количество самих ступеней; невозможность использования аэродинамически оптимального профиля по всей высоте ступени, поскольку последние ступени турбоустановки являются предельными по механическим напряжениям. С учетом этого была использована следующая аналитическая зависимость внутреннего относительного КПД η_{oi} проточной части отсека ЦНД:

$$\begin{cases} \text{если } \overline{G\nu_к} \le 1, \\ \text{то } \eta_{oi} = c(1 - b \cdot \exp(-a\overline{G})); \\ \text{если } \overline{G\nu} > 1, \\ \text{то } \eta_{oi} = -f\,\overline{G\nu_к} + g, \end{cases} \quad (1)$$

где c, b, a, f, g – эмпирические коэффициенты, значения которых определяются типом турбины и состоянием ее проточной части, а также значением теплофикационной нагрузки; $\overline{G}$ и $\overline{G\nu_к}$ – относительный массовый и объемный расходы пара соответственно; $\nu_к$ – удельный объем пара в конце процесса расширения пара в турбине.

Зависимость (1), представленная для рассматриваемой турбины Т-100/120-130 на рис. 2, имеет схожий характер с зависимостью внутреннего относительного КПД от относительного объемного расхода, по данным испытаний ступеней с малой веерностью при переменных режимах для турбоустановки Т-250/300-240 [7], что объясняется аналогичной природой процессов, протекающих в последних ступенях ЦНД на всем диапазоне изменения объемного расхода пара.

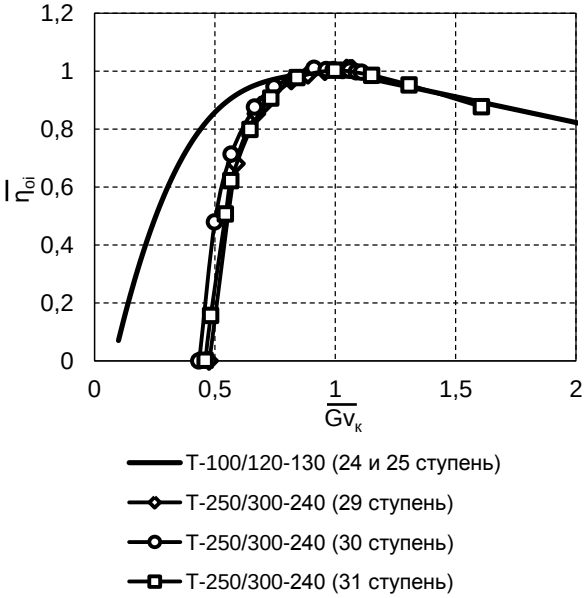


Рис. 2. Изменение внутреннего относительного КПД проточной части ЦНД от относительного объемного расхода пара: $\overline{\eta_{oi}}$ – внутренний относительный КПД проточной части в долях от собственного максимального значения (прочие обозначения приведены в тексте)

Турбоустановка может работать как в режимах с расходом пара меньше номинального для данного отсека проточной части, так и в максимальном, существенно превышающем номинальный расход пара. Характер изменения внутреннего относительного КПД в данных режимах будет различным. Так, например, в диапазоне изменения относительного объемного расхода пара от 0 до 1 снижение КПД при уменьшении $\overline{G\nu_к}$ объясняется тем, что увеличение угла раскрытия проточной части и большая веерность последних ступеней приводят к нарушению равномерности и отклонению параметров потока пара по высоте проточной части ступеней ЦНД при дозвуковых режимах течения, т. е. к возникновению явления отрыва потока от корневого и периферийного меридианного обвода последних ступеней ЦНД. При увеличении $\overline{G\nu_к}$ от 1 до 2 снижение КПД объясняется увеличением потери энергии в проточной части вследствие возникновения скачков уплотнения при сверхзвуковых режимах течения [8, 9].

Таким образом, всю область работы турбоустановки при двухступенчатом режиме подогрева сетевой воды целесообразно разделить на две подобласти: первая подобласть – от расхода пара, которому соответствует минимальный пропуск пара в конденсатор (режим работы по тепловому графику нагрузок, когда поворотная диафрагма в камере теплофикационного отбора находится в полностью закрытом положении), до расхода пара, которому соответствует граница зоны ЕПД; вторая подобласть – от расхода пара, соответствующего границе зоны ЕПД, до расхода пара, при котором достигается максимально возможная мощность, развиваемая турбиной при максимальном расходе свежего пара для данной турбоустановки. В соответствии с этим для расчета внутреннего относительного КПД проточной части каждого отсека турбоустановки предлагаются два подхода.

В рамках первого подхода была использована следующая зарекомендовавшая себя система аналитических зависимостей внутреннего относительного КПД проточной части от относительного массового расхода [4]:

$$\begin{aligned}
&\eta_{oi,1} = c_1(1 - b_1 \cdot \exp(-a_1 \overline{G}_1));\\
&\eta_{oi,2} = c_2(1 - b_2 \cdot \exp(-a_2 \overline{G}_2));\\
&\eta_{oi,3} = c_3(1 - b_3 \cdot \exp(-a_3 \overline{G}_3)),
\end{aligned} \qquad (2)$$

где $a_1, a_2, a_3, b_1, b_2, b_3, c_1, c_2, c_3$ – эмпирические коэффициенты, значения которых определяются типом турбины и состоянием ее проточной части, а также значением теплофикационной нагрузки, для первого, второго и третьего отсека проточной части турбоустановки соответственно; $\overline{G}_1, \overline{G}_2, \overline{G}_3$ – относительный массовый расход пара через первый, второй и третий отсеки проточной части турбоустановки соответственно.

Система (2) позволяет учитывать индивидуальные особенности и техническое состояние отдельных отсеков проточной части посредством ввода эмпирических коэффициентов.

В рамках второго подхода было проведено дальнейшее уточнение модели путем введения в выражения (2) аналитической зависимости (1) внутреннего относительного КПД проточной части ЦНД от относительного объемного расхода пара:

$$\begin{aligned}
&\eta_{oi,1} = c_1(1 - b_1 \cdot \exp(-a_1 \overline{G}_1));\\
&\eta_{oi,2} = c_2(1 - b_2 \cdot \exp(-a_2 \overline{G}_2));\\
&\begin{cases}
\text{если } \overline{G_3 \nu_к} \le 1,\\
\text{то } \eta_{oi,3} = c_3(1 - b_3 \cdot \exp(-a_3 \overline{G}_3));\\
\text{если } \overline{G_3 \nu_к} > 1,\\
\text{то } \eta_{oi,3} = -f\ \overline{G_3 \nu_к} + g,
\end{cases}
\end{aligned} \qquad (3)$$

где f и g – эмпирические коэффициенты, значения которых определяются типом турбины и техническим состоянием ее проточной части для третьего отсека проточной части турбоустановки; $\overline{G_3 \nu_к}$ – относительный объемный расход пара через третий отсек проточной части турбоустановки.

Таким образом, для первой выделенной подобласти при моделировании отсеков турбоустановки рационально использовать зависимости внутреннего относительного КПД от относительного массового расход пара, полученные нами ранее [3, 4], а для второй подобласти – зависимость внутреннего относительного КПД от объемного расхода пара только для отсеков, находящихся между камерой верхнего теплофикационного отбора и выхлопом турбоустановки при двухступенчатом подогреве сетевой воды. Данное выделение подсистемы для отдельного отсека турбоустановки в зависимости (3) обусловливается прежде всего тем, что теплоперепады первых отсеков при изменении расхода пара меняются незначительно, а в этом случае внутренний относительный КПД данных отсеков остается относительно постоянным [3, 4]. Совершенно иная ситуация имеет место для последних ступеней ЦНД, где скорость пара в проточной части на некоторых режимах превосходит критическую. Поэтому внутренний относительный КПД данных ступеней зависит от расхода пара. Отсюда можно сделать вывод о том, что эффективность всей турбины определяется, прежде всего, эффективностью последних ступеней ЦНД [10].

Значения эмпирических коэффициентов в (2) и (3) выбираются методом наименьших квадратов в ходе специальных расчетных исследований, результаты которых приводятся ниже.

Результаты. Результаты расчетного анализа для турбоустановки Т-100/120-130, выполненного в рамках предложенной мо-

дели [3] с учетом зависимостей (2) и (3), представлены на рис. 3 в виде энергетических характеристик.

В качестве эмпирических данных для идентификации разработанной модели используются значения удельного расхода тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии, принятые по данным нормативно-технической документации по топливоиспользованию для турбоустановки рассматриваемого типа, эксплуатируемой на одной из ТЭЦ севера России.

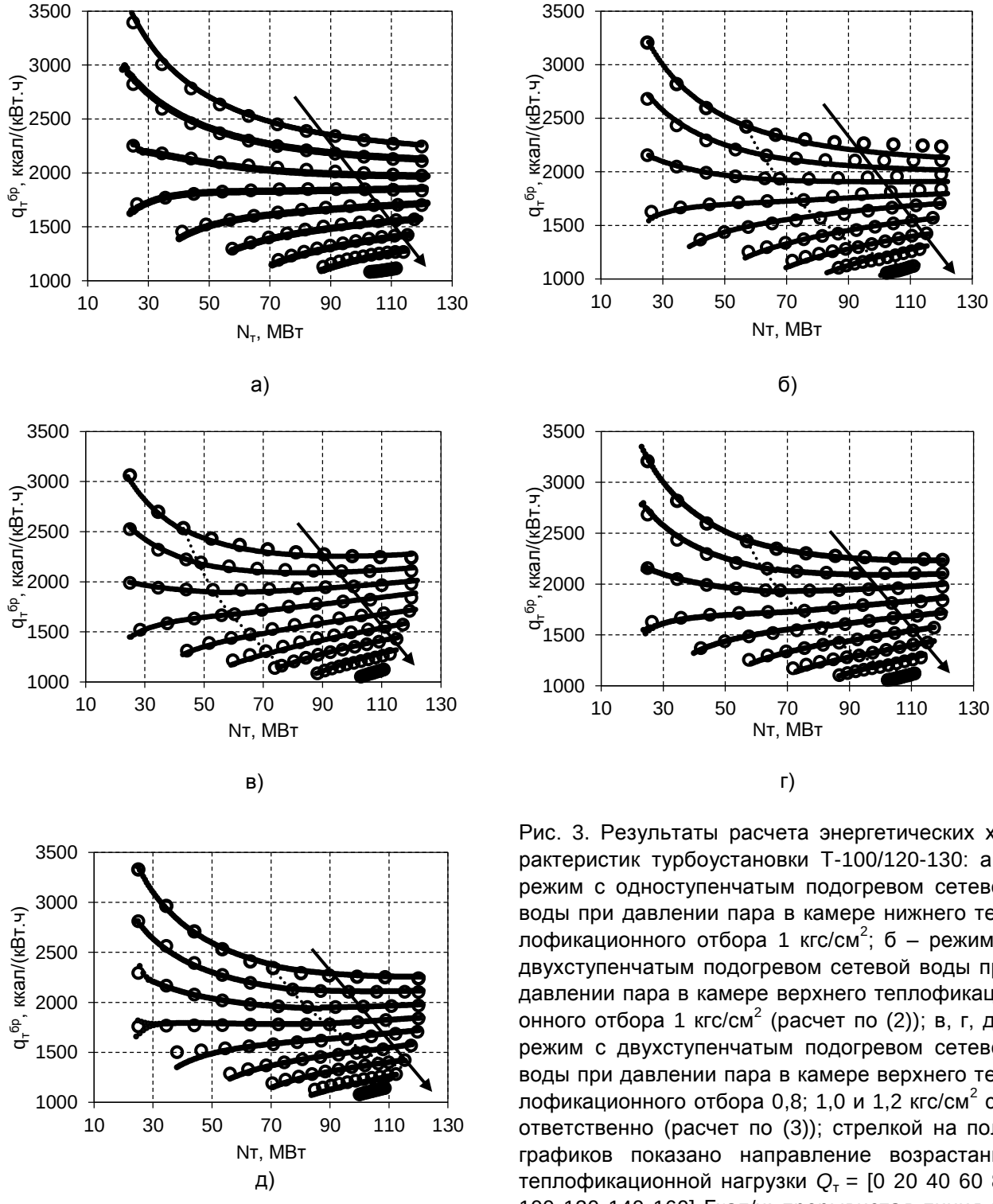


Рис. 3. Результаты расчета энергетических характеристик турбоустановки Т-100/120-130: а – режим с одноступенчатым подогревом сетевой воды при давлении пара в камере нижнего теплофикационного отбора 1 кгс/см^2; б – режим с двухступенчатым подогревом сетевой воды при давлении пара в камере верхнего теплофикационного отбора 1 кгс/см^2 (расчет по (2)); в, г, д – режим с двухступенчатым подогревом сетевой воды при давлении пара в камере верхнего теплофикационного отбора 0,8; 1,0 и 1,2 кгс/см^2 соответственно (расчет по (3)); стрелкой на поле графиков показано направление возрастания теплофикационной нагрузки $Q_т$ = [0 20 40 60 80 100 120 140 160] Гкал/ч; прерывистая линия на графиках соответствует левой границе зоны ЕПД (момент полного открытия регулирующей диафрагмы теплофикационного отбора)

Анализ приведенных данных позволяет заключить, что представленные на рис. 3,а результаты расчета по модели [3] и зависимости (2) для режима одноступенчатого подогрева сетевой воды демонстрируют хорошее согласование расчетных и фактических данных на всем диапазоне изменения теплофикационной нагрузки. Однако использование этой же зависимости (2) для режима двухступенчатого подогрева сетевой воды при аналогичном значении давления пара в камере верхнего теплофикационного отбора не обеспечивает сходимость расчетных данных с экспериментальными в диапазоне изменения электрической и теплофикационной нагрузки от 70 до 120 МВт и от 0 до 80 Гкал/ч соответственно (рис. 3,б).

Использование зависимости (3) для режима с двухступенчатым подогревом сетевой воды позволяет добиться наименьшего отклонения расчетных данных от фактических в данном диапазоне изменения электрической и теплофикационной нагрузок (рис. 3,в–д). Однако это приводит к усложнению самой модели вследствие ввода дополнительных зависимостей, которые содержат эмпирические коэффициенты, учитывающие техническое состояние проточной части отсека турбины. Компромисс между показателями точности модели и ее потребностью в эмпирическом обеспечении определяется назначением результатов расчета: неопределенность на уровне 3–6 % приемлема при оценке текущей экономичности или эффективности модернизации агрегатов [11, 12]; ошибка в 1–3 % допустима в задачах оптимизации режимов работы оборудования и тренажерных системах [13–15].

Проведенный статистический анализ расчетных данных показал следующее [16]:

– при использовании модели [3] и зависимости (2) для режимов с одно- и двухступенчатым подогревом сетевой воды при давлении пара в камерах нижнего и верхнего теплофикационного отбора 1 кгс/см^2 (рис. 3,а,б) среднеквадратичное отклонение составило соответственно 114 и 108 ккал/(кВт·ч), а коэффициент вариации – соответственно 5,9 и 6,2 % во всем диапазоне изменения теплофикационной и электрической нагрузок;

– при использовании модели [3] и зависимости (3) для режима с двухступенчатым подогревом сетевой воды при давлении пара в камере верхнего теплофикационного отбора 0,8; 1,0 и 1,2 кгс/см^2 (рис. 3,в–д) среднеквадратичное отклонение составило 108,8; 96,7 и 101,5 ккал/(кВт·ч) соответственно, а коэффициент вариации – 6,2; 5,8 и 5,6 % соответственно.

Результаты проведенного анализа позволяют предположить, что использование модели [5] и зависимостей (2) и (3) при наличии определенных данных о режимах одно- и двухступенчатого подогрева сетевой воды допускает возможность расчетным путем с заранее известной величиной неопределенности рассчитать удельный расход тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии во всем диапазоне изменения теплофикационной и электрической нагрузок турбоустановки.

Выводы. Для режимов с одно- и двухступенчатым подогревом сетевой воды целесообразно использовать разные способы учета показателей эффективности проточной части низкого давления – (2) и (3); при этом введение в модель для второго случая зависимости внутреннего относительного КПД части низкого давления от относительного объемного расхода пара позволяет добиться приемлемой для решения практических задач точности.

Предложенный подход к описанию функциональной зависимости внутреннего относительного КПД проточной части отсеков турбины от относительного объемного расхода пара через нее для ЦНД мощных теплофикационных турбин, работающих в широком диапазоне изменения электрической и теплофикационной нагрузок, позволяет усовершенствовать разработанную ранее модель тепловой схемы ТЭС, а также перейти к более обоснованному определению энергетических характеристик основного и вспомогательного оборудования ТЭС.

Список литературы

1. **Жуков В.П., Барочкин Е.В**. Системный анализ энергетических тепломассообменных установок. – Иваново, 2009. – 176 с.

2. **Ледуховский Г.В., Жуков В.П., Барочкин Е.В.** Метод расчета многоступенчатых теплообменников сложной конфигурации с учетом фазового перехода теплоносителей // Вестник ИГЭУ. – 2004. – Вып. 3. – С. 138–139.

3. **Матричное** представление модели тепловой схемы электрической станции / А.Е. Ба-

рочкин, В.П. Жуков, Е.В. Барочкин, Г.В. Ледуховский // Вестник ИГЭУ. – 2018. – Вып. 6. – С. 66–72.

4. **Учет** эффективности отсеков проточной части турбоустановок при расчетном анализе их энергетических характеристик / К.Н. Бубнов, А.Е. Барочкин, В.П. Жуков, Г.В. Ледуховский // Вестник ИГЭУ. – 2019. – Вып. 3. – С. 62–68.

5. **Урин В.Д., Кутлер П.П.** Энергетические характеристики для оптимизации режимов электростанций и энергосистем. – М.: Энергия, 1974. – 136 с.

6. **Горшков А.С.** Технико-экономические показатели тепловых электростанций. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1974. – 240 с.

7. **Оценка** эффективности работы ЦНД турбины Т-250/300-23,5 Харьковской ТЭЦ-5 / О.Н. Слабченко, М.В. Зайцев, А.Ю. Козлоков, А.Д. Золотухин // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: сб. науч. тр. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2009. – № 3. – С. 41–48.

8. **Дейч М.Е.** Газодинамика решеток турбомашин. – М.: Энергоатомиздат, 1996. – 528 с.

9. **Дейч М.Е., Трояновский Б.М.** Исследования и расчеты ступеней осевых турбин. – М.: Машиностроение, 1964. – 628 с.

10. **Самойлович Г.С., Трояновский Б.М.** Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. – М.: Энергоиздат, 1982. – 494 с.

11. **Щинников П.А., Ноздренко Г.В., Томилов В.Г.** Комплексные исследования ТЭС с новыми технологиями. – Новосибирск: НГТУ, 2004. – 528 с.

12. **The development** of a computer model for the circulation system used at oao mosenergo's tets-23 cogeneration station and calculation of its optimal operating conditions / N.A. Zroichikov, A.G. Moskvin, V.I. Lisitsa, et. al. // Thermal Engineering. – 2007. – Vol. 54, No. 11. – P. 863–870.

13. **Борисов А.А.** Программный комплекс для оптимального ведения режима работы теплоэлектроцентрали // Вестник ИГЭУ. – 2008. – Вып. 4. – С. 24–27.

14. **Arakelyan E.K., Minasyan S.A., Agababyan G.E**. Methodical principles of multicriterial optimization of daily operating conditions of power equipment at thermal power stations // Thermal Engineering. – 2006. – Vol. 53, No. 10. – P. 767–771.

15. **Чучуева И.А., Инкина Н.Е.** Оптимизация работы ТЭЦ в условиях оптового рынка электроэнергии и мощности // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2015. – № 8. – С. 195–238.

16. **Heinhold I.** Ingeniur statistic. – München; Wien: Springler Verlag, 1964. – 352 p.

References

1. Zhukov, V.P., Barochkin, E.V. *Sistemnyy analiz energeticheskikh teplomassoobmennykh ustanovok* [System analysis of energy heat and mass exchange plants]. Ivanovo, 2009. 176 p.

2. Ledukhovskiy, G.V., Zhukov, V.P., Barochkin, E.V. *Vestnik IGEU*, 2004, issue 3, pp. 138–139.

3. Barochkin, A.E., Zhukov, V.P., Barochkin, E.V., Ledukhovskiy, G.V. *Vestnik IGEU*, 2018, issue 6, pp. 66–72.

4. Bubnov, K.N., Barochkin, A.E., Zhukov, V.P., Ledukhovskiy, G.V. *Vestnik IGEU*, 2019, issue 3, pp. 62–68.

5. Urin, V.D., Kutler, P.P. *Energeticheskie kharakteristiki dlya optimizatsii rezhimov elektrostantsiy i energosistem* [Energy characteristics for optimizing the regimes of power plants and power systems]. Moscow: Energiya, 1974. 136 p.

6. Gorshkov, A.S. *Tekhniko-ekonomicheskie pokazateli teplovykh elektrostantsiy* [Technical and economic indicators of thermal power plants]. Moscow: Energiya, 1974. 240 p.

7. Slabchenko, O.N., Zaytsev, M.V., Kozlokov, A.Yu., Zolotukhin, A.D. Otsenka effektivnosti raboty TsND turbiny T-250/300-23,5 Khar'kovskoy TETs-5 [Evaluation of the effectiveness of the LPC of T-250/300-23.5 turbine in Kharkiv CHPP-5]. *Vestnik NTU «KhPI». Sbornik nauchnykh trudov «Energeticheskie i teplotekhnicheskie protsessy i oborudovanie»* [Power and thermal engineering processes and equipment]. Khar'kov: NTU «KhPI», 2009, no. 3, pp. 41–48.

8. Deych, M.E. *Gazodinamika reshetok turbomashin* [Gasdynamics of blade rows for turbomachinery]. Moscow: Energoatomizdat, 1996. 528 p.

9. Deych, M.E., Troyanovskiy, B.M. *Issledovaniya i raschety stupeney osevykh turbin* [Research and calculation of axial turbine stages]. Moscow: Mashinostroenie, 1964. 628 p.

10. Samoylovich, G.S., Troyanovskiy, B.M. *Peremennye i perekhodnye rezhimy v parovykh turbinakh* [Variable and transient conditions in steam turbines]. Moscow: Energoizdat, 1982. 494 p.

11. Shchinnikov, P.A., Nozdrenko, G.V., Tomilov, V.G. *Kompleksnye issledovaniya TES s novymi tekhnologiyami* [Comprehensive research of TPPs using new technologies]. Novosibirsk: NGTU, 2004. 528 p.

12. Zroichikov, N.A., Moskvin, A.G., Lisitsa, V.I., Kudinov, V.A., Kovalenko, A.G., Kolesnikov, S.V. *Thermal Engineering*, 2007, vol. 54, no. 11, pp. 863–870.

13. Borisov, A.A. *Vestnik IGEU*, 2008, issue 4, pp. 24–27.

14. Arakelyan, E.K., Minasyan, S.A., Agababyan, G.E. *Thermal Engineering*, 2006, vol. 53, no. 10, pp. 767–771.

15. Chuchueva, I.A., Inkina, N.E. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana*, 2015, no. 8, pp. 195–238.

16. Heinhold, I. Ingeniur statistic. München; Wien: Springler Verlag, 1964. 352 p.

Бубнов Кирилл Николаевич,
ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», магистрант, e-mail: kirill.bubnov.96@mail.ru
Bubnov Kirill Nikolayevich,
Ivanovo State Power Engineering University, Master student, e-mail: kirill.bubnov.96@mail.ru

Барочкин Алексей Евгеньевич,
ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», кандидат технических наук, доцент кафедры тепловых электрических станций, телефон (4932) 26-99-13, e-mail: acorp27@yandex.ru
Barochkin Aleksei Yevgenyevich,
Ivanovo State Power Engineering University, Candidate of Engineering Sciences (PhD), Associate Professor, Thermal Power Plants Department, telephone (4932) 26-99-13, e-mail: acorp27@yandex.ru

Жуков Владимир Павлович,
ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой прикладной математики, телефон (4932) 26-97-45, e-mail: zhukov-home@yandex.ru
Zhukov Vladimir Pavlovich,
Ivanovo State Power Engineering University, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Head of Applied Mathematics Department, telephone (4932) 26-97-45, e-mail: zhukov-home@yandex.ru

Ледуховский Григорий Васильевич,
ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой тепловых электрических станций, телефон (4932) 26-99-31, e-mail: lgv83@yandex.ru
Ledukhovsky Grigory Vasilievich,
Ivanovo State Power Engineering University, Doctor of Engineering Sciences, Head of Thermal Power Plants Department, telephone (4932) 26-99-31, e-mail: lgv83@yandex.ru

УДК 669.187.2; 537.84

ОСОБЕННОСТИ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛОПЕРЕНОСА В РАСПЛАВЕ МНОГОЭЛЕКТРОДНОЙ ДУГОВОЙ ПЕЧИ

А.Л. КУХАРЕВ
ГОУВПО «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск, Украина
E-mail: alex.kuharev@mail.ru

Авторское резюме

Состояние вопроса. Современным направлением совершенствования технологии производства стали в высокомощных дуговых печах является интенсификация магнитогидродинамических эффектов для перемешивания расплава. В связи с этим актуальным является исследование особенностей теплопереноса в расплаве печи с учетом взаимодействия электровихревой и термогравитационной конвекции.
Материалы и методы. Результаты получены с помощью трехмерной математической модели магнитогидродинамических и тепловых процессов, построенной при использовании безындукционного приближения с учетом k-ε модели турбулентности. В качестве теплогенерирующих источников модель учитывает тепловые потоки от электрических дуг и джоулев нагрев. Обработка результатов произведена с использованием методов визуализации вихревых структур.
Результаты. Предложена конструкция печи, содержащая три сводовых и три подовых электрода, обеспечивающая формирование дополнительных электровихревых течений в расплаве. Показано, что при заданных условиях моделирования и токах в электродах 80 кА в результате взаимодействия электровихревой и термогравитационной конвекции в расплаве печи формируется многовихревая структура течений. Установлено, что вблизи оси ванны доминирует электровихревая конвекция, тер-