

Study of Flow and Power Characteristics of the Last Compartments of Cogeneration Steam Turbines

Tatarinova N.V., Sushchikh V.M.

Vyatka State University
Kirov, Russian Federation

Abstract. The work is devoted to the analysis of approaches to the description of the flow and power characteristics of the last turbine stages and compartments, which are crucial in assessing the efficiency of the operation of turbine units. Its relevance is due to the necessity to improve calculation methods for cogeneration turbine units since they are still the main source of thermal energy in centralized heat supply systems. The purpose of this article is to evaluate modern approaches to describing the power characteristics of stages and compartments of turbines and to develop alternative ways of presenting them to solve existing problems. This goal was achieved due to the fact that a comprehensive generalization of the experimental data obtained during pilot tests of several types of turbine units was carried out in the form of a generalized nonlinear mathematical dependence that is valid for all the last stages and compartments in the entire range of steam flow rates, up to zero. The most important result and the novelty of this work consisted of consideration a universal form of representation of power characteristics made it possible to integrate them into computer models for calculating turbines, conduct detailed numerical calculations based on them and obtain reliable (accurate to 1-3%) results when calculating y variable modes, including ventilation ones. Significance of the obtained results lies in the fact that they make it possible to find reserves for increasing the efficiency of thermal power plants under variable load schedules due to regime and optimization events.

Keywords: cogeneration steam turbine, volumetric flow rates, flow characteristics, power characteristics, actual heat drop, ventilation losses.

DOI: 10.5281/zenodo.3562205

Investigarea caracteristicilor de debit și de putere ale ultimelor secții ale turbinelor de termoficare cu abur

Tatarinova N.V., Sușchi V.M.

Universitatea de Stat din Veatka
Kirov, Federația Rusă

Rezumat. În articolul se analizează abordările privind descrierea caracteristicilor de debit și energetice ale ultimelor trepte și compartimente ale turbinelor de cogenerare, care sunt cruciale în evaluarea eficienței funcționării agregatelor cu turbine. Scopul acestui articol este de a evalua abordările moderne pentru descrierea caracteristicilor energetice ale treptelor și compartimentelor turbinelor și de a dezvolta modalități alternative de prezentare a acestora pentru rezolvarea problemelor existente. Acest obiectiv a fost realizat datorită faptului că s-a efectuat o generalizare în ansamblu a datelor experimentale privind caracteristicile energetice obținute în timpul testelor pilot a mai multor tipuri de agregate de cogenerare cu turbine sub formă de dependențe matematice neliniare generalizate, valabile pentru toate ultimele trepte și compartimente din întreaga gamă a debitelor de abur, inclusiv până la debitul zero. Se propune utilizarea caracteristicilor de energie rafinate sub formă de dependențe generalizate ale parametrilor principali ai treptelor și compartimentelor turbinei, cum ar fi puterea internă, diferențele de căldură reale și disponibile, eficiența internă relativ în funcție de debitul volumetric de abur la ieșirea din compartimentele sau treptelor turbinei. Semnificația rezultatelor lucrării constau în aceea, că se face posibilă găsirea rezervelor pentru creșterea eficienței instalațiilor de cogenerare în condiții de sarcină variabilă datorate măsurilor de reglare a regimului și de optimizare fără cheltuieli de capital semnificative, ceea ce contribuie la precizarea cu exactitate ridicată a posibilului efect energetic la implementarea lor, care nu ar putea fi detectat folosind metodele tradiționale de analiză și a caracteristicilor reglementate a regimurilor de funcționare.

Cuvinte-cheie: turbină cu aburi de cogenerare, debit volumetric de abur, caracteristici ale debitului, caracteristici energetice, transfer de căldură real, pierderi de ventilație.

Исследование расходных и мощностных характеристик последних отсеков теплофикационных паровых турбин

Татарина Н.В., Сущих В.М.

Вятский государственный университет,
Киров, Российская Федерация

Аннотация. В статье анализируются подходы к описанию расходных и энергетических характеристик последних ступеней и отсеков теплофикационных турбин, имеющих определяющее значение при оценке экономичности работы турбоагрегатов. Актуальность ее обусловлена необходимостью совершенствования методов расчета теплофикационных турбоустановок, которые в настоящее время являются основным источником тепловой энергии в централизованных системах теплоснабжения. Целью данной статьи является оценка современных подходов к описанию энергетических характеристик ступеней и отсеков турбин и разработка альтернативных способов их представления для решения существующих проблем. Эта цель достигнута благодаря тому, что в работе проведено комплексное обобщение экспериментальных данных по энергетическим характеристикам, полученных в ходе опытно-промышленных испытаний турбоустановок нескольких типов, в виде обобщенных нелинейных математических зависимостей, справедливых для всех последних ступеней и отсеков во всем диапазоне расходов пара, вплоть до нулевого. Предложено использовать уточненные энергетические характеристики в виде обобщенных зависимостей основных параметров турбинных ступеней и отсеков, таких как внутренняя мощность, действительный и располагаемый теплоперепады и относительный внутренний КПД, от объемного расхода пара на выходе из отсека или из ступени. Такая форма представления расходных и энергетических характеристик позволила интегрировать их в компьютерные модели расчета турбин, провести детальные численные расчеты на их основе и получить достоверные (с точностью до 1-3%) результаты при расчете переменных режимов, включая малорасходные. Значимость этих результатов состоит в том, что они позволяют находить резервы повышения экономичности ТЭЦ в условиях переменных графиков нагрузок за счет режимных и оптимизационных мероприятий без существенных капитальных затрат, позволяя с высокой точностью прогнозировать возможный энергетический эффект от их внедрения, который невозможно было бы обнаружить при использовании традиционных методик и нормативных характеристик.

Ключевые слова: теплофикационная паровая турбина, объемный расход пара, расходные характеристики, энергетические характеристики, действительный теплоперепад, вентиляционные потери.

Введение

Теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), которые являются одним из основных объектов в электроэнергетической системе и основным источником тепловой энергии в централизованных системах теплоснабжения [1, 2], в настоящее время находятся в непростом положении, причин которому много [3]. Прежде всего, это старение теплоэнергетического оборудования, низкие инвестиции в эту сферу, ускорение процессов постоянной реорганизации теплоснабжающих предприятий со сменой вывесок и руководителей при фактическом отсутствии эффективного собственника. Тем не менее, такие централизованные системы не могут развиваться стихийно, особенно в современных рыночных условиях при наличии жесткой конкуренции, поскольку это снижает как суммарную экономичность, не позволяя использовать резервы мощности теплоисточников и сетей, так и надежность системы в целом. Нужна регулярная целенаправленная работа по

совершенствованию и оптимизации их функционирования [4].

Особую актуальность в связи с вышеизложенным приобретают вопросы повышения эффективности использования существующих когенерационных установок без каких-либо значительных капитальных затрат. Существенные резервы экономии топливных ресурсов имеются в области планомерной наладки режимов их работы, диапазон которых весьма широк благодаря вариативности объемного пропуска пара через последние ступени от номинального до практически нулевого [5].

Чтобы их выявить, недостаточно использовать только традиционные диаграммы режимов [6], поскольку на разных станциях имеется различное сочетание оборудования и разная сложность технологических схем, включающих элементы, в которых происходят различные физико-химические процессы. Кроме того, состояние оборудования значительно меняется в процессе эксплуатации. Поэтому необходимо на каждой ТЭЦ применять постоянно обновляющиеся адекватные

электронные модели работы станций [7], позволяющие проводить многовариантные, в том числе оптимизационные расчеты режимов работы оборудования, тем более, что современный уровень технических средств, компьютерной техники позволяет это сделать на очень высоком уровне и с высокой скоростью [8, 9].

Основная проблема заключается в том, что в существующие модели зачастую закладываются устаревшие энергетические характеристики оборудования и проточной части, которые дают в достаточной степени точные результаты только в области режимов, близкой к номинальным. И как следствие, продолжается тиражирование неэнергоэффективных решений, касающихся организации режимов работы даже при обновлении парка оборудования.

Наглядный пример тому - повсеместное использование на тепловых станциях типовых нормативных характеристик, корректность которых при расчете глубоко переменных режимов и вариантов оптимизации является недостаточной, а в ряде случаев (в периоды максимальных и минимальных нагрузок, при оптимизационных расчетах и др.) их использование оказывается и вовсе проблематичным [10-12]. Это обусловлено прежде всего тем, что они не учитывают сложный и нелинейный характер многих переменных (характеристики представляют собой линейные или кусочно-линейные функции, не основанные на эксперименте, их базовая часть относится к номинальным параметрам, а все отклонения от них описываются многочисленными дополнительными поправками [10], которые, как правило, также имеют линейный характер), реальный температурный график теплосети, износа конструктивных элементов, изменений в тепловой схеме, которые претерпела станция за 30-50 лет эксплуатации, и т.п. Тем не менее, несмотря на все эти недостатки, использование подобных диаграмм режимов оправдано в области номинальных режимов и для приближенных расчетов. Но даже в этом случае использовать их в математических компьютерных моделях затруднительно именно из-за необходимости учета большого количества приближенных поправок для каждой переменной (погрешности каждой из них складываются и в некоторых случаях могут превзойти эффект от тех или иных

мероприятий по оптимизации). В результате модель превращается в некий «черный ящик», с помощью которого исследователь может получить только зависимость входа расхода теплоты на турбоагрегат от выхода нагрузок [13-15] (детальный подробный расчет по отсекам и ступеням, распределение давлений и расходов пара в проточной части ему недоступно), что сильно ограничивает возможности самого исследования [16, 17].

Поэтому исследователи на протяжении долгого времени не оставляли попыток уточнить энергетические, в первую очередь энергетические, характеристики за счет учета вентиляционных потерь на малопаровых режимах [18, 19]. В результате на сегодняшний день существует несколько десятков математических зависимостей разного вида [20, 21], различного рода эмпирических обобщений [22, 23], по которым с разной степенью точности можно оценить вентиляционные потери мощности, нашедшие применение в мировой практике в XX веке. Наиболее широкое распространение получили математические зависимости, выполненные учеными Ленинградского металлического завода (ЛМЗ) [23], Уральского турбинного завода (УТЗ), фирмы English Electric (EE), ВТИ [24, 26] и другие [27, 28]. Результаты расчетов таких потерь по различным зависимостям существенно расходятся с экспериментальными данными, величины среднеквадратичных отклонений сильно варьируются на беспаровых режимах в диапазоне от 2,9 до 176% [20], что не позволяет обоснованно применять их для расчетов режимов с малыми объемными пропусками пара в ЦНД (цилиндр низкого давления).

Из недостатков можно отметить и то, что при расчете КПД турбинной ступени, учитывается только характеристический коэффициент ступени χ_t , иногда массовый расход пара G , а объемный расход пара (Gv) не принимается во внимание [5].

Более близкими по результатам расчета к экспериментальным данным являются основанные на решении уравнений Навье-Стокса программы детального газодинамического расчета трехмерного пространственного потока вязкого газа в турбинных ступенях различной веерности в диапазоне режимов от номинального до безрасходного. Но в настоящее время они реализуются на базе ЭВМ нового поколения в

России (ВТИ, ЦИАМ [22]) и за рубежом (Харьковский политехнический институт, фирмы «Сименс» [29], «Мицубиси», «Тошиба» и др. [30]) в основном в процессе проектирования, а не эксплуатации турбин, и могут привести к повышению экономичности только вновь создаваемых установок [31,32].

I. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ

Таким образом, анализ литературных и теоретических данных свидетельствует о том, что вопросы оценки влияния конструктивных и режимных параметров на работу предотборных и последних ступеней, промежуточного отсека продолжают оставаться малоизученными, а в отдельных случаях и противоречивыми (это обусловлено объективными причинами – сложности организации натурных исследований в аэродинамической трубе и учета всех условий работы модельных ступеней в малорасходных режимах, ограниченность гидродинамического моделирования потока, невозможность учета всех факторов, влияющих на состояние рабочего тела и лопаток).

Поэтому задачи исследования актуальны, представляют практический интерес и требуют дальнейшего развития.

В связи с этим была поставлена следующая цель и задачи.

Целью данной статьи является оценка современных подходов к описанию расходных и энергетических характеристик ступеней и отсеков турбин и разработка альтернативных способов их представления для решения существующих проблем.

Для достижения этой цели выдвинуты следующие задачи:

- 1) проанализировать текущее состояние в области описания расходных и мощностных характеристик турбин и выявить проблемы в сфере эффективности их использования;
- 2) обосновать предложения по развитию и совершенствованию математических моделей теплофикационных турбоустановок на основе реальных энергетических характеристик турбинных ступеней и отсеков;
- 3) продемонстрировать эффективность предложенного подхода на примере математического моделирования отдельных переменных режимов и решения оптимизационной задачи.

II. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В основе построения большинства расходных характеристик лежит широко известная формула Ауреля Стодолы [33], связывающая расход рабочего тела через отсек с параметрами пара на его входе и выходе

$$G = G_0 \cdot \sqrt{\frac{P_0^2 - P_2^2}{P_{00}^2 - P_{20}^2} \cdot \frac{P_{00} \cdot v_{00}}{P_0 v_0}}, \quad (1)$$

где $G_0, P_{00}, v_{00}, P_{20}$ - массовый расход пара через отсек, давление и удельный объем пара перед отсеком, давление пара за отсеком в некотором базовом режиме; G, P_0, v_0, P_2 - массовый расход пара через отсек, давление и удельный объем пара перед отсеком, давление пара за отсеком в заданном режиме.

Зависимость (1) имеет полуэмпирический характер [33], теоретическое обоснование формулы (1) базируется на предположениях о полном заполнении активным потоком рабочего тела проходных сечений каналов и достаточно малом изменении плотности среды в пределах расширения ее в отдельных ступенях, поэтому применять ее можно только в первом приближении к группе турбинных ступеней.

В исследованиях ВятГУ, результаты которых далее представлены авторами в данной работе, было показано, что эта формула перестает быть справедливой при малопаровых режимах работы, значительно отличающихся от номинального, и нуждается в уточнении [25]. Поэтому при создании собственных математических моделей была использована расходная характеристика на основе уточненной формулы Стодолы-Флюгеля [25]. Кроме того, были проведены многочисленные опытно-промышленные испытания турбоустановок разных типов и на основании полученных результатов, а также их обобщения, удалось представить энергетические характеристики в виде одномерных нелинейных подобных по своей структуре математических зависимостей (отличающихся только опытным коэффициентом), которые дают адекватные результаты во всем диапазоне расходов пара вплоть до нулевого. Это позволило включить энергетические характеристики в математические компьютерные модели реальных турбоустановок с учетом

фактического состояния их оборудования (чего нет в подавляющем большинстве существующих упрощенных моделей) и проводить детальные расчетные исследования переменных режимов работы, хорошо согласующиеся с многочисленными экспериментами, на качественно новом уровне.

В связи широким использованием зависимости (1) в существующих моделях расчета, определенный интерес представляет экспериментальная проверка применимости ее к реальным турбинным отсекам (и прежде всего - ЧНД), работающим с пониженными объемными расходами пара.

Представим (1) в виде

$$\frac{G}{p_0} \cdot \frac{\sqrt{p_0 v_0}}{\alpha} = \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^2}, \quad (2)$$

где $\alpha = G_0 / \sqrt{p_{00}^2 - p_{20}^2}$ – постоянный для данной проточной части коэффициент, характеризующий ее пропускную способность; $\overline{p_0 v_0} = p_0 v_0 / p_{00} v_{00}$.

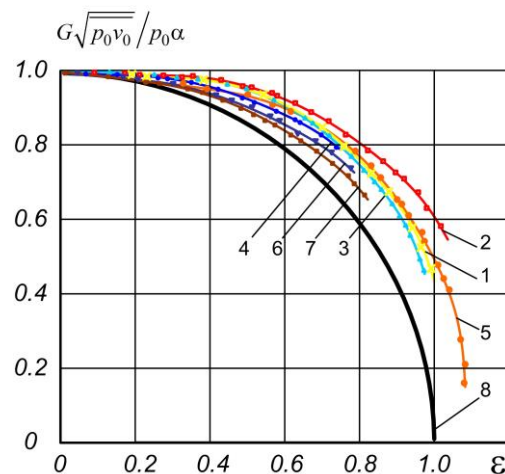
Из (2) следует, что если формула А. Стодолы справедлива, то независимо от конструктивных параметров турбинных отсеков зависимость комплекса $G \sqrt{p_0 v_0} / p_0 \alpha$ от отношения давлений $p_2 / p_0 = \varepsilon$ является однозначной и может быть использована для обобщения экспериментальных данных.

При проведении натурных исследований по методике, изложенной в [31], произведение $p_0 v_0$, удельное давление перед отсеком p_0 / G и отношение давлений ε определяются удельным противодавлением. Таким образом, экспериментальные данные при разных массовых расходах пара и противодавлениях для каждой конкретной проточной части можно обобщить как

$$\frac{G}{p_0} \cdot \frac{\sqrt{p_0 v_0}}{\alpha} = f(\varepsilon). \quad (3)$$

Опытные зависимости (3) для различных последних турбинных отсеков представлены на рис. 1. Величины $p_0 v_0$ и α для расчета по формуле (3) определялись по результатам исследований, выполненных в ВятГУ; при этом для отсеков, включающих последнюю

ступень турбины, в качестве базового принимался режим, в котором среднерасходная скорость течения пара на выходе из каналов рабочего колеса последней ступени достигает скорости звука. Для промежуточных отсеков за базовый был принят режим с минимальным удельным противодавлением.



1-7 – аппроксимирующие кривые экспериментальных значений комплекса

$G \sqrt{p_0 v_0} / p_0 \alpha$ (1, 2, 3, 4 – соответственно ЧНД турбин ПТ-60-130, ПТ-135-130, Т-50-130, Т-180-130; 5, 6 – соответственно отсеки 29-30 и 27-28 ступеней турбины ПТ-60-130; 7 – промежуточный отсек турбины ПТ-135-130; 8 – расчетное базовое значение комплекса по формуле (1))

Рис. 1. Расходные характеристики турбинных отсеков. ¹

В соответствии с приведенными на рис. 1 данными, экспериментальные значения $G \cdot \sqrt{p_0 v_0} / p_0 \cdot \alpha$ превышают расчетные во всем диапазоне режимов с $\varepsilon = p_2 / p_0 > \varepsilon_0$ (ε_0 - отношение давлений в базовом режиме). При этом начало влияния изменения противодавления на параметры пара перед отсеком соответствует величине ε , значительно превышающей критическое значение отношения давлений.

По характеристикам вида (2) и (3) можно определить соответственно расчетный (G_p) и действительный (G) расходы пара (при заданных его начальных и конечных параметрах) через отсек. Относительная погрешность расчета массового расхода пара по формуле (2) $\Delta G = (G - G_p) / G$

¹ Appendix 1

увеличивается с ростом ε (2) и становится равной 100% при $\varepsilon=1$. В реальных режимах работы турбинных ступеней достижение равенства давлений до и после отсека не приводит к прекращению расхода рабочего тела через него. Более того, расход сохраняется и в определенном диапазоне $\varepsilon > 1$. В соответствии с экспериментальными данными, при $\varepsilon=1$ пропуск пара через последние ступени турбин может составлять до 60% максимальной величины (при идентичных параметрах пара перед отсеком).

Результаты натурных исследований показывают, что для последних турбинных отсеков формула (2) обеспечивает приемлемую точность лишь в достаточно ограниченном диапазоне отклонения режима работы от базового. При увеличении количества ступеней в отсеке и с уменьшением относительной высоты лопаток указанный диапазон расширяется. Сравнивая экспериментальные и расчетные данные (рис. 1), можно отметить, что действительные характеристики (3) оказываются сдвинутыми по ε относительно зависимости (2). Величина этого сдвига (обозначим ее как σ) достаточно устойчива практически во всем диапазоне изменения ε . Это позволяет скорректировать зависимость (2) заменой аргумента ε на $(\varepsilon - \sigma)$ и получить выражение

$$\frac{G}{p_0} \cdot \frac{\sqrt{p_0 v_0}}{\alpha} = \sqrt{1 - (\varepsilon - \sigma)^2}, \quad (4)$$

где α - некоторый постоянный для данной проточной части коэффициент. Для безрасходного режима ($G=0$) из (4) следует

$$\sigma = \varepsilon^o - 1 = (p_2^o - p_0^o) / p_0^o, \quad (5)$$

т.е. величина σ характеризует относительное повышение давления в отсеке при отсутствии основного расхода пара.

На создание разрежения перед ступенью затрачивается часть напора, создаваемого рабочим колесом. Величина этого напора в первом приближении пропорциональна квадрату окружной скорости u . Таким образом, можно предположить, что

$$\sigma = \sigma_0 \cdot \frac{\sum u^2}{p_2 v_2} \quad (6)$$

Произведение $p_2 v_2$ в (6) учитывает возможную зависимость перепада давлений от плотности пара.

Расчеты значений σ по формуле (5) с использованием экспериментальных расходных характеристик в малопаровых режимах показали, что зависимость вида (6) удовлетворительно обобщает данные по величинам σ для различных турбинных отсеков (табл. 1).

Таблица 1².

Значения величина σ по формуле (6) для ЧНД некоторых турбин³.

ЧНД турбины	Значения σ [31]
ПТ-60/75-130/13	0,125-0,15
ПТ-135/165-130/15	0,2-0,23
Т-50/60-130	0,085-0,13
Т-180/210-130	0,13-0,145

Погрешность аппроксимации при этом не превышает процента практически во всем диапазоне режимов, включая вентиляционные. Таким образом, формулы (5) и (6) могут быть рекомендованы для расчета расходных характеристик различных турбинных отсеков, в том числе ЧНД турбин.

Что касается вида мощностных характеристик, то хорошее соответствие (в пределах 1-3%) опытных и расчетных величин отмечается в случае выбора следующего метода обобщения исходных экспериментальных данных, предложенного в ВятГУ и принципиально описанного ниже.

Выбранный методический подход основан на использовании в качестве аргумента объемного пропуск пара (Gv_2), где G - расход пара, v_2 - удельный объема пара за ступенью (отсеком). Опыт теоретического и экспериментального исследования проточных частей турбомашин показал, что именно объемный расход пара Gv_2 или обратная ему величина $(Gv_2)^{-1}$ являются теми аргументами, от которых в наиболее удобном и содержательном виде могут быть представлены в форме графических и аналитических зависимостей теплопередачи, КПД и мощность ступени. Методика натурных исследований, которая применялась для определения этих характеристик, была разработана специально и подробно описана в [25]. По сравнению с традиционными балансowymi испытаниями она характеризуется более высокой точностью,

которая не зависит от влажности пара и неравномерности его параметров в ступенях ЧНД, значительно меньшей трудоемкостью и позволяет существенно сократить затраты на проведение исследований паротурбинных установок [25]. Во время проведения испытаний, величина объемного расхода пара через ступень постепенно уменьшалась, и при расходах ниже расхода холостого хода $(Gv)_{xx}$ ступень переходила в режим потребления мощности, при котором ее действительный теплоперепад h_i становился отрицательным. Одновременно с этим среднее статическое давление за ступенью p_2 становилось выше, чем давление перед ступенью p_0 , т. е. ступень начинала нагнетать рабочее тело аналогично вентилятору. В этом случае выделялись режимы, когда потребляемая ступенью мощность $N = -N_i$ переставала зависеть от массового расхода рабочего тела через ступень, а зависела только от его удельного объема v_2 на выходе из ступени. Для определенных таким образом «чисто вентиляционных» режимов $(Gv_2) < (Gv_2)_{cr}$ (индекс "cr" относится к режиму истечения пара, когда вентиляционные потери перестают зависеть от объемного расхода пара при его уменьшении), эффект «чистой вентиляции» наблюдается при снижении расхода, вплоть до нулевой величины $(Gv_2 = 0)$. Из сказанного очевидно, что $(Gv_2)_{cr} < (Gv_2)_{xx}$ [25]. Преимущественно ступени переходят в указанные режимы при прикрытии или закрытии РД ЧНД (регулирующей диафрагмы части низкого давления).

Вентиляционные потери мощности могут зависеть и от конструкции выхлопного патрубка (из-за большой вверности ступеней), но в меньшей степени.

Поэтому в качестве характеризующего ступень параметра был выбран коэффициент удельных потерь в режиме чистой вентиляции, который для данной ступени или отсека при синхронной частоте вращения n_c определяется как

$$\begin{aligned} C &= N_v \cdot v_2, \text{ Вт} \times \text{м}^3 / \text{кг} \\ C &= N_v \cdot v_2, \text{ Вт} \times \text{м}^3 / \text{кг}, \end{aligned} \quad (7)$$

где $N_v = -N_i$ – величина потерь в режиме чистой вентиляции ступени или отсека, Вт;

v_2 – удельный объем пара за ступенью или отсеком, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Коэффициент C , определенный при синхронной частоте вращения n_c , является константой для данной ступени или для данного отсека. Например, для ЧНД турбин ПТ-60/75-130/13 он составляет 10680 (кВт·м³)/кг; для ПТ-135/165-130/15 - 26260 (кВт·м³)/кг; для Т-50/60-130 - 8700 (кВт·м³)/кг; Т-180/210-130 (один поток) - 13240 (кВт·м³)/кг [31].

Важной закономерностью, обнаруженной при экспериментальных исследованиях разных ступеней натуральных турбин, является постоянство отношения $(Gv_2)_{cr} / (Gv_2)_{xx} \approx 0,67$. В случае, если отсек состоит не из одной, а из нескольких ступеней, это отношение будет меньше, чем 0,67. Оно будет зависеть от количества ступеней в отсеке и от соотношения геометрических размеров ступеней отсека.

Факт неизменности величины N_v при постоянной плотности рабочего тела и частоте вращения объясняется наличием эффекта самовентиляции ступеней. Этот эффект выражается в том, что ступень большой вверности при $(Gv_2) < (Gv_2)_{cr}$ начинает по мере снижения основного расхода во все большей степени засасывать рабочее тело из пространства за ступенью (в противоток расходу основного потока). При этом расход фактически циркулирующего через рабочее колесо пара или газа остается примерно постоянным, что и приводит к неизменности затрат мощности для обеспечения такой циркуляции.

Основные предложения по совершенствованию компьютерных моделей расчета турбоустановок, на основе описанных выше зависимостей и представляемые авторами в данной работе, можно свести к нижеследующим положениям.

III. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Первое. В результате обобщения результатов экспериментальных исследований получено, что энергетические характеристики турбинных отсеков и ступеней могут быть построены как зависимость внутренней мощности N_i , или действительного теплоперепада $h_i = N_i / G$, или относительного внутреннего КПД η_{oi} от

различных аргументов: давления за отсеком p_2 , располагаемого теплоперепада отсека h_o , объемного расхода рабочего тела после отсека или ступени Gv_2 и обратной величины этого объемного расхода $(Gv_2)^{-1}$ [25].

Кроме того, они могут быть представлены в удельном или обобщенном (безразмерном) виде.

На рис. 2 представлены обобщенные энергетические характеристики ЧНД некоторых отечественных теплофикационных турбин при работе в вентиляционных режимах с постоянной синхронной частотой вращения $n_c = 50 c^{-1}$, выполненные в виде $N_i v_2 / C = f((Gv_2)_{xp} / (Gv_2)_{xx})$, а также обобщенная мощностная характеристика для вентиляционного режима любой осевой турбинной ступени, являющейся последней в отсеке (ЧНД, промежуточный отсек или предотборный отсек).

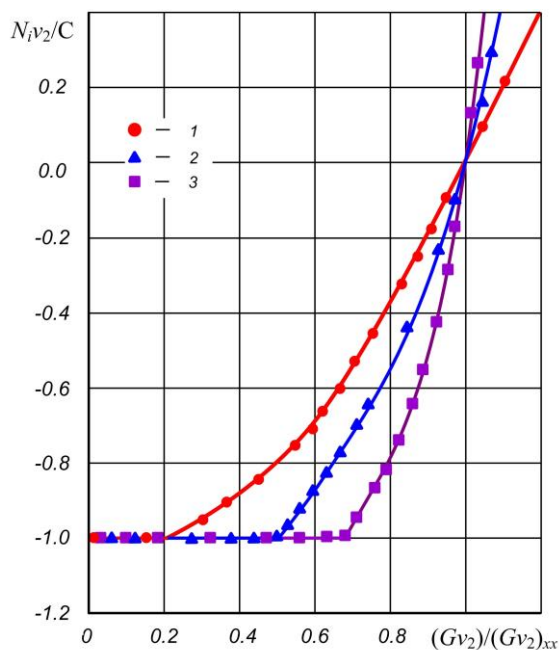
Как вытекает из представленных данных, такая характеристика для отдельно взятой ступени инвариантна к ее параметрам и может быть использована и для вновь проектируемых ступеней паровых турбин.

На рис. 3-6 представлены в качестве примера энергетические характеристики предотборного отсека турбины Т-50-130 (включает 20 и 21 ступени, расположен перед верхним отопительным отбором), выполненные для разных параметров по оси ординат и используемые в математической модели соответствующей турбоустановки.

Значками разного цвета на характеристиках показаны значения, полученные на модели при различных массовых расходах пара на турбину в диапазоне его изменения от 5 до 70 кг/с.

Из этих рисунков следует, что реальные характеристики имеют явно выраженный нелинейный характер, которым нельзя пренебрегать, особенно в области малых объемных расходов пара.

В основу алгоритма математической модели (в качестве первого приближения) положен метод расчета по среднему диаметру, так как расчет турбинных ступеней в рамках одномерной теории имеет более простую и понятную реализацию (упрощается алгоритм расчета, уменьшается число приближений и время вычислений).



1, 2 - ЧНД турбин ПТ-60-130, Т-180-130 соответственно, 3 – характеристика для последней ступени ЧНД любой турбины

Рис. 2. Обобщенные энергетические характеристики ступеней ЧНД в режимах работы с потреблением энергии. ⁴

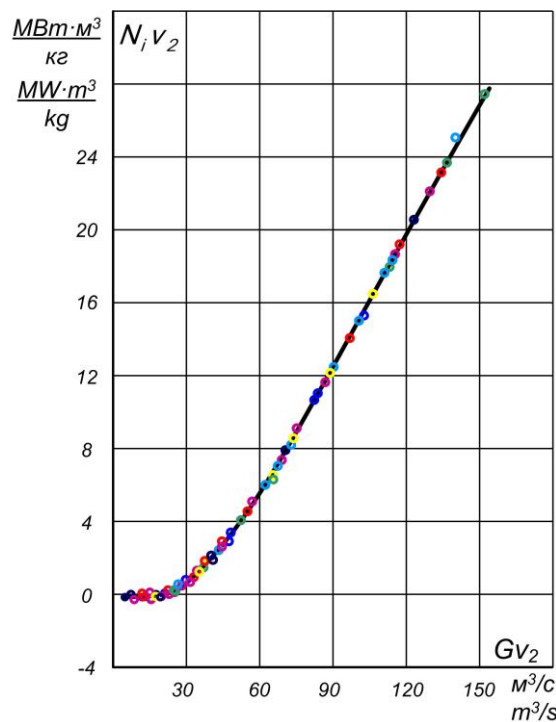


Рис. 3. Удельная мощность ($N_i v_2$) предотборного отсека в зависимости от объемного расхода пара (Gv_2). ⁵

^{4,5} Appendix 1

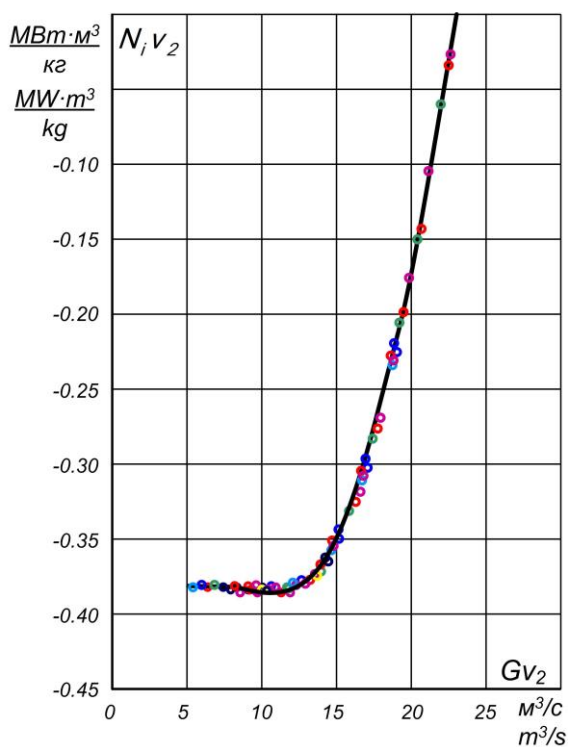


Рис.4. Удельная мощность ($N_i v_2$) предотборного отсека в зависимости от объемного расхода пара (Gv_2) в диапазоне 5..25 m^3/c .⁶

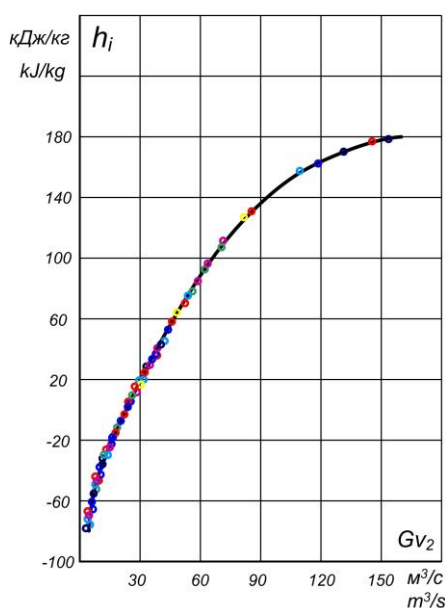


Рис. 5. Действительный теплоперепад (h_i) предотборного отсека зависимости от объемного расхода пара (Gv_2).⁷

Расчет отсека производится при заданной геометрии проточной части, а в качестве исходных данных задаются либо состояние пара перед отсеком и давление за ним, либо состояние пара за отсеком и массовый расход пара.

В отличие от известных методов, в разработанной математической модели предусмотрена возможность варьирования не только режимных параметров, но и конструктивных, а также коэффициентов потерь в решетках ступеней.

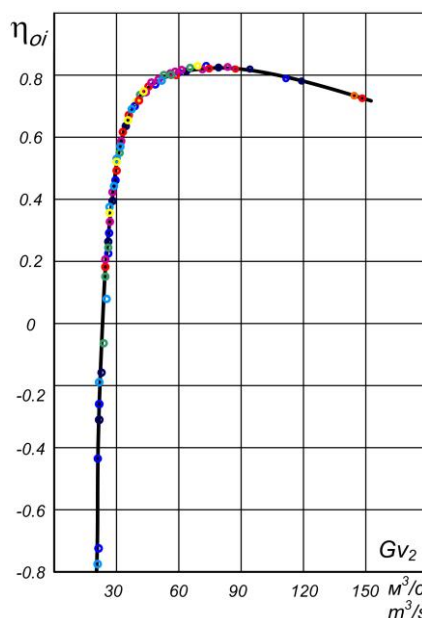


Рис.6. Относительный внутренний КПД предотборного отсека в зависимости от объемного расхода пара (Gv_2).⁸

Кроме того, предложена единая методика расчета всех ступеней рассматриваемого турбинного отсека.

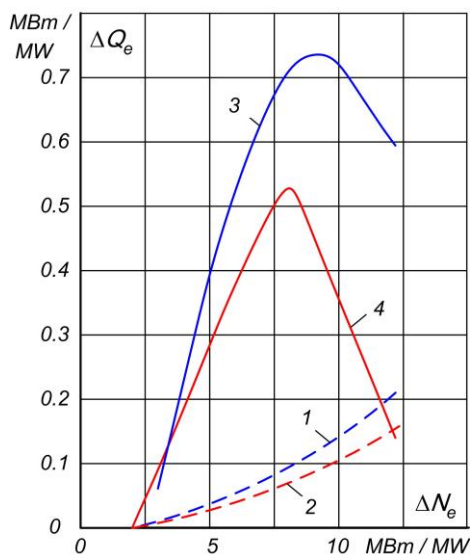
Второе. Экспериментальные данные, полученные в результате промышленных испытаний, позволили с высокой точностью верифицировать полученные энергетические и расходные характеристики. В качестве примера можно привести работу [31], где представлены сопоставление результатов натуральных испытаний турбины Т-110-130 в режимах с одноступенчатым и двухступенчатым подогревом сетевой воды. При этом показано, что расхождение расчетных и экспериментальных данных лежит в пределах точности всего расчета и не превышает 1%. Это доказывает высокий уровень достоверности применяемых зависимостей в широком диапазоне изменения режимов. В работах [6, 31] представлены также и более детальные сопоставления, подтверждающие высокую точность полученных характеристик.

Третье. Оптимизация работы теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) является важной технико-экономической проблемой. При этом

от выбора математических моделей ТЭЦ зависит возможность решения поставленной задачи. В качестве примера покажем, насколько различными могут оказаться результаты оптимизационных изысканий при использовании традиционных нормативных характеристик турбоустановок и предлагаемых авторами моделей, в основе которых лежат реальные энергетические и расходные характеристики, корректно учитывающие вентиляционные потери в отсеках. Анализировалось изменение величины экономии теплоты ΔQ_e при последовательном открытии РД ЧНД по сравнению с параллельным в зависимости от прироста электрической мощности при работе по электрическому графику.

В соответствии с расчетами по модели рост мощности во всех условиях приводит к положительному энергетическому эффекту, который представлен на рис. 7, а согласно нормативным характеристикам этот эффект является практически нулевым.

Полученный эффект от оптимального распределения пиковой нагрузки между турбинами связан с нелинейным характером зависимости внутренней мощности ЧНД от расхода пара.



ΔQ_e - экономия общего расхода теплоты для группы турбин; ΔN_e - общий прирост электрической мощности для группы турбин

Рис. 7. Эффективность оптимального распределения пиковой нагрузки между турбинами типа Т-50-130 (1, 3 - между тремя турбинами; 2, 4 - между двумя турбинами) с использованием нормативных характеристик (1, 2) и математических моделей (3, 4).⁹

IV. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенного исследования авторами были получены следующие основные результаты:

1. Выполнен анализ современных подходов к представлению расходных и мощностных характеристик, который показал их ограниченную применимость при малопаровых режимах в силу ряда объективных причин (линейный характер зависимостей, несоответствие реальному состоянию оборудования, слишком громоздкий процесс вычисления в случае трехмерного моделирования потока и др.).

2. Обоснованы преимущества подхода к построению расходных и мощностных характеристик, разработанного в ВятГУ, который хорошо коррелируется с нормативными характеристиками заводоизготовителей в номинальных режимах и корректирует их в существенно переменных режимах. Предложено использовать уточненные энергетические характеристики в виде обобщенных зависимостей основных параметров турбинных ступеней и отсеков от объемного расхода пара на выходе из отсека или из ступени Gv_2 . Характеристики пригодны для расчета малорасходных и вентиляционных режимов как для отдельных ступеней, так и для отсека в целом.

3. Разработанное с использованием предложенных характеристик программное обеспечение в виде адекватных математических моделей теплофикационных турбоустановок нескольких типов позволяет с высокой точностью прогнозировать энергетический эффект от их внедрения, который невозможно было бы обнаружить при использовании традиционных методик и нормативных характеристик. Это дает возможность работникам энергетических предприятий и исследователям получать данные, необходимые для планирования и нормирования работы турбоустановок и осуществления периодического контроля за эффективностью их работы с выдачей рекомендаций по повышению энергетической эффективности работы ТЭЦ.

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

¹Fig. 1. Flow characteristics of turbine compartments. (1-7 – approximating curves of the experimental values of the complex $G\sqrt{p_0v_0}/p_0\alpha$ (1, 2, 3, 4 - respectively LSP of turbines PT-60-130, PT-135-130, T-50-130,

T-180-130; 5, 6 - respectively compartments of 29-30 and 27-28 stages of the PT-60-130 turbine; 7 - intermediate compartment of the PT-135-130 turbine; 8 - the estimated base value of the complex according to the formula (1).

^{2,3}**Table 1.** Values σ by formula (6) for LPS of some turbines.

⁴**Fig. 2.** Generalized power characteristics of the stages of various turbines' LPS in operating modes with energy consumption. (1, 2 - LPS of turbines ПТ-60-130, Т-180-130 respectively; 3 - a characteristic for the last stage of any turbine's LPS).

⁵**Fig. 3.** Specific power (N_{iV_2}) of pre-selection compartment depending on the volumetric flow rate of steam (G_{V_2}).

⁶**Fig. 4.** Specific power (N_{iV_2}) of pre-selection compartment depending on the volumetric flow rate of steam (G_{V_2}) in the range 5...25 m³/s.

⁷**Fig. 5.** Actual heat drop (h_i) of pre-selection compartment depending on the volumetric flow rate of steam (G_{V_2}).

⁸**Fig. 6.** Relative internal efficiency of pre-selection compartment depending on the volumetric flow rate of steam (G_{V_2}).

⁹**Fig. 7.** Efficiency of the optimal distribution of peak load between T-50-130 turbines (1, 3 - between three turbines; 2, 4 - between two turbines) using standard characteristics (1, 2) and mathematical models (3, 4). (ΔQ_e - saving total heat consumption for a group of turbines; ΔN_e - total increase in electric power for a group of turbines).

Литература (References)

- [1] Kharlamova T., Osipova K. [The state of modern heat power engineering and increasing the economic efficiency of heat supply]. *MATEC Web of Conferences* [International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering], 2018, vol. 245, no. 05002, pp. 1-4. doi: 10.1051/201824505002
- [2] Tumanovskii A.G. Prospects for the development of coal-steam plants in Russia. *Thermal Engineering*, 2017, no. 64, pp. 399-407. doi: 10.1134/S004036361706008X
- [3] Gvozdenaca D., Urošević B.G., Menke Ch., Urošević D., Bangviwat A. High efficiency cogeneration: CHP and non-CHP energy. *Energy*, 2017, vol. 135, pp. 269-278. doi: 10.1016/j.energy.2017.06.143
- [4] Widmann Ch., Lödige D., Toradmal A., Thomas B. Enabling CHP units for electricity production on demand by smart management of the thermal energy storage. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 114, pp. 1487-1497. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.08.065
- [5] Trukhny A.D., Lomakin B.V. *Teplofikacionnyye parovye turbiny i turbostanovki* [Heating steam turbines and turbine units]. Moscow, 2006. 512 p. (in Russian).
- [6] Tatarinova N.V., Suvorov D.M., Shempelev A.G. [Approaches to building computational mathematical models based on the flow and power characteristics of cogeneration steam turbine stages and compartments]. *International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM 2017)*. St. Petersburg, Russia, 2017, pp. 1-6. doi: 10.1109/ICIEAM.2017.8076463.
- [7] Stepanova E.L., Maximov A.S. The optimization problems of CHP operation. *Journal of Physics Conference Series*, 2017, 891(1):012215. doi: 10.1088/1742-6596/891/1/012215
- [8] Wolfrum Ph., Kautz M., Schäfer J. Smart Operation of CHP Units. *IFAC Proceedings Volumes*, 2012, vol. 45, iss. 21, pp. 61-66. doi: 10.3182/20120902-4-FR-2032.00013
- [9] Choa H., Lucka R., Eksioglub S.D., Chamraa L.M. Cost-optimized real-time operation of CHP systems. *Energy and Buildings*, 2009, vol. 41, iss. 4, pp. 445-451. doi: 10.1016/j.enbuild.2008.11.011
- [10] Kultyshev A.Y., Stepanov M.Y., Linder T.Y. Diagrams of regimes of cogeneration steam turbines for combined-cycle power plants. *Thermal Engineering*, 2012, vol. 59, no. 12, pp. 913-918. doi: 10.1134/S0040601512120051
- [11] Chuchueva I.A., Inkina N.E. Optimizaciya raboty TEC v usloviyah optovogo rynka elektroenergii i moshchnosti Rossii [Optimization of CHP plants operation in the wholesale electricity and capacity market of Russia]. *Science and Education. Bauman Moscow State Univ., Electronic Journal*, 2015, no. 8, pp. 195-238. (In Russian).
- [12] Shchinnikov P.A., Safronov A.V. Enhancing the calculation accuracy of performance characteristics of power-generating units by correcting general measurands based on matching energy balances. *Thermal Engineering*, 2014, vol. 61, no. 12, pp. 898-904. doi: 10.1134/S0040601514110081
- [13] Zhu Q., Luo X., Zhang B., Chen Y., Mo S. Mathematical modeling, validation, and operation optimization of an industrial complex steam turbine network-methodology and application. *Energy*, 2016, vol. 97, pp. 191-213. doi: 10.1016/j.energy.2015.12.112
- [14] Wen L., Xue Z.H., Wang W.F., Yang X.M. Simplified Calculation of the Output Power of a Steam Turbine Under the Condition of the Back Pressure Being Slightly Increased. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2018, no. 33(1), pp. 48-52.
- [15] Zhang Xi, Huang Weijian. Analysis and Optimization of Flow Characteristics of Steam Turbine Valve [J]. *Southern Power System Technology*, 2010, no. 4, pp. 72-75.

- [16] LI Jinbai, LIU Fuping. Optimization for the flow characteristics function of turbine valves and the influences on safe and economic operation [J]. *Electric Power*, 2008, no. 41(12), pp. 50-53.
- [17] SHENG Kai, LIU Fuping, LIU Wulin. Influence of Steam Turbine Valve Discharge Characteristics on Power Systems and Its Control Strategy [J]. *Automation of Electric Power Systems*, 2012, no. 36(7), pp. 104-109.
- [18] Carcascia C., Cosib L., Ferrarob R., Pacificic B. Effect of a real steam turbine on thermoeconomic analysis of combined cycle power plants. *Energy*, 2017, vol. 138, pp. 32-47. doi: 10.1016/j.energy.2017.07.048
- [19] Sheng K., Jiang X., Wei L. Research on parameter identification of turbine governing system based on power response characteristics. *Power System Protection and Control*, 2016, no. 44(12), pp. 100-107.
- [20] Neumin V.M. Methods of evaluating power losses for ventilation in stages of steam turbines of TES. *Thermal Engineering*, 2014, vol. 61, no. 10, pp. 765-770. doi: 10.1134/S0040601514100085
- [21] Sokolov E.Ya., Martynov V.A. Energeticheskie karakteristiki parogazovih teplofikacionnih ustanovok [Power characteristics of district heating steam-gas plants]. *Teploenergetika*, 1996, no. 4, pp. 47-54. (in Russian).
- [22] Simoyu L.L., Indurskii M.S., Efros E.I. Calculation of the performance of the LP section in a cogeneration steam turbine under variable operating conditions. *Thermal Engineering*, 2000, no. 47(2), pp. 105-110.
- [23] Usov S.V., Kudinov A.A. Development of the CCP-200 mathematical model for syzran CHPP using the Thermolib software package. *Thermal Engineering*, 2016, vol. 63, no. 4, pp. 253-259. doi: 10.1134/S0040601516020105
- [24] Simoyu L.L., Efros E.I., Gutorov V.F., Lagoon V.P. *Teplofikacionnye parovye turbiny: povyshenie ekonomichnosti i nadezhnosti* [Heating steam turbines: increase in economy and reliability]. St. Petersburg: Energotech, 2001. 208 p. (in Russian)
- [25] Efros E.I. *Ekonomichnost i nadejnost moschnih teplofikacionnih turbin i puti ih povisheniya*. Сведения об авторах.



Татаринова Наталья Владимировна, кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и гидравлики ВятГУ. Научные интересы - теплофикация.
E-mail: nvt_s@mail.ru



Суших Виктор Михайлович, доцент кафедры теплотехники и гидравлики ВятГУ. Научные интересы - энергетическая эффективность.
E-mail: vimis608@gmail.com