

Литература

1. МЭК 60193. Модельные приемо-сдаточные испытания гидравлических турбин насосов, гидроаккумулирующих станций и насос-турбин. – 1999. – 567 с.
2. Установка УГ-1 для градуировки расходомеров энергокавитационных стендов / И. С. Веремеенко, С. В. Гладышев, В. Н. Дедков и др. // Метрологія та прилади. – 2010. – № 2. – С. 42–47.
3. Модернизация энергокавитационных стендов лаборатории гидромашин ИПМаш НАН Украины / И. С. Веремеенко, С. В. Гладышев, В. Н. Дедков и др. // Пробл. машиностроения. – 2010. – Т. 13, № 5. – С. 24–31.
4. Дедков В. Н. Применение серийных насосов в качестве гидротурбин для малой энергетики / В. Н. Дедков // Пробл. машиностроения. – 2011. – Т. 14, № 4. – С. 24–30.

Поступила в редакцию
27.01.12

УДК 621.165

Ю. М. Мацевитый, акад. НАН Украины

Ю. П. Антипцев, канд. техн. наук

В. Н. Голощапов, канд. техн. наук

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, e-mail: matsevit@ipmach.kharkov.ua)

ВЫБОР ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПИКОВОЙ ТУРБИНЫ ДЛЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ НАДСТРОЙКИ ЭНЕРГОБЛОКА К-300-240

Представлена концепция использования пиковой турбины в качестве высокотемпературной надстройки к энергоблоку мощностью 300 МВт. Получены ее начальные и конечные термодинамические параметры. Выполнено расчетное исследование термогазодинамических и конструктивных параметров активных и реактивных пиковых турбин в диапазоне изменения частот вращения ротора $n = 50 \div 200 \text{ с}^{-1}$. Выбран оптимальный вариант пиковой турбины с частотой вращения ротора $n = 100 \text{ с}^{-1}$. Приведена оценка прочностных характеристик рабочих лопаток указанной турбины.

Подана концепція використання пікової турбіни як високотемпературної надбудови до енергоблоку потужністю 300 МВт. Отримано її початкові та кінцеві термодинамічні параметри. Виконано розрахункове дослідження термогазодинамічних та конструктивних параметрів активних та реактивних пікових турбін у діапазоні змінення частот обертання ротора $n = 50 \div 200 \text{ с}^{-1}$. Обрано оптимальний варіант пікової турбіни з частотою обертання ротора $n = 100 \text{ с}^{-1}$. Наведена оцінка міцнісних характеристик робочих лопаток вказаної турбіни.

Устойчивое функционирование энергетического комплекса Украины является важнейшей составляющей национальной безопасности государства. Одна из главных проблем энергетики Украины – несбалансированность электрогенерирующих мощностей с существенным дефицитом высокоманевренной составляющей. В настоящее время для покрытия пиков и провалов потребления электроэнергии в энергосистеме Украины используют непригодные для этого энергоблоки ТЭС мощностью 150–300 МВт, которые создавались в 50–60-е годы прошлого столетия для работы в базовом режиме. Для этого их переводят на функционирование при пониженных нагрузках, вплоть до 30–35 % номинальной, зачастую отключая в ночные часы, удерживая в горячем резерве и маневрируя нагрузкой в дневные часы по указаниям диспетчерской службы энергосистемы.

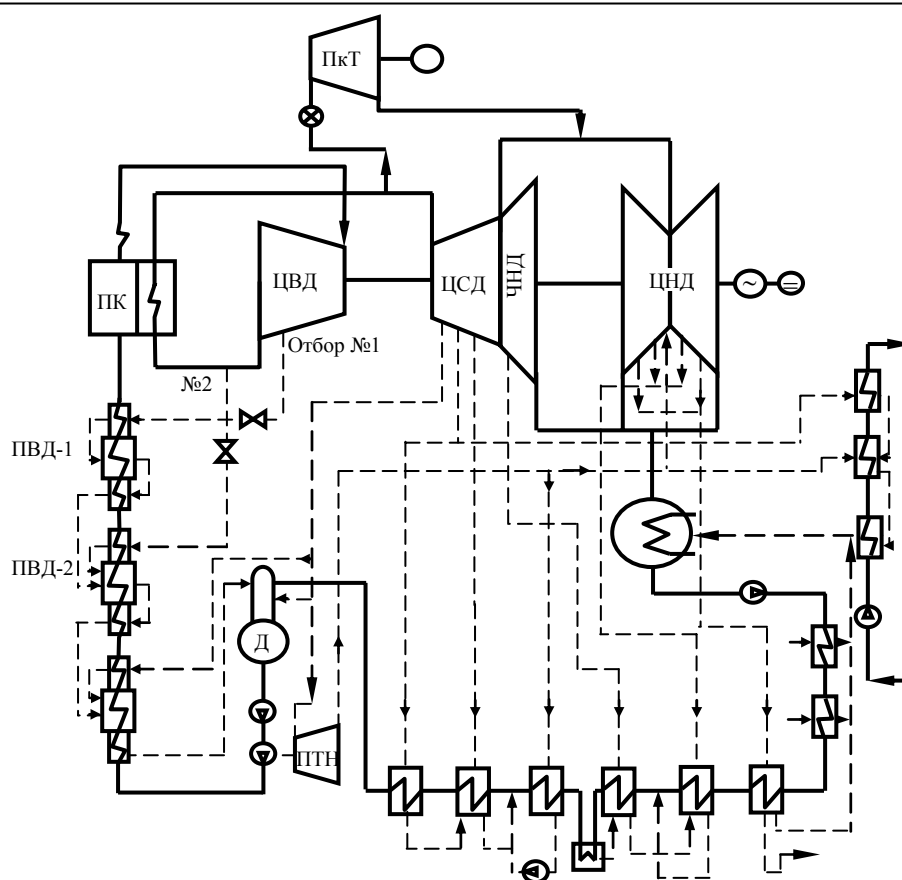


Рис. 1. Схема подключения высокотемпературной пиковой турбины в тепловую схему энергоустановки К-300-240:

ЦНД – часть низкого давления; ЦВД – цилиндр низкого давления; Д – деаэратор;
 ПК – паровой котел; ПТН – питательный турбонасос; ПкТ – пиковая турбина;
 ПВД-1, ПВД-2 – подогреватели высокого давления № 1 и № 2

С учетом вышесказанного представляется актуальным вопрос создания специальных высокоманевренных и высокоэкономичных пиковых мощностей. Одним из подходов к созданию пиковой мощности может быть установка паровых высокотемпературных надстроек к базовым турбинам действующих ТЭС, при этом представляется целесообразным максимально использовать их инфраструктуру, в том числе тепловые схемы энергоблоков, при эксплуатации оборудования которых в высокоманевренных режимах работы приобретен большой опыт.

Высокотемпературная надстройка включается в тепловую схему базовой турбины [1]. Схема ее подключения в тепловую схему турбины К-300-240 приведена на рис. 1. Согласно этой схеме рабочее тело (пар высокой температуры) для работы пиковой турбины отбирается из паропроводов горячего промперегрева, а его расход обеспечивается отключением 1-го отбора пара, расположенного за 9-й ступенью цилиндра высокого давления (ЦВД) и 2-го отбора на выходе пара из ЦВД. Весь расход пара, поступивший в ЦВД, проходит промежуточный перегрев в котле, нагреваясь до температуры, определяемой параметрами промперегрева, и перед входом в цилиндр среднего давления (ЦСД) разделяется на две части: основная часть поступает в ЦСД, а часть расхода, эквивалентная расходу в 1-й и 2-й отборы высокого давления, направляется в пиковую турбину (ПкТ).

Пройдя пиковую турбину, пар после выхода из нее направляется в цилиндр низкого давления (ЦНД базовой турбины, в котором за счет увеличения расхода пара происходит увеличение мощности на периоды включения пиковой турбины).

Расчетное время работы пиковой турбины согласуется со временем работы энергосети в пиковом режиме – время с 8:00 до 10:00 и с 17:00 до 21:00.

С учетом вышесказанного выполнено расчетное исследование тепловой схемы (рис.1) энергоустановки К-300-240 для оценки параметров пара при использовании пиковой турбины как высокотемпературной надстройки энергоблока. Начальные и конечные термодинамические параметры, полученные в результате расчетов, имеют следующие значения:

- давление на входе в пиковую турбину (за регулируемыми клапанами) $P_0 = 2,94$ МПа;
- температура на входе $T_0 = 813$ К (540 °С);
- давление на выходе из пиковой турбины $P_k = 0,294$ МПа;
- расход пара $G = 53,7$ кг/с (193,3 т/ч).

Целью данного исследования является определение оптимальных геометрических размеров, термогазодинамических параметров и характеристик проточных частей пиковых активных и реактивных турбин мощностью $N = 30$ МВт в диапазоне изменения частот вращения ротора $n = 50 \div 200$ с⁻¹ (3000÷12000 об/мин).

Геометрическая конфигурация проточной части (ПЧ) этих турбин при заданных параметрах пара на входе и выходе в значительной степени зависит от размеров корневых диаметров и высот лопаток первой и последней ступеней, которые определяются, исходя из условий экономичности турбины и конструктивных ограничений [2].

При выборе 1-й ступени турбины основной задачей является достижение оптимального значения u/c_0 и высот сопловых лопаток, обеспечивающих заданный расход пара, размеры которых определяются с использованием уравнения неразрывности для принятых значений среднего диаметра и степени реактивности ступени. В соответствии с этим была использована зависимость [2]

$$l_c = \frac{G \cdot v_{1r}}{20 \cdot n \cdot d_{cp}^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{1\text{эф}} (1 - \rho)}, \quad (1)$$

где G – расход пара через ступень; v_{1r} – теоретический удельный объем пара за соплом; n – число оборотов ротора; d_{cp} – средний диаметр ступени; $\alpha_{1\text{эф}}$ – геометрический (эффективный) угол выхода из соплового аппарата; ρ – степень реактивности ступени на среднем диаметре.

При этом минимальный угол выхода из соплового аппарата лимитируется технологией производства (для активной ступени $\alpha_{1\text{эф}} = 11\text{--}13^\circ$, для реактивной $\alpha_{1\text{эф}} = 14\text{--}20^\circ$). Что касается последней ступени (ПС), то для мощных паровых турбин ее геометрия определяется по условиям максимальной пропускной способности объемного расхода пара при условии обеспечения длительной прочности рабочих лопаток, диска и хвостового соединения. Для турбин небольшой мощности ($N_t \leq 50$ МВт) основным фактором является достижение максимального значения ее КПД, который (при прочих равных потерях в лопаточных аппаратах) в значительной степени определяется потерей энергии с выходной скоростью, минимум которой достигается при осевом выходе абсолютной скорости c_2 из ступени.

Принимая во внимание вышесказанное, при выборе геометрии ПЧ турбин для заданного диапазона частот вращения ротора представляется целесообразным определить в первую очередь геометрию последней ступени, т.е. высоту рабочей лопатки $l_{p.l.}$ и корневой диаметр рабочего колеса d_k для каждого из заданных значений частоты вращения ротора. При этом принимается оптимальное соотношение u/c_0 , а отвечающий ему теплоперепад должен обеспечивать осевой выход скорости c_2 при принятой реактивности ступени.

Для решения такой задачи необходимо получить зависимость для определения теплоперепада, срабатываемого в ступени $h_p = f(\rho, u, \alpha_1)$, который будет отвечать указанным выше условиям.

Используя уравнения для треугольников скоростей потока в лопаточных аппаратах ступени [2], относительную скорость выхода из рабочей лопатки представим в виде

$$\frac{W_2^2}{\psi^2} = 2 \cdot 10^3 [\varphi^2(1-\rho) + \rho] \cdot h_p + u^2 - 2u\varphi \sqrt{2 \cdot 10^3(1-\rho)} \cdot h_p \cdot \cos \alpha_{1\text{эф}}, \quad (2)$$

где ρ – реактивность ступени; h_p – располагаемый теплоперепад на ступень; u – окружная скорость; φ , ψ – коэффициенты скорости сопловых и рабочих лопаток соответственно.

$$\text{Приняв обозначения } a = 2 \cdot 10^3 [\varphi^2(1-\rho) + \rho], \quad k = u^2 - \frac{W_2^2}{\psi^2},$$

$z = 2u\varphi \sqrt{2 \cdot 10^3(1-\rho)} \cdot \cos \alpha_{1\text{эф}}$ получим

$$h_p = -\frac{2ak - z^2}{2a^2} \pm \sqrt{\left(\frac{2ak - z^2}{2a^2}\right)^2 - \left(\frac{k}{a}\right)^2}. \quad (3)$$

При осевом выходе потока из последней ступени

$$W_2^2 = u^2 + c_{2z}^2,$$

где c_{2z} – осевая составляющая выходной скорости потока за рабочей решеткой. Эта скорость

$c_{2z} = \frac{G \cdot v_{2r}}{\pi d_{\text{ср}} \cdot l_{\text{л}}}$, где G – расход пара через ПС; v_{2r} – удельный объем пара за ПС; $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр ПС; $l_{\text{л}}$ – высота рабочей лопатки ПС.

Таким образом, варьируя значениями d_k и высотой лопатки $l_{\text{р.л}}$ ПС, при заданном расходе и термодинамических параметрах пара за турбиной по (3) в итерационном процессе, можно определить располагаемый теплоперепад h_p , отвечающий минимальной потере энергии с выходной скоростью последней ступени.

Полученное значение d_k последней ступени принимается постоянным для всей проточной части, что, учитывая ограниченное изменение v_2 , вполне приемлемо для выполнения последующих численных исследований по расчету термогазодинамических параметров и характеристик течения пара в пиковой турбине.

Определив значение d_k по формуле (1), по минимальным значениям углов $\alpha_{1\text{эф}}$, итерационным путем вычисляем высоту сопловой решетки 1-й ступени. Принимая во внимание необходимость проведения последующего численного эксперимента по термогазодинамическому расчету ПЧ пиковой турбины в диапазоне частот вращения ротора от 50 до 200 с⁻¹, с целью определения наилучшей экономичности и соответствующего ей числа оборотов ротора выполнено расчетное исследование по определению геометрических размеров первой и последней ступеней ПЧ. При этом исходными данными для расчетов принимались вышеприведенные термодинамические параметры пара перед турбиной и расход пара для ПЧ (с учетом утечек в переднее концевое уплотнение и на штоках клапанов регулирования), равный $G = 52,6$ кг/с. Значение степени реактивности для ступеней принималось в зависимости от типа рассматриваемой (активная, реактивная) турбины в каждом конкретном случае. Коэффициенты потерь в лопаточных аппаратах, согласно [2], были приняты: в соплах $\varphi = 0,97$, в рабочих лопатках $\psi = 0,93$.

Результаты проведенных расчетов представлены на рис. 2, из анализа которых следует, что:

- для активной турбины с увеличением частоты вращения ротора средние диаметры первой и последней ступеней уменьшаются;
- высота лопаток 1-й ступени активной турбины с повышением частоты вращения до значения $n = 150$ с⁻¹ увеличивается, а при дальнейшем повышении частоты вращения ротора остается практически постоянной;
- высота рабочих лопаток последней ступени активной турбины увеличивается до $n = 100$ с⁻¹, а при дальнейшем повышении частоты вращения не изменяется;

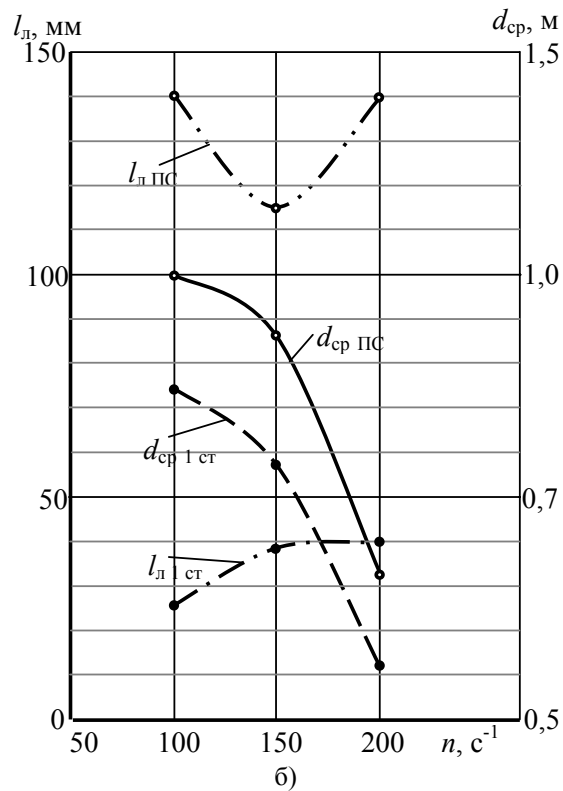
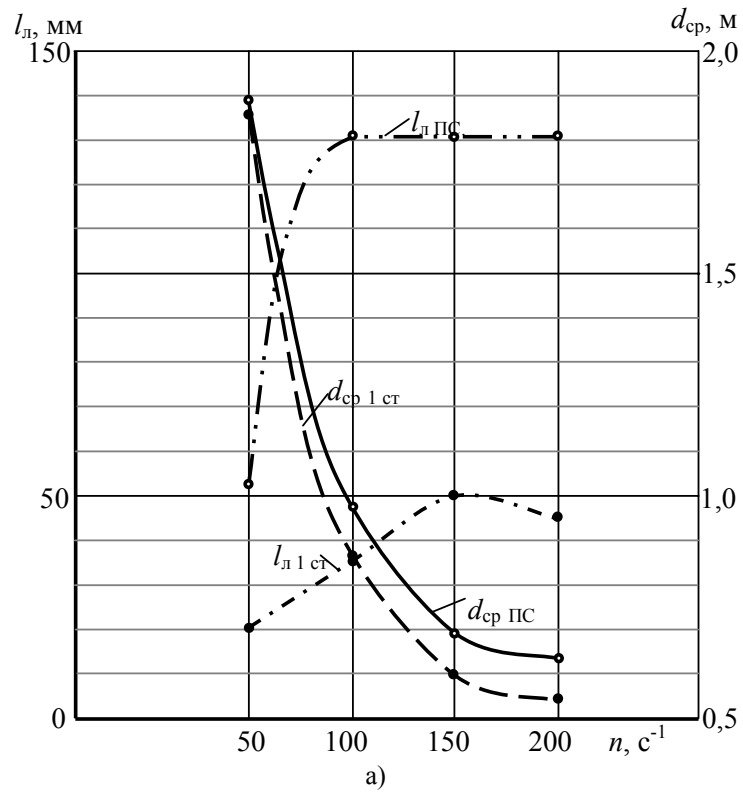
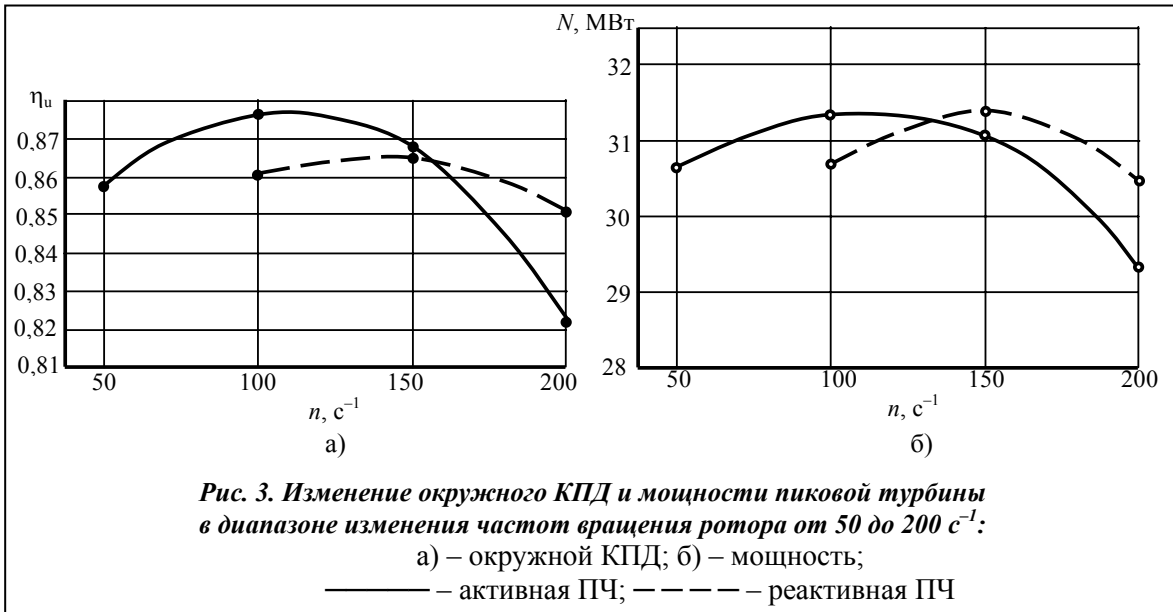


Рис. 2. Геометрические размеры первой и последней ступени турбин в диапазоне изменения частоты вращения ротора от 50 до 200 $с^{-1}$: а) – активных; б) – реактивных



- в реактивной турбине уменьшение размеров средних диаметров ступеней происходит при повышении частоты вращения ротора менее интенсивно, чем в активной;
- высоты рабочих лопаток 1-й ступени реактивной турбины имеют тенденцию (как и в активных турбинах) оставаться практически постоянными при $n > 150 c^{-1}$, а размеры ПС имеют ярко выраженный минимум при $n = 150 c^{-1}$.

Полученные геометрические размеры 1-й и последней ступеней необходимы для численного эксперимента по формированию проточной части активной и реактивной пиковых турбин с оптимальными (рациональными) значениями КПД.

В качестве объекта исследования рассматривались ПЧ следующих турбин:

- активных при значениях частоты вращения ротора 50; 100; 150; 200 c^{-1} ;
- реактивных при значениях частоты вращения ротора 100; 150; 200 c^{-1} .

При определенных выше размерах 1-й и последней ступеней проведена рациональная разбивка теплоперепадов между ступенями ПЧ турбины для каждого из указанных выше вариантов. Основным фактором при этом (во избежание дополнительных потерь) являлась плавность проточной части при оптимальном соотношении u/c_0 для каждой из ступеней [2].

Расчеты каждого варианта выполнены по среднему диаметру ПЧ, что является достаточно достоверным для полученных размеров облопачивания.

Результаты численного эксперимента приведены на рис. 3.

Анализ поступенчатого термогазодинамического расчета параметров проточной части активной и реактивной турбин для рассматриваемых частот вращения ротора показал следующее.

При частоте вращения ротора $n = 50 c^{-1}$, которая наиболее приемлема для безредукторной схемы выполнения активной турбины, средний диаметр 1-й ступени достигает 1,85 м, последней – 1,9 м (рис. 2), что приводит к увеличению массы ротора, статора и турбины в целом.

Расположение рабочей лопатки на большем радиусе, при ее практически равной длине с остальными вариантами, вызывает повышенные напряжения в хвостовике лопатки и в диске, что приводит к снижению коэффициента запаса прочности указанных элементов.

В то же время расчетное исследование показало, что при частоте вращения ротора $n = 50 c^{-1}$ высота лопаток 1-й ступени становится меньше допустимой (выходит на уровень 10–12 мм при минимальном значении угла выхода $\alpha_1 = \beta_2 = 11^\circ$), что является причиной пониженного значения КПД ($\eta_u = 0,857$) по сравнению с остальными ступенями ($\eta_u = 0,885$).

Потери энергии с выходной скоростью последней ступени при этом почти на 5% отличаются от оптимального значения. Мощность турбины на венце $N = 30680$ кВт.

С учетом увеличения средних диаметров ступеней, удлинения ротора и снижения его критической частоты вариант конструкции пиковой турбины с активной проточной частью при частоте вращения ротора $n = 50 \text{ с}^{-1}$ (3000 об/мин) признан неконструктивным и для дальнейшей проработки нецелесообразным.

Тепловой расчет проточной части пиковой турбины, имеющей частоту вращения ротора $n = 100 \text{ с}^{-1}$, показал, что те недостатки, которые имеет турбина при $n = 50 \text{ с}^{-1}$, могут быть частично устранены – КПД (η_u) по ступеням выровнен; высота лопаток 1-й ступени увеличилась приблизительно в 1,5 раза, средний диаметр ступеней уменьшился практически вдвое.

КПД турбины при $n = 100 \text{ с}^{-1}$ вырос по сравнению с предыдущим вариантом (при $n = 50 \text{ с}^{-1}$) до $\eta_u = 0,8762$, мощность увеличилась на 668 кВт, т.е. возросла до $N = 31348$ кВт.

Дальнейшее повышение частоты вращения ротора (см. рис. 3) при некотором уменьшении средних диаметров ступеней и практически постоянной высоте рабочей лопатки последней ступени не привело ни к увеличению КПД турбины ($\eta_u = 0,868$ при $n = 150 \text{ с}^{-1}$ и $\eta_u = 0,8215$ при $n = 200 \text{ с}^{-1}$), ни к повышению мощности ($N = 31072$ и $N = 29340$ кВт). Снижение окружного КПД проточной части и мощности произошло за счет увеличения потерь энергии с выходной скоростью ПС.

Таким образом, для пиковой турбины с активной проточной частью при выбранной степени реактивности, равной $\rho_{\text{ср}} = 0,2$ на среднем диаметре (что обеспечивает положительную степень реактивности в корневых сечениях всех ступеней), имеется оптимум по КПД и мощности, который отвечает частоте вращения ротора $n = 100 \text{ с}^{-1}$, т.е. удвоенной частоте тока в сети. Ступени активной турбины являются высоконагруженными, и их количество снизилось до четырех ступеней, что позволяет в ней применить ротор жесткой конструкции. Оценка надежности и маневренности пиковой турбины с такой частотой вращения ротора может быть выполнена после разработки ее конструкции.

Поступенчатый тепловой расчет пиковой турбины при $n = 100 \text{ с}^{-1}$ с реактивной проточной частью был проведен при классическом уровне степени реактивности – $\rho_{\text{ср}} = 0,5$ для всех ступеней. Поскольку наблюдалось повышение характеристического числа u/c_0 от 0,66 до 0,69, было решено использовать в реактивной турбине менее нагруженные турбинные ступени, что привело к увеличению их числа до семи (в активной – число ступеней равнялось 4). Снижение нагрузки на ступень вызвало уменьшение потерь кинетической энергии с выходной скоростью и выравниванию окружного КПД η_u по ступеням.

Результаты расчетного исследования проточной части пиковой турбины с реактивным облопачиванием, приведенные на рис. 3, показали: максимальное значение окружного КПД ($\eta_u = 0,8646$) достигается при частоте вращения ротора, равной $n = 150 \text{ с}^{-1}$ (9000 об/мин). Оно на 1,24% ниже, чем КПД на венце пиковой турбины с активной проточной частью ($\eta_u^{\text{акт}} = 0,8762$) при $n = 100 \text{ с}^{-1}$ (6000 об/мин). В то же время за счет уменьшения потерь кинетической энергии с выходной скоростью мощность пиковой турбины с реактивным облопачиванием при оптимальной частоте вращения ротора ($n = 150 \text{ с}^{-1}$) соизмерима с мощностью пиковой турбины с активным облопачиванием при оптимальной частоте вращения ротора $n = 100 \text{ с}^{-1}$ ($N_{\text{реак}} = 31375$ кВт, $N_{\text{акт}} = 31348$ кВт).

Геометрические размеры ступеней, определяющие габариты турбины, наряду с числом ступеней, показывают, что при реактивном облопачивании наружный диаметр проточной части по последней ступени на 52 мм меньше, чем при активном, а рабочая лопатка последней ступени короче на 16 мм. Однако повышенная частота вращения создает центробежную силу лопатки примерно на 30% больше центробежной силы рабочей лопатки последней ступени пиковой турбины с активным облопачиванием проточной части. Что касается КПД и мощности, то активная турбина при частоте вращения ротора $n = 100 \text{ с}^{-1}$ и реактивная при $n = 150 \text{ с}^{-1}$ достаточно близки по энергетическим показателям. Поэтому при при-

нятии решения о выборе типа турбины необходимо было учесть ограничения более высокого иерархического уровня, в данном случае – ограничения, связанные с прочностью лопаток рабочих колес.

Для оценки уровня надежности лопаточного аппарата активной и реактивной пиковых турбин проведено расчетное исследование по оценке напряжений растяжения и изгиба рабочих лопаток ПЧ, которые определялись по приближенным формулам, используемым при проектировании авиационных двигателей [3].

Напряжения растяжения в корневом сечении рабочих лопаток (σ_p) и напряжения изгиба ($\sigma_{из}$) определялись по следующим оценочным формулам:

$$\sigma_p = 2\rho \cdot \frac{u^2}{d_{cp}} \cdot l \cdot \Phi, \quad (4)$$

$$\sigma_{из} = \frac{N \cdot \eta \cdot l}{2\pi \cdot d_{cp} \cdot n \cdot z \cdot I_{min}}. \quad (5)$$

Здесь σ_p – напряжение растяжения, Н/м²; ρ – плотность материала, кг/м³; u – окружная скорость, м/с; l – высота лопатки, м; Φ – коэффициент формы лопатки, который представляет собой отношение площади периферийного сечения лопатки к корневому $\Phi = f_n/f_k$ (для лопатки постоянного сечения равен 1); $\sigma_{из}$ – напряжение изгиба, Н/м²; N – мощность ступени, Вт; η – КПД ступени; n – частота вращения ротора, с⁻¹; z – число лопаток, шт.; I_{min} – минимальный момент инерции лопатки в корневом сечении, см⁴.

Исходные данные для расчета прочностных характеристик рабочих лопаток приведены в табл. 1, 2. Материал рабочих лопаток – сплав ЭИ-802, плотность которого $\rho = 7900$ кг/м³, предел прочности $\sigma = 580$ МПа при температуре 773 К. Допустимые напряжения изгиба приняты в диапазоне от 20 до 50 МПа в зависимости от конкретных условий функционирования рабочих лопаток [4]. Результаты расчетов прочностных характеристик рабочих лопаток последних ступеней пиковых турбин активного и реактивного типов по формулам (4) и (5) приведены в табл. 3, анализ которых показывает, что при практически равных значениях КПД и мощности (рис. 3) активной турбины с $n = 100$ с⁻¹ и реактивной с $n = 150$ с⁻¹ активная турбина имеет примерно в 1,8 раза более низкие напряжения от действия центробежных сил и примерно в ~1,18 раза ниже напряжения изгиба, т. е. запасы прочности рабочих лопаток для пиковой турбины с активным облопачиванием можно обеспечить конструктивно более простыми и технологически хорошо освоенными способами.

Таблица 1. Исходные данные для оценки прочностных характеристик рабочих лопаток активной турбины при частоте вращения ротора $n = 100$ с⁻¹

Номер ступени	Параметры					
	N , кВт	u , м/с	d_{cp} , м	l , м	Z , шт.	W_{2min} , см ³
I	7476	273	0,870	0,035	164	0,225
II	7889	283,5	0,903	0,068	170	0,225
III	7922	292	0,930	0,095	175	0,225
IV	8030	303	0,965	0,130	189	0,234

Таблица 2. Исходные данные для оценки прочностных характеристик рабочих лопаток реактивной турбины при частоте вращения ротора $n = 150$ с⁻¹

Номер ступени	Параметры					
	N , кВт	u , м/с	d_{cp} , м	l , м	Z , шт.	W_{2min} , см ³
I	6760	371,0	0,788	0,038	39	0,450
II	7487	383,4	0,814	0,064	37	0,450
III	7867	395,6	0,840	0,090	38	0,575
IV	8800	407,4	0,865	0,115	39	0,333

Таблица 3. Напряжения растяжения и изгиба в корневом сечении рабочих лопаток активной и реактивной пиковых турбин

Параметр	Номер ступени			
	I	II	III	IV
	Активная турбина, $n = 100 \text{ с}^{-1}$			
σ_p , МПа	47,4	95,5	128	195
$\sigma_{из}$, МПа	9,7	18,4	24,3	39
	Реактивная турбина, $n = 150 \text{ с}^{-1}$			
σ_p , МПа	105	182,6	265	349
$\sigma_{из}$, МПа	19,7	37,5	41,0	46

В результате проведенного анализа технико-экономических, термогазодинамических и прочностных характеристик элементов пиковой турбины с активной и реактивной проточной частью для конструктивной проработки выбран вариант пиковой турбины с активной проточной частью, включающей четыре ступени давления при частоте вращения ротора $n = 100 \text{ с}^{-1}$ (6000 об/мин).

Литература

1. Пат. на корисну модель 38824 Україна, МПК F01K 7/00, F01K 17/00. Спосіб створення пікової потужності на енергоблоках теплових електростанцій/ Ю. М. Мацевитий, В. В. Соловей, В. М. Голошапов [та ін.]; власник Інститут проблем машинобудування НАН України. – № u200807790; заявл. 09.06.08; опубл. 16.01.09, Бюл. № 2.
2. Щегляев А. В. Паровые турбины / А. В. Щегляев. – М.: Энергия, 1996. – 368 с.
3. Локай В. И. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / В. И. Локай, М. К. Максимова, В. А. Стрункин. – М.: Машиностроение, 1991. – 512 с.
4. Прочность паровых турбин / Под ред. акад. Л. А. Шубенко-Шубина. – М.: Машиностроение, 1973. – 456 с.

Поступила в редакцию
09.01.12