

Б.А.Шифрин, Р.А.Токарь, О.О.Мильман, В.А.Фёдоров

ЗАО «Научно-производственное предприятие «Турбоконт», Калуга, Россия

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ В ОБЛАСТИ СОЗДАНИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

АННОТАЦИЯ

Наиболее энергоэффективными установками в России и за рубежом являются электрогенерирующие установки с парогазовым циклом. Их электрический КПД в настоящее время достиг 60%, ведутся разработки для установок с $\eta_{э} \leq 63 \div 64\%$. В настоящей работе рассматривается возможность создания высокоэффективной электрогенерирующей установки с высокотемпературной паровой турбиной, использующей комбинированное органическое и водородное топливо с высокими начальными параметрами ($P_0 \leq 30,0$ МПа, $T_0 \leq 1700^\circ\text{C}$).

1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ЭНЕРГЕТИКИ

К настоящему времени резкий рост стоимости топлива и требования к экологическим показателям создали условия, вынуждающие внедрять высокоэффективные технологии производства электроэнергии с электрическим КПД ($\eta_{э}$) 50% и более [1, 2].

Крупные (более 300 МВт) ПГУ при работе паровых турбин в конденсационном режиме имеют $\eta_{э}$ 50...60%. Осуществляется проектирование установок с $\eta_{э}$ до 63÷64%. Осваиваются рабочие температуры газа на входе в турбину 1500°C . Проектируются установки с температурой до 1700°C и охлаждением проточной части водяным паром. Дальнейшее увеличение КПД электростанций до 70% планируется обеспечить за счет использования предвключенных высокотемпературных топливных элементов. Однако их ресурс в настоящее время не превышает нескольких тысяч часов, а единичная мощность 300 кВт.

Повышения энергоэффективности при производстве электроэнергии можно достичь за счет водородного топлива [3].

Основными причинами недостатка практического интереса к генерации электроэнергии с использованием водородного топлива являются

1. Отсутствие устойчиво работающих энергокомплексов и предложений со стороны ученых о существенном сокращении удельных расходов топлива на производство электроэнергии.

2. Необходимость в огромных резервуарах для аккумуляции H_2 и O_2 , создающих опасность взрыва большой мощности.

3. Опасные технологии сжигания водорода с кислородом без введения дополнительных балластных (инертных) сред.

4. Высокая стоимость топлива в виде H_2 и O_2 в ранее предлагаемых технологиях, связанная с

транспортом и хранением, не позволяет говорить даже о венчурных инвестициях в промышленное производство электроэнергии с использованием паротурбинных и парогазовых установок на водородном топливе.

Японскими специалистами был проведен анализ характеристик экологически чистого производства электроэнергии. В качестве первоисточника для получения водорода использовалась электроэнергия, получаемая от гидроэлектростанции. С учетом затрат при получении жидкого водорода, его хранения и транспортировки до водородной электростанции, электрический КПД последней не превысил 37% [4].

2. ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

В основу предлагаемого проекта будет положен ряд новых технических решений [5]:

- 1 - получение H_2 непосредственно на электростанции методом паровой конверсии и O_2 – методом разделения воздуха с целью исключить системы транспорта и хранения водорода с использованием серийно выпускаемых установок;

- 2 - сжигание водорода в среде водяного пара с доведением температуры общего потока пара в камере сгорания перед турбиной до 850°C для неохлаждаемой проточной части и до $1500 \div 1700^\circ\text{C}$ для охлаждаемой;

- 3 – использование дорогого водорода только для перегрева водяного пара после его генерации в традиционных котлах;

- 4 – использование в новых схемах регенерации перегрева водяного пара на выходе из турбины, возникающего при высоких температурах пара на входе в турбину;

- 5 – использование в качестве конденсаторов отработавшего пара с большой концентрацией взрывоопасных газов теплообменных аппаратов с конденсацией пара с постоянной скоростью парогазовой смеси.

Принципиальная тепловая схема электростанции (рис. 1) с комбинированным топливом и паровой турбиной включает в себя паровой котел, конденсационную турбину с электрогенератором, конденсатор и другое традиционное вспомогательное оборудование. Дополнительно в схему включены системы непрерывного производства H_2 из CH_4 методом паровой конверсии и O_2 из воздуха, а также камера сгорания H_2 и O_2 в среде водяного пара.

мощностью 100 кВт с начальной температурой пара $800 \div 850 \text{ }^\circ\text{C}$ и $P_0 = 3,0 \text{ МПа}$ при скорости вращения ротора турбины 24000 об/мин. К настоящему времени выпущен рабочий проект опытного образца электрогенерирующего комплекса и началось его изготовление (рис. 3, 4).

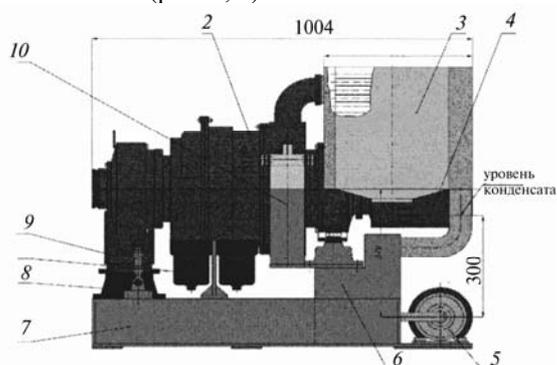


Рис. 3. Энергокомплекс с паровой турбиной на водородном топливе мощностью 50...300 кВт ($P_0 = 3 \text{ МПа}$; $T_0 = 800 \dots 9000 \text{ }^\circ\text{C}$): 1 – парогенератор; 2 – турбина; 3 – конденсатор; 4 – генератор; 5 – конденсатный насос; 6 – конденсатосборник; 7 – рама; 8 – маслобак; 9 – маслофильтр; 10 – маслонасос

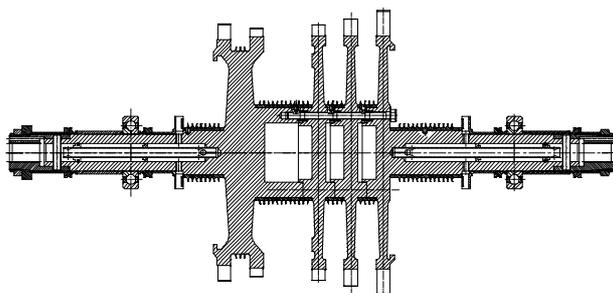


Рис. 4. Высокотемпературный ротор

Следует отметить, что внутренние резервы повышения экономичности паровой микротурбины использованы неполностью, т.к. были приняты технические решения, обеспечивающие минимальные массогабаритные характеристики энергокомплекса с целью использования ее для транспортных установок.

Во-первых, в спроектированном опытном образце турбины использована 2-венечная ступень скорости с $\eta_{0i} = 0,54$, замена ее на ступени давления существенно увеличит эффективность установки в целом. Во-вторых, при мощности турбины 100 кВт снижается η_{0i} из-за парциального подвода пара. При мощности турбины 200 кВт и более для выбранной конструкции парциальность ε увеличивается вплоть до достижения $\varepsilon = 1$. Это обеспечит дополнительное повышение КПД. В-третьих, к повышению η_{0i} для турбин ведет дальнейший рост частоты вращения ротора до 50000 об/мин и более, т.к. это позволит увеличить длину лопаток и снизить внутренние потери. В-четвертых, для повышения η_{0i} можно использовать аэродинамически оптимизированные лопатки, что также приведет к росту η_{0i} .

На рис. 5 представлена зависимость, характеризующая удельные габаритные характеристики различных установок.

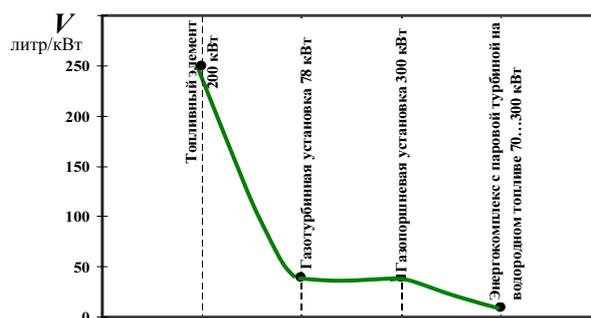


Рис. 5. Отношение объема (V), занимаемого энергокомплексом, к электрической мощности ($N_э$) установки в диапазоне мощностей 50...300 кВт

Следующим этапом на пути создания энергокомплексов с высокотемпературной паровой турбиной планируется выполнить технико-экономическое обоснование создания электрогенерирующей установки мощностью 6000 ÷ 25000 кВт. Предварительные исследования, проведенные в указанном направлении, показали следующее:

- подтверждено устойчивое горение H_2 и O_2 в среде водяного пара;
- предварительно установлено, что турбину мощностью 25000 кВт ($P_0 = 10 \text{ МПа}$, $T_0 = 1270 \text{ К}$) целесообразно выполнить многовальневой; ее роторы должны вращаться с различными частотами от 50 до 800 Гц, уменьшающимися по мере возрастания объемных расходов пара; последнее позволяет избежать парциальности при подводе пара, оптимизировать проточную часть турбины и повысить ремонтопригодность;
- существующие установки для производства H_2 и O_2 позволяют создать электростанции с высокотемпературными паровыми турбинами единичной мощностью 150 МВт;
- использование ВПТУ в парогазовых циклах по предварительным расчетам позволяет достичь электрического КПД, близкого к 65%.

5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для определения температур лопаток и дисков ротора, используемых в расчетах на прочность, были привлечены данные экспериментального определения температур в элементах близких по размерности и конструктивным решениям газовых турбин.

При экспериментальном определении температур использовались различные методы: термокраски и термолэки, монокристаллические датчики и микрокабельные термодпары, а также комбинации этих методов.

На рис. 6 представлены результаты термометрирования рабочих лопаток осевой турбины, на рис. 7 – осерадиальной.

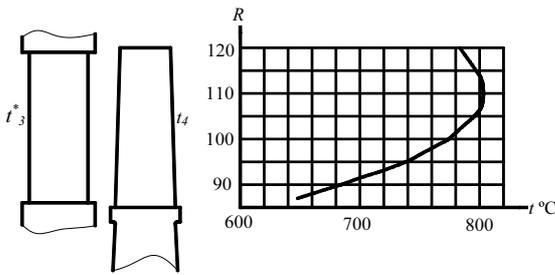


Рис. 6. Результаты термометрирования рабочих лопаток осевой газовой турбины ГТД мощностью 120 кВт, $n=40000$ об/мин. Схема проточной части и экспериментальная эпюра температур (препарировано 12 лопаток по 4 точки. Температура газа на входе в турбину $t_3^* = 924$ °С. Температура газа на выходе из турбины средняя по 40 точкам $t_{4cp} = 664$ °С)

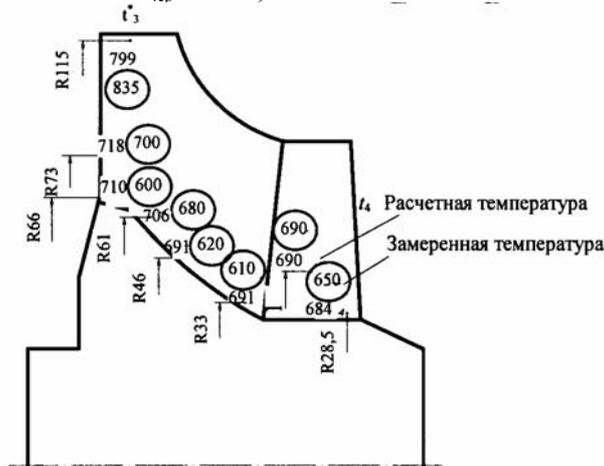


Рис. 7. Результаты термометрирования осерадиальной газовой турбины мощностью 200 кВт, $n=40000$ об/мин. (Препарировано 11 лопаток, 18 точек, сняты показания 8 точек. Температуры, замеренные термокрасками и термопарами, практически совпали. Температура газа на входе в турбину, средняя по 12 точкам $t_3^* = 923$ °С, на выходе из турбины, средняя по 12 точкам, $t_{4cp} = 670$ °С)

Анализ результатов термометрирования показал, что температуры рабочих лопаток несколько ниже температур торможения газового потока в относительном движении в соответствующих сечениях при некотором увеличении разницы между этими температурами во втулочных сечениях, что можно объяснить теплоотводом в диск.

В целом привлеченные к анализу данные убедительно доказали, что в проектных расчетах неохлаждаемых турбин можно с некоторым запасом принимать температуру того или иного элемента конструкции, омываемого газовым потоком, равной температуре торможения потока.

Для анализа надежности выбранных конструкторских решений и, в первую очередь, в отношении длительной прочности высоконагруженных элементов ротора была выполнена серия прочностных расчетов для разных вариантов его конструкции. Для выбранного варианта (рис.4) расчет показал их достаточность при ресурсе не менее 10000 часов.

ВЫВОДЫ

1. Расчетные исследования показывают, что перегрев рабочего пара до 1500-1700 °С при давлении до 24,0 МПа за счет сжигания водородного топлива позволит достигнуть коэффициента полезного действия цикла с паровыми конденсационными турбинами более 6 МВт до 50-53 %, а парогазового цикла до 60-65 % в пересчете на органическое топливо.

2. По массогабаритным и ресурсным характеристикам, надежности действия и эффективности использования водорода высокотемпературные паровые турбины превосходят все имеющиеся образцы энерготехники, в т.ч. топливные элементы.

3. Впервые разработан энергокомплекс с паровой турбиной, габариты которой меньше, а электрический КПД выше по сравнению с газовой турбиной.

4. Топливные элементы имеют удельные габаритные характеристики, в 25 раз и более превышающие аналогичные характеристики энергокомплекса с паровой турбиной. Это обстоятельство позволяет рассматривать разрабатываемый энергокомплекс, в частности, в качестве привода транспортных установок.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, Грант № 06-08-1038.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

КПД – коэффициент полезного действия;
 H_2 – водород;
 O_2 – кислород;
 CH_4 – метан;
 ГТД – газотурбинный двигатель.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Состояние** и перспективы парогазовых установок в энергетике России / О.Н. Фаворский, В.И. Длугосельский, Ю.К. Петреня и др. // Теплоэнергетика. 2003. №2. С. 9-15.
2. **Ольховский Г.Г.** Энергетические ГТУ за рубежом. – Теплоэнергетика. 2004. №11. С. 71-80.
3. **Шпильрайн Э.Э., Малышенко С.П., Кулешов Г.Г.** Введение в водородную энергетику. М.: Энергоатомиздат, 1984. 203 с.
4. **A Vision for Thermal Power-Plant Technology Development in Japan.** Energy and Technology; Sustaining World Development Into the next Millenium / Hisa Sh. at all // 17 Congress of the World Energy Council, Houston, Texas, September 13-18, 1998. Vol.2. P.25-38.
5. **Фаворский О.Н., Мильман А.И., Федоров В.А., Мильман О.О.** Энергоэффективное непрерывное производство электроэнергии с комбинированным использованием органического и водородного топлива. Тезисы докладов на Международном форуме «Водородные технологии для производства энергии». М., 2006. С. 233-235.