

## ВАРИАНТЫ ТУРБОГЕНЕРАТОРА УТИЛИЗАЦИОННОГО ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА НА БАЗЕ НИЗКОКИПЯЩЕГО РАБОЧЕГО ТЕЛА<sup>1</sup>

© 2021 г. Б. А. Шифрин<sup>а</sup>, \*, В. Б. Перов<sup>б</sup>, В. М. Толкачев<sup>а</sup>

<sup>а</sup>ЗАО НПВП “Турбокон”, ул. Комсомольская Роща, д. 43, г. Калуга, 248010 Россия

<sup>б</sup>ООО “Термокон”, Большой бул., д. 42, стр. 1, тер. Инновационного центра “Сколково”, Москва, 143026 Россия

\*e-mail: turbocon@kaluga.ru

Поступила в редакцию 12.10.2020 г.

После доработки 28.10.2020 г.

Принята к публикации 23.12.2020 г.

Рассмотрены различные варианты состава турбогенератора утилизационного теплоэнергетического комплекса мощностью 1 МВт, работающего на изопентане. Установлено, что при выбранных начальных параметрах в варианте турбины с прямым приводом генератора со стандартной частотой вращения 3000 мин<sup>-1</sup> осевая турбина должна быть пяти- или шестиступенчатой, причем первая ступень – с парциальным подводом рабочего тела. У альтернативного высокооборотного варианта пятиступенчатой турбины с частотой вращения 6500 мин<sup>-1</sup> для привода генератора с последующим преобразованием частоты тока диаметральные габариты турбины уменьшаются приблизительно вдвое, а внутренний КПД увеличивается благодаря отказу от парциального подвода пара изопентана, уменьшения потерь на протечки в зазорах и на дисковое трение, в сумме не менее чем на 3%. В варианте высокооборотной турбины с частотой вращения 8400 мин<sup>-1</sup> число ступеней может быть уменьшено до трех. Высокооборотные турбины менее трудоемки в изготовлении. Адаптацию турбогенератора к источникам тепла, различным по мощности и температурному потенциалу, предлагается выполнять преобразованием базового варианта турбины в различные модификации путем добавления или удаления первых и замыкающих ступеней. Единичный образец теплоутилизационного энергокомплекса может быть создан с использованием серийного оборудования, традиционных технологий и стандартов, принятых для изготовления цилиндров высокого давления (ЦВД) паровых турбин. В то же время турбогенератор, имеющий перспективу серийного производства, целесообразно выполнять высокооборотным, интегрированным в замкнутый контур, обеспечивающим минимальные затраты на его изготовление и эксплуатационные расходы с использованием оборудования, специально созданного для этих целей.

*Ключевые слова:* органический цикл Ренкина, теплоутилизационная установка, турбогенератор, герметичный контур, прямой привод, низкокипящее рабочее тело, базовый вариант, модификация, ступени турбины

DOI: 10.1134/S004036362113004X

В России имеется немало промышленных объектов, на которых отработавшее тепло различного потенциала выбрасывается в атмосферу. Первым и наиболее логичным шагом в направлении повышения энергоэффективности производства является использование имеющихся резервов сбрасываемого тепла в теплоутилизационных установках.

В настоящее время интенсивно внедряются теплоутилизационные установки на основе органического цикла Ренкина (ОЦР) с применением

низкокипящих рабочих тел (НРТ). При использовании таких установок появляется возможность преодолеть проблемы, свойственные установкам на основе пароводяного цикла Ренкина, предназначенным для эксплуатации при низких температурах, характерных для климатических условий большинства субъектов России. Практически все НРТ имеют температуру замерзания ниже климатического минимума в любом регионе России, что упрощает эксплуатацию теплоутилизационных установок в зимний период.

В качестве низкокипящих рабочих тел для установок ОЦР могут применяться различные фреоны, нефтепродукты, например такие как бутан и пентан. Есть примеры использования водного раство-

<sup>1</sup> Исследования вариантов утилизационного теплоэнергокомплекса были проведены при финансовой поддержке фонда “Сколково” (соглашения № 40113/07002/1373-2019 от 19.12.2019, № 40113/07002/1372-2019 от 19.12.2019 и № 40113/07002/1371-2019 от 19.12.2019).

ра аммиака, углекислого газа. Возможность осуществления кипения при высоком давлении и относительно низкой температуре позволяет создавать на основе таких НРТ достаточно эффективные циклы, превосходящие по КПД пароводяные надстройки при температуре источника тепла ниже  $300^{\circ}\text{C}$ . Эти свойства особенно привлекательны для использования установок ОЦР в геотермальной энергетике, источники тепла которой имеют температуру, близкую к нижнему пределу из рассматриваемого диапазона – от  $140$  до  $550^{\circ}\text{C}$ .

Применительно к геотермальным установкам бинарного типа вопросы использования различных НРТ подробно рассмотрены в работах [1–3].

Типичным представителем высокотемпературных источников утилизируемого тепла являются уходящие газы (УГ) газотурбинного привода газоперекачивающего агрегата (ГПА) с температурой от  $300$  до  $550^{\circ}\text{C}$ .

Источники тепла, потенциально пригодные для использования в теплоутилизационных установках, имеют достаточно широкий диапазон по мощности (от  $0.5$  до  $10$  МВт), по расходам греющих газов и их параметрам. В этих условиях особое значение приобретает создание конструкций энергоустановок на основе ОЦР, которые с минимальными затратами могли бы быть эффективно адаптированы для работы на источниках тепла различного потенциала. Последнее достигается благодаря высокой степени унификации типовых составных частей уже апробированной и зарекомендовавшей себя базовой установки и ее модификаций.

Далее рассмотрены некоторые из возможных технических решений использования НРТ (преимущественно для турбин), относящиеся к утилизационным теплоэнергетическим комплексам (УТЭК).

### ВЫБОР ТИПА НРТ И НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА

На рис. 1 представлена схема утилизационного теплоэнергетического комплекса с контуром промежуточного теплоносителя. Введение в схему такого контура при ограниченных начальных параметрах пара НРТ практически не ухудшает характеристик УТЭК, если не принимать во внимание дополнительный отбор мощности на привод насоса в контуре термомасла.

При выборе того или иного НРТ в [4] предложено в качестве обобщенного критерия сравнения принимать стоимость жизненного цикла установки, в котором в совокупности могут быть учтены все экономические, экологические и эксплуатационные факторы. По результатам расчетов рабочего процесса УТЭК мощностью  $1$  МВт авторами

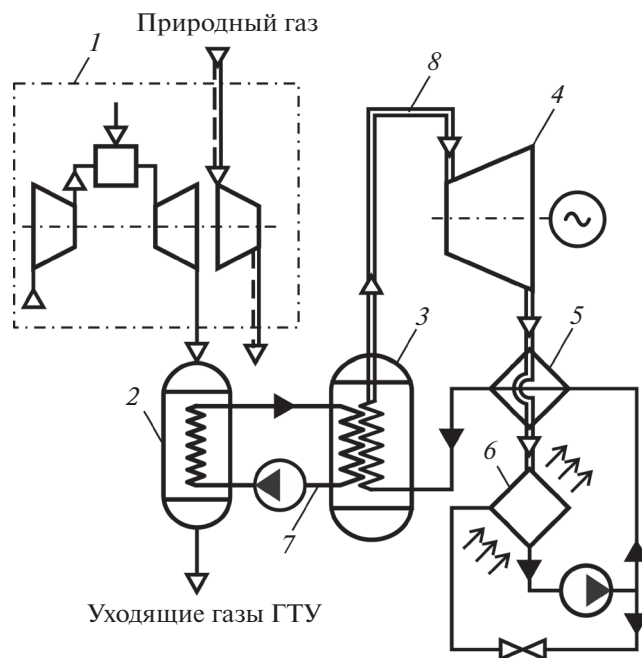


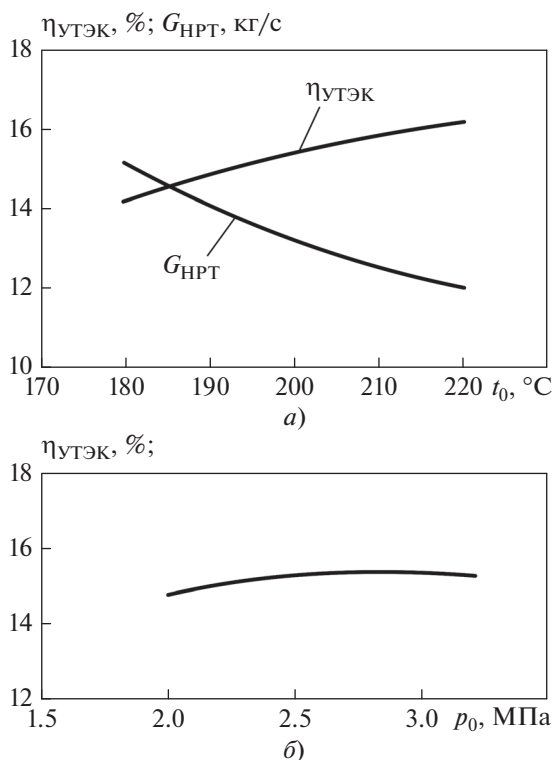
Рис. 1. Тепловая схема теплоутилизационной установки на основе ОЦР.

1 – ГПА с газотурбинным приводом; 2 – теплообменник-теплоутилизатор; 3 – парогенератор; 4 – турбогенератор; 5 – рекуператор; 6 – воздушный конденсатор; 7 – контур термомасла; 8 – контур НРТ

данной работы было установлено, что наилучшими показателями среди рассмотренных рабочих тел обладают *n*-пентан и изопентан. Далее в статье все изложение соответствует использованию изопентана в качестве НРТ для УТЭК. Критические параметры изопентана: температура  $187.2^{\circ}\text{C}$ , давление  $3.38$  МПа. Давление насыщения при температуре  $30^{\circ}\text{C}$  составляет  $109.2$  кПа.

Максимальная начальная температура НРТ на входе в турбину ограничена его термостабильностью. Превышение пределов термостабильности приводит к необходимости удаления продуктов разложения НРТ и подпитки для компенсации его убыли, что увеличивает эксплуатационные затраты, связанные с хранением требуемых запасов НРТ и их своевременным пополнением. Таким образом, желание улучшить показатели цикла путем повышения начальной температуры НРТ вступает в некоторое противоречие с ростом эксплуатационных затрат, и оптимум по температуре следует искать с учетом совместного влияния обоих факторов. В настоящее время изопентан используется при начальных температурах, не превышающих  $220^{\circ}\text{C}$ .

Максимальное значение начального давления при выбранной температуре ограничивается условием отсутствия влаги на всех стадиях расширения пара в турбине. Однако начальное давление изопентана, как показали расчеты авторов



**Рис. 2.** Влияние начальных температуры и давления на энергоэффективность УТЭК, работающего на изопентане.

*a* – зависимость КПД УТЭК и расхода НРТ от начальной температуры установки мощностью 1 МВт при  $p_0 = 2.8$  МПа; *б* – зависимость КПД УТЭК от начального давления при  $t_0 = 200^\circ\text{C}$

данной работы, неоднозначно влияет на показатели цикла.

Зависимости КПД УТЭК от начальных температуры и давления изопентана, построенные по результатам тепловых расчетов, выполненных при одних и тех же показателях эффективности составных частей УТЭК, приведены на рис. 2.

Изменение начального давления изопентана при его фиксированной температуре  $200^\circ\text{C}$  от 2.5 до 3.2 МПа незначительно сказывается на КПД УТЭК. Это означает, что регулирование мощности в диапазоне до 20% номинальной можно осуществить дросселированием при практически неизменном КПД УТЭК. Оптимальное значение начального давления при начальной температуре изопентана  $200^\circ\text{C}$  составило 2.8 МПа. Повышение же температуры при неизменном оптимальном давлении сопровождается заметным ростом электрического КПД<sub>э</sub> (нетто).

Следует, однако, отметить, что увеличение начального давления изопентана при его неизмен-

ном массовом расходе приводит к существенному снижению объемных расходов в первых ступенях турбины, уменьшению размеров лопаток, а при низких мощностях и к необходимости частичного подвода пара изопентана в турбину, что, в свою очередь, снижает КПД первых ступеней и турбины в целом. Особенно заметно это проявляется в низкооборотной турбине УТЭК относительно невысокой мощности.

Выбор начальных параметров изопентана должен осуществляться в том числе и с учетом конструктивно-компоновочной схемы турбины. В этом контексте рассматривались следующие варианты турбин УТЭК:

низкооборотная с прямым приводом генератора стандартной частоты вращения  $3000 \text{ мин}^{-1}$ ;

высокооборотная с приводом через редуктор генератора стандартной частоты вращения  $3000 \text{ мин}^{-1}$ ;

высокооборотная с прямым приводом высокооборотного генератора и последующим преобразованием частоты тока к стандартной (50 Гц).

При выборе того или иного варианта турбины необходимо учитывать, что теплофизические свойства НРТ могут существенно отличаться от свойств “привычных” рабочих тел, таких как воздух и водяной пар. Применительно к изопентану это иллюстрируется табл. 1.

Из приведенных в этой таблице данных следует, что если ставить задачу ограничения скоростей в лопаточных венцах дозвуковым уровнем, то число ступеней турбины, работающей на изопентане, должно быть не меньшим, чем, например, у паровой турбины при той же степени расширения. В связи с малой работой расширения окружные скорости и диаметральные размеры изопентановой турбины будут меньше, чем размеры паровой. Для выработки одинаковой мощности массовый расход НРТ изопентановой турбины должен быть в 4 раза выше, чем паровой, при этом объемные расходы у таких турбин различаются незначительно, однако площади проходных сечений межлопаточных каналов соплового аппарата (СА) первой ступени изопентановой турбины при прочих равных факторах будут больше в 2 раза, чем у паровой турбины той же мощности.

Плотность жидкой фазы изопентана в 1.7 раза меньше, чем конденсата водяного пара. Это в сочетании с увеличенными массовыми расходами приводит к относительно высоким объемным расходам конденсата изопентана и, соответственно, к повышенным затратам мощности на привод конденсатно-питательного насоса, которые вместо обычных 2–3% у паровых турбин достигают 10% и более у турбин на основе ОЦР. Следует отметить, что повышенные затраты мощности на привод насосов наблюдаются при использовании практически всех органических рабочих тел.

**Таблица 1.** Сравнительные характеристики воздуха, водяного пара и изопентана

Параметр	Рабочее тело		
	воздух	водяной пар	изопентан (пар)
Давление, МПа	1.0		
Температура, °С	200		
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	7.33	4.85	20.4
Скорость звука, м/с	437	517	218
Располагаемый теплоперепад при снижении давления до 0.5 МПа, кДж/кг	86	133	34
Число Маха при изэнтропическом расширении до 0.5 МПа	1.05	1.13	1.17
Плотность в жидкой фазе, кг/м <sup>3</sup>	—	992	610

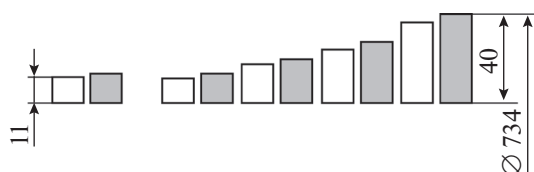
Далее будет рассматриваться установка номинальной мощностью нетто 1 МВт (т.е. за вычетом затрат мощности на привод конденсатно-питательного насоса, насоса термомасла и вентиляторов воздушного конденсатора).

### ТУРБИНА С ПРЯМЫМ ПРИВОДОМ ГЕНЕРАТОРА

Проработка проточной части турбины, работающей на изопентане, при начальных параметрах 200°С и 2.8 МПа с расширением до давления 123 кПа показала, что такая турбина может быть пяти- или шестиступенчатой. Для УТЭК мощностью около 1 МВт расход изопентана составил 13.8 кг/с. При частоте вращения 3000 мин<sup>-1</sup> для пятиступенчатого варианта средний диаметр ее проточной части должен быть 650–700 мм, при этом окружные скорости должны находиться в диапазоне 105–110 м/с (рис. 3).

У турбины рассматриваемой мощности с частотой вращения ротора 3000 мин<sup>-1</sup> высота лопатки СА первой ступени равна 11 мм, а угол выхода потока из него – 11°. Эти размеры можно квалифицировать как минимальные, при этом возникла необходимость использовать в первой ступени парциальный подвод пара изопентана со степенью парциальности 0.45, остальные ступени целесообразно выполнять с полным подводом.

На выходе из турбины мощностью 1 МВт отношение  $D_{cp}/l_p \approx 17$  ( $D_{cp}$  – средний диаметр про-



**Рис. 3.** Схема и размеры проточной части низкооборотной ( $n = 3000$  мин<sup>-1</sup>) турбины

точной части;  $l_p$  – длина рабочей лопатки), что позволяет использовать для всех ступеней лопатки с постоянным по высоте профилем, при этом заметного увеличения потерь энергии на веерность не происходит.

По оценке, проведенной на основе данных [5], уменьшение КПД ступени  $\Delta\eta_{01}$ , связанное с парциальностью подвода пара, составит  $\frac{\Delta\eta_{01}}{\eta_{01}} = 7-8\%$  ( $\eta_{01}$  – КПД без парциального подвода пара), а КПД турбины – 1.0–1.5%.

В пятиступенчатом варианте низкооборотной турбины только выход пара из СА первой ступени происходит со сверхзвуковой скоростью, остальные же лопаточные аппараты работают в дозвуковой области. Расчетный внутренний КПД этого варианта турбины составил 77%.

Если число ступеней увеличить до шести, то можно уменьшить средний теплоперепад на ступень, снизить окружные скорости и диаметры проточной части турбины, полностью избежать сверхзвуковых скоростей. Такая турбина может быть изготовлена с использованием традиционных технологий и стандартов, принятых при производстве ЦВД паровых турбин.

### ВЫСОКООБОРОТНАЯ ТУРБИНА С ПРИВОДОМ ГЕНЕРАТОРА ЧЕРЕЗ РЕДУКТОР

Вариант турбины УТЭК, ориентированный на прямой привод генератора с частотой вращения 3000 мин<sup>-1</sup>, имеет достаточно большой диаметральный габарит при весьма малых размерах лопаток. Это негативно сказывается на утечках рабочего тела через радиальные зазоры, расход которых тем выше, чем больше диаметр ротора, а также приводит к повышенным потерям мощности на дисковое трение. Следствием большого числа лопаток (ориентировочно до 150 шт. на рабочем колесе и почти столько же в сопловом аппа-

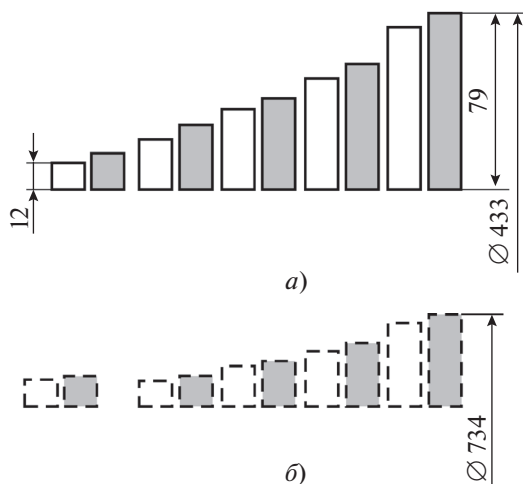


Рис. 4. Схема и размеры проточной части высокооборотной ( $n = 6500 \text{ мин}^{-1}$ ) турбины (а) в сравнении с низкооборотным вариантом (б) (размеры ступеней, обозначенных штриховой линией, см. рис. 3)

рате каждой ступени) являются повышенная металлоемкость и трудоемкость изготовления турбины, а значит, и ее удорожание.

Альтернативой рассмотренной конструкции может служить высокооборотная турбина, которая приводит во вращение генератор со стандартной частотой через редуктор, либо высокооборотный генератор — напрямую.

Редуктор, включенный в конструкцию турбины, имеет свою маслосистему, опоры, муфты передачи крутящего момента, поэтому возникает необходимость контроля за работой редуктора, износом деталей и его обслуживания. Все это увеличивает стоимость самой УТЭК и эксплуатационные затраты.

Турбинный привод высокооборотного генератора, приводимого во вращение напрямую, лишен этих недостатков, но в этом случае в конструкцию необходимо включить преобразователь частоты тока, который имеет собственные потери мощности и также заметно повышает стоимость УТЭК.

В целом использование высокооборотной турбины будет оправданным, если эти недостатки будут компенсированы ее преимуществами. Для сопоставления обоих вариантов была выполнена проработка высокооборотного варианта турбины на те же параметры, что и низкооборотной.

Частота вращения высокооборотной турбины в первом приближении может быть выбрана произвольно. Ограничением здесь может служить лишь минимальное значение параметра  $D_{\text{ср}}/l_p$  последней ступени.

Если скорости потока на выходе из лопаточных аппаратов у высокооборотной турбины оста-

вить на прежнем уровне, то и число ее ступеней останется таким же, как у низкооборотной. Предполагая в первом приближении, что для каждой ступени параметр  $u_1/c_f$  ( $u_1$  — окружная скорость на среднем диаметре;  $c_f$  — фиктивная скорость изоэнтропического расширения) и скорость потока пара на выходе из турбины останутся без изменения, нетрудно видеть, что частота вращения у высокооборотной турбины может быть повышена до  $6500 \text{ мин}^{-1}$ , средний диаметр проточной части уменьшен более чем вдвое, т.е. до 290–350 мм, а высота лопатки последней ступени увеличена до 90 мм. При этом отношение  $D_{\text{ср}}/l_p$  уменьшится с 17 до 4.4 (рис. 4).

В высокооборотной турбине будут устранены парциальность подачи пара изопентана в первую ступень и связанные с ней дополнительные потери внутреннего КПД. Число лопаток во всех ступенях также уменьшится приблизительно вдвое. Потери на протечки пара изопентана в зазорах снизятся частично из-за уменьшения самих зазоров, а также вследствие увеличения высоты лопаток. Согласно оценкам, в 3–4 раза уменьшатся потери на дисковое трение. В целом можно прогнозировать повышение внутреннего КПД такой высокооборотной турбины минимум на 3–4% по сравнению с КПД низкооборотной турбины.

Дальнейшее упрощение конструкции высокооборотной турбины может быть достигнуто за счет уменьшения числа ступеней.

Дело в том, что в рассмотренных вариантах турбин наблюдаются довольно низкие теплоперепады в расчете на одну ступень (около 25 кДж/кг). Такие теплоперепады обусловлены желанием избежать значительных сверхзвуковых скоростей истечения потока пара изопентана из сопловых аппаратов, при этом окружные скорости на среднем диаметре проточной части не превышают 110 м/с.

Для низкооборотной турбины (см. рис. 3) при неизменной частоте вращения уменьшение числа ступеней приводит не только к росту скоростей потока до сверхзвуковых, но и к увеличению среднего диаметра проточной части турбины. Это в свою очередь ведет к дальнейшему уменьшению высоты лопаток и углов выхода потока пара изопентана из сопловых аппаратов; увеличению относительных радиальных зазоров, т.е., в конечном итоге, к обострению всех отмеченных ранее проблем.

Для высокооборотной турбины уменьшение числа ступеней может быть достигнуто без увеличения среднего диаметра проточной части, только путем повышения частоты вращения ротора и окружной скорости. Конечно, в этом случае неизбежно появление сверхзвуковых скоростей потока и связанных с этим волновых потерь, прежде всего в сопловых аппаратах. Однако преодолеть этот недостаток можно благодаря специальному профи-



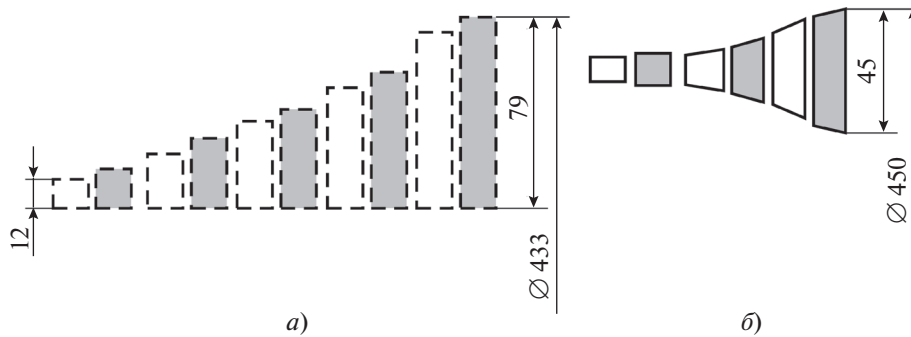


Рис. 5. Проточная часть высокооборотной трехступенчатой турбины ( $n = 8400 \text{ мин}^{-1}$ ) (б) в сравнении с проточной частью пятиступенчатой турбины ( $n = 6500 \text{ мин}^{-1}$ ) (а)

лированию лопаток СА с образованием суживающе-расширяющихся межлопаточных каналов.

Для турбины УТЭК мощностью 1 МВт проработка высокооборотного варианта турбины с уменьшенным количеством ступеней выполнена на те же параметры, что и низкооборотной турбины (рис. 5). При частоте вращения  $8400 \text{ мин}^{-1}$  и среднем диаметре проточной части 405 мм турбина может быть трехступенчатой с реактивным облопатыванием, при этом первая ступень, хоть и с лопаткой минимальной высоты, может быть выполнена без парциальной подачи рабочего тела. Несмотря на увеличение ступеней, только на выходе из первого СА скорость является сверхзвуковой (число Маха  $M_{c1} = 1.22$ ), остальные два СА работают при околосвуковой скорости ( $M_{c1} \approx 1.05$ ). На выходе из рабочих колес скорость выхода потока пара остается дозвуковой для всех ступеней. Окружные скорости на среднем диаметре в таком варианте возрастают до 170 м/с, оставаясь при этом на уровне, при котором все проблемы, связанные с обеспечением прочности конструкции, в принципе, оказываются преодолимыми.

Уменьшенное число ступеней в высокооборотной турбине позволяет рассматривать турбогенератор с консольным расположением турбины на опорах генератора, что хорошо согласуется с концепцией герметичного контура.

Трехступенчатый вариант высокооборотной турбины представляется оптимальным по сочетанию энергоэффективности с металлоемкостью и трудоемкостью изготовления. В этом варианте турбины используется минимальное число ступеней и лопаток, при этом выбранные размеры позволяют обеспечить достаточно высокий внутренний КПД.

#### ОПОРНАЯ СИСТЕМА ТУРБИНЫ И СИСТЕМА УПЛОТНЕНИЙ ТУРБИН НА НИЗКОКИПЯЩЕМ РАБОЧЕМ ТЕЛЕ

Традиционно энергетические паровые и газовые турбины, рассчитанные на большой ресурс

работы, имеют опоры скольжения с принудительной масляной смазкой. Как правило, такая маслосистема имеет развитую структуру, включающую масляные насосы с нагнетающими и откачивающими секциями, маслобаки, маслоохладители, фильтры и другие агрегаты. Уплотнительная система турбины призвана не только минимизировать утечки рабочего тела из замкнутого контура, но и предотвратить проникновение в него масла, а в масляный контур — водяного пара или горячих продуктов сгорания (в газовой турбине). Уплотнения бесконтактного типа снижают, но не предотвращают полностью утечки, а уплотнения контактного типа, изначально более эффективные, со временем утрачивают свою работоспособность вследствие износа.

Для УТЭК эти проблемы имеют принципиальный характер. Надо отметить, что цены на органические рабочие тела, потенциально привлекательные для использования в утилизионных теплоэнергетических установках, различаются в десятки раз, и, по оценкам, для некоторых из них даже начальная заправка может составлять значительную долю стоимости всего комплекса. Необходимость подпитки для бесперебойной эксплуатации УТЭК заставляет иметь в наличии требуемый для расхода и пополнения в процессе эксплуатации запас, что не может не отразиться на повышении стоимости всего жизненного цикла установки. Кроме того, для устранения негативного влияния на окружающую среду и предотвращения опасности пожара для горючих НРТ утечка рабочего тела, если она имеет место, должна собираться и направляться в систему утилизации.

Принципиально в узле сопряжения вращающегося вала и неподвижного корпуса можно лишь в той или иной мере снизить утечки, но не устранить их полностью. Идеальной в этом отношении является организация полностью герметичного замкнутого контура. Такая конструкция предполагает следующее:

турбина и генератор заключены в герметичный контейнер;

опоры турбины и генератора газостатические, газодинамические или на магнитном подвесе, отвод тепла, выделяющегося в опорах и генераторе, осуществляется рабочим телом замкнутого контура;

уплотнительная система выполняет только функцию минимизации паразитной протечки из областей высокого давления в области низкого давления, протечки внутри герметичного контейнера не выводят рабочее тело из замкнутого контура;

конденсатно-питательный насос также помещается в герметичный контур вместе с электроприводом либо его привод осуществляется извне с помощью магнитной муфты.

Для повышения эффективности охлаждения генератора пар НРТ, поступающий из рекуператора, дополнительно охлаждается вследствие испарения в нем небольшого количества конденсата. Технические решения по охлаждению генератора рабочим телом замкнутого контура, по опорной системе и приводу насосов в герметичном контейнере защищены патентами НПВП “Турбокон” [6–8]. Они относятся не только к изопентану, но и к другим НРТ, которые предполагается использовать в полностью герметичном контуре. Такие НРТ должны обладать высокими диэлектрическими свойствами.

#### РАЗРАБОТКА МОДИФИКАЦИЙ ТУРБИНЫ, АДАПТИРУЕМОЙ К ИСТОЧНИКАМ ТЕПЛА РАЗЛИЧНОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОТЕНЦИАЛА И МОЩНОСТИ

Как уже упоминалось, источники сбрасываемого тепла могут сильно различаться как по мощности, так и по температурному потенциалу. Адаптация турбогенераторной части УТЭК к таким источникам тепла может быть выполнена путем создания модификаций некоторой базовой конструкции.

Применительно к многоступенчатому низкооборотному варианту турбины с прямым приводом генератора для решения этой задачи предлагаются следующие подходы:

базовая конструкция мощностью 1 МВт выполняется пятиступенчатой на начальные параметры пара  $t_0 = 200^\circ\text{C}$ ,  $p_0 = 2.8$  МПа, ступени средней части входят в состав всех модификаций, но при этом должна быть предусмотрена возможность исключения первой и второй ступеней из состава турбины в некоторых модификациях;

в конструкции турбины предусматривается возможность исключения из базовой конструкции последней ступени в одних модификациях, а

в других – добавление к последней ступени двух дополнительных ступеней;

модификации турбины на повышенную мощность до 2.5 МВт при неизменных начальных параметрах получаются в результате одновременно удаления первой ступени и добавления одной замыкающей ступени. При этом расход рабочего тела и мощность увеличиваются соответственно росту пропускной способности турбины. Для получения мощности 4.0 МВт удаляются две первые ступени и добавляются две замыкающие.

Ограничением при создании модификаций базовой конструкции турбины служит минимальное приемлемое отношение  $D_{cp}/l_p$  последней ступени. Для модификации УТЭК мощностью до 4 МВт при добавлении в конструкцию двух дополнительных замыкающих ступеней для последней ступени отношение  $D_{cp}/l_p \approx 4.5$ , что остается на приемлемом уровне, однако ее целесообразно выполнять с пространным профилированием лопаточных аппаратов.

Если источник тепла, к которому необходимо адаптировать УТЭК, имеет пониженный температурный потенциал, а начальная температура НРТ может быть получена, например, не выше  $160^\circ\text{C}$ , то и начальное давление должно быть снижено ориентировочно до 1.4 МПа. В зависимости от тепловой мощности такого источника могут быть также предложены несколько модификаций турбины УТЭК.



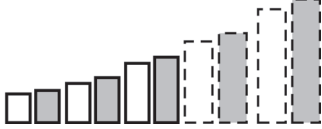




Все перечисленные модификации турбины на начальные параметры пара ( $t_0 = 200^\circ\text{C}$ ;  $p_0 = 2.8$  МПа) и на сниженные начальные параметры ( $t_0 = 150^\circ\text{C}$ ;  $p_0 = 1.45$  МПа), а также их конструкции схематически представлены в табл. 2.

Необходимо отметить, что уже на начальном этапе проектирования базовой конструкции турбины следует учитывать возможность как удаления первых, так и добавления замыкающих ступеней с минимальными издержками для создания соответствующих модификаций, оптимально адаптируемых к конкретным параметрам источника тепла с учетом их мощности и собственных потребностей в электроэнергии.

Все модификации турбины, кроме варианта 3 (см. табл. 2), должны иметь внутренний КПД выше, чем у базовой конструкции, прежде всего благодаря устранению парциальности первой ступени и увеличению высоты лопаток.

Для высокооборотной турбины подход к унификации аналогичен, однако он имеет более ограниченные возможности добавления замыкающих ступеней, так как отношение  $D_{cp}/l_p$  последней ступени в базовой конструкции уже значительно меньше, чем у низкооборотной турбины. Поэтому базовая конструкция высокооборотной турбины должна быть рассчитана на максимальную мощ-

Таблица 2. Модификации турбины различной мощности

Модификация	Схема удаления и добавления (штриховой контур) ступеней турбины	Мощность, МВт
$t_0 = 200^\circ\text{C}, p_0 = 2.8 \text{ МПа}$		
Базовая		1.0
1		2.0–2.5
2		4.0
$t_0 = 150^\circ\text{C}, p_0 = 1.45 \text{ МПа}$		
3		0.4
4		0.9
5		1.6
6		2.9

ность, а ее модификации должны выполняться только путем удаления замыкающих и добавления первых ступеней.

Чтобы в полной мере реализовать преимущества унифицированной конструкции, необходимо аналогичный подход применить и при проектировании других составных частей УТЭК, прежде всего генераторов, насосов и теплообменных аппаратов. Примером такой унификации может служить воздушный конденсатор, конструкция которого обычно представляет собой набор параллельно установленных секций с заранее отработанными и хорошо известными характеристиками.

## ВЫВОДЫ

1. В сложившейся к настоящему времени структуре промышленности России создание и внедрение утилизационных теплоэнергетических комплексов на основе органического цикла Ренкина остается одним из наиболее перспективных направлений полезного использования сбросного тепла.

2. Вариант УТЭК с низкооборотной турбиной и прямым приводом генератора является наиболее быстро реализуемым благодаря использова-

нию серийного генератора. В то же время такая турбина имеет минимальный внутренний КПД равный 0.77, она довольно металлоемка и трудоемка в производстве. В перспективе серийного производства таких УТЭК оптимальным представляется полностью герметичный контур с высокооборотной турбиной, с более высоким КПД (на 3–4%) и генератором, охлаждаемым рабочим телом замкнутого контура. Это позволит снизить эксплуатационные затраты, упростить системы опор, уплотнений и охлаждения генератора.

3. Широкий диапазон характеристик источников тепла как по температурному потенциалу, так и по мощности побуждает к поиску технических решений, позволяющих с минимальными издержками адаптировать к ним УТЭК базовой конструкции и, в частности, турбогенератор. Необходимые модификации турбин, в том числе существенно различающиеся по температурам источников тепла и мощности, могут быть получены путем удаления из конструкции первых ступеней и добавления дополнительных замыкающих. Внутренний КПД турбин модификаций с увеличенной мощностью будет выше, чем у базового варианта. В конструкции базового варианта таких турбин должна быть



изначально учтена возможность получения на ее основе необходимых модификаций.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Томаров Г.В., Шипков А.А., Сорокина Е.В.** Совершенствование геотермальных установок с бинарным циклом // Теплоэнергетика. 2015. № 12. С. 40–48. <https://doi.org/10.1134/S0040363615120103>
2. **Томаров Г.В., Шипков А.А., Сорокина Е.В.** Выбор оптимального рабочего тела для бинарных установок на предельно низкотемпературном теплоносителе // Теплоэнергетика. 2016. № 8. С. 59–67. <https://doi.org/10.1134/S004036361605009X>
3. **Томаров Г.В., Шипков А.А.** Современная геотермальная энергетика: ГеоЭС с турбинами на геотермальном паре // Теплоэнергетика. 2017. № 3. С. 38–50. <https://doi.org/10.1134/S0040363617030080>
4. **The working medium for the megawatt class utilization heat and power complex based on Organic Rankine Cycle** / O.O. Milman, V.A. Shifrin, V.B. Perov, V.V. Lukin, S.V. Chebanuk // IOP Conf. Ser.: J. Phys. 2018. V. 1105. №. 1. P. 012094. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1105/1/012094>
5. **Григорьев В.А., Зорин В.М.** Тепловые и атомные электрические станции: справ. М.: Энергоиздат, 1982.
6. **Пат. RU 182 819 U1.** Теплоутилизационная установка с герметичным замкнутым контуром / О.О. Мильман, В.Б. Перов, Б.А. Шифрин. Оpubл. 04.09.2018. Патентообладатель ЗАО НПВП “Турбокон”.
7. **Пат. RU 191 940 U1.** Двухпоточный турбогенератор для органического цикла Ренкина / О.О. Мильман, В.Б. Перов, Б.А. Шифрин. Оpubл. 28.08.2019. Патентообладатель ЗАО НПВП “Турбокон”.
8. **Пат. RU 192 073 U1.** Турбогенератор для органического цикла Ренкина / О.О. Мильман, В.Б. Перов, Б.А. Шифрин. Оpubл. 03.09.2019. Патентообладатель ЗАО НПВП “Турбокон”.

## Turbogenerator Options for a Heat Recovery Thermal Power Complex on the Basis of a Low-Boiling Working Fluid

V. A. Shifrin<sup>a, \*</sup>, V. B. Perov<sup>b</sup>, and V. M. Tolkachev<sup>a</sup>

<sup>a</sup>ZAO Scientific Production and Innovation Enterprise (NPVP) Turbocon, Kaluga, 248010 Russia

<sup>b</sup>ООО Термокон, Moscow, 143026 Russia

\*e-mail: turbocon@kaluga.ru

**Abstract**—Optional lists of turbogenerator equipment for a 1-MW heat-recovery thermal power complex operating on isopentane are examined. It has been found that, with the selected initial conditions, the axial turbine used as a direct drive of the generator with a standard speed of 3000 min<sup>-1</sup> should have five or six stages with the first stage having a partial admission of the working fluid. An alternative 6500 min<sup>-1</sup> high-speed five-stage turbine for driving a generator with subsequent conversion of the current frequency has approximately halved the diametrical overall dimensions and the increased internal efficiency due to the elimination of the partial admission of isopentane vapor and reduction of the losses caused by clearance leakages and disc friction, yielding a total of at least than 3%. Should an 8400 min<sup>-1</sup> high-speed turbine be used, the number of stages may be reduced to three. High-speed turbines are less labor intensive to manufacture. The turbine generator can be made suitable for using heat sources different in power and temperature potential by modifying the basic design of the turbine through adding or removing the first or the last stages. A prototype of a heat-recovery power complex can be created using commercial equipment, conventional technologies, and standards adopted for the manufacture of high-pressure cylinders (HPC) of steam turbines. At the same time, a turbine generator with commercial prospects should be a high-speed unit integrated into a closed loop featuring minimal manufacturing and operating costs using equipment specially designed for this service.

**Keywords:** organic Rankine cycle, heat-recovery unit, turbine generator, sealed circuit, direct drive, low-boiling working fluid, basic option, modification, turbine stage