

УДК 62.135

DOI: 10.24160/1993-6982-2019-3-46-53

Технико-экономическое обоснование разработки микро-ТЭС на органических теплоносителях с использованием солнечной энергии

Л.Я. Лазарев, В.А. Фадеев

Одна из современных тенденций энергоснабжения — «распределённая» энергетика. В данном тренде использование возобновляемых источников энергии (ВИЭ) обрело, наконец, реальные перспективы. Несмотря на очевидный прогресс фотоэлектрических (ФЭ) методов преобразования солнечной энергии, термоэлектрический (ТЭ) способ остаётся менее дорогим и более доступным для потребителей (индивидуальных садовых участков и крестьянских хозяйств) с достаточно малой требуемой мощностью 4...6 кВт.

Рассмотрены технико-экономические вопросы проектирования термоэлектрических установок, использующих низкотемпературную тепловую составляющую солнечной радиации в цикле Рэнкина на органических теплоносителях (ОРТ). К ним относятся: выбор рабочего тела, оптимального для заданного температурного уровня теплового преобразователя, особенности и способы расчёта тепловых схем и турбомашин на ОРТ, оценка полученных результатов. Показано, что микро-ТЭС данного уровня мощности могут найти своё место в распределённой энергетике России и мира.

Ключевые слова: распределённая энергетика, солнечная энергия, микро-ТЭС, органические теплоносители, эффективность.

Для цитирования: Лазарев Л.Я., Фадеев В.А. Технико-экономическое обоснование разработки микро-ТЭС на органических теплоносителях с использованием солнечной энергии // Вестник МЭИ. 2019. № 3. С. 46—53. DOI: 10.24160/1993-6982-2019-3-46-53.

Feasibility Study of the Development of a Solar Micro Thermal Power Plant Operating with Organic Coolants

L.Ya. Lazarev, V.A. Fadeev

Development of distributed generation is one of the modern trends in power supply, and the use of renewable energy sources (RES) has finally got real prospects in this trend. Despite the obvious progress in the development of photovoltaic solar energy conversion methods, the thermoelectric method still remains a less expensive and more accessible one for individual consumers (such as individual garden plots and peasant farms) with a sufficiently small power demands (4...6 kW).

The article discusses the technical and economic matters concerned with designing thermoelectric installations using the low-temperature thermal component of solar radiation in the Rankin cycle with the use of organic coolants (OCs). These include the choice of working fluid optimal for the given thermal converter temperature level, the specific features and methods for design analysis of the thermal circuits and turbo machines operating with an OC, and assessment of the results. It is shown that micro thermal power plants of this capacity level can find their place in the distributed energy systems of Russia and around the world.

Key words: distributed energy, solar energy, micro thermal power plants, organic coolants, efficiency.

For citation: Lazarev L.Ya., Fadeev V.A. Feasibility Study of the Development of a Solar Micro Thermal Power Plant Operating with Organic Coolants. Bulletin of MPEI. 2019;3:46—53. (in Russian). DOI: 10.24160/1993-6982-2019-3-46-53.

В работах [1, 2] утверждается, что на территории России, расположенной южнее 55° широты, при нынешнем развитии фотоэлектрического оборудования использование солнечной энергии рентабельно. В то же время, фактические данные о характеристиках термоэлектрического оборудования, позволяющего использовать неконцентрированное солнечное излучение для производства электрической энергии, практически отсутствуют. Отметим публикацию [3], в которой проанализированы возможности использования низкотемпературных (< 80 °С) тепловых отходов для производства электрической энергии. В основном речь идёт об установках большой мощности и низких (отрицательных) температурах холодного источника (окружающей среды).

Основным препятствием на пути развития низкотемпературной энергетике является весьма малый коэффициент полезного действия (КПД) (< 10%). Низкий КПД предопределяет увеличенные значения площадей и масс элементов оборудования, а его повышению способствует рациональный выбор рабочих тел и типа преобразователя механической энергии в электрическую [4 — 6].

Использованию и оптимальному выбору органических теплоносителей (ОРТ) при разработке установок солнечной, геотермальной и утилизационной энергетике посвящено множество работ. В [7 — 9] ОРТ сравниваются по различным критериям: токсичности и взрывобезопасности, эффективности цикла, минимальном влиянии на окружающую среду, доступности

и стоимости. Однако среди всех свойств отсутствует анализ веществ по значению удельного объёмного расхода (Gv_2 , м³/с) при параметрах за турбиной, являющийся важнейшим показателем для КПД турбины микро-ТЭС.

Для анализа параметров микро-ТЭС выбрана тепловая схема (рис. 1), содержащая плоский солнечный коллектор (СК), в котором ОРТ, нагреваясь до парообразного состояния, расширяется в турбине (Т), поступает в холодный источник, состоящий из предварительного охладителя (ПО) и конденсатора (К), и с помощью насоса (Н) конденсат ОРТ закачивается в солнечный коллектор (СК), замыкая цикл. Механическая работа с ротора турбины (Т) передаётся электрическому генератору (ЭГ). Охладитель и конденсатор охлаждаются окружающим воздухом с помощью вентилятора (В).

Для конкретных условий микро-ТЭС выбраны следующие исходные данные и требования:

- номинальная электрическая мощность — 5 кВт;
- горячий источник — солнечный трубчатый коллектор с селективным покрытием, нагревающий ОРТ до температуры 80 °С (353 К);
- холодный источник — воздушный конденсатор с вентилятором;
- расчётная температура охлаждающего воздуха — 25 °С (298 К);
- электрический генератор — высокооборотный генератор ($n_{пред} < 50\,000$ об/мин).

Рабочее тело (ОРТ) микро-ТЭС подбирали, исходя из следующих соображений:

- давление конденсации при $t_k = 35$ °С должно быть близко к атмосферному (исходя из соображений максимальной удельности объёма и уменьшения проблем с утечками при конструировании);
- давление кипения при $t_0 = 80$ °С не слишком большое (для уменьшения толщин трубок солнечного коллектора и снижения массы установки);

- объёмный расход рабочего тела при давлении за турбиной максимален (с целью увеличения высоты лопатки турбины);

- производная dT/ds на правой ветви линии насыщения (рис. 2) должна быть как можно больше (для снижения перегрева (dT) пара перед конденсатором);

- удельная работа насоса минимальна.

Предварительно выделим среди всех ОРТ три, которые больше всего отвечают представленным требованиям (табл. 1): R318 (C₄F₈), R245fa (CF₃CH₂CHF₂) и R141b (C₂P₃Cl₂F) и выполним расчёт тепловой схемы. ОРТ R141b (C₂P₃Cl₂F) озоноопасно и запрещено для использования, но использовано в работе только для сравнения с другими ОРТ.

На рисунке 2 изображена Ts -диаграмма изменения параметров цикла Ренкина на R141b для заданного уровня температур (прирост температуры в насосе из-за малости не показан). Отметим, что для этого рабочего тела кривая изоэнтропного расширения в турбине на выбранном участке изменения температур лежит очень близко к правой пограничной кривой.

Из расчётов тепловой схемы микро-ТЭС для различных ОРТ можно заключить, что полученные исходные данные для проектирования турбины значительно различаются по: располагаемым теплоперепадам H_0 на турбину (от 12 до 25 кДж/кг), удельному объёму v_2 ОРТ за турбиной (от 0,023 до 0,015 м³/кг), расходу рабочего тела G (от 0,59 до 0,22 кг/с).

В свою очередь данные параметры являются определяемыми при оптимизационном расчёте турбины. На предварительном этапе анализа тепловой схемы и разработки технических предложений важно иметь возможность использовать быстродействующие программы расчёта и оптимизации геометрических и режимных параметров турбинной ступени. Авторы в своей практике используют для расчёта турбинных ступеней следующий набор программ, разрабо-

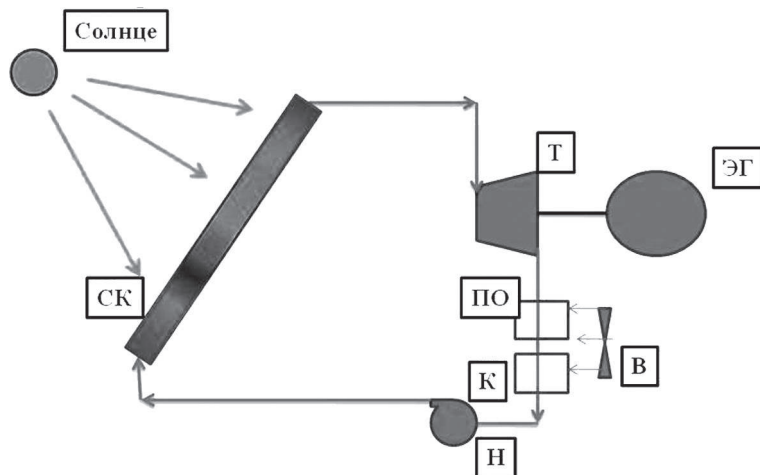


Рис. 1. Тепловая схема солнечной микро-ТЭС:

СК — солнечный коллектор; Т — турбина; ЭГ — электрический подогреватель; ПО — предварительный охладитель; К — конденсатор; В — вентилятор; Н — насос

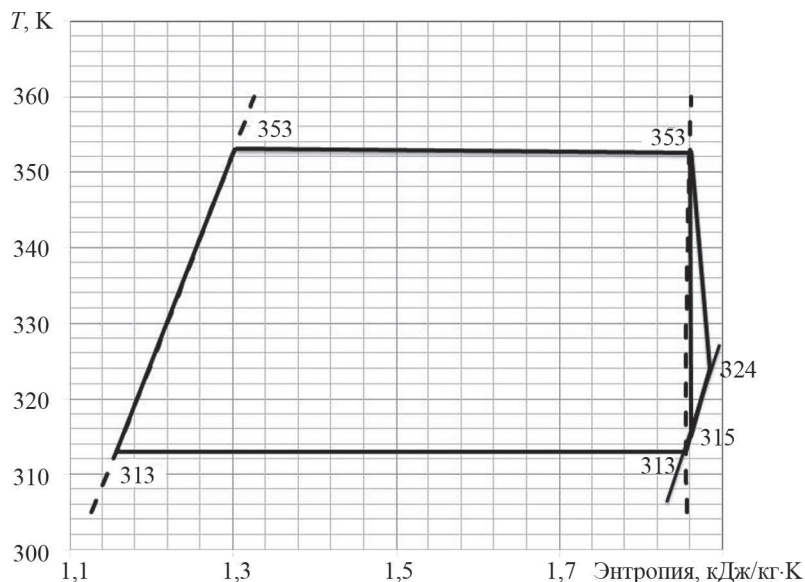


Рис. 2. Ts -диаграмма изменения параметров тепловой схемы микро-ТЭС на ОРТ R141b:

----- — левая и правая ветви линии насыщения; ———— — линии цикла

Таблица 1

Параметры цикла Ренкина на исследуемых ОРТ

ОРТ	RC318	R245fa	R141b
M , кг/кмоль	200,0	134,1	117,0
R , Дж/кг·К	41,56	62,02	71,09
p_0 , МПа	1,339	0,786	0,4287
p_2 , МПа	0,4897	0,249	0,1317
v_2 , м ³ /кг	0,02309	0,07166	0,15087
q_0 , кДж/кг	121,0	209,3	245,4
$q_{охл}$, кДж/кг	12,2	7,0	1,7
q_k , кДж/кг	97,2	181,2	218,9
H_0 , кДж/кг	11,6	21,0	24,8
G , кг/с	0,431	0,238	0,197
КПД, %	0,09597	0,10030	0,1031

таных на кафедре паровых и газовых турбин (ПГТ) НИУ «МЭИ»: TRX и ROC — для расчёта осевых и радиально-осевых турбин; ROBOT — для оптимизации турбин по КПД; PEREM — для расчёта турбин на переменных режимах.

Программа ROBOT (в разработке участвовали инженеры кафедры ПГТ Т.Н. Степанова и В.П. Новодерёжкин) нужна для поиска геометрических и кинематических параметров осевой турбинной ступени, обладающей наибольшим значением внутреннего КПД η_{oi} для выбранных ОРТ. При оптимизации (методом «градиентного спуска») в широком диапазоне значений варьировались средний диаметр ступени d_1 , угол выхода потока из сопловой решётки α_1 , степени реактивности ρ , парциальности e и частота вращения

n . Ограничения вводились на величину степени реактивности в корне $\rho_k > 0$ и $\alpha_1 > 11^\circ$.

В программах для расчёта свойств рабочих тел (ОРТ) требовалось задать молекулярный вес (M) или газовую постоянную (R), показатель изоэнтропы (k) и поправку «на реальность» (z): $R = 8310/M_{ОРТ}$; $k = (c_p/c_v)_{ОРТ}$; $z = (pv/RT)_{ОРТ}$.

При работе турбины на ОРТ вблизи линии насыщения особенно остро встаёт вопрос о выборе значений R и k , так как для всех веществ в этой области характерно значительное изменение c_p и c_v . Показателем качества выбора значений R , k и z в данной задаче является разница значений характерных параметров потока в сечениях ступени турбины для расчётов по реальной Ts - или hs -диаграммам (таблицам) и по программам быстрого расчёта (TRX, ROBOT и др.). К характерным параметрам, в соответствии с требованиями теории подобия, следует отнести: параметры u/c_ϕ , числа Маха M_{c_1} и Re_{c_1} . Многочисленные расчёты показали, что отклонения характерных параметров минимальны при следующих правилах выбора:

- $k = (c_p/c_v)_{ОРТ}$ следует вычислять из уравнения изоэнтропы $(p_{2t}/p_0) = (T_{2t}/T_0)^{k/(k-1)}$, где 0 и 2t — индексы, соответствующие начальной и конечной точкам процесса изоэнтропического расширения в турбине для реального ОРТ;

- $R = 8314/M$ определяется по значению молекулярного веса M , подсчитанному по химической формуле ОРТ;

- функция z находится как среднее значение из уравнения $p/\rho = zRT$, записанного для начальной и конечной точек процесса изоэнтропического расширения в турбине для реального ОРТ.

Поскольку КПД процесса расширения в турбине чаще всего не опускается ниже 0,8...0,9, то дополни-

тельных приближений обычно не требуется. Значение динамической вязкости и теплопроводности также следует выбирать как среднее между значениями для начальной и конечной точек процесса изэнтропического расширения реального ОРТ.

На рисунке 3 продемонстрированы результаты расчётов по оптимизации параметров осевой турбинной ступени для выбранных ОРТ. Под «успешными» приближениями подразумеваются такие, результат которых даёт значение КПД ступени не меньшее, чем на предыдущем шаге. Общее число приближений существенно снижается, если начальные данные (диаметры, угол α_1 , частота вращения и пр.) заданы профессионально, то есть близкими к их конечному значению.

Представленные в табл. 2 результаты расчётов турбинных ступеней показывают, что, несмотря на существенные различия в значениях среднего диаметра (от 46,7 до 80,0 мм), частоты вращения (от 21970 до 44070 об/мин), величина лопаточного КПД η_{oi} различаются незначительно (от 0,799 до 0,829). Относительный внутренний КПД η_{oi} ступеней минимален для ОРТ R318 (0,729), что связано с малыми значениями объёмного расхода, потребовавшими использования парциального подвода. Для ОРТ R141b КПД η_{oi} — наибольший (0,787). Обратим внимание на то, что для всех ОРТ характерны малые значения скорости звука, а, следовательно, вероятность достижения сверхзвуковых скоростей увеличивается. В частности, для всех исследованных ступеней число Маха M_{c_1} лежит в пределах от 1,25 до 1,40 (см. табл. 2).

Исходя из того, что для микротурбин важнейшее значение для определения эффективности имеют вязкостные эффекты (пограничный слой на профилях малой хорды, вторичные вихреобразования в каналах, взаимодействие скачков уплотнения с пограничным

слоем и др.), а расчёты по среднему диаметру в пакетах (TRX, ROBOT, TROJAN и др.) учитывают эти особенности лишь косвенно, проведено численное исследование физической модели (рис. 4) одной из осевых турбинных ступеней (на рабочем теле R141b) в 3D-пакете ANSYS CFX.

В расчётах использовали сеточные модели с числом элементов ~ 10 млн шт; модель турбулентности — k - ϵ ; описание вязкостных эффектов — пристеночные функции; рабочее тело — ОРТ; модель счёта — идеальный газ; теплоёмкость $c_p = \text{const}$. Число приближений при расчётах ступени определяли достижением заданных (малых) значений разницы расходов рабочего тела и полных энтальпий на границах доменов. Модель передачи значений параметров на границах неподвижных и вращающихся областей — Frozen rotor.

Физическая модель осевой турбинной ступени (см. рис. 4) включает в себя надбандажное уплотнение над рабочим колесом, содержащее 9 гребней с радиальным зазором 0,25 мм.

Картина линий тока в 3D-модели турбинной осевой ступени дана на рис. 5. Трёхмерный расчёт визуализирует подробности течения во всех элементах ступени: входном патрубке, сопловом аппарате, рабочем колесе и надбандажном уплотнении, выходном диффузорном патрубке, — позволяет получить их численные характеристики. Видно, что при четырёх подводящих трубах достигнуто удовлетворительное заполнение входного патрубка и достаточно равномерное поле скоростей на входе в сопловый аппарат (рис. 6). Сопловый аппарат имеет суживающийся межлопаточный канал, в узком сечении которого достигается звуковая скорость, а в косом срезе — сверхзвуковая ($M_{\text{imax}} \cong 1,35$). К выходу из СА число Маха снижается до значения $M_{\text{icp}} = 1,27$,

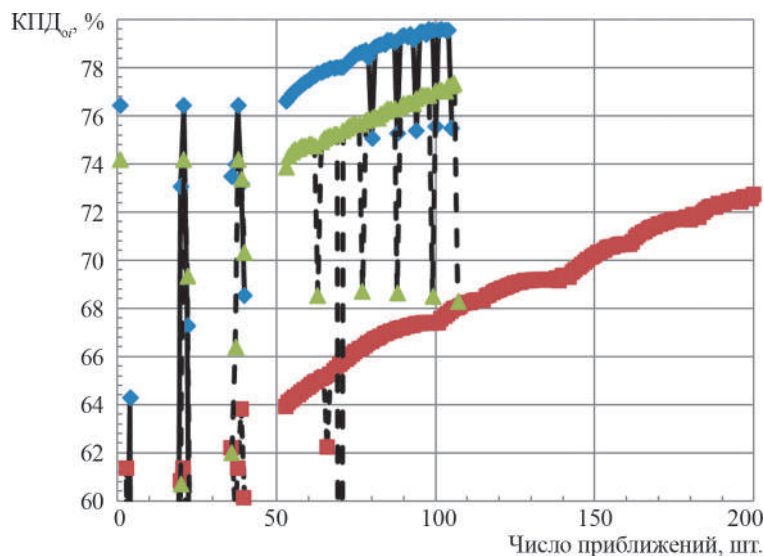


Рис. 3. Визуализация процесса поиска максимума КПД η_{oi} турбинной ступени в пакете ROBOT для выбранных ОРТ:

◆ — R141b; ■ — R318; ▲ — R245fa

Таблица 2

Сравнение параметров турбинной ступени для вынужденных рабочих тел

Параметр турбинной ступени	Органическое рабочее тело			
	ROBOT			ANSYS
	R318	R245fa	R141b	
Давление перед турбиной p_0 , МПа	1,339	0,786	0,429	0,429
Температура перед турбиной T_0 , К	—	353	—	353
Давление за турбиной p_2 , МПа	0,49	0,249	0,132	0,132
Расход рабочего тела G , кг/с	0,592	0,308	0,289	0,246
Располагаемый теплоперепад H_0 , кДж/кг	11,6	21,0	24,8	25,0
Степень реактивности ρ	0,10	0,20	0,10	0,19
Средний диаметр ступени d_1 , мм	60,1	46,7	80,0	80,0
Высота сопловой лопатки l_1 , мм	3,03	3,67	3,84	3,45
Степень парциальности e	0,761	1	1	1
Угол выхода потока α_1 , °	11,5	11	12	12,3
Скорость на выходе из сопловой решётки c_1 , м/с	134,8	171,9	198,0	190,1
Число Маха M_{c1}	1,248	1,315	1,393	1,269
Частота вращения n , об/мин	21972	44072	25500	25000
Окружная скорость, u_1 , м/с	69,1	107,6	106,8	104,7
Скорость на входе в рабочую решётку w_1 , м/с	68,5	69,3	96,1	79,5

Параметр турбинной ступени	Органическое рабочее тело			
	ROBOT			ANSYS
	R318	R245fa	R141b	
Угол входа в рабочую решётку β_1 , °	23,1	28,3	25,4	30,4
Средний диаметр рабочей решётки d_2 , мм	60,3	46,9	80,7	81,4
Высота рабочей решётки l_2 , мм	3,83	4,47	5,14	5,50
Удельный объём за рабочей решёткой v_2 , м ³ /кг	0,0225	0,0718	0,155	0,157
Скорость на выходе из рабочей решётки w_2 , м/с	75,1	101,7	111,2	119,2
Угол выхода из рабочей решётки β_2 , °	17,9	17,8	15,8	15,8
Параметр u/c_f	0,454	0,525	0,479	0,468
Угол выхода из рабочей решётки α_2 , °	84,8	110,0	91,5	74,6
Коэффициент потерь в сопловой решётке ξ_c	0,1169	0,0969	0,111	0,0886
Коэффициент потерь в рабочей решётке, ξ_p	0,0608	0,0707	0,041	0,0468
Коэффициент потерь с выходной скоростью $\xi_{в.с}$	0,0231	0,0259	0,0185	0,0225
Коэффициент сегментных потерь, $\xi_{сегм}$	0,0308	0	0	0
Коэффициент вентиляционных потерь $\xi_{вент}$	0,0177	0	0	0
Радиальный зазор в уплотнении δ_r , мм	0,3	0,3	0,3	0,25
Коэффициент потерь от утечки $\xi_{ут}$	0,0184	0,0257	0,040	0,0857
Коэффициент потерь от трения диска $\xi_{тр.д.}$	0,003	0,0025	0,0028	0,002
Лопаточный КПД ступени $\eta_{ол}$	0,799	0,807	0,829	0,842
Внутренний КПД ступени η_{oi}	0,729	0,778	0,787	0,756

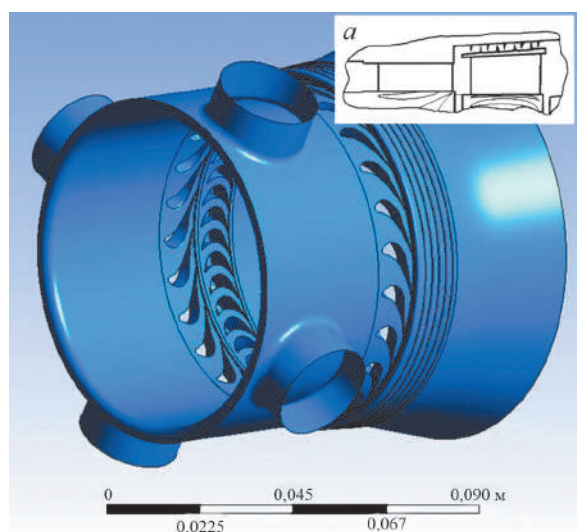


Рис. 4. Физическая модель осевой турбинной ступени (fluid):
а — эскиз надбандажного уплотнения

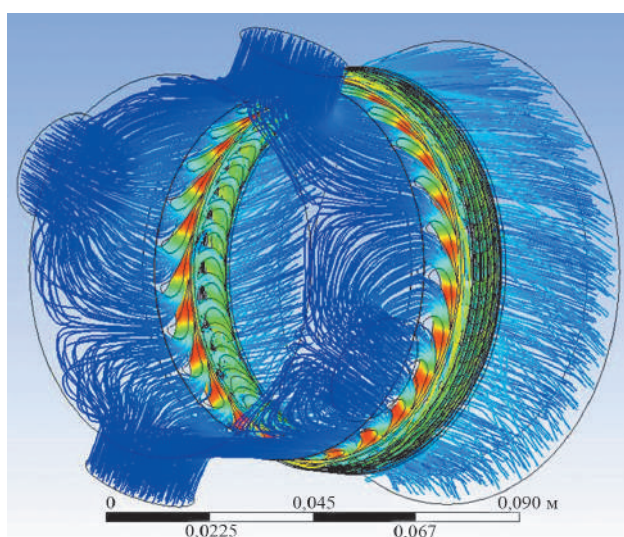


Рис. 5. Пространственная картина расположения линий тока в модели осевой турбинной ступени

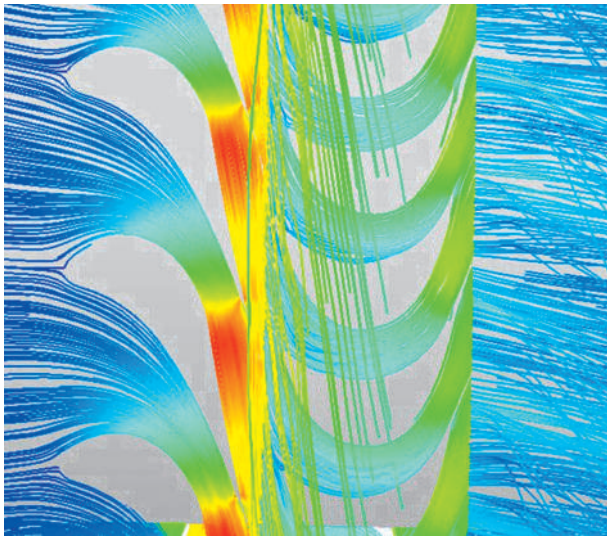


Рис. 6. Картина линий тока в цилиндрическом сечении осевой ступени по среднему диаметру

однако отрывных явлений в косом срезе не замечено (см. рис. 6). Рабочая решётка обтекает как на входе, так и на выходе практически безотрывно. В каналах рабочей решётки, в которые «попадает» кропочный след от сопловой лопатки, отмечается значительное замедление потока вдоль вогнутой поверхности профиля. Обратим внимание на линии тока, наложенные поверх зоны рабочей решётки, — это линии тока в надбан-

дажном уплотнении. Видно, что, несмотря на большое количество гребней в уплотнении, направление движения рабочего тела практически совпадает с направлением потока на выходе из СА в абсолютном движении. Полученная картина течения в корне противоречит канонической модели течения в уплотнении, в которой постулируются близкий к осевому вход рабочего тела и существование за каждым гребнем устойчивой отрывной зоны.

Визуализация линий тока при косом обтекании гребней уплотнения показывает, что зоны отрыва за ними минимальны. Тангенциальное течение как бы «облизывает» макушки гребней, сопротивление уплотнения течению уменьшается, а величина утечки увеличивается. В связи с этим необходимо введение поправок в методику расчёта утечек через уплотнения турбинной ступени.

Выход потока из рабочего колеса в диффузорный патрубок практически осевой (см. рис. 6). Всё это свидетельствует о достижении оптимума по КПД. На рисунке 7 показана *hs*-диаграмма процесса течения в ступени.

По результатам расчёта в 3D-пакете ANSYS (CFX) в табл. 2 внесены (для сравнения) основные параметры течения в ступени. Видно, что «вязкий» расчёт даёт чуть меньшую величину потерь в сопловом аппарате, что соответственно повышает, по сравнению с одномерным расчётом, значение лопаточного КПД. В то же время ко-

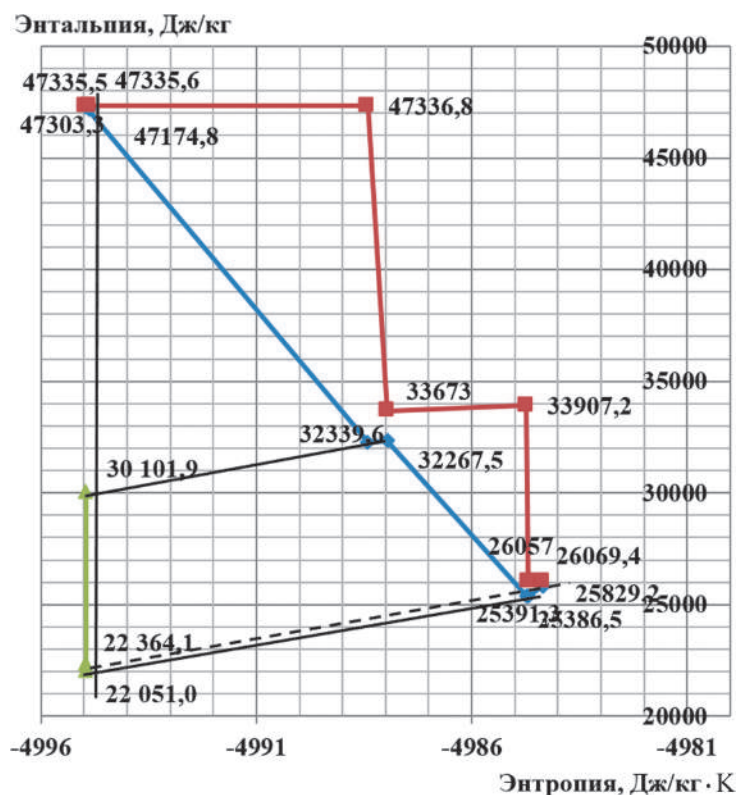


Рис. 7. Изменение параметров турбинной ступени в *hs*-диаграмме:
 ◆ — стандартная энтальпия; ■ — полная энтальпия; ▲ — $s = s_0$

Таблица 3

эффицент потерь от утечек почти вдвое больше, и относительный внутренний КПД ступени η_{oi} оказывается на уровне 0,756, т. е. примерно на 2% меньше, чем по программе одномерного расчёта (см. табл. 2).

В инженерном сообществе существует проблема «отцов» и «детей» в плане оценки результатов расчётов (численного эксперимента) в современных 3D-пакетах. «Дети» полностью доверяют этим расчётам. «Отцы» (к ним относят себя и авторы настоящей статьи) — считают, что они достаточно хорошо воспроизводят картину течения, но достоверность оценки энергетических характеристик (потерь, КПД) в связи с рядом ограничений (по производительности ПК, качеству сеточной модели, выбору модели турбулентности, выбору типа передачи данных на интерфейсах не достаточно высока, что предопределяет необходимость подтверждения расчётов проведением обязательных тестовых экспериментальных испытаний. Поэтому считаем, что приведённые результаты расчетов характеристик микро-ТЭС различными способами находятся в хорошем согласии.

Оценим преимущества и недостатки различных теплоносителей при их использовании в качестве рабочих тел для микро-ТЭС малой мощности. Несмотря на существенные (до двух порядков) различия в некоторых параметрах (табл. 3), для исследованных веществ (к ним в табл. 3 добавлен и водяной пар) удаётся создать турбину примерно одинаковой (достаточно высокой) экономичности, и интегральные значения потребляемой тепловой (Q_0) и сбрасываемой (Q_k , $Q_{охл}$) мощностей также примерно равны.

Литература

1. Батенин В.М., Зайченко В.М., Леонтьев А.И., Чернявский А.А. Концепция развития распределённой энергетики в России // Известия АН. Серия «Энергетика». 2017. № 1. С. 1—18.
2. Стоянов Н.И., Воронин А.И., Стоянов А.Г., Шагров А.В. Оценка потенциала комплексного энергоснабжения обособленных объектов от солнечного коллектора // Альтернативная энергетика и экология. 2014. № 13 (153). С. 12—16.
3. Гафуров А.М., Осипов Б.М., Гафуров Н.М., Гатина Р.З. Способ утилизации тепловых вторичных энергоресурсов промышленных предприятий для выработки электроэнергии // Проблемы энергетики. 2016. № 11—12. С. 36—42.
4. Гусаров В.А., Гусарова О.Ф., Кулагин Я.В. Преимущества использования микротурбинных энергетических установок в сельском хозяйстве // Альтернативная энергетика и экология. 2013. № 02 (119). С. 72—75.
5. Бродов О.В., Комаров В.А., Седуниев В.А., Блинов В.Л., Елагин И.С. Анализ современных технических решений при разработке ORC установок с органи-

Параметры теплоносителей при их использовании в качестве рабочих тел для микро-ТЭС малой мощности

Параметры	Теплоноситель			
	RC318	R245fa	R141b	H ₂ O
$H_{0от}$, кДж/кг	11,61	21,00	25,35	271,9
КПД $_{oi}$	0,727	0,773	0,756	0,783
$H_{от}$, кДж/кг	8,440	16,20	19,20	212,9
N_p , кВт	5,000	5,000	5,000	5,000
G , кг/с	0,592	0,308	0,261	0,0235
КПД $_i$	0,0698	0,0776	0,0779	0,0860
Q_0 , кВт	71,7	64,500	64,20	58,200
Q_k , кВт	57,6	55,800	57,10	53,200
$Q_{охл}$, кВт	9,10	3,6400	2,090	0,0000

Таким образом, для микро-ТЭС мощностью от 5 кВт могут быть созданы экономичные, технологичные и достаточно дешёвые турбины осевого типа.

Интегральные значения потребляемой тепловой и сбрасываемой мощностей примерно одинаковы.

Возможные преимущества того или иного рабочего вещества по массогабаритным показателям могут быть выявлены только при эскизном проектировании.

Дополнительных исследований требуют выбор типа турбинной ступени (отличающегося от осевого типа), уточнение физического процесса течения в лабиринтных уплотнениях турбинной ступени и методики расчёта утечек в них.

References

1. Batenin V.M., Zaychenko V.M., Leont'ev A.I., Chernyavskiy A.A. Kontseptsiya Razvitiya Raspredelennoy Energetiki v Rossii. Izvestiya AN. Seriya «Energetika». 2017;1:1—18. (in Russian).
2. Stoyanov N.I., Voronin A.I., Stoyanov A.G., Shagrov A.V. Otsenka Potentsiala Kompleksnogo Energosnabzheniya Obosoblennyykh Ob'ektov ot Solnechnogo Kollektora. Al'ternativnaya Energetika i Ekologiya. 2014; 13 (153):12—16. (in Russian).
3. Gafurov A.M., Osipov B.M., Gafurov N.M., Gatina R.Z. Sposob Utilizatsii Teplovykh Vtorichnykh Energoresurov Promyshlennykh Predpriyatii dlya Vyrobotki Elektroenergii. Problemy Energetiki. 2016;11—12: 36—42. (in Russian).
4. Gusarov V.A., Gusarova O.F., Kulagin Ya.V. Preimushchestva Ispol'zovaniya Mikroturbinnyykh Energeticheskikh Ustanovok v Sel'skom Khozyaystve. Al'ternativnaya Energetika i Ekologiya. 2013;02 (119):72—75. (in Russian).
5. Brodov O.V., Komarov V.A., Sedunin V.A., Blinov V.L., Elagin I.S. Analiz Sovremennykh Tekhnicheskikh Resheniy pri Razrabotke ORC Ustanovok s Organi-

ческими рабочими жидкостями // Проблемы энергетики. 2016. № 7—8. С. 24—33.

6. **Bjork R., Nielsen K.K.** The Performance of a Combined Solar Photovoltaic (PV) and Thermoelectric Generator (TEG) System // Sol. Energy. 2015. V. 120. Pp. 187—194.

7. **Цветков О.Б., Лаптев Ю.А.** Теплофизические аспекты экологических проблем современной холодильной техники // Химия и компьютерное моделирование. Булеровские сообщения. 2002. № 10. С. 54—57.

8. **Томаров Г.В., Шипков А.А.** Современная геотермальная энергетика: геотермальные электростанции с бинарным циклом // Теплоэнергетика. 2017. № 4. С. 9—12.

9. **Гринман М.И., Фомин В.А.** Перспективы применения энергетических установок с низкокипящими рабочими телами // Компрессорная техника и пневматика. 2009. № 7. С. 35—39.

cheskimi Rabochimi Zhidkostyami. Problemy Energetiki. 2016;7—8:24—33. (in Russian).

6. **Bjork R., Nielsen K.K.** The Performance of a Combined Solar Photovoltaic (PV) and Thermoelectric Generator (TEG) System. Sol. Energy. 2015;120:187—194.

7. **Tsvetkov O.B., Laptev Yu.A.** Teplofizicheskie Aspekty Ekologicheskikh Problem Sovremennoy Kholodil'noy Tekhniki. Khimiya i Komp'yuternoe Modelirovanie. Butlerovskie Soobshcheniya. 2002;10:54—57. (in Russian).

8. **Tomarov G.V., Shipkov A.A.** Sovremennaya Geotermal'naya Energetika: Geotermal'nye Elektrostantsii s Binarnym Tsiklom. Teploenergetika. 2017;4:9—12. (in Russian).

9. **Grinman M.I., Fomin V.A.** Perspektivy Primeni-niya Energeticheskikh Ustanovok s Nizkokipyashchimi Rabochimi Telami. Kompessornaya Tekhnika i Pnevmatika. 2009;7:35—39. (in Russian).

Сведения об авторах:

Лазарев Леонид Яковлевич — кандидат технических наук, e-mail: llazarev37@gmail.com

Фадеев Валерий Александрович — кандидат технических наук, заведующий учебной лабораторией кафедры паровых и газовых турбин им. А.В. Щегляева НИУ «МЭИ», e-mail: FadeevVA@mpei.ru

Information about authors:

Lazarev Leonid Ya. — Ph.D. (Techn.), e-mail: llazarev37@gmail.com

Fadeev Valeriy A. — Ph.D. (Techn.), Head of Educational Laboratory of Steam and Gas Turbines named A.V. Shcheglyayev Dept., NRU MPEI, e-mail: FadeevVA@mpei.ru

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов

Conflict of interests: the authors declare no conflict of interest

Статья поступила в редакцию: 20.06.2018

The article received to the editor: 20.06.2018