

* Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ по федеральной целевой программе «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» (государственный контракт П 1657 от 15.09.09 г.)

Литература

1. Теплофизические свойства фреонов. Фреоны метанового ряда: Справочные данные [Текст] / Алтунин В.В. [и др.]; под ред. С.Л. Ривкина. – М.: Госстандарт; ГСССД. Изд-во стандартов, 1980. – Т.1–232 с.
2. Нимич Г.В. Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст] / Г.В. Нимич, В.А. Михайлов, Е.С. Бондарь. – Киев: Изд-во ИВИК, 2003. – 626 с.
3. Компрессорные и расширительные турбомашини радиального типа [Текст] : монография / В.И. Епифанова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998. – 624 с.
4. Паротурбинные установки с органическими рабочими телами [Текст] / М.М. Гришутин [и др.] – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. – 219 с.

УДК 658.26; 621.165.1

ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ НА НИЗКОКИПЯЩЕМ РАБОЧЕМ ТЕЛЕ

Мелкозеров М.Г., канд. техн. наук, доцент, Зуев А.А., канд. техн. наук, доцент,
Делков А.В., магистрант, Ходенков А.А., магистрант
Сибирский государственный аэрокосмический университет

Оценены перспективы использования паротурбинных установок на низкокипящем рабочем теле в качестве потребителей возобновляемых и низкопотенциальных источников энергии. Построен цикл установки и произведен его термодинамический анализ. Разработаны методика испытания и алгоритм расчета подобных установок.

The prospects of the use of steam turbines at low-boiling working body as consumers renewable and low-grade sources of energy are estimated. The cycle of installation is constructed and its thermodynamic analysis is made. Methodologies for testing and algorithm similar installations are developed.

Ключевые слова: низкокипящее рабочее тело, паротурбинная установка, утилизация низкопотенциального тепла.

Из года в год все большую силу набирает призрак энергетического кризиса, переполняя со страниц газет в солидные научные журналы. Особенно актуальна тема кризиса для России и стран СНГ. Причин этому несколько, и если одна из них, по подсчетам ученых, наступит в отдаленном будущем, то другая назревает в настоящее время.

Согласно оценкам экспертов [1], 37 % мощностей электростанций выработали свой ресурс и требуют замены. Износ линий электропередач всех классов превышает 25 %, подстанций — 45 %. Все это свидетельствует о нарастающей вероятности аварий в системе централизованного электроснабжения.

Кроме того, по оценкам ученых [2], вследствие адекватных законов развития спад добычи энергоемких полезных ископаемых, главным образом нефти, наступит в ближайшие десятилетия.

Между тем, энергозависимость прогрессивного человечества с развитием технологий возрастает. Выходом из сложившейся ситуации можно считать внедрение альтернативной энергетики или более эффективное использование существующей. В развитых странах мира 10...25 % электроэнергии производится средствами малой и альтернативной энергетики. В России всего 0,5 % [1]. Развитие этого направления тормозится из-за высоких финансовых вложений и длинного (до 3 лет) срока окупаемости установок.

Техническая сторона вопроса обуславливает использование возобновляемых источников (энергии солнца, термальных вод) или утилизацию выбросов ТЭС. В этом случае встает проблема низкопотенциальности используемого тепла: на выходе паровой турбины температура отработавшего пара колеблется в районе 100 °С, эффективный тепловой поток солнечной энергии меньше. Здесь актуальность приобретают тепловые двигатели на низкокипящем рабочем теле (НРТ). Затраты на парообразование таких рабо-

чих тел значительно меньше, чем, например, для воды. В качестве теплового двигателя ввиду низких уровней энергии тела целесообразно использовать паровую турбину.

Паротурбинным установкам (ПТУ) на низкокипящих рабочих телах за рубежом начинают уделяться все больший интерес. Эти установки в силу благоприятных сочетаний теплофизических и эксплуатационно-технологических свойств НРТ имеют лучшие техникоэкономические показатели по сравнению с классическими паротурбинными установками большей энергетики. По оценке на 2004 г. суммарная установленная мощность электрических станций на НРТ составляла около 750 МВт при общем количестве станций более 50. Мощность энергоблоков этих станций лежит в диапазоне 0,2...6,5 МВт. Стоит отметить, что отечественные исследования ПТУ на НРТ ориентированы к области энергодостаточных геотермальных источников тепла.

Внедрение утилизационных установок, использующих бросовое тепло (менее 100 °С) промышленных и энергетических предприятий с переменным успехом осуществляется лишь последние 5 лет. Анализ зарубежных источников показал, что большая часть работ по исследованию и проектированию паротурбинных установок на НРТ закрыта по причине конкурентных интересов компаний занимающихся их внедрением. Следует отметить, что в исследованных литературных источниках граница верхнего потенциала НРТ большей частью ограничено температурой разложения рабочего тела. В случае низкопотенциальных бросовых источников тепла верхняя граница определяется теплотой самого источника и как следствие определяет низкий термический КПД ПТУ. Очевидно, что в этом случае необходимо максимально использовать теплосодержание НРТ при максимально возможном КПД и минимуме нижней границы в зоне конденсации НРТ.

В связи с изложенным выше возрастает потребность анализа, расчета и проектирования подобных установок. Особую актуальность в этом аспекте приобретает проектирование энергогенерирующих систем на основе тепловых машин, использующих низкопотенциальные источники теплового сброса большой энергетики, технологических процессов в химии и металлургии, геотермальных, солнечных и т.п. источников.

Традиционно при проектировании энергомашин совместно используются теоретический и экспериментальный методы, с помощью которых определяются гидродинамические (распределение скоростей, давлений) и теплофизические (коэффициент теплоотдачи, количество переданного тепла, распределение температур) характеристики. Несмотря на то, что эксперимент по-прежнему играет очень важную роль, особенно при исследовании сложных течений, во многих работах проявляется тенденция использования теоретических моделей с использованием физических законов. Так или иначе, но и для использования таких моделей, и для построения корреляционных зависимостей необходимо их экспериментальное подтверждение.

Таким образом, возникает задача разработки теоретических моделей протекающих процессов экспериментальных установок и методов исследования ПТУ НРТ. В ходе исследований авторы предприняли попытку решить эту задачу.

При планировании эксперимента в качестве горячего источника была выбрана вода, нагреваемая тепловыми электронагревателями. Максимальная мощность ТЭН составляет 30 кВт. Максимальная температура нагрева воды (плюс 90)°С. Средняя температура кипения хладагента была установлена (плюс 50)°С. Холодный источник — холодная водопроводная вода. Температура воды (плюс 12)°С. Средняя температура конденсации хладагента была установлена (плюс 20)°С.

В качестве рабочего тела наиболее доступным из удовлетворяющих температурным требованиям определен хладагент R-22.

С учетом аналогии работы установки по принципу паротурбинной установки на водяном паре, для ее работы был взят цикл Ренкина. Цикл Ренкина нашёл применение в современных тепловых электростанциях большой мощности, использующих в качестве рабочего тела водяной пар.

Рабочий цикл установки представлен на $\lg(p)$ - i диаграмме (рис. 1).

Цикл состоит из следующих процессов:

- нагрев и испарение хладагента, а затем перегрев пара (изобара),
- расширение пара в турбине, то есть её вращение паром (адиабата),
- конденсация отработанного пара с отводом теплоты (изобара),
- сжатие сконденсированного хладагента до первоначального давления с затратой работы (адиабата).

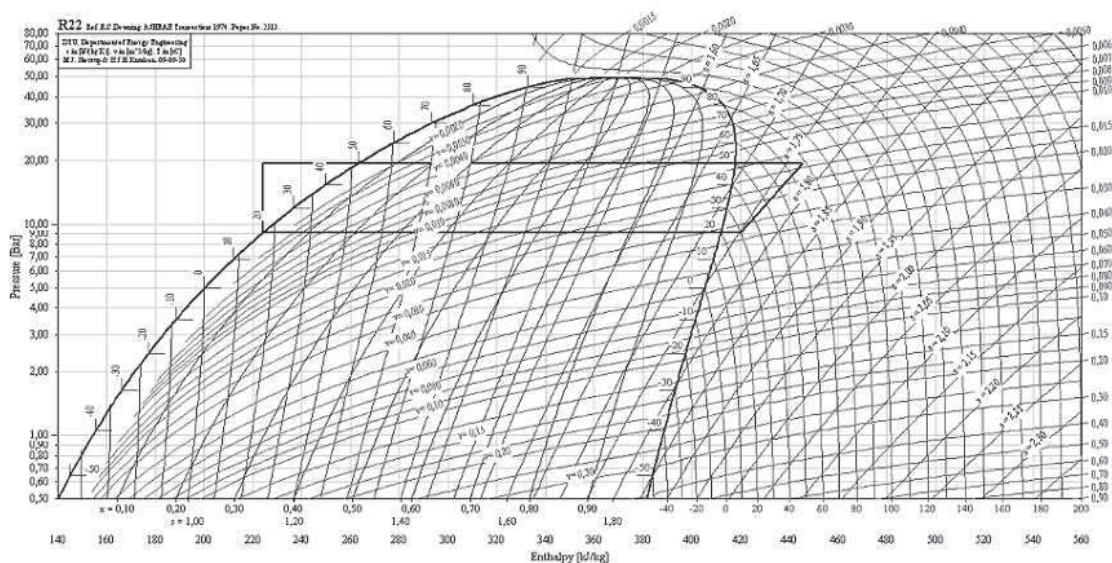


Рис. 1 – Рабочий цикл экспериментальной установки

Термодинамический анализ цикла показал КПД порядка 16 %, т. е. при затрате 30 кВт тепловой мощности бросового источника эффективная мощность турбины составит 4,8 кВт. Следует отметить, что особенность автономных турбин в том, что важно получить не максимальное значение КПД, а высокую удельную работу.

На основе цикла была спроектирована установка ПТУ НРТ, которая объединяет в себе следующие конструктивные элементы (рис. 2):

1. Турбина — используется активная осевая турбина для превращения энергии пара хладагента в работу.
2. Конденсатор — предназначен для передачи тепла хладагента источнику холода и перевода хладагента в жидкую фазу.
3. Циркуляционный насос — предназначен для повышения давления жидкого хладагента и подачи его в испаритель.
4. Испаритель — предназначен для передачи тепла от источника к хладагенту.
5. Запорные вентили.
6. Система пуска.

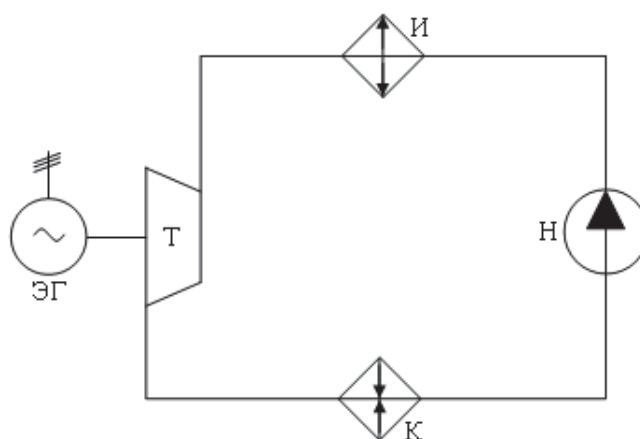


Рис. 2 – Принципиальная схема установки

Принцип работы установки следующий. Хладагент получает тепло от источника (горячая вода) в испарителе (И), за счет чего он испаряется и нагревается. После этого хладагент поступает на экспериментальный участок, где расширяется с отводом энергии в турбине (Т). Давление и температура хладагента при этом снижаются. Далее хладагент поступает в конденсатор (К), где конденсируется за счет взаимодействия с источником холода (холодная вода). Жидкий хладагент сливается в ресивер, откуда отбирается циркуляционным насосом Н и подается в конденсатор.

Основной элемент конструкции — паровая турбина. Для проведения исследований авторами был сконструирован турбопривод. Подобные автономные турбины всегда выполняются активными, со сверхзвуковым потоком газа [3]. Конструкция установки представлена на рис. 3.

Подвод рабочего тела на лопатки турбины осуществляется через одно спрофилированное сопло. Парциальность турбины обусловлена малым значением расхода рабочего тела. Сопло крепится в верхней крышке камеры с помощью пайки. Отрабатываемое рабочее тело отводится через выхлопной патрубок. Подводящий и отводящий патрубки размещены в нижней части рабочей камеры для исключения возможности скапливания здесь конденсата рабочего тела.

Ввиду высокой текучести фреона для обеспечения герметичности рабочей камеры в конструкции предусмотрены специфические элементы:

- между проставкой и крышками камеры вместо резиновых уплотнительных колец продавливаются алюминиевые кольца;
- рабочая камера по валу отделяется от остальной части торцовым уплотнением.

Целью эксперимента является исследование работы паротурбинной установки на фреоне R22 и получение характеристик турбины.

Измерение эффективной мощности турбины производится пневмотермометрическим методом на потребителе — гидротормозе. В качестве него используется центробежный насос, перекачивающий воду. Для оценки мощности турбины требуются параметры сообщенного воде количества энергии, что оценивается посредством данных о давлении и температуре воды на входе и на выходе из насоса.

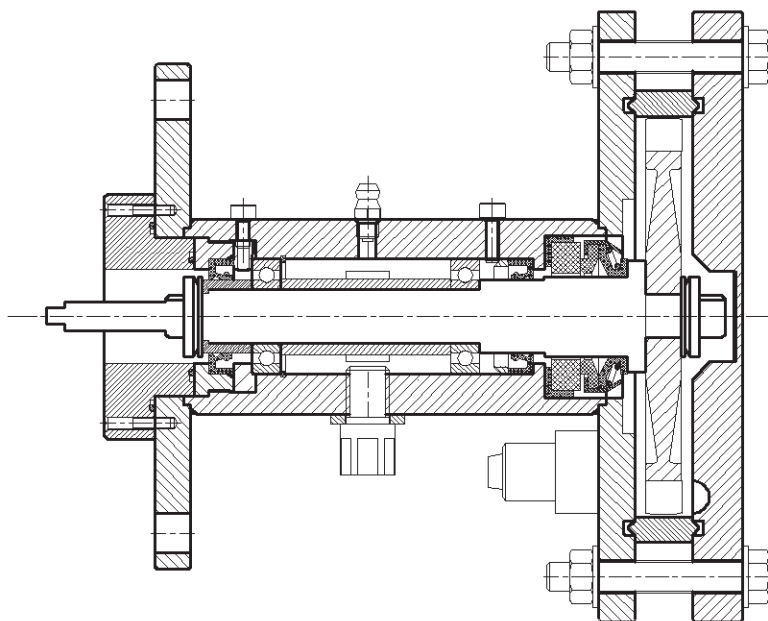


Рис. 3 – Конструкция экспериментальной установки турбопривода.

Характеристики газовой турбины по параметру U/C_1 , где U — окружная скорость колеса на среднем диаметре лопаток, C_1 — скорость пара на входе в турбину, получают двумя способами:

- 1) изменением числа оборотов турбины. При этом окружная скорость U на среднем диаметре лопаток турбины будет меняться при постоянном значении входной скорости C_1 ;
- 2) изменением скорости C_1 при неизменном значении скорости U , т. е. числа оборотов турбины.

В первом случае, когда поддерживается постоянным значение C_1 , необходимо обеспечить неизменность давления газа p_{00} , температуры T_{00} на входе в турбину и давления на выходе из нее p_2 .

Во втором случае ($U = \text{const}$) при постоянном числе оборотов вала турбины нужно менять либо давление газа p_{00} , либо давление p_2 (если температура T_{00} остается неизменной).

На установке можно снимать характеристики, меняя отношение U/C_1 любым из указанных способов.

На каждом режиме замеряют следующие значения:

- 1) число оборотов ротора турбины;
- 2) расход через гидротормоз, давления и температуры на входе и выходе из него;
- 3) давление на входе в сопловой аппарат и выходе из турбины;
- 4) температуру рабочего тела на входе в турбину;
- 5) полное и статическое давления после соплового аппарата и на выходе из рабочей решетки турбины.

Для анализа экспериментальных данных был разработан алгоритм. Особенность планируемых экспериментальных исследований в том, что коэффициенты потерь в сопловом аппарате и рабочем колесе определяются экспериментально, исходя из измеренных полных и статических давлений.

Алгоритм анализа экспериментальных данных состоит из следующих пунктов:

1. Эффективная мощность турбины (затраченная мощность насоса $N_m = N_n$), оценивается по выражению:

$$N_m = \rho \cdot C_p \cdot \dot{V} \cdot (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}) + (p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}) \cdot \dot{V},$$

где $t_{\text{вх}}, t_{\text{вых}}, p_{\text{вх}}, p_{\text{вых}}$ — температуры и давления воды на входе и выходе гидротормоза;

\dot{V} — объемный расход воды;

C_p и ρ — теплоемкость и плотность воды.

2. Расход рабочего тела через турбину:

$$\dot{m}_T = \dot{V}_T \cdot \rho,$$

где \dot{V}_T — объемный расход рабочего тела;

ρ — плотность рабочего тела.

3. Эффективная работа турбины, Дж/кг:

$$L_m = \frac{N_m}{\dot{m}_e}.$$

4. Адиабатная работа, Дж/кг:

$$L_{\dot{a}\dot{a}} = i_2 - i_1,$$

оценивается по диаграмме рабочего процесса для фреона R22.

5. Эффективный КПД турбины:

$$\eta_m = \frac{L_m}{L_{\dot{a}\dot{a}}}.$$

6. Теоретическая скорость истечения, м/с:

$$C_{1\dot{a}\dot{a}} = \sqrt{2 \cdot L_{\dot{a}\dot{a}}}.$$

7. Скоростной коэффициент сопла

$$\varphi = \sqrt{\frac{P_1 - P_1^{st}}{P_0 - P_0^{st}}}.$$

8. Потери энергии в сопловом аппарате, Дж/кг:

$$L_\varphi = (1 - \varphi^2) \cdot \frac{C_{1\dot{a}\dot{a}}^2}{2}.$$

9. Действительная скорость истечения, м/с:

$$C_1 = \varphi \cdot C_{1\dot{a}\dot{a}}.$$

10. Строится график зависимости КПД от отношения U/C_1 (рис. 4).

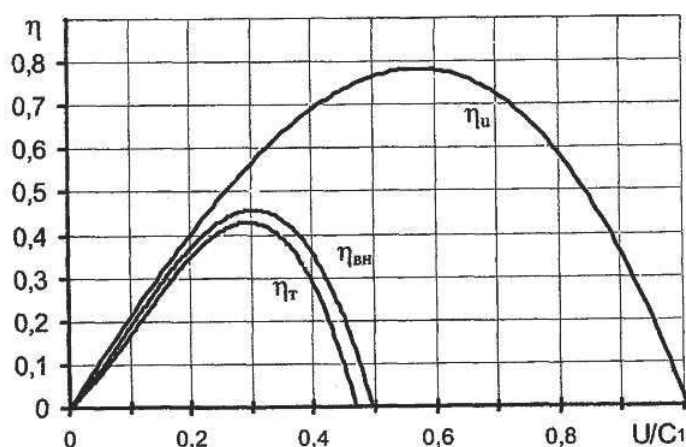


Рис. 4 – График зависимости КПД от отношения скоростей U/C_1 .

11. Коэффициент потери энергии в каналах колеса ψ

$$\psi = \sqrt{\frac{P_2 - P_2^{st}}{P_1 - P_1^{st}}}$$

12. Потери энергии в каналах рабочего колеса, Дж/кг:

$$L_\psi = (1 - \psi^2) \cdot \frac{W_1^2}{2}$$

13. Относительная скорость на выходе из колеса, м/с:

$$W_2 = \psi \cdot W_1$$

14. Потери энергии с выходной скоростью, Дж/кг:

$$L_C = \frac{C_2^2}{2}$$

Абсолютную скорость на выходе колеса C_2 определяют по построенному треугольнику скоростей (рис. 5).

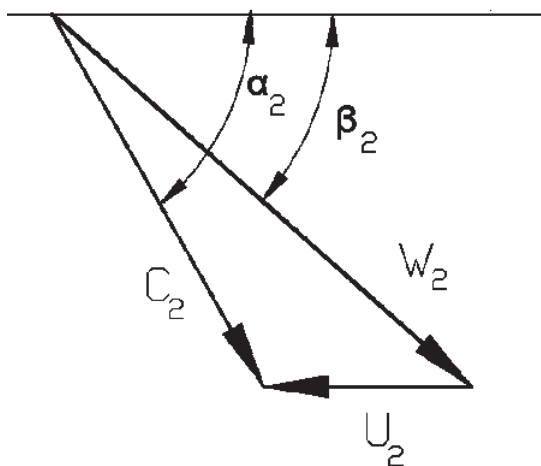


Рис. 5 – Треугольник скоростей на выходе из турбины.

Ведется изготовление, монтаж и комплектация испытательного стенда. Планируется проведение экспериментальных исследований по разработанным методикам.

Выводы

Результаты теоретических исследований показали актуальность теоретических и экспериментальных исследований ПТУ НРТ. Проведенный термодинамический анализ выявил КПД установки в районе 16 %, что является высоким показателем для подобного рода установок. Разработаны расчетно-конструкторские методики и алгоритмы анализа эффективности подобных установок.

Разработка подобных установок — актуальное и перспективное направление малой энергетики.

Литература

1. Перспективы развития автономных источников энергоснабжения на базе газопоршневых и газотурбинных двигателей [Текст] / А.Н. Терехин [и др.] // Двигателестроение. – 2007. – № 1 (227). – С. 30–33.
2. Макаров О. В. Когда настанет «пик-ойл» [Текст] // Популярная механика, № 5 (91) – 2010. – С. 32–40.
3. Теплотехника: Учебник для вузов [Текст] / А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К. Витт [и др.] – М.: Энергоиздат, 1982. – 325 с.
4. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин — 2-е изд., перераб. и доп. [Текст] / К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.