

К РАСЧЕТУ ПАРОВЫХ ТУРБИН НА НИЗКОКИПЯЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ

**Карасев В.П., канд. техн. наук, доцент, Черненко Д.В., канд. техн. наук, доцент,
Морозов Н.В., аспирант, Жуйков Д.А., канд. техн. наук, доцент,
Сибирская государственная аэрокосмическая академия им. Решетнева, г. Красноярск
Титлов А.С., д-р техн. наук., доцент
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса**

Описана схема парогенераторной установки с органическим рабочим телом. Рассматривается алгоритм расчета паровых турбин на низкокипящих рабочих телах с учетом изменения показателя адиабаты в зависимости от давления и температуры в зоне перегретого пара.

The chart of the steam-generating setting is described with an organic working body. The algorithm of calculation of steam-turbines is examined on low-boiling workings bodies taking into account the change of index of adiabatic depending on pressure and temperature in the area of the overheated steam.

Ключевые слова: утилизация низкопотенциального тепла, турбина, расчет цикла

В ходе повседневной деятельности промышленных предприятий с различными теплоносителями сбрасывается огромное количество тепла, возможность использования которого в рабочем цикле предприятия в данное время не реализована. Некоторые источники тепла и их температуры представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Теплоносители

Вид теплоносителя	Температура, °С
Сточные воды	15 – 19
Производственные выбросы газа	250 – 300
Температура от оборудования	30 – 100
Масло из двигателя ТВ3-117	80 – 150
Масло из редуктора ВР-14	70 – 80

с источника производится преобразование энергии в механическую.

Исходя из экологических и экономических соображений, рабочий контур установки должен иметь замкнутую схему. Для реализации замкнутой схемы необходимо ввести в систему элемент, обеспечивающий циркуляцию рабочего тела в системе. В качестве такого устройства, возможно, использовать насос. Установка (рис. 1) состоит из емкости с рабочим телом, насоса, испарителя, турбогенератора, конденсатора. В качестве рабочего тела рассматривается хладагент фреон R22 (хлордифторметан), по своим физико-химическим характеристикам наиболее подходящий для данной системы и широко используемый в современной холодильной технике.

Рабочий цикл системы включает в себя четыре участка (рис. 2). На первом участке 1-2 происходит подача рабочего тела насосом в испаритель, при этом увеличивается давление фреона. Второй участок 2-3 показывает испарение и перегрев рабочего тела в испарителе при постоянном давлении, отбор тепла от источника. Третий участок 3-4 соответствует переводу тепловой энергии рабочего тела в механическую, при этом понижается температура и давление. На четвертом участке 4-1 происходит конденсация рабочего тела, необходимая для осуществления замкнутого цикла работы.

Основными точками, влияющими на выдаваемую системой мощность, являются точка 3 и точка 4 (рис. 2). Точка 4 — точка начала конденсации рабочего тела зависит от типа конденсатора и вещества, используемого для теплосъема. Точка 3 — точка оптимального перегрева рабочего тела. Показывает оптимальный перегрев рабочего тела при заданном давлении испарения, и выбирается в зависимости от точки 4. Максимальная температура в точке 3 ограничивается предельной температурой конкретного хладагента. Исходя из значений параметров рабочего тела в точке 3, можно судить о наиболее подходящих источниках тепла. Так, при использовании в системе воздушного конденсатора (параметры пара в точке 4 составляют 11,8 бар и 36 °С) оптимальное значение температуры в точке 3 равно 100 °С при давлении 30 бар. Для такой системы подходят все источники с температурой более 110 °С. Для повышения эффективности работы системы можно осуществлять частичный перевод рабочего тела в жидкую фазу, тем самым, увеличивая эффективность машины.

Низкие температуры большинства источников тепла и их негазообразное состояние, например, масло в системах вертолета, а также отсутствие высокого давления в газообразных источниках, не дают возможности использовать их тепловую энергию напрямую. Энергию источников необходимо снимать при помощи низкокипящих рабочих тел. После снятия тепла

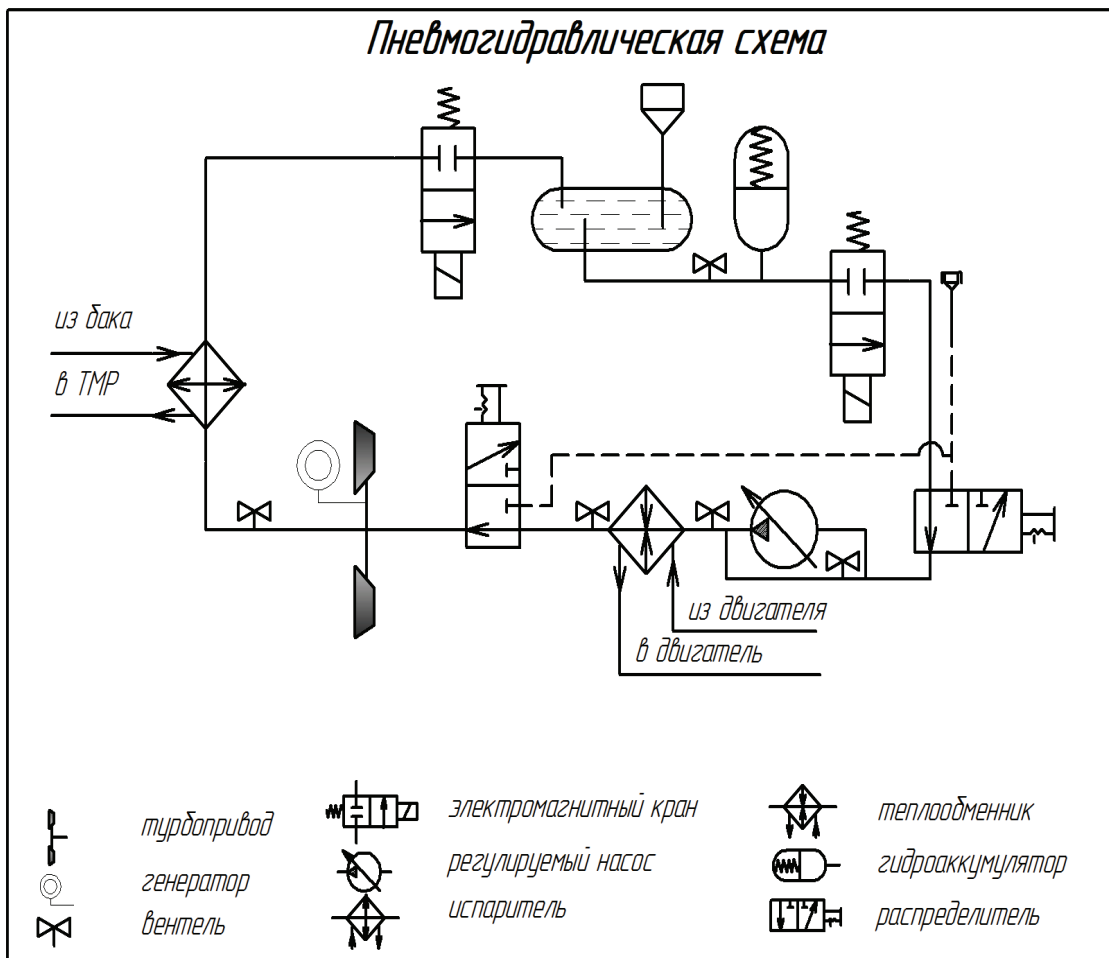


Рис. 1 – Пневмогидравлическая схема системы при использовании в качестве источника тепла маслосистему вертолета

Для трубопроводов с небольшим расходом рабочего тела и высоким перепадом давления наиболее оптимальной по КПД является осевая турбина с парциальным подводом рабочего тела.

Мощность на валу турбины и компрессора определяется через адиабатную работу $L_{ад}$, расход рабочего тела, КПД турбины η_m или компрессора η_k [3], [4].

$$N = G \cdot L_{ад} \cdot \eta_m,$$

где N — мощность на валу турбины, Вт;
 $L_{ад}$ — работа адиабатическая, кДж/кг;
 G — расход рабочего тела, кг/с;
 η_m — КПД турбины.

Адиабатическая работа на валу турбины и компрессора определяется через параметры рабочего тела

$$L_{ад.m} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{Г^*} \cdot \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right);$$

$$L_{\dot{a}\dot{a}.s} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\dot{a}\dot{a}.\dot{e}} \cdot \left(\pi_{\dot{a}\dot{a}.\dot{e}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

где $L_{ад.т}$ — работа адиабатическая турбины, кДж/кг;
 R — газовая постоянная, Дж/кг·К;
 $T_{г}$ — температура газа на входе в турбину, К;
 P_1 и P_2 — давление газа до и за турбины, Па;
 k — показатель изэнтропы;
 $L_{цбк.с}$ — работа адиабатическая компрессора, кДж/кг;
 $\pi_{цбк}$ — степень повышения давления в компрессоре;
 $T_{вх.к}$ — температура газа на входе в компрессор, К.

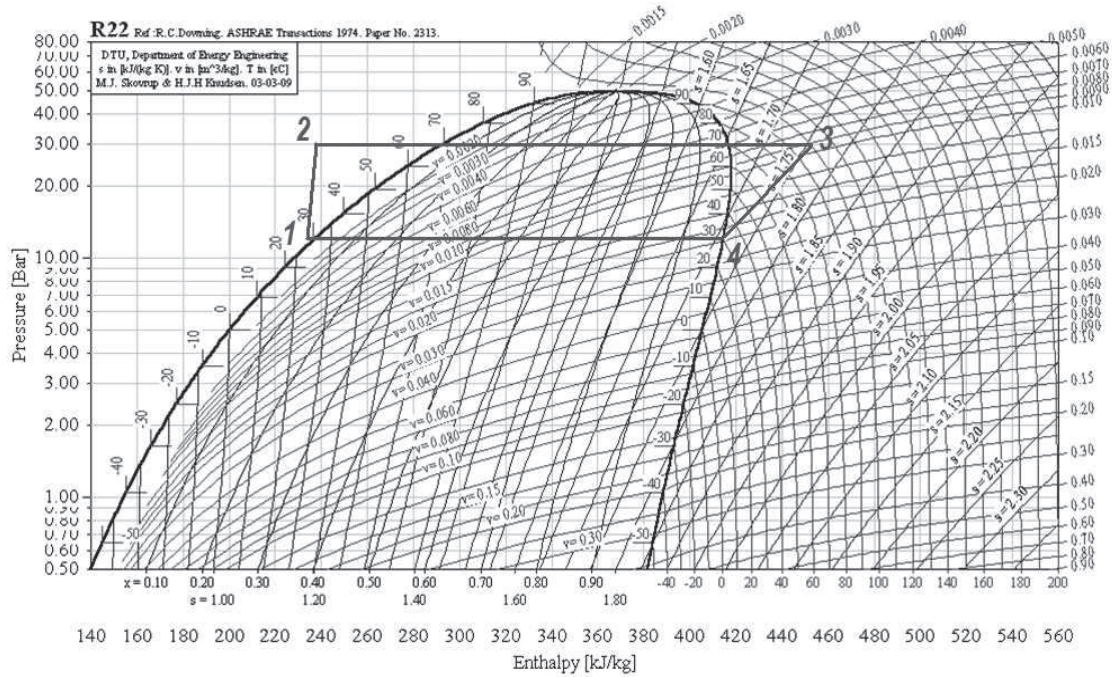


Рис. 2 – Цикл установки в $Lg P - I$ координатах

По адиабатической работе определяется адиабатическая скорость, скорость звука и температура на выходе из турбины и компрессора

$$c = \sqrt{2 \cdot L_{ад}} ; \quad a_{кр} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R \cdot T_{вх}} ;$$

$$T_{вых.т} = T_{г} - \frac{L_{ад.т}}{R \frac{k}{k-1}} ; \quad T_{вых.к} = T_{вх.к} + \frac{L_{цбк.с}}{R \frac{k}{k-1}} ,$$

где c — адиабатическая скорость, м/с;
 $a_{кр}$ — скорость звука в сопле, м/с;
 $T_{вых.к}$ — температура газа на выходе из компрессора, К;
 $T_{вых.т}$ — температура газа на выходе из турбины, К.

Данные параметры являются определяющими для выполнения кинематического расчета и проектирования лопаток направляющего аппарата и рабочего колеса компрессора, а также соплового аппарата и рабочего колеса турбины.

Процессы в компрессоре и газовой турбине на традиционных рабочих телах исследованы достаточно полно, и алгоритмы расчета позволяют достаточно точно определять параметры проточной части.

Особенности низкокипящих рабочих тел это переменный показатель адиабаты, зависящий от температуры и давления [1].

Аналитической зависимости показателя адиабаты от температуры не существует, а имеется только табличные значения.

По литературным источникам [1], [2] построена поверхность показателя адиабаты в зависимости от температуры и давления рис. 3.

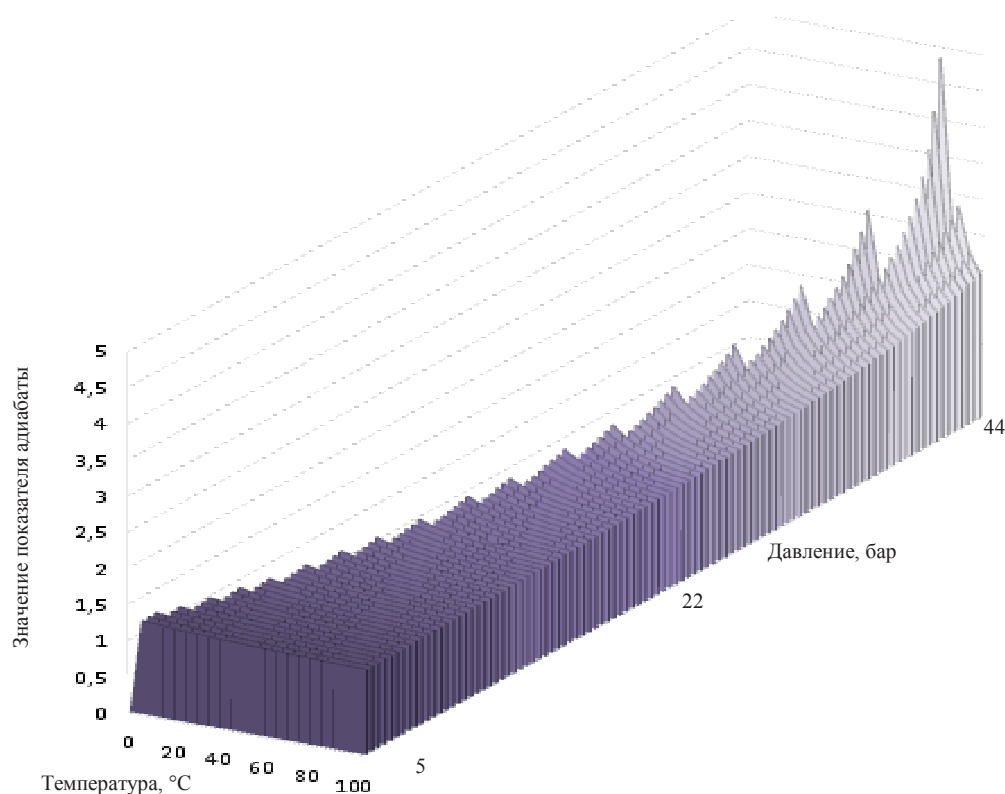


Рис. 3 – Изменение показателя адиабаты в зависимости от давления и температуры

Предлагается расчет адиабатической работы на валу турбины и температуры на выходе с учетом переменного коэффициента адиабаты

$$L_{ад.м} = \frac{k'}{k'-1} \cdot R \cdot T_{Г}^* \cdot \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k'-1}{k'}}} \right);$$

$$T_{вых.т} = T_{Г} - \frac{L_{ад.м}}{R \frac{k'}{k'-1}},$$

где $k' = f(P, T)$.

Поскольку поверхность имеет сложный характер с пикообразными выступами, описать ее одной аналитической зависимостью не возможно.

Расчет проводился методом конечных разностей, путем разбиения участка на малые интервалы по давлению и суммированию адиабатной работы каждого участка.

Расчетные зависимости приведены на рис. 4 и рис. 5. Наибольшее влияние изменения показателя адиабаты отмечается в области температуры близкой к температуре разложения рабочего тела, до 5 % по адиабатной работе и до 20 % по температуре рабочего тела на выходе. Так же влияние показателя адиабаты увеличивается при увеличении давления входа. Аналогичные зависимости можно построить для компрессора. При работе компрессора влияние переменности показателя адиабаты будет более существенно, так как рабочее тело находится в зоне фазового перехода.

Выводы

Проведенные расчеты показывают, что для более точного определения термодинамических параметров процессов в турбине и компрессоре необходимо проводить учет изменения показателя адиабаты. Расчет кинематических параметров потока по тракту и проектирование проточной части и лопаток турбин и компрессоров также необходимо проводить с учетом переменного показателя адиабаты.

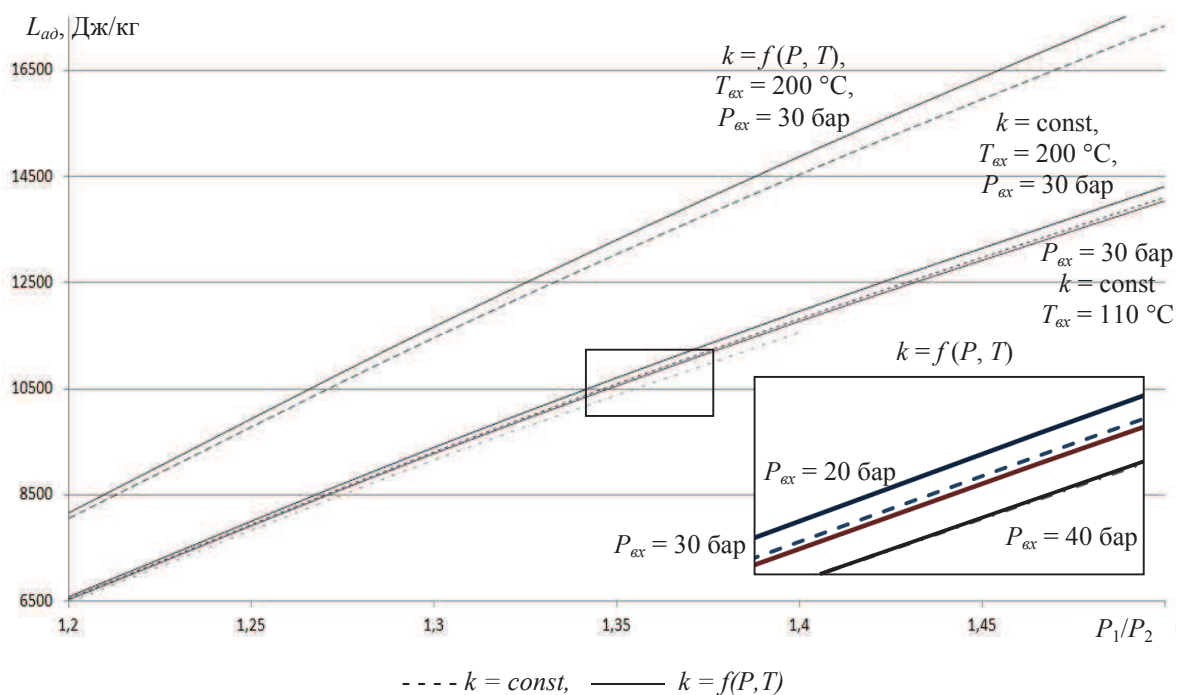


Рис. 4 – Значение адиабатической работы при различных параметрах

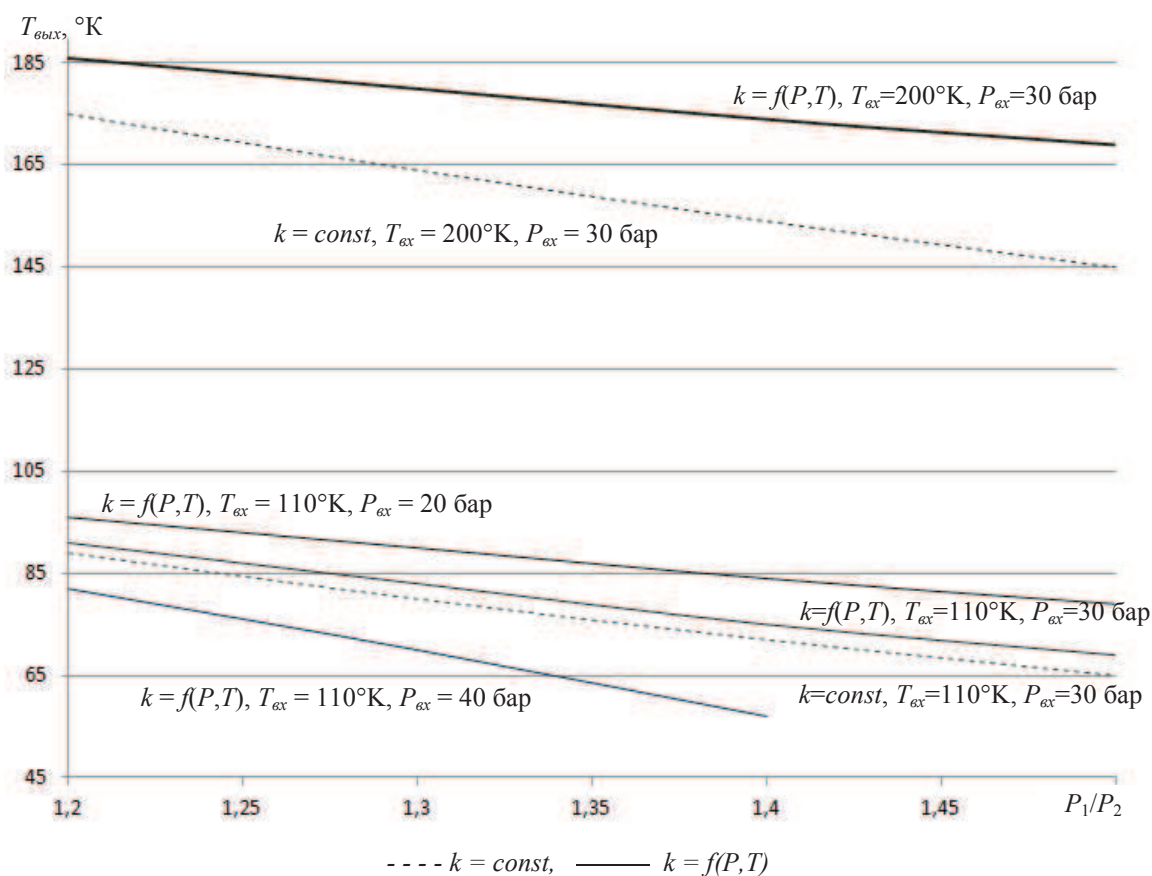


Рис. 5 – Значение температуры потока на выходе из турбины при различных показателях адиабаты

* 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 НИЗКОКИПАЮЩЕМ 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-