

УДК 621.577

К ПОСТАНОВКЕ ЗАДАЧИ ОБ ЭНЕРГО-ТЕХНИЧЕСКОЙ УТИЛИЗАЦИИ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОГО ТЕПЛА

Кишкин А.А., д-р техн. наук, профессор; Карасев В.П., канд. техн. наук, профессор;
Титлов А.С., д-р техн. наук, доцент; Морозов Н. В., аспирант
Сибирский государственный аэрокосмический университет им. академика М.Ф. Решетнева
Одесская национальная академия пищевых технологий

Предложена схема утилизации низкотемпературного тепла на базе цикла паровой турбины с низкотемпературным рабочим телом. При расчете цикла учитывается зависимость показателя адиабаты от давления и температуры

The chart of utilization of low temperature heat is offered on the base of cycle of steam-turbine with low temperature working body. At the calculation of cycle dependence of index of adiabaty is taken into account on pressure and temperature

Ключевые слова: утилизация, теплота с низким температурным потенциалом, расчет цикла.

В настоящее время вопросы выработки электроэнергии становятся все более актуальными. Это обусловлено ростом стоимости источников энергии (нефть, газ, уголь) и как следствие, растут тарифы.

В ходе повседневной деятельности промышленных предприятий с различными теплоносителями сбрасывается огромное количество тепла, возможность использования которого в рабочем цикле предприятия или объекта в данное время не реализована. Теплоносителями могут являться как сточные воды с температурой близкой к температуре окружающей среды, так и газы, образующиеся при коксовании угля с температурой до 400 °С. В качестве других источников тепловой энергии может использоваться тепло, сбрасываемое различными агрегатами и системами в процессе их работы. Некоторые источники тепла и их рабочий диапазон температур представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Температуры источников тепла, сбрасываемого различными агрегатами и системами в процессе их работы

Вид теплоносителя	Температура, °С
Сточные воды	15 – 19
Производственные выбросы газа	250 – 300
Температура от оборудования	30 – 100
Температура газа при коксовании угля	400 – 430
Масло из двигателя ТВЗ-117	80 – 150
Масло из редуктора ВР-14	70 – 80

Энергию источников тепла можно собрать и использовать для решения различных технических и технологических задач при помощи тепловых насосов. В то же время тепловые насосы не позволяют преобразовывать тепловую энергию в электрическую, которую удобно транспортировать на большие расстояния и использовать практически без ограничения в промышленности и быту.

Недостаточно высокие температуры большинства источников бросового тепла и их неразреженное состояние (масло в системах вертолета) не дают возможности использовать тепловую энергию напрямую.

Энергию источников тепла необходимо снимать при помощи низкотемпературных рабочих тел, например, в тепловых насосах. После снятия тепла с источника происходит преобразование тепловой энергии в механическую на лопаточной машине.

Исходя из экологических и экономических соображений, установка должна представлять собой замкнутый контур, т.е. рабочее тело можно использоваться многократно. Поскольку хладагенты являются опасными химическими соединениями, то такая схема позволяет избежать отрицательного воздействия на окружающую среду путем прямого выброса отработавшего хладагента из системы, а также в несколько порядков снижает вероятность техногенного воздействия на человеческий организм.

Для реализации замкнутой схемы необходимо ввести в систему элемент, обеспечивающий циркуляции рабочего тела в системе. В качестве такого устройства можно использовать насос — для циркуляции рабочего тела в жидкой фазе, или компрессор — для циркуляции хладагента в состоянии перегретого и насыщенного пара. В отличие от насосной системы компрессорная не требует перевода рабочего тела в жидкую фазу после турбины.

Рабочий цикл такой системы, реализованный на хладоне R22 (хлордифторметан) включает в себя четыре традиционных участка (рис. 1).

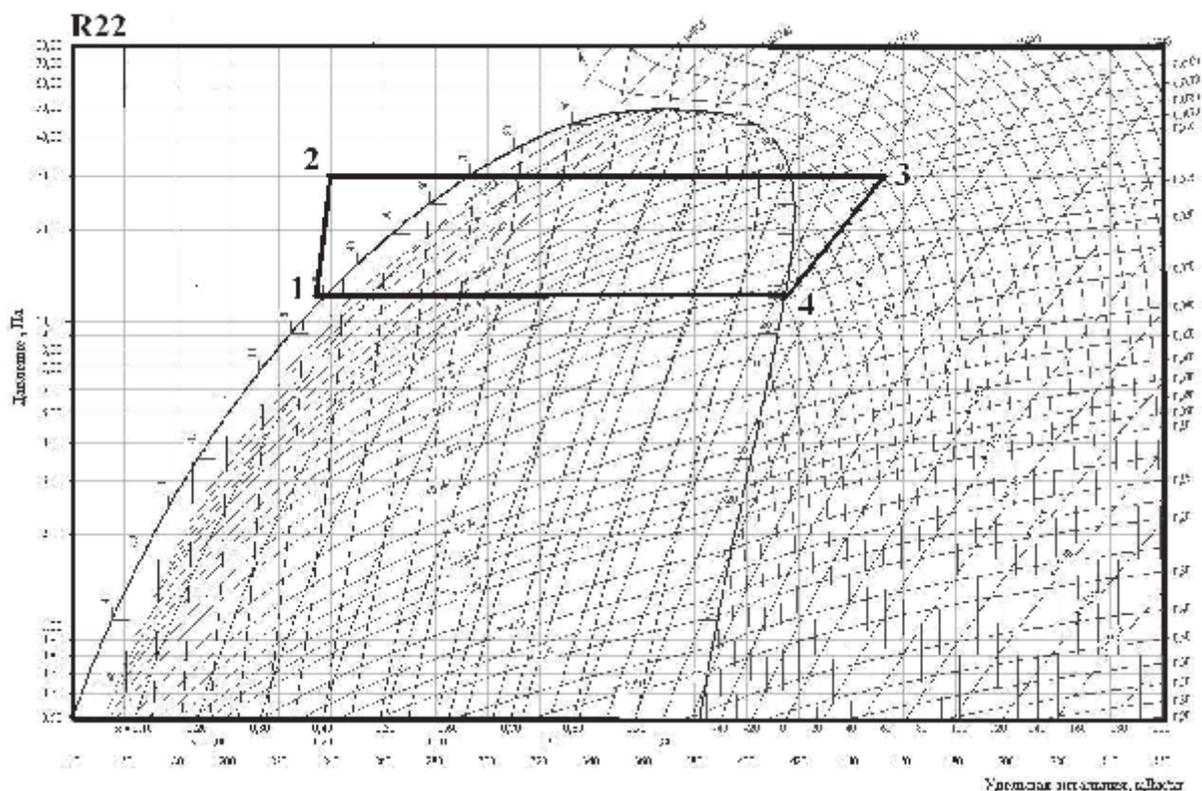


Рис. 1 – Цикл установки в координатах «давление — энтальпия»

На первом участке 1–2 происходит подача рабочего тела насосом в высокотемпературный испаритель, при этом увеличивается давление фреона в системе и незначительно повышается температура за счет потерь на трение.

Второй участок 2–3 показывает испарение и перегрев рабочего тела в испарителе при постоянном давлении в результате отбора тепла от источников энергии.

Третий участок 3–4 соответствует переводу тепловой энергии рабочего тела в механическую энергию на валу турбины, при этом понижается температура и давление.

На четвертом участке 4–1 происходит конденсация рабочего тела до начальных параметров на входе в насос. Основными параметрами, определяющими полезную производительность системы, являются параметры в точках 3 и 4 (рис. 1).

Точка 4 — характеризует начало конденсации рабочего тела и ее положение зависит от типа конденсатора и вещества используемого в качестве рабочего тела. Точка 4 может находиться в области низких, в том числе и отрицательных температур, при использовании низкокипящего рабочего тела. Но энергетически выгоднее использовать воздух окружающей среды и если позволяют условия то и водные ресурсы. Точка 3 — точка оптимального перегрева рабочего тела. Она характеризует оптимальный перегрев рабочего тела при заданном давлении испарения, и выбирается в зависимости от точки 4. Максимальная температура в точке 3 ограничивается предельной температурой конкретного рабочего тела. Исходя из термодинамических параметров рабочего тела в точке 3 можно судить об наиболее подходящих источниках тепла. Так, при использовании в системе воздушного конденсатора (параметры пара в точке 4 составляют при этом 11,8 бар и 34 °С) оптимальное значение температуры в точке 3 составляет около 100 °С при давлении 30 бар. Для такой системы можно использовать все источники тепла с температурой более 110 °С.

Для повышения эффективности работы такой системы можно осуществлять частичный перевод рабочего тела в жидкую фазу, тем самым, увеличивая область использованной энергии переданной при нагреве рабочего тела. Современные паровые турбины могут работать при 20 % жидкой фазы рабочего тела, но данные вопросы требуют дополнительной проработки, поскольку не известно как поведут себя низкотемпературные фреоны в осевой турбине.

Цикл рассчитывался по следующему алгоритму.

Для определения возможности нагрева рабочего тела до необходимых температур и возможности конденсации рассчитывалось уравнение теплового баланса:

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_1' - T_1'') \cdot \eta = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_2'' - T_2'),$$

где Q — передаваемая тепловая энергия, Вт;
 T_1' и T_1'' — начальная и конечная температура среды, К;
 η — коэффициент потерь при теплопередаче.

После расчета теплового баланса рассчитывался термодинамические параметры рабочего тела в турбоприводе и компрессоре.

Для расчета турбопривода системы находится адиабатическая работа:

$$L_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{г}}^* \cdot \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}}\right),$$

где $L_{\text{ад}}$ — работа адиабатическая, кДж/кг;
 R — газовая постоянная, Дж/(кг·К);
 $T_{\text{г}}^*$ — температура газа на входе, К;
 P_1 и P_2 — давление газа до и за турбины, Па;
 k — показатель изоэнтальпии при $T_{\text{г}}^*$.

Для компрессорной схемы также определяется адиабатическая работа по формуле:

$$L_{\text{ад,с}} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(\pi_{\text{ад,с}}^{\frac{k-1}{k}} - 1\right).$$

Исходя из значения работы определяется температура торможения (не зависит от потерь в турбине) которая не должна быть ниже температуры конденсации (точка 4)

$$T_{\text{т}} = T_{\text{ад}} - \frac{L_{\text{ад}}}{R \cdot \frac{k}{k-1}}$$

где $L_{\text{тнд}}$ — удельная работа на валу, кДж/кг;

$T_{\text{вх}}$ — температура газа на входе, К.

Исходя из адиабатической работы и расхода, определяется мощность на валу для турбопривода и компрессора:

$$N = G \cdot L_{\text{ад}} \cdot \eta.$$

Для определения эффективности установки необходимо найти затраченную мощность на привод насоса:

$$N_{\text{н}} = \dot{V} \cdot \Delta P,$$

где $N_{\text{н}}$ — мощность потребляемая насосом, Вт;

\dot{V} — объемный расход, м³/с;

ΔP — перепад давления в насосе, Па.

Так как показатель адиабаты для фреонов меняется в зависимости от температуры и давления (рис. 2), то в расчетах для получения точных значений необходимо учитывать переменный показатель адиабаты.

При расчете компрессорной схемы с учетом переменного показателя адиабаты было выявлено, что при сжатии начинается конденсация рабочего тела в тракте компрессора, что неблагоприятно влияет на лопатки компрессора. Для устранения такого явления необходимо вводить многоступенчатую схему компрессора с подогревом рабочего тела между ступенями.

Результаты расчетов турбины работающей на фреоне R22 при различных способах задания показателя адиабаты представлены на диаграмме (рис. 3). В расчете паровой осевой турбины при введении в расчет переменного показателя адиабаты, точка парожидкостного состояния получается выше, чем при расчете с постоянным показателем.

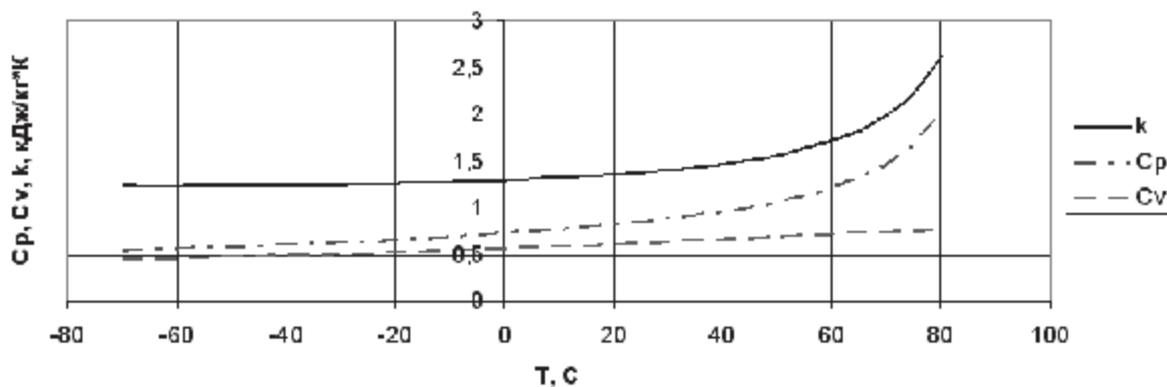


Рис. 2 – Изменение показателя адиабаты

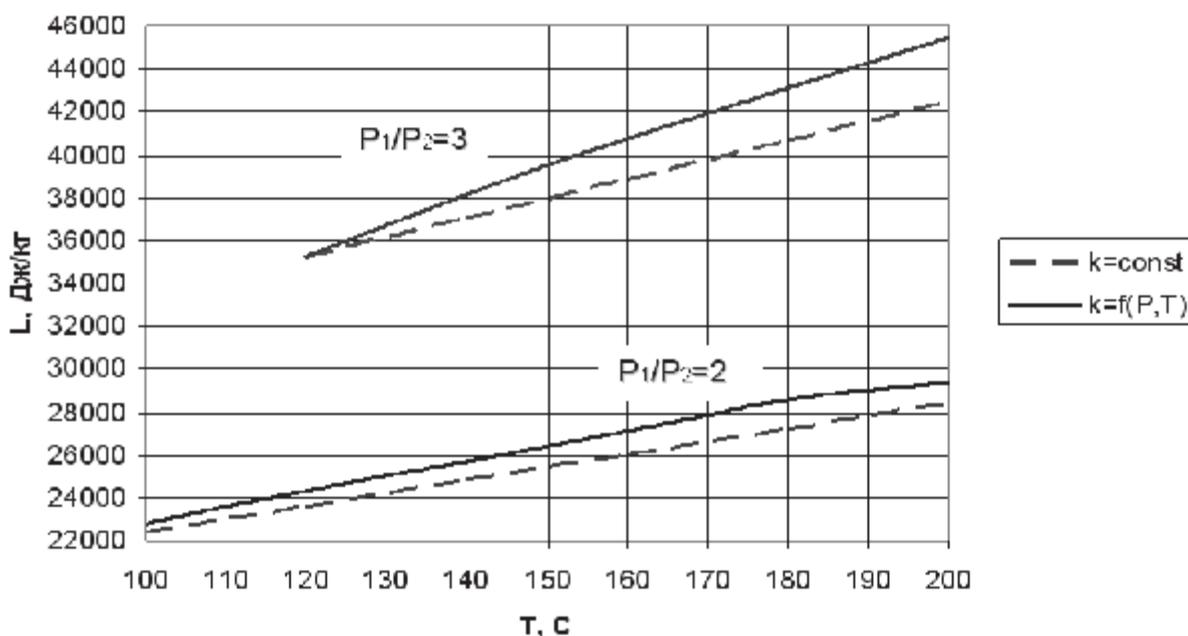


Рис. 3 – Зависимость удельной работы турбины от показателя адиабаты

Циклы паротурбинной установки на низкотемпературном рабочем теле, рассчитанные с постоянным и переменным показателями адиабаты, представлены на рис. 4.

Для реализации представленного утилизационного цикла необходимо создать схему (рис. 5) установки состоящую из емкости с рабочим телом, насоса, испарителя, турбогенератора, конденсатора.

В качестве рабочего тела в такой системе рассматривается R22, по своим физико-химическим характеристикам наиболее подходящий для данной системы и широко использующийся в современной холодильной технике.

Поскольку хладагенты имеют высокую текучесть то на основании этого уделено особое внимание обеспечению герметичности системы.

Вывод

Предложена схема теплоутилизационной установки и алгоритм ее расчета, учитывающий влияние на численные значения показателя адиабаты температуры и давления в системе.

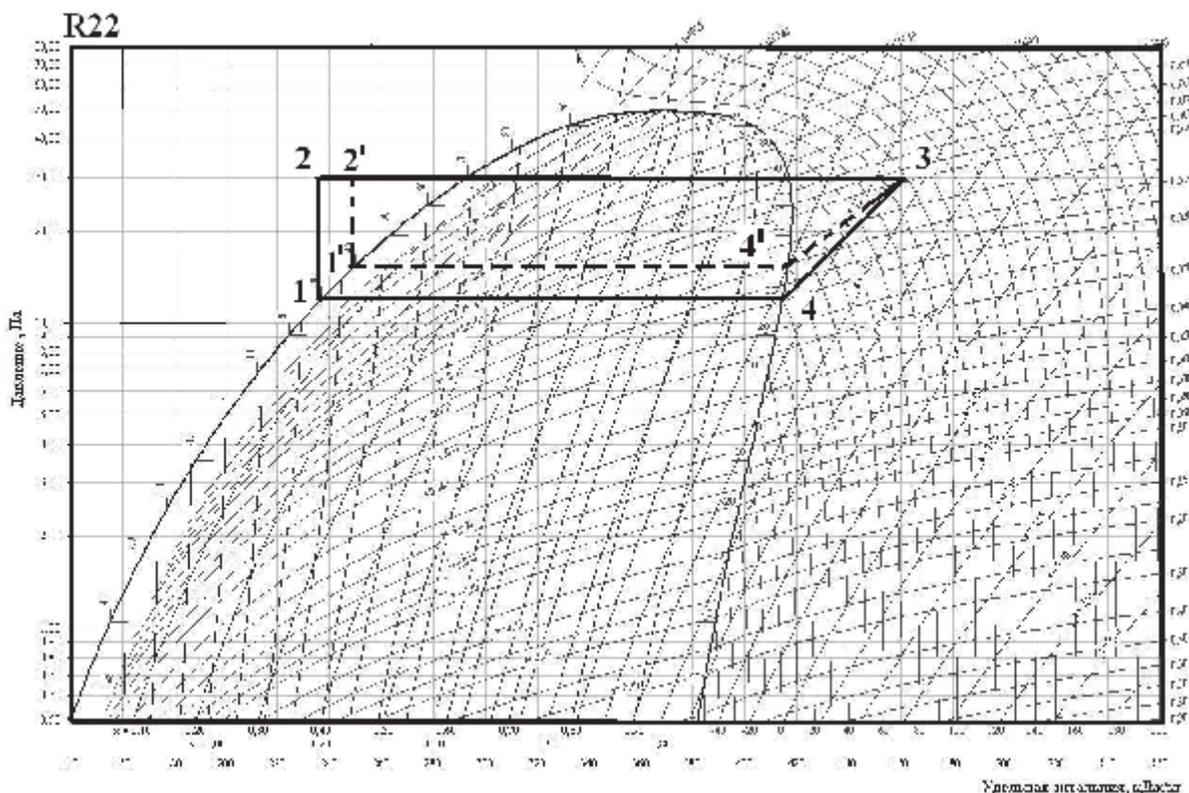


Рис. 4 – Циклы паротурбинной установки, рассчитанной с постоянным и переменным показателями адиабаты

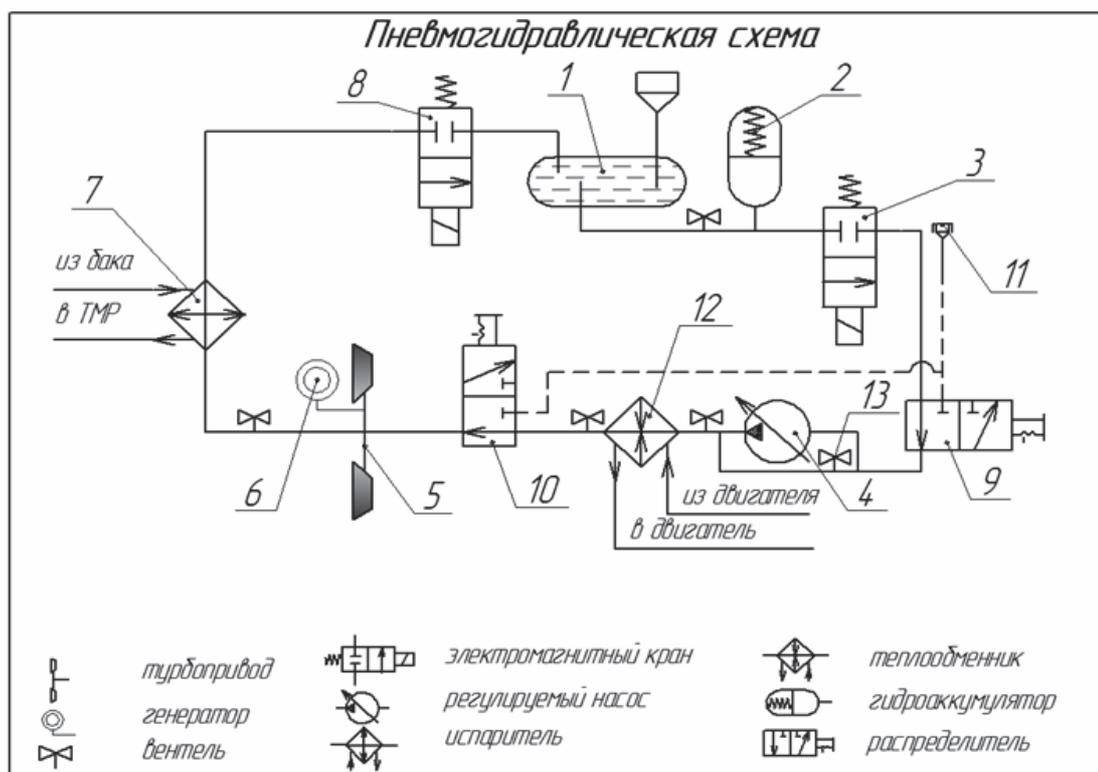


Рис. 5 – Пневмогидравлическая схема системы при использовании в качестве источника тепла маслосистему вертолета