

УДК 621.4

## ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ИСТОЧНИКИ ТЕПЛОТЫ

Ф. Г. БАКИРОВ

Факультет авиационных двигателей УГАТУ  
Тел: (3472) 23 08 44 E-mail: tard@ugatu.ac.ru

Приведены результаты термодинамического анализа работы тепловых двигателей, использующих низкотемпературные источники теплоты, на основе энергетического метода. Особенность данного класса тепловых двигателей определяется взаимодействием рабочего тела с источником теплоты и холодильником, что приводит к существенному изменению температуры соответствующих теплоносителей из-за ограниченности их расхода. Предложена методика расчета, позволяющая оптимизировать цикл теплового двигателя путем выбора теплоносителей источника теплоты и охладителей

*Тепловой двигатель; эксергия; КПД; цикл; источник теплоты*

### ВВЕДЕНИЕ

Внедрение энергосберегающих технологий является одним из важнейших направлений развития современной энергетики России. Значительные резервы для экономии топлива заключаются в рациональном использовании так называемых вторичных энергетических ресурсов (ВЭР), в частности, низкопотенциальных тепловых ВЭР. Энергетический потенциал различного рода теплоносителей с температурой  $T_{и} < 373$  К далеко не всегда удается вовлечь в цепочку энергопреобразований основного технологического процесса путем регенерации, поэтому возникает сложная задача утилизации теплоты низкотемпературных источников. Рассматриваются различные пути практического использования низкопотенциальной теплоты, однако в большинстве случаев проблема заключается в удаленности возможных ее потребителей от самих источников.

Наиболее рациональный способ утилизации низкотемпературных источников теплоты (НИТ) во многих случаях может заключаться в прямом преобразовании внутренней энергии таких источников в механическую и электрическую энергию с помощью тепловых двигателей. Возможность использования небольшой разности температур между ис-

точником теплоты и охладителем-теплоприемником для выработки электроэнергии подтверждается практикой строительства геотермальных и океанических ТЭС [1, 2]. Тем не менее вопросы расширения сферы приложения тепловых двигателей для утилизации имеющихся в народном хозяйстве огромных резервов тепловых ВЭР требуют детальной теоретической и практической проработки. В данной статье представлен обобщенный термодинамический анализ применительно к тепловым двигателям этого класса.

### 1. ОСНОВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ НИТ

Разнообразие тепловых двигателей данного класса определяется возможностью использования различных видов НИТ, применения разных циклов и рабочих тел, а также выбора различных охладителей в качестве теплоприёмника.

Видами используемых НИТ являются прежде всего жидкие теплоносители, а также пары и газы. Пары, отдавая теплоту, могут конденсироваться, и в этом их наиболее существенное отличие от газов.

Основными типами применимых прямых циклов для рассматриваемых тепловых двигателей служат циклы Ренкина, Брайтона,

Лоренца, Стирлинга и Эриксона. Причём если первые три типа циклов реализуются и без внутренней регенерации теплоты в цикле, то два последних цикла являются чисто регенеративными. Могут найти применение двигатели как замкнутого контура, так и открытой схемы. Однако, как видно из изложенного ниже, наиболее привлекательными представляются энергоустановки с замкнутым контуром циркуляции рабочего тела.

В зависимости от диапазона температур между источником теплоты  $T_u$  и охладителем  $T_x$  возможно применение различных рабочих тел: воды и водяного пара при  $t_x > 0^\circ \text{C}$ , воздуха и других газов, различных хладагентов, в том числе растворов, используемых в холодильной и теплонасосной технике, органических веществ и др.

В качестве теплоприёмников-охладителей используются, как правило, при температурах  $t_0 > 0^\circ \text{C}$  взятые из окружающей среды вода или воздух, а при  $t_0$  ниже  $0^\circ \text{C}$  — атмосферный воздух, хотя при организации надёжной теплоизоляции трубопроводов вполне допустимо и использование воды из незамерзающих слоёв водоёмов. Для последующего анализа примем за низший температурный уровень воздуха в качестве охладителя  $t_x = -30^\circ \text{C}$ .

Таким образом, одна из специфических особенностей тепловых двигателей данного класса заключается в небольшом диапазоне температур  $\Delta T = T_u - T_x$  между источником теплоты и охладителем, в котором работает двигатель. Как оговорено выше, он определяется значениями  $T_u \leq 373 \text{ K}$  и  $T_x \geq 243 \text{ K}$ , следовательно, диапазон температур не превышает  $130 \text{ K}$ . За наименьшее его значение примем  $\Delta T = 20 \text{ K}$ , исходя из примеров использования разности температур в поверхностных и глубинных слоях морской воды в ОТЭС [1], а за наименьшую температуру источника теплоты —  $T_u = 293 \text{ K}$ . Очевидно, что по этой причине тепловой двигатель, использующий НИТ, будет иметь весьма низкий термический КПД. Как известно, его предельное значение при неизменных температурах источника теплоты и теплоприёмника-охладителя определяется формулой для прямого обратимого цикла Карно

$$\eta_{tk} = 1 - \frac{T_x}{T_u} = \frac{\Delta T}{T_u}. \quad (1)$$

На рис. 1 для заданного диапазона температур приведены характерные значения термического КПД цикла Карно, показывающие,

что они невелики и для этого идеального цикла.

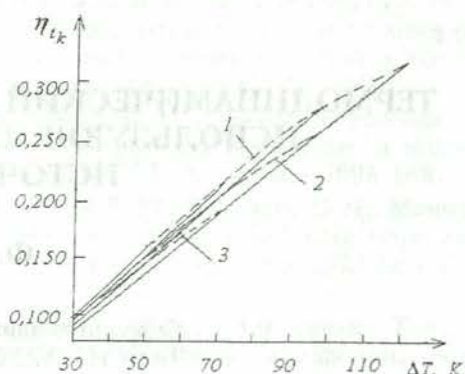


Рис. 1. Зависимость термического КПД цикла Карно от перепада температур, температуры источника теплоты и холодильника при  $T_x$ , равном  $253 \text{ K}$  (1),  $273 \text{ K}$  (2) и  $303 \text{ K}$  (3)

В действительных циклах термический КПД может оказаться ниже в несколько раз, т. е. иметь значения  $\eta_t < 0,1$  вследствие сильного влияния необратимости реальных процессов в цикле. Снижение термического КПД обусловлено при этом как внутренней необратимостью процессов, входящих в цикл, так и внешней необратимостью цикла — теплообменом между источником теплоты и рабочим телом, а также между рабочим телом и охладителем. Однако для двигателей, утилизирующих теплоту низкопотенциальных источников, оправданы и такие низкие значения КПД, если они будут достигнуты.

Другая важная особенность заключается в том, что в этих тепловых двигателях источники теплоты и холодильники не могут рассматриваться, как правило, в виде неограниченных «тепловых резервуаров». Наиболее выражено это в тепловых двигателях с замкнутым контуром циркуляции рабочего тела, причём такая закрытая схема, по-видимому, и является для них основной. Подвод тепла к рабочему телу и отвод от него в цикле осуществляются в теплообменниках, что ограничивает расходы горячего и холодного теплоносителей ввиду ограниченных размеров теплообменников и необходимости снижения затрат части вырабатываемой мощности на привод перекачивающих теплоносители устройств. Но ограниченность расхода теплоносителя-источника теплоты и охладителя ведет к тому, что при теплоотводе температура источника тепла  $T_u$  понижается, а температура охладителя  $T_x$  при теплоотводе к нему, наоборот, повышается. Все это в совокупности при необходимости поддержания приемлемых теплоте-

репадов между рабочим телом и теплоносителями в теплообменниках ведет к значительному снижению средней разности температур рабочего тела на участках подвода теплоты и отвода теплоты в цикле, а это также существенно снижает термический КПД цикла.

С учетом необратимых потерь в отдельных элементах энергоустановки, которых поэтому должно быть как можно меньше, вышеперечисленные причины в совокупности могут привести к тому, что тепловой двигатель может оказаться неработоспособным. В связи с этим возникает необходимость проведения детального эксергетического анализа энергоустановки, включая оценку потерь эксергии при взаимодействии теплового двигателя с источником теплоты и охладителем, и оценки работоспособности и эффективности энергоустановки в целом по значению ее эксергетического КПД.

## 2. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ ИСТОЧНИКА В МЕХАНИЧЕСКУЮ ЭНЕРГИЮ

Эксергия — максимальная работа, которую может совершить термодинамическая система при переходе из данного состояния в равновесие с окружающей средой.

Эксергетический метод термодинамического анализа различных процессов преобразования энергии и самих преобразователей является наиболее обоснованным с учётом ограниченной превратимости некоторых видов энергии в работу. Обычно используют два подхода в проведении эксергетического анализа различных энергоустановок:

– выявление и анализ эксергетических потоков, как внутренних, так и внешних, т.е. взаимосвязанных с окружающей средой;

– расчёт эксергии на входе в установку и эксергетических потерь в отдельных её элементах.

Применительно к рассматриваемому тепловому двигателю наиболее рациональным является применение второго подхода. Как известно [3], потери эксергии могут быть рассчитаны для отдельных процессов по формуле Гюи–Стодолы:

$$\Delta E_{\text{необр}} = T_0 \Delta S_{\text{необр}}, \quad (2)$$

где  $T_0$  — температура окружающей среды;  $\Delta S_{\text{необр}}$  — увеличение энтропии в необратимом процессе.

Одна из особенностей тепловых двигателей данного класса заключается в обязательном наличии хотя бы двух теплообменников

в циклах Ренкина, Брайтона, Лоренца или трёх — в регенеративных циклах Стирлинга и Эриксона. Необратимость процесса теплообмена в теплообменных устройствах также ведет к потерям эксергии. В частности, при теплопередаче через стенку теплоты  $dQ$  на элементарном участке теплообменника площадью  $dF$  от теплоносителя с локальной температурой  $T_A$  к теплоносителю с локальной температурой  $T_B$  возрастание энтропии определяется по формуле [3]

$$dS_{\text{необр}} = \frac{T_A - T_B}{T_A T_B} dQ, \quad (3)$$

а потери эксергии соответственно составляют

$$dE_{\text{необр}} = T_0 \frac{T_A - T_B}{T_A T_B} dQ. \quad (4)$$

В удельных величинах на единицу площади поверхности теплообмена аналогично получим

$$de_{\text{необр}}^* = T_0 \frac{T_A - T_B}{T_A T_B} dq^*, \quad (5)$$

где  $q^*$ , Дж/м<sup>2</sup> — плотность теплового потока при теплопередаче.

Как видно из формулы (4), потери эксергии зависят не только от перепада температур между теплоносителями, но в значительной мере от уровня температур  $T_A$  и  $T_B$ . При невысоких температурах, что и имеет место в рассматриваемых тепловых двигателях, для уменьшения потерь эксергии в теплообменниках необходимо поддерживать небольшие разности температур ( $T_A - T_B$ ) по всей поверхности теплопередачи. Если подставить уравнение теплопередачи

$$dQ = K \Delta T dF \quad (6)$$

в выражение (4), то роль перепада температур  $\Delta T = (T_A - T_B)$  в потерях эксергии будет видна еще более выпукло ( $K$  — коэффициент теплопередачи):

$$dE_{\text{необр}} = T_0 \frac{(T_A - T_B)^2}{T_A T_B} K dF. \quad (7)$$

Вместе с тем при снижении теплоперепада в теплообменниках почти прямо пропорционально возрастает площадь теплообменных поверхностей (см. уравнение (6)), что ведет к возрастанию гидравлических потерь в теплообменниках и необходимых мощностей на прокачивание теплоносителей и соответственно к потерям эксергии (увеличению

внутренних затрат эксергии в тепловом двигателе). Таким образом, необходимо оценивать величину этих потерь эксергии и определять оптимальную с точки зрения минимума суммарных потерь эксергии величину среднего теплоперепада температур между теплоносителями  $\Delta T_{\text{ср}}$  в теплообменниках.

Возрастание энтропии в каналах теплообменников вследствие гидравлических сопротивлений, необходимое для последующей оценки потерь эксергии по формуле (2), можно рассчитать по известным величинам гидравлических потерь давления  $\Delta P = P' - P''$ , используя для газообразных теплоносителей (идеальных газов) формулу

$$\Delta S_{\text{гидр}} = \dot{m} R \ln \frac{P'}{P''}, \quad (8)$$

где  $\dot{m}$  — массовый расход теплоносителя;  $P'$  и  $P''$  — давления на входе и выходе в гидравлический канал теплообменника, и по формуле

$$\Delta S_{\text{гидр}} = \dot{m} [s''(P'', T) - s'(P', T)] \quad (9)$$

для реальных газов и жидкостей с применением термодинамических таблиц.

Потери эксергии в теплообменнике из-за необратимости процесса теплопередачи и гидравлических потерь можно рассчитать и в совокупности, используя формулу

$$\begin{aligned} \Delta E_{\text{необр}} &= |\Delta E_A| - \Delta E_B = \\ &= \dot{m}_A [(i'_A - i''_A) - T_0 (s'_A - s''_A)] - \\ &- \dot{m}_B [(i''_B - i'_B) - T_0 (s''_B - s'_B)], \quad (10) \end{aligned}$$

где нижние индексы А и В относятся к горячему и холодному теплоносителям соответственно, а верхние индексы '' и ' — к входному и выходному сечениям гидравлических каналов, причем значения энтальпии и энтропии определяются с учетом изменения температуры и давления по длине каналов, т. е.

$$\begin{aligned} i'' &= f(T'', P''), & i' &= f(T', P'), \\ s'' &= f(T'', P''), & s' &= f(T', P'). \end{aligned}$$

Основываясь на вышеуказанных выводах о необходимости поддержания возможно более низких перепадов температуры в теплообменниках  $\Delta T_{\text{ср}}$  между теплоносителями для сокращения потерь эксергии, обратимся к двум теплообменникам в рассматриваемом типе тепловых двигателей: в первом из них осуществляется теплопередача от источника

теплоты к рабочему телу, а во втором — теплопередача от рабочего тела к охлаждающему теплоносителю (холодильнику) при более низком уровне температур. В теплообменниках в зависимости от рода теплоносителя — источника теплоты, применяемого рабочего тела и теплоносителя-охладителя, возможности фазовых переходов в гидравлическом канале теплообменника в принципе вероятны различные варианты сочетаний характера изменения температуры теплоносителей (рис. 2).

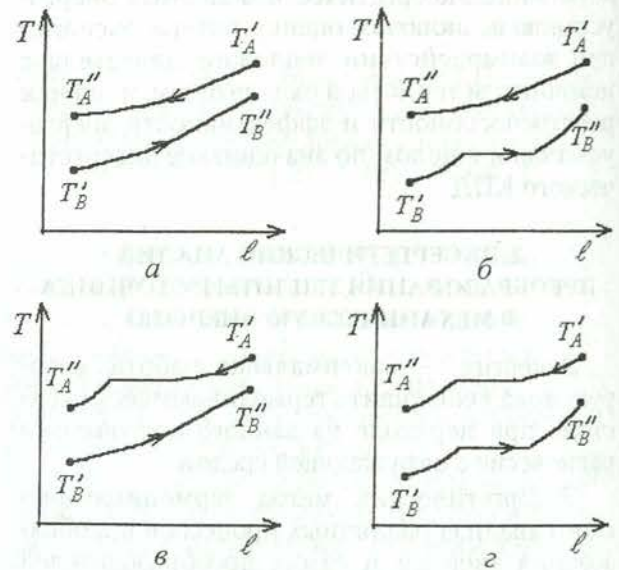


Рис. 2. Варианты изменения температуры теплоносителей в теплообменниках:  $l$  — координата вдоль гидравлического канала; кривые с изломом соответствуют наличию фазовых переходов (кипение, конденсация) в каналах

Оптимальные теплоперепады между теплоносителями  $\Delta T_{\text{ср}}$  обеспечиваются в варианте а на рис. 2. Он соответствует случаям сочетания теплоносителей «газ или пар (без фазового перехода) — газ или пар», «газ (пар) — жидкость (без фазового перехода)», «жидкость — газ (пар)» и «жидкость — жидкость». При этом различие теплоемкостей теплоносителей может быть скомпенсировано разными их массовыми расходами так, чтобы значение теплоперепада  $\Delta T = T_A - T_B$  мало изменялось бы по длине гидравлических каналов теплообменника. Это условие соответствует равенству водяных эквивалентов  $W_A = W_B$ , где  $W = \dot{m} C_P$ .

Варианты б, в, г на рис. 2 отвечают случаям, когда хотя бы один из теплоносителей претерпевает фазовые превращения, причем

в теплообменниках-испарителях и теплообменниках-конденсаторах один из теплоносителей может иметь практически постоянную температуру по длине гидравлического канала. Эти три варианта уступают первому зачастую весьма существенно по величине потерь эксергии при теплопередаче, так как неодинаковый характер изменения температуры теплоносителей приводит к возрастанию величины среднего теплоперепада температур между теплоносителями  $\Delta T_{cp}$ . Хотя в теплообменниках-конденсаторах и теплообменниках-испарителях можно добиться сочетания постоянной температуры одного теплоносителя и очень слабого изменения температуры другого теплоносителя со значительно большим относительным массовым расходом и в результате небольших значений  $\Delta T_{cp}$ , но необходимость прокачивания большого расхода теплоносителя ведет к значительным непроизводительным расходам эксергии, увеличению габаритов теплообменника и другим недостаткам.

Произведем оценку эксергии источника теплоты и потерь эксергии при передаче теплоты к рабочему телу в первом теплообменнике. Если рассматривается источник теплоты как изотермический большой резервуар, «нечувствительный» к отводу теплоты  $Q_u$ , его удельную эксергию можно рассчитать по формуле

$$e_u^T = \left(1 - \frac{T_0}{T_u}\right) q_u, \quad \text{Дж/кг.} \quad (11)$$

В действительности чаще всего можно использовать лишь ограниченное количество расхода теплоносителя-источника теплоты и его температура при отводе теплоты  $Q_u$  будет понижаться, что ведет к снижению его удельной эксергии. При расчете эксергии источника необходимо рассматривать возможность понижения температуры от начальной величины  $T_u$  до конечной  $T_0$  (рис. 3).

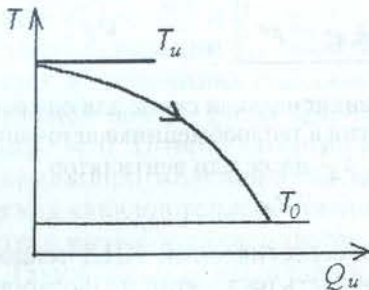


Рис. 3. Влияние теплоотвода от теплоносителя-источника теплоты на его температуру

Примем для упрощения, что течение теплоносителей в каналах теплообменника изобарное, а теплоемкости  $\bar{C}_P$  постоянны. Тогда

$$dQ = \dot{m} \bar{C}_P dT = dJ. \quad (12)$$

Определим удельную эксергию теплоносителя - источника теплоты переменной температуры:

$$\begin{aligned} e_u &= \int_{T_0}^{T_u} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dq = \\ &= \int_{T_0}^{T_u} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \bar{C}_P dT = \\ &= \bar{C}_P (T_u - T_0) - \bar{C}_P T_0 \ln \frac{T_u}{T_0} = \\ &= (i_u - i_0) \left(1 - T_0 \frac{\ln \frac{T_u}{T_0}}{T_u - T_0}\right). \end{aligned} \quad (13)$$

Для сравнительной оценки отнесем ее к эксергии изотермического источника, приняв для простоты  $i_0 = 0$  при  $T = T_0$ :

$$\begin{aligned} \frac{e_u}{e_u^T} &= \frac{i_u \left(1 - T_0 \frac{\ln T_u/T_0}{T_u - T_0}\right)}{i_u \left(1 - \frac{T_0}{T_u}\right)} = \\ &= T_u \left[ \frac{1}{T_u - T_0} - T_0 \frac{\ln T_u/T_0}{(T_u - T_0)^2} \right]. \end{aligned} \quad (14)$$

На рис. 4 эта зависимость показана графически для диапазона  $T_u = 303 \dots 373$  К, что может быть выбрано для теплового двигателя рассматриваемого типа при  $T_0 = 273$  К.

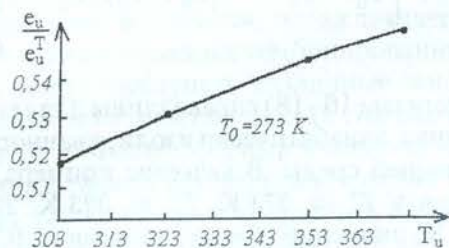


Рис. 4. Зависимость относительной эксергии источника тепла ограниченного расхода от его начальной температуры

Результаты расчетов в заданном диапазоне начальной температуры источника  $T_u$

свидетельствуют о близкой к линейной зависимости отношения эксергий от  $T_u$ , причем значения  $e_u/e_u^T$  изменяются в пределах 51,7...55,2%. Таким образом, эксергия источника теплоты ограниченного массового расхода почти в два раза ниже, чем эксергия изотермического источника.

В цикле теплового двигателя температура теплоносителя — источника теплоты не понижается до  $T_0$ , поэтому используется только часть его эксергии:

$$\Delta e_u = e'_u - e''_u, \quad (15)$$

где  $e'_u$  и  $e''_u$  соответствуют начальной и конечной температурам  $T'_u$  и  $T''_u$  теплоносителя — источника теплоты в теплообменном аппарате. С учетом формулы (13) получим (для  $P = \text{const}$ ):

$$\begin{aligned} \Delta e_u &= \int_{T''_u}^{T'_u} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dq = \\ &= (i'_u - i''_u) - \bar{C}_P T_0 \ln \frac{T'_u}{T''_u} = \\ &= (i'_u - i''_u) \left(1 - T_0 \frac{\ln T'_u/T''_u}{T'_u - T''_u}\right) = \\ &= q \left(1 - T_0 \frac{\ln T'_u/T''_u}{T'_u - T''_u}\right), \quad (16) \end{aligned}$$

$$\frac{\Delta e_u}{q} = 1 - T_0 \frac{\ln \frac{T'_u}{T''_u}}{T'_u - T''_u}, \quad (17)$$

$$\frac{\Delta e_u}{e_u^T} = T'_u \left[ \frac{1}{T'_u - T_0} - T_0 \frac{\ln \frac{T'_u}{T''_u}}{(T'_u - T_0)(T'_u - T''_u)} \right]. \quad (18)$$

Формулы (16–18) справедливы для теплообменника, адиабатически изолированного от окружающей среды. В качестве примера, если принять  $T'_u = 373$  К,  $T''_u = 323$  К,  $T_0 = 273$  К, значение  $\Delta e_u/e_u^T$  составит 0,799, значение  $\Delta e_u/q$  — соответственно 0,214, а  $e_u^T/q = 0,268$ . В связи с тем, что среднеинтегральная температура источника в диапазоне  $(T'_u - T''_u)$  выше, чем в диапазоне  $(T'_u - T_0)$ , выполняется соотношение

$$\frac{\Delta e_u}{e_u^T} > \frac{e_u}{e_u^T}, \quad (19)$$

следовательно, может оказаться более выгодным использование для теплопередачи рабочему телу лишь небольшой доли эксергии источника теплоты (неполная утилизация), выбирая большие его массовые расходы, т.е. водяной эквивалент  $W_u$ . Но при этом нужно учесть затраты эксергии на перекачивание теплоносителя через теплообменник, которые возрастают с увеличением его расхода.

Оценим далее потери эксергии при передаче теплоты от источника теплоты к рабочему телу в первом теплообменнике, общие потери эксергии в нем и эксергетический КПД теплообменника. Принципиальная схема его взаимодействия с источником теплоты изображена на рис. 5. Общие потери эксергии в теплообменнике складываются из следующих видов:

- потери эксергии при теплопередаче;
- потери эксергии с тепловыми потерями в окружающую среду  $\dot{Q}_V$ ;
- потери эксергии вследствие гидравлических потерь в отдельных гидравлических каналах для теплоносителей.

Суммарно они могут быть рассчитаны по формуле (10), которую с учетом обозначений рис. 5 можно записать в виде

$$\begin{aligned} \Delta E_{\text{необр}} &= \dot{m}_u \left\{ [i'_u(T'_u, P'_u) - i''_u(T''_u, P''_u)] - \right. \\ &\quad \left. - T_0 [s'_u(T'_u, P'_u) - s''_u(T''_u, P''_u)] \right\} - \\ &\quad - \dot{m} \left\{ [i''(T'', P'') - i'(T', P')] - \right. \\ &\quad \left. - T_0 [s''(T'', P'') - s'(T', P')] \right\}. \quad (10') \end{aligned}$$

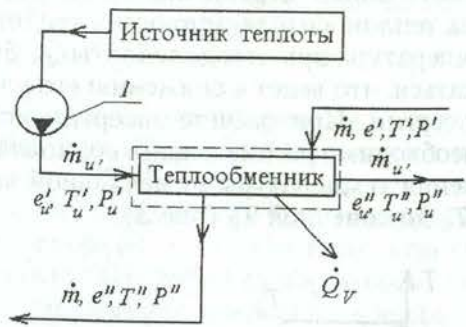


Рис. 5. Принципиальная схема для оценки потерь эксергии в теплообменнике источника:  
1 — насос или вентилятор

Тогда эксергетический КПД теплообменника может быть рассчитан по формуле

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\Delta E_{\text{необр}}}{\dot{m}_u \Delta e_u}, \quad (20)$$

где  $\Delta e_u$  рассчитывается по формуле (16), если оценка производится по отношению к эксергии, полученной в изобарном процессе от источника теплоты, или по формуле

$$\eta_{ex}^* = 1 - \frac{\Delta E_{необр}}{\dot{m}_u e_u}, \quad (21)$$

где  $e_u$  рассчитывается по формуле (13), если оценивать по отношению к полной эксергии теплоносителя — источника теплоты с ограниченным расходом. В связи с тем, что взаимосвязь источника теплоты и теплообменника в данной схеме обеспечивается посредством насоса или вентилятора, перекачивающих указанный расход теплоносителя  $\dot{m}_u$ , полные потери эксергии при передаче теплоты (эксергии) от источника к рабочему телу должны оцениваться с учетом действительных затрат эксергии (действительной технической работы  $L_H$ ) в насосе или компрессоре по формулам:

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\Delta E_{необр}}{\dot{m}_u \Delta e_u - L_H}, \quad (20')$$

$$\eta_{ex}^* = 1 - \frac{\Delta E_{необр}}{\dot{m}_u e_u - L_H}. \quad (21')$$

Тем самым мы учитываем эксергию теплоносителя, непосредственно полученную от источника, а не его эксергию на входе в теплообменник, которая дополнительно включает эксергию, подведенную к теплоносителю в насосе или вентиляторе.

Для выявления путей повышения эксергетического КПД теплообменника необходимо располагать не только суммарными потерями эксергии  $\Delta E_{необр}$ , но и ее составляющими по отдельным видам вышеуказанных потерь эксергии. Потери эксергии при теплопередаче могут быть рассчитаны по формуле (10'), если принять  $P'_u = P''_u$  и  $P' = P''$ , а значения удельной энтальпии  $i''_u$ , температуры  $T''_u$  и энтропии  $s''$  источника подставить с учетом «возврата» потерь тепла  $Q_V/\dot{m}_u$ , т.е. из условия  $Q_V = 0$ . Потери эксергии из-за гидравлических сопротивлений в каждом из гидравлических каналов теплообменника можно рассчитать с использованием формул (2), (8) или (9). Таким образом, выявляется процентное соотношение по отдельным видам потерь эксергии и принимается решение о путях снижения общих потерь эксергии в теплообменнике.

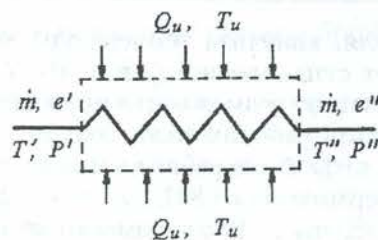


Рис. 6. Принципиальная схема для оценки потерь эксергии в теплообменнике, погруженном в среду источника теплоты

В отдельных случаях могут применяться теплообменники, непосредственно погруженные в среду теплоносителя — источника теплоты (рис. 6). При этом можно рассматривать, как правило, источник теплоты как изотермический (бесконечно большой резервуар). Тогда все потери эксергии необходимо рассматривать по отношению к эксергии этого источника:

$$E_u^T = \left(1 - \frac{T_0}{T_u}\right) Q_u, \quad (22)$$

а эксергетический КПД теплообменника рассчитать по формуле

$$\eta_{ex}^{**} = \frac{\dot{m}(e'' - e')}{E_u^T} = \frac{1}{\left(1 - \frac{T_0}{T_u}\right) Q_u} \times \\ \times \dot{m} \left\{ [i''(T'', P'') - i'(T', P')] - \right. \\ \left. - T_0 [s''(T'', P'') - s'(T', P')] \right\}. \quad (23)$$

При необходимости можно вычислить потери эксергии из-за гидравлических сопротивлений в канале для рабочего тела, используя формулы (2), (8) или (9).

Обратимся ко второму теплообменнику, в котором непреобразованная в работу часть теплоты источника, а именно  $Q_x$ , передается охладителю. В качестве охлаждающего теплоносителя в сложных комбинированных циклах могут выступать различные жидкости или газы, но в простых циклах это, как правило, вода или атмосферный воздух. В данном теплообменнике зачастую количество теплоты  $Q_x$  также может передаваться ограниченному расходу охладителя  $\dot{m}_x$ , что для теплового двигателя создает ситуацию, когда тепловой резервуар (холодильник) имеет переменную, а именно возрастающую температуру при сбросе в него теплоты  $Q_x$ . В большинстве случаев за начальную температуру охладителя  $T'_x$  может быть принята температура окружающей среды  $T_0$ , что и принимается в дальнейшем. Возрастание температуры

охлаждателя, конечная температура которого  $T_x''$  может существенно превышать  $T_0$ , ведет к ограничению возможности преобразования воспринятой рабочим телом эксергии источника теплоты  $\Delta e_u$  в работу в цикле, т. е. снижению термического КПД  $\eta_t$  и эксергетического КПД  $\eta_{ex.ц.}$ . В зависимости от рода рабочего тела и охладителя, в принципе, вероятны те же приведенные на рис. 2 варианты изменения температур теплоносителей в теплообменнике. Но по сравнению с первым теплообменником здесь различие заключается в том, что, как и потери эксергии при теплопередаче, из-за гидравлических сопротивлений в каналах и вследствие потерь теплоты  $Q_V$  в окружающую среду приобретенная охладителем вместе с теплотой  $Q_x$  эксергия  $E_x$  не используется и относится к потерям. Поэтому нет необходимости рассчитывать детально все потери эксергии и можно в целом определять их по разнице эксергий рабочего тела на входе и на выходе охлаждающего теплообменника (рис. 7), дополнив затрачиваемой действительной работой  $L_H$  (эксергией) в насосе или вентиляторе на прокачивание охлаждающего теплоносителя:

$$\Delta E_{необр} = \dot{m} \left\{ [i'(T', P') - i''(T'', P'')] - T_0 [s'(T', P') - s''(T'', P'')] \right\} + L_H. \quad (24)$$



Рис. 7. Принципиальная схема для оценки потерь эксергии в теплообменнике охладителя:  
1 — насос или вентилятор

Для снижения потерь эксергии в теплообменнике важно обеспечить минимально возможные значения теплоперепада  $\Delta T_{cp}$  между рабочим телом и охладителем, а также степени нагрева охладителя ( $T_x'' - T_0$ ), что позволит принять наименьшие значения  $i'(T', P')$ . При  $t_0 > 0^\circ \text{C}$  наилучшим охладителем является вода с начальной температурой чуть выше  $0^\circ \text{C}$ , а для  $t_0 < 0^\circ \text{C}$  существует проблема рационального выбора охладителя из-за низкой теплоёмкости атмосферного воздуха.

В некоторых случаях могут применяться также «погруженные» в среду охладителя теплообменники (рис. 8), когда тепловой резервуар может считаться бесконечно большим, а его температура постоянной и равной  $T_0$ . Тогда значение энтальпии рабочего тела перед теплообменником — охладителем  $i'(T', P')$  может быть принято наименьшим и потери эксергии, рассчитываемые по формуле (24) при  $L_H = 0$ , будут в теплообменнике также наименьшими. Эксергетический КПД теплообменника охладителя целесообразно также оценивать по отношению эксергии к источника теплоты по формулам (20), (21) или (20'), (21'), используя значения  $\Delta E_{необр}$ , вычисленные по формуле (24).

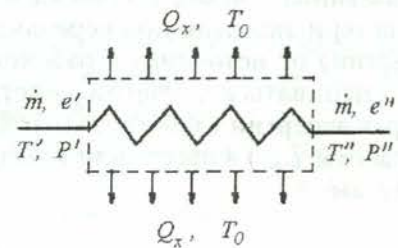


Рис. 8. Принципиальная схема для оценки потерь эксергии в теплообменнике, погруженном в среду охладителя

Таким образом, рассмотренные в данном разделе подходы и формулы позволяют оптимизировать условия теплообмена рабочего тела в тепловом двигателе с источником теплоты и охладителем (холодильником) с тем, чтобы свести к минимуму связанные с этим потери эксергии.

### 3. ВЫБОР РАБОЧЕГО ТЕЛА И ТИПА ЦИКЛА ДЛЯ ТЕПЛООВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Рассмотренные выше результаты термодинамического анализа показывают, что выбор типа цикла теплового двигателя и рода рабочего тела для его осуществления должен производиться с учетом характеристик источника теплоты и охладителя, диапазона температур, в котором должен быть реализован цикл. Важная закономерность заключается в обеспечении минимально возможных перепадов температур  $\Delta T_{cp}$  в теплообменниках источника теплоты и охладителя.

Источники теплоты можно условно разделить на три вида по характеру изменения его температуры при отдаче теплоты  $Q_{и}$ :

— источники с постоянной температурой  $T_{и}$  (неограниченный тепловой резервуар; конденсируемый пар);



– источники со слабо падающей температурой, когда значение разности ( $T'_u - T''_u$ ) невелико и составляет несколько градусов (ограниченные расходы теплоносителя, обладающего большой удельной теплоемкостью, например, относительно большие расходы воды; сочетание стадии конденсации пара с небольшими участками охлаждения перегретого пара или жидкости и др.);

– источники со значительно падающей температурой, когда ( $T'_u - T''_u$ ) превышает 10 К (ограниченные расходы газообразных теплоносителей, например, дымовые или выхлопные газы; малые расходы жидких теплоносителей, в частности, воды и др.).

Первые два вида можно объединить и применительно к ним считать необходимым обеспечить в цикле теплового двигателя изотермический процесс подвода теплоты  $Q_H$  к рабочему телу или процесс с незначительным ростом температуры при подводе  $Q_H$ . Это требование выдерживается, если осуществляется кипение рабочего тела на соответствующем участке цикла и его температура практически постоянна, что характерно для паросиловых циклов Карно и Ренкина без пароперегрева, а также циклов Стирлинга и Эриксона. Допустимо сочетание такого процесса в цикле Карно с небольшими участками подогрева жидкости до температуры кипения или перегрева пара, но это уже ведет к потерям эксергии за счет возрастания  $\Delta T_{cp}$  в теплообменнике, в котором теплота  $Q_H$  передается от источника к рабочему телу. Применение циклов Стирлинга и Эриксона проблематично из-за необходимости дополнительных регенеративных теплообменников и усложнения конструкции, что ведет к появлению новых источников потерь эксергии, поэтому они из дальнейшего анализа исключаются.

Третий вид источника теплоты со значительно уменьшающейся при теплоотводе  $Q_H$  температурой диктует необходимость выбора такого цикла теплового двигателя, в котором при подводе к рабочему телу теплоты  $Q_H$  его температура возрастает примерно на величину, соответствующую падению температуры источника теплоты ( $T'_u - T''_u$ ). Этому отвечают цикл Брайтона и цикл Лоренца. Если первый цикл реализуется с газообразным рабочим телом, то для второго цикла, как показано в работе А. И. Калины [4], необходимо использовать в качестве рабочих тел растворы, имеющие возрастающую по мере испарения легко кипящего компонента температуру кипения. Такие растворы широко используются в абсорбционных машинах в качестве хладоагентов

(водно-аммиачный раствор, бромисто-литиевый раствор и др.).

Аналогичным образом по характеру изменения температуры при подводе теплоты  $Q_x$  от рабочего тела к теплоприемнику (охладителю) их можно подразделить на три вида:

– теплоприемники с постоянной температурой (неограниченный тепловой резервуар, например, окружающая атмосфера с температурой  $T_0$  или проточная вода с температурой  $T_{0B}$  при «погруженном» в нее теплообменнике);

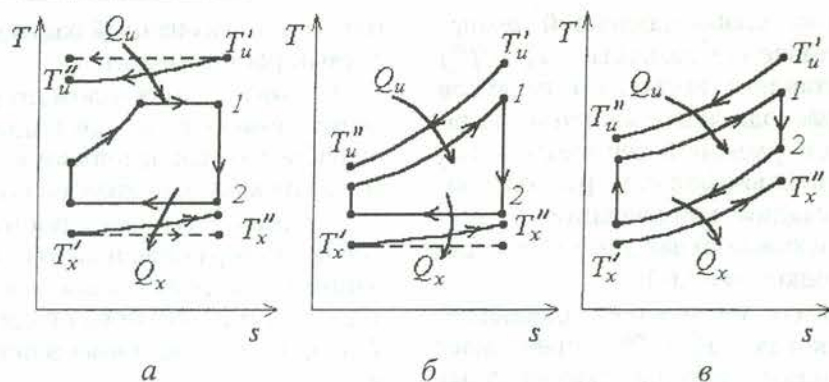
– теплоприемники со слабо возрастающей (на несколько градусов) температурой теплоносителя, имеющего высокую удельную теплоемкость (например, ограниченные, но достаточно большие расходы воды);

– теплоприемники со значительно возрастающей (более чем на десять градусов) температурой (например, ограниченные расходы охлаждающего воздуха или сравнительно небольшие расходы охлаждающей воды).

Здесь первые два вида теплоприемников можно также объединить в одну группу и для них предусматривать в цикле практически постоянную температуру рабочего тела в цикле теплового двигателя на участке теплоотвода  $Q_x$  или слабое уменьшение температуры рабочего тела. Указанные условия выдерживаются, если при отводе теплоты  $Q_x$  от рабочего тела происходит конденсация пара, что характерно для паросиловых циклов Карно и Ренкина, а также для прямого цикла Лоренца с раствором в качестве рабочего тела.

Третий вид теплоприемников со значительно возрастающей при подводе теплоты  $Q_x$  температурой связан с выбором такого прямого цикла, в котором при отводе от рабочего тела теплоты  $Q_x$  его температура уменьшилась бы примерно на ту же величину ( $T''_x - T'_x$ ), на которую увеличилась температура охлаждающего теплоносителя. Этому условию отвечает равенство водяных эквивалентов  $W = \dot{m} \bar{C}_P$  для охладителя и рабочего тела в теплообменнике, предназначенном для теплопередачи от рабочего тела к охлаждающему теплоносителю. Подобные требования могут быть выполнены в цикле Брайтона, т. е. при использовании газообразного рабочего тела.

На основании проведенных рассуждений в зависимости от видов имеющихся в распоряжении источников теплоты и теплоприемников (охладителей) формально могут быть использованы четыре варианта циклов тепло-

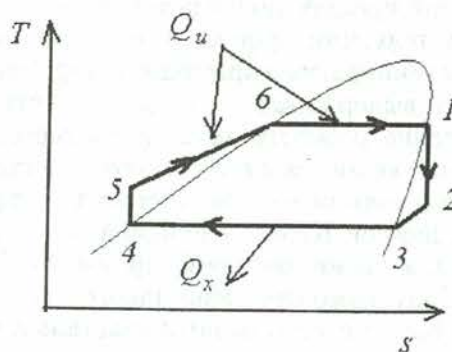


**Рис. 9.** Варианты циклов тепловых двигателей для различных видов источников теплоты и теплоприемников: а — цикл Ренкина без пароперегрева при слабо меняющихся (постоянных) температурах источника и теплоприемника; б — цикл Лоренца при сильно меняющейся температуре источника и слабо меняющейся температуре теплоприемника; в — цикл Брайтона при сильно меняющихся температурах источника и теплоприемника

вых двигателей, из которых реальными являются, по существу, три варианта (рис. 9).

В первом из них (рис. 9, а) не рассматривается паросиловой цикл Карно, требующий для своей реализации осуществления процесса сжатия влажного насыщенного пара с малой степенью сухости. Цикл Ренкина без пароперегрева не очень значительно уступает циклу Карно. Не рассматривается также вариант цикла с постоянной температурой рабочего тела при подводе тепла  $Q_u$  и сильно убывающей его температурой при отводе тепла  $Q_x$  (при соответствующем характере изменения температур источника теплоты и теплоприемника), так как неясны способ его реализации и род рабочего тела.

Выявляется еще одна важная особенность в реализации циклов Ренкина и Лоренца (рис. 9), влияющая на выбор рабочего тела. Если свойства рабочего тела характеризуются отрицательным углом наклона пограничной кривой пара в  $T-s$  координатах, то при расширении сухого насыщенного пара в турбине (см. процесс 1–2) может образоваться значительное количество конденсата (высокая степень влажности пара в конце расширения), что недопустимо по условиям работы паровой турбины. В цикле Лоренца с раствором в качестве рабочего тела последнее относится к свойствам легко кипящего компонента. Поэтому в качестве рабочих тел может оказаться целесообразным выбрать такие из них, которые имеют положительный угол наклона пограничной кривой пара в  $T-s$  координатах (рис. 10) [5].



**Рис. 10.** Цикл Ренкина для рабочего тела с положительным углом наклона пограничной кривой пара (степень сухости  $x = 1$ ) в  $T-s$  координатах

В этом случае при расширении сухого насыщенного пара получается перегретый пар, но при этом несколько уменьшается полезная работа турбины  $l_T = i_1 - i_2$  ввиду превышения температуры  $T_2$  над температурой конденсации  $T_3 = T_4$ . Это также несколько увеличивает значение  $\Delta T_{cp}$  в теплообменнике-охладителе, т. е. ведет к повышению в нем потерь эксергии. В связи с этим целесообразно при выборе рабочего тела основываться на сравнительных расчетах для минимизации суммарных потерь эксергии при преобразовании эксергии источника теплоты в работу.

В качестве характерных рабочих тел с положительным углом наклона пограничной кривой пара могут быть названы дифенильная смесь (ДФС), толуол [5]. Тoluол имеет невысокие давления насыщения при верхнем уровне температур и в то же время более приемлемые, чем у ДФС, уровни давлений пара при конденсации: при  $T_S = 290 \dots 370\text{K}$  зна-

чения давления насыщения составляют  $P_S = = 2,53 \cdot 10^3 \dots 6,82 \cdot 10^4$  Па. При этом устойчивый процесс конденсации обеспечивается и в поверхностных конденсаторах, а при более низких значениях  $T_S$  и  $P_S$  могут быть применены струйные конденсаторы с центральным подводом охлаждающей жидкости [5].

Рассмотрев вопросы выбора рабочего тела и типа цикла в зависимости от вида источников теплоты и теплоприемников-охладителей, дополним их замечаниями о необходимости учета потерь эксергии в самом цикле теплового двигателя. Дополнительными источниками потерь эксергии в цикле являются устройства для повышения давления (компрессоры, насосы) и расширения рабочего тела (турбины, детандеры). Здесь применительно к рассматриваемому типу тепловых двигателей дополнительные особенности в расчете потерь эксергии по сравнению с традиционными типами тепловых двигателей не возникает. Для расчета потерь эксергии в этих элементах двигателя также применима формула (2), а значения  $\Delta S_{\text{необр}}$  рассчитываются известными в термодинамике методами по заданным для характеристики действительных процессов сжатия и расширения параметрам типа адиабатического (изоэнтропического) КПД  $\eta_S$  и др.

В итоге мы имеем возможность перечислить все составляющие потерь эксергии источника теплоты при ее преобразовании в работу цикла, которые в конечном счете позволяют рассчитать эксергетический КПД такого преобразования. К ним относятся:

1. Неиспользованная часть удельной эксергии теплоносителя-источника теплоты (значение  $e'_u$  в формуле (15)).

2. Затраты эксергии (работы) на привод насоса или вентилятора, обеспечивающего прокачивание теплоносителя-источника через теплообменник (значение  $L_H$  в формулах (20') и (21')).

3. Потери эксергии при теплопередаче от теплоносителя-источника теплоты к рабочему телу (учитываются в формуле (10')).

4. Потери эксергии вместе с тепловыми потерями  $Q_V$  в окружающую среду (могут быть рассчитаны по каждому элементу теплового двигателя или учитываться в формулах типа (10')).

5. Потери эксергии вследствие гидравлических потерь при течении рабочего тела в теплообменниках и соединительных трубопроводах (могут быть рассчитаны поэлементно с использованием формул (2) и (8), а также

учитываться для теплообменников по формулам типа (10')).

6. Потери эксергии в турбине (рассчитываются по формуле (2) на основе установленных термодинамическими методами значений  $s'(T', P')$  и  $s''(T'', P'')$  для рабочего тела перед турбиной и на выходе из нее соответственно).

7. Потери эксергии вместе с отводимым в теплообменнике-охладителе количеством теплоты  $Q_x$  (могут быть найдены по разнице эксергий рабочего тела ( $e' - e''$ ) на входе в теплообменник и на выходе из него).

8. Затраты эксергии (работы) на привод насоса или вентилятора, предназначенного для создания потока охладителя в теплообменнике (значение  $L_H$  рассчитывается по потерям давления из-за гидравлических сопротивлений в каналах для потока охладителя).

9. Потери эксергии в насосе или компрессоре, предназначенном для повышения давления рабочего тела в цикле (рассчитываются по формуле (2) с учетом значений  $s'(T', P')$  и  $s''(T'', P'')$  на входе и выходе компрессора или насоса).

Суммируя все эти потери и затраты эксергии, находим значение  $\sum \Delta e_{\text{необр}}$ , отнеся их к единичному расходу теплоносителя-источника теплоты (или рабочего тела). Это позволяет рассчитать эксергетический КПД преобразования эксергии источника в полезную работу цикла теплового двигателя:

– по отношению к полной эксергии источника

$$\eta_{\text{ex}}^* = 1 - \frac{\sum \Delta e_{\text{необр}}}{e_u}; \quad (25)$$

– по отношению к полученной от источника эксергии

$$\eta_{\text{ex}} = 1 - \frac{\sum \Delta e_{\text{необр}}}{\Delta e_u}. \quad (26)$$

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненный термодинамический анализ позволяет еще на начальной стадии «формирования» цикла теплового двигателя, использующего низкотемпературные источники теплоты, принять правильные решения для повышения его эксергетического, а значит, и термического КПД. Формулы для расчета значений эксергии, изменений эксергии в процессах, потерь эксергии могут быть включены в математические модели энергоустановок и их отдельных элементов в существующих компьютерных средах или

вновь разрабатываемых. Это позволит осуществлять термодинамическую оптимизацию тепловых двигателей с учетом конкретных источников теплоты и охладителей, возможности применения различных рабочих тел. При этом необходимо располагать базой данных об их термодинамических свойствах.

4. Kalina A. J. Combined-cycle system with novel bottoming cycle // J. of Eng. for Gas Turbines and Power. 1984. October. V. 106. P. 737-742.
5. Гришутин М. М., Севастьянов А. П. Теория и методы расчета автономных энергоохлаждающих установок. М.: МЭИ, 1992. 240 с.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Берковский Б. М., Кузьминов В. А. Возобновляемые источники энергии на службе человека. М.: Наука, 1987. 127 с.
2. Грилихес В. А., Гришутин М. М., Евсеев В. С. Паротурбинные установки с органическими рабочими телами и перспективы их применения в гелиоэнергетике // Гелиотехника. 1978. № 2. С. 3-18.
3. Эффективность использования энергии / В. С. Степанов, Т. Б. Степанова. Новосибирск: Наука, 1994. 257 с.



#### ОБ АВТОРЕ

**Бакиров Федор Гайфуллович**, профессор, зав. каф. теории авиационных и ракетных двигателей УГАТУ. Дипл. инж.-механик (УАИ, 1969). Д-р техн. наук по тепловым двигателям ЛА (УГАТУ, 1995). Исследования в области авиадвигателестроения, ракетных двигателей, теории горения и сажеобразования, тепломассообмена, термодинамики, тепловых двигателей и энергоустановок, проблем энергосбережения.

*Информация*

### Электронные библиотеки мира

Библиотека УГАТУ информирует о том, что совместный проект Института «Открытое Общество»-Фонд Сороса и EBSCO Publishing, участником которого является УГАТУ, предоставил доступ к значительному количеству мировой научной, общественно-политической и информационной периодики в электронном формате. Первый этап проекта начался в конце 1999 года. Оплата доступа производилась на средства ИОО и составила около 4,5 млн. долларов США — стоимость печатного эквивалента полученной информации. Приводим краткую характеристику баз данных, предлагаемых EBSCO — крупнейшим мировым поставщиком журналов:

- **Academic Search Elite** — одно из самых полных собраний научных журналов в области гуманитарных и социальных исследований. В базу входят полные тексты 1230 журналов (многие издания начинаются с 1990), а также рефераты и аннотированные указатели более 3000 научных журналов (многие с 1984 г);
- **Business Source Premier** предлагает большое собрание журналов по экономике и бизнесу, начиная с 1990: полный текст более 1320 журналов (Harvard Business Review, Academy of Management Review и др.) по экономике, управлению и другим отраслям бизнеса; рефераты и аннотированные указатели более 2000 деловых журналов, включая The Wall Street Journal.
- **Newspaper Source Plus** содержит более полумиллиона статей из более чем 100 англоязычных газет многих стран мира: полный текст The Moscow News, The St. Petersburg Times и 112 других газет; 6 крупнейших агентств новостей, включая AP Online и World Stream; выдержки и указатели из The New York Times, The Wall Street Journal, USA Today, начиная с 1995 г.; выдержки из The New Times Magazin и The New York Times Book Review.
- **Master FILE Premier** — база ориентирована на конкретные нужды публичных библиотек и состоит из 1810 журналов на общие темы, включая бизнес, здоровье, культуру, а также рефераты и аннотированные указатели более чем 2780 журналов, начиная с 1984 года.
- **Medline MeSH** — ведущая база данных, посвященная всем областям медицины и медицинских исследований и составляемая Национальной библиотекой медицины в США. Включает: полный набор аннотаций Medline, начиная с 1966 года до настоящего момента; ссылки статей в Medline к соответствующим полным текстам статей; полные тексты статей более 80 ведущих медицинских журналов, начиная с 1990.

Вышеуказанные базы имеют в большинстве своем гуманитарную направленность. В 2001 году в базы данных EBSCO в электронном и печатном формате войдут материалы не только зарубежных, но и 50 российских периодических изданий.

По всем вопросам получения доступа к перечисленным базам данных обращаться в отдел автоматизации библиотеки УГАТУ. Кроме того, предлагаем подборку адресов электронных хранилищ научной и технической информации.

(Продолжение на с. 108)