

Статья опубликована в сборнике: // Материалы XIII Международной научно-технической конференции «Совершенствование энергетических систем и теплоэнергетических комплексов» 01-03 ноября 2016 г. г. Саратов, С 22-31.

УДК 621.1

## ОСНОВЫ ТЕОРИИ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

Эткин В.А.

Институт интегративных исследований

(г.Хайфа, Израиль)

[etkin.v@mail.ru](mailto:etkin.v@mail.ru)

Анализируются особенности трех новых направлений в термодинамике XX столетия: теории необратимых процессов, термодинамики при конечном времени и термoeкономики и предлагается их синтез на базе энергодинамики в рамках единой теории производительности технических систем

**Введение.** Растущее понимание основополагающей роли скорости и производительности реальных процессов как одного из основных показателей их эффективности привело к возникновению в термодинамике XX столетия трех новых направлений, получивших название соответственно термодинамики необратимых процессов (ТНП), термодинамики при конечном времени (ТКП) и термoeкономики (ТЭ). Первое из них связано с введением в уравнения термодинамики времени как физического параметра и созданием на этой основе нового макрофизического метода исследования кинетики взаимосвязанных процессов релаксации [1,2]. Второе направление, напротив, поставило в качестве своей первоочередной задачи выявление условий достижения максимальной *полезной мощности* циклических тепловых машин с учетом необратимости процессов теплообмена и конечной длительности контакта рабочего тела с источниками и приемниками тепла [3,4]. Третье направление, берущее начало от работ М.Трайбуса и его сотрудников [5] – “термoeкономика” – представляло собой синтез термодинамики и экономики, и имело целью соизмерение экономии текущих затрат на топливо и материалы, обусловленной повышением КПД установки, с потребовавшимися для этого капиталовложениями. В России это направление развивалось во многом благодаря работам А.И.Андрющенко и его школы [6].

Введение в термодинамику элементов экономики изменяет сами критерии эффективности технических систем. В классической термодинамике критерием эффективности тепловой машины является его термический КПД  $\eta_t$ , под которым понимается отношение производимой тепловой машиной работы  $W$  к количеству тепла  $Q_r$ , подведенному от горячего источника. Этот КПД максимален при её работе по обратимому (идеальному) циклу Карно. Однако у такого цикла разности температур источников тепла и рабочего тела в процессе подвода и отвода этого тепла исчезающе

малы, и, следовательно, мощность машины практически равна нулю. Поэтому аппарат классической термодинамики в большинстве случаев оказывается недостаточным для решения задач проектирования и проектной оптимизации. Понятны поэтому попытки термодинамики конечнореальных процессов установить предельные возможности необратимых процессов. Однако эта теория ограничена установками, для которых режимы максимальной мощности экономически оправданы. Хотя круг таких установок, как мы увидим далее, достаточно широк, работа установки на предельной мощности также не гарантирует максимума прибыли при её эксплуатации, поскольку КПД установки в этом режиме значительно меньше максимального.

Эти недостатки призвана устранить термоэкономика, в которой условием оптимальности параметров энергоустановки становится не максимум её КПД, а минимум затрат на её сооружение и эксплуатацию, включая затраты на топливо. Её недостатком изначально было отсутствие учета кинетики реальных процессов, являвшейся предметом изучения ТНП. При этом необратимость процессов учитывалась лишь путем введения постоянных относительных КПД этих процессов, т.е. без учета взаимосвязи мощности и экономичности технических систем. В связи с этим возникла необходимость синтеза всех трех направлений, объединяющего их достоинства. Это стало возможным с созданием энергодинамики как единой термодинамической теории реальных процессов, включившей в число оптимизируемых параметров нагрузку и производительность таких установок [7,8]. Последнее позволило выработать единый критерий эффективности силовых и технологических установок и создать на этой основе теорию производительности технических систем, учитывающую не только термодинамические, но также режимные и стоимостные факторы.

## **1. Особенности синтеза термодинамики и экономики в рамках энергодинамики.**

Методологическое отличие трех упомянутых выше направлений в термодинамике XX столетия проявляется не только в различии у них самих критериев эффективности энергоустановок. Они проявляются и в понятийной системе, и в математическом аппарате этих теорий. Поэтому сначала мы поставили своей задачей создания раздела термодинамики, дополняющего классическую теорию тепловых машин *анализом взаимосвязи термодинамической эффективности и производительности (полезной мощности) различного рода преобразователей энергии (циклических и нециклических, тепловых и нетепловых)*. Такую теорию мы назвали для краткости **термокинетикой** [8]. Термокинетика осуществила синтез классической термодинамики с термодинамикой необратимых процессов и теорией тепло-массообмена. В рамках термокинетики было обосновано единство законов преобразования энергии в тепловых и нетепловых, циклических и нециклических, прямых и обратных машинах, и впервые развита теория их подобия. Эта теория позволи-

ла предложить критериальные уравнения линейных процессов преобразования энергии вида

$$\eta_N = (1 - B)/(1 + 1/B\Phi), \quad (1)$$

где  $\eta_N$  – мощностной КПД линейных преобразователей энергии;  $B$  – критерий нагрузки установки, изменяющийся от нуля в режиме холостого хода до единицы в режиме «короткого замыкания»;  $0 < \Phi < \infty$  – критерий «добротности» установки, определяющий её конструктивное совершенство.

В рамках этой теории были предложены универсальные нагрузочные характеристики энергопреобразующих устройств, связывающие их эксергетический (мощностной) КПД  $\eta_N$  с нагрузкой и добротностью (рис.1). От обычно применяемого в термоэкономических расчетах эксергетического КПД  $\eta_{ex}$  этот КПД отличается учетом кинетики процесса и исключением так называемых «транзитных» потоков эксергии, не участвующих в преобразовании энергии.

Затем в теорию подобия энергоустановок были введены элементы экономики. Так родилась *теория производительности технических систем*, которая осуществляет синтез термокинетики с термоэкономикой.

Введение в термодинамику элементов экономики изменяет сами критерии эффективности технических систем, поскольку в этом случае условием оптимальности их параметров становится максимум не КПД, а прибыли (**дохода**) от эксплуатации установки или минимум расчетных затрат в технических системах. Примем в качестве целевой функции при оптимизации режимов действующих силовых и технологических установок максимум прибыли  $D$ , определяемой как разность между доходом от реализации продукции (без налога на добавленную стоимость и акцизов) и издержками (затратами  $Z_{пр}$  на производство и реализацию продукции). Если затраты на производство  $Z_{пр}$  разделить общепринятым образом на переменные  $Z_{п}$ , зависящие от объема производства, и условно постоянные  $Z_c$  (включающие все виды отчислений от капиталовложений и заработную плату), и отнести переменные затраты к объему производства  $\Pi$ , то прибыль предприятия  $D$  как целевую функцию можно представить в виде:

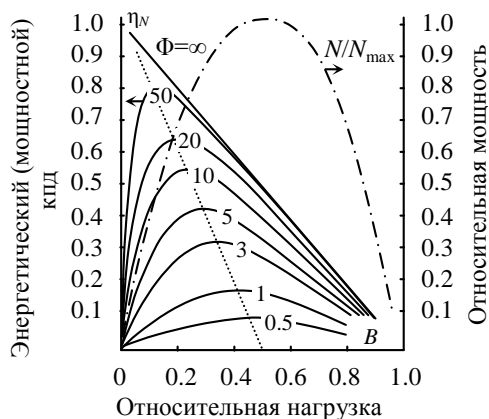


Рис.1. Универсальные нагрузочные характеристики тепловых машин

как целевую функцию можно представить в виде:

$$D = (u_{п} - c_{п}) \Pi - Z_c = \max, \quad (2)$$

где  $u_{п}$  – цена единицы готовой продукции, руб/кВтч ;  $c_{п}$  – переменная составляющая себестоимости единицы продукции, руб/кВтч. Для теплоэнергетических установок, вырабатывающих единственный вид продукции – электроэнергию  $\mathcal{E}$ , величина  $c_{п}$  близка к топливной составляющей себестоимо-

сти электроэнергии  $c_T$ , руб/кВтч. В этом случае её удобно выразить через цену топлива  $u_T$  и удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии  $b_T = b_3/\eta_N\eta_t$ , где  $b_3 = 122,835$  г/кВтч – эквивалентный расход условного топлива. Что же касается годовой выработки электроэнергии  $\mathcal{E}$ , то её удобно выразить через среднюю мощность установки  $N$  и число часов ее работы в году (с учетом капитальных и текущих ремонтов)  $\tau_{\text{год}}$ . Если теперь с учетом этого рассмотреть (2) совместно с обобщенной зависимостью (1) между мощностным КПД  $\eta_N$  (характеризующим соотношение мощностей на выходе и входе установки) и её нагрузкой  $B$ , а также ней и относительной мощностью установки  $N/N_{\text{max}} = B(1 - B)$ , также вытекающей из теории подобия энергоустановок, то мы получим:

$$D = [\zeta_{\text{п}} - (b_3 \zeta_{\text{т}}/\eta_t)(1 + 1/B\Phi)/(1 - B)] N_{\text{max}} B(1 - B) \tau_{\text{год}} - \mathcal{Z}_c. \quad (3)$$

Максимизируя это выражение как функцию нагрузки  $B$  путем приравнивания его производной нулю, найдем после некоторых преобразований в условиях постоянства  $\zeta_{\text{п}}$ ,  $b_3$ ,  $\zeta_{\text{т}}$ ,  $\eta_t$ ,  $\Phi$ ,  $N_{\text{max}}$ ,  $\tau_{\text{год}}$ :

$$B_{\text{опт}}/B_{\text{max}} = 1 - \eta_N c_T; \quad N_{\text{опт}}/N_{\text{max}} = 1 - (\eta_N c_T)^2, \quad (4)$$

где  $c_T = b_T \zeta_{\text{т}}/\zeta_{\text{п}}$  – доля топливной составляющей в цене электроэнергии. Эти зависимости иллюстрируются рис.2., на котором изображены обобщенные кривые относительной нагрузки и относительной мощности произвольной технической системы в зависимости от комплекса  $\eta_N c_T$ . Первый важнейший вывод, который следует из этих зависимостей и графика рис.2, состоит в том, что термодинамические и экономические факторы на равных влияют на оптимальные нагрузки  $B_{\text{опт}}$  и мощность  $N_{\text{опт}}$  технических систем. Согласно им, номинальная мощность тем ближе к максимальной, чем меньше топливная составляющая цены электроэнергии  $c_T$  (а в более общем случае – переменная составляющая затрат в цене продукции). Это имеет непосредственное отношение к установкам на возобновляемых источниках энергии, например, к ГЭС, приливным, волновым, ветровым, солнечным и геотермальным электростанциям. Когда  $c_T \ll 1$ , мощностной КПД  $\eta_N$  уже не играет той роли, которую он играл в классической термодинамике. Это свидетельствует о бесперспективности погони за высоким КПД установок на возобновляемых источниках энергии. Сказанное относится и к атомным электростанциям, а также к энергетическим установкам, предназначенным для покрытия пиковой электрической нагрузки, у которых топливная составляющая стоимости электроэнергии значительно ниже, чем у установок на твердом топливе. В этих условиях гораздо важнее становится фактор надеж-

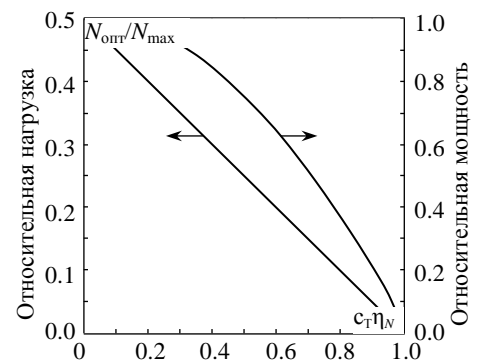


Рис. 2. Наивыгоднейшие режимы силовых и технологических установок

ности эксплуатации установок. Тем не менее сплошь и рядом делаются попытки достичь на АЭС не меньшей экономичности, чем на ТЭС.

Рассмотрим теперь эти зависимости в условиях, когда все издержки так или иначе связаны с переменной составляющей себестоимости продукции, например, все затраты связаны с потреблением топлива ( $c_T = 1$ ). В таком случае роль показателя термодинамического совершенства установки  $\eta_N$  повышается. В частности, для обратимых (идеальных) тепловых машин, для которых  $\eta_N = 1$ , оптимальные нагрузки  $B_{\text{опт}}$  и мощность  $N_{\text{опт}}$  становятся близкими к нулю. Это соответствует условиям достижения максимального КПД, сформулированным еще основоположником классической термодинамики С. Карно и сводящимся к отсутствию каких-либо потерь как в процессах подвода тепла, так и в процессе совершения работы.

Характерно, что на универсальной характеристике рис.1 такие режимы соответствуют одной точке  $B = 0$  на оси нагрузок. Тем самым наглядно показывается, насколько расширяет энергодинамика круг решаемых задач. Охватывая весь диапазон изменения комплекса  $\eta_N c_T$ , энергодинамика как бы "перекидывает мостик" между классической термодинамикой, термодинамикой конечнореманных процессов и термозкономикой, открывая возможность нахождения экономически наивыгоднейших режимов работы любых типов силовых и технологических установок.

Включение в число оптимизируемых параметров проектируемых и действующих энергетических и технологических установок их производительности означает по существу закладку в рамках энергодинамики основ теории производительности технических систем [9]. Эта теория позволяет во многих случаях прогнозировать результаты сложных и громоздких вариантных расчетов проектируемых или действующих энергопреобразующих систем, требующих огромного массива технических и стоимостных данных. Рассмотрим некоторые из этих случаев.

## 2. Номинальные режимы работы теплоэнергетических установок

Теория подобия энергетических установок, представленная здесь рис.1, наглядно показывает, что максимум термодинамической эффективности разного рода силовых и технологических установок (их мощностной КПД  $\eta_N$ ) далеко не всегда соответствует максимуму их мощности (пунктирная кривая). Это обуславливает постановку задачи о нахождении экономически наивыгоднейших режимов эксплуатации проектируемых и действующих теплоэнергетических установок, работающих по заданному графику электрических нагрузок. Согласно критерию оптимума (3), для установок, спроектированных на определенные параметры (определенный мощностной КПД  $\eta_N$ ), оптимальная нагрузка  $N_{\text{опт}}/N_{\text{max}}$  зависит исключительно от топливной составляющей себестоимости электроэнергии  $c_T$ . Следовательно, для таких установок максимум прибыли соответствует режимам с минимальными удельными расходами топлива. Такие режимы обычно называются номинальными. Таковы, в частности, теплоэнергетические установки (ТЭУ).

Чтобы найти номинальные режимы работы таких установок  $N_H / N_{\max}$ , необходимо, согласно рис.2, знать их мощностной (эксергетический) КПД  $\eta_N$  и топливную составляющую цены продукции  $c_T$ . Предположим, что мы желаем добиться максимальной прибыли от эксплуатации паротурбинного энергоблока, спроектированного на работу с определенным топливом ( $c_T \approx 0,5 \dots 0,6$ ) и определенными параметрами пара, обеспечивающими термический КПД  $\eta_t = 0,5$  и эффективный КПД  $\eta_e = 0,4$ . Связь последнего с термическим  $\eta_t$  и мощностным  $\eta_N$  КПД несложно установить, учитывая, что этот КПД представляет собой отношение действительной работы  $W^e$  к подведенному от горячего источника теплу  $Q_1$ . Умножая и деля это соотношение на теоретическую работу  $W^t$  и учитывая, что мощностной КПД  $\eta_N = N_{\text{вых}} / N_{\text{вх}} \approx W^e / W^t$ , найдем, что этот КПД для рассматриваемой установки равен  $\eta_N = \eta_e / \eta_t = 0,4 / 0,5 = 0,8$ . Для такой установки комплекс  $c_T \eta_N \approx 0,4 \dots 0,48$ , что в соответствии с рис.2. дает оптимальную нагрузку  $B_H \approx 0,3$  и  $N_H / N_{\max} \approx 0,91$ . Зная тип генератора, установленного на электростанции с такими энергоблоками, легко установить её номинальный режим, соответствующий  $B_H = 0,3$  от тока короткого замыкания генератора. Таким образом, достаточно простые расчеты позволяют установить номинальные режимы работы электростанции, т.е. нагрузки, соответствующие экономически наивыгоднейшей её мощности. Представляет интерес сопоставить это с нагрузкой, найденной без учета экономических показателей. Для этого случая из универсальных нагрузочных характеристик рис.1 для  $\eta_N = 0,8$  мы нашли бы  $B_{\text{опт}} \approx 0,1$ , что существенно ниже экономически наивыгоднейшего его значения  $B_H$ . Таким образом, термoeкономика вносит существенные коррективы в представления, навеянные классической термодинамикой. Будучи основанной на теории подобия и универсальных нагрузочных характеристиках, она облегчают решение поставленной задачи, позволяя при разумной погрешности избежать затрат средств и времени на проведение режимных испытаний и расчетов.

### 3. Параметры циклов предельной мощности.

Согласно рис.2, для большой группы установок на возобновляемых источниках энергии, а также для атомных электростанций, у которых топливная составляющая себестоимости электроэнергии сравнительно мала, характерны режимы максимальной мощности. Для таких установок их термодинамическое совершенство уже не играет столь же большой роли, как и в установках на дорогих топливах, и становится экономически целесообразным изменять параметры установки таким образом, чтобы приблизить их мощность к максимальной. Здесь и оказываются полезными те приемы отыскания параметров циклов предельной мощности, которые выработала термодинамика конечнoвременных процессов.

В отличие от классической термодинамики, термодинамика при конечном времени учитывает конечную длительность контакта рабочего тела с горячим и холодным источниками тепла  $t_r$  и  $t_x$ . В таком случае средняя за цикл дли-

тельностью  $t = t_r + t_x$  мощность установки равна  $N = (J_q'' t_r + J_q'' t_x) / t$ , где  $J_q'$ ,  $J_q''$  – потоки тепла от горячего и холодного источников.

Классическая термодинамика, оперировавшая понятием обратимых (квазистатических) процессов, естественно, не учитывала этой конечной длительности реальных процессов. Для неё идеальными являются, как известно, обратимые циклы Карно, в которых подвод и отвод тепла осуществляется при постоянных температурах, равных соответственно температуре горячего и холодного источника. Однако в реальных условиях, согласно теории теплообмена и теории необратимых процессов, для передачи тепла требуется некоторый перепад температур. Это требование обычно формулируется в виде так называемых «феноменологических законов» вида:

$$J_q' = L_1 (T_r - T_1) ; J_q'' = L_2 (T_2 - T_x) , \quad (5)$$

$T_r$ ,  $T_x$  – температуры теплоисточника и теплоприемника, которые в общем случае не остаются постоянными в процессах подвода и отвода тепла;  $T_1$ ,  $T_2$  – температуры рабочего тела установки, которые в общем случае также не являются постоянными (рис.3);  $L_1$ ,  $L_2$  – постоянные коэффициенты теплопереноса.

Отсюда следует, что чем больше разности  $(T_r - T_1)$  и  $(T_2 - T_x)$ , тем больше потоки тепла  $J_q'$  и  $J_q''$  и больше мощность установки. Однако в условиях постоянства температур источника и приемника тепла  $T_r$ ,  $T_x$  с ростом  $J_q'$  и  $J_q''$  уменьшается интервал температур  $T_1 - T_2$ , в пределах которых совершается цикл, т.е. падает термический КПД установки  $\eta_t$ , что ведет к снижению её мощности. Следовательно, существуют условия, при которых мощность установки достигает максимума. Такую задачу и ставит перед собой термодинамика при конечном времени. В рамках этой теории впервые в наиболее общей форме был поставлен вопрос о взаимосвязи мощности (производительности) технических систем с их термодинамической эффективностью, а также о предельных возможностях необратимых процессов.

Рассматривая мощность  $N$  как функцию температур с учетом равенства нулю суммарного изменения энтропии в цикле  $J_q' / T_1 + J_q'' / T_2 = 0$ , несложно прийти к выводу о том, что термический КПД  $\eta_t^{\text{опт}}$ , соответствующий максимальной мощности цикла  $N_{\text{max}}$ , определяется соотношением:

$$\eta_t^{\text{опт}} = 1 - (T_x / T_r)^{0,5} , \quad (6)$$

т.е. значительно ниже КПД идеального цикла Карно  $\eta_t = 1 - T_x / T_r$  [12].

Однако с позиций энергодинамики, рассматривающей непрерывные (установившиеся) процессы преобразования тепловой энергии в тепловых машинах, длительность процессов подвода и отвода тепла в цикле равны длительности работы самой установки. Для тепловых машин это выражается в равенстве полных потоков энтропии  $J_s' = -J_s''$ . Это приводит к тому, что температуры подвода и отвода тепла в цикле  $T_1$  и  $T_2$  оказываются взаимосвязанными. Эта взаимосвязь проявляется тем отчетливее, чем больше соотношение термических сопротивлений тепловому потоку к рабочему телу и теплоприемнику  $R_x/R_r$  (величин, обратных  $L_1$  и  $L_2$ ). Особенно велико это соотношение для энергетических установок космических летательных аппаратов, где отвод тепла в окружающую среду осуществляется радиацией. В этом случае температура отвода тепла достигает многих сотен градусов, а  $R_x/R_r$  возрастает по сравнению с наземными установками почти на два порядка. В качестве примера на рис.3 показана взаимосвязь оптимальных температур подвода и отвода тепла в циклах АЭС с водо-водяными ядерными реакторами. Как следует из рисунка, уже при достаточно малых значениях  $R_x/R_r \approx 0,05 \dots 0,08$ , характерных для АЭС, оптимальная температура отвода тепла значительно превышает обычно принимаемый уровень этой температуры. С увеличением отношения  $R_x/R_r$  этот разрыв становится особенно ощутимым. Это обстоятельство указывает на необходимость совместного выбора начальных и конечных параметров циклов энергетических установок с учетом их взаимосвязи [13].

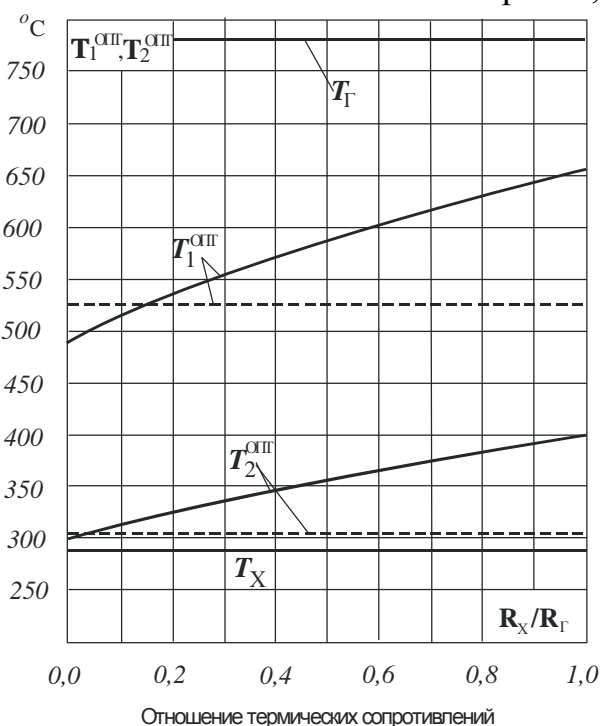


Рис. 3. Взаимосвязь температур подвода и отвода тепла в циклах АЭС с ВВЭР

— с учетом взаимосвязи  $T_1^{\text{опт}}$  и  $T_2^{\text{опт}}$   
 --- без учета этой взаимосвязи

#### 4. Режимы «крейсерской скорости» транспортных установок

Для довольно широкого круга транспортных установок максимум их эффективности, найденный из условия (4), уже не соответствует максимуму мощности их силовых установок. Для таких установок наивыгоднейшим является режим так называемой крейсерской скорости, соответствующий минимальному расходу топлива на 1 км. пути. Дело в том, что увеличение мощности влечет за собой возрастание расхода топлива и его запаса, необходимого для доставки определенного груза  $M_n$  в режиме автономного (без дозаправки топливом) плавания или полета. В условиях заданной производительности установки, которая в данном случае определяется произведением массы перевезенного груза  $M_n$  на дальность пути его доставки  $l$  это приводит к увеличению массы  $M_k$  самого транспортного средства с учетом перевозимого



им топлива. Очевидно, что при заданной длине маршрута  $l$  минимум расхода перевозимого топлива соответствует крейсерской скорости. Превышение этой скорости ведет к уменьшению прибыли от эксплуатации транспортного средства, что может быть учтено в выражении (2) соответствующим увеличением затрат на перевозку самого топлива. В этом случае в (2) наряду с членом  $b_T \text{ц}_T$ , характеризующим топливную составляющую переменных затрат, появится дополнительное слагаемое  $b_T \text{ц}_{\text{пт}}$ , пропорциональное затратам на перевозку единицы количества топлива  $\text{ц}_{\text{пт}}$ :

$$D = [\text{ц}_\Pi - b_T(\text{ц}_T + \text{ц}_{\text{пт}})]M_\Pi l - Z_c = \max . \quad (7)$$

Вследствие этого оптимальная нагрузка транспортных силовых установок, определяемая выражением (4), несколько снизится по сравнению с номинальным режимом, и будет соответствовать минимальному запасу топлива и, следовательно, минимальной массе самого транспортного средства. Очевидно, что при заданной мощности силовой установки минимум массы транспортного средства обеспечивает перевозку максимального количества перевозимого груза, т.е. соответствует его максимальной производительности. Поэтому задача минимизации массы транспортных установок при их проектировании и эксплуатации является одной из важнейших. Особое значение приобретает этот вопрос для установок космического транспорта, где величина перевозимого полезного груза зачастую определяет дальность и длительность полета, т.е. саму возможность реализации конкретных космических программ.

В качестве примера нами рассмотрена задача минимизации общей массы космического корабля, исходя из единственного требования доставки заданного полезного груза по заданной траектории [14]. Такой подход не предполагает постоянства мощности двигательной установки  $N$ , ее полной тяги  $R$  и заданной длительности полета  $\tau$  и потому требует минимального объема исходных данных. Вместе с тем он оставляет достаточную свободу выбора мощности двигательной установки  $N$ , расхода рабочего тела  $G$  и полной тяги двигателя  $R$ , а следовательно, и времени его активной работы  $\tau$ .

Столь же общий характер имеет и ее решение

$$(w/v)_{\text{опт}} = (1 + \rho_\Pi)/2 ; \quad R_{\text{уд}}^{\text{опт}} = (1 + \rho_\Pi)v/2g, \quad (8)$$

в котором  $w$  – расчетная скорость реактивной струи;  $v$  – так называемая характеристическая скорость полета космического корабля, представляющая собой сумму абсолютных значений приращений  $\Delta v_i$  скорости его полета на отдельных участках траектории;  $\rho_\Pi$  – долю полезного груза, перевозимого им;  $R_{\text{уд}} = w/g$  – удельная тяга реактивных двигателей ( $g$  – величина ускорения свободного падения).

Характер взаимосвязи между массой кос-

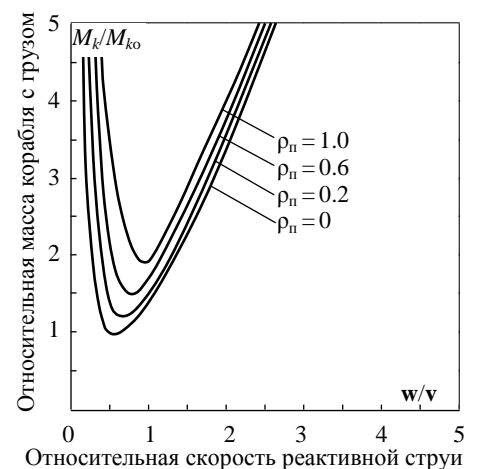


Рис. 4. К оптимизации удельной тяги и полезного груза космических кораблей.

мического аппарата  $M_k$ , массой полезного груза  $M_n$  и соотношением скоростей  $w/v$ , соответствующий выражению (8), показан на рис. 4. Для большей общности величины  $M_k$  и  $M_n$  отнесены в нем к оптимальной массе корабля  $M_{ко}$  в отсутствие полезного груза при оптимальном для этого случая соотношении  $(w/v)_{опт} = 1/2$ . Как следует из рисунка, имеет место резко выраженный минимум отношения  $M_k/M_{ко}$ , что свидетельствует о важности выбора оптимальной величины удельной тяги  $R_{уд} = w/g$ . Особенно резко возрастает масса космического аппарата при достижении отношением  $w/v$  некоторого минимального значения, что указывает на нецелесообразность применения двигателей с удельной тягой, меньшей этой величины. Например, для полетов на Венеру или Марс (для которых минимальная величина характеристической скорости равна 3.7...3.8 км/с (Фаворский и др., 1970) при массе полезного груза  $M_n = M_d^{опт}$  применение ЖРД на компонентах типа «кислород–бензин» или «азотная кислота–керосин» (с удельной тягой 260–300 с) с возвращением корабля практически исключается. Для таких целей уже необходимо применение других типов двигателей, в частности ядерных ракетных двигателей (ЯРД), удельные тяги которых, например, на водороде, равны 750 – 800 с. Полученные здесь более общие соотношения между весовыми и скоростными параметрами космических аппаратов могут быть полезны также при определении диапазона необходимых значений удельной и полной тяги, типа и мощности энергетической установки, а также ряда других параметров РКД для конкретных космических проектов [14].

## 5. Оптимальные нагрузки пиковых энергоустановок

Существует класс стационарных силовых установок, ориентированных на покрытие «пиковой» мощности. Такие установки работают значительно меньшее число часов в году  $\tau_{год}$ , чем установки, работающие в базовом режиме. Для них топливная составляющая в цене продукции  $c_T$ , естественно снижается пропорционально отношению фактического числа часов работы установки  $\tau$  к номинальной  $\tau_{год}$ , фигурирующей в выражении (3). Это обстоятельство может быть учтено введением поправки  $T = \tau/\tau_{год}$  в комплекс  $c_T \eta_N$  (рис.2), которая уменьшает его влияние и делает равным  $c_T \eta_N T$ . Это равноценно соответствующему снижению мощностного КПД  $\eta_N$  или топливной составляющей  $c_T$ , что ведет к возрастанию экономически наивыгоднейшей нагрузки  $B_{опт}$  по сравнению с номинальной  $B_n$ , рассчитанной на работу установки в течение  $\tau_{год}$ . Адекватным образом изменяется и оптимальная мощность  $N_{опт}$  по сравнению с номинальной  $N_n$ , в то время как капитальная составляющая остается неизменной.

Введение поправки в выражение (4) приводит его к виду:

$$B_{опт}/B_{max} = 1 - \eta_N c_T T; N_{опт}/N_{max} = 1 - (\eta_N c_T T)^2, \quad (9)$$

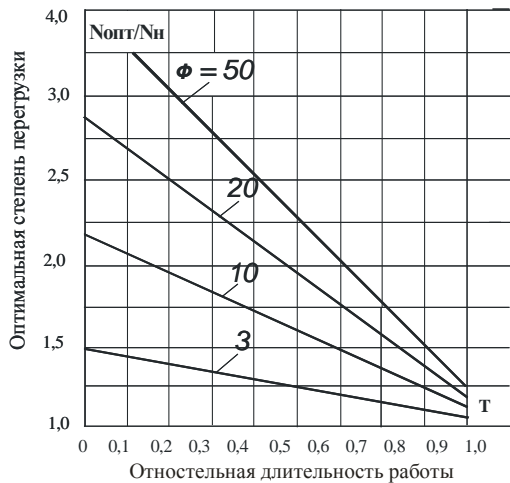


Рис. 5. Оптимальная степень перегрузки пиковых энергоустановок

Для иллюстрации влияния относительной длительности эксплуатации установки  $T$  на рис.5 приведены результаты расчета экономически оправданной степени перегрузки пиковых энергоустановок  $B_{\text{опт}}/B_{\text{н}}$  и соответствующей ей относительной мощности  $N_{\text{опт}}/N_{\text{н}}$  в зависимости от относительной длительности эксплуатации энергоустановки  $t$ . Для лучшей сопоставимости расчетные кривые приведены к базовым энергоустановкам с определенной величиной критерия добротности. Как следует из рис. 6, разрыв между максимальными  $B_{\text{max}}$  и номинальными  $B_{\text{н}}$  нагрузками увеличивается по мере роста добротности установки и его мощностно-

го КПД  $\eta_{\text{н}}$ . Соответственно возрастает и экономическая целесообразность увеличения нагрузки пиковых энергоустановок по сравнению и номинальным режимом. Этот результат еще раз подтверждает вывод, следовавший ранее из теории подобия энергоустановок (рис.1), из которого также следует возрастание оптимальной нагрузки  $B_{\text{опт}}$  по мере снижения добротности установки  $\Phi$  и мощностного КПД  $\eta_{\text{н}}$ .

В качестве конкретного примера в [7] рассмотрена электролизная установка по получению водорода и кислорода из воды. Установка состоит из батареи электролизных элементов (БЭЭ), блоков сепарации газожидкостных растворов, очистки и осушки электролизных газов (СОО), теплообменников (ТО) и насосов (Н). Рассматриваемая установка работает при напряжении на элементах батареи  $\Delta\phi = 1,95$  В. ЭДС Самих химических реакций, протекающих в установке, равна 1,23 В, что соответствует мощностному КПД батареи элементов  $\eta_{\text{н}} \approx 1,23/1,95 = 0,63$  (более детальный эксергетический расчет дает значение  $\eta_{\text{н}} = 0,621$ ). Таким КПД в номинальном режиме ( $B \approx 0,18$ ) обладает согласно универсальным характеристикам рис.1 установка с добротностью  $\Phi \approx 20$ . Фактически установка работает при относительной нагрузке  $B = (1,95 - 1,23)/1,95 = 0,37$ , что в  $0,37/0,18 = 2,05$  раза выше номинальной. Данный пример еще раз свидетельствует о целесообразности изменять режимы работы технологических установок в соответствии с конъюнктурой цен на готовую продукцию и на электроэнергию. Учет этого обстоятельства в условиях рыночной экономики может стать дополнительным стимулом для поддержания оптимальных режимов работы оборудования и модернизации действующих силовых и технологических установок с целью расширения их перегрузочных возможностей в условиях дефицита готовой продукции.

## Литература

1. *Денбиг К.* Термодинамика стационарных необратимых процессов. – М.: Изд-во иностр. лит., 1954, 119 с.
2. *Пригожин И.* Введение в термодинамику необратимых процессов. – М.: Изд-во иностр. лит., 1960, 128 с.
3. *Curson F.L., Ahlborn B.* Efficiency of a Carnot engine at maximum power output. // *Amer.J.Phys.*, 1975. – **43**. – P.22...24.
4. *Andresen B., Salamon P., Berry R. S.* Thermodynamics in finite time: extremals for imperfect heat engines // *J. Chem. Phys.* 1977. 266, N4. P. 1571–1577.
5. *Tribus M., Evans R.B., Crollen G.L.* Thermoconomics. /Principles of desalination. – New York: Acad. Press, 1966. – Vol.**23**. – P.77...101.
6. *Андрющенко А.И.* Методика системных термодинамических исследований в тепло-энергетике: Учеб. Пособие. Изд. 2-е. - Саратов, ГТУ, 1996. - 97 с.
7. *Эткин В. А.* Энергодинамика (единая теория переноса и преобразования энергии). – М.: Наука, 2008.- 408 с.
8. *Эткин В.А.* Термокинетика (термодинамика неравновесных процессов переноса и преобразования энергии. Тольятти, 1999, 228 с.
9. *Эткин В. А.* К термодинамической теории производительности технических систем // *Изв. АН СССР. Энергетика.* 2000. №1. С. 99–106.
10. *Эткин В.А.* Учет режимного фактора при оптимизации энергоустановок. /Вопросы повышения эффективности теплоэнергетических установок и систем. Саратов: Изд. СГТУ, 1997.- С.117-121.
11. *Андрющенко А.И., Змачинский А.В., Понятов В.А.* Оптимизация тепловых циклов и процессов ТЭС. – М.: Высшая школа, 1974.
12. *Barrer M.* *Revue General de Thermique.* // *J. Appl. Phys.*, 1982, **253**. – N1.
13. *Эткин В. А.* Условия достижения максимальной мощности в циклах АЭС. // *Теплоэнергетика.* 2000. №3. С. 48–51.
14. *Эткин В.А.* К оптимизации удельного импульса тяги ракетных двигателей. // *Изв. Вузов. – Авиационная техника,* 1998. – С. 76-78.