На правах рукописи

Аль- Алавин Айман Абдель- Карим

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ С ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКОЙ И ОЦЕНКА ИХ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Специальность – 05.14.14 Тепловые электрические станции, их энергетические системы и агрегаты

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Санкт-Петербург–2007

Работа выполнена на кафедре "Промышленная теплоэнергетика" в Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования "Санкт-Петербургский государственный политехнический университет".

Научный руководитель:
– доктор техн. наук, профессор *Боровков Валерий Михайлович*

Официальные оппоненты:
– доктор техн. наук, с.н.с *Коваленко Анатолий Николаевич*
– доктор техн. наук, профессор *Симонов Анатолий Михайлович*

Ведущая организация: *ФГУП "Санкт-Петербургский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт "Атомэнергопроект".*

Защита диссертации состоится 6 ноября 2007 г. в 16-00 на заседании диссертационного совета Д 212.229.04 в ГОУ ВПО "Санкт-Петербургский государственный политехнический университет" по адресу:
195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29
в аудитории 411 ПГК

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ГОУ ВПО "Санкт-Петербургский государственный политехнический университет".

Автореферат разослан "05" октября 2007 г.

Отзыв на автореферат, заверенный печатью учреждения, в двух экземплярах просим направить по вышеуказанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного совета.
Факс: (812)5521630
E-mail: kg1210@mail.ru

Ученый секретарь
диссертационного совета *К.А. Григорьев*

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Проблема обеспечения растущих потребностей в топливно-энергетических ресурсах включает комплекс задач по поиску и разработке альтернативных источников энергии и внедрению рациональных способов сокращения расхода топлива. Одним из эффективных мероприятий по экономии топлива и воды, а также по защите окружающей среды, представляется широкое использование теплонасосных установок (ТНУ), преобразующих природную низкопотенциальную теплоту и тепловые отходы в теплоту более высокой температуры, пригодную, в частности, для теплоснабжения. На ТЭС и в котельных эксергия топлива преобразуется в эксергию продуктов сгорания, которая используется для получения электроэнергии и передается другим энергоносителям (воде, водяному пару). В традиционных системах теплоснабжения для получения новых количеств эксергии потребляется новые количества первичных энергоресурсов (топливо). В теплонасосных установках значительная часть (70–80 %) эксергии преобразуется из низкопотенциальной теплоты с затратой некоторой доли (20–30 %) первичной эксергии.

Согласно прогнозам мирового энергетического комитета к 2020 году 75 % теплоснабжения в развитых странах будет осуществляться с помощью тепловых насосов. Так, например, в Швеции общее количество теплоты, вырабатываемой теплонасосными установками (ТНУ), составляет около 50 %.

Однако в Иордании широкого распространения ТНУ не получили из-за отсутствия достаточно проработанных и экономически обоснованных схем использования для утилизации низкопотенциальной теплоты от крупных источников. Поэтому исследования в области использования теплонасосных установок для систем теплоснабжения промышленных электростанций являются актуальными.

Целью работы является повышение эффективности использования низкопотенциальной теплоты в схемах теплоснабжения на основе применения теплонасосных установок. Предлагается применять ТНУ вместо градирен, что, помимо утилизации сбросной низкопотенциальной теплоты позволяет: увеличить работу пара в турбине и тем самым повысить выработку электроэнергии; уменьшить расход прокачиваемой циркуляционной воды, соответственно снизив мощность циркуляционного насоса; установить оптимальные вакуум и температуру циркуляционной воды в конденсаторе несмотря на время года; снизить размер отчислений в

экологический фонд за отбор свежей воды из рек и уменьшить сброс низкопотенциальной теплоты.

Для достижения поставленной цели в диссертации предстояло решить следующие задачи:

- выполнить энергетический и эксергетический анализы теплонасосных установок;
- выбрать перспективный для применения в теплонасосных установках хладагент, который позволяет с наибольшей эффективностью осуществлять утилизацию низкопотентциальной теплоты, и одновременно уменьшить загрязнение окружающей среды;
- разработать комбинированную схему парогазовой установки с котлом-утилизатором (ПГУ с КУ) с применением теплового насоса для использования теплоты охлаждающей воды и уходящих газов;
- выполнить технико-экономические расчеты по эффективности применения тепловых насосов в составе ПГУ с КУ.

Основные методы научных исследований. В работе использованы методы вычислительной математики, теории тепломассообмена, методы технико-экономических расчетов в энергетике, термодинамического анализа энергоустановок.

Научная новизна работы заключается:

1. В разработке комбинированной схемы ПГУ с КУ и с применением теплового насоса, использующего теплоту охлаждающей воды конденсатора паротурбинной установки и теплоту уходящих газов котла-утилизатора.
2. В проведении энергетического и эксергетического анализа циклов комбинированной схемы ПГУ с КУ и с тепловым насосом и без него.
3. В анализе зависимости технико-экономических показателей парокомпрессионных теплонасосных установок от параметров низкопотенциального теплоносителя и от конструктивных схем исполнения теплонасосных установок.

Достоверность исследований Применены современные методы термодинамического анализа (энергетического и эксергетического анализа) прямых и обратных циклов, проведено сопоставление полученных результатов исследований известных ученых в области теплового насоса.

Практическая ценность работы. Обоснованные в работе предложения по техническим решениям позволяют добиться надежной и качественной работы те-

плонасосных установок. Результаты работы могут быть использованы эксплуатационными и проектными организациями при выборе способов утилизации низкопотенциальной теплоты на промышленных электростанциях с применением тепловых насосов и одновременным решением экологических проблем.

Реализация результатов работы. Рекомендации по выбору способов утилизации низкопотенциальной теплоты на ПГУ (теплота охлаждающей воды в конденсаторе паровой турбины и теплота уходящих газов) с помощью теплонасосных установок.

Автор защищает:

1. Технические решения по комплексному использованию низкопотенциальной теплоты от различных источников (охлаждающей воды в конденсаторе паровой турбины и уходящих газов) на промышленных электростанциях с применением парокомпрессионных тепловых насосов.
2. Результаты энергетического и эксергетического анализов эффективности применения тепловых насосов для использования низкопотенциальной теплоты промышленных электростанций для отопления, горячего водоснабжения и нагрева питательной воды котла-утилизатора.

Публикации. По теме диссертация опубликовано 8 печатных работ.

Структура и объем работы. Работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы. Основной текст изложен на 150 страницах, диссертация содержит 46 рисунков, 10 таблиц, список использованных источников, включающий 76 наименования.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы цель исследования, приведены основные защищаемые положения, научная и практическая ценность работы, дано описание структуры диссертации.

В первой главе проведен обзор и анализ тепловых схем парогазовых установок. Кроме того, выполнен обзор литературы об использовании тепловых насосов в составе тепловых электростанций.

Во второй главе рассмотрены принцип работы ТН и область их применения. Представлены энергетический и эксергетический анализы ТН. В конце главы показаны усовершенствования схем тепловых насосов.

Термодинамическую эффективность теплового насоса принято характеризовать выражением:

$$\mu = \frac{Q_к}{N_{сж}^{ТНУ}} = \frac{Q_и + N_{сж}^{ТНУ}}{N_{сж}^{ТНУ}} = 1 + \frac{Q_и}{N_{сж}^{ТНУ}}, \quad (1)$$

где μ – коэффициент преобразования ТН; $Q_к$ – тепло, полезно отданное тепловому потребителю в конденсаторе, кДж; $Q_и$ – подведенное тепло низкого потенциала в испарителе, кДж; $N_{сж}^{ТНУ}$ – затраченная энергия высокого потенциала (техническая работа), кДж.

Значения удельных расходов электрической энергии на трансформацию теплоты и значения коэффициентов преобразования μ не могут служить объективными показателями технического совершенства теплонасосных установок (ТНУ), т.к. они не учитывают качества энергии (второй закон термодинамики). Поэтому эти характеристики пригодны для сравнения ТНУ, работающих в одинаковых температурных интервалах при одинаковых графиках нагрузки.

Более объективным показателем совершенства термотрансформаторов вообще, и ТНУ в частности, является эксергетический КПД установки, представляющий собой отношение полезно использованной (отводимой) эксергии $E_{вых}$, к подведенной $E_{вх}$:

$$\eta_e = \Sigma E_{вых} / \Sigma E_{вх} = (\Sigma E_{вх} - \Sigma D) / \Sigma E_{вх} = 1 - \Sigma D / \Sigma E_{вх}, \quad (2)$$

где D – потери эксергии при диссипации.

Другими словами, эксергетический анализ может лучше и точнее показывать неэффективность ТНУ. Результаты эксергетического анализа могут быть использованы для того, чтобы оценивать и оптимизировать работу установки.

Анализ эффективности отдельных процессов и ТНУ в целом производится эксергетическим методом, для чего определяются составляющие эксергетического баланса согласно уравнению

$$l + e_{qи} = e_{qк} + e_{qок} + \Sigma d_e. \quad (3)$$

Левая часть уравнения представляет собой подводимую к ТНУ эксергию, которая состоит из работы l и эксергии теплового потока в испарителе ($q_и = e_{qи} + a_{qи}$, a – анергия, теряемая части энергии)

$$e_{qи} = q_и \tau_{ex}; \quad (4)$$

$$a_{qu}=q_u(1-\tau_{ex}), \tag{5}$$

где τ_{ex} – эксергетическая температурная функция состояния холодного источника теплоты (фактор Карно).

Правая часть уравнения (3) представляет собой отводимую от ТНУ эксергию (в конденсаторе, $e_{qк}$, и в охладителе конденсата $e_{qо.к}$) и потери в ней:

$$e_{отв}=(q_к+q_{о.к})\tau_{ег}; \tag{6}$$

$$e_{qк}=q_к\tau_{ек}, e_{qо.к}=q_{о.к}\tau_{ео.к}; \tag{7}$$

$$a_{qк}=q_к(1-\tau_{ек}),\ a_{qоk}=q_{о.к}(1-\tau_{еоk}), \tag{8}$$

$$e_{отв}=e_{q.к}+e_{qо.к}=(q_к\tau_{ек}+q_{о.к}\tau_{ео.к}); \tag{9}$$

$$\tau_{ег}=\frac{q_к\tau_{ек}+q_{о.к}\tau_{ео.к}}{q_к+q_{о.к}}. \tag{10}$$

При переменных значениях температуры τ_e можно вычислить по формуле

$$\tau_e=\frac{T_{ср}-T_{о.с}}{T_{ср}}, \tag{11}$$

где $T_{ср}=q/\Delta s=\Delta h/\Delta s$ – среднетермодинамическая температура теплоносителя при его нагреве или охлаждении. Значение $T_{ср}$ можно вычислить по формуле

$$T_{ср}=\frac{T_1-T_2}{\ln(T_1/T_2)}. \tag{12}$$

Эксергетический КПД ТНУ

$$\eta_{eТНУ}=\frac{e_{отв}}{e_{под}}=\frac{e_{qк}+e_{qо.к}}{l+e_{qи}}=\frac{(q_к+q_{о.к})\tau_{ег}}{l+q_u\tau_{еи}}. \tag{13}$$

Термодинамический смысл применения тепловых насосов вместо отопительных печей и котельных заключается в следующем. Для отопления и других низкопотенциальных процессов нагрева требуется теплота с небольшим значением эксергии. Например, при температуре воздуха внутри помещения $T_B=293.15$ К и средней температуре наружного воздуха за отопительный период в Иордании $T_{о.с}$=283,15 К согласно формуле (11) $\tau_{ев}\approx 0.034$. В соответствии с ($q=e_q+a_q$) и с формулами (7) и (8) это означает, что тепловой поток, подводимый к внутреннему воздуху от отопительных приборов, состоит из 3,4 % эксергии и 96,6 % энергии. Для получения такой малоценной «смеси» приходится сжигать топливо, химиче-

ская энергия которого практически целиком представляет собой эксергию. Эта эксергия теряется в процессах горения топлива и теплообмена при больших разностях температур, превращаясь в анергию и не совершая при этом никакой работы.

Третья глава посвящена разработке методики расчета энергетических и эксергетических показателей парогазовой установки с котлом-утилизатором и с тепловым насосом и без него.

Одним из способов повышения экономичности работающих установок является использование теплоты уходящих газов КУ до максимального возможного низкого предела. Может возникнуть вопрос: имеются ли какие-либо ограничения в утилизации теплоты уходящих газов, и какая должна быть предельная их температура. Теоретически можно утилизировать теплоту уходящих газов до их точки росы, когда водяной пар (в составе уходящих газов) начинает конденсироваться.

Химическое уравнение сгорания природного газа (допустим, что природный газ состоит из чистого метана) имеет следующий вид:

$$CH_4 + (2+\alpha)O_2 + (3.76)(2+\alpha)N_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O + \alpha O_2 + (2+\alpha)(3{,}76)N_2$$

где α – коэффициент избытка воздуха в уходящих газах котла-утилизатора.

Температуру точки росы можно найти, используя принцип парциального давления:

$$P_{H_2O} = y_v \times P_{атм} = \frac{n_{H_2O}}{n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2}} \times P_{атм} \qquad (14)$$

где y_v – молярная доля водяного пара; $P_{H_2O}, P_{атм}$ – давления водяного пара и продуктов сгорания (атмосферическое давление) соответственно, МПа; $n_{H_2O}, n_{CO_2}, n_{O_2}, n_{N_2}$ – молярные числа продуктов сгорания.

Температура насыщения соответствует давление P_{H_2O} – является точкой росы уходящих газов.

Для охлаждения дымовых газов котла до приемлемой температуры в хвостовой части котла-утилизатора предлагается установить газоводяной теплообменник (ГВТО). Во избежание коррозионного износа материала ГВТО обратная сетевая вода поступит в него с температурой не менее 60 ^{o}C, и это можно выполнить через использование теплоты, отдаваемой конденсатором теплового насоса (см. рис. 1).

Эффективность конденсатора можно повысить путем создания двухцелевого ТН, в котором процессы охлаждения и конденсации разделяются на две отдельные зоны и реализуются в различных теплообменных аппаратах (охладителе перегре-

тых паров и в самом конденсаторе). Основные параметры двухцелевого ТН определялись по следующим формулам:

теплопроизводительность конденсатора

$$Q_K = G_K c_P (T''_{наг} - T'_{наг}); \tag{15}$$

теплопроизводительность охладителя перегретых паров

$$Q_{ОП} = G_{ОП} c_P (T_{г1} - T_{В1}); \tag{16}$$

тепловая нагрузка ГВТО

$$Q_{ГВТО} = G_K c_P (T_{В1} - T''_{наг}); \tag{17}$$

тепловая нагрузка испарителя

$$Q_И = G_{ох} c_{P,ох} (T'_{ох} - T''_{ох}). \tag{18}$$

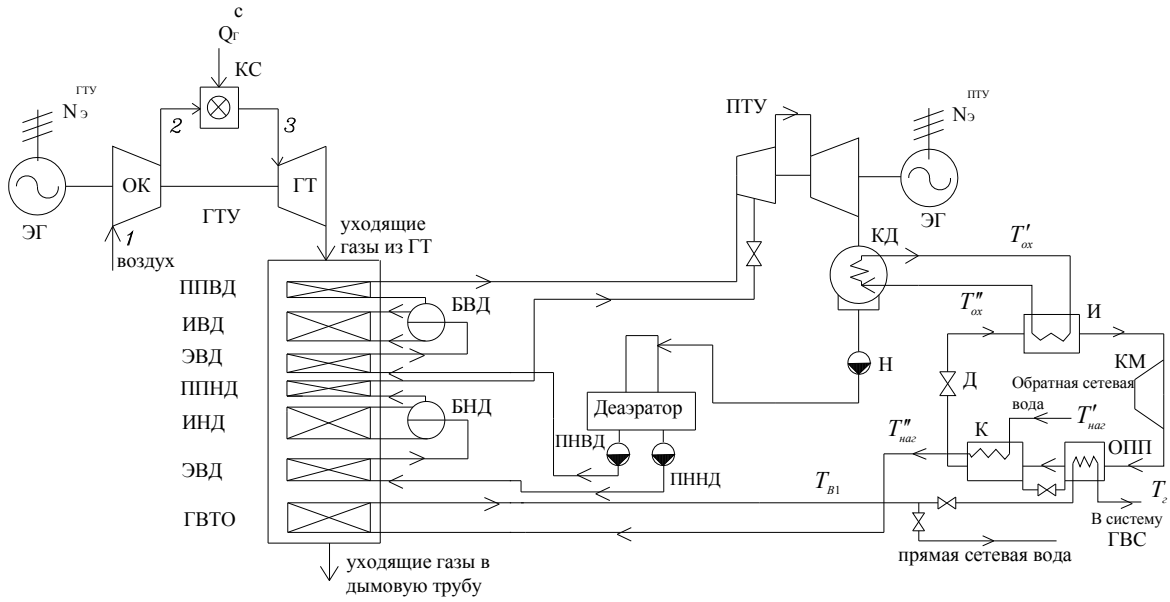

Рис. 1. Принципиальная тепловая схема ПГУ с двухконтурным КУ и с тепловым насосом

Коэффициент преобразования ТН определяется по формуле

$$\mu = (Q_K + Q_{ОП}) / N^{ТНУ}_{сж}; \tag{19}$$

Эксергетический КПД ТН

$$\eta_e = (Q_K \tau_{qK} + Q_{ОП} \tau_{qОО}) / (N^{ТНУ}_{сж} + Q_и \tau_{qи}), \tag{20}$$

где $T''_{наг}$, $T'_{наг}$ – температура нагреваемой воды на выходе и входе в конденсатор, °С; $T_{В1}$ $T_{г1}$ – температуры горячей воды на входе в охладитель перегретых паров и на

выходе из него, °С; $T'_{ох}$, $T''_{ох}$ – температура воды, поступающей от системы НПИТ на входе испарителя и на выходе из него, °С; $G_К, G_{ОП}, G_{ох}$ – расходы нагреваемой воды через конденсатор, горячей воды через охладитель перегретых паров и воды, поступающей от системы НПИТ, кг/с; c_P – изобарная теплоемкость, кДж/(кг.К); $\tau_{qК}, \tau_{qОО}, \tau_{qи}$ – коэффициенты работоспособности конденсатора, охладителя перегретых паров и испарителя.

На рис. 2 представлены схемы эксергетических потоков ПГУ-ТЭЦ с КУ и с тепловым насосом.

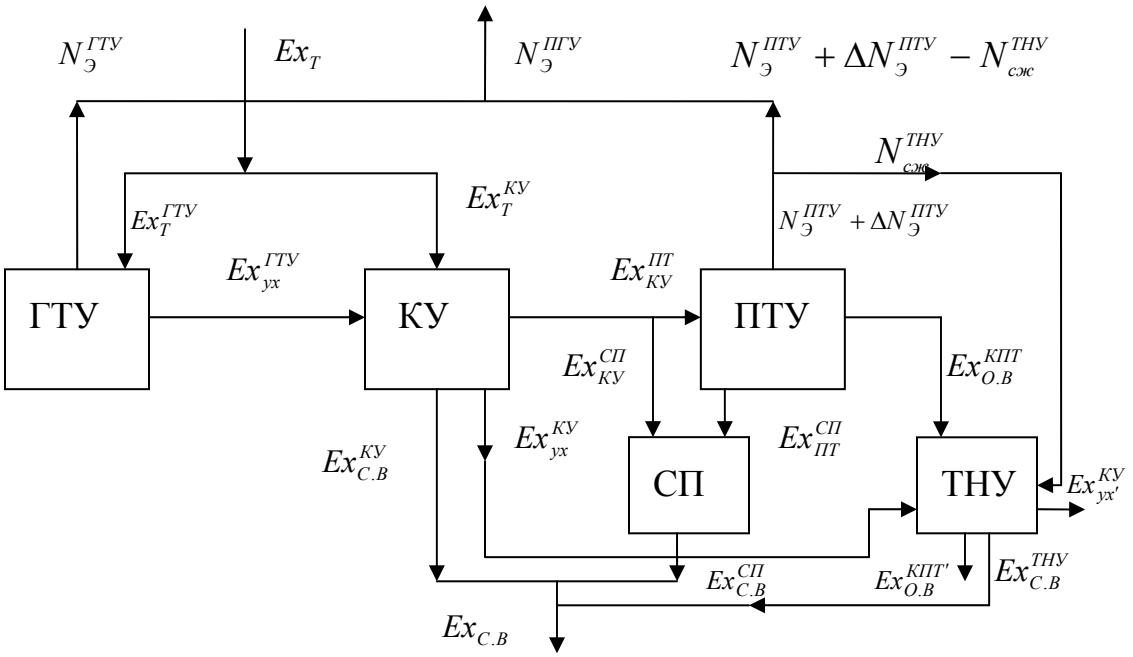

Рис. 2. Схема эксергетических потоков (брутто) ПГУ-ТЭЦ
с КУ и с тепловым насосом

Термический КПД ПГУ-ТЭЦ с тепловым насосом и при отсутствии дожигания

$$\eta_m^{ПГУ-ТНУ} = \frac{N_Э^{ГТУ} + N_Э^{ПТУ} + \Delta N_Э^{ПТУ} - N_{сж}^{ТНУ} + Q_{С.В}^{ТНУ} + Q_{КУ}^{ГВТО}}{Q_С^{ГТУ}}, \qquad (21)$$

где $N_Э^{ГТУ}$, $N_Э^{ПТУ}$ – электрические мощности ГТУ и ПТУ соответственно; $\Delta N_Э^{ПТУ}$ – лишняя мощность ПТУ, полученная в результате введения ТН (улучшения охлаждения в конденсаторе паротурбинной установки – улучшения вакуума в конденсаторе); $Q_{С.В}^{ТНУ}$ – теплота, отпущенная от теплонасосной установки на сетевой подогреватель или на подогрев питательной воды; $Q_{КУ}^{ГВТО}$ – теплота, абсорбированная от

уходящих газов КУ сетевой водой или питательной водой с использованием ГВТО; $Q_c^{ГТУ}$ – теплота топлива, сожженного в камере сгорания ГТУ.

С энергетической точки зрения применение теплового насоса будет выгодным только тогда, когда $\Delta N_Э^{ПТУ} - N_{сж}^{ТНУ} + Q_{C,B}^{ТНУ} > 0.0$. Это неравенство всегда выполнено

$$\Delta N_Э^{ПТУ} - N_{сж}^{ТНУ} + Q_{C,B}^{ТНУ} = \Delta N_Э^{ПТУ} - N_{сж}^{ТНУ} + (N_{сж}^{ТНУ} + Q_И^{ТНУ}) = \Delta N_Э^{ПГУ} + Q_и > 0.0$$

Таким образом, применение теплового насоса в составе ПГУ всегда выгодно с энергетической точки зрения.

Эксергетический КПД ПГУ ТЭЦ с КУ и без теплового насоса и при отсутствии дожигания:

$$\eta_{ex}^{ПГУ-ТЭЦ} = \frac{N_Э^{ГТУ} + N_Э^{ПТУ} + Ex_{CB}^{КУ} + Ex_{CB}^{ПТ}}{Ex_T^{ГТУ}}; \qquad (22)$$

$$\eta_{ex}^{ПГУ-ТЭЦ} = \eta_{ex}^{ГТУ}\eta_{ЭМ}^{ГТ}\gamma^{ГТ} + \eta_{ex}^{ПТУ}\eta_{ЭМ}^{ПТ}\gamma^{ПТУ} + \eta_{ex}^{ГВТО}\gamma^{ГВТО} + \eta_{ex}^{СП}\gamma^{СП}, \qquad (23)$$

где $\eta_{ex}^{ГТУ}, \eta_{ex}^{ПТУ}, \eta_{ex}^{ГВТО}, \eta_{ex}^{СП}$ – эксергетические КПД ГТУ, ПТУ, ГВТО и сетевых подогревателей; $\eta_{ЭМ}^{ГТУ}, \eta_{ЭМ}^{ПТУ}$ – электромеханические КПД ГТУ и ПТУ; $\gamma^{ГТУ}, \gamma^{ПТУ}, \gamma^{ГВТО}, \gamma^{СП}$ – доли эксергии топлива, сожженного в камере сгорания ГТУ ($Ex_T^{ГТУ}$), затраченные в ГТУ, ПТУ, ГВТО и в сетевой установке; $Ex_{O.B}^{КПТ}$ – эксергия охлаждающей технической воды конденсатора паровой турбины; $Ex_{C.B}^{ТНУ}$ – эксергия, отпущенная от теплонасосной установки на сетевой подогреватель или на подогрев питательной воды.

Эксергетический КПД ПГУ с КУ и с ТН

$$\eta_{ex}^{ПГУ-ТНУ} = \frac{N_Э^{ГТУ} + N_Э^{ПТУ} + Ex_{CB}^{КУ} + Ex_{CB}^{ПТ} - N_{сж}^{ТНУ} + Ex_{Qк}^{ТНУ}}{Ex_T^{ГТУ}}. \qquad (24)$$

Повышение эффективности установки при применении теплового насоса:

$$\Delta\eta_{ex}^{ТНУ} = \eta_{ex}^{ПГУ-ТНУ} - \eta_{ex}^{ПГУ-ТЭЦ} \qquad (25)$$

$$\Delta\eta_{ex}^{ТНУ} = \eta_{ex}^{ТНУ}\frac{Ex_{Qи}^{ТНУ} + N_{сж}^{ТНУ}}{Ex_T^{ГТУ}} + \frac{\Delta N_Э^{ПТУ} - N_{сж}^{ТНУ}}{Ex_T^{ГТУ}}$$

Для того, чтобы введение ТН было выгодно

$$\eta_{ex}^{ТНУ}\frac{Ex_{Qи}^{ТНУ} + N_{сж}^{ТНУ}}{Ex_T^{ГТУ}} + \frac{\Delta N_Э^{ПТУ} - N_{сж}^{ТНУ}}{Ex_T^{ГТУ}} \geq 0.0 \Rightarrow \eta_{ex}^{ТНУ} \geq \frac{N_{сж}^{ТНУ} - \Delta N_Э^{ПТУ}}{Ex_{Qи}^{ТНУ} + N_{сж}^{ТНУ}} \Rightarrow \eta_{ex}^{ТНУ} \geq \frac{1 - \dfrac{\Delta N_Э^{ПТУ}}{N_{сж}^{ТНУ}}}{1 + \dfrac{E_{Q_и}^{ТНУ}}{N_{сж}^{ТНУ}}} \qquad (26)$$

Это условие (неравенство 26) должно выполняться для теплового насоса, если требуется, чтобы он был конкурентоспособен. Оно выполняется тем легче, чем больше величины ($\Delta N_{Э}^{ПТУ} / N_{сж}^{ТНУ}$)(эффективное охлаждение в конденсаторе паровой турбины) и доли $E_{Q_и}^{ТНУ} / N_{сж}^{ТНУ}$.

Из анализа циклов для парокомпрессионных теплонасосных установок получено, что оптимальный хладагент должен иметь низкую теплоемкость и высокую теплоту парообразования (теплоту фазового перехода); хладагенты ТН должны выбираться такими, у которых большая величина $(\delta T / \delta s)_{жид}$.

<u>Четвертая глава</u> содержит технико-экономическую оценку основных схем включения ТНУ в цикл промышленной электростанции. На рис. 3 представлена схема использования электроэнергия в часы провала суточного графика нагрузки для получения дополнительной отопительной теплоты с помощью теплового насоса.

Величина вакуума в конденсаторе существенно влияет на тепловую экономичность станции. Углубление вакуум с 9,8 до 3,9 кПа увеличивает КПД ПГУ на 1,25–1,37 (при использовании ГТУ с КПД 37,3 % и температурой выхлопных газов 650 ^{o}С. Конечная влажность пара не превышает 9 % за последними лопатками).

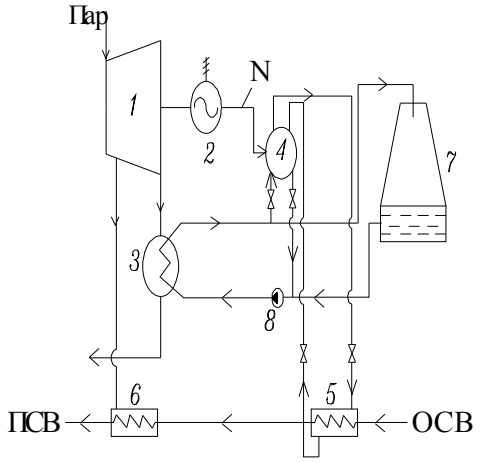

Рис. 3 Схема использования электроэнергия в часы провала суточного графика нагрузки для получения дополнительной отопительной теплоты с помощью теплового насоса:
1 – паровая турбина; *2* – электрогенератор;
3 – конденсатор; *4* – тепловой насос;
5 – подогреватель сетевой воды теплом от ТН;
6 – основной подогреватель сетевой воды паром от отопительного отбора; *7* – градирня;
8 – циркуляционный насос охлаждающей воды конденсатора паротурбинной установки;
ОСВ – обратная сетевая вода; ПСВ – прямая сетевая вода; N– электроэнергия на привод компрессора ТН

Следует отметить, что подобная схема термодинамически оправдан только в том случае, когда максимальная тепловая нагрузка ТЭЦ недостаточна, и в то же

время имеется избыток электроэнергии. Если пропуск пара в конденсатор заведомо больше минимально допустимого, то использовать ТН не выгодно.

Пусть в конденсатор поступает водяной пар, параметры которого $(T_1, p_1, x_1, s_1, h_1)$ характеризуются на рис. 4 точкой *1*.

Предполагается, что температуру охлаждающей воды удалось снизить на 1 К и что на это значение снизилась и температура конденсации пара и стала равной T_2, при этом и давление в конденсаторе соответственно стало равным p_2. Тогда при дополнительном расширении от точки *1* до точки *2* (см. рис. 4 где точка 2 нанесена в предположении, что расширение будет изоэнтропным) 1 кг пара произведет дополнительную работу, равную

$$\Delta h = (h_1 - h_2). \tag{27}$$

Эту работу можно затратить на привод теплового насоса. Задача состоит в том, чтобы определить достаточно ли этой работы для понижения температуры охлаждающей воды на 1 К в соответствии с исходным предположением.

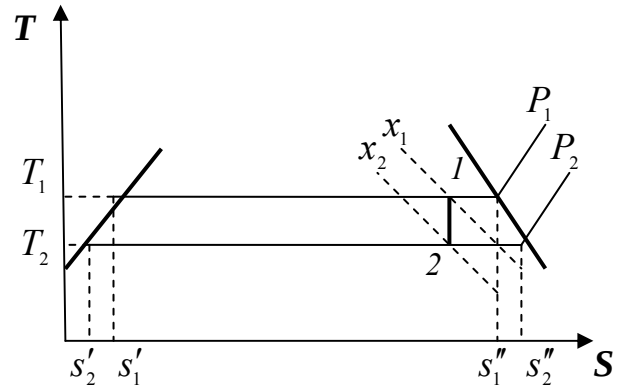

Рис. 4 *T, s* – диаграмма для расчета понижения температуры в конденсаторе паровой турбины при использовании ТН

Δh можно определить следующим соотношением

$$\Delta h = \Delta h' + r\Delta x. \tag{28}$$

С хорошим приближением можно принять, что

$$\Delta h' = c_p (T_1 - T_2). \tag{29}$$

где $\Delta h'$ - разность энтальпии на левой пограничной кривой при температурах T_1 и T_2; r – теплота парообразования, которая может быть принята одинаковой для обеих температур; Δx – разность степени сухости пара в точках *1* и *2;* c_p – теплоемкость воды при постоянном давлении.

Тогда после некоторых преобразований можно получить

$$\Delta x = x_1 (\frac{T_1 - T_2}{T_1}) - (s_1' - s_2')(\frac{T_2}{r}), \qquad (30)$$

где $s'_{1,2}$ – соответствующие энтропии на левой пограничной кривой при температурах T_1 и T_2; $s''_{1,2}$ – соответствующие энтропии на правой пограничной кривой при тех же температурах.

И после преобразования из (27), (28) и (29) получим

$$\Delta h = r x_1 \frac{\Delta T}{T_1}. \qquad (31)$$

Используя работу Δh, ТН отбирает теплоту от охлаждающей воды при температуре T_1 и отдает теплоту обратной сетевой воде при температуре $T_{обр}$.

Если принять (с запасом), что ТН работает по обратному циклу Карно, то будут справедливыми следующие соотношения:

$$\mu = \frac{Q_T}{N_{сж}^{ТНУ}} = \frac{Q_И + N_{сж}^{ТНУ}}{N_{сж}^{ТНУ}} = 1 + \frac{Q_И}{N_{сж}^{ТНУ}} = \frac{T_{обр}}{T_{обр} - T_1}. \qquad (32)$$

Зная, что $N_{сж}^{ТНУ} = \Delta h$, тепловую нагрузку испарителя можно определить по формуле

$$Q_И = m c_{р,ох} \Delta T, \qquad (33)$$

где m – количество охлаждающей воды, подаваемое в конденсатор на 1 кг пара; ΔT – понижение температуры охлаждающей воды за счет работы ТН, таким образом, с учетом (30) и (32) окончательное получается

$$\Delta T = \frac{\Delta h}{m c_{р.ох}} \frac{T_1}{T_{обр} - T_1}. \qquad (34)$$

Если в качестве примера принять $x_1 = 0.91$; $r = 2215$ кДж/кг; $T_1 = 318$ К; $T_{обр} = 350$ К; m = 50 кг/кг, тогда из (30) и (33) получается $\Delta T = 0.3$ К. Таким образом, несмотря на то что все упрощающие допущения только улучшают результат, понижение температуры охлаждающей воды за счет работы ТН ($\Delta T = 0.3 < T_1 - T_2 = 1$) оказывается намного ниже исходной предпосылки. Иными словами идея понижения температуры конденсации за счет работы ТН энергетически неосуществима.

Для сравнения экономии топлива в качестве установки, замещающей ТНУ, примем котельную с удельным расходом топлива $b_{КОТ}^{Т}$, кг/(кВт·ч). Расход топлива

на выработку израсходованной на привод ТНУ электроэнергии будет определяться через удельный расход топлива на КЭС, равный $b^{Э}_{КЭС}$, кг/(кВт·ч).

При выработке в ТНУ теплоты в количестве Q_T, переданной «горячему» потребителю, и при затрате на привод ТНУ электроэнергии $N^{ТНУ}_{сж}$ экономия топлива

$$\Delta B^{c}_{эк} = Q_T b^{T}_{КОТ} - N^{ТНУ}_{сж} b^{Э}_{КЭС}. \qquad (35)$$

Поскольку отношение ($Q_T / N^{ТНУ}_{сж}$) представляет собой известный коэффициент трансформации теплоты (отопительный коэффициент)

$$K_T = \frac{Q_T}{N^{ТНУ}_{сж}} = \frac{T_г}{T_г - T_х}.\eta_{ТНУ}.., \qquad (36)$$

то формула (35) принимает вид

$$\Delta B^{c}_{эк} = Q_T \left[b^{T}_{КОТ} - \frac{(T_г - T_х) b^{Э}_{КЭС}}{T_г.\eta_{ТНУ}} \right], \qquad (37)$$

где $T_г$ и $T_х$ – температуры конденсации и кипения рабочего вещества в конденсаторе и испарителе ТН соответственно; $\eta_{ТНУ}$ – КПД ТНУ, учитывающий потери работы от необратимости процессов в ТНУ, а также все механические и электрические потери.

Для определения температуры охлаждения «холодного» теплоносителя при которой получается максимум экономии топлива $\Delta B^{мак}_{ЭК}$ найдем производную $\frac{\partial B^{c}_{ЭК}}{\partial T''_{ох}} = 0$.

$$T''_{ох} = \Delta T_х + \sqrt{T_г.(\frac{b^{T}_{КОТ}.\eta_{ТНУ}}{b^{Э}_{КЭС}} - 1)(\Delta T_х - T'_{ох})}, \qquad (38)$$

где $\Delta T_х$ – температурный напор в испарителе; $T'_{ох}$ – температура охлаждающей воды на входе в испаритель.

На рис. 5 представлена зависимость экономии топлива $\Delta B^{c}_{эк}$ от степени охлаждения источника низкопотенциальной теплоты ($\Delta T_{ох}$) и от КПД ТН ($\eta_{ТНУ}$)

Естественно, что повышение КПД ТН приводит к увеличению экономии топлива. Степень охлаждения при которой получается максимум экономии топлива $\Delta B^{мак}_{ЭК}$ также увеличивается с увеличением $\eta_{ТНУ}$.

Влияние температурного напора (в испарителе $\Delta T_х$ и в конденсаторе $\Delta T_г$) на экономии топлива изображено на рис. 6.

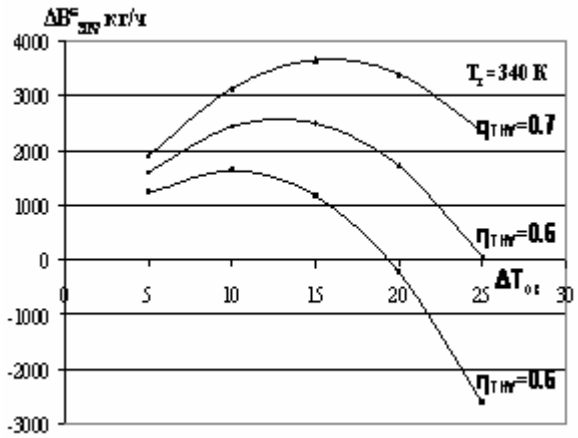

Рис. 5 Зависимость экономии топлива $\Delta B^c_{ЭК}$ от степени охлаждения $\Delta T_{ох}$ «холодного» источника парокомпрессионной ТНУ и от КПД ТНУ ($\eta_{ТНУ}$) ($G_{ох}.c_{p,ох} = 7355$ кВт.ч/°С.ч, $\Delta T_г = \Delta T_х = 10K$, $b^T_{КОТ}$=0,136 кг/(кВт.ч), $b^Э_{КЭС}$= 0,40 кг/(кВт·ч))

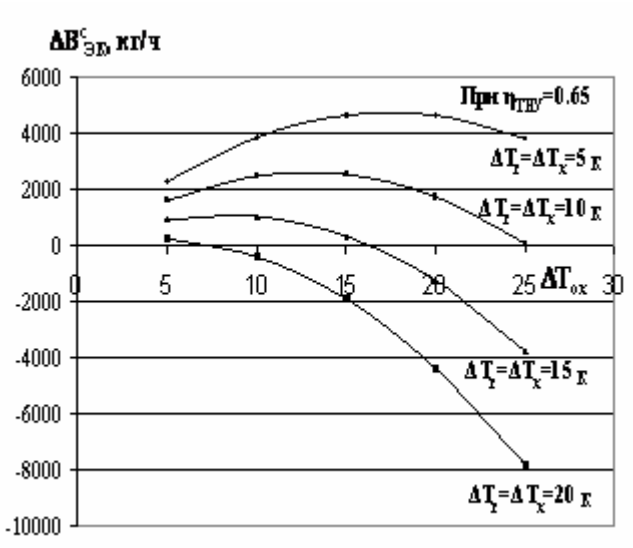

Рис. 6 Зависимость экономии топлива ($\Delta B^c_{ЭК}$) от степени охлаждения $\Delta T_{ох}$ «холодного» источника парокомпрессионной ТНУ и от температурных напоров в испарителе ($\Delta T_х$) и в конденсаторе $\Delta T_г$ ($G_{ох}.c_{p,ох} = 7355$ кВт.ч/°С.ч, $T_г = 340K$, $b^T_{КОТ}$=0,136 кг/(кВт.ч), $b^Э_{КЭС}$= 0,40 кг/(кВт·ч))

Очень важно отметить, что расчеты $\Delta B^c_{ЭК}$, проведенные при температурных напорах 20 °С, показали наличие перерасхода топлива уже при охлаждении утилизируемой воды больше, чем на 5 К.

Вместе с тем при уменьшении температурных напоров до 5 К максимальная экономия топлива $\Delta B^{мак}_{ЭК}$ увеличивается почти в 1,8 раза, а отопительное охлаждение сбросной воды становится равным 17–18 °С (см. рис. 6). Отсюда следует, что необходимо уделять большее внимание выбору температурных напоров в испарителе и конденсаторе ТН.

Зависимость экономии топлива $\Delta B^{c}_{ЭК}$ от температуры нагрева сетевой воды $T''_{наг}$ ($T_г = T''_{наг} + \Delta T_г$) приведена на рис. 7. Из рисунка видно, что с повышением $T''_{наг}$ уменьшается экономия топлива. Например, при $T_г = 340$ °С ($T''_{наг}$=330 °С, $\Delta T_г = 10K$ и $\eta_{ТНУ} = 0{,}65$) $\Delta B^{мак}_{ЭК} = 2578$ кг/ч, а при $T_г = 330$ °С и $\eta_{ТНУ} = 0{,}65$) $\Delta B^{мак}_{ЭК} = 4466$ кг/ч, это значит, что максимальная экономия топлива $\Delta B^{мак}_{ЭК}$ увеличивается почти в 1,73 раза, а оптимальное охлаждение сбросной воды становится равным 17–18 °С.

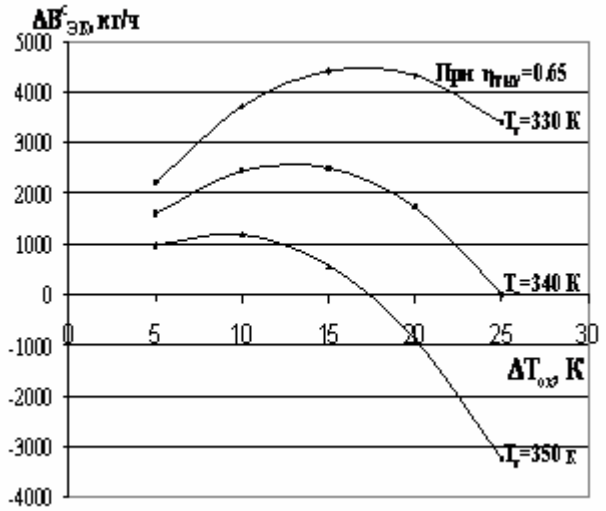

Рис. 7 Зависимость экономии топлива ($\Delta B^{c}_{ЭК}$) от степени охлаждения температуры $\Delta T_{ох}$ «холодного» источника парокомпрессионной ТНУ и от температуры нагрева сетевой воды $T''_{наг}$ ($T_г = T''_{наг} + \Delta T_г$)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. ТЭС представляет собой идеальный объект для применения ТНУ, поскольку является одновременно источником низкопотенциальной (сбросной) теплоты и потребителем теплоты более высокого потенциала. Показано, что дополнительная электрическая энергия, полученная при использовании ТН в составе КЭС покрывает только небольшую долю электрической энергии, необходимую для привода компрессора ТН для того, чтобы понизить температуру конденсации пара в конденсаторе.
2. Применение ТНУ для утилизации теплоты сбросных теплоносителей в системах энергоснабжения предприятий может обеспечивать значительную экономию топлива только при оптимальных режимах их работы и минимальных температурных напорах в теплообменных аппаратах (Для сравне-

ния экономии топлива в качестве установки, замещающей ТНУ, была принята котельная с удельным расходом топлива $b^{T}_{КОТ}$, кг/(кВт·ч). Расход топлива на выработку израсходованной на привод ТНУ электроэнергии определялся через удельный расход топлива на КЭС, равный $b^{Э}_{КЭС}$, кг/(кВт·ч)).

3. Достигаемая экономия топлива при работе ТНУ существенно зависит от глубины охлаждения в ней утилизируемого «холодного» и степени нагрева горячего теплоносителей.
4. При использовании ТНУ с газотурбинным приводом и при наличии аккумуляторов теплоты делает ТЭС маневренным энергоисточником, способным покрывать не только пики электрической нагрузки, но и аккумулировать энергию в часы ночных провалов электропотребления. Кроме того, тепловые насосы могут выполнять функции аварийного резерва.
5. Оптимальный хладагент должен иметь низкую теплоемкость и высокую теплоту парообразования (теплоту фазового перехода), r_o. Кроме того, хладагенты для теплового насоса должны выбираться такими, у которых большая величина $(\delta T / \delta s)_{жид}$.
6. Один из путей повышения эффективности собственно ТНУ – использование охладителя перегретых паров его рабочего тела, устанавливаемого отдельно от конденсатора ТН. При этом внешняя необратимость, связанная с условиями взаимодействия системы с приемником энергии, уменьшается, что влечет за собой повышение эффективности ТНУ, т.е. введение охладителя перегретых паров приводит к уменьшению в нем разности температур потоков, в результате чего возрастает эксергетический КПД конденсатора.
7. Применение ТНУ повышает экологичность ТЭС, так как способствует снижению тепловых и химических вредных выбросов в окружающую среду.

Содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Боровков В.М., Аль Алавин А.А. Нужны ли тепловые насосы Иордании // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на промпредприятиях и ТЭС: Межвуз. сб. науч. тр. / ГОУВПО СПб ГТУ РП. СПб., 2006. С. 65–68.

2. Боровков В.М., Аль Алавин А.А. Технические ограничения утилизации теплоты уходящих газов // Фундаментальные исследования в технических университетах: Материалы X Всероссийской конференции по проблемам науки и вышей школы. 18-19 мая 2006 года. – СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2006. С. 266-268.
3. Аль Алавин А.А, Бородина О.А., Боровков В.М. Использование тепловых насосов для совместной работы с ПГУ// XXXIV неделя науки СПбГПУ: Материалы Всероссийской межвузовской научно-технической конференции студентов и аспирантов. Ч. II СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2006. С. 138-140.
4. Боровков В.М., Аль Алавин А.А. Эксергетический анализ работы ТЭЦ совместно с тепловым насосом // Проблемы энергетики… (Изв. высш. учеб. заведений). 2006. № 7–8. С. 12-21.
5. Боровков В.М., Аль Алавин А.А. Энергосберегающие теплонасосные системы теплоснабжения // Проблемы энергетики… (Изв. высш. учеб. заведений). 2007. № 1–2. С. 42–47.
6. Боровков В.М., Аль Алавин А.А. Тепловой насос с двухступенчатым конденсатором // Промышленная энергетика. 2007. № 8. С. 40–43.
7. Боровков В.М., Аль Алавин А.А. Показатели эффективности цикла теплового насоса // Мат. науч. конф. "Научные исследования инновационной деятельность". СПб., 2007. С. 91–98.
8. Borovkov V., Al Alawin A. Selection of a Working Fluid for a Heat Pump / Proceedings of the 5th Baltic Heat Transfer Conference (5th BHTC). 19-21 Sept., 2007. –Saint-Petersburg State Polytechnicl University. – Saint-Petersburg, Russia. pp. 168–177.