

УДК 621.165

М.М. ЛЕВИН, академик Инж. акад. Украины; директор Филиала Харьковское ЦКБ «Энергопрогресс» ООО «Котлотурбопром», г. Харьков

А.И. ЯКОВЛЕВ, д-р техн. наук, академик АН ВО; проф. НАУ «ХАИ»,

г. Харьков

О.М. КОБЦЕВ, начальник бюро, главный конструктор проекта Филиала Харьковское ЦКБ «Энергопрогресс» ООО «Котлотурбопром», г. Харьков

В.В. ПАНОВ, аспирант НАУ «ХАИ», ведущий инженер Филиала Харьковское ЦКБ «Энергопрогресс» ООО «Котлотурбопром», г. Харьков

О ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ СБРОСОВ С КОНДЕНСАТОРОВ ТУРБИН ТЭС

Розглянуте актуальне питання утилізації втрат тепла в конденсаторах турбін теплоелектростанцій за допомогою парокompресійних теплових насосів (ПКТН). Визначені причини цих втрат і запропоновані варіанти можливого застосування ПКТН в залежності від типу турбін і режиму їх роботи за графіком теплових або електричних навантажень. Впровадження теплових насосів дозволить зменшити втрати тепла в паровому циклі, покращити техніко-економічні показники турбоустановок, підвищити їх надійність та маневреність.

The question of the day of utilization of condenser waste heat of the heat power plants turbines with the help of the vapor-compression heat pumps was considered. Causes of the heat losses in the condensers were determined and variants of heat pumps (HP) application subject to turbines' type and their operating mode according to the diagram of heat or electric load were proposed. HP application permits to decrease the heat losses in the cycle, to improve engineering-and-economical performance of the turbounits, to increase their reliability and flexibility.

Опыт применения тепловых насосов показывает возможность эффективной утилизации сбросного тепла, тепловой потенциал которого настолько низок, что использование его напрямую тепловым потребителем невозможно. Несмотря на это, в настоящее время применение тепловых насосов большой единичной мощности ограничено. Если принять во внимание громадные сбросы низкопотенциального тепла на тепловых электростанциях, то применение теплонасосных установок на ТЭС видится весьма перспективным. Однако следует учесть то, что, в особенности на теплоэлектроцентралях, где благодаря комбинированной выработке себестоимость тепла и электроэнергии достаточно низкая, тепловой насос, потребляя более ценную с точки зрения универсальности и сложности получения электроэнергию и вырабатывающий менее ценную тепловую энергию, может оказаться в жестких конкурентных условиях по эффективности работы с традиционным энергетическим оборудованием ТЭС.

Тепловым насосом (ТН) является термодинамическая система (техническое устройство), позволяющая трансформировать теплоту с низкого температурного потенциала на более высокий. Данные машины предназначены преимущественно для получения горячей воды (пригодной для отопления, горячего водоснабжения, нагрева технологических сред) или подогрева воздуха (для нужд воздушного отопления или вентиляции).

Существует два основных типа тепловых насосов: парокомпрессионные и абсорбционные. В данной статье рассматриваются парокомпрессионные теплонасосные установки.

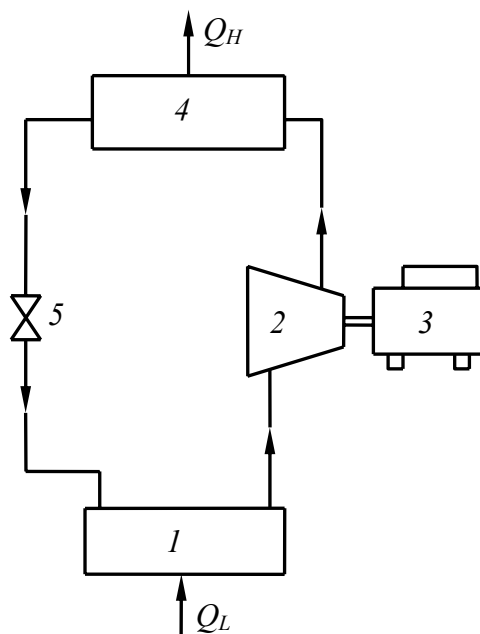
В качестве рабочего тела в данных машинах используются хладагенты – низкокипящие при соответствующем давлении жидкости – различные фреоны, аммиак, углекислый газ и др.

Эффективность работы ПКТН характеризуется коэффициентом преобразования COP – отношением полезно отдаваемой теплоты потребителю $Q_T^{ПКТН}$ к затраченной энергии на привод компрессора $N_3^{ПКТН}$:

$$COP = Q_T^{ПКТН} / N_3^{ПКТН}.$$

Так, например, если $COP = 5$, то это значит, что на 1 кВт электрической мощности, потребляемой компрессором, ПКТН вырабатывает 5 кВт тепловой мощности. Значение коэффициента преобразования определяется прежде всего величиной перепада между температурой воды на входе в испаритель (от низкопотенциального источника тепла) и температурой воды на выходе из конденсатора (к потребителю тепла). Чем больше перепад температур, тем больше электрической мощности потребляет компрессор, и тем ниже COP . Чем меньше перепад температур, тем выше значение COP .

Принцип действия ПКТН (рис. 1) следующий: к теплообменнику испарителя 1 подводится низкопотенциальное тепло. Жидкий хладагент, находящийся в испарителе при соответствующем давлении испаряется с поглощением подведенной теплоты, далее сжимается в компрессоре 2 (с повышением температуры) до давления конденсации и конденсируется с отдачей тепла потребителю в теплообменнике конденсатора 4. Сконденсировавшийся жидкий хладагент дросселируется в дросселе 5, при этом частично испаряется, а его давление падает до давления в теплообменнике испарителя. Цикл повторяется.



1 – испаритель; 2 – компрессор; 3 – привод компрессора; 4 – конденсатор; 5 – дроссель

Рис. 1. Принципиальная схема парокомпрессионного теплового насоса

Имеется информация о необходимости полезного использования сбросного тепла конденсаторов турбин с помощью тепловых насосов, где приводятся схемы возможного подключения ТН, рассчитываются экономия топлива и сроки окупаемости. При этом практически не уделяется внимание анализу причин, по которым собственно и возникает необходимость обеспечения отвода тепла от конденсаторов.

Потеря тепла в конденсаторе турбины с охлаждающей водой, безусловно, является основной по величине в паротурбинном цикле электростанции. Сброс тепла с конденсаторов конденсационных турбин и теплофикационных турбин, работающих в конденсационном режиме, достигает 60–70 % расхода тепла на турбоустановку; у теплофикационных турбин, работающих в теплофикационном режиме, с конденсаторов отводится до 20 % тепла.

Причин отвода тепла в конденсаторах ТЭС несколько, причем они обусловлены как термодинамическими особенностями, так и режимами работы энергетического оборудования, а также графиками нагрузок ТЭС.

Первая причина очевидна – согласно второму закону термодинамики для обеспечения циклической работы теплового двигателя необходимо обеспечить отвод тепла в холодном источнике. Этим холодным источником в паровом цикле является проходящая через конденсаторы турбин охлаждающая проточная вода рек, вода системы циркуляционного охлаждения, передающая тепло атмосферному воздуху, а также бытовые и промышленные потребители тепла, которым отпускается тепло в виде горячей воды (от теплофикационных отборов турбин) или пара (от производственных отборов турбин). В случае с применением охлаждающей воды рек или систем циркуляционного охлаждения тепло безвозвратно теряется, а в случае с потребителями тепла частично или полностью используется. Полное использование тепла отработанного пара осуществляется в турбинах с ухудшенным вакуумом и в турбинах с противодавлением, обеспечивающих отпуск тепла в виде горячей воды либо пара.

Передача тепла отработанного пара турбины в конденсаторе охлаждающей воде или тепловому потребителю обеспечивает охлаждение и конденсацию пара и, как следствие, возврат конденсата в цикл. **Таким образом, если отсутствуют потребители тепла, для обеспечения замкнутости цикла приходится сбрасывать тепло в конденсаторе с охлаждающей водой в окружающую среду.** Это относится к турбинам всех типов. Следует также заметить, что турбины с противодавлением вообще не могут работать без теплового потребителя, а турбины с ухудшенным вакуумом (специально спроектированные либо реконструированные из типовых конденсационных турбин для работы с ухудшенным вакуумом) имеют значительные ограничения при работе в конденсационном режиме в связи с конструктивными особенностями (например, удалением последних ступеней турбины) даже в том случае, если сохранена возможность подвода в конденсатор охлаждающей воды системы циркуляционного водоснабжения.

Вторая причина относится к теплофикационным турбинам, работающим с тепловой нагрузкой, и заключается в особенностях их возможных режимов работы – по тепловому и электрическому графику.

Турбина работает в режиме теплового графика, когда всё тепло отработанного пара может быть отдано только тепловому потребителю. При работе по тепловому графику вырабатываемая электрическая мощность определяется тепловой нагрузкой и не может быть изменена без соответствующего изменения теплового потребления. Такой режим характерен для турбин типа Р, ПР, ТР и возможен в турбоустановках типа П, ПТ при работе с закрытой регулирующей диафрагмой

отопительного отбора и охлаждении конденсатора подпиточной водой. Изменение нагрузки турбины при работе по тепловому графику осуществляется за счет изменения расхода свежего пара на турбоустановку регулирующими клапанами парораспределения ЧВД.

Режим работы по тепловому графику характерен высокой экономичностью, поскольку вся электроэнергия вырабатывается на тепловом потреблении.

Одним из частных режимов работы теплофикационных турбин типа Т и ПТ по тепловому графику является работа с охлаждением конденсатора циркуляционной водой при закрытой регулирующей диафрагме отопительного отбора и минимально возможным расходом пара в конденсатор, необходимым для обеспечения охлаждения ступеней низкого давления (НД). При работе турбины в таком режиме потери тепла в конденсаторе будут минимальны и определяются расходом пара через зазоры закрытой регулирующей диафрагмы. Однако последние ступени НД при этом чаще всего работают в «вентиляционном» режиме, т.е. с потреблением мощности. В таком случае энтальпия и температура пара выше на выходе из «вентилирующих» ступеней, чем на входе в них, что иногда приводит к превышению максимально допустимой температуры выхлопного патрубка турбины. Проблема решается установкой системы охлаждения (мелкодисперсный впрыск воды за последней ступенью НД), однако все указанные факторы приводят к снижению экономичности турбоустановки.

Режимы работы турбины по электрическому графику с независимым заданием электрической и тепловой нагрузок, возможны в том случае, когда теплота отработавшего пара может быть отдана не только тепловому потребителю, но и охлаждающей циркуляционной воде. Иначе говоря, при заданной электрической нагрузке часть полезно не использованного потребителями тепла должна быть отведена с охлаждающей водой в окружающую среду.

Таким образом, наличие конденсатора в турбинах типов Т и ПТ, охлаждаемого циркуляционной водой, позволяет увеличить электрическую нагрузку сверх вырабатываемой на тепловом потреблении за счет увеличения пропуска пара в конденсатор.

Итак, мы показали, что отвод тепла в конденсаторах турбин ТЭС обусловлен необходимостью обеспечения замкнутости цикла, отсутствием теплового потребителя, режимом работы турбин по тепловому или электрическому графику, обеспечением маневренности турбины, необходимостью охлаждения последних ступеней ЧНД при малых расходах пара в конденсатор.

Исходя из указанных причин, проведем анализ технической возможности и целесообразности применения парокompрессионных тепловых насосов для утилизации тепловых сбросов конденсаторов ТЭС.

Случай с отсутствием теплового потребителя нет смысла рассматривать, т.к. очевидно, что совершенно бессмысленно утилизировать сбросное тепло с помощью теплового насоса, если оно никому не нужно.

Неиспользуемый сброс тепла также может быть обусловлен работой турбин по электрическому графику нагрузок. Это значит, что в данном случае станция должна, прежде всего, выдерживать существующий график электропотребления, регулируя выработку электроэнергии расходом пара на турбину и изменением величины пропуска пара в конденсатор, а возможный отпуск тепла является производной и определяется как величиной выработки электроэнергии, так и тепловой нагрузкой. Парокompрессионный тепловой насос, потребляющий электроэнергию для привода компрессора N_{TH} и вырабатывающий тепло, уменьшает количество вырабатываемой

электроэнергии турбиной на эту же величину N_3^{TH} , что противоречит условию выдержки графика электропотребления. Компенсировать N_3^{TH} возможно путем увеличения выработки электроэнергии турбиной, что достигается увеличением расхода свежего пара и соответствующим увеличением пропуска пара в конденсатор. В этом случае получаем «цепную реакцию», когда утилизация тепловых сбросов конденсатора приводит к возникновению новых потерь тепла.

В случае работы турбины по тепловому графику ситуация совсем иная. Покрытие базовых тепловых нагрузок на ТЭЦ осуществляется, как правило, теплофикационными отборами пара давлением 1,2 ата. При так называемых пиковых режимах, когда тепловая мощность теплофикационных отборов не может покрыть увеличивающуюся тепловую нагрузку, в работу включаются водогрейные котлы или пиковые бойлеры, питающиеся паром производственного отбора (давлением 8–13 ата). Использование пара таких высоких параметров для целей теплофикации или включение в работу водогрейных котлов, в которых сжигается топливо без выработки электроэнергии крайне неэкономично. Как уже было отмечено выше, в теплофикационных турбинах всегда имеется минимально необходимый пропуск пара в конденсатор, однако на практике стараются обеспечить расход пара в несколько раз больше этого значения для снижения эффекта вентиляции и сохранения нормальных условий работы ступеней ЧНД, приводящий, однако, к неизбежным потерям тепла. Если с помощью теплового насоса утилизировать это тепло и использовать его для предварительного подогрева обратной сетевой воды, а затем догреть сетевую воду до температуры в прямой магистрали паром теплофикационного отбора, то становится возможным либо увеличить присоединенную тепловую нагрузку ТЭЦ, либо заместить часть тепловой мощности неэкономичной пиковой ступени (водогрейного котла или отбора пара производственных параметров) без дополнительного расхода топлива. Кроме того, применение теплового насоса позволяет улучшить вакуум за счет подачи заохлажденной до +5...+10 °С воды во встроенный пучок конденсатора. Расчеты показывают, что путем снижением вакуума возможно добиться практически полного исключения вентиляционных потерь при малых расходах пара в ЧНД и, как следствие, обеспечить выработку дополнительной мощности, остановить часть циркуляционных насосов ТЭЦ и отказаться от применения системы охлаждения выхлопного патрубка турбины.

Что касается конденсационных турбин, здесь также возможно эффективное применение ТН. Турбины этого типа предназначены прежде всего для выработки электроэнергии, весь отработанный пар поступает в конденсатор и тепло его полезно не используется. В мощных конденсационных турбоустановках возможно также покрытие тепловой нагрузки, которая очень незначительна (это в основном собственные нужды станции, отопление и горячее водоснабжение прилегающих поселков) и осуществляется путем организации нерегулируемых отборов пара сверх регенерации. Так, например, для турбины К-210-130 ЛМЗ основной подогреватель сетевой воды (ПСВ1) питается паром из пятого отбора давлением 0,27 МПа (2,77 ата), максимально допустимый отбор пара на подогреватель составляет 25 т/ч. Пиковый подогреватель сетевой воды питается паром четвертого отбора давлением 0,63 МПа (6,44 ата), а максимально допустимый отбор пара равен 20 т/ч. Таким образом, суммарная максимально возможная тепловая нагрузка нерегулируемых теплофикационных отборов турбины К-210-130 составляет всего лишь 26 Гкал/ч. Для покрытия большей тепловой нагрузки используются соответственно отборы пара несколько турбин или водогрейные котлы. Известно достаточно много случаев, когда

конденсационные турбины реконструировали с организацией как регулируемых, так и дополнительных нерегулируемых отборов пара для целей теплофикации в условиях возросших тепловых нагрузок. При этом существенное повышение экономичности работы сопряжено со значительными конструктивными изменениями в проточной части и компоновке турбоустановки, а также ухудшением маневренности турбины. Применение теплового насоса для утилизации сбросного тепла и предварительного подогрева сетевой воды позволит увеличить тепловую мощность турбоустановки без реконструкции ее проточной части при сохранении маневренности. Возможен также вариант увеличения конденсационной выработки электроэнергии за счет предварительного подогрева обратной сетевой воды тепловым насосом и, как следствие, замещения части нерегулируемого теплофикационного отбора пара высоких параметров (6,44 и 2,77 ата) с пропуском его в конденсатор и выработки дополнительной электрической мощности.

Подытожив всё вышесказанное, можно сделать вывод о возможности в ряде случаев эффективного применения парокompрессионных ТН на ТЭС, определяемой особенностями станции, типом энергетического оборудования, режимом его работы. При этом необходимо выполнение следующих условий:

- Наличие потребителя тепла.
- Наличие низкопотенциального источника тепла, непригодного к непосредственному использованию потребителями.
- Отпуск тепла от ТН требуемого температурного потенциала.
- Обеспечение максимально эффективной работы парокompрессионного ТН (максимального коэффициента преобразования COP).

Экономическая целесообразность применения парокompрессионных тепловых насосов должна быть определена с учетом соответствующих расчетов.

Список литературы: 1. Бененсон Е.И., Иоффе Л.С. Теплофикационные паровые турбины / Под ред. Д.П. Бузина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 272 с.: ил. 2. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции: учебник для вузов / Под ред. В.Я. Гиршфельда. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.: ил. 3. Технические условия ТУ 108-932-80. Турбина паровая стационарная конденсационная без регулируемых отборов пара К-210-130-3, К-210-130-6 // Производственное объединение турбостроения «Ленинградский металлический завод», 1977. 4. Рей Д., Макмайкл Д. Тепловые насосы: Пер. с англ. – М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с., ил.

© Левин М.М., Яковлев А.И., Кобцев О.М., Панов В.В., 2010
Поступила в редколлегию 15.02.10