

и при длине факела, равной длине печи. Время реверса в пределах, характерных для работы регенеративных горелок, на равномерность нагрева садки по длине печи практически не влияет.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Сезоненко Б. Д., Орлик В. Н., Алексеенко В. В. Повышение эффективности использования природного газа при отоплении промышленных печей регенеративными горелками // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1996. – № 1. – С. 14–18.
2. Губинский В. И. Metallургическая теплотехника на пороге столетий. Современные проблемы металлургии: Сб. науч. тр. – Днепропетровск, 1999. – Вып. 1. – С. 197–207.
3. Затопляев Г. М., Еремин А. О. Теплотехническое испытание нагревательной печи с регенеративными горелками // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 2000. – № 3. – С. 85–87.
4. Хоучен Лян. Современное состояние и перспективы развития высокопроизводительных регенеративных печей (ВРП) в КНР: Сб. науч. тр. ГМетАУ (Энергетика. Metallургия): В 2-х т. – Т. 1. – Днепропетровск: ГМетАУ, 1999. – С. 195–199.
5. Еремин А. О. Математическая модель регенеративной камерной печи с учетом условий выгорания топлива и реверса печных газов: Сб. науч. тр. НМетАУ. – Днепропетровск: НМетАУ, 2000. – С. 40–43.
6. Губинский В. И., Лу-Чжун-У. Теория пламенных печей. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.
7. Еремин А. О., Губинский В. И. Влияние условий сжигания топлива на равномерность нагрева садки в камерных печах с регенеративными горелками // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 2000. – № 2. – С. 97–99.

Представлена кафедрой теплофизики  
и экологии металлургических печей

Поступила 4.09.2001

УДК 621.316

## МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЫБОРА ТИПА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ДЛЯ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПГУ УТИЛИЗАЦИОННОГО ТИПА СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ

Канд. техн. наук, доц. ЯКОВЛЕВ Б. В.,  
инженеры ЛЕВШИН Н. В., ЧАПАЙКИНА Н. Г.

*РУП «БелНИПИэнергопром»*

Канд. техн. наук КАЧАН С. А.

*Белорусская государственная политехническая академия*

Теплофикационные ПГУ средней мощности могут найти широкое применение для энергоснабжения небольших городов и промышленных комплексов. В составе таких ПГУ используются ГТУ мощностью 20—50 МВт.

Котлы-утилизаторы (КУ) теплофикационных ПГУ средней мощности, как правило, выполняются одноконтурными и имеют на выходе поверхность сетевого подогревателя (СП). Учитывая небольшую мощность паро-

вых турбин для таких ПГУ, давление вырабатываемого в КУ пара составляет обычно 3,5 МПа.

В КУ теплофикационных ПГУ можно предусматривать дожигание топлива перед поверхностью сетевого подогревателя. При этом по сравнению с вариантом установки пиковых водогрейных котлов (ПВК) снижаются капитальные вложения в строительство ТЭЦ. Одновременно, несмотря на некоторое увеличение температуры уходящих газов при работе КУ с дожиганием топлива, возможно повысить тепловую экономичность, так как дожигание топлива производится в среде уходящих газов, т. е. практически без увеличения их объема.

Сказанное подтверждается опытом работы ПГУ в г. Дрездене (ФРГ) [1].

Как было показано в работах кафедры ТЭС БГПА [2], наиболее полным и однозначным критерием системной эффективности теплофикационных ПГУ является относительная экономия топлива против схемы замещения (раздельной схемы энергоснабжения), которая находится как

$$\Delta \bar{B}_{\text{эк}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{н}} b_{\text{зам}} + Q_{\text{ПГУ}} b_{\text{кот}}}{B_{\text{ПГУ}}} - 1, \quad (1)$$

где  $N_{\text{ПГУ}}^{\text{н}}$ ,  $Q_{\text{ПГУ}}$  – электрическая мощность «нетто» и отпуск теплоты от ПГУ;

$B_{\text{ПГУ}}$  – расход топлива на ПГУ (при отсутствии дожигания топлива расход его в камеру сгорания (КС) ГТУ);

$b_{\text{зам}}$ ,  $b_{\text{кот}}$  – удельный расход топлива на отпуск электроэнергии от замещающей КЭС энергосистемы и теплоты от замещающей котельной.

При сопоставлении эффективности ПГУ с различным составом оборудования, в частности при изменении типа паровой турбины, выбор абсолютных величин  $b_{\text{зам}}$  и  $b_{\text{кот}}$  не имеет принципиального значения. В расчетах принимается  $b_{\text{зам}} \approx 0,32$  т у. т./ (МВт.ч), как для паротурбинных КЭС сверхкритического давления, и  $b_{\text{кот}} \approx 0,170$  т у. т./ Гкал.

В перспективе при появлении в энергосистеме значительного количества конденсационных ПГУ значение  $b_{\text{зам}}$  можно принимать равным удельному расходу топлива на отпуск электроэнергии от этих ПГУ.

Стремление снизить капитальные вложения в ПГУ и повысить их тепловую экономичность обуславливает применение в ряде случаев паровых турбин с противодавлением (ППТ). Например, в состав ПГУ Оршанской ТЭЦ включена ППТ типа Р-12-3,5/0,6 с противодавлением 0,6 МПа.

Однако такое решение оправдано только при работе ПГУ с полной тепловой нагрузкой в течение всего года. В противном случае, при работе ПГУ в периоды провала тепловых нагрузок с частичной мощностью, происходит резкое снижение их экономичности и системной эффективности. В особенности это относится к случаю применения одновальных ГТУ с постоянным числом оборотов компрессора.

Так, по данным исследований характеристик ПГУ Оршанской ТЭЦ [2], при снижении тепловой нагрузки этих ПГУ до 50 % номинальной относительная экономия топлива  $\Delta \bar{B}_{\text{эк}}$  уменьшается почти до нуля, т. е. при

дальнейшем снижении тепловой нагрузки использование ПГУ становится не оправданным. Объясняется это тем, что при существенном снижении мощности ГТУ приходится применять неэкономичный способ регулирования их нагрузки за счет уменьшения начальной температуры газов, что приводит к резкому снижению электрического КПД ГТУ.

Для получения максимальной системной эффективности теплофикационных ПГУ с ППТ в первую очередь необходимо обеспечивать возможность их работы на всех режимах с номинальной мощностью. Для достижения этой цели возможна подача избыточного количества получаемого в КУ пара на впрыск в камеру сгорания (КС) ГТУ [3]. При этом за счет реализации «встроенного» в ГТУ паросилового цикла зависимость  $\Delta \bar{B}_{\text{эк}}$  от тепловой нагрузки ПГУ становится более пологой и можно обеспечить достаточно высокую системную эффективность теплофикационных ПГУ в широком диапазоне их тепловой нагрузки.

Недостатком такого решения является потеря конденсата подаваемого на впрыск в КС пара и необходимость восполнения ее обессоленной водой. Поэтому применение энергетического впрыска пара в КС ГТУ необходимо сочетать с разработкой и внедрением системы конденсации водяных паров из уходящих газов после КУ. В результате получим схему контактной ПГУ типа «Водолей» разработки НПО «Машпроект» (г. Николаев) [4].

Такие ПГУ, в особенности в случае обеспечения условий для полезного использования теплоты конденсации водяных паров, представляются достаточно перспективными [5].

В ПГУ, работающих по схеме «Водолей», паровая турбина может отсутствовать или возможна установка турбины с противодавлением под обеспеченную нагрузку внешнего теплопотребления.

При применении ГТУ, не рассчитанных на увеличенный впрыск пара в КС, повышение эффективности ПГУ с ППТ при частичных тепловых нагрузках можно обеспечить за счет частичного или полного отключения СП и соответствующего увеличения электрической мощности ГТУ.

Эффективность такого решения обусловлена тем, что теплофикационные ПГУ с ППТ работают с приростом удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении  $dW \gg 1$ . Поэтому фактическое значение прироста расхода топлива на дополнительный отпуск теплоты

$$dB_{\text{т}} = dB_{\text{ПГУ}} - dWb_{\text{зам}} \quad (2)$$

будет, как правило, отрицательным ( $dB_{\text{ПГУ}}$  – прирост расхода топлива на ПГУ при увеличении ее тепловой нагрузки).

Сказанное выше подтверждено исследованиями, проведенными нами применительно к ПГУ Оршанской ТЭЦ.

На рис. 1 показаны зависимости  $\Delta \bar{B}_{\text{эк}} = f(Q_{\text{ПГУ}})$ , полученные расчетным путем на основе анализа данных фирмы ALSTHOM, для случая работы ПГУ этой ТЭЦ в составе одной ГТУ при температуре наружного воздуха  $t_{\text{н}} = 15$  °С.

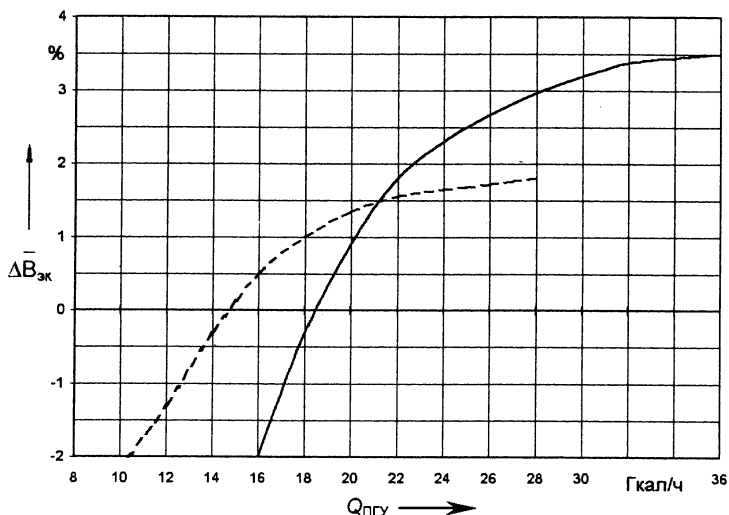


Рис. 1. Показатели системной эффективности ПГУ при работе с включенным (сплошные линии) и отключенным (штриховые линии) сетевым пучком КУ ( $t_n = 15^\circ\text{C}$ )

Как видно из рис. 1, значения  $\Delta \bar{B}_{\text{эк}}$  для частичных тепловых нагрузок ПГУ в случае отключения СП (пунктирная линия) оказываются выше, чем при нахождении СП в работе, а предельно малая величина тепловой нагрузки, при которой  $\Delta \bar{B}_{\text{эк}} = 0$ , снижается примерно на 20 %.

Нетрудно показать, что режим использования СП должен быть таким, чтобы мощность ГТУ равнялась номинальной для заданного значения температуры наружного воздуха.

Следует отметить, что ПГУ Оршанской ТЭЦ включает паровую турбину с достаточно высоким противодавлением, равным 0,6 МПа. Очевидно, что в случае установки ППТ с меньшей величиной противодавления значения приростов  $dW$  будут возрастать, а эффект от отключения СП при малой тепловой нагрузке ПГУ – увеличиваться.

Таким образом, теплофикационные ПГУ с ППТ с учетом частичного или полного отключения СП в период провала тепловых нагрузок можно рассматривать как альтернативу применению в их составе паровых турбин с конденсацией пара (типа Т или ПТ).

При установке паровой турбины с конденсацией пара капитальные вложения в ПГУ возрастут на величину  $K_{\text{нд}}$ , включающую стоимость как части низкого давления паровой турбины, так и системы технического водоснабжения. Однако в этом случае теряемая при отключении СП теплота  $\Delta Q_{\text{сп}}$  будет полезно использоваться в паротурбинном конденсационном цикле с КПД  $\eta_{\text{ПТУ}}$ , что обеспечит определенную экономию топлива в энергосистеме.

С учетом этого условие выгодности установки турбин с конденсацией пара запишется в виде

$$\tau_{\text{пр}} (\Delta Q_{\text{сп}} \eta_{\text{ПТУ}} - N_{\text{цн}}) b_{\text{зам}} \Pi_{\text{т}} m_{\text{д}} > K_{\text{нд}}, \quad (3)$$

где  $\tau_{\text{пр}}$  – длительность провала в течение года тепловых нагрузок, когда приходится снижать тепловую мощность КУ на величину  $\Delta Q_{\text{сп}}$ ;

$N_{\text{цн}}$  – средняя мощность циркуляционных насосов;

$\text{Ц}_T$  – цена используемого топлива;

$m_d$  – масштабный коэффициент дисконтирования прибыли за срок службы ПГУ  $T_{\text{сл}}$  к моменту начала ее строительства.

Как известно,

$$m_d = \sum_{t=1}^{T_{\text{сл}}} \frac{1}{(1 + D)^{T_{\text{стр}} + t}}, \quad (4)$$

где  $D$  – ставка дисконтирования;

$T_{\text{стр}}$  – срок строительства объекта.

На основе теории рядов в [6] было показано, что

$$m_d = \frac{(1 + D)^{T_{\text{сл}}} - 1}{(1 + D)^{T_{\text{стр}}} D (1 + D)^{T_{\text{сл}}}}. \quad (5)$$

Так как значение  $K_{\text{нд}}$  для ПГУ средней мощности относительно невелико, можно принимать  $T_{\text{стр}} = 1$  год. Тогда при  $D = 0,1$  и обычно принимаемой величине  $T_{\text{сл}} = 20$  лет из (5) получим величину  $m_d = 7,7$ .

Как видно из (3), экономическая целесообразность установки паровых турбин с конденсацией пара определяется следующими факторами:

величиной дополнительных капитальных вложений  $K_{\text{нд}}$ ;

длительностью сезонного провала тепловых нагрузок  $\tau_{\text{пр}}$ ;

степенью необходимого отключения СП (величиной  $\Delta Q_{\text{сп}}$ ) в провал тепловых нагрузок;

параметрами пара перед паровой турбиной и определяемой ими величиной  $\eta_{\text{ПТУ}}$ ;

стоимостью используемого топлива  $\text{Ц}_T$ .

Анализ показывает, что если требуется полное выключение СП, а величина  $\tau_{\text{пр}}$  превышает 3000—3500 часов, то, как правило, выгодной будет установка паровых турбин с конденсацией пара.

При полном отключении СП величина  $\Delta Q_{\text{сп}}$  в (3) равна фактической нагрузке сетевого подогревателя  $Q_{\text{сп}}$ . Значение последней определяется характеристиками ГТУ и КУ и в случае одноконтурных КУ составляет около 30 % от тепловой мощности КУ, или примерно 50 % от мощности ГТУ.

Если в структуре тепловых нагрузок ПГУ преобладает нагрузка в горячей воде, то следует устанавливать паровые турбины с теплофикационным противодавлением (ухудшенным вакуумом). При этом можно использовать серийные турбины типа Т или ПТ с удаленными одной-двумя последними ступенями.

Такие турбины в отопительный период работают с подогревом в конденсаторе сетевой воды при давлении отработавшего пара около 0,03 МПа, а в летний период конденсатор переводится на циркуляционную воду и работает с давлением на уровне 0,01 МПа.

В результате не только увеличивается теплофикационная выработка электроэнергии в отопительный период, в том числе и за счет возможности организации ступенчатого (конденсатор – сетевой подогреватель) подогрева сетевой воды, но и уменьшается необходимая для обеспечения конденсационного режима турбины величина дополнительных капитальных вложений  $K_{нд}$ . В данном случае значение  $K_{нд}$  определяется только стоимостью системы циркуляционного водоснабжения. Поэтому конденсационный режим паровой турбины оправдывается уже при относительно небольшой величине  $\Delta Q_{сп}$ .

Естественно, что величина провала тепловых нагрузок, при которой выгодна установка паровых турбин с конденсационной частью, существенно зависит от вида системы технического водоснабжения. Она будет минимальной при возможности применения прямоточной системы водоснабжения и максимальной – при необходимости применения оборотных систем с сухими вентиляторными градирнями.

Выше была показана экономическая целесообразность частичного или полного отключения СП КУ при сниженных тепловых нагрузках ПГУ с ППТ, в которых используются одновальные ГТУ. В случае применения многовальных ГТУ, например разработки НПО «Машпроект», при снижении их электрической мощности уменьшается число оборотов компрессорного вала и соответственно расход воздуха через него. Поэтому при уменьшении тепловой нагрузки ПГУ с такими ГТУ вынужденное снижение начальной температуры газов и электрического КПД ГТУ получается меньшим. В связи с этим отключение СП КУ для ПГУ с такими ГТУ может быть экономически не оправданным.

Однако методические основы выбора типа паровых турбин останутся неизменными. При этом в уравнение вида (3) вместо  $\Delta Q_{сп}$  необходимо подставить соответствующее значение увеличения тепловой мощности котла-утилизатора  $\Delta Q_{ку}$ .

## ВЫВОДЫ

1. Рассмотренные методические принципы выбора профиля паровых турбин для теплофикационных ПГУ утилизационного типа основаны на том, что максимум системной эффективности таких установок отвечает условию наибольшей степени использования электрической мощности ГТУ.

2. Частичное или полное отключение сетевых пучков КУ при частичных тепловых нагрузках ПГУ с одновальными ГТУ способствует расширению области применения в схемах таких ПГУ паровых турбин с противодавлением.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Brinkmann K., Kaufmann U. Das GUD – Heizkraftwerk Dresden Nossener Bruke – Einfluß der Betriebsweise auf die Auslegung / Beitragsmanuskripte I Zum XXVI Kraftwerkstechnisches Kolloquium am 08 und 09 November 1994 in Dresden. – S. 78–96.
2. Качан А. Д., Качан С. А. Оптимизация режимов работы утилизационных ПГУ с противодавленческими паровыми турбинами // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2000. – № 3–4. – С. 72–76.

3. Katschan A., Chicheja P. Auswahl der Parameter und der Lastregelungsweise für die Gasturbinenanlagen mit Abhitzeessel und GuD – Anlagen mit Gegendruck – dampfturbinen / Beitragsmanuskripte I Zum XXVI Krautwerkstechnisches Kolloquium am 08 und 09 November 1994 in Dresden. – S. 197–200.

4. Романов В. И., Кривуца В. А. Комбинированная газотурбинная установка мощностью 16–25 МВт с утилизацией теплоты уходящих газов и регенерацией воды из парогазового потока / Промышленная теплотехника, том 17, Институт технической теплофизики НАН Украины. – Киев, 1995. – С. 89–96.

5. Качан А. Д., Седнин В. А., Качан С. А. О перспективах применения комбинированных парогазовых установок // Энергоэффективность. – 2000. – № 7. – С. 20–21.

6. Качан С. А. Структурно-параметрическая оптимизация теплофикационных ПГУ: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Мн.: БГПА, 2000. – 21 с.

Представлена научной  
секцией НТС РУП  
«БелНИПИэнергопром»

Поступила 4.09.2001

УДК 669.012.9

## ОСВОЕНИЕ ТЕХНОЛОГИИ НАГРЕВА НЕПРЕРЫВНОЛИТЫХ ЗАГОТОВОК В ПЕЧИ СТАНА 150 РУП «БМЗ»

Докт. техн. наук, проф. ТИМОШПОЛЬСКИЙ В. И.,  
канд. техн. наук ФИЛИППОВ В. В., инж. ТИЩЕНКО В. А.,  
канд. техн. наук, проф. ТРУСОВА И. А., асп. БИОХ И. Г.

*Республиканское унитарное предприятие «Белорусский металлургический завод»,  
Белорусская государственная политехническая академия*

В сентябре 2000 г. на Республиканском унитарном предприятии «Белорусский металлургический завод» досрочно пущен в эксплуатацию стан 150, предназначенный для увеличения производства высококачественной катанки с 150000 до 320000 т в год, исходя из сортаментной номенклатуры.

В состав комплекса оборудования стана 150 входит уникальная нагревательная печь с шагающим подом, отличительной особенностью которой является переворот заготовки (кантовка) на  $360^\circ$  в рабочем пространстве печи. Печи данной конструкции внедряются в линиях прокатных станов в мире только последние 2–3 года, и в настоящее время в области металлургической теплотехники их функционирует не более 5–7 штук.

В работе приведены результаты исследований тепловой работы печи стана 150, которые публикуются впервые и представляют практический и теоретический интерес в первую очередь в связи с оригинальной конструкцией печной установки.

Нагревательная печь стана 150 (рис. 1) предназначена для нагрева непрерывнолитых заготовок с номинальным сечением  $125 \times 125$  мм и  $163 \times 163$  мм длиной от 10 до 12 м. Посад и выдача металла производятся с боковых сторон печи. В соответствии с расположением и монтажом газогорелочных устройств печь разделена на три зоны: предварительного нагрева; нагрева; выдержки с числом горелок 4, 6, 8 соответственно.