



С.П. Пантилеев, В.С. Мальшев
 Мурманский государственный технический университет

ОХЛАЖДЕНИЕ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ ТЭЦ ХОЛОДОМ СПГ И ХОЛОДОМ ПРИРОДНОГО ГАЗА ПОСЛЕ ТУРБОДЕТАНДЕРА

В качестве топлива в современной энергетике все более широкое применение получает сжиженный природный газ (СПГ). Объясняется эта тенденция интенсивным развитием производства и доставки природного газа (ПГ) в форме СПГ, что обусловлено его компактностью ($1 \text{ м}^3 \text{ СПГ}$ эквивалентен $600 \text{ м}^3 \text{ ПГ}$) и связанного с этим удобством доставки судами (газовозами), железнодорожными и автомобильными криогенными емкостями. Непосредственное использование СПГ на ТЭС требует его регазификации, что представляется для предприятия проблемным, так как приводит к усложнению схемы ГРП ТЭС. Нами предлагается технология регазификации с использованием «потенциала холода» СПГ, включив этот процесс в технологический цикл в качестве охлаждающего агента оборотной воды ТЭС. Авторами рассмотрены два варианта выполнения установки охлаждения оборотной воды ТЭС: используя потенциал холода собственно СПГ и холода регазифицированного ПГ, прошедшего через турбодетандерный агрегат. В установке магистральный газ при расширении в детандере совершает полезную работу и охлаждается с одновременным производством электроэнергии. Применение установок для ТЭЦ, работающих на СПГ и на природном газе, позволит не только повысить эффективность работы ТЭС, но и уменьшить плату за водопотребление и тепловые выбросы.

Сжиженный природный газ (СПГ), автономная регазификация СПГ, турбо-детандерный агрегат, электрогенератор, газорегулировочная станция, система оборотного водоснабжения, коммерческая привлекательность.

Рассмотрим в качестве примера работу ТЭЦ в одном сибирском городе. ТЭЦ стоит на берегу реки Обь. Охлаждающая конденсаторы турбин вода берется из реки и после использования обратно возвращается в нее подогретой. Оплата за водопользование производится по показаниям счетчика из расчета 2,7 рубля за кубический метр забираемой воды. Налог на водопользование ТЭЦ в год составляет около 100 млн рублей, кроме того, ТЭЦ оплачивает налог за тепловые выбросы.

Известные и широко применяемые технологии охлаждения с использованием градирен или собственных брызгательных прудов, которые позволяют существенно снизить налоги на водопотребление и тепловые выбросы, часто затруднены из-за отсутствия необходимой для их размещения площади.

В работе рассмотрены предложения использования для охлаждения оборотной воды потенциала холода СПГ и холода природного газа, прошедшего через турбодетандерный агрегат в газораспределительном пункте (ГРП) ТЭЦ.

Рассмотрим работу оборотной системы охлаждения конденсаторов означенной ТЭЦ в самое не благоприятное для нее летнее время.

Данные для расчета, взятые из режимной карты ТЭЦ:

Температура воды в летнее время $t_{в1}=20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Максимальная тепловая мощность конденсатора в летнее время $Q_{\text{max}}=500 \text{ Гкал/ч}$.

Температура насыщения пара в конденсаторе $t_{\text{кон}}=36 \text{ }^\circ\text{C}$, что соответствует давлению $p_{\text{н}}=5,5 \text{ кПа}$.

Температура обратной воды при максимальной нагрузке составляет $t_{в2}=32 \text{ }^\circ\text{C}$.

Расход речной воды $G_{\text{max}} = 32 \text{ 000 м}^3/\text{ч} = 8889 \text{ кг/с}$, $G_{\text{min}} = 5000 \text{ м}^3/\text{ч} = 1389 \text{ кг/с}$.

Мощность каждого из 5 насосов $N = 2,5 \text{ МВт}$, подача $G = 28000 \text{ м}^3/\text{ч}$, рабочее давление $P_{\text{р1}}=1,6 \text{ МПа}$. Статическое давление (перепад высот) $\Delta P_{\text{ст}}=0,4 \text{ МПа}$. Насосы подключаются по мере необходимости при изменении нагрузки.

Длина подающей трубы $2 \times 1000 \text{ м}$.

Диаметр подающей трубы $2 \times 2000 \text{ мм}$. Площадь сечения обратного сдвоенного прямоугольного канала $2,5 \times 2 \text{ м}$, его длина 800 м .

Водозабор расположен в стороне от р. Обь в Яринской протоке. Скорость течения в Яринской протоке $0,1-0,3 \text{ м/с}$, река Обь находится на расстоянии 1 км от водозабора. Размеры канала ограничены.

Проведем экономическую оценку возможных вариантов использования холода СПГ при работе ТЭЦ в летний период. Рассмотрим два сценария:

первый – уменьшение расхода оборотной воды через конденсатор при существующем тепловом режиме работы конденсатора;

второй – увеличение КПД ПТУ при прежнем расходе оборотной воды через конденсатор, охлажденной холодом СПГ.

Оценим существующую тепловую мощность конденсаторов, которая составит:

$$Q_2 = P_{\text{кон}} = G_{\text{max}} (t_{в2} - t_{в1}) c_{в} = 8889 \cdot (32 - 20) \cdot 4,19 = 446 \text{ 838 кВт} = 447 \text{ МВт}.$$

При стандартном значении КПД ТЭЦ $\eta_{ТЭЦ} = 65\%$ половина потерь, как правило, приходится на потери тепла в конденсаторе, что составит $17,5\%$.

В этом случае тепловая мощность ТЭЦ составит:
 $Q_1 = P_{\text{кон}} (100/17,5) = 447 \cdot (100/17,5) = 2554 \text{ МВт}$.

Физические свойства СПГ:

Плотность сжиженного газа при атмосферном давлении: 420 кг/м^3 ;

Низшая теплота сгорания (при 0°C и $101,325 \text{ КПа}$): $35,2 \text{ МДж/м}^3$ (или $11\,500 \text{ ккал/кг} = 48\,185 \text{ кДж/кг}$).

Предложим использовать в качестве охлаждающего агента в конденсаторе воду, охлаждаемую СПГ, поставляемого в качестве топлива на ТЭЦ.

При заданной тепловой мощности ТЭЦ в 2554 МВт требуемый расход природного газа составит:

$$V_{ТЭЦ} = Q_{ТЭЦ} / (Q_{\text{н}} \cdot \eta_{ТЭЦ}) = 2554 / (48,185 \cdot 0,65) = 81,54 \text{ кг/с}.$$

Удельный потенциал холода СПГ при его регазификации, который можно использовать в качестве охлаждающего агента в конденсаторе, составляют скрытая теплота парообразования ($r = 510,5 \text{ кДж/кг}$ при $p = 0,1 \text{ МПа}$) и аккумулярованный в парах газа холод при его нагреве от состояния насыщения до температуры окружающей среды ($404,13 \text{ кДж/кг}$ при $T = 300 \text{ К}$), что в сумме составит **$914,63 \text{ кДж/кг}$** .

Таким образом, тепловая мощность, отнимаемая у оборотной воды ТЭЦ в конденсаторе за счет теплоты процесса регазификации СПГ, составит:

$$\Delta Q_2 = 81,54 \cdot 914,63 = 74,583 \text{ МВт}.$$

Указанный потенциал холода СПГ может обеспечить охлаждение оборотной воды при расходе, определенном из теплового баланса:

$$P_{\text{кон2}} = G_{\text{max2}} (t_{\text{в2}} - t_{\text{в12}}) c_{\text{в}} = G_{\text{max2}} \cdot [32 - (t_{\text{в12}} \cdot \Delta Q / G_{\text{max2}} \cdot c_{\text{в}})] \cdot 4,19 = 447 \cdot 10^3 \text{ кВт}$$

$$G_{\text{max2}} = 447 \cdot 10^3 / \{ [32 - (20 - 74,583 \cdot 10^3 / G_{\text{max2}} \cdot 4,19)] \cdot 4,19 \}$$

$$G_{\text{max2}} = 7407 \text{ кг/с}.$$

Следовательно, расход уменьшится от «штатного» значения 8889 кг/с на $16,7\%$.

Оценим изменение потребляемой циркуляционными насосами мощности вследствие уменьшения количества прокачиваемой воды и потерь на прокачку. В соответствии с формулой Дарси – Вейсбаха линейные потери напора зависят от квадрата скорости. В нашем случае динамический напор уменьшится в $(8889/7404)^2 = 1,44$ раза и составит:

$$\Delta P_{\text{дин2}} = (P_{\text{р1}} - \Delta P_{\text{ст}}) / 1,44 = (1,6 - 0,4) / 1,44 = 0,833 \text{ МПа}.$$

Необходимый напор насоса составит:

$$P_{\text{р2}} = \Delta P_{\text{ст}} + \Delta P_{\text{дин2}} = 0,4 + 0,833 = 1,233 \text{ МПа}$$

Напор уменьшится в $1,6 / 1,233 = 1,298$ раз.

При новом расходе и уменьшенном напоре каждый насос будет потреблять мощность в $(8889/7404) \cdot 1,298 = 1,575$ раза меньше номинальной. Для трех насосов мощностью каждый $2,5 \text{ МВт}$ мощность уменьшится до $2,5 \cdot 3 / 1,575 = 4,762 \text{ МВт}$. При тарифе на $1 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ в 3 рубля за летний период в 90 суток экономия составит:

$$(7500 - 4762) \cdot 3 \cdot 90 \cdot 24 = 17742857 \text{ рублей} = 17,74 \text{ млн рублей}.$$

При втором варианте, когда расход оборотной воды остается прежним, а температура воды снижается холодом СПГ на величину

$$\Delta t = \Delta Q / (G_{\text{max}} \cdot c_{\text{в}}) = 74,583 \cdot 10^3 / (8889 \cdot 4,19) = 2,0^\circ\text{C}.$$

Термический КПД ПТУ при $Q_1 = Q_{ТЭЦ} = 2524 \text{ МВт}$ определяется по формуле:

$$\eta_t = 1 - Q_2 / Q_1.$$

Для исходного варианта:

$$\eta_{\text{ис}} = 1 - Q_2 / Q_1 = 1 - 447 / 2554 = 0,825.$$

Для варианта с охлаждением от СПГ:

$$\eta_{\text{СПГ}} = 1 - Q_2 / Q_1 = 1 - (447 - 74,58) / 2554 = 0,844.$$

Термический КПД ПТУ увеличился на:

$$\Delta \eta_t = \eta_{\text{СПГ}} - \eta_{\text{ис}} = (0,844 - 0,825) / 2554 = 0,019 \text{ или } 1,9\%.$$

Температура отвода теплоты из такого цикла, также существенно влияющая на его экономичность, определяется температурой, охлаждающей воды источника водоснабжения. Углубление вакуума на 1 кПа повышает на 1% экономичность ПТУ.

При температуре насыщения пара в конденсаторе $t_{\text{кон}} = 36^\circ\text{C}$ без дополнительного охлаждения давление пара будет $59,3 \text{ кПа}$.

При температуре насыщения пара в конденсаторе $t_{\text{кон}} = 36 - 2,0 = 34^\circ\text{C}$ с дополнительного охлаждения давление пара будет $53,1 \text{ кПа}$.

Углубление вакуума составляет $6,1 \text{ кПа}$.

Экономичность ПТУ увеличится примерно на 6% .

Расход топлива ТЭЦ на каждую $Q_{ТЭЦ} = 1 \text{ МВт}$ в исходном варианте приходится:

$$V_{ТЭЦ1} = Q_{ТЭС} / (Q_{\text{н}} \cdot \eta_{ТЭЦ}) = 1 / (48,185 \cdot 0,438) = 0,0474 \text{ кг/с} = 170,6 \text{ кг/ч},$$

где $Q_{\text{н}} = 35,2 \text{ МДж/м}^3$ (или $11\,500 \text{ ккал/кг} = 48\,185 \text{ кДж/кг}$) – низшая теплота сгорания СПГ (при 0°C и $101,325 \text{ КПа}$);

$$\eta_{ТЭС} = \eta_t \cdot \eta_{\text{oi}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{к}} = 0,825 \cdot 0,8 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,92 = 0,438,$$

где $\eta_{ТЭС}$ – фактический КПД ТЭС;

η_{oi} – внутренний относительный КПД турбины;

$\eta_{\text{м}}$ – механический КПД турбогенератора;

$\eta_{\text{г}}$ – электрический КПД генератора;

$\eta_{\text{к}}$ – КПД котла.

Расход топлива ТЭЦ на каждую $Q_{ТЭЦ} = 1 \text{ МВт}$ в варианте с охлаждением от СПГ приходится:

$$V_{ТЭЦ2} = Q_{ТЭС} / (Q_{\text{н}} \cdot \eta_{ТЭЦ}) = 1 / (48,185 \cdot 0,448) = 0,0463 \text{ кг/с} = 166,8 \text{ кг/ч},$$

где $Q_{\text{н}} = 35,2 \text{ МДж/м}^3$ (или $11\,500 \text{ ккал/кг} = 48\,185 \text{ кДж/кг}$) – низшая теплота сгорания СПГ (при 0°C и $101,325 \text{ КПа}$);

$$\eta_{ТЭС} = \eta_t \cdot \eta_{\text{oi}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{к}} = 0,844 \cdot 0,8 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,92 = 0,448,$$

Экономия топлива на каждую $Q_{ТЭЦ} = 1 \text{ МВт}$:

$$\Delta V_{ТЭЦ} = V_{ТЭЦ1} - V_{ТЭЦ2} = 170,6 - 166,8 = 3,8 \text{ кг/ч}$$

При тарифе на 1 кг СПГ в 35 рублей за летний период в 90 суток экономия составит $2554 \cdot 3,8 \cdot 35 \cdot 90 \cdot 24 = 733713120 \text{ рублей} = 733,7 \text{ млн рублей}$.

Второй вариант при постоянном расходе оборотной воды через конденсатор предпочтительней. Экономия по затратам топлива во втором варианте превышает экономию затрат на электричество в первом варианте в $733,7 / 17,74 = 41,35$ раз. Мероприятия по

уменьшению расхода оборотной воды в сравнении с постоянным расходом и охлаждением ее от СПГ теряют всякую привлекательность, как экономически, так и технически (требуют применения двигателей с системой регулирования оборотов).

Также можно получить дополнительное количества электрической энергии и дополнительный холод для охлаждения оборотной воды используя открытый турбодетандерный цикл. Схема установки для его применения показана на рисунке 1.

Для работы ТЭЦ, как определено ранее, требуемый расход СПГ составит $V=81,54$ кг/с.

При этом расход жидкого СПГ $W_{СПГ}$:

$$W_{СПГ} = V/\rho_{СПГ} = 81,54/420 = 0,194 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Чтобы перевести СПГ из жидкого состояния в газообразное и получить дополнительную энергию, необходимо СПГ перекачать через подогреватели СПГ 1 и 2, подняв давление с 0,6МПа (в хранилище) до 2МПа.

Необходимая для этого мощность криогенного насоса составит:

$$N_{кн} = \Delta P W_{СПГ} / (\eta_n \cdot \eta_{\text{э}}) = (2-0,6) 10^6 \cdot 0,194 / (0,7 \cdot 0,95) = 4,126 \cdot 10^6 \text{ Вт} = \mathbf{0,408 \text{ МВт}},$$

где $\eta_n = 0,7$ – КРД насоса;

$\eta_{\text{э}} = 0,85$ – КРД электродвигателя.

Цикл нагрева СПГ, расширения ПГ в детандере и нагрева за детандером показан на диаграмме метана (рис. 2).

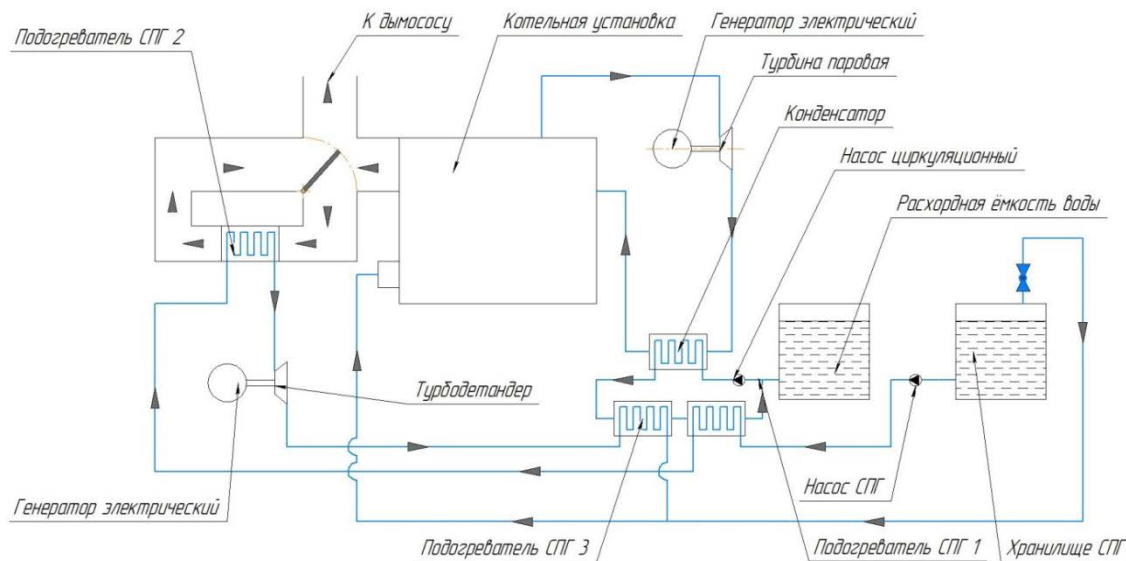


Рис. 1. Схема охлаждения оборотной воды ТЭЦ

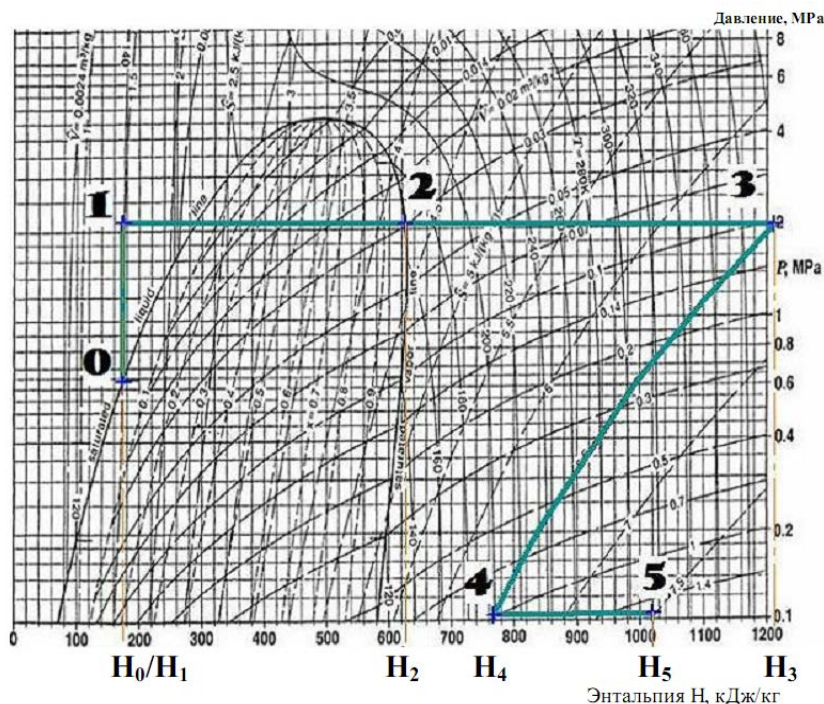


Рис. 2. Цикл нагрева СПГ, расширения ПГ в детандере и нагрева за детандером на диаграмме метана:
 0 – параметры СПГ в хранилище; 1 – параметры после перекачки криогенным насосом в подогреватель; 2 – параметры после испарения СПГ; 3 – параметры ПГ после нагрева перед турбодетандером; 4 – параметры после адиабатического расширения в турбодетандере; 5 – параметры ПГ после окончательного подогрева

От исходного состояния (точка «0») СПГ сжимается насосом до 2 МПа.

Далее от точки «1» до точки «2» происходит испарение СПГ в подогревателе 1 при температуре $-161\text{ }^{\circ}\text{C}$ и давлении 2 МПа за счет охлаждения оборотной воды. При этом рост энтальпии ΔH_2 составит:

$$\Delta H_2 = H_2 - H_1 = 622 - 295 = 327 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловая мощность первой части подогревателей 1:

$$N_{1п1} = \Delta H_2 \cdot V_{СПГ} = 327 \cdot 81,54 = 66\,664 \text{ кВт} = 66,664 \text{ МВт.}$$

В процессе от точки «2» до точки «3» происходит дальнейший подогрев ПГ в подогревателе 1 (соответствующее охлаждение оборотной воды), а затем подогрев ПГ продуктами сгорания котла в подогревателе 2 при давлении 2 МПа до температуры $110\text{ }^{\circ}\text{C}$. При этом увеличение энтальпии ΔH_3 составит:

$$\Delta H_3 = H_3 - H_2 = 1210 - 622 = 588 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловая мощность второй части подогревателя 1:

$$N_{1п2} = \Delta H_3 \cdot V_{СПГ,ТЭЦ} = 588 \cdot 81,54 = 47\,945 \text{ кВт} = 47,945 \text{ МВт.}$$

Тепловая мощность подогревателя 1:

$$N_{п1} = N_{1п1} + N_{1п2} = 66,664 + 47,945 = 114,609 \text{ МВт.}$$

Далее от точки «3» до точки «4» проходит адиабатическое расширение в турбодетандере до давления 0,1 МПа. При этом энтальпия ПГ снижается на:

$$H_4 = H_3 - H_4 = 1210 - 770 = 440 \text{ кДж/кг.}$$

Получаемая мощность электрического генератора:

$$N_{кп} = \Delta H_4 \cdot V_{СПГ} / (\eta_d \cdot \eta_g) = 440 \cdot 81,54 / (0,8 \cdot 0,95) = 47\,207 \text{ кВт} = 47,207 \text{ МВт.}$$

Эта энергия передается на собственные нужды ТЭЦ, чем увеличивает общий КПД ТЭЦ. Температура ПГ в результате расширения в турбодетандере снижается до $-73\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В процессе 4–5 идет подогрев ПГ при давлении 0,1 МПа в охладителе воды (подогревателе 3). При этом энтальпия увеличится на:

$$\Delta H_5 = H_5 - H_4 = 960 - 770 = 190 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловая мощность подогревателя 3:

$$Q_{3п} = \Delta H_5 \cdot V_{СПГ} = 190 \cdot 81,54 = 15\,493 \text{ кВт} = 15,493 \text{ МВт.}$$

Температура в точке «5» $23\text{ }^{\circ}\text{C}$, что достаточно для работы горелочных устройств котлов.

При тепловой мощности подогревателя 1 $N_{1п1} = 66,664 \text{ МВт}$ и подогревателя 3 $N_{3п} = 15,493 \text{ МВт}$ температура воды на выходе из конденсатора $t_{в2} = 32\text{ }^{\circ}\text{C}$, что позволит охладить воду до $28,51\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$t_{в1} = t_{в2} - (N_{1п} + N_{3п}) / (c_{в} \cdot G_{\max}) = 32 - (114\,609 + 15\,493) / (4,19 \cdot 8889) = 28,51\text{ }^{\circ}\text{C.}$$

где $c_{в} = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$ – теплоемкость воды.

То есть еще на $(32 - 28,51) = 3,49\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При температуре насыщения пара в конденсаторе $t_{кон} = 28,51\text{ }^{\circ}\text{C}$ с дополнительного охлаждения давление пара будет $41,09 \text{ кПа}$.

Общее углубление вакуума в сравнении с исходным положением составляет

$$59,3 - 41,09 = 18,21 \text{ кПа.}$$

Если считать, что углубление вакуума на 1 кПа повышает на 1 % экономичность ПТУ, то при охлаждении оборотной воды при постоянном расходе холодом СПГ и холодом ПГ, выходящим из турбодетандера экономичность ПТУ без учета всевозможных потерь увеличится на 18 %.

Чтобы реализовать цикл турбодетандера для расхода СПГ $V = 81,54 \text{ кг/с}$ учетом потерь в окружающую среду, необходимо от уходящих продуктов сгорания котла отобрать следующую тепловую мощность:

$$Q_{\text{пуг}} = Q_{1п2} / \varphi = 47845 / 0,95 = 50\,363 \text{ кВт} = 50,363 \text{ МВт.}$$

При сжигании 1 кг СПГ образуется:

$V_{\text{CO}_2} = 1,25 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ CO}_2$ (2,475 кг) при плотности $\rho_{\text{CO}_2} = 1,98 \text{ кг/м}^3$;

$V_{\text{H}_2\text{O}} = 2,675 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ H}_2\text{O}$ (2,14 кг) при плотности $\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 0,803 \text{ кг/м}^3$;

$V_{\text{N}_2} = 7,51 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ N}_2$ (5,82 кг) при плотности $\rho_{\text{N}_2} = 1,29 \text{ кг/м}^3$.

$V^0 = 9,42 \text{ м}^3/\text{м}^3$ – теоретически необходимый объем воздуха.

Объем продуктов сгорания на выходе из котла при $\alpha = 1,2$ составит:

$$V_{\text{г}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} + (\alpha - 1) \cdot 1,25 + 2,675 + 7,51 + (1,2 - 1) \cdot 9,42 = 13,31942 \text{ м}^3/\text{м}^3 = 18,58 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Парциальное давление водяных паров в продуктах сгорания $p_{100} = P_a (V_{\text{H}_2\text{O}} / V_{\text{г}}) = 0,1 (2,675 / 13,32) = 0,02 \text{ МПа}$.

Парциальное давление водяных паров в продуктах сгорания на линии насыщения при температуре $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $p_{30} = 0,004 \text{ МПа}$. Количество сконденсированной воды в подогревателе природного газа (ППГ) при охлаждении продуктов сгорания 1 кг газа до температуры $30\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$G_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} \rho_{\text{H}_2\text{O}} (1 - p_{30} / p_{100}) = 2,14 (1 - 0,004 / 0,02) = 1,712 \text{ кг/кг.}$$

При этом выделится количество теплоты:

$$Q_{\text{кон}} = V_{\text{г}} G_{\text{H}_2\text{O}} = 81,54 \cdot 2500 \cdot 1,712 = 349\,185 \text{ кВт} = 349,185 \text{ МВт.}$$

Это говорит о том, что даже теплоты конденсации водяных паров хватает для обеспечения работы цикла ($447\,000 > 349\,185$). Тепло конденсации водяных паров пойдет на нагрев газообразного СПГ, выходящего из подогревателя 1 от температуры $t_{\text{пг}} = 10$ до $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. При этом от продуктов сгорания будет передано СПГ следующее количество тепла:

$$Q_{\text{кон}}^{\text{ух}} = V_{\text{СПГ}} (20 - t_{\text{пг}}) = 81,54 \cdot 2,2 (20 - 10) = 1803 \text{ кВт,}$$

где $= 2,2 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$ – средняя теплоемкость ПГ.

Проверим, на сколько охладятся продукты сгорания от температуры уходящих газов $t_{\text{ух}} = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$ при работе цикла.

Энтальпия продуктов сгорания СПГ (на объем природного газа) без учета конденсации водяных паров при температуре $t_{\text{ух}} = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$ и коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,2$ по данным таблицы XVI [8] составит:

$$J_{\text{ППГ}} = J_{\text{Г1}}^0 + (\alpha - 1) J_{\text{В1}}^0 = 1753 + (1,2 - 1) 1501 = 2053 \text{ кДж/м}^3 = 2863 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия продуктов сгорания СПГ (на объем природного газа) без учета конденсации водяных паров при температуре за подогревателем $t_{\text{ппг2}}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ и коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1,2$ составит:

$$J_{\text{ппг2}}=J_{\text{Г2}}+(\alpha-1)J_{\text{В2}}=438+(1,2-1)375=513\text{ кДж/м}^3=715,5\text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия продуктов сгорания, используемая в цикле:

$$\Delta J=J_{\text{ппг1}}-J_{\text{ппг2}}=2863-715,5=2147,5\text{ кДж/кг.}$$

Необходимая разность энтальпий продуктов сгорания:

$$\Delta J_{\text{н}}=N_{\text{плг}}/B=50363/81,51=617,9\text{ кДж/кг.}$$

Это говорит о том, что работа цикла без тепла конденсации возможна, так как $\Delta J > \Delta J_{\text{н}}$.

Определим при какой части продуктов сгорания, проходящей через подогреватель 2 будет обеспечена их требуемая мощность. Составим уравнение теплового баланса:

$$\Delta J_{\text{н}}=x(J_{\text{ппг1}}-J_{\text{ппг2}})$$

$$x=\Delta J_{\text{н}}/(J_{\text{ппг1}}-J_{\text{ппг2}})=617,9/(2863-715,5)=0,288.$$

Тогда в трубу пойдет смесь с подсушенной частью с температурой $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ с долей 0,288 и часть с температурой $130\text{ }^{\circ}\text{C}$ с долей 0,712. Температура смеси будет:

$$t_{\text{см}}=30\cdot 0,288+130\cdot 0,712=101,2\text{ }^{\circ}\text{C.}$$

Это вполне удовлетворяет условия работы дымоходов и трубы (влажность уменьшилась в два раза).

Мощность дымососа уменьшится в $(130+273)/(101,2+273)=1,08$ раз.

Теплота, которая может быть «отнята» у оборотной воды ТЭЦ в конденсаторе за счет теплоты процесса регазификации СПГ, составит:

$$\Delta Q_2=81,54\cdot 914,63=74,583\text{ МВт.}$$

Теплота, которая может быть «отнята» у оборотной воды ТЭЦ в конденсаторе за счет теплоты (холода) ПГ, выходящего из турбодетандера будет равна тепловой мощности подогревателя 3:

$$Q_{3\text{п}}=\Delta H_5\cdot V_{\text{СПГ}}=190\cdot 81,54=15\,493\text{ кВт}=15,493\text{ МВт.}$$

Суммарная теплота, которая может быть «отнята» у оборотной воды ТЭЦ в конденсаторе:

$$Q_{\text{сум}}=\Delta Q_2+Q_{3\text{п}}=74,583+15,493=90,1\text{ МВт.}$$

Термический КПД ПТУ при $Q_1=Q_{\text{ТЭЦ}}=2524\text{ МВт}$ определяется по формуле:

$$\eta_{\text{т}}=1-Q_2/Q_1.$$

Для исходного варианта:

$$\eta_{\text{т}}=1-Q_2/Q_1=1-447/2554=0,825$$

Для варианта с охлаждением от СПГ при $Q_{2\text{СПГ}}=Q_2-Q_{\text{сум}}=447-90,1=356,9\text{ МВт}$:

$$\eta_{\text{тСПГ}}=1-Q_{2\text{СПГ}}/Q_1=1-356,9/2554=0,86$$

Термический КПД ПТУ увеличился на:

$$\Delta\eta_{\text{т}}=\eta_{\text{тСПГ}}-\eta_{\text{т}}=(0,86-0,825)/2554=0,0352\text{ или }3,52\%.$$

Расход топлива ТЭЦ на каждую $Q_{\text{ТЭЦ}}=1\text{ МВт}$ в варианте с охлаждением от СПГ приходится:

$$B_{\text{ТЭЦ}}=Q_{\text{ТЭЦ}}/(Q_{\text{н}}^{\text{р}}\cdot\eta_{\text{ТЭЦ}})=1/(48,185\cdot 0,456)=0,0454\text{ кг/с}=163,6\text{ кг/ч,}$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}=35,2\text{ МДж/м}^3$ (или $11\,500\text{ ккал/кг}=48\,185\text{ кДж/кг}$) – низшая теплота сгорания СПГ (при $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $101,325\text{ КПа}$);

$$\eta_{\text{ТЭЦ}}=\eta_{\text{т}}\cdot\eta_{\text{об}}\cdot\eta_{\text{м}}\cdot\eta_{\text{г}}\cdot\eta_{\text{к}}=0,86\cdot 0,8\cdot 0,9\cdot 0,8\cdot 0,92=0,456,$$

Экономия топлива на каждую $Q_{\text{ТЭЦ}}=1\text{ МВт}$:

$$\Delta B_{\text{ТЭЦ}}=B_{\text{ТЭЦ1}}-B_{\text{ТЭЦ2}}=170,6-163,6=7,0\text{ кг/ч}$$

При тарифе на 1 кг СПГ в 35 рублей за летний период в 90 суток экономия по топливу составит $2554\cdot 3,8\cdot 35\cdot 90\cdot 24=1\,351\,610\,000\text{ рублей}=1351\text{ млн рублей}$.

Предлагаемая технологическая схема перевода оборотной системы охлаждения конденсатора ТЭЦ, работающих на СПГ предусматривает регазификацию СПГ за счет теплоты охлаждения оборотной воды и применения турбодетандера, работающего на отработавших продуктах сгорания ПГ котлов, что позволит не только повысить общий КПД ТЭЦ, но и значительно уменьшить затраты на топливо и частично (до 30 %) снизить затраты на водоснабжение и налог на тепловое загрязнение.

Комплексное применение предложенных авторами мероприятий по регазификации СПГ на ГРУ при ТЭЦ при использовании холода СПГ позволит значительно уменьшить материальные, энергетические и экологические издержки.

Литература

1. Патент № 119846 Российская Федерация, МПК F17C9/02. Газификационная установка : № 2012100874 / К. В. Ноговицин, В. А. Ноговицин.
2. Патент № 1520298 СССР, МПК F25B39/02, F17C7 Криогенный испаритель : № 4337226/23–26 : заявл. 01.12.1987 : опубл. 07.11.1989 / В. П. Ельчинов, А. И. Смородин, А. Г. Лапшин, Н. И. Глебов, В. В. Попов.
3. Патент № 1176137 СССР, МПК F17C9/02 Установка для газификации криогенной жидкости : № 3516767/23–26 : заявл. 01.12.1982 : опубл. 30.08.1985, бюл. 32. / Г. С. Виноцкий, Н. Р. Васильев, В. Г. Виноцкий.
4. Патент № 132521 Российская Федерация, МПК F17C9/02, F17C13 : Система регазификации сжиженного природного газа : № 2012150625 / заявитель и патентообладатель ООО НПФ «Криоген-Холод-Технология».
5. Патент № 1456688 СССР, МПК F17C9/02 Газификационная установка : № 90686/23–26 : заявл. 04.02.1989 : опубл. 07.02.1989, бюл. 5. / С. И. Загрийский.
6. Патент № 2176024 Российская Федерация, МПК F01K 13/00, F17D1/02 комбинированная система использования СПГ в котельных установках : № 2000102990/06 : заявл. 07.02.2000 : опубл. 20.11.2001 / Кирилин Н. Г.

7. Патент РФ №2 772 676. Система регазификации сжиженного природного газа (СПГ) котельной : опубл. 24.05.2022, бюл. № 15 / С. П. Пантеев, В. С. Малышев.

8. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). – 2-е изд. – Санкт-Петербург : Издательство НГЮЦКТИ, 1998. – 260 с.

S.P. Pantileev, V.S. Malyshev
Murmansk State Technical University

COOLING CHPP RECYCLING WATER WITH LNG AND NATURAL GAS COLD AFTER TURBO EXPANDER

Liquefied natural gas (LNG) is increasingly used as a fuel in modern energy. This trend is explained by the intensive development of the production and delivery of natural gas (NG) in the form of LNG, which is due to its compactness (1 m³ LNG is equivalent to 600 m³ NG) and the associated ease of delivery by ships (gas carriers), railway and automobile cryogenic tanks. The direct use of LNG at thermal power plants requires its regasification, which seems problematic for the enterprise, as it leads to a complication of the hydraulic fracturing scheme of the thermal power plant. We propose a regasification technology using the “cold potential” of LNG, incorporating this process into the technological cycle as a cooling agent for the circulating water of thermal power plants. The authors considered two options for the installation of cooling the circulating water of thermal power plants: using the cold potential of the LNG itself and the cold of the regasified NG that passed through the turbo expander unit. In the installation the main gas, when expanded in the expander, performs useful work and is cooled while simultaneously producing electricity. The use of plants for thermal power plants operating on LNG and natural gas will not only increase the efficiency of thermal power plants, but also reduce charges for water consumption and thermal emissions.

Liquefied natural gas (LNG), autonomous LNG regasification, turbo-expander unit, electric generator, gas control station, recycling water supply system, commercial attractiveness.