

УДК 621.577

А.Н. РАДЧЕНКО, А.С. МОРОЗОВА

*Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина***ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТОВ МОДЕРНИЗАЦИИ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ С УЧЕТОМ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ**

Показано, что при выборе проектов модернизации газоперекачивающих агрегатов компрессорных станций необходимо учитывать особенности эксплуатации, обусловленные климатическими условиями. Проанализирована целесообразность модернизации с применением эжекторных холодильных машин, использующих теплоту уходящих газов газотурбинных двигателей для охлаждения наружного воздуха на входе компрессора. Предложена технология комбинированного поверхностного охлаждения воздуха с осушением и внутреннего испарительного охлаждения воздуха в процессе его сжатия в компрессоре.

Ключевые слова: модернизация, газотурбинный двигатель, утилизация теплоты, осушение воздуха, поверхностное охлаждение, испарительное охлаждение, теплоиспользующая холодильная машина.

**Анализ проблемы
и постановка цели исследования**

При выборе стратегии и тактики управления проектами модернизации газоперекачивающих агрегатов (ГПА) необходимо учитывать особенности функционирования ГПА как факторы, без учета которых невозможно эффективное управление проектом их модернизации. Исходя из них определяют круг задач, решение которых необходимо для достижения цели проекта.

Особенности эксплуатации ГПА связаны с удаленностью газоперекачивающих компрессорных станций (КС) от населенных пунктов, промышленных предприятий и других крупных потребителей тепла, что ограничивает возможности применения традиционных энергосберегающих технологий с выработкой тепловой энергии, а также дефицитом в большинстве случаев водных ресурсов, ограничивающим применение воды в качестве теплоносителя. Кроме того, эффективность эксплуатации газотурбинных двигателей (ГТД) ГПА в значительной степени зависит от климатических условий. Так, с повышением температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ на 10 °С мощность ГТД снижается на 5...9 % [1, 2].

Наиболее широкое применение в ГТД получило испарительное (контактное) охлаждение с впрыском воды в воздушный поток на входе компрессора ГТД [1, 2]. В зависимости от количества впрыскиваемой воды возможны два варианта испарительного охлаждения воздуха: предварительное охлаждение воздуха с испарением всей впрыскиваемой воды до его всасывания компрессором и внутреннее испарительное охлаждение, когда избыточная (сверх

насыщения) влага испаряется в процессе повышения давления, соответственно и температуры воздуха в компрессоре. При предварительном испарительном охлаждении снижение температуры воздуха в процессе его увлажнения происходит до температуры точки росы (состояние насыщения), т.е. зависит от влажности воздуха, и в большинстве климатических условий не превышает 10 °С. При внутреннем испарительном охлаждении воздуха процесс повышения давления и температуры воздуха в компрессоре приближается к изотермическому, следствием чего является уменьшение удельной работы сжатия и увеличение полезной работы ГТД.

Охлаждение наружного воздуха в поверхностном теплообменнике (ТО) в отличие от его испарительного охлаждения с увлажнением обеспечивает большее снижение температуры воздуха и уменьшение его влагосодержания на входе компрессора, а значит и затрат мощности на сжатие влажного воздуха в компрессоре, которые сокращаются прямо пропорционально доле влаги, отведенной от воздуха в процессе его охлаждения в ТО.

Холод, необходимый для охлаждения наружного воздуха в ТО, можно производить в теплоиспользующей холодильной машине (ТХМ) за счет утилизации тепла отработавших газов, температура которых достаточно высокая: 450...600 °С для ГТД простой схемы и 180...200 °С после утилизационного котла (УК) газотурбинных установок (ГТУ) когенерационного типа, а также ГТД типа "Stig" – с впрыском пара в камеру сгорания [3].

В зависимости от тепловлажностных параметров наружного воздуха его охлаждение в ТО может происходить с большим снижением температуры

(при меньшей относительной влажности ϕ воздуха) или влагосодержания d (при большей ϕ). При повышенной влажности наружного воздуха отведенная в процессе предварительного охлаждения влага может составлять заметную величину и использоваться для внутреннего испарительного охлаждения воздуха при сжатии в компрессоре или для компенсации потерь воды в ГТД типа "Stig".

Цель работы – анализ влияния климатических условий (температуры и влажности) на возможные варианты проектов модернизации ГПА КС.

Изложение результатов исследования

Об изменении температуры t , относительной влажности ϕ и влагосодержания d наружного воздуха в районе расположения Ставищенской КС (п.г.т. Ставище, Киевская обл.) в течение года и суток можно судить по рис. 1 и 2.

Как видно, в наиболее теплые месяцы (июнь–сентябрь) температура наружного воздуха $t = 20...25\text{ }^\circ\text{C}$, а относительная влажность $\phi = 65...70\%$. При этом влагосодержание $d \approx 10\text{ г/кг с.в.}$ В весенние и осенние месяцы температура не превышает $15\text{ }^\circ\text{C}$ при повышенной влажности $\phi = 70...90\%$. Поскольку при этом потребности в холоде для снижения температуры воздуха на входе компрессора ГТД минимальные, то поверхностное охлаждение влажного воздуха в ТО на входе ГТД можно применять

для получения пресной воды, которая может использоваться для внутреннего испарительного охлаждения воздуха при сжатии в компрессоре или для подпитки утилизационного котла (УК), вырабатывающего пар, впрыскиваемый в камеру сгорания ГТД типа "Stig" (рис. 3).

Колебания тепловлажностных параметров наружного воздуха (температуры t и относительной влажности ϕ) в течение суток (рис. 2) характеризуются наличием взаимно обратных экстремумов: максимумам дневных температур $t = 25...30\text{ }^\circ\text{C}$ соответствуют минимумы влажности $\phi = 50\%$ и ниже. В ночное время, наоборот: максимумам влажности $\phi = 90\%$ соответствуют минимумы температур $t = 15\text{ }^\circ\text{C}$.

Такое чередование тепловой и влажностной нагрузок на ТО ТХМ весьма благоприятствуют двухфункциональной эксплуатации ТХМ: охлаждение воздуха на входе ГТД в дневное время (повышенная t и пониженная ϕ) и осушение воздуха в ночное время (пониженная t и повышенная ϕ) с использованием отведенной от него влаги.

Конструктивно наиболее простыми и надежными в эксплуатации являются эжекторные ТХМ (ЭТХМ), рабочими телами которых служат низкокипящие рабочие тела (НРТ) [4].

Схемы ЭТХМ с использованием теплоты уходящих газов для охлаждения воздуха на входе ГТД приведены на рис. 3.

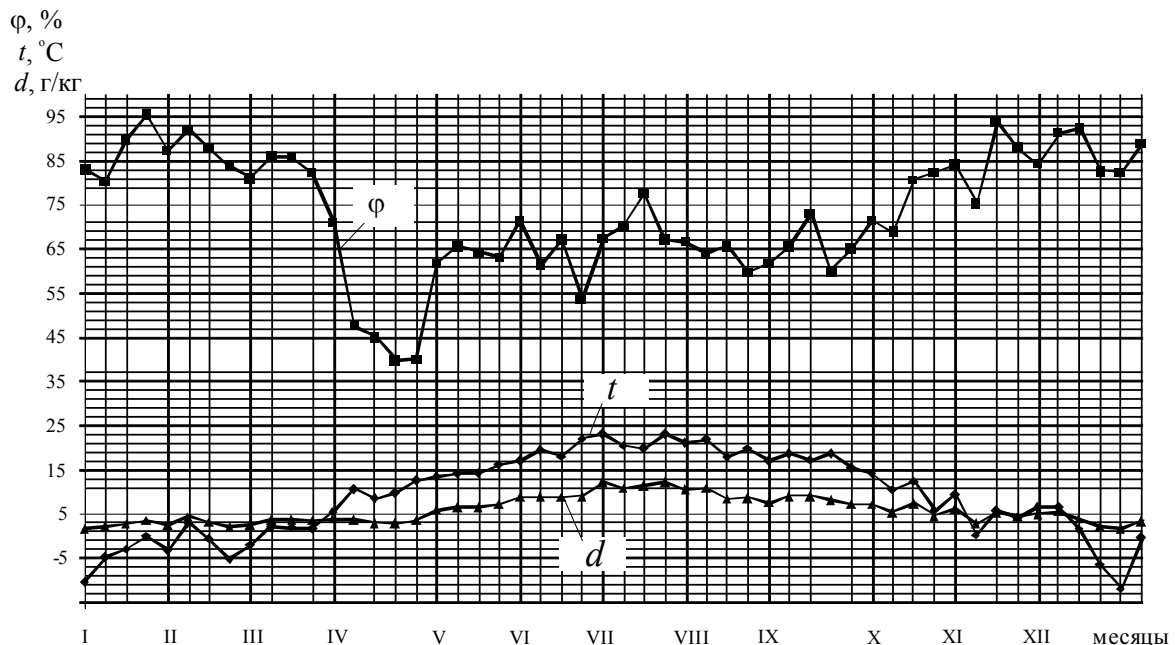


Рис. 1. Диаграммы изменения температуры t , относительной влажности ϕ и влагосодержания d наружного воздуха в течение 2009 года (п.г.т. Ставище, Киевская обл.)

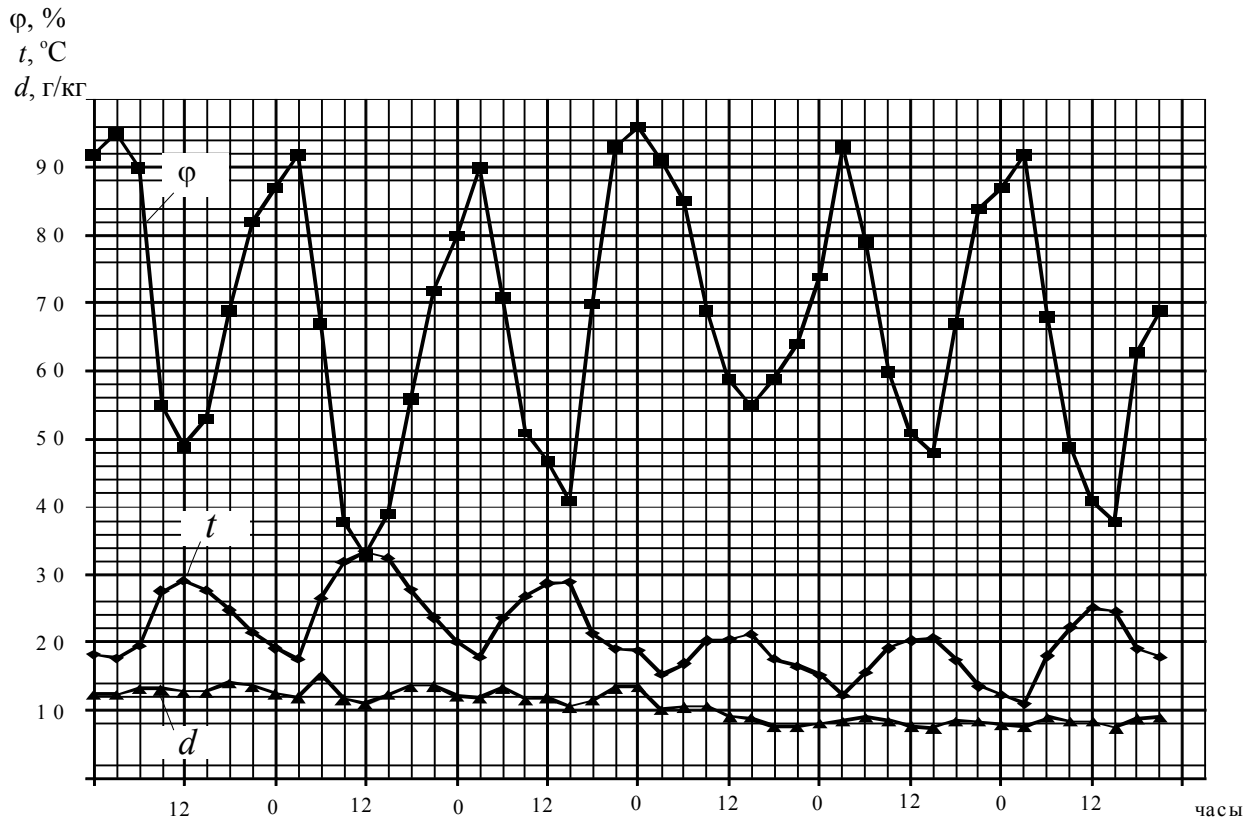


Рис. 2. Диаграммы суточных изменений температуры t , относительной влажности φ и влагосодержания d наружного воздуха, июль 2009 года

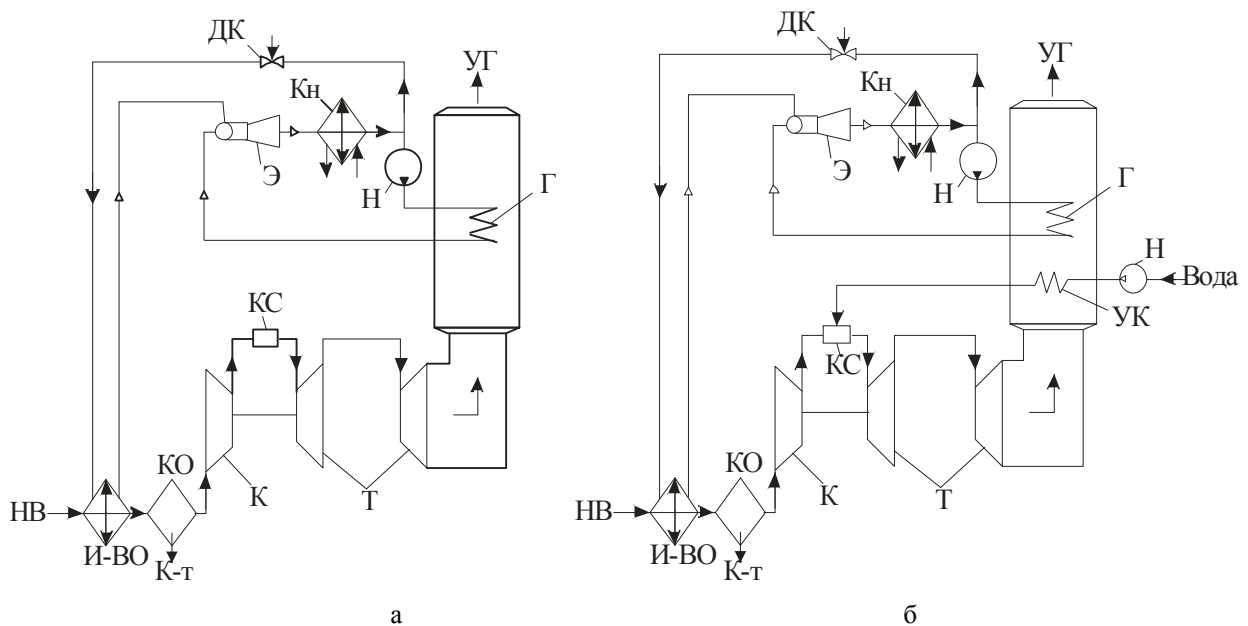


Рис. 3. Схемы утилизации теплоты отработавших газов в ЭТХМ для охлаждения воздуха на входе компрессора ГТД:

а – ГТД простой схемы; б – ГТД типа "Stig" – с впрыском пара в камеру сгорания;

Г – генератор паров НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор НРТ; Н – насос;

ДК – дроссельный клапан; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель;

КО – конденсатоотводчик; К-т – конденсат водяной; К – компрессор; Т – турбина;

КС – камера сгорания; УК – утилизационный котел; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы

В генераторе ЭТХМ получают пар НРТ высокого давления, энергия которого используется в эжекторе для сжатия пара НРТ низкого давления, всасываемого из испарителя-воздухоохладителя (И-ВО) на входе ГТД, до давления в конденсаторе. Эжектор совмещает функции детандера (расширение пара происходит в его сопле) и холодильного компрессора (повышение давления пара, всасываемого из И-ВО, происходит в камере смешения и диффузоре).

Процессы охлаждения влажного воздуха в поверхностных ТО характеризуются коэффициентом влаговывадения ξ , который представляет собой отношение полного количества теплоты, отведенной от влажного воздуха в И-ВО, к явному, определяемому разностью температур по сухому термометру: $\xi = (I_{в1} - I_{в2}) / [c_{вл} \cdot (t_{в1} - t_{в2})]$; $c_{вл}$ – теплоемкость влажного воздуха $c_{вл} = 1,01 + 1,89d$; d – влагосодержание, кг/кг; $t_{в1}$ и $t_{в2}$ – температуры воздуха на входе и выходе из И-ВО по сухому термометру; $I_{в1}$ и $I_{в2}$ – энтальпии влажного воздуха на входе и выходе из охладителя, $I_{в} = c_{вл} \cdot t_{в} + 1,89d$, кДж/кг. Чем больше ξ , тем больше теплоты необходимо отводить от влажного воздуха в И-ВО для снижения его температуры на одну и ту же величину $\Delta t_{в}$.

Значения удельной (приходящейся на единицу расхода воздуха через ГТД $G_{в} = 1$ кг/с) теплоты, отведенной от уходящих газов в генераторе ЭТХМ $\bar{q}_г$ и от воздуха в И-ВО на входе ГТД \bar{q}_0 , снижения температуры $\Delta t_{в}$ воздуха в И-ВО и удельное (при $G_{в} = 1$ кг/с) количество влаги $\bar{g}_{вл}$, отведенной в процессе охлаждения, при разных коэффициентах влаговывадения ξ в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температуре кипения НРТ в И-ВО $t_0 = 10$ °С, уходящих газов перед и после генератора ЭТХМ $t_{г1} = 180$ °С и $t_{г2} = 60$ °С (схема на рис. 3, б), конденсации $t_k = 35$ °С приведены на рис. 4. В качестве НРТ применен хладон R142b.

Величина $\xi = 1$ соответствует охлаждению без влаговывадения. Из рис. 4 видно, что при утилизации в ЭТХМ теплоты уходящих газов с температурой $t_{г1} = 180$ °С и температуре кипения НРТ в генераторе $t_r = 120$ °С располагаемая удельная холодопроизводительность $\bar{q}_0 = 55$ кВт/(кг/с) и снижение температуры воздуха в И-ВО на входе ГТД составляет $\Delta t_{в} = 20...30$ °С при $\xi = 3...2$ соответственно. Меньшей величине $\Delta t_{в} = 20$ °С ($\xi = 3$) соответствуют $t_{в1} = 35$ °С и $\phi_1 = 70$ %; большей $\Delta t_{в} = 30$ °С ($\xi = 2$): $t_{в1} = 40$ °С и $\phi_1 = 50$ %. Удельное, приходящееся на единицу расхода воздуха через ГТД ($G_{в} = 1$ кг/с), количество влаги, отведенной в процессе охлаждения, $\bar{g}_{вл} = 10...15$ г/с.

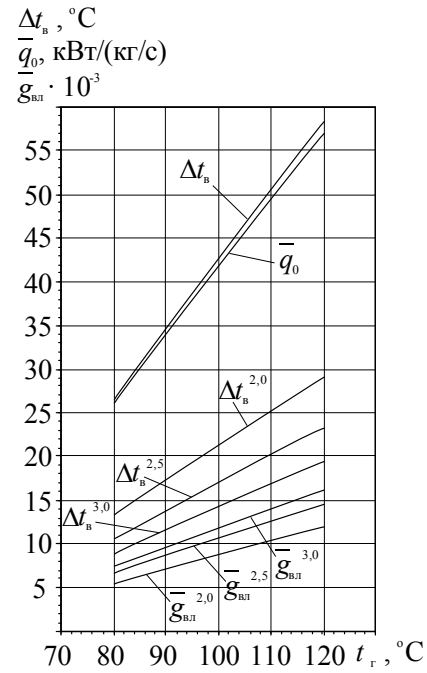


Рис. 4. Удельные теплота, отведенная от уходящих газов $\bar{q}_г$ в генераторе ЭТХМ и от воздуха в И-ВО на входе ГТД \bar{q}_0 , снижение температуры $\Delta t_{в}$ воздуха в И-ВО и удельное (отнесенное к расходу воздуха $G_{в}$) количество влаги $\bar{g}_{вл}$, отведенной от воздуха, в зависимости от температуры кипения t_r хладона R142b в генераторе ЭТХМ при разных коэффициентах влаговывадения ξ : $\Delta t_{в}... \Delta t_{в}^{3,0} - \xi = 1,0...3,0$; $t_{г1} = 180$ °С (схема на рис. 3, б)

При утилизации теплоты газов с температурой $t_{г1} = 450$ °С (схема на рис. 3, а) удельная холодопроизводительность \bar{q}_0 и, соответственно, снижение температуры воздуха $\Delta t_{в}$ в И-ВО намного больше: $\bar{q}_0 = 120$ кВт/(кг/с) и $\Delta t_{в} = 40...60$ °С при значениях коэффициента влаговывадения $\xi = 1,0...3,0$, а удельное, приходящееся на единицу расхода воздуха через ГТД ($G_{в} = 1$ кг/с), количество влаги, отведенной в процессе охлаждения, $\bar{g}_{вл} = 20...40$ г/с.

Для определения достижимых значений снижения температуры $\Delta t_{в}$ воздуха и количества отведенной от него влаги Δd (исходя из располагаемой удельной холодопроизводительности \bar{q}_0 при конкретных тепловлажностных условиях ($t_{в1}$ и ϕ)) можно воспользоваться графиками зависимости изменения удельной энтальпии $\Delta I_{в} = \bar{q}_0$ и влагосодержания Δd воздуха в процессе его охлаждения от температур наружного воздуха $t_{в1}$ на входе И-ВО при разной относительной влажности ϕ на входе до состояния

насыщения ($\phi = 100\%$) и температуры на выходе И-ВО $t_{b2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$ на рис. 5.

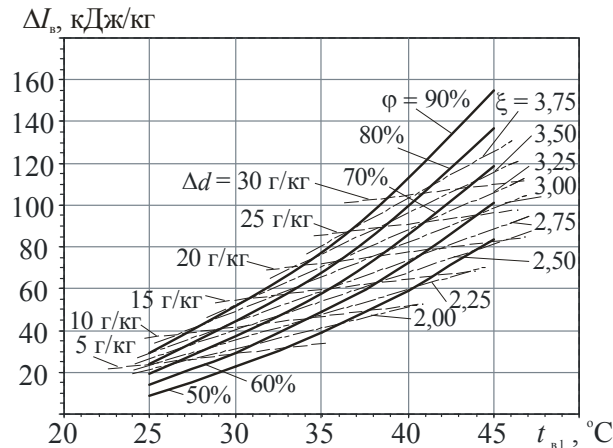


Рис. 5. Изменение удельной энтальпии I_b и влагосодержания Δd влажного воздуха в процессе его охлаждения от в зависимости от температуры воздуха t_{b1} на входе И-ВО до состояния насыщения ($\phi = 100\%$) и температуры на выходе И-ВО $t_{b2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$ при разных значениях относительной влажности ϕ на входе

С учетом $\Delta I_b = \bar{q}_0$ получаем, что холодопроизводительности $\bar{q}_0 = 55\text{ кДж/кг}$ (схема на рис. 3, б) достаточно для охлаждения наружного воздуха с температурой $t_{b1} = 35\text{...}38\text{ }^\circ\text{C}$ и относительной влажности $\phi_1 = 50\text{...}60\%$ можно охладить до состояния насыщения $\phi_1 = 100\%$ и температуры на выходе охладителя $t_{b2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$, т.е. на величину

$$\Delta t_b = t_{b1} - t_{b2} = 20\text{...}23\text{ }^\circ\text{C}$$

($\xi = 2,0\text{...}2,25$).

Или же от $t_{b1} = 30\text{...}35\text{ }^\circ\text{C}$ и относительной влажности $\phi_1 = 70\text{...}90\%$ до $t_{b2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$, т.е. на

$$\Delta t_b = 15\text{...}20\text{ }^\circ\text{C}$$

($\xi = 2,5\text{...}2,75$).

Уменьшение влагосодержания

$$\Delta d = 10\text{...}15\text{ г/кг.}$$

Удельной холодопроизводительности

$$\bar{q}_0 = \Delta I_b = 120\text{ кДж/кг}$$

(схема на рис. 3, а) достаточно для охлаждения наружного воздуха с температурой $t_{b1} = 45\text{ }^\circ\text{C}$ и относительной влажностью $\phi = 50; 60$ и 70% до $t_{b2} = 15\text{ }^\circ\text{C}$, т.е. на величину

$$\Delta t_b = 30\text{ }^\circ\text{C,}$$

с одновременным уменьшением влагосодержания

$$\Delta d \approx 20; 25 \text{ и } 35\text{ г/кг}$$

соответственно ($\xi \approx 2,5; 3,0; 3,5$).

При этом ЭТХМ функционирует как установка для охлаждения и получения пресной воды. Количество отведенной влаги составляет примерно 2; 2,5 и 3,5 % от расхода воздуха G_b через компрессор ГТД. Следовательно, на 2; 2,5 и 3,5 % сокращаются затраты мощности на сжатие влажного воздуха в компрессоре.

Обычно такую долю воды впрыскивают при испарительном охлаждении воздуха в ГТД.

Отведенной влаги в количестве 1,0...3,5 % (при $\bar{q}_0 = 55\text{...}120\text{ кДж/кг}$) достаточно для испарительного внутреннего охлаждения воздуха при сжатии в компрессоре и для частичной компенсации расхода воды на производство пара, впрыскиваемого в камеру сгорания, составляющего 5...10 % всего расхода газопаровых продуктов сгорания.

Такая предварительная тепловлажностная обработка воздуха создает условия для эффективного последующего применения испарительного внутреннего охлаждения воздуха при сжатии в компрессоре путем впрыскивания воды на всасывании. Расчеты показывают, что применение ЭТХМ для охлаждения воздуха от $t_{нв} = 40\text{ }^\circ\text{C}$ до $15\text{ }^\circ\text{C}$ на входе компрессора обеспечивает повышение мощности ГТД простой схемы на 20...30 %, а совместно с испарительным охлаждением воздуха в процессе его сжатия в компрессоре при массовой доле воды, впрыскиваемой в воздух на входе компрессора, 1 % – на 30...40 %.

Выводы

Охлаждение воздуха на входе ГТД на $25\text{ }^\circ\text{C}$ в ЭТХМ с использованием теплоты уходящих газов температурой $450\text{ }^\circ\text{C}$ обеспечивает повышение мощности ГТД на 20...30 %. За счет отведения влаги в процессе осушения воздуха затраты мощности на его сжатие в компрессоре сокращаются на 2...3,5 %.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований МОН Украины в рамках гранта Президента Украины.

Литература

1. Bhargava R. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging / R. Bhargava, C.B. Meher-Homji. – Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30560. – 15 p.
2. Bhargava R. Parametric analysis of combined cycles equipped with inlet fogging / R. Bhargava, M. Bianchi, F. Melino, A. Peretto. – Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2003-38187. – 12 p.

3. Nixdorf M. *Thermo-economic analysis of inlet air conditioning methods of a cogeneration gas turbine plant* / M. Nixdorf, A. Prelipceanu, D. Hein – *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2002-30561. – 10 p.

4. Радченко А.Н. Тригенерація в газотурбінних установках газоперекачуючих станцій / А.Н. Радченко // *Техногенна безпека: Наукові праці МДГУ ім. П. Могили*. – Миколаїв: МДГУ, 2008. – Т. 77, вип. 64. – С. 11-18.

Поступила в редакцію 19.04.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Е. Лагутин, Одесская государственная академия холода, Одесса.

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТІВ МОДЕРНІЗАЦІЇ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ З УРАХУВАННЯМ КЛІМАТИЧНИХ УМОВ

А.М. Радченко, Г.С. Морозова

Показано, що при виборі проектів модернізації газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій необхідно враховувати особливості експлуатації, зумовлені кліматичними умовами. Проаналізована доцільність модернізації із застосуванням ежекторних холодильних машин, що використовують теплоту відхідних газів газотурбінних двигунів для охолодження зовнішнього повітря на вході компресора. Запропонована технологія комбінованого поверхневого охолодження повітря з осушенням і внутрішнього випарувально-го охолодження повітря у процесі його стискання в компресорі.

Ключові слова: модернізація, газотурбінний двигун, утилізація теплоти, осушення повітря, поверхневе охолодження, випарувальне охолодження, тепловикористовуюча холодильна машина.

THE FEATURES OF PROJECTS OF MODERNIZATION OF GAS TRANSPORTING UNITS WITH CONSIDERING THE CLIMATIC CONDITIONS

A.N. Radchenko, A.S. Morozova

It is shown that the choice of projects of modernization of gas transporting units of compressor stations is to consider the performance features caused by climatic conditions. The expediency of modernization with application of ejector waste heat recovery refrigeration machines, utilizing heat of exhaust gases of gas turbine engines for cooling of ambient air at the compressor inlet, have been analyzed. The technology of combined surface cooling of air with drying and evaporative cooling of air during its compressing in the compressor.

Key words: modernization, gas turbine engine, utilization of heat, drying of air, surface cooling, evaporative cooling, waste heat recovery refrigeration machine.

Радченко Андрей Николаевич – канд. техн. наук, с.н.с., доцент кафедры, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Морозова Анна Сергеевна – старший преподаватель, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина.