

УДК 621.433:621.57

А. Н. РАДЧЕНКО¹, А. СТАХЕЛЬ², А. И. ПРЯДКО¹, Ю. А. ДОЛГАНОВ¹¹ *Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина*² *Западно-Померанский технологический университет, Польша*

АККУМУЛЯЦИЯ И ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОНДЕНСАТА В ПРОЦЕССАХ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ТРИГЕНЕРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ

Проанализированы процессы охлаждения приточного воздуха машинного отделения газовых двигателей теплоиспользующей холодильной машиной с конденсацией водяного пара из воздуха, а также процессы увлажнения воздуха до состояния насыщения с соответствующим снижением его температуры до температуры мокрого термометра. Проведено сравнение интенсивности выпадения конденсата в процессе охлаждения приточного воздуха с его расходом на увлажнение наружного воздуха и сделано заключение о целесообразности аккумулирования отводимого конденсата с последующим его использованием для испарительного охлаждения воздуха на входе градирни системы оборотного охлаждения наддувочной газовой смеси газовых двигателей в часы максимальных тепловых нагрузок.

Ключевые слова: аккумуляция конденсата, система оборотного охлаждения, градирня, газовый двигатель, теплоиспользующая холодильная машина.

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

В тригенерационных установках производства трех видов энергии (электроэнергии, тепла и холода) широкое применение находят газовые двигатели (ГД) [1–3]. Такие ГД выпускаются в виде когенерационных модулей с теплообменниками для отвода сбросной теплоты масла, охлаждающей воды рубашки, наддувочной газовой смеси (ГВС) после турбокомпрессора (ТК) и выпускных газов. Помимо прямого потребления на разные нужды эта теплота используется для получения холода с помощью теплоиспользующих холодильных машин (ТХМ). В установках автономного энергообеспечения это, как правило, абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины (АБХМ) [4–5]. Поскольку с повышением температуры воздуха на входе топливная эффективность ГД ухудшается (возрастает удельный расход топлива), то часть получаемого холода используют для охлаждения приточного воздуха машинного отделения (МО), откуда воздух поступает на всасывание ТК ГД.

Однако из-за больших объемов приточного воздуха МО, теплопритоков извне и тепловыделений от самих когенерационных газовых модулей поддержание температуры воздуха на входе ГД при высоких температурах наружного воздуха становится

проблематичным либо требует больших затрат холода.

При этом снижается также эффективность работы системы оборотного охлаждения наддувочной ГВС с градирнями сухого типа, в которых отвод теплоты от замкнутого промежуточного контура водяного охлаждения ГВС к наружному воздуху осуществляется с низкой интенсивностью теплообмена и, как следствие, при значительных температурных напорах. Необходимость применения таких аппаратов, а не градирен мокрого типа с непосредственным контактом наружного воздуха и охлаждаемой воды обусловлено жесткими требованиями к чистоте воды на входе низкотемпературного охладителя наддувочной смеси ОНС_{нт}, которая должна циркулировать по замкнутому, изолированному от внешней среды, контуру.

Поэтому при высоких температурах воздушного потока на входе градирни система оборотного охлаждения не в состоянии демпфировать повышение температуры воздуха на входе ГД и поддерживать требуемые температуры ГВС на входе в рабочие цилиндры двигателя, что приводит к ухудшению его топливной эффективности.

Очевидно, что снижение температуры наружного воздуха $t_{нв}$ на входе градирни сухого типа до температуры мокрого термометра t_m его увлажнением до состояния насыщения путем распыления в

нем дистиллированной воды могло быть решением проблемы охлаждения циклового воздуха ГД.

Цель исследования – повышение эффективности охлаждения циклового воздуха ГД установки автономного энергообеспечения использованием конденсата, аккумулируемого в процессе охлаждения приточного воздуха МО.

2. Результаты исследования

Схема установки автономного энергообеспечения с использованием сбросной теплоты масла, охлаждающей воды рубашки ГД, наддувочной ГВС ГД и выпускных газов в АБХМ, охлаждением наддувочной ГВС в градирне сухого типа, а АБХМ – в градирне мокрого типа приведена на рис. 1. Тригенерационная установка включает два когенерационных ГД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (электрическая мощность одного ГД 1400 кВт, тепловая мощность 1500 кВт), АБХМ и теплоиспользующие кондиционеры холодо-производительностью по 350 кВт и объемным расходом воздуха по 60000 м³/ч каждый для охлаждения приточного воздуха МО. При этом теплота, отведенная от ГД, используется в АБХМ для получения холодной воды с температурой 7...10 °С, которая служит хладоносителем для воздухоохлаждателей (ВО), из которых охлажденный и осушенный воздух подается в МО, откуда поступает на всасывание ТК двигателей.

Следует отметить, что если охлаждение воздуха до температуры на выходе из ВО $t_{в2} = 15$ °С возможно с помощью АБХМ, в которой получают

холодную воду с температурой $t_x = 7$ °С, то для более глубокого охлаждения воздуха, например до температуры $t_{в2} = 10$ °С, необходимо, чтобы температура холодной воды, подаваемой в ВО, была не выше $t_x = 3...5$ °С. Понизить температуру воды после АБХМ ниже $t_x = 7$ °С можно путем ее дополнительного охлаждения, например, с помощью эжекторной холодильной машины (ЭХМ) [6]. Тогда охлаждение приточного воздуха до $t_{в2} = 15$ °С производят в первой ступени ВО, куда подают воду от АБХМ с температурой $t_x = 7$ °С, а его доохлаждение от $t_{в2} = 15$ °С до $t_{в2} = 10$ °С – во второй дополнительной ступени ВО с подачей в нее холодной воды от ЭХМ с температурой $t_x = 3...5$ °С.

Процесс охлаждения приточного воздуха в ВО сопровождается конденсацией водяных паров, присутствующих во влажном воздухе, что учитывается коэффициентом влаговываждения ξ – отношением полного количества теплоты, отведенной от воздуха (включая теплоту конденсации водяных паров), к ее явной составляющей, определяемой разностью температур воздуха. Конденсат, который при этом отводится, можно использовать для увлажнения наружного воздуха на входе градирни сухого типа системы оборотного охлаждения наддувочной ГВС ППД до состояния насыщения с соответствующим понижением его температуры до температуры по мокрому термометру t_m .

О текущих количестве конденсата, который отводится в процессе охлаждения приточного воздуха в ВО, и его затратах на увлажнение наружного воздуха на входе градирни системы оборотного охлаж-

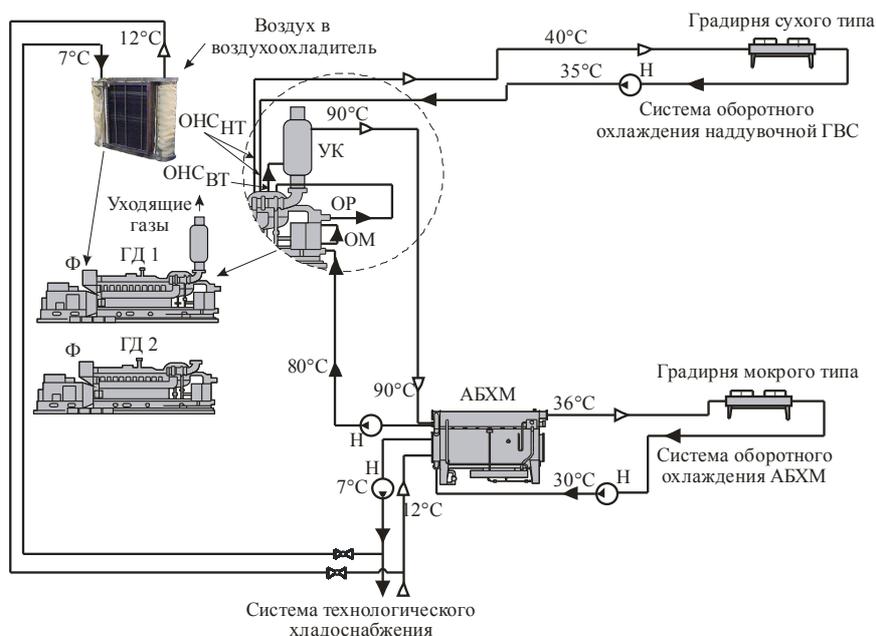


Рис. 1. Схема тригенерационной системы утилизации сбросной теплоты масла, охлаждающей воды рубашки ГД, наддувочной ГВС ГД и выпускных газов в АБХМ, с охлаждением наддувочной ГВС в градирне сухого типа, а АБХМ в градирне мокрого типа: ОНС_{нт} – низкотемпературный охладитель наддувочной ГВС

дения наддувочной ГВС ГД до состояния насыщения с соответствующим понижением его температуры до температуры по мокрому термометру t_m , в относительном виде – приходящихся на единицу расхода приточного воздуха, можно судить по изменению влагосодержания Δd воздуха соответственно в процессах его охлаждения в ВО и увлажнения до состояния насыщения (относительная влажность $\phi = 100\%$), в течение суток 28.07.2011 (рис. 2).

Наибольшее уменьшение влагосодержания Δd_{10} в процессе охлаждения приточного воздуха в ВО на входе ТК ГД до температуры, например, $t_{b2} = 10^\circ\text{C}$ (накопление конденсата) приходится на утренние и дневные часы ($\tau = 6\text{-}00\dots 13\text{-}00$ ч), т.е. вплоть до часов максимальных расходов воды на испарительное охлаждение воздуха на входе градирни, чему соответствуют максимальные величины увеличения влагосодержания $\Delta d_m = d_m - d_{нв}$ в результате увлажнения воздуха до состояния насыщения, имеющие место преимущественно в течение $\tau = 12\text{-}00\dots 18\text{-}00$ ч, что подтверждают данные по суточному изменению влагосодержания (рис. 3) и на протяжении трех суток (рис. 4).

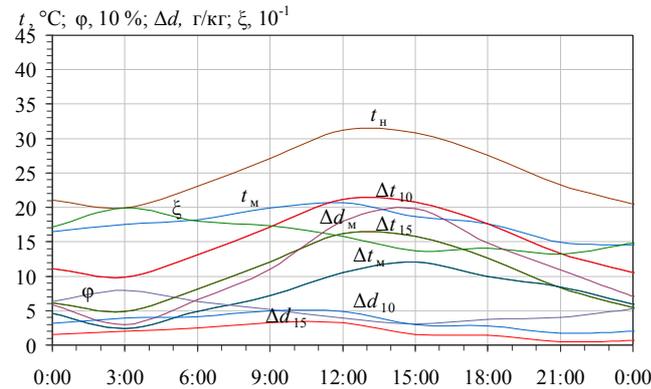


Рис. 2. Текущие значения температуры $t_{нв}$ и относительной влажности ϕ наружного воздуха, температуры мокрого термометра t_m увлажненного воздуха, снижения температуры наружного воздуха $\Delta t_m = t_{нв} - t_m$ в процессах его увлажнения до состояния насыщения (на входе градирни) и снижения температуры приточного воздуха Δt_{10} и Δt_{15} при охлаждении в ВО до $t_{b2} = 10$ и 15°C , соответствующего изменения влагосодержания воздуха в процессах увлажнения Δd_m и охлаждения Δd_{10} и Δd_{15} , а также коэффициента влаговываждения ξ в течение суток 28.07.2011

О текущих значениях часового расхода конденсата G_m на увлажнение воздуха до состояния насыщения и требуемых его суточных объемах W_m в течение 3 суток: 26...28.07.2011 можно судить по рис. 5. При этом расход увлажняемого воздуха при-

нят чисто условно равным 2 кг/с для удобства пересчета на другие его расходы в соответствии с конкретной градирней, требуемые суточные объемы W_m приведены без учета использования конденсата, отводимого в процессе охлаждения приточного воздуха в ВО на входе ТК ГД.

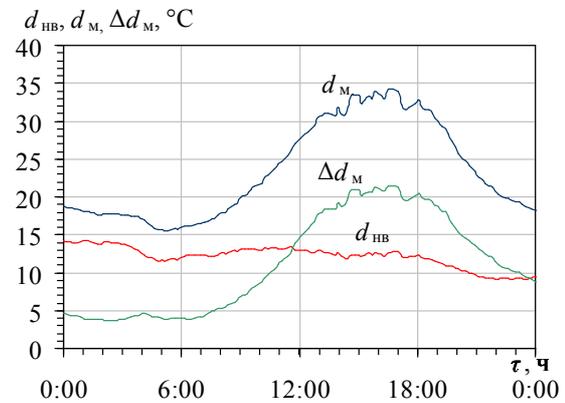


Рис. 3. Текущие значения влагосодержания $d_{нв}$ наружного воздуха, влагосодержания d_m воздуха в состоянии насыщения и увеличения влагосодержания воздуха Δd_m при его увлажнении до состояния насыщения в течение суток 28.07.2011

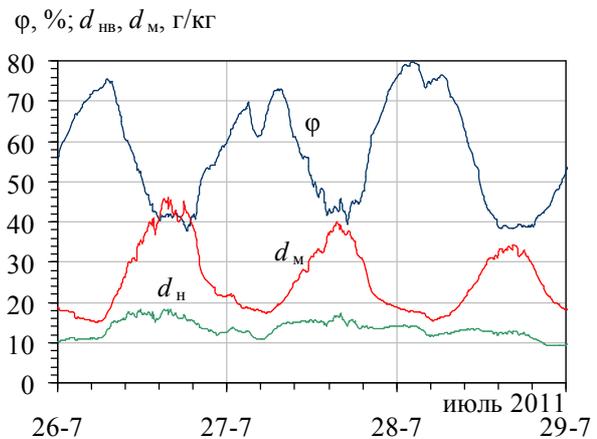


Рис. 4. Текущие значения относительной влажности ϕ и влагосодержания $d_{нв}$ наружного воздуха, влагосодержания d_m наружного воздуха в состоянии насыщения ($\phi = 100\%$) в течение трех суток 26.07...28.07.2011

Как видно, для увлажнения воздуха расходом 2 кг/с на входе градирни до состояния насыщения каждые сутки потребуется $1500\dots 2500\text{ кг}$ дистиллированной воды. При этом наибольшие расходы впрыскиваемой воды приходятся на часы повышенных температур наружного воздуха $t_{нв} = 25\dots 35^\circ\text{C}$ ($\tau = 12\text{-}00\dots 18\text{-}00$ ч, рис. 3-5,а.) Расход воды на увлажнение наружного воздуха на входе градирни

системы оборотного охлаждения наддувочной ГВС определяют из тепловых балансов низкотемпературной ступени охладителя ГВС ОНС_{нт} системы оборотного охлаждения и градирни сухого типа с учетом более глубокого снижения температуры ГВС по сравнению с традиционным охлаждением воды в градирне неувлажненным наружным воздухом.

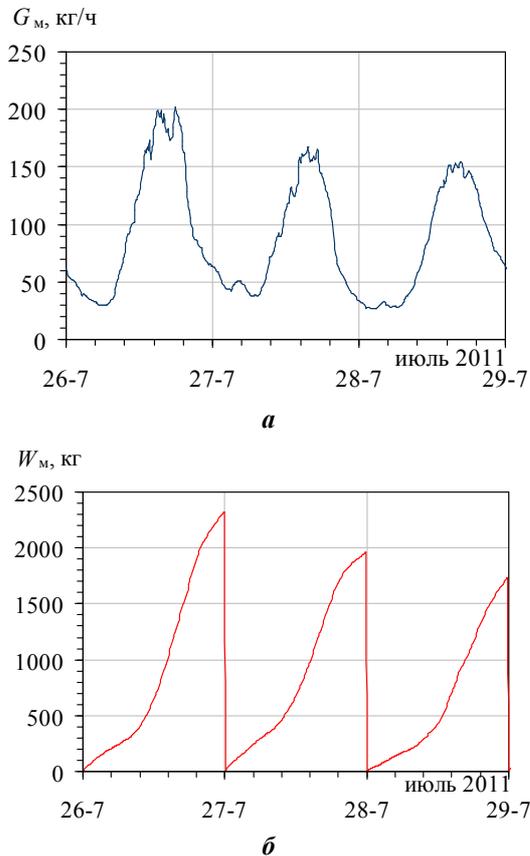


Рис. 5. Текущие значения часового расхода конденсата G_m на увлажнение воздуха до состояния насыщения (а) и требуемые его суточные объемы W_m (а) при расходе увлажняемого воздуха 2 кг/с в течение трех суток: 26...28.07.2011

Некоторое опережение во времени (4...6 ч) промежутков максимального накопления конденсата, отводимого в процессе охлаждения приточного воздуха в ВО на входе ТК ГД, и его интенсивного расходования на испарительное охлаждение воздуха на входе градирни сухого типа системы оборотного охлаждения наддувочной ГВС ГД (рис. 2) позволяет предварительно аккумулировать конденсат при незначительных объемах накопительных емкостей (аккумуляторов конденсата). При этом следует учитывать разные расходы воздуха через градирни системы оборотного охлаждения наддувочной ГВС ГД и приточного воздуха, а также расходы воды на увлажнение наружного воздуха G_m на входе градирни и конденсата G_k , отводимого в процессе охлаждения приточного воздуха в ВО кондиционеров.

На рис. 6 для сравнения приведены температуры охлажденной в ОНС_{нт} наддувочной ГВС систем оборотного охлаждения с градирнями сухого $t_{нс.с}$ и комбинированного $t_{нс.кг}$ (с увлажнением наружного воздуха на входе градирни) типов соответственно при текущих значениях температуры наружного воздуха $t_{нв}$ на входе градирни сухого типа и температуры мокрого термометра t_m воздуха на входе градирни комбинированного типа (см. рис. 2) при расходе воздуха $G_B = 22000 \text{ м}^3/\text{ч}$ в течение 28.07.2012.

Как видно, в случае увлажнения наружного воздуха на входе градирни температура охлажденной в ОНС_{нт} наддувочной ГВС $t_{нс.м}$ значительно ниже (по сравнению с градирней сухого типа) и не превышает 40...42 °С ($\tau = 10\text{-}00\text{...}20\text{-}00$ год), оставаясь близкой 40 °С, на которые настроена САР подачи газа в ГПД. Таким образом, создаются условия для сведения к минимуму эксплуатации ГПД на частичных режимах с соответствующим сокращением производства электроэнергии и ухудшением топливной эффективности.

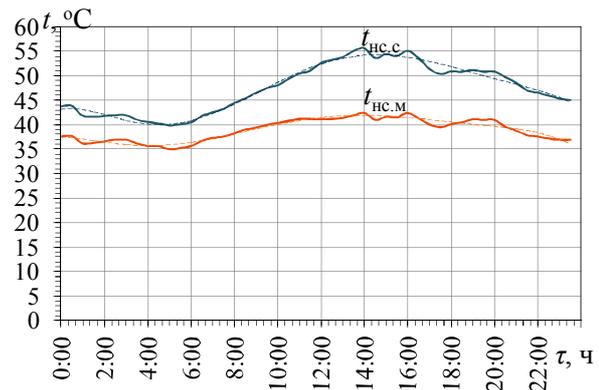


Рис. 6. Температуры охлажденной в ОНС_{нт} наддувочной ГВС систем оборотного охлаждения с градирнями сухого $t_{нс}$ и комбинированного $t_{нс.м}$ типов при текущих значениях температуры наружного воздуха $t_{нв}$ на входе градирни сухого типа и температуры мокрого термометра t_m воздуха на входе градирни комбинированного типа (см. рис. 2) при расходе воздуха $G_B = 22000 \text{ м}^3/\text{ч}$ в течение 28.07.2012

Выводы

Проведено сравнение интенсивности выпадения конденсата в процессе охлаждения приточного воздуха машинного отделения газовых двигателей теплоиспользующей холодильной машиной с его расходованием на увлажнение наружного воздуха на входе градирни системы оборотного охлаждения газовых двигателей. Показано, что с учетом некоторого смещения во времени интенсивности выпадения

ния конденсата и его расходования возможно его накопление с расходом в часы максимальных тепловых нагрузок на систему охлаждения.

Литература

1. *Elsenbruch, T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications [Text] / T. Elsenbruch. – București, October 28, 2010. – 73 p.*

2. *Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations [Text]. – GE Jenbacher Company Overview. – June 13, 2007. – 39 p.*

3. *GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype [Text] / G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). – January 2006. – 495 p.*

4. *Radchenko, A. Improving transformation of waste heat of cogeneration gas engine module by absorption lithium-bromide chiller [Text] / A. Radchenko, S. Ryzkov, N. Radchenko // Proceedings of the 15 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE-2014. – Szczecin, Poland. – 2014. – P. 348–341.*

5. *Радченко, А. М. Трансформація теплоти в установці автономного енергозабезпечення абсорбційною холодильною машиною [Текст] / А. М. Радченко, О. В. Остапенко // Холодильна техніка та технологія. – 2015. – Т. 51, вип. 2. – С. 32–37.*

6. *Радченко, А. Н. Ступенчатое охлаждение приточного воздуха машинного отделения автономной электростанции [Текст] / А. Н. Радченко, А. В. Грич, Б. С. Портной // Холодильна техніка та технологія. – 2015. – Т. 51, вип. 1. – С. 31–34.*

Поступила в редакцію 14.04.2015, рассмотрена на редколлегии 17.06.2015

АКУМУЛЯЦІЯ ТА ВИКОРИСТАННЯ КОНДЕНСАТУ В ПРОЦЕСІ ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ ГАЗОВОГО ДВИГУНА ТРИГЕНЕРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ АВТНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

А. М. Радченко, А. Стахель, О. І. Прядко, Ю. А. Долганов

Проаналізовано процеси охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тепловикористовуючою холодильною машиною з конденсацією водяної пари з повітря, а також процеси зволоження повітря до стану насичення з відповідним зниженням його температури до температури мокрого термометра. Проведено порівняння інтенсивності випадіння конденсату в процесі охолодження приточного повітря з його витратою на зволоження навколишнього повітря та зроблено висновок про доцільність акумулювання конденсату, що відводиться, з наступним його використанням для випарного охолодження повітря на вході градирні системи оборотного охолодження наддувної газоповітряної суміші газових двигунів у часи максимальних теплових навантажень.

Ключові слова: акумуляція конденсату, система оборотного охолодження, градирня, газовий двигун, тепловикористовуюча холодильна машина.

ACUMULATION AND USING THE CONDENSATE IN THE PROCESSES OF COOLING THE CYCLIC AIR OF GAS ENGINE FOR TRIGENERATION SYSTEM OF INTEGRATED ENERGY SUPPLY

A. N. Radchenko, A. Stachel, A. I. Pryadko, Y. A. Dolganov

The processes of gas engine room intake air cooling by waste heat recovery chiller with condensation of water vapour from the air and the processes of humidifying the air to saturated station with corresponding decreasing its temperature to the wet bulb temperature have been analyzed. The intensity of condensate extraction during intake air cooling and its spending for humidifying the ambient air is evaluated and it has been made a conclusion about the rationality of extracted condensate accumulation with its next use for evaporated cooling the air at the inlet of cooling tower of closed charged gas-air mixture chilling system of reciprocating gas engine at maximum heat load hours.

Key words: condensate accumulation, closed cooling system, cooling tower, gas engine, waste heat recovery chiller.

Радченко Андрей Николаевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Стахель Анджей – д-р техн. наук, проф., Западно-Померанский технологический университет, Щецин, Польша.

Прядко Александр Игоревич – аспирант, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

Долганов Юрий Анатольевич – ассистент, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина.