

УДК 621.438.1:621.57

А. Н. РАДЧЕНКО¹, Б. С. ПОРТНОЙ¹, А. И. ПРЯДКО¹, С. А. КАНТОР²¹ *Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина*² *ПАО "Завод "Экватор", Украина***ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОНДЕНСАТА ПРИ КОМБИНИРОВАННОМ ОХЛАЖДЕНИИ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ**

Проанализированы процессы комбинированного, в абсорбционной бромистолитиевой и эжекторной хладоновой холодильных машинах, двухступенчатого охлаждения воздуха на входе ГТУ для климатических условий конкретного региона с получением конденсата как сопутствующего продукта. Выявлены резервы холодопроизводительности теплоиспользующих холодильных машин, образующиеся при пониженных тепловых нагрузках, и исследована их реализация для снижения температуры конденсата, используемого в качестве хладоносителя для охлаждения воздуха на входе ГТУ. Предложена схема системы охлаждения воздуха на входе ГТУ с отдельным отводом конденсата от высоко- и низкотемпературной ступеней воздухоохладителя.

Ключевые слова: комбинированное охлаждение, воздух, холодильная машина, абсорбционно-эжекторная трансформация теплоты, конденсат, аккумуляция.

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Одним из основных направлений повышения эффективности газотурбинных установок (ГТУ) является охлаждение воздуха на входе теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), утилизирующими теплоту отработавших газов [1, 2]. В работах [3, 4] рассмотрены ТХМ комбинированного типа с абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ) в качестве высокотемпературной ступени охлаждения наружного воздуха от текущей температуры $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ (температура холодной воды $t_{\text{х}} \approx 7...10^\circ\text{C}$) и эжекторной хладоновой холодильной машиной (ЭХМ) как низкотемпературной ступенью охлаждения воздуха после АБХМ до температуры $t_{\text{в2}} = 7...10^\circ\text{C}$ (температура кипения хладона в воздухоохладителях $t_0 = 2...4^\circ\text{C}$). Показано, что для климатических условий эксплуатации ГТУ Южнобугской компрессорной станции (мощность ГТУ $N_e = 10$ МВт) (г. Южноукраинск, Николаевская обл., 2015 г.) при охлаждении воздуха на входе ГТУ до температуры $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ удельной (приходящейся на единичный расход воздуха $G_{\text{в}} = 1$ кг/с) проектной тепловой нагрузке двухступенчатого ВО $q_0 = 34$ кВт/(кг/с) соответствует практически максимальная годовая экономия топлива $B_{\text{г.10}}$. Эту удельную тепловую нагрузку $q_0 = 34$ кВт/(кг/с) принимают за рациональную и исходя из неё проектируют двухступенчатый ВО и выбирают полную установленную холодопроизводительность АБХМ и ЭХМ в соответствии с расхо-

дом воздуха $G_{\text{в}}$ через ГТУ: $Q_0 = G_{\text{в}} \cdot q_0$.

Поскольку процессы охлаждения воздуха сопровождаются конденсацией содержащихся в нем водяных паров, то целесообразно использовать полученный конденсат в качестве хладоносителя, а для снижения его температуры использовать резервы холодопроизводительности АБХМ и ЭХМ, образующиеся при пониженных текущих тепловых нагрузках.

Цель исследования – выявить и реализовать резервы использования холодопроизводительности АБХМ и ЭХМ и конденсата, как сопутствующего продукта, для охлаждения воздуха на входе ГТУ.

2. Результаты исследования

Схема двухступенчатого охлаждения воздуха на входе ГТУ в АБХМ и ЭХМ показана на рис. 1.

Расчёт параметров процесса охлаждения воздуха на входе ГТУ UGT 10000 производства ГП НПКГ "Зоря"-Машпроект (мощность $N_e = 10$ МВт) в двухступенчатом ВО выполнен для соотношений проектных удельных тепловых нагрузок ступеней охлаждения: $q_{0,\text{в2}} \approx 10$ кВт/(кг/с) и $q_{0,\text{н2}} = 24$ кВт/(кг/с), а также $q_{0,\text{в2}} \approx q_{0,\text{н2}} \approx 17$ кВт/(кг/с) при суммарной тепловой нагрузке двухступенчатого ВО $q_0 = 34$ кВт/(кг/с) и меняющихся в течение суток 8.07.2015 для климатических условий г. Южноукраинск Николаевской обл. (рис. 2) [5].

Как видно, средняя температура конденсата $t_{\text{ктв2ср}}$ и $t_{\text{ктн2ср}}$, образующегося соответственно в

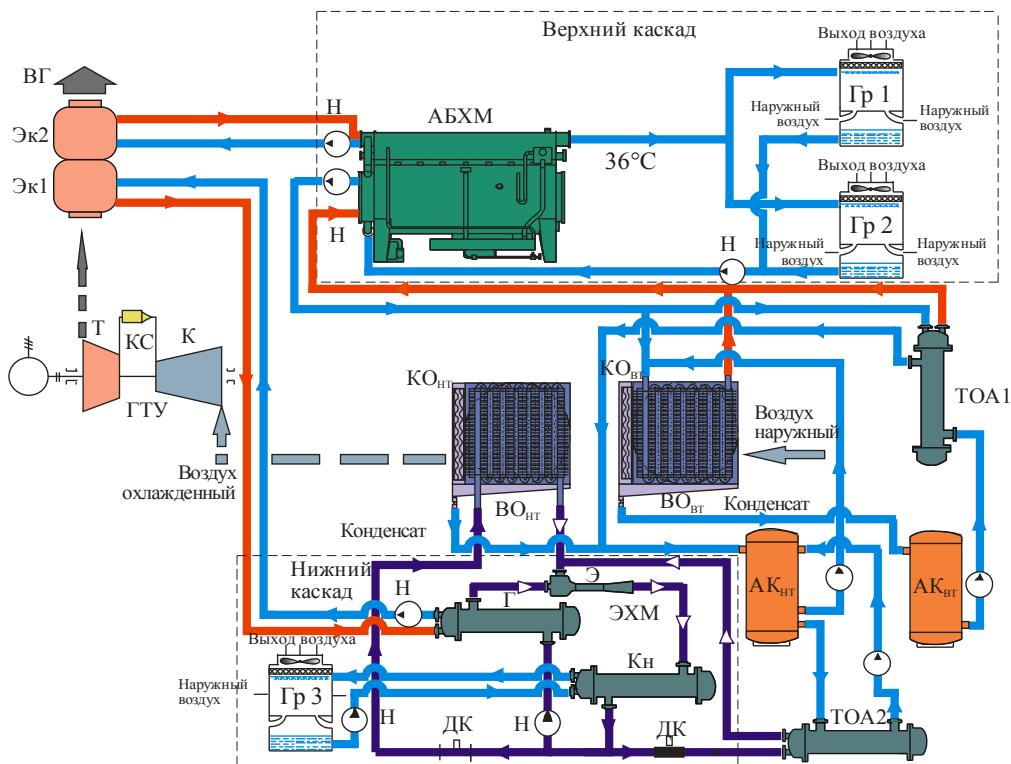


Рис. 1. Принципиальная схема системы комбинированного двухступенчатого охлаждения воздуха на входе ГТУ с использованием теплоты отработавших газов в АБХМ и ЭХМ: К – компрессор; Т – турбина; КС – камера сгорания; Эк1 и Эк2 – экономайзеры нагрева воды для ЭХМ и АБХМ соответственно; Гр – градирня; ВО_{ВТ} и ВО_{НТ} – высокотемпературная (водяная) и низкотемпературная (хладоновая) ступени воздухоохладителя; КО_{ВТ} и КО_{НТ} – каплеотделители высоко- и низкотемпературного конденсата; К-т – конденсат; АК_{ВТ} и АК_{НТ} – аккумуляторы высокотемпературного и низкотемпературного конденсата; ТОА1 и ТОА2 – теплообменные аппараты охлаждения высоко- и низкотемпературного конденсата; Э – эжектор; Г – генератор паров хладагona; Кн – конденсатор; ДК – дроссельный клапан; Н – насос; ВГ – выпускные газы

ВО_{ВТ} и ВО_{НТ} практически не меняется в течение суток, а с изменением соотношения проектных удельных тепловых нагрузок ступеней охлаждения $q_{0,ВТ}$ и $q_{0,НТ}$ при одинаковой суммарной удельной тепловой нагрузке двухступенчатого ВО $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$ меняется весьма слабо: с увеличением $q_{0,ВТ}$ и соответственно уменьшением $q_{0,НТ}$ $t_{кТВТср}$ снижается всего лишь на $0,5^\circ\text{C}$, а $t_{кТНТср}$ ещё меньше, в результате их температуры остаются близкими величинам $t_{кТВТср} \approx 15^\circ\text{C}$ и $t_{кТНТср} \approx 11^\circ\text{C}$. Сохранение практически неизменной средней температуры конденсата $t_{кТВТср}$ и $t_{кТНТср}$, образующегося в ВО_{ВТ} и ВО_{НТ}, подтверждено расчётами и для других дней июля 2015 г. То обстоятельство, что температура конденсата $t_{кТНТср}$, получаемого в ВО_{НТ}, существенно ниже, примерно на 4°C , по сравнению с $t_{кТВТср}$ для ВО_{ВТ}, свидетельствует о необходимости его раздельного отвода от ВО_{ВТ} и ВО_{НТ}. При примерно одинаковых проектных удельных тепловых нагрузках ВО_{ВТ} и ВО_{НТ}, т.е. $q_{0,ВТ} \approx q_{0,НТ} \approx 17 \text{ кВт/(кг/с)}$ (рис. 2, а), суточное накопление конденсата несколько меньше по сравнению с их соотношением $q_{0,ВТ} \approx 10 \text{ кВт/(кг/с)}$ и $q_{0,НТ} = 24 \text{ кВт/(кг/с)}$ (рис. 2, а).

Избыток холодопроизводительности АБХМ $Q_{0А}$ (по сравнению с проектной) определяется понижением температуры обратной охлаждающей воды t_{w2} на выходе из ВО_{ВТ} по сравнению с номинальным (спецификационным) её значением на входе АБХМ $t_{w2} = 12^\circ\text{C}$ (спецификационное снижение температуры охлаждающей воды в АБХМ $t_{w2} - t_{w1} = 5^\circ\text{C}$). Резерв холодопроизводительности ЭХМ $Q_{0Э}$ вызван завышенной проектной $q_{0,НТ}$ по сравнению с её величиной $Q_{0,10-15}$, необходимой для снижения температуры воздуха от 15°C до 10°C в ВО_{НТ}.

Сократить или ликвидировать дефицит холодопроизводительности АБХМ можно путем использования избытка холодопроизводительности АБХМ $Q_{0А}$ и ЭХМ $Q_{0Э}$, образующегося при пониженных тепловых нагрузках, для охлаждения конденсата получаемого в ВО_{ВТ} и ВО_{НТ} до температуры сначала 10°C в АБХМ, а потом до 7°C в ЭХМ с соответствующими затратами $Q_{0АКВТ10}$ и $Q_{0АКЭХМ7}$.

Поскольку часовой расход охлаждающей воды от АБХМ в ВО_{ВТ} составляет 80 т/ч , необходимо оценить время, в течение которого можно получить такое количество конденсата в двухступенчатом ВО.

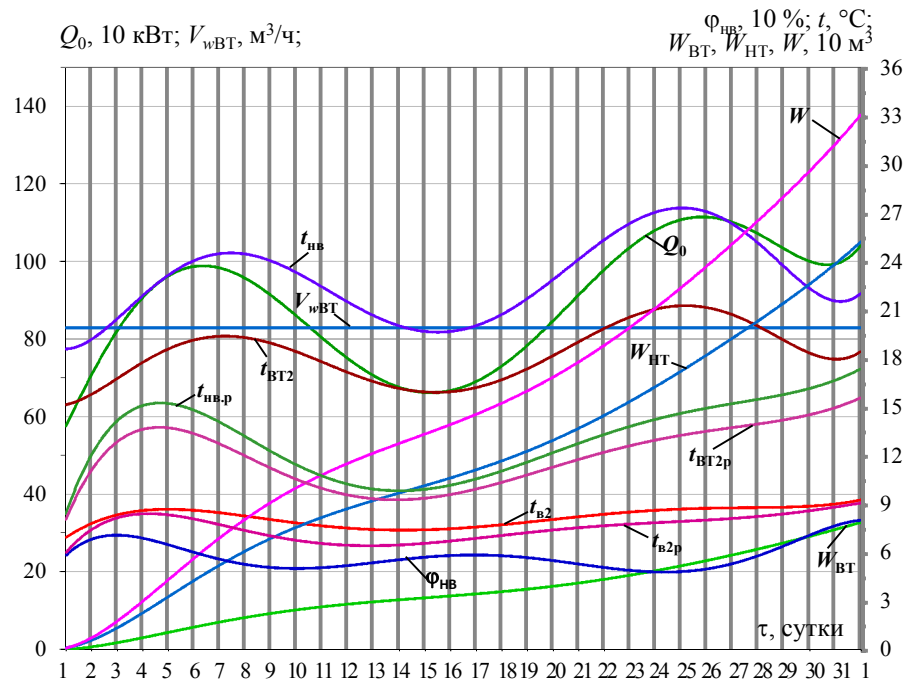


Рис. 3. Текущие значения температуры $t_{нв}$ и относительной влажности $\phi_{нв}$ наружного воздуха, температуры воздуха $t_{БТ2}$ на выходе из $ВО_{БТ}$ и $t_{НТ2}$ на выходе из $ВО_{НТ}$, соответствующих значений температуры точки росы $t_{нв,р}$, $t_{БТ2,р}$ и $t_{НТ2,р}$, а также тепловой нагрузки Q_0 на весь ВО, часового расхода охлаждающей воды G_w в $ВО_{БТ}$, часовых суммарных расходов конденсата V , выпадающего в $ВО_{БТ}$ и $ВО_{НТ}$, соответствующее количество конденсата W , образующегося в двухступенчатом ВО, $W_{БТ}$ – в $ВО_{БТ}$, $W_{НТ}$ – в $ВО_{НТ}$ (расход воздуха 40 кг/с, расход холодной воды 80 т/ч) в течение июля 2015 г.: проектные $q_{0,БТ} = 10$ кВт/(кг/с); $q_{0,НТ} = 24$ кВт/(кг/с); $q_0 = 34$ кВт/(кг/с) для климатических условий г. Южноукраинск, Николаевская обл.

Данные по накоплению конденсата за июль 2015 г. при проектных величинах $q_{0,БТ} = 10$ кВт/(кг/с), $q_{0,НТ} = 24$ кВт/(кг/с) и $q_0 = 34$ кВт/(кг/с) приведены на рис. 3.

Как видно, количество конденсата, полученного в процессе охлаждения воздуха в двухступенчатом ВО на входе ГТУ UGT 10000 производства ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект" (мощность $N_e = 10$ МВт, расход воздуха 40 кг/с) в течение июля 2015 г., составляет 330 т, т.е. в 4 раза больше его требуемого расхода для циркуляции через ВО, что позволяет сделать вывод о целесообразности его охлаждения за счёт резерва холодопроизводительности АБХМ и ЭХМ, образующегося при пониженных тепловых нагрузках, и использования для охлаждения воздуха на входе ГТУ.

Для этого при пониженных тепловых нагрузках часть обратной воды после $ВО_{БТ}$ направлять в $АК_{НТ}$, а вместо неё подавать в АБХМ более тёплую воду из $АК_{БТ}$.

Выводы

Получены данные по температурам и расходам конденсата, образующегося в процессе комбинированного (в АБХМ и ЭХМ) двухступенчатого охла-

ждения воздуха на входе ГТУ для климатических условий конкретного региона. Показано, что средняя температура конденсата, образующегося в $ВО_{БТ}$ и $ВО_{НТ}$, меняется весьма слабо (менее чем на 1 °C) в течение суток и с изменением соотношения проектных тепловых нагрузок ступеней охлаждения при одинаковой их проектной суммарной нагрузке для двухступенчатого ВО. Выявлены резервы холодопроизводительности АБХМ и ЭХМ, образующиеся при пониженных тепловых нагрузках. Предложена схема системы охлаждения воздуха на входе ГТУ с раздельным отводом конденсата от $ВО_{БТ}$ и $ВО_{НТ}$, его охлаждением за счёт резерва холодопроизводительности АБХМ и ЭХМ.

Литература

1. Popli, S. Trigenation scheme for energy efficiency enhancement in a natural gas processing plant through turbine exhaust gas waste heat utilization [Text] / Sahil Popli, Peter Rodgers, Valerie Evely // Applied Energy. – 2012. – No. 93. – P. 623–636.
2. Popli, S. Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry [Text] / Sahil Popli, Peter Rodgers,

Valerie Eveloy // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – No. 50. – P. 918–931.

3. Радченко, А. Н. Методологический подход к рациональному проектированию комбинированной теплоиспользующей системы охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 4(121). – С. 76–79.

4. Радченко, А. Н. Метод выбора рациональной тепловой нагрузки абсорбционно-эжекторного термотрансформатора охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ компрессорных станций [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 5(122). – С. 61–64.

5. Hans Güntner GmbH [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.guntner.su/>; <http://www.guentner.de: Güntner Product Calculator>. – 15.09.2017.

References

1. Popli, Sahil., Rodgers, Peter., Eveloy, Valerie. Trigeneration scheme for energy efficiency enhancement in a natural gas processing plant through turbine exhaust gas waste heat utilization. *Applied Energy*, 2012, no. 93, pp. 623–636.

2. Popli, Sahil., Rodgers, Peter., Eveloy, Valerie. Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry. *Applied Thermal Engineering*, 2013, no. 50, pp. 918–931.

3. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. Metodologicheskiy podhod k racionalnomu proektirovaniyu kombinirovannoi teploispolzuyushchey sistemy okhlazhdeniya vozdukha na vhode gazoturbinnoy ustanovki [Methodological approaches of rational designing of combined waste heat recovery system for gas turbine unit intake air cooling]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tehnologiya – Aerospace technics and technology*, 2015, no. 4 (121), pp. 76–79.

4. Radchenko, A. N., Kantor, S. A. Metod vybora racionalnoy teplovoy nagruzky absorbcionno-ezhektornogo termotransformatora okhlazhdeniya vozdukha na vhode regenerativnyh GTU kompressornyh stanciy [The method of evaluation of rational heat load on absorption-ejector thermotransformer for cooling regenerative GTU intake air of compressor stations]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tehnologiya – Aerospace technics and technology*, 2015, no. 5 (122), pp. 61–64.

5. Hans Güntner GmbH. Available at: <http://www.guntner.su/>; *Güntner Product Calculator* Available at: <http://www.guentner.de> (accessed 15.09.2017).

Поступила в редакцию 15.10.2017, рассмотрена на редколлегии 23.11.2017

ВИКОРИСТАННЯ КОНДЕНСАТУ ПРИ КОМБІНОВАНОМУ ОХОЛОДЖЕННІ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

А. М. Радченко, Б. С. Портной, О. І. Прядко, С. А. Кантор

Проаналізовано процеси комбінованого, в абсорбційній бромистолітєвій та ежекторній хладонової холодильних машинах, двоступеневого охолодження повітря на вході ГТУ для кліматичних умов конкретного регіону з отриманням конденсату як супутнього продукту. Виявлені резерви холодопродуктивності тепло-використовуючих холодильних машин, що утворюються при знижених теплових навантаженнях, і досліджена їх реалізація для зниження температури конденсату, який використовується як холодоносієм для охолодження повітря на вході ГТУ. Запропоновано схему системи охолодження повітря на вході ГТУ з роздільним відведенням конденсату від високо- та низькотемпературного ступенів повітроохолоджувача.

Ключові слова: комбіноване охолодження, повітря, холодильна машина, абсорбційно-ежекторна трансформація теплоти, конденсат, акумуляція.

COMPUTER SIMULATION OF WASTE HEAT RECOVERY GAS TURBINE UNIT INTAKE AIR COOLING SYSTEM WITH PRODUCING OF CONDENSATE

A. N. Radchenko, B. S. Portnoi, A. I. Prjanko, S. A. Kantor

The heat-humidity processes in the two-stage air cooler of combined type with water stage of precooling air to the temperature above 15 °C and refrigerant stage of further deep cooling air to the temperature about 10 °C by utilizing the exhaust gas waste heat in the absorption lithium-bromide chiller as the high temperature cooling stage and refrigerant ejector chiller as the low temperature cooling stage of the combined thermotransformer for gas turbine intake air cooling has been analyzed for daily changing ambient air temperatures and corresponding heat loads on the stages as consequence. The processes of producing the condensate as a subproduct of gas turbine unit intake air two-stage cooling were simulated for two variants of design heat loads upon air cooler stages: for approximately equal heat loads upon the air cooler stages and for more than twice decreased heat load upon the high temperature

cooling stage as compared with a heat load upon the low temperature cooling stage. The data about hourly amount of condensate extracted in each air cooler stage summed up over days and month and its temperature were calculated. The results of calculation have shown that the temperature of condensate received in the refrigerant low temperature cooling stage is about 11 °C and the temperatures of condensate received in the high temperature cooling stage with a chilled water temperature of 7 °C from absorption lithium-bromide chiller is about 15 °C that is the first one is lower by about 4 °C. It was also shown that the temperature of condensate from both stages of a combined two-stage air cooler remained nearly unchangeable during July. A conclusion about separate rejecting condensate from high and low temperature cooling stages of air cooler was made. The reserves of refrigeration capacity of absorption lithium-bromide chiller and refrigerant ejector chiller due to daily changeable heat loads were analyzed from the point of their use for cooling of condensate to the temperature of about 7 °C and its application as a coolant for high temperature cooling stage of gas turbine intake air cooler.

Keywords: combined cooling, air, absorption-ejector heat transformation, condensate, accumulation.

Радченко Андрей Николаевич – канд. техн. наук, доц. Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: nirad50@gmail.com, andrad69@mail.ru.

Портной Богдан Сергеевич – аспирант Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail:

Прядко Александр Игоревич – аспирант Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина.

Кантор Сергей Анатольевич – канд. техн. наук, инженер-механик, ПАО "Завод "Экватор", Николаев, Украина, e-mail: s_kantor@mail.ru.

Radchenko Andrey Nikolaevich – PhD, Assistant Professor of Dept. of Ship Electroenergetic Systems, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail: nirad50@gmail.com, andrad69@mail.ru

Portnoy Bogdan Sergeevich – PhD Student, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine, e-mail:

Prjadko Alexandr Igorevich – PhD Student, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine.

Кантор Сергей Анатольевич – PhD, Engineer, PJSC "Zavod "Ekvator", Mykolaiv, Ukraine, e-mail: s_kantor@mail.ru.