

DOI 10.15589/jnn20150507  
УДК 621.438.13:621.57  
P15

THE METHODOLOGICAL APPROACH  
TO EVALUATE THE RATIONAL HEAT LOADS ON THE COMBINED  
ABSORPTION-EJECTOR CHILLERS FOR GTU INTAKE AIR COOLING

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ  
РАЦИОНАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ КОМБИНИРОВАННЫХ  
АБСОРБЦИОННО-ЭЖЕКТОРНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН  
ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТУ

Andrey M. Radchenko  
andrad69@mail.ru  
ORCID: 0000-0002-8735-9205

А. Н. Радченко  
канд. техн. наук, доц.

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv*

*Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев*

**Abstract.** The methodological approach to evaluate the rational heat loads on the high-temperature absorption lithium-bromide and low-temperature refrigerant ejector stages of combined absorption-ejector chillers for gas turbine unit intake air cooling by using their exhaust gas heat has been proposed. According to this approach the value of rational cooling capacity of the combined absorption-ejector chiller providing the maximal fuel saving and stable low-temperature refrigerant ejector stage cooling capacity required for air cooling during summer months is used. It is shown that for limited exhaust gas heat, as in regenerative gas turbine units, for more deep gas turbine intake air cooling during under peak loads the low-temperature refrigerant ejector stage has to be designed for increased heat load and decreased refrigerant boiling temperature in the air cooler as compared with its value corresponding to gas turbine performance at the increased ambient temperature. With this the designed value of the cooling capacity of the absorption lithium-bromide chiller is calculated as difference between the corresponding rational cooling capacity of the combined absorption-ejector chiller and designed increased heat load on refrigerant ejector chiller. The method based on this approach allows to choose the heat loads on absorption and ejector gas turbine unit intake air cooling stages those provide the maximal annual fuel saving due to more deep air cooling for site climatic performance conditions.

**Keywords:** absorption-ejector chiller; high-temperature absorption lithium-bromide stage; low-temperature refrigerant ejector stage; gas turbine unit.

**Аннотация.** Предложен методологический подход к определению рациональных тепловых нагрузок на высокотемпературную абсорбционную бромисто-литиевую и низкотемпературную хладоновую эжекторную ступени комбинированных абсорбционно-эжекторных холодильных машин охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок, утилизирующих теплоту их отработанных газов.

**Ключевые слова:** абсорбционно-эжекторная холодильная машина; высокотемпературная абсорбционная бромисто-литиевая ступень; низкотемпературная хладоновая эжекторная ступень; газотурбинная установка.

**Анотація.** Запропоновано методологічний підхід до визначення раціональних теплових навантажень на високотемпературний абсорбційний бромисто-літєвий та низькотемпературний хладоновий ежекторний ступені комбінованих абсорбційно-ежекторних холодильних машин охолодження повітря на вході газотурбінних установок, що утилізують теплоту їх відпрацьованих газів.

**Ключові слова:** абсорбційно-ежекторна холодильна машина; високотемпературний абсорбційний бромисто-літєвий ступінь; низькотемпературний хладоновий ежекторний ступінь; газотурбінна установка.

## REFERENCES

- [1] *Nikolaevskie gazovye turbiny promyshlennogo primeneniya* [Nikolaev gas turbine of industrial applications]. Nikolaev, GP NPKGT «Zorya»–«Mashproekt» Publ., 2004. 20 p.
- [2] Radchenko A. N., Kantor S. A. *Effektivnost sposobov okhlazhdeniya vozdukha na vkhode GTU kompressornykh stantsiy v zavisimosti ot klimaticheskikh usloviy* [Effective way of cooling the inlet air to the gas turbine compressor stations, depending on climatic conditions]. *Aviacionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya — Aerospace technics and technology*. 2015, no. 1 (118), pp. 95–98.

- [3] Radchenko A. N., Kantor S. A. *Otsenka potentsiala okhlazhdeniya vozdukha na vkhode gazoturbinykh ustanovok transformatsiy teploty otrabotannykh gazov v teploispolzuyushchikh kholodilnykh mashinakh* [Evaluation of the potential of gas turbine unite inlet air cooling by transforming the heat of exhaust gases in the waste heat recovery chillers]. *Aviacionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya — Aerospace technics and technology*. 2014, no. 4 (111), pp. 56–59.
- [4] Radchenko A. N., Morozova A. S. *Metodologiya tekhniko-ekonomicheskogo obosnovaniya effektivnosti primeneniya trigeneratsii v gazoturbinykh ustanovkakh*. [Methods of technical and economic substantiation of the effectiveness of trigeneration gas turbine plants]. *Gazoturbinye tekhnologii — Gas turbine technology*. 2013, no. 3 (114), pp. 42–45.
- [5] Bortmany J. N. Assesstment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. Paper GT-2002-30657. 12 p.

**ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ**

Одним из направлений повышения топливной эффективности газотурбинных установок (ГТУ) при высоких температурах воздуха на входе  $t_{нв}$  является его охлаждение теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), трансформирующими в холод теплоту отработанных газов [2–5]. Применение таких ТХМ позволяет сократить потребление топлива. Так, для ГТУ производства ГП НПКГ «Зоря» – «Машпроект» с понижением температуры  $t_{нв}$  на 10 °С удельный расход топлива ГТУ уменьшается на 7...8 г/(кВт·ч) [1]. Снижение температуры воздуха  $\Delta t = t_{нв} - t_{в2}$  зависит от температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  и охлажденного в ТХМ воздуха  $t_{в2}$ , которая определяется температурой хладоносителя  $t_x$  (рабочего тела ТХМ), т.е. типом и режимом работы ТХМ [2–4]. Так, в эжекторных хладоновых холодильных машинах (ЭХМ) с использованием низкокипящих рабочих тел (НРТ) воздух можно охладить до температуры  $t_{в2} = 10$  °С и ниже (температура кипения НРТ  $t_x = t_0 = 2...3$  °С и ниже), а в абсорбционных бромистолитиевых машинах (АБХМ), как правило, до  $t_{в2} = 15$  °С и выше ( $t_x \approx 7$  °С). Хотя ЭХМ и обеспечивает более глубокое охлаждение воздуха на входе ГТУ и соответственно большее сокращение потребления топлива, но эффективность трансформации ими теплоты в холод гораздо ниже, чем в АБХМ: их тепловые коэффициенты  $\zeta_{э} = 0,2...0,3$  против  $\zeta_{а} = 0,7...0,8$  для АБХМ, где тепловой коэффициент  $\zeta = Q_0 / Q_{г}$  — отношение холодопроизводительности к затраченной теплоте отработанных газов (горячей воды, получаемой за счет теплоты газов). Это, в свою очередь, требует увеличенных расходов теплоты, что не всегда возможно при ограниченном тепловом потенциале отработанных газов, особенно в ГТУ регенеративного типа с нагревом сжатого воздуха перед камерой сгорания газами после турбины и температурой уходящих газов  $t_{г} = 240...250$  °С.

**АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ**

Исследованию охлаждения воздуха на входе ГТУ трансформацией сбросной теплоты отработанных газов посвящен ряд публикаций [2–5]. В работах [2–4]

рассмотрены теплоиспользующие холодильные машины абсорбционного и эжекторного типов. Однако вопросы повышения эффективности эксплуатации холодильных машин комбинированного абсорбционно-эжекторного типа при пониженных температурах наружного воздуха  $t_{нв}$  (в ночные часы, межсезонье), когда тепловая нагрузка на них, прежде всего на высокотемпературную абсорбционную бромистолитиевую ступень (АБХМ-ступень), сокращается, не рассматривались. Очевидно, что при умеренных температурах  $t_{нв}$  весьма целесообразным было бы использование избыточной теплоты для более глубокого охлаждения воздуха на входе ГТУ низкотемпературной ЭХМ-ступенью.

**ЦЕЛЬ РАБОТЫ** — разработать методологический подход к определению рациональных тепловых нагрузок абсорбционной и эжекторной ступеней комбинированной абсорбционно-эжекторной холодильной машины охлаждения воздуха на входе ГТУ с учетом климатических условий эксплуатации.

**ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА**

Данные по экономии топлива удобно представлять в относительных (удельных) величинах — в виде экономии топлива, приходящейся на 1 кВт мощности ГТУ, т.е.  $V_{т,yl} = V_{т} / N_e$ , в зависимости от затрат удельной холодильной мощности (холодопроизводительности), приходящейся на единичный расход воздуха (при  $G_{в} = 1$  кг/с):  $q_0 = Q_0 / G_{в}$ , где  $Q_0$  — затраты холодильной мощности на охлаждение воздуха. Значения годовой удельной экономии топлива  $V_{т,yl} = V_{т} / N_e$  в зависимости от затрат удельной холодильной мощности (холодопроизводительности)  $q_0$  при разных температурах охлажденного воздуха  $t_{в2}$ :  $V_{т,7}$  и  $V_{т,10}$  — при  $t_{в2} = 7$  и 10 °С (АЭХМ);  $V_{т,15}$  и  $V_{т,20}$  — при  $t_{в2} = 15$  и 20 °С (АБХМ-ступень) для климатических условий эксплуатации газотурбокомпрессорного агрегата ГТК-10-4 (мощность  $N_e = 10$  МВт) Южно-бугской компрессорной станции (с. Любашевка, Николаевская обл., 2009 г.) приведены на рис. 1.

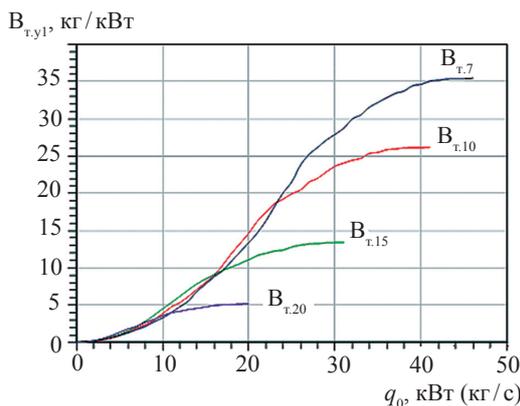
При этом для регенеративной ГТУ ГТК-10-4 мощностью  $N_e = 10$  МВт и расходом воздуха  $G_{в} = 80$  кг/с, как и для ГТУ производства ГП НПКГ «Зоря» – «Машпроект» при снижении температуры

воздуха на входе на 1 °С удельный расход топлива уменьшается на величину  $\Delta b_e = 0,7 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ .

Как видно, для рассматриваемых климатических условий при охлаждении воздуха на входе ГТУ до температуры  $t_{b2} = 10 \text{ °С}$  при удельной (приходящейся на единичный расход воздуха  $G_b = 1 \text{ кг/с}$ ) холодильной мощности АЭХМ  $q_0 = 34 \text{ кВт}/(\text{кг/с})$  значения удельной, приходящейся на 1 кВт мощности, экономии топлива  $V_{\tau,10}$  за 2009 г. составляют 25 кг/кВт при сохранении высоких темпов ее наращивания. Из-за падения темпов наращивания  $V_{\tau,10}$  после  $q_0 = 34 \text{ кВт}/(\text{кг/с})$  не происходит заметного возрастания  $V_{\tau,10}$ . Удельную холодильную мощность АЭХМ  $q_0 = 34 \text{ кВт}/(\text{кг/с})$  принимают за рациональную и исходя из нее выбирают полную установленную холодильную мощность АЭХМ в соответствии с расходом воздуха через ГТУ:  $Q_0 = G_b \cdot q_0$ , кВт. Завышение рациональной величины установленной холодильной мощности АЭХМ  $q_0 = 34 \text{ кВт}/(\text{кг/с})$  не приведет к сколь-нибудь заметному увеличению  $V_{\tau,10}$ , но вызывает существенное возрастание капитальных затрат.

Для обоснования методологического подхода к выбору рациональной тепловой нагрузки высокотемпературной АБХМ- и низкотемпературной ЭХМ-ступеней комбинированной АЭХМ охлаждения воздуха на входе ГТУ КС проанализируем текущие значения соответствующих удельных затрат холодопроизводительности (удельных тепловых нагрузок)  $q_0$  для наиболее теплого июля месяца (рис. 2).

Как видно, при весьма значительном изменении удельной тепловой нагрузки на высокотемпературную АБХМ-ступень  $q_{0,15}$  колебания тепловой нагрузки на низкотемпературную ЭХМ-ступень



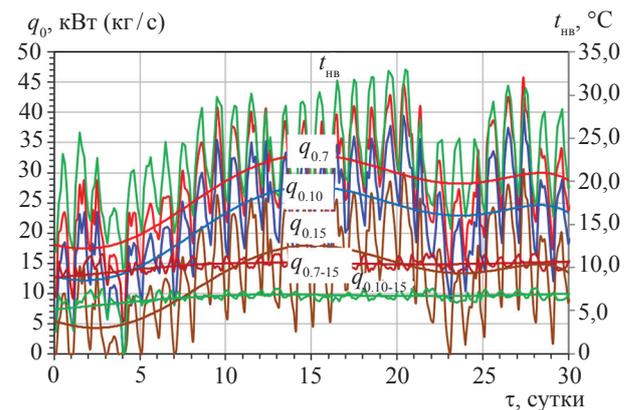
**Рис. 1.** Значения годовой удельной экономии топлива  $V_{\tau,y1} = V_{\tau}/N_e$  в зависимости от затрат удельной холодильной мощности ТХМ  $q_0$  ( $G_b = 1 \text{ кг/с}$ ) при разных температурах охлажденного воздуха  $t_{b2}$ :

$V_{\tau,7}$  и  $V_{\tau,10}$  — при  $t_{b2} = 7$  и  $10 \text{ °С}$  (АЭХМ);  $V_{\tau,15}$  и  $V_{\tau,20}$  — при  $t_{b2} = 15$  и  $20 \text{ °С}$  (АБХМ-ступень), с. Любашевка Николаевской обл., 2009 г.

$q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$  сравнительно небольшие: 11...13 кВт/(кг/с). Следовательно, характер тепловой нагрузки на АБХМ- и ЭХМ-ступени комбинированной АЭХМ разный: относительно стабильная тепловая нагрузка  $q_{0,10-15}$  на низкотемпературную ЭХМ-ступень (хладон при температуре кипения  $t_x = t_0 = 3...5 \text{ °С}$  непосредственно в испарителе-воздухоохладителе на входе ГТУ или хладон при температуре кипения  $t_x = t_0 = 0...2 \text{ °С}$  при наличии промежуточного хладонносителя — охлаждаемой в испарителе ЭХМ воды с температурой  $t_x = 3...5 \text{ °С}$ ) и значительные изменения тепловой нагрузки на высокотемпературную АБХМ-ступень  $q_{0,15}$  (холодная вода от АБХМ с температурой  $t_x = 7 \text{ °С}$ ). Последнее обусловлено изменением температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  в течение суток — с ее понижением в ночное время до  $t_{нв} = 15 \text{ °С}$  и ниже с соответствующим падением до нуля тепловой нагрузки  $q_{0,15}$  на АБХМ-ступень.

Такой же характер изменения тепловой нагрузки на АБХМ- и ЭХМ-ступени комбинированной АЭХМ сохраняется и при более глубоком охлаждении воздуха до  $t_{b2} = 7 \text{ °С}$ , правда, удельная тепловая нагрузка на низкотемпературную ЭХМ-ступень на 20...30% больше по сравнению с охлаждением воздуха до  $t_{b2} = 10 \text{ °С}$ :  $q_{0,7-15} = 14...16 \text{ кВт}/(\text{кг/с})$ .

Таким образом, относительно стабильный характер удельной тепловой нагрузки на низкотемпературную ЭХМ-ступень (по сравнению с высокотемпературной АБХМ-ступенью) предопределяет выбор ее проектной величины  $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$ . Соответственно тепловая нагрузка на высокотемпературную АБХМ-ступень определится как  $q_{0,А7} = 34 - q_{0,10-15}$  исходя из рациональной установленной холодильной



**Рис. 2.** Текущие значения температуры наружного воздуха  $t_{нв}$ , удельных затрат холодопроизводительности (удельных тепловых нагрузок на ТХМ)  $q_0$  на охлаждение наружного воздуха на входе ГТУ от  $t_{нв}$  до  $t_{b2} = 7$  и  $10 \text{ °С}$  в АЭХМ  $q_{0,7}$  и  $q_{0,10}$ , до  $t_{b2} = 15 \text{ °С}$  в АБХМ-ступени  $q_{0,15}$ , а также от  $t_{b2} = 15 \text{ °С}$  (после АБХМ-ступени) до  $t_{b2} = 7$  и  $10 \text{ °С}$  в ЭХМ-ступени:

$q_{0,7-15} = q_{0,7} - q_{0,15}$  и  $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$  (с. Любашевка, июль 2009 г.)

мощности всей АЭХМ  $q_0 = 34$  кВт/(кг/с), выбранной исходя из годовой экономии топлива в соответствии с рис. 1.

Однако с учетом снижения температуры наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$  в ночное время и межсезонье и, как следствие, с одной стороны, соответствующего сокращения текущих значений удельной тепловой нагрузки  $q_{0,15}$  на высокотемпературную АБХМ-ступень, а с другой стороны, невозможности реализовать эту избыточную холодильную мощность  $\Delta q_{0,A} = q_{0,A7} - q_{0,15}$  для более глубокого охлаждения воздуха при пониженных температурах  $t_{\text{нв}}$  из-за ограничения глубины его охлаждения температурой  $t_{\text{б2}} = 10$  °С, обусловленной в свою очередь температурой кипящего НРТ  $t_0 = 3...5$  °С (при разности температур  $\Delta t_{\text{б2}} = t_{\text{б2}} - t_0 = 5...7$  °С), при проектировании комбинированной АЭХМ в качестве рациональной удельной тепловой нагрузки на низкотемпературную ЭХМ-ступень следует принимать несколько завышенную величину по сравнению с холодопроизводительностью  $q_{0,10-15}$ , требуемой для охлаждения воздуха от  $t_{\text{б2}} = 15$  °С до  $t_{\text{б2}} = 10$  °С, например, равную величине  $q_{0,7-15} > q_{0,10-15}$  (рис. 3). При этом температура кипения НРТ в ЭХМ-ступени должна быть ниже:  $t_0 = 0...2$  °С, что позволяет охлаждать воздух в ЭХМ-ступени от  $t_{\text{б2}} = 15$  °С до более низкой температуры  $t_{\text{б2}} = 7$  °С. Соответственно с учетом рациональной проектной удельной холодильной мощности всей АЭХМ  $q_0 = 34$  кВт/(кг/с) рациональная проектная тепловая нагрузка на высокотемпературную АБХМ-ступень будет меньше величины, требуемой для охлаждения воздуха от текущих  $t_{\text{нв}}$  до  $t_{\text{б2}} = 15$  °С, и определится как  $q_{0,A7} = 34 - q_{0,7-15}$ .

Тогда в наиболее теплые периоды (дневные часы в летние месяцы при высоких температурах наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$ ), т.е. при повышенной тепловой нагрузке на АБХМ-ступень  $q_{0,15}$ , превышающей ее проектную величину  $q_{0,A7} = 34 - q_{0,7-15}$  (рис. 3), часть тепловой нагрузки, требуемой для охлаждения наружного воздуха от  $t_{\text{нв}}$  до  $t_{\text{б2}} = 15$  °С, будет приходиться на ЭХМ-ступень, спроектированную на завышенную тепловую нагрузку  $q_{0,7-15}$ . А в ночное время и межсезонье при пониженных температурах  $t_{\text{нв}}$  завышенная холодильная мощность ЭХМ-ступени  $q_{0,7-15} > q_{0,10-15}$  и низкая температура кипения НРТ в ЭХМ-ступени  $t_0 = 0...2$  °С обеспечат более глубокое охлаждение воздуха до  $t_{\text{б2}} < 10$  °С, в частности, до  $t_{\text{б2}} = 7$  °С.

Из рис. 3 видно, что установленной рациональной холодильной мощности АЭХМ  $q_{0,10} = 34$  кВт/(кг/с), рассчитанной исходя из годовой экономии топлива (рис. 1), достаточно для покрытия затрат холода на охлаждение наружного воздуха на входе ГТУ от  $t_{\text{нв}}$  до  $t_{\text{б2}} = 10$  °С практически в течение всего июля месяца, кроме промежутков по 2...4 часа 17...20, 27 и 28 июля. При этом на саму АБХМ-ступень приходится только часть тепловой нагрузки  $q_{0,A}$ , которая

меньше требуемой ее величины  $q_{0,15}$  для охлаждения наружного воздуха на входе ГТУ от  $t_{\text{нв}}$  до  $t_{\text{б2}} = 15$  °С, а остальная ее часть покрывается за счет ЭХМ-ступени благодаря тому, что ее мощность  $q_{0,7-15}$  выбрана больше требуемой величины  $q_{0,10-15}$ .

Текущие значения температуры наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$ , охлажденного воздуха после АБХМ-ступени  $t_{\text{б2А}}$  и всей АЭХМ  $t_{\text{б2АЭ}}$ , а также снижения температуры наружного воздуха в АБХМ-ступени  $\Delta t_{\text{бА}}$  (с. Любашевка, июль 2009 г.) приведены на рис. 4. При этом снижение температуры наружного воздуха в АБХМ-ступени определяли как  $\Delta t_{\text{бА}} = q_{0,A} / (c_{\text{в}} \cdot \xi_{15})$ , где  $c_{\text{в}}$  — теплоемкость воздуха;  $\xi_{15}$  — коэффициент влаговываждения в процессах охлаждения наружного воздуха от текущих температур  $t_{\text{нв}}$  до  $t_{\text{б2}} = 15$  °С.

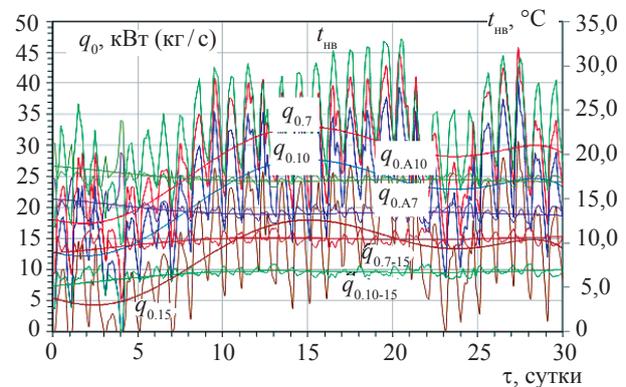


Рис. 3. Текущие значения температуры наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$ , требуемых удельных затрат холодопроизводительности  $q_0$  на охлаждение наружного воздуха на входе ГТУ от  $t_{\text{нв}}$  до  $t_{\text{б2}} = 7$  и  $10$  °С в АЭХМ  $q_{0,7}$  и  $q_{0,10}$ , до  $t_{\text{б2}} = 15$  °С в АБХМ-ступени  $q_{0,15}$ , от  $t_{\text{б2}} = 15$  °С (после АБХМ-ступени) до  $t_{\text{б2}} = 7$  и  $10$  °С в ЭХМ-ступени:  $q_{0,7-15} = q_{0,7} - q_{0,15}$  (рациональной проектной) и  $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$ , а также соответствующих холодопроизводительностей АБХМ-ступени  $q_{0,A7} = 34 - q_{0,7-15}$  (рациональной проектной с глубоким охлаждением воздуха до  $t_{\text{б2}} = 7$  °С при пониженной  $t_{\text{нв}}$ ) и  $q_{0,A10} = 34 - q_{0,10-15}$  (с охлаждением воздуха до  $t_{\text{б2}} = 10$  °С), с. Любашевка, июль 2009 г.

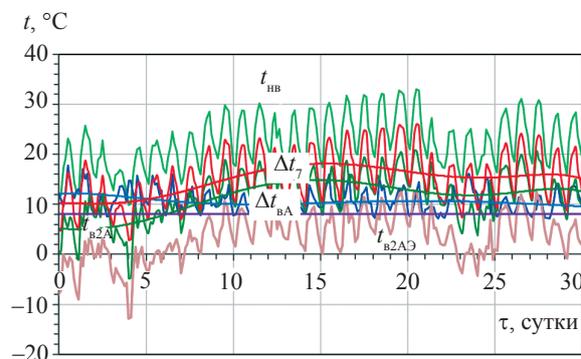


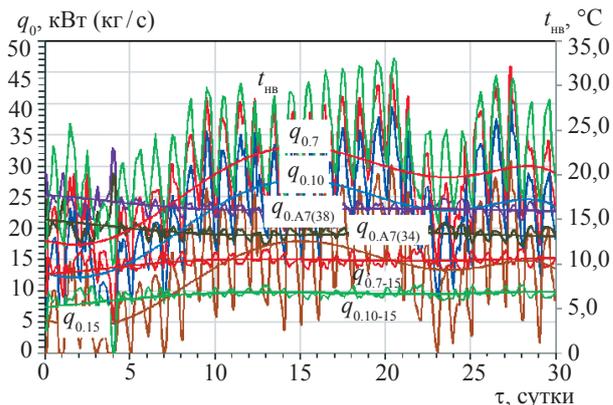
Рис. 4. Текущие значения температуры наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$ , охлажденного наружного воздуха после АБХМ-ступени  $t_{\text{б2А}}$  и всей АЭХМ  $t_{\text{б2АЭ}}$ , а также снижения температуры наружного воздуха в АБХМ-ступени  $\Delta t_{\text{бА}}$  (с. Любашевка, июль 2009 г.)

Понятно, что температура охлажденного в ЭХМ-ступени воздуха  $t_{\text{в2АЭ}}$  не может опускаться ниже значения  $t_{\text{в2АЭ}} = 7^\circ\text{C}$ , которое ограничивается температурой кипящего НРТ  $t_0 = 3...5^\circ\text{C}$  и разностью температур на выходе их воздухоохладителя  $\Delta t_{\text{в}} = 5...7^\circ\text{C}$ . Значения  $t_{\text{в2АЭ}}$  ниже  $7^\circ\text{C}$ , приведенные на рис. 4, показывают наличие избытка холодильной мощности  $q_0$  в ночные часы и дни с умеренной температурой наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$ .

В случае наличия достаточного количества теплоты отработанных газов, как, например, в ГТУ простого цикла, в которых температура газов составляет  $t_{\text{г}} = 400...500^\circ\text{C}$ , глубокое охлаждение воздуха до  $t_{\text{в2АЭ}} = 7^\circ\text{C}$  можно обеспечить и в наиболее теплые периоды летних месяцев. Для этого установленную холодильную мощность АЭХМ надо выбирать равной  $q_{0,7} = 38 \text{ кВт/(кг/с)}$  согласно рис. 1, исходя из годовой экономии топлива соответственно при  $t_{\text{в2}} = 7^\circ\text{C}$ . Соответствующие значения рациональной проектной холодопроизводительности АБХМ-ступени  $q_{0,А7(34)} = 34 - q_{0,7-15}$  (с глубоким охлаждением воздуха до  $t_{\text{в2}} = 7^\circ\text{C}$  в периоды умеренных температур с пониженной  $t_{\text{нв}}$ ) и  $q_{0,А7(38)} = 38 - q_{0,10-15}$  (с охлаждением воздуха до  $t_{\text{в2}} = 7^\circ\text{C}$  и при повышенной  $t_{\text{нв}}$ ) приведены на рис. 5 (с. Любашевка, июль 2009 г.).

Как видно из рис. 5, максимальные значения текущих величин удельной холодопроизводительности всей АЭХМ  $q_{0,7}$ , требуемой для охлаждения воздуха на входе ГТУ от текущих  $t_{\text{нв}}$  до  $t_{\text{в2}} = 7^\circ\text{C}$ , практически не превышают величину проектной удельной холодопроизводительности АЭХМ  $q_{0,7} = 38 \text{ кВт/(кг/с)}$  (согласно рис. 1) за небольшим исключением в течение промежутков по 2...4 часа 17...20, 27 и 28 июля. При этом недоохлаждение составляет не более  $3^\circ\text{C}$ . Соответствующее значение проектной удельной холодопроизводительности АБХМ-ступени, рассчитанное как  $q_{0,А7(38)} = 38 - q_{0,7-15}$ , будет на  $4 \text{ кВт/(кг/с)}$  больше по сравнению с  $q_{0,А7(34)} = 34 - q_{0,7-15}$ .

**ВЫВОДЫ.** Предложен методологический подход к определению рациональных тепловых нагрузок на высокотемпературную абсорбционную и низкотемпературную эжекторную ступени (АБХМ- и ЭХМ-ступени) комбинированных абсорбционно-эжекторных холодильных машин (АЭХМ) охлаждения воздуха на входе ГТУ, согласно которому за базовые принимают значения рациональной холодопроизводительности всей комбинированной АЭХМ, полу-



**Рис. 5.** Текущие значения температуры наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$ , требуемых удельных затрат холодопроизводительности  $q_0$  на охлаждение наружного воздуха на входе ГТУ от  $t_{\text{нв}}$  до  $t_{\text{в2}} = 7$  и  $10^\circ\text{C}$  в АЭХМ  $q_{0,7}$  и  $q_{0,10}$ , до  $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$  в АБХМ-ступени  $q_{0,15}$ , от  $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$  (после АБХМ-ступени) до  $t_{\text{в2}} = 7$  и  $10^\circ\text{C}$  в ЭХМ-ступени:  $q_{0,7-15} = q_{0,7} - q_{0,15}$  (рациональной проектной) и  $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$ , а также соответствующие значения рациональной проектной холодопроизводительности АБХМ-ступени  $q_{0,А7(34)} = 34 - q_{0,7-15}$  (с глубоким охлаждением воздуха до  $t_{\text{в2}} = 7^\circ\text{C}$  при пониженной  $t_{\text{нв}}$ ) и  $q_{0,А7(38)} = 38 - q_{0,7-15}$  (с охлаждением воздуха до  $t_{\text{в2}} = 7^\circ\text{C}$  и при повышенной  $t_{\text{нв}}$ ), с. Любашевка, июль 2009 г.

ченной исходя из максимального годового эффекта в виде экономии топлива, и сравнительно стабильную величину холодопроизводительности ЭХМ-ступени, требуемой для охлаждения воздуха в наиболее теплонпряженные летние месяцы. Показано, что в условиях ограниченного теплового потенциала отработанных газов, в частности, ГТУ регенеративного типа, для более глубокого охлаждения воздуха на входе ГТУ и соответственно большей экономии топлива в периоды внепиковых нагрузок низкотемпературную хладонную эжекторную ступень АЭХМ (ЭХМ-ступень) необходимо проектировать на завышенную проектную тепловую нагрузку и с пониженной на  $3...5^\circ\text{C}$  температурой кипения хладона в воздухоохладителе по сравнению с ее величиной при эксплуатации в условиях высоких температур наружного воздуха. При этом значение проектной удельной холодопроизводительности АБХМ-ступени определяют как разность удельной холодопроизводительности всей комбинированной АЭХМ и проектной (завышенной) тепловой нагрузки ЭХМ-ступени.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Николаевские газовые турбины промышленного применения. – Николаев : ГП НПКГТ «Зоря» – «Машпроект». — 2004. — 20 с.
- [2] Радченко, А. Н. Эффективность способов охлаждения воздуха на входе ГТУ компрессорных станций в зависимости от климатических условий / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // Авиационно-космическая техника и технология. — 2015. — № 1 (118). — С. 95–98.

- [3] **Радченко, А. Н.** Оценка потенциала охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок трансформацией теплоты отработанных газов в теплоиспользующих холодильных машинах / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. — 2014. — № 4 (111). — С. 56–59.
- [4] **Радченко, А. Н.** Методология технико-экономического обоснования эффективности применения тригенерации в газотурбинных установках / А. Н. Радченко, А. С. Морозова // *Газотурбинные технологии*: Рыбинск. — 2013. — № 3 (114). — С. 42–45.
- [5] **Bortmany, J. N.** Assesmtment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air / J. N. Bortmany // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. — Paper GT-2002-30657. — 12 p.

---

© А. М. Радченко

Надійшла до редколегії 24.09.2015

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК  
д-р техн. наук, проф. *С. І. Сербін*