

DOI 10.15589/jnn20150609

УДК 621.438.13:621.57

P15

INVESTIGATION OF BUSTER STAGE OF COMBINED TYPE AIR COOLER

ИССЛЕДОВАНИЕ БУСТЕРНОЙ СТУПЕНИ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ
КОМБИНИРОВАННОГО ТИПА**Andrey M. Radchenko**

andrad69@mail.ru

ORCID: 0000-0002-8735-9205

Sergey A. Kantor

s_kantor@mail.ru

ORCID: 0000-0001-5050-5937

Aleksandr I. Prjadko

andrad69@mail.ru

ORCID: 0000-0002-2142-3665

А. Н. Радченкоканд. техн. наук, доц.¹**С. А. Кантор**инженер-механик²**А. И. Прядко**асп.¹¹*National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine*²*LTD “Zavod “Ekvator”, Mykolaiv, Ukraine*¹*Національний університет кораблебудування, г. Николаев, Україна*²*ПАО «Завод «Екватор», г. Николаев, Україна*

Abstract. Cooling the gas turbine unit intake air in the two-stage air cooler of combined type with buster water stage of precooling and refrigerant stage of deep cooling 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 has been analyzed for daily changing ambient air temperatures and heat loads on the stages as consequence. An approach to choose the specified (designed) heat load upon the buster water stage for precooling of the gas turbine unit intake air taking into account daily changes of the ambient air temperature and corresponding heat load to avoid excessive turbine power waste and corresponding fuel waste for compensation of the air pressure drop of the buster water stage has been proposed. The choice of reduced design heat load on the air cooler buster water stage as the most influenced by daily and season changes in ambient air temperatures was proved. The data of test of the buster water stage of the air cooler showed a good agreement with calculated heat characteristics.

Key words: combined air cooler; buster water stage; refrigerant stage; gas turbine intake air; exhaust gas waste heat recovery.

Аннотация. Проанализировано охлаждение воздуха на входе газотурбинной установки в двухступенчатом воздухоохладителе комбинированного типа с бустерной ступенью предварительного охлаждения водой и хладоновой ступенью глубокого охлаждения. Предложен подход к выбору установленной (проектной) тепловой нагрузки на бустерную ступень с учетом меняющихся в течение суток температур наружного воздуха, который позволяет сократить непродуктивные затраты мощности и соответствующие расходы топлива на преодоление аэродинамического сопротивления бустерной водяной ступени. Достоверность расчетных тепловых характеристик подтверждена их согласованием с результатами экспериментального исследования бустерной водяной ступени воздухоохладителя.

Ключевые слова: комбинированный воздухоохладитель; бустерная водяная ступень; хладоновая ступень; воздух на входе газовой турбины; утилизация сбросной теплоты выпускного газа.

Анотація. Проаналізовано охолодження повітря на вході газотурбінної установки у двоступеневому повітроохолоджувачі комбінованого типу з бустерним ступенем попереднього охолодження водою та хладоновим ступенем глибокого охолодження. Запропонований підхід до вибору встановленого (проектного) теплового навантаження на бустерний ступінь з урахуванням змінних упродовж доби температур зовнішнього повітря, який дозволяє скоротити непродуктивні витрати потужності та відповідні витрати палива на подолання аеродинамічного опору бустерного водяного ступеня. Достовірність розрахункових теплових характеристик підтверджена їх узгодженням з результатами експериментального дослідження бустерного водяного ступеня повітроохолоджувача.

Ключові слова: комбінований повітроохолоджувач; бустерний водяний ступінь; хладоновий ступінь; повітря на вході газової турбіни; утилізація скидної теплоти выпускного газу.

REFERENCES

- [1] Nikolaevskie gazovye turbiny promyshlennogo primeneniya. [Nikolaev gas turbine of industrial applications]. Nikolaev, SE SPCGT «Zorya»—«Mashproekt», 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]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya — Aerospace technics and technology*, 2015, issue 1 (118), pp. 95–98.
- [3] Radchenko R. M., Ostapenko O. V., Yesin I. P., Portnoi B. S. *Hlyboka utylizatsiia teploty tryheneratsiinoi ustanovky avtonomnoho enerhozabezpechennia* [Deep heat utilization in trigeneration reciprocating gas engine installation for integrated energy supply]. *Aviacionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya — Aerospace technics and technology*, 2015, issue 1(118), pp. 99–103.
- [4] Radchenko R. N., Grich A. V. *Dvukhstupenchatoe okhlazhdenie pritochnogo vozdukha gazovykh dvigateley trigeneratsionnoy ustanovki* [Two-stage intake air cooling for gas engines of trigeneration system]. *Aviacionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya — Aerospace technics and technology*, 2014, issue 6 (113). pp. 103–107.
- [5] Radchenko N. I., Kantor S. A., Ramzi El Gerbi. *Stupenchatoe konditsionirovanie vozdukha na vkhode reku-perativnykh GTD utilizatsiei teploty vypusknykh gazov* [Stage conditioning of recuperative GTE intake air by utilization of exhaust gas heat]. *Aviacionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya — Aerospace technics and technology* 20146 issue 3 (110). pp. 86–90.
- [6] Bortmany, J. N. Assessment 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

Термодинамическая эффективность тепловых двигателей (газотурбинных и двигателей внутреннего сгорания) существенно зависит от температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе. Так, с повышением температуры $t_{\text{нв}}$ на входе ГТУ производства ГП НПКГ «Зоря–Машпроект» на 10 °С мощность уменьшается на 8...10%, КПД на 0,8...1,0% в абсолютных и 2,7...2,8% в относительных величинах, удельный расход топлива возрастает на 7...8 г/(кВт·ч) (рис. 1) [1].

Повысить эффективность работы двигателей при высоких температурах $t_{\text{нв}}$ воздуха на входе и за счет этого сократить удельный расход топлива можно путем предварительного охлаждения воздуха теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), трансформирующими в холод теплоту отработанных газов [2–6]. Снижение температуры воздуха $\Delta t = t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}}$ и соответственно величина получаемого эффекта зависят от температуры не только наружного $t_{\text{нв}}$, но и охлажденного в ТХМ воздуха $t_{\text{в2}}$, которая, в свою очередь, — от температуры хладоносителя $t_{\text{х}}$ (рабочего тела ТХМ), т.е. типа ТХМ [3–5]. Так, в абсорбционных бромистолитиевых холодильных машинах (АБХМ) воздух можно охладить до температуры $t_{\text{в2}} = 15$ °С и выше (температура холодной воды $t_{\text{х}} \approx 7$ °С) [2, 6], тогда как в эжекторных хладоновых машинах (ЭХМ) при использовании в качестве рабочих тел хладонов — до $t_{\text{в2}} = 10$ °С и ниже (температура кипящего хладона $t_{\text{х}} = 2...3$ °С и ниже) [3–5].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ
ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Вопросам охлаждения воздуха на входе ГТУ с использованием сбросной теплоты отработанных газов

в ТХМ посвящено немало публикаций. В работах [3, 4] рассмотрены ТХМ комбинированного типа с АБХМ в качестве высокотемпературной ступени охлаждения наружного воздуха от текущей температуры $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 15$ °С и ЭХМ как низкотемпературной ступенью глубокого охлаждения воздуха после АБХМ до температуры $t_{\text{в2}} = 7...10$ °С. В АБХМ холодную воду для высокотемпературной ступени охлаждения получают с высокой эффективностью трансформации теплоты в холод — с тепловым коэффициентом $\zeta = 0,7...0,8$ [2, 6], тогда как хладоснабжение низкотемпературной ступени осуществляется при гораздо меньших тепловых коэффициентах, например, $\zeta = 0,2...0,3$ для ЭХМ [3–5].

Очевидно, что вопросы повышения эффективности эксплуатации ТХМ такого комбинированного типа должны решаться с учетом изменения тепловых нагрузок на ступени охлаждения в соответствии с текущими значениями температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ и разной эффективности трансформации теплоты в холод — разных тепловых коэффициентов ζ для АБХМ и ЭХМ. При этом моделирование процессов охлаждения воздуха в воздухоохладителях комбинированного типа должно производиться для реальных климатических условий, меняющихся в течение суток — от наиболее теплонпряженных полудни до умеренных в ночные часы и межсезонье, а результаты моделирования подтверждаться данными испытаний.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ — исследование эффективности воздухоохладителя комбинированного типа с бу-стерной ступенью предварительного охлаждения воды на входе в хладоновую ступень при меняющихся тепловых нагрузках в соответствии с текущими значениями температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Двухступенчатые воздухоохладители комбинированного типа с бустерной ступенью предварительного (высокотемпературного) охлаждения воздуха водой и хладоновой ступенью глубокого охлаждения воздуха в наибольшей степени соответствуют эксплуатации в условиях умеренного климата, характерного для Украины. При повышенных температурах наружного воздуха бустерная ступень его предварительного водяного охлаждения обеспечивает сокращение тепловой нагрузки на вторую — хладоновую ступень глубокого охлаждения воздуха, более энергозатратную из-за меньших тепловых коэффициентов: $\zeta = 0,2 \dots 0,3$ для ЭХМ против $\zeta = 0,7 \dots 0,8$ для АБХМ.

Одним из вариантов функционирования бустерной ступени является также ее питание конденсатом, образующимся в процессе глубокого охлаждения воздуха на входе двигателя в хладоновой ступени. В этом случае хладоноситель-конденсат является сопутствующим продуктом, не требующим на свое получение применения АБХМ. Поскольку его температура несколько выше, чем холодной воды, получаемой в АБХМ, соответственно температурный напор, а следовательно, и холодопроизводительность (тепловая нагрузка) бустерной ступени, работающей на таком конденсате, меньше, чем в случае питания холодной водой от АБХМ с температурой $t_x \approx 7^\circ\text{C}$. При этом на вторую, хладоновую, ступень глубокого охлаждения воздуха с более низкими температурами кипящего хладона $t_0 = 1 \dots 3^\circ\text{C}$ будет приходиться большая доля тепловой нагрузки по сравнению с АБХМ, что необходимо учитывать при выборе ее расчетной проектной величины по результатам моделирования процессов охлаждения при текущих тепловлажностных параметрах наружного воздуха.

Принципиальная схема двухступенчатого охлаждения воздуха комбинированного типа с бустерной ступенью предварительного водяного охлаждения абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ) и хладоновой ступенью низкотемпературного охлаждения эжекторной холодильной машиной (ЭХМ), использующими сбросную теплоту отработанных газов ГТУ, показана на рис. 2.

При умеренных температурах наружного воздуха, например, в весенний и осенний сезоны, когда эффективность применения бустерной ступени падает из-за уменьшения температурного напора между воздухом и охлаждающей водой, ее целесообразно отключать — байпасировать — во избежание непродуктивных затрат мощности (соответственно и топлива) на преодоление аэродинамического сопротивления, а охлаждение воздуха производить в хладоновой ступени (с более низкой температурой кипящего хладона). При отключении АБХМ бустерной ступени

приходящаяся на нее тепловая нагрузка перекладывается на менее эффективную ЭХМ, что влечет за собой возрастание требуемых затрат теплоты на получение холода, ранее генерируемого в АБХМ, из-за значительно меньших $\zeta = 0,2 \dots 0,3$ для ЭХМ по сравнению с $\zeta = 0,7 \dots 0,8$ для АБХМ, а получение холода может оказаться весьма проблематичным при ограниченных объемах сбросной теплоты, например, в газотурбинных двигателях регенеративного типа с нагревом

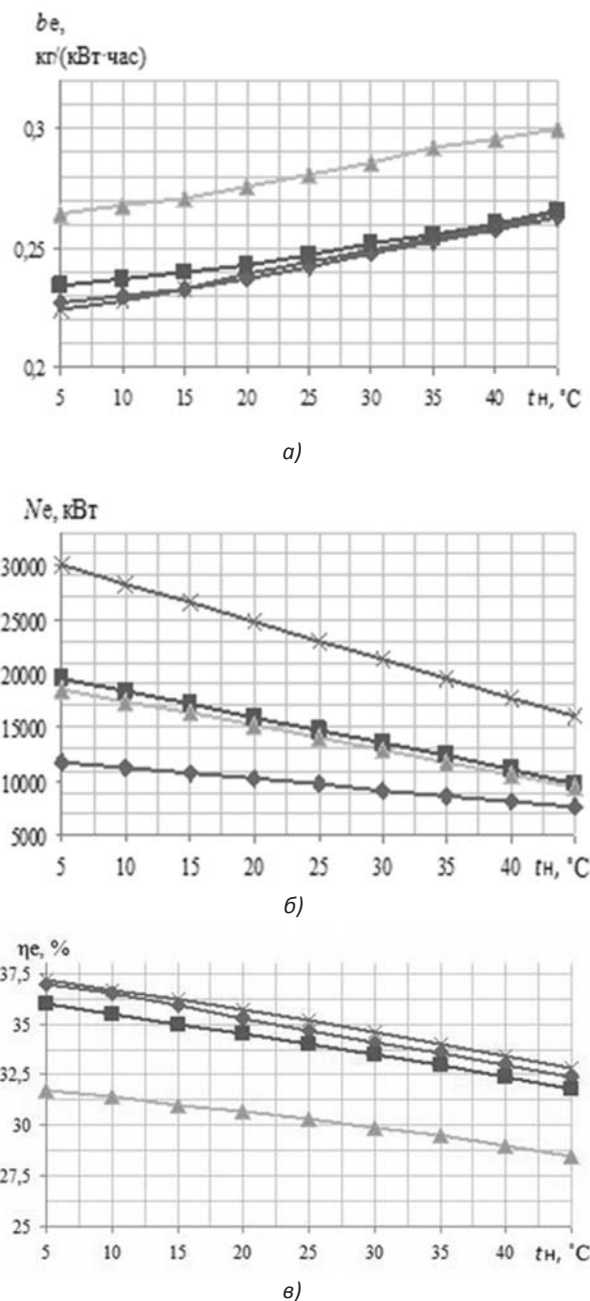


Рис. 1. Зависимости удельного расхода топлива b_e (а), мощности N_e (б) и КПД η_e (в) ГТУ производства ГП НПКТ «Зоря»-«Машпроект» от температуры воздуха на входе t_n :
 ◆ — UGT 10000; ■ — UGT 15000; ▲ — UGT 16000; × — UGT 25000

сжатого воздуха перед камерой сгорания газами после турбины, когда температура отработанных газов сравнительно невысокая (240...250 °С), или при наличии других потребителей теплоты и холода.

Поскольку при умеренных температурах наружного воздуха, например, в ночные часы летних месяцев, тепловая нагрузка бустерной ступени предварительного водяного охлаждения сокращается, а высвобождаемую теплоту целесообразно использовать для охлаждения воздуха до более низких температур, а в межсезонье вообще отключать бустерную ступень и переходить на глубокое охлаждение воздуха только в ЭХМ, то вполне очевидно, что при выборе проектных величин тепловых нагрузок ступеней необходимо исходить из особенностей их эксплуатации в условиях умеренного климата. Исходя из такого подхода моделирование работы двухступенчатого воздухоохладителя производили с учетом пониженных проектных тепловых нагрузок $q_{0вт}$ бустерной ступени предварительного водяного охлаждения $ВО_{вт}$ и повышенных нагрузок $q_{0нт}$ для хладоновой низкотемпературной ступени $ВО_{нт}$. Результаты расчета текущих параметров воздуха и хладоносителей (воды и хладона), тепловых

характеристик и показателей тепловой эффективности бустерной ступени предварительного водяного охлаждения $ВО_{вт}$ и всего двухступенчатого воздухоохладителя, включая и хладоновую низкотемпературную ступень $ВО_{нт}$, при разных величинах их проектных удельных, приходящихся на единицу расхода воздуха через $ВО G_b = 1$ кг/с, тепловых нагрузок $q_{0вт} = 15,9$ и 10 кВт/(кг/с), $q_{0нт} = 17,7$ и 24 кВт/(кг/с) и практически одинаковой их суммарной удельной тепловой нагрузке для всего $ВО q_0 = 34$ кВт/(кг/с) приведены на рис. 3–5.

При расчете уменьшения удельного расхода топлива ГТУ за счет охлаждения воздуха на входе бустерной ступенью $ВО_{вт} \Delta b_e$ и суммарного по нарастающей уменьшения удельного расхода топлива b_e , приходящегося на 1 кВт мощности ГТУ, учитывали ее аэродинамическое сопротивление ΔP . На рис. 4 приведено также уменьшение удельного расхода топлива ГТУ за счет охлаждения воздуха бустерной ступенью $ВО_{вт}$ без учета ее аэродинамического сопротивления Δb_{e1} , а также увеличение удельного расхода топлива ГТУ Δb_{ep} из-за аэродинамического сопротивления $ВО_{вт}$ и соответствующих затрат мощности ГТУ на его преодоление.

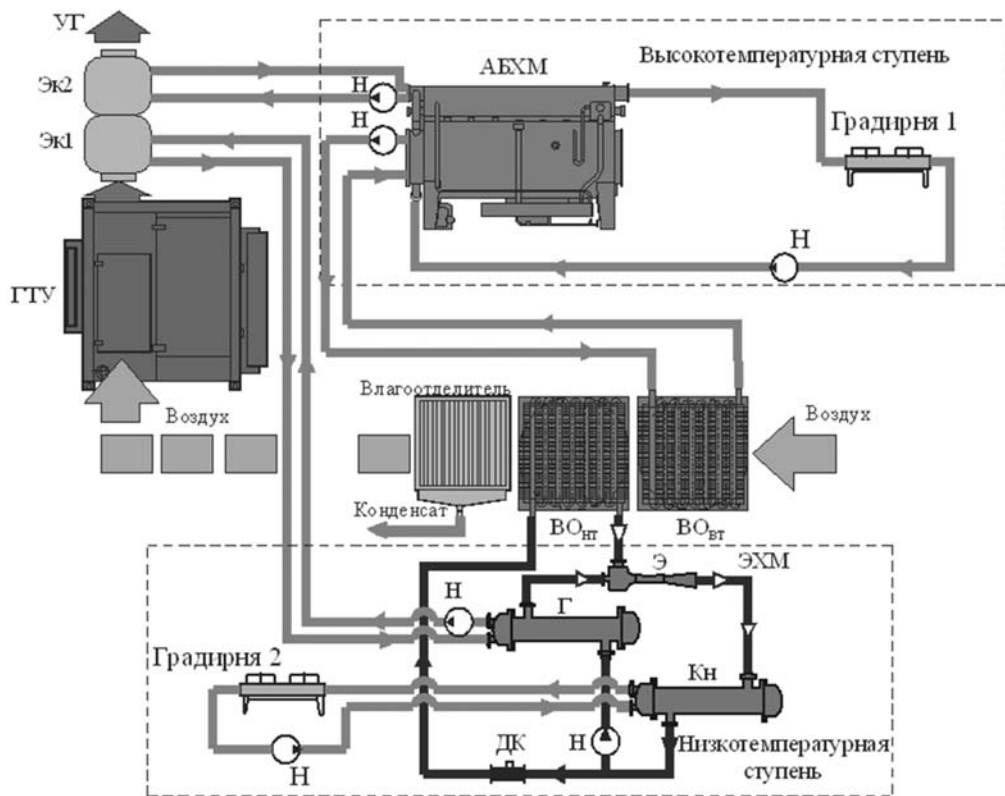


Рис. 2. Принципиальная схема двухступенчатого охлаждения воздуха комбинированного типа с бустерной ступенью предварительного водяного охлаждения абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ) и хладоновой ступенью низкотемпературного охлаждения эжекторной холодильной машиной (ЭХМ), использующими сбросную теплоту отработанных газов ГТУ:

УГ — уходящие газы; Эк₁ и Эк₂ — экономайзеры нагрева воды для ЭХМ и АБХМ соответственно; ВО_{вт} и ВО_{нт} — высокотемпературная (водяная) и низкотемпературная (хладоновая) ступени воздухоохладителя; Э — эжектор; Г — генератор паров хладона; Кн — конденсатор; ДК — дроссельный клапан; Н — насос

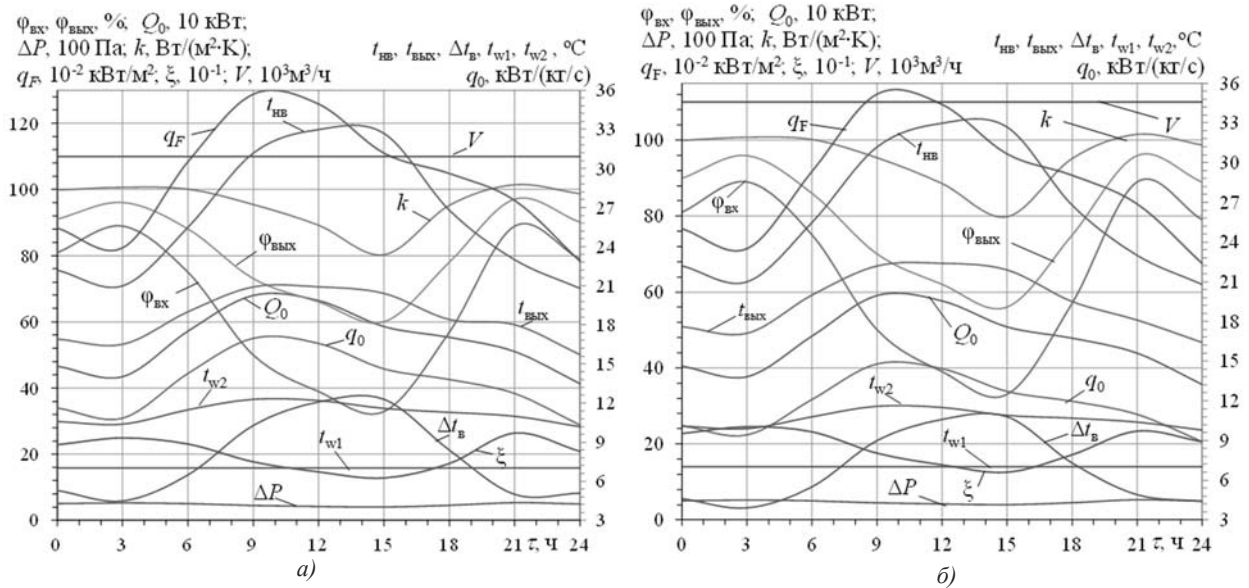


Рис. 3. Текущие значения полной холодопроизводительности Q_0 , т.е. тепловой нагрузки на спроектированный бустерный $ВО_{BT}$ водяного охлаждения и подачи воды от АБХМ с температурой $t_{w1} = 7^\circ C$, удельной холодопроизводительности (удельной тепловой нагрузки) $ВО_{BT}$ q_0 , приходящейся на единицу расхода воздуха $G_B = 1$ кг/с, снижения температуры воздуха Δt_B в $ВО_{BT}$ от текущей температуры наружного воздуха на входе до конечной температуры $t_{вхк}$ на выходе из $ВО_{BT}$ относительной влажности наружного воздуха на входе $\phi_{вх}$ и выходе $\phi_{вхк}$, температуры воды на выходе t_{w2} , коэффициента теплопередачи k , аэродинамического сопротивления $ВО_{BT}$ ΔP , коэффициента влаговываждения ξ , плотности теплового потока, отнесенной к наружной поверхности $ВО$ q_F , в течение суток (21.07.2009) для климатических условий г. Южно-Украинска Николаевской обл. при разных проектных величинах удельной тепловой нагрузки на $ВО_{BT}$ $q_{0,пр}$, $ВО_{HT}$ $q_{0,HT}$ и суммарной $ВО$ $q_0 = q_{0,пр} + q_{0,HT}$:

часовой объемный расход воздуха $V = 110 \cdot 10^3$ м³/ч; а) — $q_{0,пр} = 15,9$ кВт/(кг/с); $q_{0,HT} = 17,7$ кВт/(кг/с); $q_0 = 33,6$ кВт/(кг/с); б) — $q_{0,пр} = 10$ кВт/(кг/с); $q_{0,HT} = 24$ кВт/(кг/с); $q_0 = 34$ кВт/(кг/с)

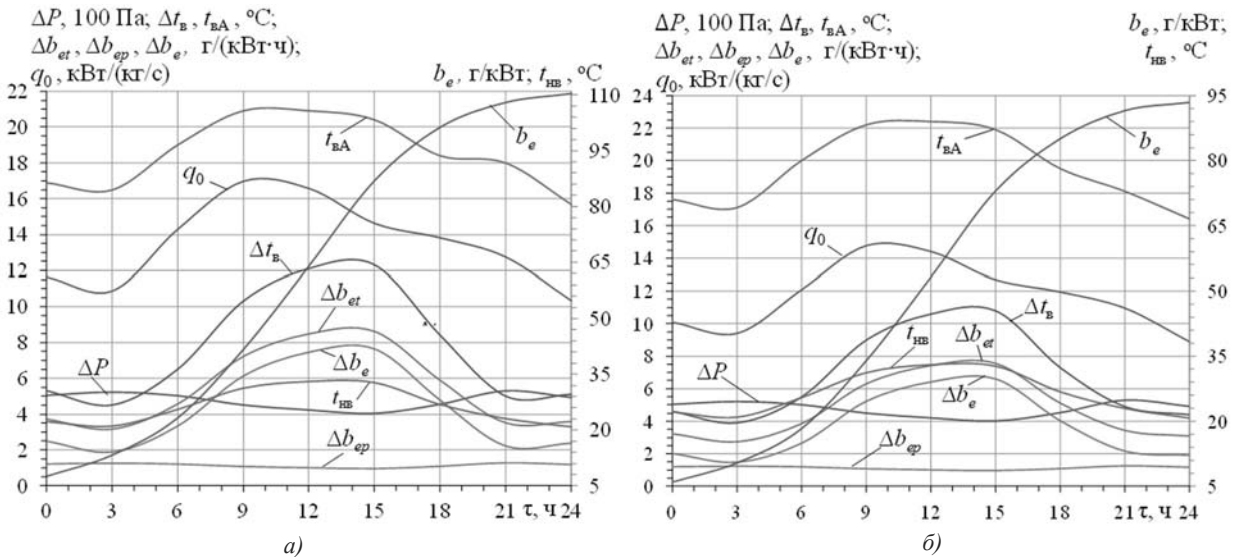


Рис. 4. Текущие значения удельной холодопроизводительности (удельной тепловой нагрузки) q_0 , приходящейся на единицу расхода воздуха $G_B = 1$ кг/с, бустерной ступени $ВО_{BT}$ водяного охлаждения и подачи воды от АБХМ с температурой $t_{w1} = 7^\circ C$, снижения температуры воздуха Δt_B в $ВО_{BT}$ от текущей температуры наружного воздуха $t_{нв}$ на входе до температуры $t_{ва}$ на выходе из $ВО_{BT}$, аэродинамического сопротивления ΔP бустерной ступени $ВО_{BT}$, уменьшения удельного расхода топлива ГТУ за счет охлаждения воздуха на входе бустерной ступенью $ВО_{BT}$ с учетом аэродинамического сопротивления $ВО_{BT}$ Δb_e и суммарного по нарастающей уменьшения удельного расхода топлива b_e , приходящегося на 1 кВт мощности ГТУ, уменьшения удельного расхода топлива ГТУ за счет охлаждения воздуха на входе бустерной ступенью $ВО_{BT}$ без учета аэродинамического сопротивления $ВО_{BT}$ $\Delta b_{ет}$ и увеличения удельного расхода топлива ГТУ из-за аэродинамического сопротивления $ВО_{BT}$ $\Delta b_{еп}$ в течение суток (21.07.2009) для климатических условий г. Южно-Украинска Николаевской обл. при разных проектных величинах удельной тепловой нагрузки на $ВО_{BT}$ $q_{0,пр}$, $ВО_{HT}$ $q_{0,HT}$ и суммарной $ВО$ $q_0 = q_{0,пр} + q_{0,HT}$:

а) — $q_{0,пр} = 15,9$ кВт/(кг/с); $q_{0,HT} = 17,7$ кВт/(кг/с); $q_0 = 33,6$ кВт/(кг/с); б) — $q_{0,пр} = 10$ кВт/(кг/с); $q_{0,HT} = 24$ кВт/(кг/с); $q_0 = 34$ кВт/(кг/с)



Рис. 5. Общий вид экспериментальной установки (а) и бустерного водяного охладителя воздуха типа ОВВМ (б)

То обстоятельство, что суточная удельная экономия топлива b_e даже для наиболее теплого июля месяца за счет охлаждения воздуха в бустерной ступени ВО меняется незначительно (рис. 4) при уменьшении величины ее проектной удельной тепловой нагрузки с $q_{0,вт} = 16$ кВт/(кг/с) до $q_{0,вт} = 10$ кВт/(кг/с), подтверждает правомерность такого подхода к выбору удельной тепловой нагрузки ступеней, когда ее величину для ВО_{вт} $q_{0,вт}$ принимают заниженной, а для ВО_{нт} $q_{0,нт}$ соответственно завышенной, что обеспечивает глубокое охлаждение воздуха при умеренных его температурах $t_{нв}$ в ночное время летом и в межсезонье.

С целью подтверждения достоверности расчетных тепловых характеристик бустерной ступени ВО_{вт} предварительного охлаждения воздуха водой были проведены ее экспериментальные исследования в широком диапазоне изменения удельной тепловой нагрузки $q_0 = 8...18$ кВт/(кг/с). Выбор в качестве объекта исследования бустерного воздухоохладителя обусловлен тем, что именно бустерный воздухоохладитель подвержен наибольшим колебаниям тепловой нагрузки в соответствии с изменением тепловлажностных параметров наружного воздуха на входе (температуры $t_{в1}$ и относительной влажности ϕ_1 воздуха), тогда как низкотемпературная хладоновая ступень ВО_{нт} эксплуатируется в довольно узком диапазоне температур воздуха на входе $t_{вх} = 14...16$ °С.

Экспериментальные исследования бустерной ступени водяного охлаждения воздуха проведены в теплотехнической лаборатории ПАО «Завод «Экватор». Общий вид экспериментальной установки и бустерного водяного охладителя воздуха типа ОВВМ показаны на рис. 5.

Тепловая нагрузка на ВО регулировалась изменением расхода G_v и температуры воздуха на входе $t_{в1}$, а также расхода G_w и температуры воды на входе t_{w1} . При этом энтальпия влажного воздуха на входе и выходе ВО рассчитывалась по температурам по сухому и мокрому термометрам на входе $t_{в1}$ и $t_{м1}$ и выходе $t_{в2}$ и $t_{м2}$.

Температуру охлаждающей воды измеряли лабораторными термометрами с ценой деления 0,1 °С. Расход охлаждающей воды измеряли ротаметром РМ-2,5, а расход воздуха определяли с помощью измерительного коллектора, представляющего собой насадку полного давления. Необходимые параметры воздуха на входе в ВО поддерживались путем его охлаждения в рассольном охладителе холодильной машины, размещенной в теплоизолированной герметичной нагрузочной камере, или нагревом термоэлектрическим нагревателем в воздуховоде на входе ВО. После тепловлажностной обработки в ВО воздух снова поступал в камеру. На установившемся тепловом режиме установка работала в течение 15 мин. Измерение параметров на каждом режиме проводилось три раза через каждые 5 мин. Затем показания усреднялись. В обработку принимались опыты с отклонением тепловых балансов по воздуху и воде, не превышающим 10%.

При измеренных величинах температуры воздуха на входе ВО по сухому t_1 и мокрому $t_{м1}$ термометрам находят влагосодержание $d_{м1} = 0,622 p_n'' / (p_0 - p_n'')$, где p_n'' — парциальное давление водяного пара в состоянии насыщения при t_m : $p_n'' = p_s = 0,00000000631568 T^4 - 0,0000067994849 T^3 + 0,00276234657579 T^2 - 0,50156330897127 T^5 + 34,3222353128522$; p_0 — полное давление, $p_0 = 1,01333 \cdot 10^5$ Па.

Относительная влажность воздуха на входе ВО: $\phi_1 = P_{n1} / P_{n1}'$, где P_{n1} и P_{n1}' — парциальное давление водяного пара при t_1 и в состоянии насыщения при $t_{м1}$.

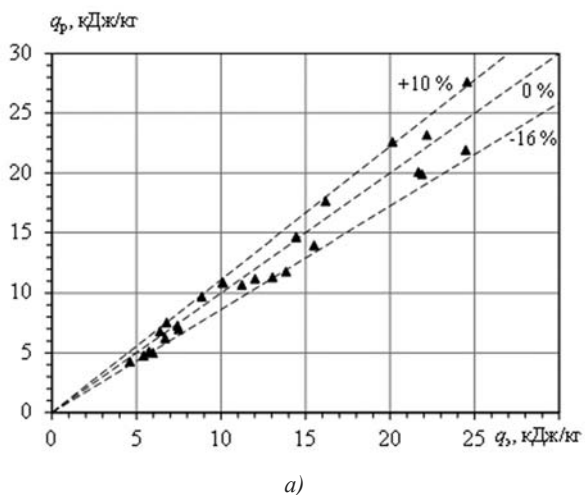
Теплоемкость влажного воздуха, кДж/(кг·°К):

$$c_{вв1} = 1,01 + 1,89 d_{м1}$$

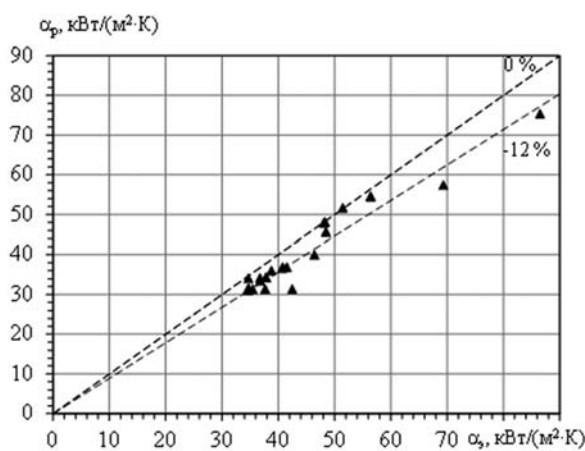
Энтальпия влажного воздуха на входе ВО, кДж/кг:

$$I_{в1} = c_{вв1} t_{м1} + 2500 d_{м1}$$

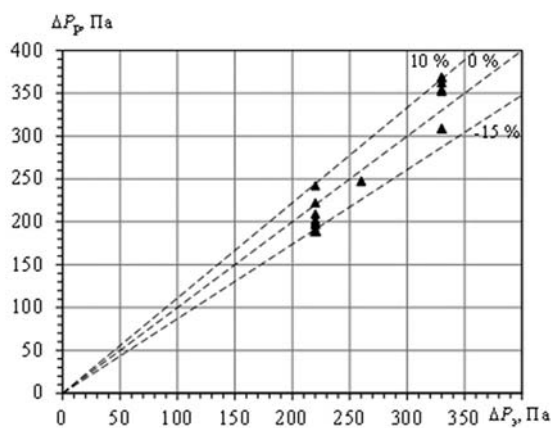
где $r_0 = 2500$ кДж/кг — удельная теплота фазового перехода. Энтальпию влажного воздуха в состоянии насыщения находят при $t_{м1}$:



а)



б)



в)

Рис. 6. Результаты сравнения расчетных и экспериментальных величин удельной тепловой нагрузки ВО q_p и q_s (а), коэффициента теплоотдачи от воздуха к наружной ребристой поверхности ВО α_p и α_s (б), а также аэродинамического сопротивления ВО ΔP_p и ΔP_s (в)

$$I_{в1}'' = (1,01 + 1,89 d_m) t_m + 2500 d_m.$$

Поскольку при измерении температуры воздуха мокрым термометром увлажнение воздуха водой происходит практически при $I_B = \text{const}$, то $I_{в1} = I_{в1}''$.

Аналогичным образом находят параметры воздуха на выходе из ВО: $d_{м2}, c_{вл2}, \Phi_2, I_{в2}$.

Тепловая нагрузка ВО полная $Q_0 = G_B (I_{в1} - I_{в2})$, кВт, где G_B — массовый расход воздуха, и удельная $q_0 = I_{в1} - I_{в2}$, кДж/кг или кВт/(кг/с).

Значения коэффициента теплоотдачи от воздуха к наружной ребристой поверхности ВО рассчитывают по уравнению для полной теплоотдачи в мокром режиме

$$\alpha_{в.м} = 0,25 \frac{\lambda_{в}}{d_H} \text{Re}_B^{0,56} \xi_H^{2,41-0,56 \lg \text{Re}_B}.$$

Результаты сравнения расчетных и экспериментальных величин удельной тепловой нагрузки ВО q_p и q_s , коэффициента теплоотдачи от воздуха к наружной ребристой поверхности ВО α_p и α_s , а также аэродинамического сопротивления ВО ΔP_p и ΔP_s приведены на рис. 6.

Как видно, расхождение расчетных и экспериментальных величин удельной тепловой нагрузки ВО q_p и q_s , коэффициента теплоотдачи от воздуха к наружной ребристой поверхности ВО α_p и α_s , а также аэродинамического сопротивления ВО ΔP_p и ΔP_s не превышают 10...15%, что свидетельствует о достоверности математической модели процессов охлаждения воздуха.

ВЫВОДЫ. Предложен подход к выбору установленной (проектной) тепловой нагрузки на бустерную ступень предварительного водяного охлаждения воздуха на входе ГТУ с учетом меняющихся в течение суток температур наружного воздуха и соответствующих тепловых нагрузок, который позволяет сократить непродуктивные затраты мощности и соответствующие расходы топлива на преодоление аэродинамического сопротивления бустерной водяной ступени. Показана правомерность выбора заниженной величины проектной тепловой нагрузки на бустерную ступень как наиболее подверженную суточным и сезонным изменениям температуры наружного воздуха.

Достоверность расчетных тепловых характеристик подтверждена их хорошим согласованием с результатами экспериментального исследования бустерной водяной ступени воздухоохладителя.

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 [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. — 2015. — № 1 (118). — С. 95–98.
- [4] **Радченко, Р. М.** Глибока утилізація теплоти тригенераційної установки автономного енергозабезпечення [Текст] / Р. М. Радченко, О. В. Остапенко, І. П. Єсін, Б. С. Портной // *Авиационно-космическая техника и технология*. — 2015. — № 1 (118). — С. 99–103.
- [5] **Радченко, Р. Н.** Двухступенчатое охлаждение приточного воздуха газовых двигателей тригенерационной установки [Текст] / Р. Н. Радченко, А. В. Грич // *Авиационно-космическая техника и технология*. — 2014. — № 6 (113). — С. 103–107.
- [6] **Радченко, Н. И.** Ступенчатое кондиционирование воздуха на входе рекуперативных ГТД утилизацией теплоты выпускных газов [Текст] / Н. И. Радченко, С. А. Кантор, Рамзи Єл Герби // *Авиационно-космическая техника и технология*. — 2014. — № 3 (110). — С. 86–90.
- [3] **Bortmany, J. N.** Assesstment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air [Текст] / J. N. Bortmany // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. — Paper GT-2002-30657. — 12 p.

© А. М. Радченко, С. А. Кантор, А. В. Грич

Надійшла до редколегії 03.12.2015

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК
д-р техн. наук, проф. М. Р. Кач