

DOI 10.15589/jnn20150610

УДК 621.438.13:621.57

P15

**A CHOICE OF REFRIGERATION CAPACITY OF GTU INTAKE
AIR COOLING SYSTEM FOR CLIMATIC CONDITIONS OF LIBYA****ВЫБОР ХОЛОДИЛЬНОЙ МОЩНОСТИ УСТАНОВКИ
ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТУ ДЛЯ
КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ ЛИВИИ****Mykola I. Radchenko**

andrad69@mail.ru

ORCID: 0000-0001-5796-5370

Rami Kamel El Gerbi

mazd77best@yahoo.com

ORCID: 0000-0003-3505-3463

Н. И. Радченкод-р техн. наук, проф.¹**Рами Камел Эл Герби**доктор философии²¹*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine*²*Technical University of Libya*¹*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, г. Николаєв, Україна*²*Лівійський технічний університет, г. Триполі, Лівія*

Abstract. Climatic conditions of gas turbine unit (GTU) performance in Libya are characterized by high intake air temperatures and their fuel efficiency falling as a result, that needs the decision of problem of intake air precooling. A potential value of GTU intake air temperature decrease due to its cooling by gas turbine exhaust gas waste heat recovery chillers and corresponding specific fuel consumption reduce have been estimated for climatic conditions of Libya with dominating wet tropical conditions in seaside regions (Tripoli and so on) and dry tropical conditions in Sahara desert neighborhood south regions (Hon and so on). Absorption lithium-bromide chiller and refrigerant ejector chiller providing a GTU intake air temperature decrease down to 15 °C and 10 °C respectively are discussed as waste heat recovery chillers. A choice of specified (designed) refrigeration capacity of waste heat recovery chillers with taking into account daily and seasonal changes in ambient air temperature and related humidity and corresponding refrigeration capacity wasted for air cooling to provide achieving the maximum fuel saving has been made.

Key words: refrigeration capacity; absorption lithium-bromide chiller; refrigerant ejector chiller; gas turbine unit; intake air cooling; exhaust gas waste heat; tropical climate.

Аннотация. Проанализированы потенциально возможная величина снижения температуры воздуха на входе газотурбинных установок (ГТУ) при его охлаждении теплоиспользующими холодильными машинами, утилизирующими теплоту отработанных газов ГТУ, и соответствующее уменьшение удельного расхода топлива для условий эксплуатации Ливии. В качестве теплоиспользующих холодильных машин рассмотрены абсорбционная бромисто-литиевая и хладоновая эжекторная холодильные машины, обеспечивающие охлаждение воздуха на входе ГТУ соответственно до 15 °C и 10 °C. Решалась задача выбора рациональной установленной (проектной) холодильной мощности теплоиспользующих холодильных машин с учетом суточных и сезонных изменений температуры и относительной влажности наружного воздуха, соответственно и затрат холода на его охлаждение, обеспечивающей достижение максимального эффекта от охлаждения в виде экономии топлива.

Ключевые слова: холодильная мощность; абсорбционная бромисто-литиевая холодильная машина; хладоновая эжекторная холодильная машина; газотурбинная установка; охлаждение всасываемого воздуха; сбросная теплота выпускного газа; тропический климат.

Анотація. Проаналізовані потенційно можлива величина зниження температури повітря на вході газотурбінних установок (ГТУ) при його охолодженні тепловикористовуючими холодильними машинами, що утилізують теплоту відпрацьованих газів ГТУ, та відповідне зменшення питомої витрати палива для умов експлуатації Лівії. Як тепловикористовуючі холодильні машини розглянуті абсорбційна бромисто-літєва та хладонова ежекторна холодильні машини, які забезпечують охолодження повітря на вході ГТУ відповідно до 15 °C і 10 °C. Вирішувалась задача вибору раціональної встановленої (проектної) холодильної потужності тепловикористовуючих холодильних машин з урахуванням добових і сезонних змін температури та відносної вологості зовнішнього повітря, відповідно і витрат холоду на його охолодження, яка забезпечує досягнення максимального ефекту від охолодження у вигляді економії палива.

Ключові слова: холодильна потужність; абсорбційна бромисто-літєва холодильна машина; хладонова ежекторна холодильна машина; газотурбінна установка; охолодження всмоктуваного повітря; скидна теплота випускного газу; тропічний клімат.

REFERENCES

- [1] Radchenko, A. N., Kantor S. A. *Ocenka potenciala ohlazhdeniya vozduha na vhode gazoturbinnih ustanovok transformaciey teploty otrabotannyh gazov v teploispolzuyushchih kholodilnyh mashinah* [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 tehnika i tehnologiya — Aerospace technics and technology*, 2014. issue 4 (111). pp. 56–59.
- [2] Radchenko, A. N., Kantor S. A. *Effektivnost sposobov ohlazhdeniya vozduha na vhode GTU kompressornih stanciy v zavisimosti ot klimaticheskikh usloviy* [The efficiency of ways for GTU inlet air cooling at the compressor stations, depending on climatic conditions]. *Aviacionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya — Aerospace technics and technology*, 2015. issue 1 (118). pp. 95–98.
- [3] Radchenko, R. M., Ostapenko, O.V., Esin I. P., Portnoy B. S. *Glyboka utilizaciya teploty trygeneraciy noy ustanovky avtonomnogo energoabezpechennya* [Deep utilization of heat in trigeneration integrated energy system]. *Aviacionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya — Aerospace technics and technology*, 2015. issue 1 (118). pp. 99–103.
- [4] Bhargava, R., Meher-Homji C. B. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging. Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. Paper GT-2002-30560. 15 p.
- [5] Bortmany, J. N. Assesment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air. Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. Paper GT-2002-30657. 12 p.
- [6] Planning Electrical Power System Studies for Libya (Demand Forecasting & Generation Expansion Planning until 2025). Final Report, 2008: General People's Committee of Electricity, Water & Gas (GPCoEWG), ICEPCO, 2008. 193 p.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Эффективность газотурбинных установок (ГТУ) существенно зависит от температуры наружного воздуха на входе $t_{\text{нв}}$ и резко снижается с ее повышением. Так, повышение температуры $t_{\text{нв}}$ на входе ГТУ LM2500+ фирмы «General Electric» ($N_e = 27$ МВт при $t_{\text{нв}} = 15$ °C) на 10 °C вызывает снижение КПД на 2% и соответствующее возрастание удельного расхода топлива b_e , а для ГТУ LM1600 ($N_e = 15$ МВт) — примерно на 1,6% [5]. Из-за повышенных температур воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе электрогенерирующие мощности ГТУ оказываются на 15...20% ниже установленных [6]. Поэтому проблема охлаждения воздуха на входе ГТУ стоит в энергетике Ливии остро.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Острый дефицит пресной воды затрудняет возможность применения безмашинных способов охлаждения воздуха ее распылением в воздушном потоке на всасывании компрессора ГТУ [4] в южных регионах с сухим жарким климатом, где вследствие малой влажности воздуха эффект от испарительного охлаждения мог быть весьма существенным. В таких условиях альтернативой может стать поверхностное охлаждение воздуха теплоиспользующей холодильной машиной (ТХМ), утилизирующей теплоту отработанных газов ГТУ. В качестве рабочего тела ТХМ возможно применение озонобезопасных хладагентов

R142B и R600 (эжекторные ТХМ), аммиака или воды, кипящей под вакуумом, соответственно в абсорбционных водоаммиачных (АХМ) и бромисто-литиевых (АБХМ) холодильных машинах [2, 3]. Поскольку тепловлажностные параметры наружного воздуха характеризуются не только сезонными, но и суточными колебаниями температуры $t_{\text{нв}}$ и относительной влажности ϕ , а следовательно и затрат холода на его охлаждение, то необходимо решать задачу выбора установленной (проектной) холодильной мощности ТХМ, которая, с одной, стороны, должна обеспечивать по возможности максимальное снижение температуры воздуха на входе ГТУ и, соответственно, достижение максимального эффекта от охлаждения в виде экономии топлива, а с другой стороны, свети к минимуму эксплуатацию ТХМ не на полную мощность и, следовательно, капитальные затраты на нее.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ — определение рациональной величины установленной (проектной) холодильной мощности ТХМ, обеспечивающей достижение максимального эффекта от охлаждения воздуха на входе ГТУ в виде экономии топлива с учетом климатических условий эксплуатации.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Условия эксплуатации ГТУ характеризуются суточными и сезонными колебаниями температуры $t_{\text{нв}}$ и относительной влажности ϕ наружного воздуха

на входе, что влияет на термодинамическую эффективность ГТУ (КПД и, соответственно, удельный расход топлива b_e). Изменение температуры $t_{\text{нв}}$, относительной влажности ϕ и влагосодержания $d_{\text{нв}}$ наружного воздуха в течение июля 2009 в г. Триполи (тропический климат) и Хон (южный регион Ливии с сухим тропическим климатом) представлено на рис. 1.

Как видно, при высокой среднесуточной температуре $t_{\text{нв}}$ наружного воздуха имеют место значительные ее колебания (10...15 °С) в течение суток. Еще большие амплитуды колебаний относительной влажности ϕ воздуха обуславливают наличие дневных и ночных противоположно направленных экстремумов $t_{\text{нв}}$ и ϕ : максимумам температур соответствуют минимумы влажности днем и наоборот ночью. Их существование создает благоприятные условия для большего снижения температуры воздуха на входе ГТУ днем, когда имеет место значительное ухудшение термодинамической эффективности ГТУ из-за повышенных температур $t_{\text{нв}}$ при пониженной влажности ϕ .

Глубина охлаждения воздуха в поверхностном теплообменнике определяется температурой хладоносителя и интенсивностью теплопередачи. Так, при интенсивном теплообмене, обеспечивающем минимальную разность температур между охлаждаемым воздухом и хладоносителем (5...8 °С), возможно охлаждение воздуха до температуры примерно 15 °С в водяном воздухоохладителе (ВО) абсорбционной бромисто-литиевой холодильной машины (АБХМ) и до 10 °С в испарителе-воздухоохладителе (И-ВО) эжекторной хладоновой (ЭХМ) холодильной машины. При этом для получения холода в ЭХМ и АБХМ используется теплота отработанных газов ГТУ (рис. 2).

Теплоиспользующая холодильная машина (ТХМ) состоит из высокотемпературного и низкотемпера-

турного контуров. Теплота выпускных газов ГТУ используется в высокотемпературном контуре ЭХМ для получения паров хладагента (низкокипящего рабочего тела-хладона) высокого давления (силового потока для эжектора) в генераторе Г, а в высокотемпературном контуре АБХМ — для получения паров хладагента (водяного пара) в генераторе (десорбере). В низкотемпературном контуре теплота отводится либо непосредственно от воздуха на входе ГТУ к хладону, кипящему в испарителе-воздухоохладителе И-ВО ЭХМ при температуре кипения $t_0 \approx 2...5$ °С, либо от промежуточного хладоносителя-воды воздухоохладителя ВО в случае АБХМ.

Глубина охлаждения воздуха Δt и, соответственно, получаемый эффект от охлаждения воздуха на входе ГТУ зависят не только от текущей наружной температуры $t_{\text{нв}}$, но и от конечной $t_{\text{в2}}$, которая определяется температурой хладоносителя t_x , т.е. зависит от конкретного типа ТХМ: в АБХМ — при охлаждении воздуха до $t_{\text{в2}} = 15...20$ °С ($t_x = 7...10$ °С); в ЭХМ — до более низких $t_{\text{в2}} = 7...10$ °С ($t_x = 2...3$ °С).

Данные по значениям снижения температуры воздуха Δt_{15} при охлаждении воздуха на входе ГТУ от текущей наружной температуры $t_{\text{нв}}$ до конечной $t_{\text{в2}} = 15$ °С (в АБХМ) и Δt_{10} при $t_{\text{в2}} = 10$ °С (в ЭХМ) в течение июля 2009 г. для г. Триполи и г. Хон представлены на рис. 3. С понижением конечной температуры охлажденного воздуха $t_{\text{в2}}$ увеличиваются не только величина снижения его температуры Δt_{10} в ЭХМ (по сравнению с Δt_{15} в АБХМ), но и продолжительность эксплуатации ГТУ при пониженной температуре, а следовательно, и суммарный эффект от охлаждения.

Затраты холодильной мощности Q_0 на охлаждение воздуха на входе ГТУ зависят не только от величины снижения его температуры $\Delta t_{\text{в}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}}$, т.е. количества отведенной от воздуха явной теплоты, но и от теплоты конденсации водяных паров из влажно-

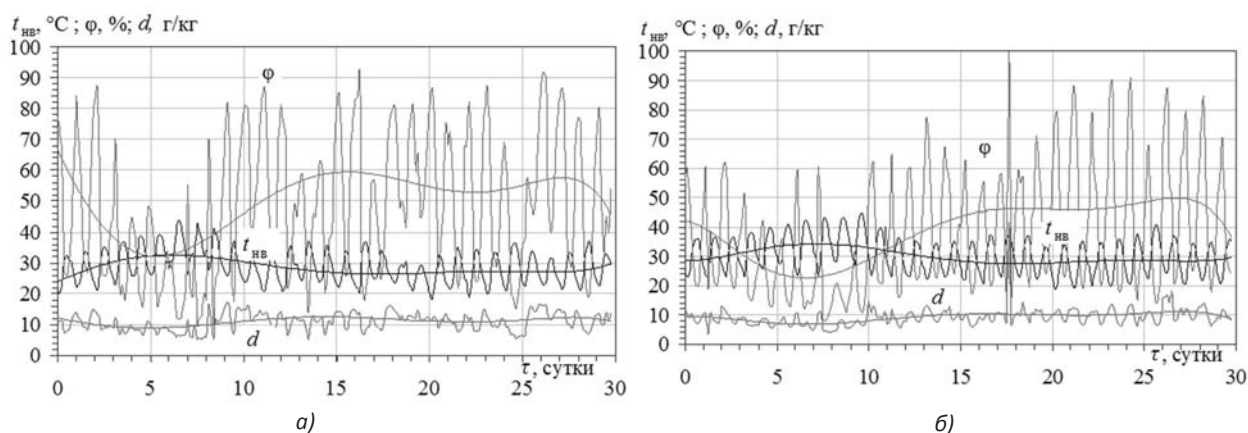


Рис. 1. Изменение температуры $t_{\text{нв}}$, относительной влажности ϕ и влагосодержания d наружного воздуха в течение июля 2009 г.:

а) Триполи; б) Хон

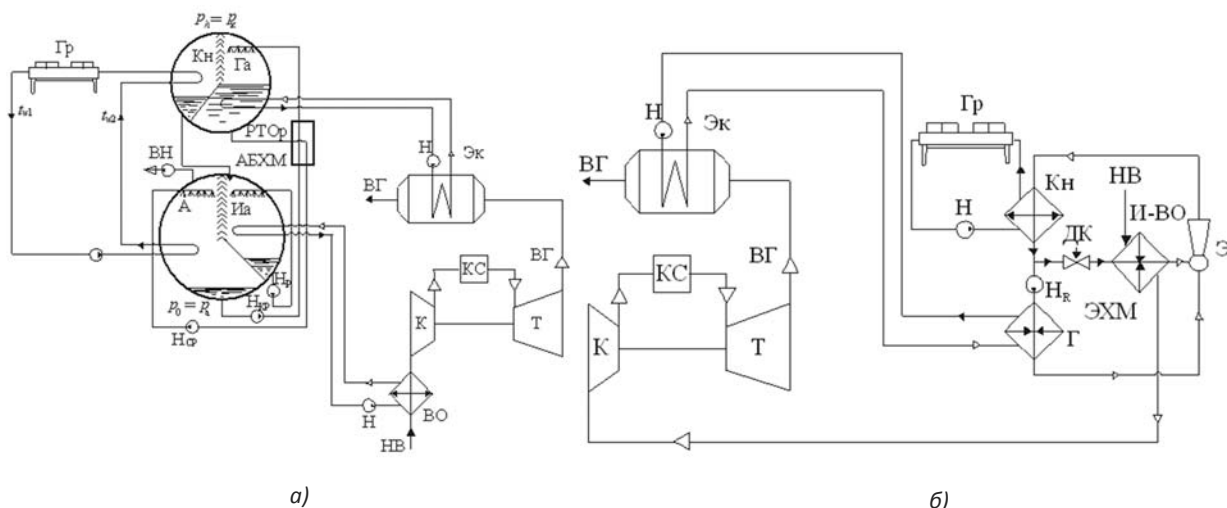


Рис. 2. Схемы систем охлаждения воздуха на входе ГТУ в АБХМ (а) и ЭХМ (б) с утилизацией теплоты отработанных газов:

К — компрессор; Т — турбина; КС — камера сгорания; ЭГ — электрогенератор; Эк — экономайзер (водогрейный утилизационный котел); Н — насос;

АБХМ: Г_а — генератор (десорбер); К_н — конденсатор; А — абсорбер; И_а — испаритель; РТО_р — регенеративный теплообменник растворов; Н_{сп} — насос слабого раствора; Н_{кр} — насос крепкого раствора; Н_р — рециркуляционный водяной насос; ВН — вакуум-насос;

ЭХМ: Э — эжектор; Г — генератор парообразного хладагента; К_н — конденсатор; И-ВО — испаритель-воздухоохладитель; ДК — дроссельный клапан; НВ — наружный воздух; ВГ — выпускные газы

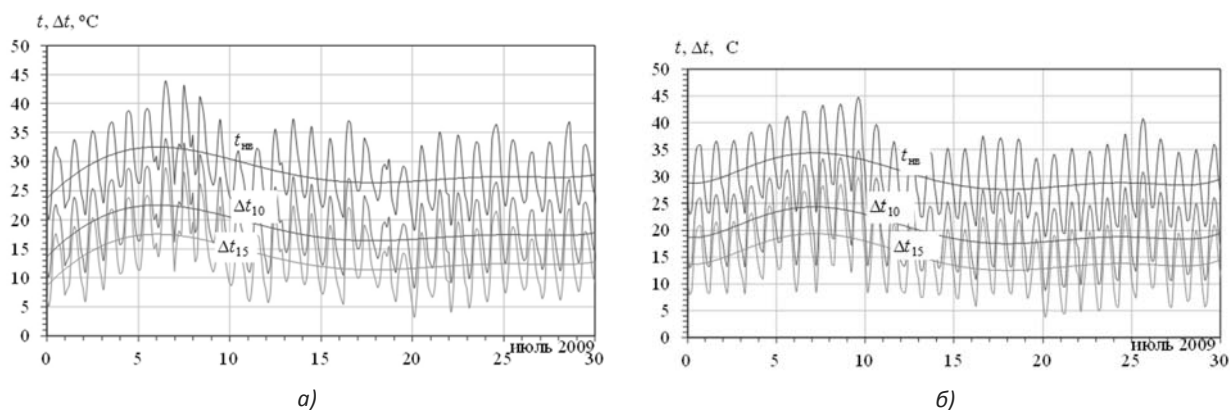


Рис. 3. Значения снижения температуры воздуха Δt_{15} при охлаждении воздуха на входе ГТУ от текущей наружной температуры $t_{\text{нв}}$ до конечной $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ (в АБХМ) и Δt_{10} при $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ (в ЭХМ) в течение июля 2009 г. для г. Триполи (а) и Хон (б)

го воздуха при снижении его температуры ниже точки росы в процессе охлаждения.

Требуемые установленные холодильные мощности (холодопроизводительности) термотрансформаторов удобнее представлять в виде удельных, приходящихся на единичный расход воздуха $G_{\text{в}} = 1 \text{ кг/с}$, затрат холодильной мощности $q_0 = \xi \cdot c_{\text{вл}} (t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}})$, кВт/(кг/с), или кДж/кг, исходя из которых можно легко вычислить полную установленную холодильную мощность Q_0 при известном расходе воздуха $G_{\text{в}}$ для ГТУ: $Q_0 = q_0 \cdot G_{\text{в}}$ [1]. Здесь $c_{\text{вл}}$ — теплоемкость влажного воздуха; ξ — коэффициент влаговыпадения, пред-

ставляющий собой отношение полного количества теплоты (разности энтальпий воздуха на входе и выходе из воздухоохладителя), отведенной от влажного воздуха в воздухоохладителе (ВО), включая и теплоту конденсации содержащихся в воздухе водяных паров, к количеству явной теплоты, определяемому разностью температур по сухому термометру $\Delta t_{\text{в}} = t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}}$.

Текущие значения удельной холодопроизводительности $q_{0,\text{Т}}$ для г. Триполи и $q_{0,\text{Х}}$ для г. Хон при охлаждении воздуха на входе ГТУ от температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ в ЭХМ и $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ в июле 2009 г. приведены на рис. 4.

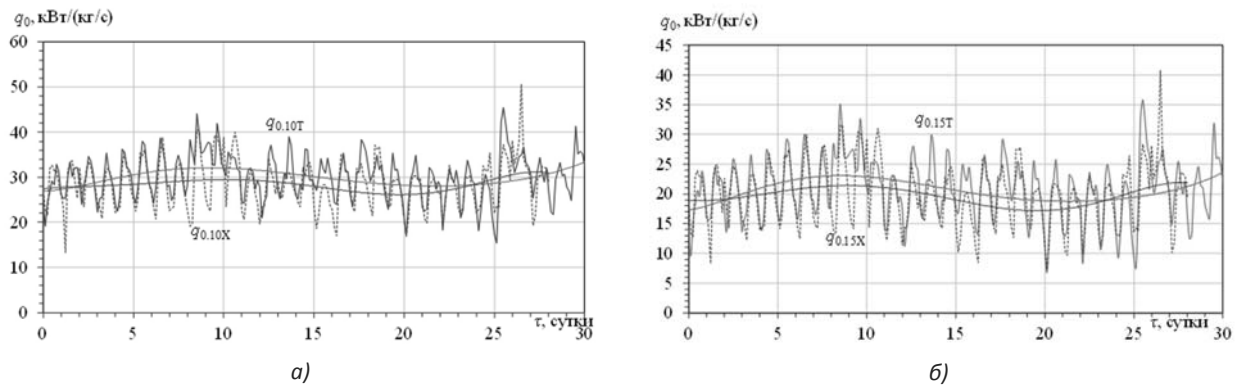


Рис. 4. Текущие значения удельной холодопроизводительности $q_{0,T}$ для г. Триполи и $q_{0,X}$ для г. Хон при охлаждении воздуха на входе ГТУ от температуры наружного воздуха $t_{нв}$ до $t_{b2} = 10^\circ\text{C}$ в ЭХМ (а) и $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ (б) в июле 2009 г.: — — Триполи; - - - Хон

Значения годовой удельной, приходящейся на 1 кВт мощности ГТУ, экономии топлива $B_{т,yl}$ для климатических условий г. Триполи (тропический климат) и г. Хон (сухой тропический климат) в 2009 г. в зависимости от удельных, приходящихся на единичный расход воздуха $G_b = 1 \text{ кг/с}$, затрат холодильной мощности (холодопроизводительности) q_0 приведены на рис. 5.

Как видно, для климатических условий г. Триполи при охлаждении воздуха на входе ГТУ ЭХМ до конечной температуры $t_{b2} = 10^\circ\text{C}$ при удельной (приходящейся на единичный расход воздуха $G_b = 1 \text{ кг/с}$) холодильной мощности (холодопроизводительности) ЭХМ $q_0 = 38 \text{ кВт/(кг/с)}$, или кДж/кг, значение годовой удельной, приходящейся на 1 кВт мощности ГТУ, экономии топлива $B_{т,yl}$ за 2009 г. составляет $B_{т,yl} = 33 \text{ кг/кВт}$ при сохранении высоких темпов ее наращивания. Из-за падения темпов наращивания годовой удельной экономии топлива $B_{т,yl}$ после $q_0 = 38 \text{ кВт/(кг/с)}$ дальнейшее увеличение установленной удельной холодильной мощности ЭХМ не

приводит к заметному возрастанию удельной экономии топлива $B_{т,yl}$. Таким образом, для термотрансформатора ЭХМ удельную холодильную мощность $q_0 = 38 \text{ кВт/(кг/с)}$ можно считать рациональной и исходя из нее рассчитывать полную установленную холодильную мощность ЭХМ в соответствии с расходом воздуха через ГТУ: $Q_0 = G_b \cdot q_0$, кВт. Несколько меньшая величина рациональной удельной холодильной мощности ЭХМ $q_0 = 36 \text{ кВт/(кг/с)}$ для г. Хон обеспечивает большее на 12% значение годовой удельной экономии топлива $B_{т,yl} = 37 \text{ кг/кВт}$ для климатических условий г. Хон по сравнению с г. Триполи за счет большей величины снижения температуры воздуха Δt_b на входе ГТУ от более высокой температуры наружного воздуха $t_{нв}$ (см. рис. 1).

ВЫВОДЫ. На основе анализа потенциально возможного снижения температуры воздуха на входе ГТУ в результате его охлаждения теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), утилизирующими теплоту отработанных газов ГТУ, определено соответствующее уменьшение удельного расхода топлива с учетом климатических условий. В качестве ТХМ рассмотрены абсорбционная бромисто-литиевая и хладоновая эжекторная холодильные машины, обеспечивающие охлаждение воздуха на входе ГТУ соответственно до 15°C и 10°C . Обоснован выбор рациональной установленной (проектной) холодильной мощности ТХМ с учетом суточных и сезонных изменений температуры $t_{нв}$ и относительной влажности ϕ наружного воздуха, соответственно и затрат холода на его охлаждение, обеспечивающей достижение максимального эффекта от охлаждения в виде экономии топлива.

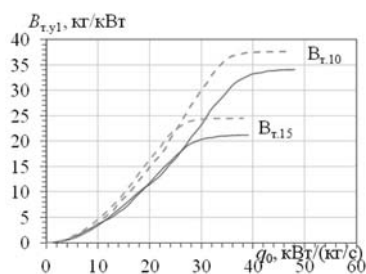


Рис. 5. Значения годовой удельной, приходящейся на 1 кВт мощности ГТУ, экономии топлива $B_{т,yl}$ для климатических условий г. Триполи (тропический климат) и г. Хон (сухой тропический климат) в 2009 г. в зависимости от удельных затрат холодильной мощности q_0 при охлаждении воздуха на входе:

$B_{т,yl10}$ — от $t_{нв}$ до $t_{b2} = 10^\circ\text{C}$ (в ЭХМ); $B_{т,yl15}$ — от $t_{нв}$ до $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ (в АБХМ); — — Триполи; - - - Хон

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Радченко, А. Н.** Оценка потенциала охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок трансформацией теплоты отработанных газов в теплоиспользующих холодильных машинах [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. — 2014. — № 4 (111). — С. 56–59.
- [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.
- [3] **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.
- [4] **Bhargava, R.** Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging [Text] / R. Bhargava, C. B. Meher-Homji // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. — Paper GT-2002-30560. — 15 p.
- [5] **Bortmany, J. N.** Assesstment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air [Text] / J. N. Bortmany // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. — Paper GT-2002-30657. — 12 p.
- [6] **Planning Electrical Power System Studies for Libya (Demand Forecasting & Generation Expansion Planning until 2025)** [Text]. — Final Report, 2008: General People's Committee of Electricity, Water & Gas (GPCoEWG), ICEPCO, 2008. — 193 p.

© М. І. Радченко, Рамі Камел Ел Гербі

Надійшла до редколегії 03.12.2015

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