

DOI 10.15589/jnn20150506
 УДК 621.438.13:621.57
 P15

MATHEMATICAL MODEL OF A TWO-STAGE AIR COOLER
 AT THE INLET OF GAS TURBINE PLANT

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ОХЛАДИТЕЛЯ ВОЗДУХА
 НА ВХОДЕ ГАЗОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ

Nikolay I. Radchenko

andrad69@mail.ru

ORCID: 0000-0001-5796-5370

Sergey A. Kantor

s_kantor@mail.ru

ORCID: 0000-0001-5050-5937

Lukash Bohdal

tadeusz.bohdal@tu.koszalin.pl

ORCID: 0000-0002-0621-2894

Н. И. Радченко

д-р техн. наук, проф.¹

С. А. Кантор

инженер-механик.²

Лукаш Бохдаль

д-р техн. наук, проф.³

¹*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine*

²*LTD «Zavod "Ekvator"», Mykolaiv, Ukraine*

³*Technical University of Koszalin, Koszalin, Poland*

¹*Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев, Украина*

²*ПАО «Завод "Экватор"», г. Николаев, Украина*

³*Кошалинский технический университет, г. Кошалин, Польша*

Abstract. Gas turbine unit (GTU) intake air cooling by thermotransformer using the heat of exhaust gases has been discussed. It was shown that the application of waste heat recovery absorption-ejector chillers as thermotransformers provides essentially larger fuel saving as compared with tradition absorption lithium-bromide chillers due to more deep GTU intake air cooling by ejector chillers with low boiling working fluid (refrigerant). But this requires the application of combined type air coolers with the use of a cold water from absorption lithium-bromide chiller in their high temperature cooling stage and a low boiling working fluid in the low temperature stage. A mathematical model of combined type air cooler that allows to calculate the local parameters of working fluids in the high and low temperature cooling stage and design air coolers with account of changeable climatic conditions of performance and changeable heat loads on the high temperature cooling stage fed by absorption chiller and on the low temperature cooling stage fed by ejector chiller has been developed.

Keywords: thermotransformer; air cooler; gas turbine unit; waste heat recovery cooling machine.

Аннотация. Рассмотрено охлаждение воздуха на входе газотурбинных установок (ГТУ) термотрансформаторами, использующими теплоту отработанных газов. Показано, что применение в качестве термотрансформаторов теплоиспользующих абсорбционно-эжекторных холодильных машин (АЭХМ) обеспечивает значительно большую экономию топлива за счет более глубокого охлаждения воздуха на входе ГТУ эжекторной холодильной машиной (ЭХМ) на низкокипящем рабочем теле (НРТ) по сравнению с традиционными абсорбционными бромисто-литиевыми холодильными машинами (АБХМ). Однако это требует применения воздухоохладителей комбинированного типа с использованием холодной воды от АБХМ в их высокотемпературной ступени охлаждения и кипящего НРТ в низкотемпературной. Разработана математическая модель воздухоохладителей комбинированного типа.

Ключевые слова: термотрансформатор; воздухоохладитель; газотурбинная установка; теплоиспользующая холодильная машина.

Анотація. Розглянуто охолодження повітря на вході газотурбінних установок (ГТУ) термотрансформаторами, що використовують теплоту відпрацьованих газів. Показано, що застосування як термотрансформаторів тепловикористовуючих абсорбційно-ежекторних холодильних машин (АЕХМ) забезпечує значно більшу економію палива за рахунок більш глибокого охолодження повітря на вході ГТУ ежекторною холодильною машиною (ЕХМ) на низькокипячому робочому телі (НРТ) порівняно з традиційними абсорбційними бромисто-літійєвими холодильними машинами (АБХМ). Однак це потребує застосування повітроохладжувачів комбінованого типу з використанням холодної води від АБХМ в їх високотемпературному ступені

охлаждения и кипящего НРТ — в низкотемпературному. Разроблено математичну модель повітроохолоджувачів комбінованого типу.

Ключові слова: термотрансформатор; повітроохолоджувач; газотурбінна установка; тепловикористовуюча холодильна машина.

REFERENCES

[1] Bhargava R., Meher-Homji C. B. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and over-spray fogging. Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. Paper GT-2002-30560. 15 p.

[2] 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.

[3] *Nikolaevskie gazovye turbiny promyshlennogo primeneniya*. [Nikolaev gas turbine of industrial applications]. Nikolaev, GP NPKGT «Zorya»—«Mashproekt» Publ., 2004. 20 p.

[4] Radchenko A. N., Kantor S. A. *Effektivnost sposobov okhlazhdeniya vozdukh 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.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ И АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Топливная эффективность газотурбинных установок (ГТУ) снижается с повышением температуры наружного воздуха $t_{нв}$ на входе [1, 2]. Так, для ГТУ производства ГП НПКГ «Зоря»–«Машпроєкт» с повышением температуры $t_{нв}$ на 10 °C удельный расход топлива возрастает на 7...8 г/(кВт·ч) [3]. Повысить эффективность ГТУ и за счет этого сократить расход газообразного топлива при высоких температурах $t_{нв}$ воздуха на входе можно путем его предварительного охлаждения термотрансформаторами, т.е. теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), утилизирующими теплоту отработанных газов [4]. Глубина охлаждения воздуха и, следовательно, получаемый эффект зависят от типа ТХМ. Так, в абсорбционных бромисто-литиевых холодильных машинах (АБХМ) можно охладить воздух до температуры $t_{в2}$ примерно 15 °C (температура хладоносителя — холодной воды $t_x = 7...10$ °C), а в эжекторных (ЭХМ) на низкипящем рабочем теле (НРТ) — хладоне (температура кипящего хладона $t_0 = 0...5$ °C) — до $t_{в2} = 10$ °C и ниже. Однако эффективность трансформации теплоты в холод в ЭХМ в 2...3 раза ниже, чем в АБХМ.

Применение для охлаждения воздуха на входе ГТУ традиционных воздухоохладителей типа «вода–воздух» из-за наличия промежуточного водяного контура и, следовательно, дополнительной разности температур между водой и кипящим НРТ (хладонем) сокращает глубину охлаждения воздуха примерно на 5 °C, соответственно и эффект от применения ЭХМ. Очевидно, что применение воздухоохладителей комбинированного типа с использованием холодной воды от АБХМ в их высокотемпературной ступени охлаждения и кипящего НРТ от ЭХМ в низкотемпературной позволило бы исключить наличие

промежуточного водяного контура и охлаждать воздух до $t_{нв} = 10$ °C и ниже.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ — разработка математической модели воздухоохладителей комбинированного типа с последовательным охлаждением воздуха в водяной и хладоновой ступенях абсорбционно-эжекторной холодильной машины (АЭХМ).

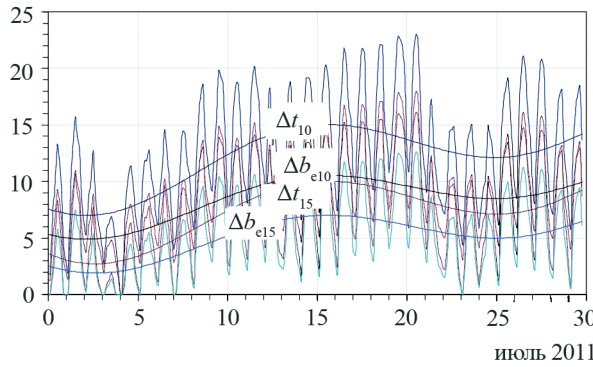
ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

При эксплуатации ГТУ имеют место как сезонные, так и суточные изменения климатических условий. Соответственно меняется и глубина охлаждения воздуха (снижение температуры воздуха) $\Delta t = t_{нв} - t_{в2}$ в АБХМ (до $t_{в2} = 15$ °C) и в АЭХМ (до $t_{в2} = 10$ °C), и получаемый за счет этого эффект в виде сокращения потребления топлива.

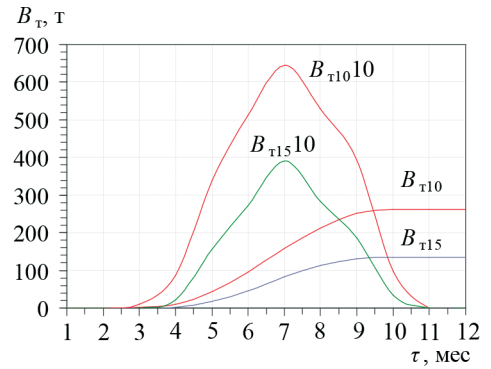
Значения снижения температуры воздуха Δt от текущей наружной температуры $t_{нв}$ до конечной $t_{в2} = 10$ °C (АЭХМ) и 15 °C (АБХМ) и соответствующего уменьшения удельного расхода топлива Δb_{e10} и Δb_{e15} (июль, 2011 г.), а также экономии топлива $B_{т10}$ и $B_{т15}$ для климатических условий эксплуатации ГТУ компрессорной станции (с. Любашевка, Николаевская обл.) приведены на рис. 1. Принимали, что с понижением температуры воздуха на входе ГТУ на 1 °C ($\Delta t = 1$ °C) удельный расход топлива уменьшается на 0,7 г/(кВт·ч).

Как видно из рис. 1, б, более глубокое охлаждение (на 5 °C ниже) в АЭХМ ($t_{в2} = 10$ °C) по сравнению с АБХМ ($t_{в2} = 15$ °C) обеспечивает практически в два раза большую экономию топлива: 260 т против 130 т для ГТУ мощностью 10 МВт. Как отмечалось, реализовать преимущества охлаждения воздуха в АЭХМ ($t_{в2} = 10$ °C) по сравнению с АБХМ ($t_{в2} = 15$ °C) можно только в случае применения воздухоохладителей (ВО) комбинированного типа с использованием холодной воды от АБХМ в их высокотемпературной ступени охлаждения ВО_А и кипящего

$\Delta b_e, \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}); \Delta t_e, \text{ }^\circ\text{C}$



а)



б)

Рис. 1. Текущие значения снижения температуры воздуха Δt в результате его охлаждения от текущей наружной температуры $t_{\text{нв}}$ до конечной $t_{\text{в2}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ (в АЭХМ) и до $t_{\text{в2}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ (в АБХМ) и соответствующее уменьшение удельного расхода топлива Δb_{e10} и Δb_{e15} в июле 2011 г. (а), а также значения экономии топлива B_T ежемесячной и суммарной по нарастающей за 2011 г. (б) для ГТУ мощностью 10 МВт:

B_{T10} — при $t_{\text{в2}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$; B_{T15} — при $t_{\text{в2}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ (с. Любашевка, Николаевская обл.)

НРТ в низкотемпературной ВО_3 без промежуточного водяного контура и, следовательно, обусловленной его наличием дополнительной разности температур (рис. 2).

Ниже приведены основные положения математической модели только низкотемпературной ступени ВО_3 с кипением НРТ в змеевиках, поскольку расчет высокотемпературной ступени ВО_A особых затруднений не вызывает. При этом длину трубки (змеевика) L разбивают на k участков длиной dz .

Уравнения теплового баланса по НРТ (хладагенту), воздуху и теплопередачи для i -го участка:

$$Q_i = G_0 r (x_{2i} - x_{1i}); Q_i = G_b c_{\text{вл}} \cdot (t_{\text{вi}} - t_{\text{в(i+1)}}) \cdot \xi;$$

$$Q_i = k_i \theta_i F_p,$$

где r — удельная теплота фазового перехода НРТ; θ — среднелогарифмическая разность температур на входе и выходе i -го участка трубки.

На каждом i -м шаге интегрирования (на выходе из i -го участка) определялись параметры воздуха (температура $t_{\text{в(i+1)}}$, энтальпия $I_{\text{в(i+1)}}$), НРТ (давление $P_{i+1} = P_i - dP$, паросодержание $x_{i+1} = x_i + dx$ и температура кипения $t_{0i+1} = t_{0i} - dt_0$), количество теплоты $Q_i = q_i \pi d_{\text{вн}} dz$, которая отводится на i -м участке ВО_3 , коэффициенты теплоотдачи от воздуха $\alpha_{\text{в}}$, к НРТ $\alpha_{\text{а}}$, теплопередачи k , влаговывадения ξ .

Приращение паросодержания НРТ dx находят из баланса теплоты, подведенной к НРТ в процессе теплопередачи и воспринятой НРТ при испарении:

$$dx = \frac{4q \cdot dz}{r(\rho w)d_{\text{вн}}},$$

где ρw — массовая скорость НРТ (плотность массового потока).

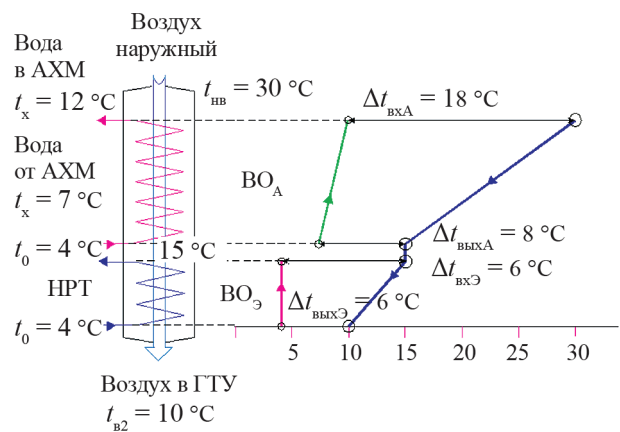


Рис. 2. Принципиальная схема двухступенчатого воздухоохлаждителя комбинированного типа и характер изменения температур в его ступенях:

t_0 — кипящего хладагента от ЭХМ; t_x — холодной воды от АБХМ; $\Delta t_{\text{вкА}}$, $\Delta t_{\text{выкА}}$, $\Delta t_{\text{вкЭ}}$ и $\Delta t_{\text{выкЭ}}$ — характерные разности температур на входе и выходе ступеней

Плотность теплового потока на i -м участке, отнесенного к поверхности со стороны кипящего НРТ:

$$k_i \cdot \theta_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{1}{\alpha_b \cdot E_n \cdot \beta}} \cdot \frac{t_{\text{в1}} - t_{\text{в2}} + \Delta t_0}{\ln \frac{t_{\text{в1}} - t_{02}}{t_{\text{в2}} - (t_{02} + \Delta t_0)}}$$

где α_a , α_b — коэффициенты теплоотдачи к НРТ и воздуху, отнесенные к соответствующим поверхностям; E_n — коэффициент эффективности оребрения; β — степень оребрения (отношение наружной ребристой поверхности трубки к внутренней гладкой).

Температура воздуха на выходе из i -го участка:

$$t_{\text{вi+1}} = t_{\text{вi}} - Q_i / (G_b \cdot \xi \cdot c_b).$$

Коэффициент ξ_n влаговыпадения представляет собой отношение полного количества теплоты, отведенной от воздуха к поверхности, к явной теплоте, которая определяется разницей температур воздуха на входе и выходе из участка:

$$\xi_n = (I_{в1} - I_{в2}) / [c_{в}(t_{в1} - t_{в2})].$$

Теплоемкость влажного воздуха рассчитывают из уравнения: $c_{в} = 1,01 + 1,89 d_{в}$, где $d_{в}$ — влагосодержание воздуха, $d_{в} = 0,622 p'' / (p_{\text{онп}} - p'')$, p'' — парциальное давление водяного пара.

Энтальпия влажного воздуха $I_{в} = c_{в} t_{в} + 2500 d_{в}$.

Относительная влажность воздуха: $\varphi = P'' / P''_n$, где P''_n — давление насыщенного водяного пара, P''_n — давление насыщенного водяного пара при заданной температуре воздуха (по термодинамическим таблицам воды и водяного пара или рассчитывают по уравнениям). После преобразований получают:

$$\varphi = d_{в} \cdot P_{в} / (P''_{н1}(0,622 + d_{в1})).$$

Падение температуры кипения dt_{0i} , обусловленное гидравлическим сопротивлением dP_i , рассчитывают по уравнению Клаузиуса-Клапейрона:

$$\frac{dP_i}{dt_{0i}} = \frac{r}{T_0 \cdot (v_{п} - v_{ж})} \approx \frac{\Delta P}{\Delta t_0},$$

где гидравлическое сопротивление dP_i определяют по методу Локкарта-Мартинелли; $v_{п}$ и $v_{ж}$ — удельные объемы паровой и жидкой фаз НРТ.

Изменения тепловой нагрузки Q , площади наружной ребристой поверхности F , аэродинамического сопротивления ΔP , коэффициента влаговыпадения ξ , температуры кипения НРТ t_0 , температуры воздуха на выходе (за трубкой) $t_{в2}$, влагосодержания d по глубине L воздухоохладителя приведены на рис. 3.

Как видно, разработанная математическая модель комбинированного ВО позволяет рассчитывать

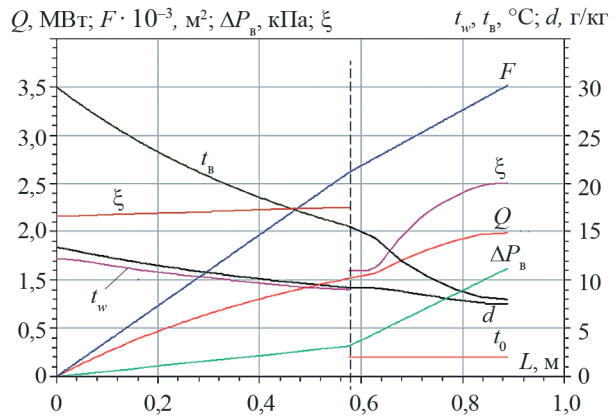


Рис. 3. Изменения тепловой нагрузки Q , площади наружной теплообменной поверхности F , аэродинамического сопротивления ΔP , коэффициента влаговыпадения ξ , температуры кипения хладона t_0 , температуры воздуха на выходе (за трубкой) $t_{в2}$, влагосодержания d по глубине L воздухоохладителя при $t_{в1} = 30$ °С и $\varphi_{в1} = 50\%$; $t_{в2} = 10$ °С

локальные параметры водяной и хладоновой ступеней охлаждения, благодаря чему проектировать ВО разной глубины (по ходу воздуха) при разном соотношении тепловых нагрузок абсорбционной и эжекторной ступеней термотрансформатора.

ВЫВОДЫ. Разработана математическая модель двухступенчатых воздухоохладителей комбинированного типа для абсорбционно-эжекторных термотрансформаторов, использующих теплоту отработанных газов ГТУ для охлаждения воздуха на входе, которая позволяет рассчитывать локальные параметры водяной и хладоновой ступеней охлаждения, проектировать воздухоохладители с учетом климатических условий эксплуатации при разном соотношении тепловых нагрузок абсорбционной и эжекторной ступеней термотрансформатора.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

[1] **Bhargava, R.** Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging / R. Bhargava, S. V. Meher-Homji // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. — Paper GT-2002-30560. — 15 p.
 [2] **Bortmany, J. N.** Assessment 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.
 [3] Николаевские газовые турбины промышленного применения. — Николаев : ГП НПКГТ «Зоря» – «Машпроект», 2004. — 20 с.
 [4] **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.

© М. И. Радченко, С. А. Кантор, Лукаш Бохдаль
 Надійшла до редколегії 21.09.2015

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