

УДК 621.438.13:621.57

А. Н. РАДЧЕНКО¹, С. А. КАНТОР²¹ *Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина*² *ПАО "Завод "Экватор", Украина*

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ КОМБИНИРОВАННОГО ТИПА АБСОРБЦИОННО-ЭЖЕКТОРНОГО ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

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.*

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Топливная эффективность газотурбинных установок (ГТУ) снижается с повышением температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе [1, 2]. Так, для ГТУ производства ГП НПКГ "Зоря-Машпроект" с повышением температуры $t_{\text{нв}}$ на 10 °С 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 $t_{\text{нв}}$ 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 $t_{\text{в2}}$ примерно 15 °С (температура хладоносителя-холодной воды $t_{\text{x}} = 7...10$ °С), а в эжекторных (ЭХМ) на низкокипящем рабочем теле (НРТ)-хладоне (температура кипящего хладона $t_0 = 0...5$ °С) – до $t_{\text{в2}} = 10$ °С 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 (хладон) сокращает глубину охлаждения воздуха примерно на 5 °С, соответственно и эффект от применения ЭХМ. Очевидно, что применения 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 $t_{\text{нв}} = 10$ °С и ниже.

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

2. Результаты исследования

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

Значения снижения температуры воздуха Δt от текущей наружной температуры $t_{\text{нв}}$ до конечной $t_{\text{в2}} = 10$ °С (АЭХМ) и 15 °С (АБХМ) и соответст-

вующего уменьшения удельного расхода топлива Δb_{e10} и Δb_{e15} (июль, 2011 г.), а также экономии топлива B_{r10} и B_{r15} 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 ($\Delta t = 1^\circ\text{C}$) удельный расход топлива уменьшается на $0,7 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$.

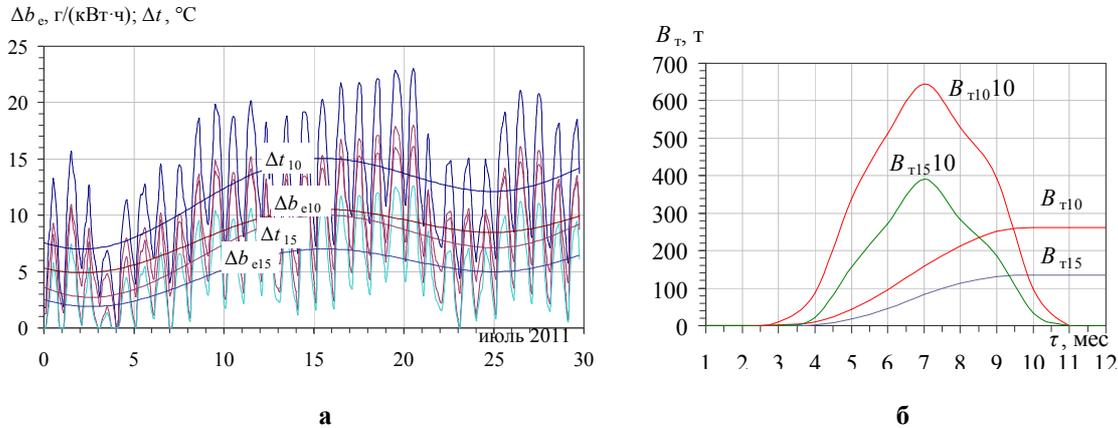


Рис. 1. Текущие значения снижения температуры воздуха Δt в результате его охлаждения от текущей наружной температуры $t_{нв}$ до конечной $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ (в АЭХМ) и до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ (в АБХМ) и соответствующее уменьшение удельного расхода топлива Δb_{e10} и Δb_{e15} в июле 2011 г. (а), а также значения экономии топлива B_r ежемесячной и суммарной по нарастающей за 2011 г. (б) для ГТУ мощностью 10 МВт: B_{r10} – при $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$; B_{r15} – при $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ (с. Любашевка, Николаевская обл.)

Как видно из рис. 1, б, более глубокое охлаждение (на 5°C ниже) в АЭХМ ($t_{в2} = 10^\circ\text{C}$) по сравнению с АБХМ ($t_{в2} = 15^\circ\text{C}$) 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 ($t_{в2} = 10^\circ\text{C}$) по сравнению с АБХМ ($t_{в2} = 15^\circ\text{C}$) можно только в случае применения воздухоохладителей (ВО) комбинированного типа с использованием холодной воды от АБХМ в их высокотемпературной ступени охлаждения ВО_A и кипящего НРТ в низкотемпературной $\text{ВО}_Э$ без промежуточного водяного контура и, следовательно, обусловленной его наличием дополнительной разности температур (рис. 2).

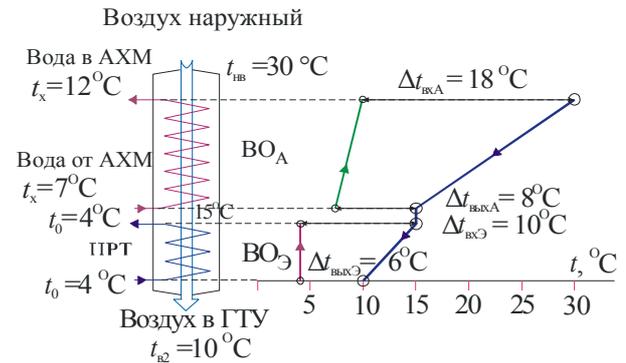


Рис. 2. Принципиальная схема двухступенчатого воздухоохладителя комбинированного типа и характер изменения температур в его ступенях: t_0 – кипящего хладагента от ЭХМ; t_x – холодной воды от АБХМ; $\Delta t_{вкА}$, $\Delta t_{вкА}$, $\Delta t_{вкЭ}$ и $\Delta t_{вкЭ}$ – характерные разности температур на входе и выходе ступеней

Ниже приведены основные положения математической модели только низкотемпературной ступени $\text{ВО}_Э$ 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:

$$Q_i = G_0 r (x_{2i} - x_{1i}); Q_i = G_{в} c_{вл} \cdot (t_{vi} - t_{v(i+1)}) \cdot \xi;$$

$$Q_i = k_i \theta_i F_i,$$

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 $t_{в(i+1)}$, энтальпия $I_{в(i+1)}$), 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 $Q_i = q_i d_{вн} dz$, которая отводится на i -м участке $\text{ВО}_Э$, коэффициенты теплоотдачи от воздуха $\alpha_{в}$, к НРТ $\alpha_{а}$, теплопередачи k , влаговывадения ξ .

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

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

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

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

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:

$$t_{\text{в}i+1} = t_{\text{в}i} - Q_i / (G_{\text{в}} \cdot \xi_{\text{н}} \cdot c_{\text{в}}).$$

Коэффициент $\xi_{\text{н}}$ влаговываждения 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:

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

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

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

Относительная влажность воздуха: $\varphi = P_{\text{п}} / P_{\text{п}}''$, где $P_{\text{п}}$ – давление насыщенного водяного пара, $P_{\text{п}}''$ – давление насыщенного водяного пара при заданной температуре воздуха (по термодинамическим таблицам воды и водяного пара или рассчитывают по уравнениям). После преобразований получают:

$$\varphi = d_{\text{в}} \cdot P_{\text{в}} / (P_{\text{п}}'' \cdot (0,622 + d_{\text{в}})).$$

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

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

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

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

Как видно, разработанная математическая модель комбинированного ВО позволяет рассчитывать локальные параметры водяной и хладоновой ступеней охлаждения, благодаря чему проектировать ВО

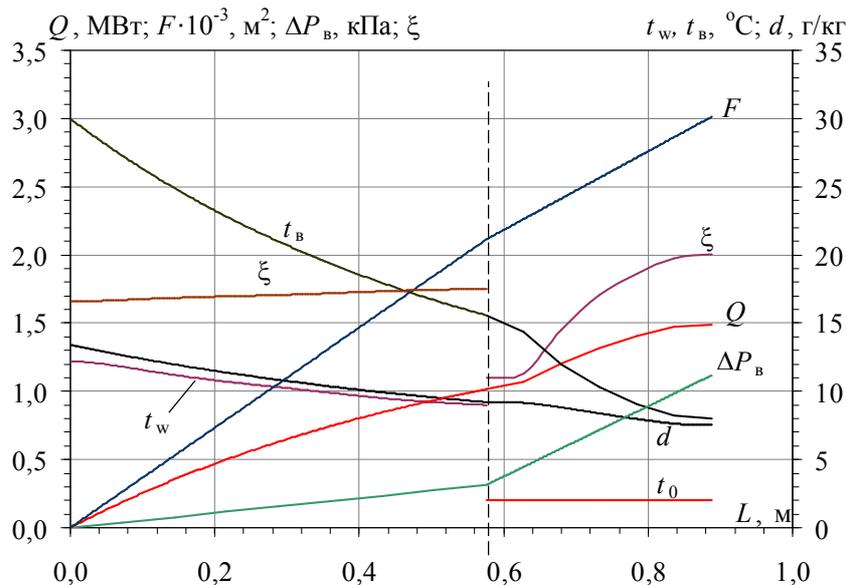


Рис. 3. Изменения тепловой нагрузки Q , площади наружной теплообменной поверхности F , аэродинамического сопротивления ΔP , коэффициента влаговываждения ξ , температуры кипения хладона t_0 , температуры воздуха на выходе (за трубкой) $t_{\text{в2}}$, влагосодержания d по глубине L воздухоохладителя при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

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.

Литература

1. 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.
2. Bortmany, J. N. Assessment 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.
3. Николаевские газовые турбины промышленного применения. – Николаев : ГП НПКГТ "Зоря-Машипроект". – 2004. – 20 с.
4. 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.

Поступила в редакцию 5.05.2015, рассмотрена на редколлегии 15.05.2015

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПОВІТРООХОЛДЖУВАЧА КОМБІНОВАНОГО ТИПУ АБСОРБЦІЙНО-ЕЖЕКТОРНОГО ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

А. М. Радченко, С. А. Кантор

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 низькокиплячому робочому тілі (НРТ) порівняно з традиційними абсорбційними бромисто-літійовими холодильними машинами (АБХМ). Однак це потребує застосування повітроохолоджувачів комбінованого типу з використанням холодної води від АБХМ в їх високотемпературному ступені охолодження і киплячого НРТ в низькотемпературному. Розроблено математичну модель повітроохолоджувачів комбінованого типу.

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

MATHEMATICAL MODEL OF COMBINED TYPE AIR COOLER OF ABSORPTION-EJECTOR THERMOTRANSFORMER FOR GAS TURBINE UNIT INTAKE AIR COOLING

A. N. Radchenko, S. A. Kantor

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 (AECh) as thermotransformers provides essentially larger fuel saving due to more deep GTU intake air cooling by ejector chillers (AECh) with low boiling working fluid (LBWF) as compared with tradition absorption lithium-bromide chillers (ALBCh). But this requires the application of combined type air coolers with the use of cold water from ALBCh in their high temperature cooling stage and boiling LBWF in the low temperature one. A mathematical model of combined type air cooler has been developed.

Key words: thermotransformer, air cooler, gas turbine unit, waste heat recovery cooling machine.

Радченко Андрей Николаевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., доц., Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

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