

УДК 621.577

Н.И. РАДЧЕНКО, РАМИ ЭЛ ГИРБИ

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина

ОХЛАЖДЕНИЯ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТД ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИМИ УСТАНОВКАМИ В УСЛОВИЯХ ПЕРЕМЕННЫХ ТЕМПЕРАТУРЫ И ВЛАЖНОСТИ

Рассмотрено применение эжекторных теплоиспользующих холодильных машин, утилизирующих теплоту уходящих газов газотурбинных двигателей для охлаждения и осушения воздуха на входе в условиях переменных температуры и относительной влажности наружного воздуха. Определены значения снижения температуры воздуха и количества отводимой влаги при разных тепловлажностных условиях. Показана эффективность применения эжекторных теплоиспользующих холодильных машин для охлаждения и осушения воздуха на входе ГТД с учетом годовых и суточных изменений температуры и относительной влажности наружного воздуха.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, осушение воздуха, поверхностное охлаждение, теплоиспользующая холодильная машина, температура, влажность воздуха.

Анализ проблемы и постановка цели исследования

Климатические условия приморских регионов большинства государств отличаются повышенной влажностью по сравнению с остальной территорией, что требует дополнительных затрат энергии на осушение воздуха в процессе его охлаждения в установках кондиционирования воздуха жилых, офисных, торговых, развлекательных и других комплексов. В теплые периоды и в южных регионах соотношение тепловлажностных параметров воздуха (температуры и относительной влажности ϕ) подвержено значительным суточным и сезонным колебаниям. Соответственно изменяются потребности в холоде – тепловые нагрузки установок кондиционирования воздуха и энергетические затраты на их работу.

Последние четверть века во многих странах широкое распространение получили автономные теплоэлектрогенерирующие (когенерационные) установки на базе газотурбинных двигателей (ГТД) [1, 2]. Эффективность работы ГТД существенно зависит от температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$: с повышением температуры $t_{\text{нв}}$ на 10 °С мощность ГТД уменьшается на 5...9% [3, 4], что ставит остро проблему снижения температуры воздуха на их входе.

Поскольку тепловой потенциал отработавших газов ГТД достаточно высокий (около 500 °С для ГТД простой схемы или на входе в утилизационный котел когенерационной ГТУ) и при повышенных температурах наружного воздуха (соответственно, сокращении или отсутствии потребности в тепловой

энергии) оказывается не задействованным, то для предварительного охлаждения наружного воздуха на входе ГТД целесообразно применять теплоиспользующие холодильные машины (ТХМ). Холодопроизводительность ТХМ может быть использована и для охлаждения воздуха в системах кондиционирования. Энергетические установки комбинированного производства электрической (механической) и тепловой энергии, а также холода получили название тригенерационных и считаются весьма перспективными [2].

Цель работы – оценка эффективности охлаждения с осушением воздуха на входе ГТД теплоиспользующей холодильной машиной в условиях переменных температуры и влажности атмосферного воздуха.

Изложение результатов исследования

Эффективность применения энерго-установок автономного тепло-холодо- и электроснабжения (тригенерационного типа) определяются климатическими условиями их эксплуатации. Об изменении тепловлажностных параметров наружного воздуха (температуры t , относительной влажности ϕ и влагосодержания d) в течение 2009 года можно судить по рис. 1.

Как видно, начиная с 6-го месяца в течение полугода температура наружного воздуха сохраняется на уровне $t = 25...30$ °С, тогда как относительная влажность – пониженной: $\phi = 40...50$ %. При этом влагосодержание d не превышает 10 г/кг с.в. Повышенные температуры сравнительно сухого воздуха

(малая доля явного тепла в общем теплосодержании воздуха) благоприятствуют его охлаждению в поверхностных теплообменниках при сравнительно небольших затратах холода, связанных с отводом теплоты конденсации водяных паров.

В течение другого полугодия температура несколько ниже: $t = 15...20\text{ }^\circ\text{C}$, а относительная влажность выше: $\phi = 50...60\%$, а в зимние месяцы $\phi = 60...70\%$. При меньшей потребности в холоде в этот период поверхностное охлаждение влажного воздуха с его осушением можно использовать для получения весьма дефицитной пресной воды.

Поскольку потребность холода в процессах охлаждения воздуха с осушением зависит от соотношения его температуры t и влажности ϕ , то необходимо учитывать их колебания в течение суток (рис. 2).

Как видно, суточные изменения температуры t и относительной влажности ϕ наружного воздуха характеризуются наличием противоположно направленных экстремумов: максимальным дневным температурам $26...28\text{ }^\circ\text{C}$ соответствуют минимумы влажности $\phi = 35...40\%$.

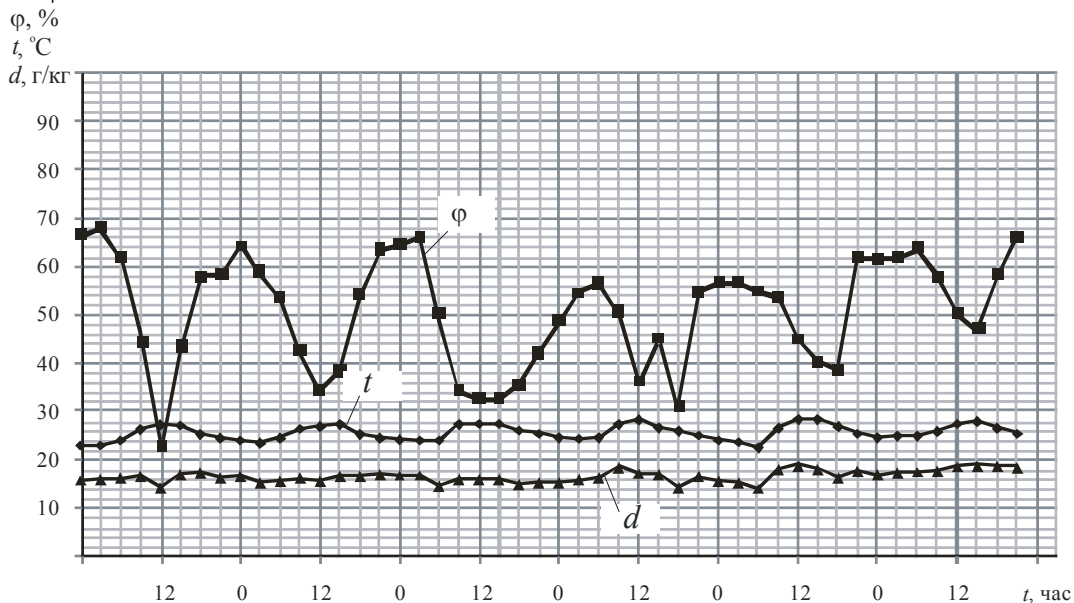


Рис. 2. Диаграммы суточных изменений температуры t , относительной влажности ϕ и влагосодержания d наружного воздуха, июль 2009 года (г. Триполи, Ливия)

Поскольку при этом имеет место повышенная доля явного тепла в общем теплосодержании влажного воздуха, то для его охлаждения в поверхностных теплообменниках требуется меньшее количество холода. Возрастание разности температур воздуха по сухому и мокрому термометрам при пониженной его влажности ϕ способствует повышению эффективности испарительного охлаждения воздуха его увлажнением до точки насыщения. Таким образом, характер дневных экстремумов тепловлажностных параметров наружного воздуха благоприятный

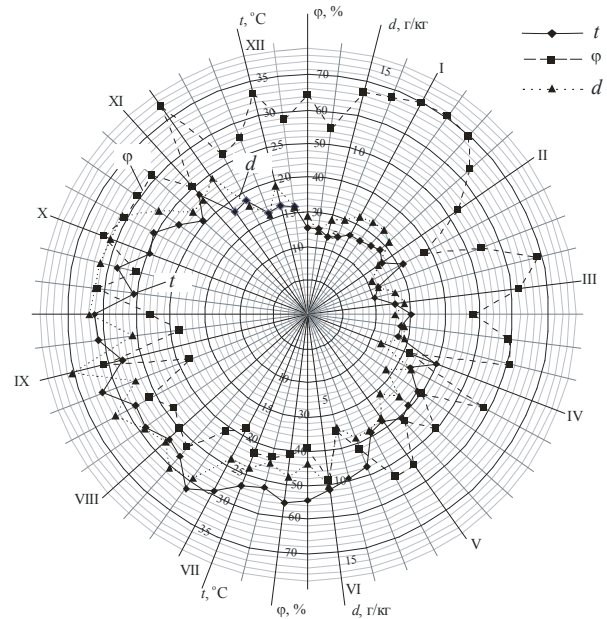


Рис. 1. Диаграммы изменения температуры t , относительной влажности ϕ и влагосодержания d наружного воздуха в течение 2009 года (г. Триполи, Ливия)

для эффективного применения как поверхностного, так и испарительного охлаждения.

В ночное время, наоборот, минимум температуры наружного воздуха совпадает с максимальной его влажностью: $\phi = 60\%$ и более. При этом охлаждение влажного воздуха требует повышенного отвода теплоты, и прежде всего, теплоты конденсации водяных паров. Процесс характеризуется значительным влаговыведением. Отводимую при этом воду можно аккумулировать и использовать как для бытовых целей, так и для испарительного охлажде-

ния воздуха на входе ГТД или при сжатии воздуха в компрессоре ГТД (внутреннее испарительное охлаждение) [3, 4], например, в дневное время при пиковых тепловых нагрузках в комбинации с поверхностным охлаждением.

В качестве ТХМ рассмотрено конструктивно наиболее простые и надежные в эксплуатации эжекторные ТХМ (ЭТХМ) [5, 6]. Схема ЭТХМ для охлаждения воздуха перед компрессором ГТД приведена на рис. 3.

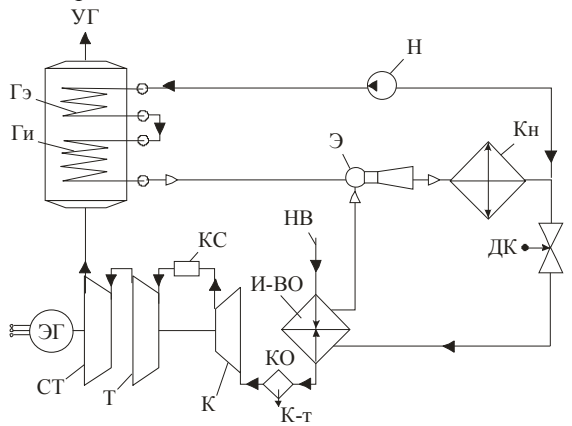


Рис. 3. Схема ГТД с ЭТХМ, использующей теплоту уходящих газов для охлаждения воздуха на входе компрессора ГТД:

К – компрессор; КС – камера сгорания; Т – турбина; СТ – силовая турбина; ЭГ – электрогенератор; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; Гэ и Ги – экономайзерная и испарительная секции генератора пара НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор НРТ; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; КО – каплеотделитель; К-т – конденсат; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы

Применение в ЭТХМ низкокипящих рабочих тел (НРТ) обеспечивает глубокую утилизацию теплоты уходящих газов и охлаждение наружного воздуха до низких температур без необходимости поддержания вакуума в И-ВО.

ЭТХМ состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросилового контур служит для получения паров НРТ высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для сжатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из И-ВО холодильного контура, до давления в конденсаторе. Эжектор совмещает функции детандера паросилового контура (расширение пара происходит в его сопле) и компрессора холодильного контура (повышение давления пара, всасываемого из И-ВО, происходит в камере смешения и диффузоре).

Тепловая эффективность ЭТХМ характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0 / Q_{Гэ}$, который представляет собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от наружного воздуха в испарителе И-ВО) к количест-

ву теплоты $Q_{Гэ}$, подведенной в генераторе к НРТ от уходящих газов. Тепловой коэффициент ζ возрастает с повышением температур кипения в генераторе t_i и испарителе t_0 и снижением температуры конденсации t_k . Для экологически безопасных хладагентов R142B и R600 (н-бутан), тепловой коэффициент $\zeta = 0,2 \dots 0,35$.

На рис. 4 в диаграмме d-I (влажность-удельная энтальпия) влажного воздуха показаны процессы охлаждения воздуха в И-ВО на входе компрессора ГТД при относительной влажности $\phi_1 = 50\%$ и температурах наружного воздуха на входе в И-ВО $t_{в1} = 25; 30$ и 35 °C. Параметры воздуха на выходе из И-ВО: $t_{в2} = 15$ °C и $\phi_2 = 80 \dots 100\%$.

Направление процессов А-Б охлаждения влажного воздуха в диаграмме d-I определяется коэффициентом влаговываждения ξ , который представляет собой отношение полного количества теплоты, отведенной от влажного воздуха в охладителе, к явному, определяемому разностью температур по сухому термометру: $\xi = (I_{в1} - I_{в2}) / [c_{вл} \cdot (t_{в1} - t_{в2})] = (I_A - I_B) / [c_{вл} \cdot (t_A - t_B)]$; $c_{вл}$ – теплоемкость влажного воздуха $c_{вл} = 1,01 + 1,89d$; d – влагосодержание, кг/кг; $t_{в1}$ и $t_{в2}$ – температуры воздуха на входе и выходе из охладителя по сухому термометру; $I_{в1}$ и $I_{в2}$ – энтальпии влажного воздуха на входе и выходе из охладителя, $I_B = c_{вл} \cdot t_B + 1,89d$, кДж/кг.

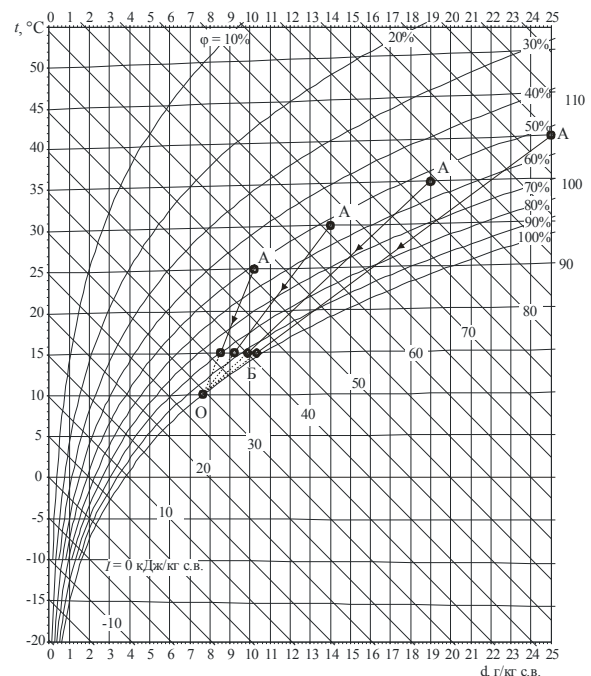


Рис. 4. Процессы охлаждения воздуха в И-ВО на входе ГТД: А – воздух на входе И-ВО; Б – воздух на выходе; А-Б – охлаждение воздуха в И-ВО

Чем более круто проходит луч процесса охлаждения, тем меньше ξ и, следовательно, меньше количество теплоты необходимо отвести от влажно-

го воздуха для снижения его температуры на одну и ту же величину.

Снижение температуры Δt_b воздуха в И-ВО и удельное количество влаги G_w , кг/ч, отведенной от воздуха и приходящейся на единичный расход воздуха $G_b = 1$ кг/с; требуемые удельные холодопроизводительность \bar{q}_0 и теплотребление (тепловая нагрузка на генератор) \bar{q}_r , коэффициенты влаговываждения ξ в зависимости от температуры наружного

воздуха на входе t_{b1} при относительной его влажности $\phi_1 = 50$ и 70% в процессе охлаждения до температуры $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ приведены на рис. 5. При этом требуемые удельная холодопроизводительность, приходящаяся на единичный расход воздуха $G_b = 1$ кг/с, $\bar{q}_0 = \Delta i_b$, кДж/кг, и соответствующее удельное теплотребление $\bar{q}_r = q_0/\xi$, кВт. Удельное количество влаги $G_w = G_b \Delta d$, где Δd – изменение влагосодержания воздуха в процессе его охлаждения (рис. 4).

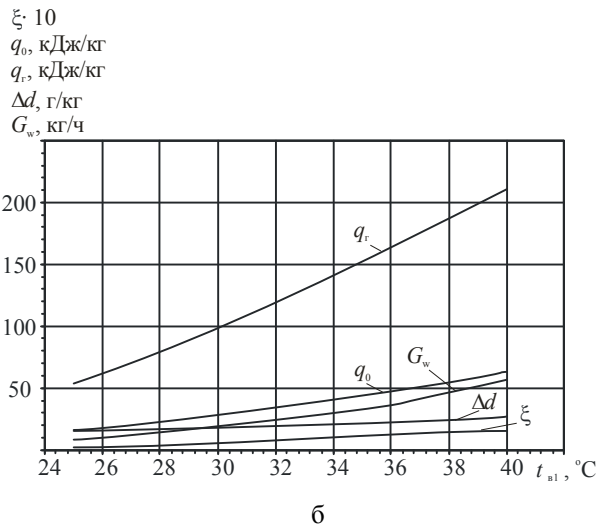
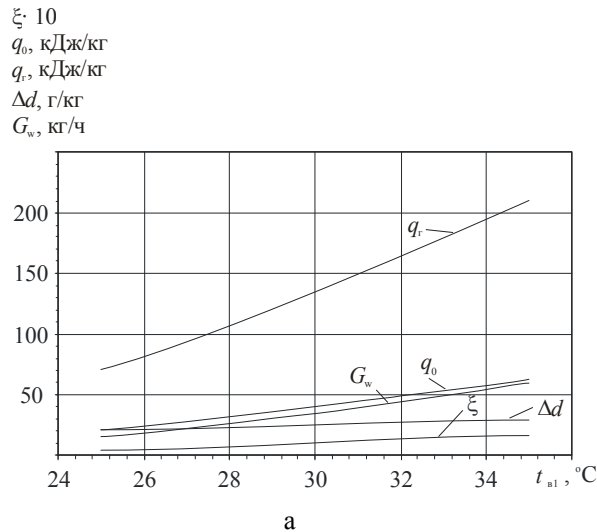


Рис. 5. Снижение температуры Δt_b воздуха в И-ВО и удельное количество влаги G_w , кг/ч, отведенной от воздуха и приходящейся на единичный расход воздуха $G_b = 1$ кг/с; требуемые удельные холодопроизводительность \bar{q}_0 и теплотребление (тепловая нагрузка на генератор) \bar{q}_r , коэффициенты влаговываждения ξ в зависимости от температуры наружного воздуха на входе t_{b1} в процессе его охлаждения воздуха до температуры $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ при относительной влажности наружного воздуха ϕ : а – $\phi = 70\%$; б – $\phi = 50\%$

Из рис. 5 видно, что параметры процессов охлаждения при повышенной относительной влажности наружного воздуха $\phi = 70\%$, но меньшей на 5°C его температуре (рис. 3, а), и при меньшей влажности $\phi = 50\%$ и большей на 5°C температуре t_{b1} примерно одинаковы. В обоих случаях в процессе охлаждения наружного воздуха расходом $G_b = 1$ кг/с и температурой $t_{b1} = 35^\circ\text{C}$ (рис. 5, а) и $t_{b1} = 40^\circ\text{C}$ (рис. 5, б) до температуры $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$ можно отвести около 60 кг/ч влаги. Более резкое уменьшение количества отводимой влаги с понижением t_{b1} при меньшей исходной относительной влажности наружного воздуха $\phi = 50\%$ (рис. 5, а) объясняется меньшей долей влаги в воздухе (меньшим значением коэффициента влаговываждения ξ , определяющим более крутой характер процесса охлаждения в диаграмме d-I (влагосодержание/удельная энтальпия) влажного воздуха на рис. 4). При одной и той же температуре $t_{b1} = 35^\circ\text{C}$ и большей относительной влажности наружного воздуха $\phi = 70\%$ для охлаждения воздуха на одну и ту же величину $\Delta t_b = t_{b1} - t_{b2} = 20^\circ\text{C}$ требуется примерно на 30 % большие затраты холодопроиз-

водительности и теплоты на ее получение в ЭТХМ: $\bar{q}_0 = 65$ кДж/кг и $\bar{q}_r = 210$ кДж/кг против $\bar{q}_0 = 45$ кДж/кг и $\bar{q}_r = 150$ кДж/кг при $\phi = 50\%$.

С учетом того, что с понижением температуры наружного воздуха на 10°C мощность ГТД увеличивается на 5...9% [3, 4], охлаждение воздуха на входе компрессора ГТД на 20°C обеспечивает повышение мощности ГТД на 10...20 %.

Выводы

Охлаждение воздуха на входе ГТД на 20°C в ЭТХМ с использованием теплоты уходящих газов обеспечивает повышение мощности ГТД на 10...20 %.

Вода, отводимая в процессе охлаждения с осушением, может использоваться для бытовых нужд, а также для испарительного охлаждения воздуха перед компрессором ГТД или внутреннего испарительного охлаждения при сжатии воздуха в компрессоре ГТД в комбинации с поверхностным ох-

лаждением, например, в дневное время при пиковых тепловых нагрузках.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований МОН Украины в рамках гранта Президента Украины.

Литература

1. Nixdorf M. *Thermo-economic analysis of inlet air conditioning methods of a cogeneration gas turbine plant* / M. Nixdorf, A. Prelipceanu, D. Hein // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2002-30561. – 10 p.

2. Campanary S. *Technical and tariff scenarios effect on microturbine trigenerative applications* / S. Campanary, E. Macchi // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2003*. – Paper GT-2003-38275. – 10 p.

3. Bhargava R. *Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging* / R. Bhargava, C.B. Meher-Homji // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2002-30560. – 15 p.

4. *Parametric analysis of combined cycles equipped with inlet fogging* / R. Bhargava, M. Bianchi, F. Melino, A. Peretto // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2003-38187. – 12 p.

5. Радченко А.Н. *Предварительное охлаждение воздуха ГТД эжекторными теплоиспользующими установками* / А.Н. Радченко // *Зб. наук. пр. НУК*. – 2009. – Вип. 2 (425). – С. 132-136.

6. Радченко А.Н. *Оценка эффективности комплексного охлаждения циклового воздуха ГТД эжекторными теплоиспользующими установками* / А.Н. Радченко, А.В. Бойко // *Зб. наук. праць НУК*. – 2009. – Вип. 5 (428). – С. 122-126.

Поступила в редакцию 28.05.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Е. Лагутин., Одесская государственная академия холода, Одесса.

ОХОЛОДЖЕННЯ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТД ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧИМИ ХОЛОДИЛЬНИМИ МАШИНАМИ В УМОВАХ ЗМІННИХ ТЕМПЕРАТУРИ ТА ВОЛОГОСТІ

М.І. Радченко, Рамі Ел Гірбі

Розглянуто застосування ежекторних тепловикористовуючих холодильних машин, що утилізують теплоту відхідних газів газотурбінних двигунів для охолодження та осушення повітря на вході в умовах змінних температури та відносної вологості зовнішнього повітря. Визначені значення зниження температури повітря та кількості відведеної вологи за різних тепловологічних умов. Показана ефективність застосування ежекторних тепловикористовуючих холодильних машин для охолодження та осушення повітря на вході ГТД з урахуванням річних і добових змін температури та відносної вологості зовнішнього повітря.

Ключові слова: газотурбінний двигун, осушення повітря, поверхневе охолодження, тепловикористовуюча холодильна машина, температура, вологість повітря.

COOLING OF AMBIENT AIR AT THE INLET OF GTE BY WASTE HEAT RECOVERY REFRIGERATION MACHINES AT CHANGEABLE TEMPERATURE AND HUMIDITY CONDITIONS

N.I. Radchenko, Rami El Girbi

The application of ejector waste heat recovery refrigeration machines, utilizing heat of exhaust gases of gas turbine engines for cooling and drying of air at the inlet, at changeable temperature and relative humidity conditions has been considered. The values of air temperature drop and quantity of water extracted at various heat-humidity conditions were estimated. The effectiveness of application of ejector waste heat recovery refrigeration machines for cooling and drying of air at the inlet of GTE by taking into account annular and daily changes in temperature and relative humidity of ambient air was shown.

Key words: gas turbine engine, air drying, surface cooling, waste heat recovery refrigeration machine. temperature, humidity of air.

Радченко Николай Иванович – д-р техн. наук, проф., проф. кафедры, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Эль Гирби Рами – аспирант, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.