

ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ, ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА
С АККУМУЛЯТОРОМ ХОЛОДА
ДЛЯ МИКРОГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК¹

© 2018 г. В. Ф. Очков, Т. А. Степанова, Г. М. Катенев*, В. А. Тумановский, П. Н. Борисова

Национальный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,
111250, Россия, Москва, Красноказарменная ул., д. 14

*e-mail: KatenevGM@mpei.ru

Поступила в редакцию 06.12.2016 г.

Принята в печать 25.10.2017 г.

Описано использование в микрогазотурбинной установке (микроГТУ) систем охлаждения циклового воздуха СТІС (Combustion Turbine Inlet Cooling) с аккумулятором холода для сохранения ее мощности при сезонном повышении температуры наружного воздуха. В качестве тела-накопителя в аккумуляторах используется водяной лед, в качестве тела, охлаждающего воздух, — “ледяная вода” (вода при температуре 0.5–1.0°С), циркулирующая между аккумулятором и теплообменником воздух–вода. Рассмотрена модель аккумулятора холода с возобновляемым запасом льда, содержащего трубную теплообменную решетку-испаритель, покрытую льдом, с поперечным обтеканием ее водой. Приведено критериальное уравнение теплообмена, описывающее процесс в рассматриваемой модели аккумулятора холода, выполнены расчеты продолжительности ее активной работы, оценена зависимость ресурса работы аккумулятора холода от скорости циркулирующей воды. Адекватность расчетной модели подтверждена экспериментально на макете аккумулятора холода с холодильной машиной, создающей периодически в емкости-накопителе запас льда 200 кг. Расчетная модель позволяет определять запас массы льда разряжаемого аккумулятора холода для охлаждения циклового воздуха в действующей микроГТУ типа С-30 фирмы Capstone или для микроГТУ других мощностей. Даны рекомендации по увеличению работоспособности аккумуляторов холода систем СТІС микроГТУ.

Ключевые слова: микрогазотурбинная установка, система охлаждения циклового воздуха, аккумулятор холода, “ледяная вода”, ресурс аккумулятора

DOI: 10.1134/S0040363618050077

Эффективность применения газотурбинных установок (ГТУ) зависит от параметров воздуха, поступающего в турбокомпрессор. Поскольку при постоянстве геометрических размеров проточной части турбомашин плотность воздуха определяет массовый расход газа в установке, выходная мощность напрямую зависит от плотности поступающего воздуха. На основные характеристики ГТУ негативно влияет сезонное повышение температуры окружающего воздуха, уменьшающее его плотность и снижающее выходную мощность установки. Мощность микротурбинных установок фирмы Capstone в этот период уменьшается примерно на 20%, КПД снижается на 4% [1, 2].

Поддержание расчетной температуры воздуха на входе в ГТУ (15°С по стандарту ISO) и расчетной мощности достигается с помощью системы

охлаждения циклового воздуха СТІС (рис. 1), состоящей из холодильного парокомпрессионного агрегата и ледяного аккумулятора холода. В дневное время используется холод, аккумулированный льдом, в ночное время зарядка аккумулятора происходит по льготному тарифу на электроэнергию. Недостаток данной системы — необходимость затрат электрической мощности для работы компрессора холодильной установки [3].

На рис. 2 представлена конструктивная схема воздуховодяного теплообменника, в котором охлажденный воздух с помощью вентилятора подается на вход компрессора микроГТУ.

Были проведены эксперименты по определению времени зарядки и разрядки аккумулятора холода, данные которых легли в основу последующего расчетного анализа скорости таяния льда в аккумуляторе. В течение эксперимента фиксировали температуры воздуха и “ледяной воды” на входе и выходе теплообменника-воздухоохладителя. Схема расположения датчиков температуры приведена на рис. 3.

¹ Статья подготовлена с учетом результатов работы по гранту РФФИ № 16-08-01222 “Разработка теплофизических основ для интернет-алгоритмов, ориентированных на оптимизацию комплексных энергоустановок (ГТУ, ПГУ, ПГУ-КУ, ПГУ-ТЭЦ и др.)”.

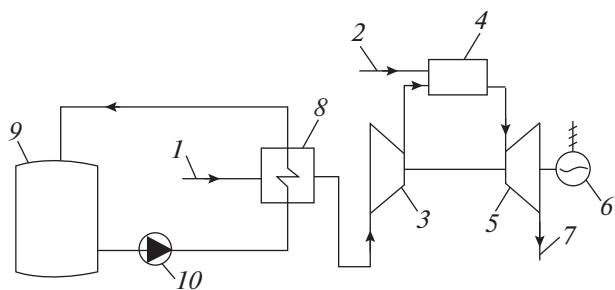


Рис. 1. Принципиальная схема системы охлаждения входного воздуха ГТУ на базе холодильного парокомпрессионного агрегата и ледяного аккумулятора холода.

1, 2 – подача воздуха и топлива; 3, 4 – компрессор и камера сгорания ГТУ; 5 – турбина; 6 – генератор; 7 – уходящие газы; 8 – теплообменник-воздухоохладитель; 9 – аккумулятор холода; 10 – циркуляционный насос подачи “ледяной воды”

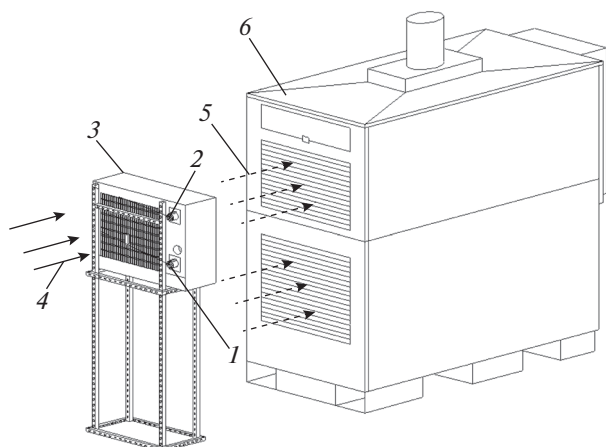


Рис. 2. Конструктивная схема воздуховодяного теплообменника.

1, 2 – подающий и обратный трубопровод хладонотеля; 3 – теплообменник-воздухоохладитель; 4 – воздух температурой более 15°C; 5 – воздух температурой менее 15°C; 6 – микротурбина Capstone

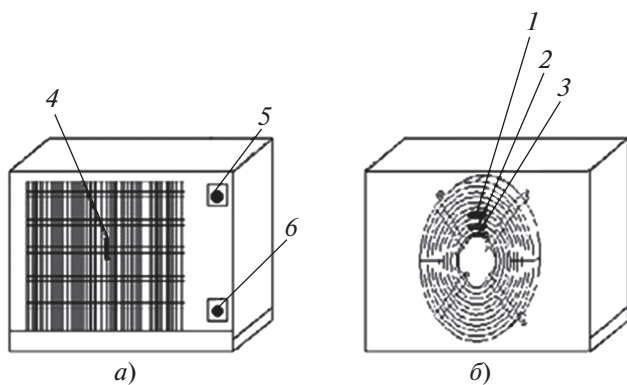


Рис. 3. Схема расположения датчиков температуры на воздухоохладителе.

а – вид спереди; б – вид сзади; 1–3 – воздух на выходе из теплообменника в разных местах решетки; 4 – воздух на входе в теплообменник; 5, 6 – вода на выходе из теплообменника и на входе в него

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МАКЕТА СИСТЕМЫ СТЭС РАСХОДНОГО ТИПА С АККУМУЛЯТОРОМ ХОЛОДА

Основная задача экспериментального исследования заключалась в продлении работы системы в режиме разрядки аккумулятора холода при обеспечении температуры воздуха на входе в турбокомпрессор микроГТУ на уровне 15°C. После включения циркуляционного насоса и вентилятора воздухоохладителя примерно через 10 мин система выводилась на стационарный режим, при котором температура охлажденного циклового воздуха на входе в микроГТУ стабилизировалась. В режиме разрядки аккумулятора через 1 ч средняя температура воздуха на выходе из воздухоохладителя становилась равной 15°C и достигала температуры окружающей среды через 6.5 ч после начала цикла разрядки аккумулятора (рис. 4, а).

Уменьшение подачи “ледяной воды” за счет снижения частоты напряжения питания электродвигателя циркуляционного насоса позволило в 2 раза продлить работу аккумулятора холода в стационарном режиме до 6 ч при рабочей температуре входящего в компрессор воздуха 15°C (рис. 4, б).

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ТАЯНИЯ ЛЬДА В АККУМУЛЯТОРЕ ХОЛОДА

Для построения упрощенной математической модели процесса таяния льда в теплоизолированной емкости аккумулятора холода было взято за основу известное выражение для числа Нуссельта [4–6], позволившее в дальнейшем рассчитать скорость таяния льда.

Постоянными параметрами системы являются:

температура воздуха на выходе из теплообменника-воздухоохладителя, равная 15°C;

расход воздуха через теплообменник-воздухоохладитель, равный расходу воздуха через компрессор микроГТУ модели С-30 при максимальном расчетном режиме;

температура воды на входе в теплообменник-воздухоохладитель;

геометрические параметры ледяного блока аккумулятора.

Для описания математической модели установки были использованы следующие соотношения [5]:

$$Re = \frac{w_b L_{л.б}}{v_{ср}}$$

где Re – число Рейнольдса; w_b – скорость движения воды в баке, м/с; $L_{л.б}$ – характерный размер ледяного блока, м; $v_{ср}$ – кинематический коэффициент вязкости циркулирующей воды, м²/с;

$$Nu = 0.52 Re^{0.5} Pr^{0.36},$$

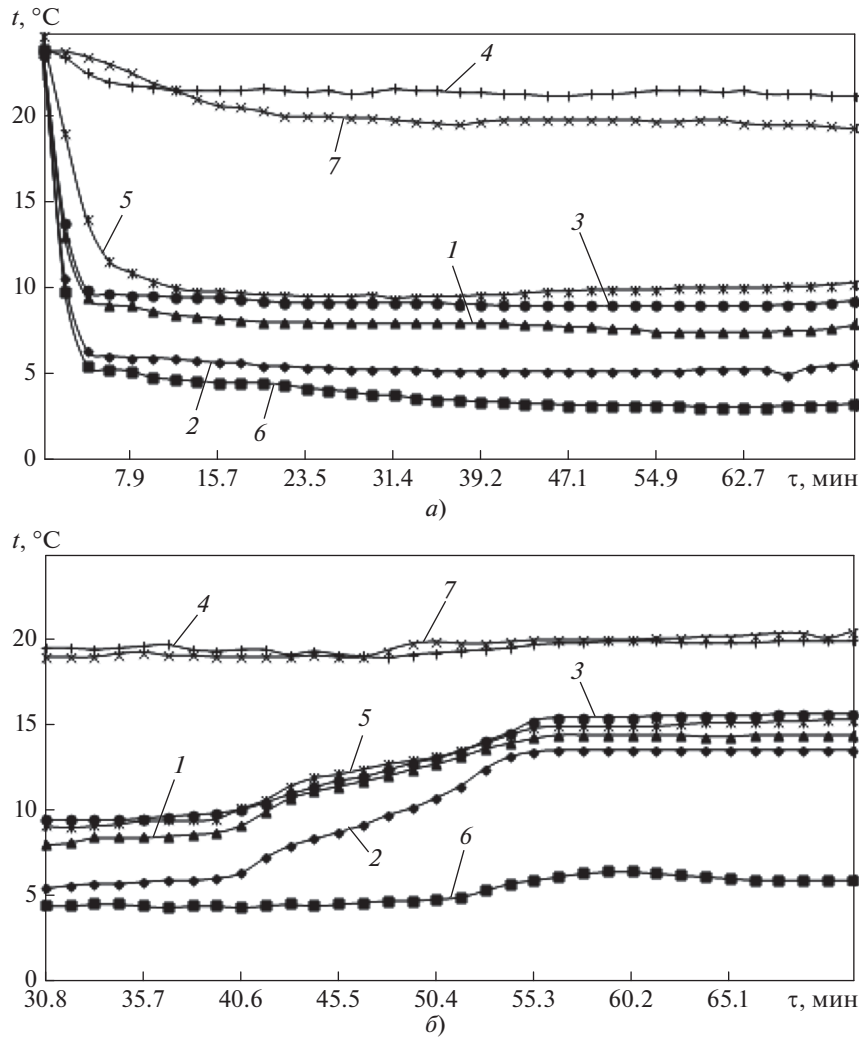


Рис. 4. Зависимость температуры t от времени τ при частоте питающего напряжения электродвигателя циркуляционного насоса 50 (а) и 25 Гц (б).
Температура, °С: 1–3 – воздуха на выходе из теплообменника в разных местах решетки; 4 – воздуха на входе в теплообменник; 5, 6 – воды на выходе из теплообменника и на входе в него; 7 – окружающего воздуха

где Nu – число Нуссельта; Pr – число Прандтля;

$$\alpha = \frac{Nu\lambda_{\text{в}}}{L_{\text{л.б}}},$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · К); $\lambda_{\text{в}}$ – коэффициент теплопроводности циркулирующей воды, Вт/(м · К);

$$\alpha(t_{\text{в}} - t_{\text{п.л}}) = \lambda_{\text{л}}\rho_{\text{л}} \frac{d}{d\tau} w(\tau),$$

где $t_{\text{в}}$, $t_{\text{п.л}}$ – температуры воды и поверхности льда, определяющие тепловой баланс при таянии льда °С; $\lambda_{\text{л}}$ – коэффициент теплопроводности льда, Вт/(м · К); $\rho_{\text{л}}$ – плотность льда, кг/м³; $w_{\text{т.л}}(\tau)$ – функция скорости таяния льда в зависимости от времени τ ;

$$w_{\text{т.л}} = \frac{\alpha(t_{\text{в}} - t_{\text{п.л}})F_{\text{л.б}}}{\lambda_{\text{л}}\rho_{\text{л}}},$$

где $w_{\text{т.л}}$ – скорость таяния льда, м³/с; $F_{\text{л.б}}$ – площадь поверхности ледяного блока, омываемого водой, м²;

$$\tau_{\text{т.л}} = \frac{V_{\text{л.б}}}{w_{\text{т.л}}},$$

где $\tau_{\text{т.л}}$ – продолжительность таяния льда, с; $V_{\text{л.б}}$ – объем ледяного блока, м³.

Расчетные характеристики процесса таяния льда: $L_{\text{л.б}} = 0.095$ м, $F_{\text{л.б}} = 9.2$ м², $V_{\text{л.б}} = 0.218$ м³.

Искомой величиной являлась скорость таяния льда в аккумуляторе, определяющая ресурс его работы.

Скорость движения “ледяной воды” в баке аккумулятора, рассчитанная как средняя между скоростью движения в начальный момент включения аккумулятора (при полной его зарядке и заполне-

нии бака льдом) и скоростью движения после полного таяния льда, равна примерно 3×10^{-4} м/с. В течение эксперимента на макете системы СТІС лед массой 200 кг растаял за 6.5 ч, скорость таяния льда на макетной установке с трубчатым теплообменником-испарителем составила $w_{т.л} = 3.4 \times 10^{-2}$ м³/ч, что близко к расчетному значению.

Различие полученных результатов обусловлено погрешностями расчета по упрощенной математической модели, а также тем, что на данные эксперимента оказывало влияние тепло, подводимое в емкость аккумулятора из окружающей среды.

ВЫВОДЫ

1. Применение системы СТІС при сезонных повышениях температуры окружающей среды в целях охлаждения циклового воздуха на входе в ГТУ до 15°C обеспечивает максимальную проектную мощность установок и целесообразно даже для климатических условий России в весенне-летний период.

2. Регулируя частоту питающего напряжения электродвигателя циркуляционного насоса для

изменения подачи “ледяной воды” в теплообменник охлаждения циклового воздуха, можно увеличить время разрядки аккумулятора холода и на этой основе создать цифровую систему регулирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Product Specification Model C30 Capstone MicroTurbine**, 460000 Rev. J. (December 2010): [Электрон. ресурс.] // Capstone Turbine Corporation. URL: <https://www.capstoneturbine.com/>. (Дата обращения: 28.04.2017.)
2. **Friedrich M., Armstrong P.R., Smith D.L.** New technology demonstration of microturbine with heat recovery at Fort Drum, New York. Pacific Northwest National Laboratory Richland, Washington, 2004.
3. **Punwani, D.V.** Turbine inlet cooling case study for an industrial CHP system for multiple buildings in the Midwest // Intern. District Energy Association Annual Conf. Chicago, Illinois, June 2012.
4. **Лыков А.В.** Теплообмен: справочник. 2-е изд. М.: Энергия, 1978.
5. **Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С.** Теплопередача. 2-е изд. М.: Энергия, 1975.
6. **Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А.** Теплообмен: учеб. пособие для вузов. 2-е изд., испр. и доп. М.: Изд-во МЭИ, 2005.

Study of Cycling Air-Cooling System with a Cold Accumulator for Micro Gas-Turbine Installations

V. F. Ochkov, T. A. Stepanova, G. M. Katenev*, V. A. Tumanovskii, and P. N. Borisova

National Research University Moscow Power Engineering Institute (NRU MPEI), Moscow, 111250 Russia

**e-mail: KatenevGM@mpei.ru*

Received December 6, 2016; in final form, October 25, 2017

Abstract—Using the cycling air-cooling systems of the CTIC type (Combustion Turbine Inlet Cooling) with a cold accumulator in a micro gas-turbine installation (micro-GTI) to preserve its capacity under the seasonal temperature rise of outside air is described. Water ice is used as the body-storage in the accumulators, and ice water (water at 0.5–1.0°C) is used as the body that cools air. The ice water circulates between the accumulator and the air-water heat exchanger. The cold accumulator model with renewable ice resources is considered. The model contains the heat-exchanging tube lattice-evaporator covered with ice. The lattice is cross-flowed with water. The criterion heat exchange equation that describes the process in the cold accumulator under consideration is presented. The calculations of duration of its active operation were performed. The dependence of cold accumulator service life on water circulation rate was evaluated. The adequacy of the design model was confirmed experimentally in the mock-up of the cold accumulator with a refrigerating machine periodically creating a 200 kg ice reserve in the reservoir-storage. The design model makes it possible to determine the weight of ice reserve of the discharged cold accumulator for cooling the cycle air in the operation of a C-30 type micro-GTI produced by the Capstone Company or micro-GTIs of other capacities. Recommendations for increasing the working capacity of cold accumulators of CTIC-systems of a micro-GTI were made.

Keywords: micro gas-turbine installation, cycle air cooling system, cold accumulator, ice water, cold accumulator service life