

УДК 621.515.003

Ю.Ф. БАСОВ¹, П.Д. ЖЕМАНИЮК¹, А.В. МИНЯЧИХИН², И.И. ПЕТУХОВ²,
Ф.Г. СОРОГИН¹, Ю.В. ШАХОВ²¹ ОАО "Мотор Сич", Украина² Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Украина**РАСПЫЛИТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА
ГАЗОТУРБИННОГО ПРИВОДА И ИХ ЭФФЕКТИВНОСТЬ**

Рассмотрены системы охлаждения циклового воздуха газотурбинного привода, схемы реализации и преимущества распылительной системы охлаждения и основные требования к ней. Определены ограничения по расходу охлаждающей воды в зависимости от исходных параметров влажного воздуха. Представлена математическая модель термически и динамически неравновесного капельно-воздушного потока в криволинейном плоском канале, позволяющая обосновать параметры распыла и место расположения форсунок. Проанализировано влияние испарительного охлаждения на климатическую характеристику газотурбинного привода Д-336-2.

Ключевые слова: газотурбинный привод, цикловой воздух, испарительное охлаждения, распыл воды.

Введение

В настоящее время к газотурбинным приводам (ГТП) предъявляются жесткие требования поддержания требуемых технических параметров, экономичности и надёжности вне зависимости от климатических условий работы и сезона. Высокая температура входного воздуха в летний период существенно снижает выходную мощность и эффективный КПД ГТП. Типовой характер этой зависимости по данным [1, 2 и др.] приведен на рис. 1.

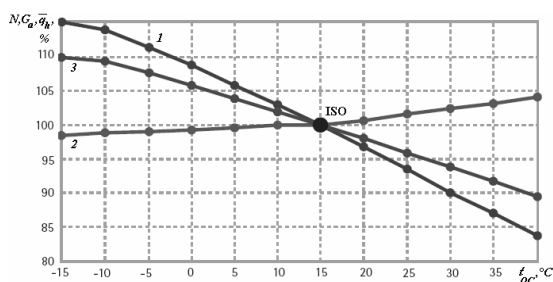


Рис. 1. Типовая климатическая характеристика промышленной ГТУ:

1 – мощность, 2 – тепловое отношение,
3 – расход воздуха

Для ГТП Д-336-2 при температуре входного воздуха 313К мощность привода N снижается на 28,4%, а эффективный КПД η_e на 12,3% по сравнению с показателями на номинальном (по параметрам ISO) режиме.

Компенсировать такое падение можно за счёт установки ГТП большей номинальной мощности, либо большего числа ГТП.

Однако энергетическая эффективность при этом всё равно снижается.

Охлаждение циклового воздуха в значительной мере устраняет указанные негативные последствия. Методы охлаждения можно классифицировать по месту расположения систем и типу теплообменников. В последнем случае различают конвективные (рекуперативные) и испарительные (контактные) системы охлаждения.

Конвективное охлаждение осуществляется в поверхностном теплообменнике и предполагает использование парокомпрессионной или абсорбционной холодильной машины (ХМ). Основным преимуществом конвективных систем по сравнению с контактными является возможность работы при высокой влажности окружающего воздуха. Однако удельная стоимость 1 кВт "восстановленной" мощности для конвективных систем с парокомпрессионной ХМ составляет 290\$, с абсорбционной водоаммиачной ХМ 275\$ и бромисто-литиевой 350\$ [3].

**1. Обзор распылительных систем
охлаждения**

Контактное охлаждение осуществляется за счёт испарения воды в охлаждаемый воздух и значительно дешевле конвективного. В зависимости от способа организации процесса контактные системы можно разделить на панельные [2] (именуемые также увлажняющие) и распылительные. Главным недостатком испарительных панелей является большая степень загромождения проточной части и, как следствие, значительные гидравлические потери.

Поэтому для ГТП несомненные преимущества имеют распылительные системы охлаждения (PCO). По месту расположения различают PCO входного воздуха, PCO "влажного" или "мокрого" сжатия, межступенчатые, межкаскадные и смешанные PCO.

PCO входного воздуха должны обеспечить испарения всех капель до входа в компрессор. Такая система исключает возможность эрозии лопаток компрессора. Однако реализовать её можно только при правильном подборе расстояния до входа в компрессор, расхода охлаждающей воды, конструкции форсунок и их расположения по сечению всасывающей шахты [4-8].

В PCO "мокрого" сжатия испарение капель продолжается в компрессоре, где теряется основная масса капли. При этом реализуется процесс сжатия с одновременным охлаждением воздуха, что термодинамически предпочтительнее. Однако из-за возможной эрозии лопаток компрессора диаметр капель на входе не должен превышать 20 мкм [9, 10].

Межкаскадные PCO располагаются между КНД и КВД, и могут работать в режиме, как полного испарения охлаждающей воды до входа в КВД, так и в режиме "влажного" сжатия в КВД. В межступенчатых PCO воду распыляют с помощью форсунок, установленных на направляющих аппаратах части ступеней компрессора [11, 12].

Смешанные PCO объединяют в себе несколько видов охлаждения [9, 10, 13]. Очень важным для них является выбор расхода и диаметра капель в каждой зоне охлаждения.

На размещение форсунок в проточной части всасывающей шахты комплексного воздухоочистительного устройства (КВОУ) влияют несколько факторов: конфигурация проточной части всасывающей шахты привода, тип используемых воздухоочистительных фильтров и их размещение внутри шахты, взаимное расположение фильтров, шумоглушителей, перепускных окон, входного устройства ГТП. Наиболее часто форсунки устанавливают между фильтрами и шумоглушителем [4-8, 14].

Из-за различий в расходе воды через форсунки и неравномерности потока воздуха после фильтров и поворотов КВОУ во входном сечении компрессора может наблюдаться неоднородность поля температуры всасываемого воздуха [8]. В результате возможна неустойчивость в работе компрессора.

В том же направлении влияет изменение параметров воздуха по ступеням компрессора из-за нестационарности процесса испарения капель в случае быстрого запуска PCO [8, 15].

Таким образом, для реализации эффективной распылительной системы охлаждения диаметр капель и их расход, саму схему PCO необходимо выбирать с учётом не только параметров окружающего

воздуха, но и характеристик исходного ГТП. Обосновать такой выбор невозможно без теоретического исследования межфазного энерго- и массообмена в капельно-воздушном потоке, движущемся в канале сложной геометрии, например в КВОУ.

2. Рабочий процесс PCO

Малые капли быстрее испаряются и точнее следуют траекториям газа, однако усложняется система диспергирования воды. Но даже при очень малом диаметре капель, т.е. в равновесном процессе, испарить во влажный воздух заданной температуры T и относительной влажности ϕ можно только вполне определённое количество воды (рис. 2, а). Превышение этого расхода приведёт к сохранению не-испарившихся капель вниз по потоку. Доля испарившейся воды определяет достижимое значение охлаждения воздуха (рис. 2, б).

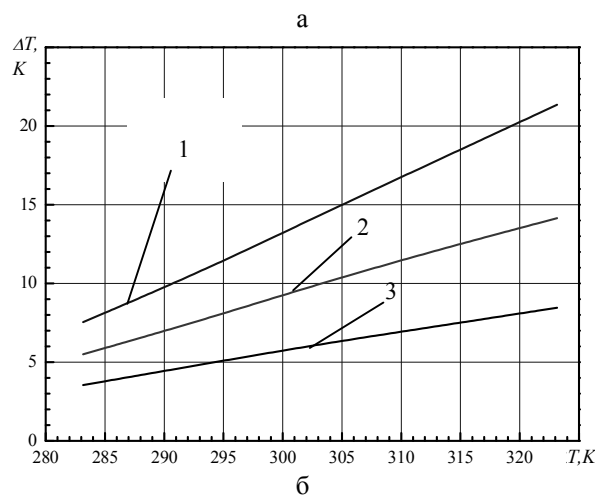
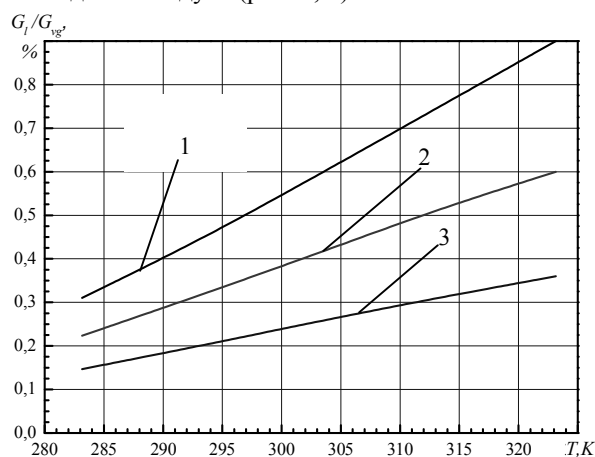


Рис. 2. Характеристики равновесного процесса испарительного охлаждения влажного воздуха:
 1 – $\phi=20\%$; 2 – 40% ; 3 – 80%
 а – расход испаряемой воды; б – снижение температуры воздуха

При конкретных параметрах потока воздуха (включая поле скорости) движение и тепломассооб-

мен капля полностью определяются их размерами и концентрацией. Так как расход распыляемой воды G_d даже в РСО с "мокрым" сжатием меньше 3% расхода воздуха G_{vg} , то объёмная доля каплей очень мала, что позволяет пренебречь влиянием стеснённости обтекания каплей на процессы межфазного обмена. По этой же причине можно не рассматривать влияние каплей и образованного из них пара на профиль скорости несущей фазы, т.е. влажного воздуха. Само значение скорости влажного воздуха может меняться из-за изменения с температурой его плотности.

В таком случае единственным влияющим на процесс энерго- и массообмена фактором выступает диаметр каплей, а для расчёта процесса в качестве базовой может использоваться модель [16] движения капли в заданном поле скоростей газа, дополненная описанием процессов межфазного теплообмена вдоль её траектории. Ввиду малых значений скорости в КВОУ наряду с силами аэродинамического сопротивления капли здесь необходимо учитывать также влияние силы тяжести.

В такой постановке уравнение движения капли принимает вид

$$G_d \frac{d\vec{V}_d}{dt} = \vec{F}_{d\eta} + \vec{F}_{dW} + \vec{F}_{dg}, \quad (1)$$

где масса сферической капли

$$G_d = \frac{1}{6} \pi d_d^3 \rho_e^0,$$

сила аэродинамического сопротивления

$$\vec{F}_{d\eta} = \frac{1}{8} C_D \pi d_d^2 \rho_g^0 V_{12}^2 \frac{\vec{V}_{12}}{V_{12}},$$

относительная скорость фаз

$$\vec{V}_{12} = \vec{V}_g - \vec{V}_d,$$

\vec{F}_{dW} – сила трения потока о стенки канала, приходящаяся на одну каплю; \vec{F}_{dg} – сила тяжести; \vec{V}_g, ρ_g^0 – скорость и плотность газовой (несущей) фазы; \vec{V}_d, ρ_e^0 – скорость и плотность жидкости капли; d_d – её диаметр; C_D – коэффициент сопротивления капли.

Для прямых участков канала уравнение (1) записывается в проекциях на оси декартовой системы координат, для поворотных участков – полярной системы координат. Параметры, полученные на выходе из предыдущего участка, являются исходными для расчёта на последующем. При этом для несущей фазы температура и влагосодержание в каждом сечении принимаются однородными, а значения вектора скорости берутся из предварительного расчёта поля скорости на базе трёхмерной модели, выполненного без учёта влияния каплей. В начальном сечении распыла монодисперсные капли распределены равномерно и имеют там одинаковую скорость.

Тепломассообмен капли с влажным воздухом описывается уравнением

$$G_d \frac{di_d}{dt} = \alpha_T (T_g - T_\sigma) \pi d_d^2 - G_{1V} (i_v - i_{l\sigma}), \quad (2)$$

где $i_v, i_{l\sigma}, i_d$ – соответственно, энтальпии водяного пара при температуре парагаза, насыщенной воды при температуре на межфазной поверхности и при температуре капли. Первый член правой части определяет конвективные теплопритоки к межфазной поверхности, имеющей температуру T_σ , второй – отвод теплоты вследствие испарения с поверхности капли. Уравнение (2) отражает тот факт, что алгебраическая сумма теплопритоков к межфазной поверхности со стороны жидкой и газовой фаз равна теплоте, затрачиваемой на фазовый переход.

Поток массы определяется уравнением массоотдачи

$$G_{1V} = \alpha_D \pi d_d^2 (\rho_{v\sigma} - \rho_v), \quad (3)$$

где $\rho_{v\sigma}$ и ρ_v – плотности водяного пара на межфазной поверхности и в потоке влажного воздуха, соответственно. При расчёте коэффициентов теплоотдачи α_T и массоотдачи α_D с учётом аналогии этих процессов используются соответствующие критериальные уравнения для сферической капли. Уравнения (2) и (3) определяют изменение температуры и диаметра капли вдоль траектории её движения.

Вычислив изменение энтальпии и массы каждой капли на элементарном участке канала, определяем эти величины для потока каплей в целом. Далее из уравнений сохранения массы и энергии фаз с учётом адиабатности потока в целом и непроницаемости стенок канала определяются температура и состав несущей (парагазовой) фазы. По этим параметрам рассчитывается плотность парагаза и его скорость на новом шаге по продольной координате.

При расчёте термодинамических свойств теплоёмкость и плотность жидкости принимались постоянными, для сплошной фазы использовалась модель идеально-газовой смеси. Энтальпии насыщенного водяного пара и жидкости различались на величину теплоты парообразования, которая принималась постоянной. Переносные свойства несущей фазы определяли, используя соответствующие соотношения для бинарной газовой смеси воздуха и водяного пара.

Полученные системы обыкновенных дифференциальных уравнений интегрировали методом Рунге-Кутты с переменным шагом. При этом для горизонтального и поворотного участка канала учитывалась возможность выпадения каплей на стенку. Выпавшая на стенку жидкость в дальнейших межфазных процессах не участвует.

Тестовые расчёты задач, допускающих аналитическое решение, подтвердили достоверность

сформированной модели и программ расчёта. Динамика испарения капли в газе неизменного состава и температуры (рис. 3) также хорошо согласуется с известными зарубежными данными для одиночных капель.

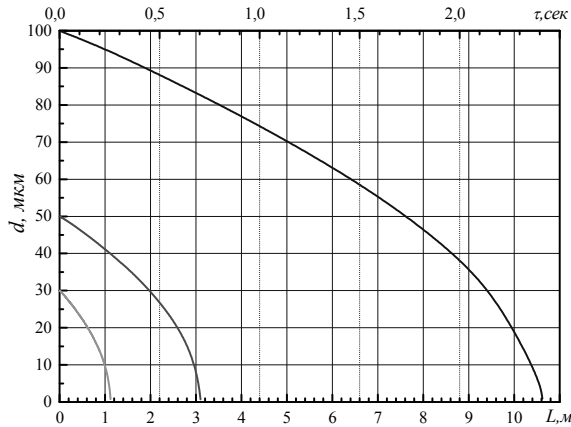


Рис. 3. Динамика испарения капли в воздухе постоянных параметров:
 $T_{vg1}=306\text{ К}$; $\phi_1=60\%$ $W_{vg1}=4,4\text{ м/с}$

Ввиду незначительного влияния начальной температуры жидкости последующие расчёты выполнены при условии, что она совпадает с начальной температурой влажного воздуха. Скорость потока определялась для КВОУ с размерами поперечного сечения 2,5 x 2,5 м при расходе влажного воздуха 30 кг/с, характерном для ГТП Д-336-2.

Результаты для режима с начальной температурой 303 К и относительной влажностью воздуха 40% представлены на рис. 4. Для полного испарения капель относительный расход жидкости соответствует 0,4% (см. рис. 2). Скорость влажного воздуха на входе составляет 4,2 м/с.

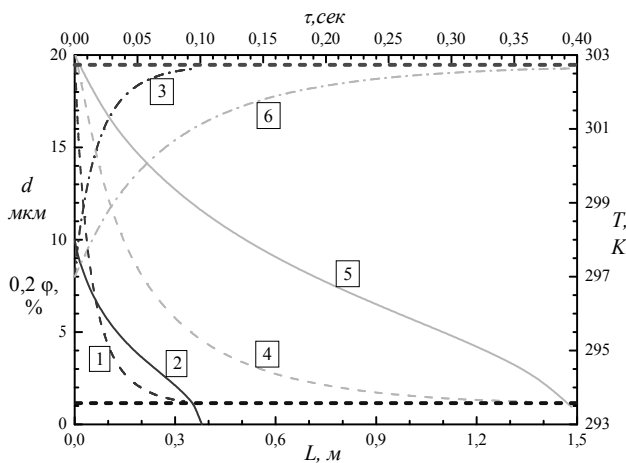


Рис. 4. Параметры фаз по длине КВОУ:
 $T_{vg1}=303\text{ К}$; $\phi_1=40\%$; $u=0,4\%$; $T_p=293,5\text{ К}$
 1,4 – T_{vg} ; 2,5 – d ; 3,6 – ϕ ; 1, 2, 3 – $d=10\text{ мкм}$;
 4, 5, 6 – 20 мкм .

Темп уменьшения диаметра капель увеличивается по мере их движения в канале. В то же время темп снижения температуры воздуха падает. Объясняется это преобладающим влиянием на процесс испарения влажности воздуха, которая непрерывно растёт вдоль канала, асимптотически приближаясь к 100-процентной. Из-за её увеличения темп собственно испарения жидкости падает, несмотря на уменьшение диаметра капель. А это однозначно связано с темпом охлаждения воздуха, так как тепловой поток в каплю из-за теплопроводности значим только на коротком начальном участке, а далее очень мал по сравнению с тепловым потоком от воздуха к межфазной поверхности.

3. Климатическая характеристика ГТП

Полученные результаты позволяют обоснованно выбирать параметры РСО и обеспечить повышение эффективности ГТП. Для ГТП Д-336-2 с РСО входного воздуха это иллюстрирует табл. 1. Здесь приведены безразмерный (отнесенный к соответствующему данной температуре и влажности параметру без РСО) прирост мощности и эффективного КПД. Гидравлические потери на решётке с форсунками задавались постоянными и равными 150Па. Расход воды в РСО определялся таким, чтобы недоохлаждение входного воздуха до состояния насыщения составило 1°C.

Выводы

Испарительное охлаждение циклового воздуха позволяет значительно увеличить как мощность, так и эффективный КПД ГТП. При температуре на входе 30°C испарение воды с расходом 0,5% от расхода воздуха "восстанавливает" мощность ГТП Д-336-2 с 5,1 МВт до 6,1 МВт. Испарение 1% повышает мощность до 7,1 МВт. При этом эффективный КПД возрастает примерно на 12% (относительных).

Разработанная модель и программа позволяют рассчитать параметры потока капель и воздуха при их совместном движении в канале при произвольных начальных параметрах сред и определить в результате необходимую дисперсность распыла капель. С учётом испарения до входа в компрессор начальный диаметр капель может быть до 30...40 мкм. В процессе движения капли испарятся до диаметра 10..20 мкм менее чем за 0,12 с.

Разработанные вычислительные средства позволяют сделать и более точные оценки для конкретных условий работы распылительной системы охлаждения и определённого КВОУ.

Таблица 1

Прирост мощности и эффективного КПД ГТД Д-336-2 при распылительном охлаждении входного воздуха

T _{ос} , К	\bar{N} , %				$\bar{\eta}_e$, %			
	$\varphi=20\%$	$\varphi=40\%$	$\varphi=60\%$	$\varphi=80\%$	$\varphi=20\%$	$\varphi=40\%$	$\varphi=60\%$	$\varphi=80\%$
288,15	11,71	8,75	4,90	1,34	3,40	2,81	1,60	0,42
293,15	16,13	10,65	5,90	1,76	5,22	3,54	1,99	0,58
298,15	18,83	12,16	6,70	2,15	6,19	4,09	2,29	0,72
303,15	21,77	13,95	7,78	2,65	7,19	4,73	2,68	0,91
308,15	24,95	15,89	8,78	2,99	8,25	5,40	3,04	1,02
313,15	28,20	17,68	9,62	3,33	9,35	6,04	3,35	1,16
318,15	37,74	25,31	16,41	9,63	13,16	9,39	6,54	4,23

Литература

1. Эффективность газотурбинного привода с охлаждением циклового воздуха / И.И. Петухов, А.В. Минячихин, Р.Л. Зеленский, П.Д. Жеманюк, Ф.Г. Сорогин, А.И. Таран // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2004. – №8 (16). – С. 13-15.
2. Применение испарительных панелей для системы охлаждения входного воздуха газотурбинного привода / И.И. Петухов, А.В. Минячихин, Ф.Г. Сорогин, Р.Ю. Турна // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2006. – № 7(33). – С. 21-24.
3. Turbine Inlet Cooling from Exhaust Heat by Aqua Absorption / ASHRAE CTIC Symposium 2004 [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: www.energy-concepts.com/pdfs/SYMP-00147-2003.PDF.
4. Chaker M. Inlet Fogging of Gas Turbine Engines: Part A - Fog droplet thermodynamics, heat transfer and practical considerations / M. Chaker, C.B. Meher-Homji, T. Mee III // *Proceedings of ACME TURBO EXPO 2002, June 3-6, 2002, Amsterdam, The Netherlands*. – P. 113-120.
5. Chaker M. Inlet Fogging of Gas Turbine Engines: Part B - Fog droplet sizing analysis, nozzle types, measurement and testing / M. Chaker, C.B. Meher-Homji, T. Mee III // *Proceedings of ACME TURBO EXPO 2002, June 3-6, 2002, Amsterdam, The Netherlands*. – P. 121-129.
6. Chaker M. Inlet fogging of gas turbine engines: Part C - Fog behavior in inlet ducts, CFD analysis and wind tunnel experiments / M. Chaker, C.B. Meher-Homji, T. Mee III // *Proceedings of ACME TURBO EXPO 2002, June 3-6, 2002, Amsterdam, The Netherlands*. – P. 130-138.
7. Lecheler S. The power of water in gas turbines: ALSTOM's experience with air inlet cooling / S. Lecheler, J. Hoffmann // *Proceeds of Power-GEN Latin America 2003, November 11-13, - Sao Paulo, Brazil*.
8. Hoffmann J. High Fogging Commissioning Test in the ALSTOM Test Center Birr (Switzerland) / J. Hoffmann, Gian-Luigi Agostinelli // *Paper 205*.
9. Badeer G.H. GE Aeroderivative Gas Turbines – Design and Operating Features / G.H. Badeer [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: http://www.gepower.com/prod_serv/products/tech_docs/en/down_loads/ger3695e.pdf.
10. Patent 6467252 U.S. F02C3/30/ Nozzles for water injection in a turbine engines / Stephen R. Payling, Robert P. Coleman, Curtis L. Brown. – №09/354274; заявл. 15.07.99; опубл. 22.10.02. – 26 p.
11. Экспериментальное исследование газодинамических характеристик многоступенчатого осевого компрессора с впрыском воды в проточную часть / С.О.Серета, Ф.Ш. Гельмедов, И.Г. Мунтянов, Г.Л. Мунтянов // *Тр. XIII Междунар. конф. по компрессоростроению "Компрессорная техника и пневматика в XXI веке"*. – Том 1. – Сумы: Изд-во СумГУ. – 2004. – С. 177-183.
12. Беляев В.Е. Разработка испарительной системы "Туман" для охлаждения воздуха на входе в ГТУ установки ПТУ-60С ФГУП ММП "Салют"/ В.Е.Беляев, А.С.Косой // *Тр. XI Междунар. симпоз. «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования – 2005»*. – С.Петербург: С.ПбГТУ. – 2005. – С. 157-164.
13. Sanjeev Jolly Direct Spray System for Inlet Air Cooling W501B5/ S. Jolly, J. Nitzken, D. Shepherd // *Power-Gen International, Dallas, Texas – December 9-11, 1998*. [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: www.caldwellenergy.com/pdfs/TECH3.PDF.
14. A Comparative Guide to Inlet Air Cooling Technologies Under High Temperature/Humidity Conditions, Mee Industries. – 1998. [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: www.meefog.com.
15. Trewin R. Inlet-temperature suppression of inlet air for gas-turbine compressors by evaporative cooling of water spray / R.Trewin // *Proceedings of*

ACME TURBO EXPO 2002, June 3-6, 2002, Amsterdam, The Netherlands. – P. 230-234.

16. Петухов И.И. Исследование движения жидкости на участке осаждения капель поверхно-

стного сепаратора / И.И. Петухов // Газотермодинамика многофазных потоков в энергоустановках: сб. научн. тр. – X., 1982. – Вып. 5. – С. 86-93.

Поступила в редакцию 30.05.2009

Рецензент: д-р техн. наук, чл.-корр. НАН Украины, проф. А.Л. Шубенко, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина.

РОЗПИЛЮВАЛЬНІ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ ГАЗОТУРБІННОГО ПРИВОДУ ТА ЇХ ЕФЕКТИВНІСТЬ

Ю.Ф. Басов, П.Д. Жеманюк, А.В. Минячихин, І.І. Петухов, Ф.Г. Сорогін, Ю.В. Шахов

Розглянуті системи охолодження циклового повітря газотурбінного приводу, схеми реалізації та переваги розпилювальної системи охолодження і основні вимоги до неї. Визначені обмеження з витрати охолоджуючої води в залежності від початкових параметрів вологого повітря. Представлена математична модель термічно та динамічно нерівноважного крапельно-повітряного потоку в криволінійному плоскому каналі, що дозволяє обґрунтувати параметри розпилу та місце розміщення форсунки. Проаналізовано вплив випарного охолодження на кліматичну характеристику газотурбінного приводу Д-336.

Ключові слова: газотурбінний привід, циклове повітря, випарувальне охолодження, розпил води.

SPRAY-TYPE SYSTEMS OF THE GAS TURBINE PLANT CYCLE AIR COOLING AND ITS EFFICIENCY

Y.F. Basov, P.D. Zhemanyuk, A.V. Minyachikhin, I.I. Petukhov, F.G. Sorogin, Y.V. Shakhov

Gas turbine plant cycle air cooling systems, spray-type cooling system implementation schemes, advantages and its main requirements are considered. Cooling water charge boundary conditions against damp air metrics are determined. Mathematical model of the thermally and dynamically non-equilibrium air-droplet flow in the curvilinear flat channel for determination of the spraying parameters and sprayer arrangement places is presented. Influence of the spray-type cooling on D-336-2 gas-turbine plant climatic characteristic is analysed.

Key words: gas turbine plant, cycle air, evaporative cooling, water spraying.

Басов Юрий Фёдорович – главный конструктор по серийным изделиям, зам. начальника УГК ОАО "Мотор Сич", Запорожье, Украина, e-mail: basov@motorsich.com.

Жеманюк Павел Дмитриевич – технический директор ОАО "Мотор Сич", Запорожье, Украина, e-mail: motor@motorsich.com.

Минячихин Артем Владимирович – мл. научн. сотр. кафедры аэрокосмической теплотехники Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: k205@d2.khai.edu.

Петухов Илья Иванович – канд. техн. наук, доцент кафедры аэрокосмической теплотехники Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: ilya@fsigma.kharkov.ua.

Сорогин Федор Геннадьевич – начальник отдела ведущих конструкторов, ОАО "Мотор Сич", Запорожье, Украина, e-mail: sku@motorsich.com.

Шахов Юрий Васильевич – ст. научн. сотр. кафедры аэрокосмической теплотехники Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: k205@mail.ru.