

# Энергетика и электротехника

УДК 621.165 (621.45.038)

## Покрытия из природных материалов для охлаждения элементов энергооборудования\*

А.А. Генбач, Д.Ю. Бондарцев

Алматинский университет энергетики и связи им. Гумарбека Даукеева

## Coatings from natural materials for cooling the power equipment units

A.A. Genbach, D.Yu. Bondartsev

NCJC Almaty University of Power Engineering and Telecommunications named after Gumarbek Daukeev

Проведены исследования зависимости теплопередачи систем охлаждения с покрытиями из природных материалов от параметров детонационного факела термоинструмента и теплофизических свойств природных материалов. Определены условия для создания камер сгорания, сопел, термоинструмента и принципы напыления материала на поверхность нагрева. Зарегистрировано явление спиновой детонации факела при коэффициенте избытка окислителя меньше единицы, процесс напыления интенсифицировали от 2 до 6 раз. Покрытия показали высокую надежность по сравнению с другими форсированными системами. Максимальный удельный тепловой поток на покрытии составил  $(2...15) \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>, частота колебания — 200 Гц. Зафиксировано положение факела к поверхности воздействия (структура, пятно торможения, расстояние горелки до покрытия) для режима плавления и без него. Диапазон перегрева покрытия составил 20...75 К. Путем моделирования и эксперимента определены термодинамические характеристики кислородно-керосиновых термоинструментов для генерации сверхзвуковых высокотемпературных детонационных факелов при напылении покрытий из природных материалов. Получен гранулометрический состав материалов, подобраны гидродинамические режимы работы горелок (способ сжигания топлива, длина и угол наклона струи). Установлены время полета частиц, оптимальная толщина покрытий, диаметр порошка, предельные напряжения сжатия и растяжения покрытия. Получены зависимости перемещений в покрытиях при тепловом воздействии, что важно для диагностики и прогнозирования установок и продления их ресурса.

EDN: JTRJRH, <https://elibrary/jtrjrh>

**Ключевые слова:** природные материалы, покрытия, термоинструмент, камера сгорания, голография, детонационный факел

\* Посвящается 100-летию доктора технических наук, профессора кафедры Э-1 МГТУ им. Н.Э. Баумана Владимира Михайловича Поляева.

The paper presents results of studying heat transfer in the cooling systems with coatings made of the natural materials depending on the thermal tool detonation torch parameters and the natural material thermophysical properties. It determines conditions for creating combustion chambers, nozzles, thermal tools, and the principles of spraying the material onto the heating surface. Phenomenon of the torch spin detonation was registered at the oxidizer excess factor of less than one; the spraying process was intensifying from 2 to 6 times. The coatings demonstrated high reliability compared to the other forced systems. Maximum specific heat fluxes on the coating were  $(2...15) \cdot 10^6 \text{ W/m}^2$ , and the oscillation frequency was up to 200 Hz. The torch position relative to the impact surface (structure, stagnation spot, torch distance to the coating) was registered for the melting mode and without it. The coating superheat range was 20–75 K. Simulation and the experiment made it possible to determine thermodynamic characteristics of the oxygen-kerosene thermal tools for generating the supersonic high-temperature detonation torches during spraying the coatings made from the natural materials. The material particle size distribution was determined, and the torch hydrodynamic operation modes (fuel combustion method, jet length, and angle) were selected. The particle flight time, optimal coating thickness, powder diameter, and ultimate compressive and tensile stresses of the coating were determined. Dependences were obtained on displacements in the coatings under thermal exposure, which could be important in the facilities diagnostics and forecasting, as well as in extending the service life.

EDN: JTRJRH, <https://elibrary/jtrjrh>

**Keywords:** natural materials, coatings, thermal tool, combustion chamber, holography, detonation torch

Для эффективной работы теплоэнергоустановки требуются системы охлаждения ее элементов, таких как топочные экраны, камеры сгорания и тепловые приборы (термоинструменты) в виде горелок ракетного типа (далее горелки) для нанесения покрытий.

Цель работы — исследовать теплообмен покрытий из природного материала от параметров детонационного факела термоинструмента, теплофизических свойств материалов и определить характеристики термоинструмента.

В эффективных системах охлаждения целесообразно организовать процессы кипения жидкости. Однако при высоком удельном тепловом потоке возможен кризис с разрушением поверхности [1–4]. В связи с этим рассмотрены пористые поверхности с микро- и наноразмерами, способные функционировать при более высоких тепловых нагрузках [5]. Пористые структуры в микро- и наномасштабах представлены в виде сетчатых структур с покрытиями, выполненными из природных минеральных материалов.

Актуальной задачей является повышение эффективности охлаждения камер сгорания турбин различными охладителями (водяными, воздушными и паровыми) для увеличения коэффициента полезного действия машин и циклов [3–4, 6–9].

Предложены новые естественные (природные) покрытия, которые в большей степени увеличивают коэффициент полезного действия цикла [10].

Изучению теплообмена в пористых покрытиях, находящихся в напряженном состоянии, посвящена работа [11], где приведены условия действия термических напряжений для критического состояния с целью управления теплопередачей.

Такое поведение теплообмена и деформации в пористых покрытиях исследовано в работах [12–16]. Предложена модель, учитывающая модуль упругости, коэффициент Пуассона и структуру горной породы. Показано, что связь теплообмена и напряжения для пор материалов разного размера является сложной и немонотонной.

Однако авторами работы [11] не выявлен механизм, влияющий на процессы теплообмена и деформации в пористых покрытиях, и не дана методика расчета.

В публикациях [17–22] рассмотрен теплообмен в однородных и неоднородных покрытиях, в специальных фитилях для увеличения отбора удельного теплового потока.

Многие авторы изучали влияние параметров пористого покрытия, таких как толщина [23–25], пористость и размер частиц, из которых

состоит структура [26], и ее геометрические параметры [27], на процессы кипения. Имеются исследования по определению влияния внешних условий на интенсивность кипения, давление в системе [28] и ориентацию поверхности [29, 30], в том числе со специальными покрытиями разных конструкций.

Так как в трудах [3, 4, 6–9, 17–30] не было рассмотрено действие капиллярных и массовых сил, а также отсутствие связи между динамикой пузырей и кривой кипения в пористой среде, это было исследовано в работах [5, 10, 31].

Существуют публикации, где напыление покрытий рассмотрено с точки зрения машиностроительных и металлургических процессов и проблем [32–35]. Однако уделено мало внимания теплоэнергетическим задачам, особенно напылению природных покрытий с помощью сверхзвуковых высокотемпературных способов в сочетании с явлением детонационных и ударных волн.

Исследованы установки с электрической дугой и взрывными веществами, с применением плазмотронов с электродуговой металлизацией и газопламенные горелки — с малыми скоростями истечения [32].

Необходимость построения единой модели термоупругостных предельных тепловых нагрузок, которая определит для предельного состояния материала термические напряжения, тепловые потоки плавления, сжатия и растяжения, время пребывания частиц напыляемого порошка, размеры порошка и толщину покрытия, рассмотрена в работе [36].

В то же время весьма мало уделено внимания процессам напыления порошков естественных минеральных сред из крепких горных пород. В литературе приведены примеры напыления материалов и их сплавов, соединений металлоидного типа и оксидных покрытий [33].

Не исследованы тепловые инструменты, позволяющие проводить процессы напыления минеральных сред сверхзвуковым высокотемпературным факелом на металлическую подложку с целью создания высокотемпературной и интенсивной системы охлаждения деталей и узлов оборудования [32–35].

Тепловые сверхзвуковые горелки представляют собой, как правило, плазмотроны с электрической дугой большой мощности (более 40...50 кВт), работающие при высокой температуре (от 3000...4000 до 100 000 К) и требую-

щие эффективной тепловой защиты подложки [34].

Не рассмотрены комбинированные системы охлаждения, включающие в себя порошковое напыление и капиллярно-пористые структуры с кипением жидкости, в том числе использование струйных способов подачи охладителя с кипением на поверхности охлаждения (нагрева), т. е. с учетом скорости течения и недогрева потока.

Внедрены элементы охлаждения для различных тепловых энергоустановок (выбор геометрических параметров и материала аппаратов, подвод и вид энергии). Рассмотрена область применения новой системы [37], что требует дальнейших исследований новых систем охлаждения с покрытиями из природных материалов.

**Экспериментальное исследование процесса напыления покрытий.** Горелки для напыления природных материалов имеют сверхзвуковые детонационные струи [38]. Требуется дальнейшее развитие процессов напыления порошков для охлаждения камер сгорания и повышения эффективности элементов.

Автоматизированная производственная поточная линия, включающая в себя четыре детонационные кислородно-керосиновые горелки, приведена на рис. 1. Порошки напыляли на крупногабаритные изделия, такие как валы диаметром 1 м и длиной 4,8 м, металлические трубы для теплосетей (наружное покрытие), шары и бегуны.

Для измерения удельного теплового потока  $q$  струи горелки использовали датчик из

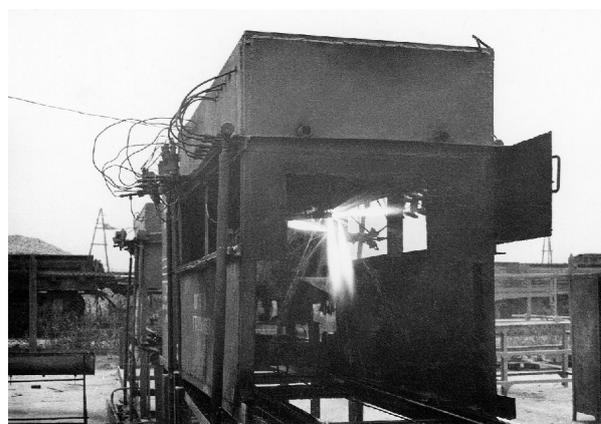


Рис. 1. Внешний вид автоматизированной производственной поточной линии с четырьмя детонационными кислородно-керосиновыми горелками

медного цилиндра, к которому с одного торца подводили тепловой поток струи, а с другого — тепловую трубу для охлаждения. Боковую поверхность цилиндра теплоизолировали керамикой на основе диоксида циркония. В цилиндре размещали две хромель-алюмелевые термопары. Цилиндр прикрепляли к неподвижной преграде (покрытию), имеющей площадь, большую, чем пятно торможения струи, и охлаждаемой тепловой трубой.

Для определения удельных тепловых потоков  $q$  на оси струи и в пятне торможения (на покрытии) по радиусу измеряли расход, давление и температуру охладителя с целью сведения теплового баланса. Также измеряли расход, давление горючего и давление в камере сгорания [10].

Образцы выполняли из природных минеральных материалов — гранита, туфа и мрамора (табл. 1).

Таблица 1

Параметры шпуров и особенности природных минеральных материалов

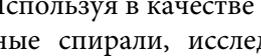
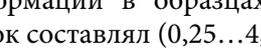
Материал	Вид материала	Диаметр шпура $d_{шп} \cdot 10^3$ , м	Глубина сверления $h_{св} \cdot 10^3$ , м	Особенности материала
Гранит		6	12	Кристаллическая порода, образовавшаяся из магмы внутри земной коры. Имеет характерные крупные кристаллы и обладает высокой прочностью и стойкостью к износу
		6	12	
Туф		6	12	Легкая и пористая горная порода, образовавшаяся из осадков, которые содержат мелкие фрагменты горных пород и минералов
		6	12	
Мрамор		6	12	Метаморфическая порода, образовавшаяся из известняка под действием высокого давления и температуры. Имеет характерные узоры и текстуры

Таблица 2

Результаты экспериментального исследования камер сгорания и сопел

Вид образца	Вид охлаждения	$q_{кр,сеч} \cdot 10^{-6}$ , Вт/м <sup>2</sup>	$\alpha_{ок}$	$\bar{w}_a$ , м/с	Примечание
	Капиллярно-пористое	5	0,30	10	Камеры сгорания имели различные длину и конструктивное оформление на срезе сопла [10]
		5	0,30	10	
		5	0,30	10	
		5	0,30	10	

Окончание таблицы 2

Вид образца	Вид охлаждения	$q_{кр.сеч} \cdot 10^{-6}$ , Вт/м <sup>2</sup>	$\alpha_{ок}$	$\bar{w}_a$ , м/с	Примечание	
	Водяное	1	0,65...0,70	10	Камеры сгорания имели различные длину и конструктивное оформление на срезе сопла [10]	
		1	0,65...0,70	10		
		1	0,65...0,70	10		
		1	0,80	10		
	Капиллярно-пористое	1	0,60...0,65	10	Сопла выполнены с утолщением стенки. Разрушение произошло в результате прорыва газов в водяную систему охлаждения при разгерметизации уплотнений [31]	
		1	0,60...0,65	10		
		1	0,60...0,65	10		
		1	0,60...0,65	10		
		1	0,60...0,65	10		
		1	0,60...0,65	10		
		1	0,60...0,65	10		
		1	0,60...0,65	10		
	Водяное	1	0,80	10	Сопла изготовлены без утолщения стенки. Разрушены дефлекторные кольца и увеличены сечения сопел [39]	
		1	0,80	10		
		1	0,60	10		
		1	0,60	10		
		1	0,60	10		
		1	0,60	10		
		Капиллярно-пористое	1	0,65	10	Сопла выполнены с цилиндрической внешней поверхностью
			1	0,65	10	
	Капиллярно-пористое	1	0,65	10	Укороченные сопла, выполненные с утолщением стенки	
		1	0,65	10		

Используя в качестве источника энергии три медные спирали, исследовали напряжения и деформации в образцах. Удельный тепловой поток составлял  $(0,25...4,20) \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>.

Камеры сгорания и сопла имели различную длину и утолщение стенок. Для сравнения при-

меняли два вида их охлаждения — капиллярно-пористое и водяное. Коэффициент избытка окислителя  $\alpha_{ок}$  варьировали в пределах 0,30...0,80. Результаты экспериментального исследования различных камер сгорания и сопел приведены в табл. 2, где  $q_{кр.сеч}$  — удельный теп-

ловой поток в критическом сечении;  $\bar{w}_a$  — усредненная скорость течения потока на выходе из сопла (на срезе сопла)

**Результаты экспериментального исследования по напылению покрытий.** Структура струи, истекающей из горелки, показана на рис. 2, где зафиксировано явление *1* — спиновая детонация сверхзвуковой высокотемпературной многофазной струи.

Струя предназначена для напыления покрытия на металлическую подложку крепчайшими минеральными средами — порошками гранита, кварцита, тешенита, порфирита, туфа и мрамора. Факел — оригинальной формы и сильно вздутый.

Коэффициент избытка окислителя  $\alpha_{ок} < 1$ , окислитель дополнительно подвели на покрытие. Процесс напыления частиц можно интенсифицировать от двух до шести раз. Частицы в виде порошка поступали из бункера, эжектируемые струей.

Результаты гранулометрического анализа шелухи (отрывающихся частиц при разрушении), полученные после обработки Курдайского гранита кислородно-керосиновой горелкой, по-



Рис. 2. Структура струи, истекающей из горелки

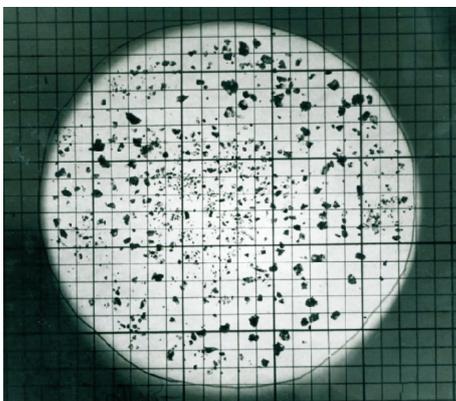


Рис. 3. Результаты гранулометрического анализа шелухи, полученные после обработки Курдайского гранита кислородно-керосиновой горелкой

казаны на рис. 3. Обработку массива проводили при следующих параметрах: расход кислорода  $G_k = 15 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; расход керосина  $G_{кер} = 10 \text{ кг/ч}$ ; давление в камере сгорания  $p_{к.с} = 1,4 \dots 1,5 \text{ МПа}$ ; критический диаметр сопла  $d_{кр} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; коэффициент избытка окислителя  $\alpha_{ок} = 0,8$ ; температура газа на выходе из сопла  $T_a = 2780 \text{ К}$ ; скорость течения потока на выходе из сопла  $w_a = 2410 \text{ м/с}$ . Для напыления порошка на металлическую подложку (из нержавеющей стали) частицы отбирали по крупности:  $0,10 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  (2,9 %);  $0,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  (3,8 %);  $0,50 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  (7,1 %).

#### Способы управления процессом напыления покрытия на металлическую подложку.

**Способ сжигания топлива.** Дожигание топлива (керосина) на покрытии. Коэффициент избытка окислителя  $\alpha_{ок} < 1$ , сопло горелки — укороченное, процесс сжигания — детонационный. Процесс дожигания можно интенсифицировать до двух–шести раз. Окислитель добавляется струей на покрытие, горючее в струе — с избытком. Максимальный удельный тепловой поток на покрытии —  $(2 \dots 15) \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$  (рис. 4). Режим нанесения — без оплавления порошка. Схема дожигания построена с помощью наблюдения за процессом оптическими методами (голографией [10], лазером ЛГ-38 [40] и скоростной киносъемкой СКС-1М [37]).

Для давления газа в камере сгорания горелки  $p_{к.с} = 0,5 \text{ МПа}$  (на покрытии давление газа будет примерно такое же) частота его колебаний составляет примерно 500...600 Гц, а на покрытии снижается до 200 Гц. Это обеспечивает наиболее интенсивное напыление покрытия и снижает до минимума возможный процесс его разрушения. Благодаря сверхзвуковой скорости потока напыление может происходить без плавления частиц порошка.

**Регулирование длины струи горелки, истекающей из сопла.** Безразмерная длина струи  $\bar{z} = z/r_a$ , где  $z$  — длина струи;  $r_a$  — радиус

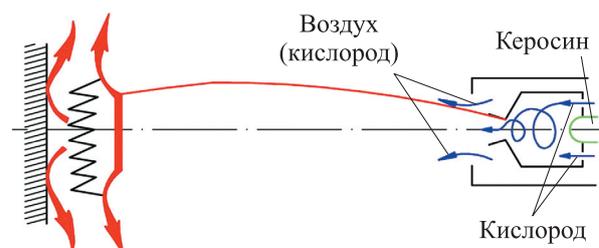


Рис. 4. Схема детонационного дожигания топлива на поверхности покрытия из природного материала (гранита) и подложки из нержавеющей стали

струи на выходе из сопла. Принимая за максимальное значение коэффициента теплоотдачи от струи к покрытию для одного из режимов  $\alpha_1 = 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , получаем значения безразмерной длины струи в зависимости от отношения  $\alpha/\alpha_1$ , указанные в табл. 3, где  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи от струи к покрытию.

Для давления в камере сгорания  $p_{к.с} = 1 \text{ МПа}$ ,  $z = 0 \dots 0,16 \text{ м}$ , температура газа в потоке  $T = (3000 \dots 850) \text{ }^\circ\text{С}$ , температура торможения (на покрытии)  $T_{ст}^* = 3000 \text{ }^\circ\text{С}$ ; температура в конце свободной струи  $t_n = 300 \text{ }^\circ\text{С}$ ; радиус струи на выходе из сопла  $r_a = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; радиус струи  $r_c = 10 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Из табл. 3 следует, что по длине участка бочек струи теплообмен уменьшается, так как пограничный слой газа неустойчивый, происходит его частичный отрыв от поверхности нагрева в результате резкого колебания давления газа в потоке за волной при встрече струи с покрытием этого участка. Уменьшаются скорость течения и температура газа по длине  $z$ .

*Регулирование углом наклона струи к покрытию.* Значения угла наклона струи к покрытию  $\beta$  в зависимости от отношения  $\alpha/\alpha_{90^\circ}$ , полученные при  $\alpha_{90^\circ} = 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ,  $T_{ст}^* = 3000 \text{ }^\circ\text{С}$ ;  $t_n = 300 \text{ }^\circ\text{С}$  и максимальном давлении цикла  $p_z = 1 \text{ МПа}$ , указаны в табл. 4, где  $\alpha_{90^\circ}$  — коэффициент теплоотдачи при угле наклона струи к покрытию, равном  $90^\circ$ .

*Характеристики термоинструментов и параметры напыляемых порошков минераль-*

Таблица 3

Значения безразмерной длины струи при различном отношении коэффициентов теплоотдачи  $\alpha/\alpha_1$

$\alpha/\alpha_1$	$\bar{z}$	$\alpha/\alpha_1$	$\bar{z}$
0,8	0	0,4	50
1,0	10...30	0,3	60
0,7	40	–	–

Таблица 4

Значения угла наклона струи к покрытию  $\beta$  в зависимости от отношения  $\alpha/\alpha_{90^\circ}$

$\alpha/\alpha_{90^\circ}$	$\beta$ , град	$\alpha/\alpha_{90^\circ}$	$\beta$ , град
1,00	90	0,50	30
1,10	80...75	0,35	20
1,00	60	0,30	10
0,80	50	0,25	0

*ных сред.* Временные зависимости предельных тепловых нагрузок и термомеханических напряжений в зависимости от гранулометрического состава частиц исследованы в работе [36].

В качестве примера на рис. 5 приведены предельные области тепловых нагрузок покрытия из гранита — зависимости удельного теплового потока  $q$ , вызывающего напряжения сжатия в покрытии разной толщины  $\delta$  от времени полета частиц порошка  $\tau$ . Номера кривых указывают на следующие данные: 1 —  $\delta = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ ;

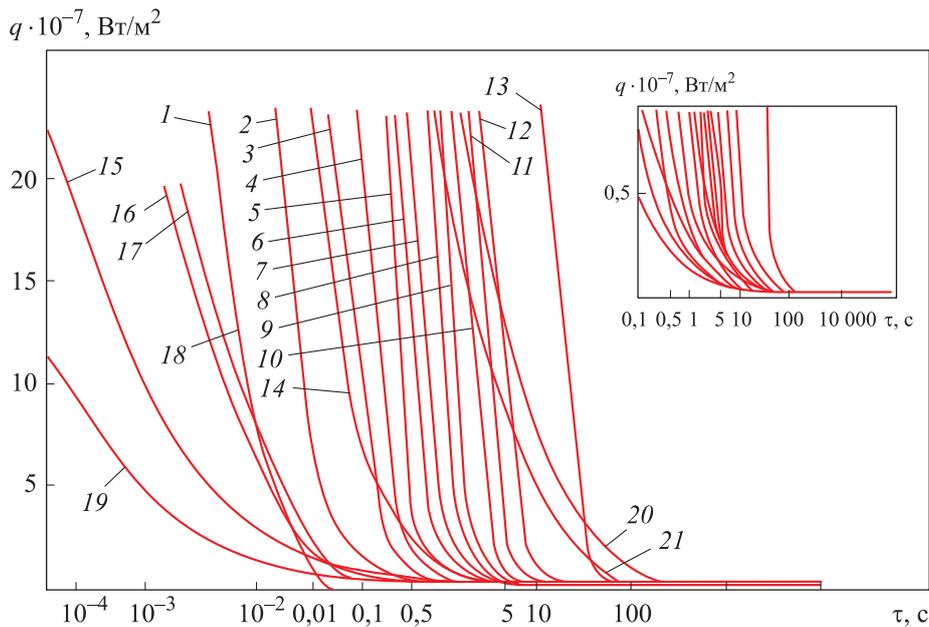


Рис. 5. Предельные области тепловых нагрузок покрытия из гранита

2 —  $\delta = 5 \cdot 10^{-4}$  м; 3 —  $\delta = 10 \cdot 10^{-4}$  м; 4 —  $\delta = 15 \cdot 10^{-2}$  м; 5 —  $\delta = 20 \cdot 10^{-4}$  м; 6 —  $\delta = 25 \cdot 10^{-4}$  м; 7 —  $\delta = 30 \cdot 10^{-4}$  м; 8 —  $\delta = 35 \cdot 10^{-4}$  м; 9 —  $\delta = 40 \cdot 10^{-4}$  м; 10 —  $\delta = 50 \cdot 10^{-4}$  м; 11 —  $\delta = 70 \cdot 10^{-4}$  м; 12 —  $\delta = 90 \cdot 10^{-4}$  м; 13 —  $\delta = 150 \cdot 10^{-4}$  м; 14, 20 и 21 — предельные напряжения растяжения в гранитном покрытии, подложке из меди и нержавеющей стали соответственно; 15, 16 и 17 — оплавление поверхности гранитного покрытия, подложки из меди и нержавеющей стали соответственно; 18 и 19 — предельные напряжения сжатия в гранитном покрытии.

Для времени полета частиц гранитного порошка  $\tau = 9 \cdot 10^{-2}$  с толщина покрытия  $\delta$  находилась в интервале  $(0,2 \dots 0,5) \cdot 10^{-3}$  м, диаметр частицы порошка  $d = (20 \dots 100) \cdot 10^{-6}$  м. Предельные напряжения растяжения для покрытий из кварца, гранита и тешенита составляли 4, 21 и 8 МПа соответственно.

*Регулирование мощностью и видом горелок.* Для кислородно-керосиновых горелок имеем следующие характеристики: расход кислорода  $G_k = 15 \dots 18$  м<sup>3</sup>/ч для давления в камере сгорания  $p_{к.с} = 1,2 \dots 1,5$  МПа; расход керосина  $G_{кер} = 10 \dots 12$  кг/ч для давления  $p_{к.с} = 1,3 \dots 1,5$  МПа; критический диаметр сопла  $d_{кр} = (4 \dots 5) \cdot 10^{-3}$ ; диаметр камеры сгорания  $d_{к.с} = 14 \cdot 10^{-3}$  м.

Газодинамические параметры струи на выходе из сопла при давлении в камере сгорания  $p_{к.с} = 1,5$  МПа приведены в табл. 5.

Фрагмент работы горелки с диаметрами  $d_{кр} = (4 \dots 5) \cdot 10^{-3}$  м и  $d_{к.с} = 14 \cdot 10^{-3}$  м при напылении гранитного покрытия показан на рис. 6. Видны структура детонационного сверхзвукового факела, радиус растекания струи (пятно торможения) и расстояние от среза сопла горелки до покрытия.

Отвод охлаждающей воды от поверхности воздействия в виде струй проводили по технологическим соображениям нанесения защитного покрытия. Защитный экран предназначен для предохранения оператора термоинструмента.

Таблица 5

Газодинамические параметры струи на выходе из сопла горелки

$\alpha$	$T_a$ , К	$w_a$ , м/с
0,7	2670	2420
0,8	2780	2410
0,9	2830	2400
1,0	2810	2320

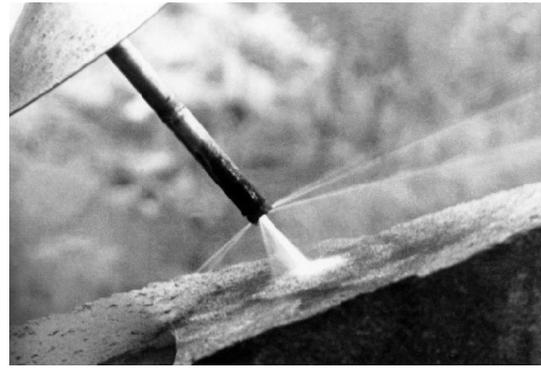


Рис. 6. Фрагмент работы горелки при напылении гранитного покрытия

Для радиуса пятна растекания на покрытии  $r = 0$  и расстоянии от среза сопла до покрытия  $l = (4 \dots 12) \cdot 10^{-2}$  м удельный тепловой поток  $q$  на поверхности покрытия составлял  $5 \dots 12$  МВт/м<sup>2</sup>, для  $r = 4 \cdot 10^{-2}$  м и  $l = (4 \dots 12) \cdot 10^{-2}$  м —  $2 \dots 5$  МВт/м<sup>2</sup>.

Распределение удельного теплового потока  $q$  по радиусу  $r$  определяется выражением

$$q(r) = q_{\max} e^{-1000r^2}.$$

При использовании более мощной горелки ( $d_{кр} = 6 \cdot 10^{-3}$  м,  $d_{к.с} = 18 \cdot 10^{-3}$  м,  $G_k = 30 \dots 55$  м<sup>3</sup>/ч при  $p_{к.с} = 1,8$  МПа;  $G_{кер} = 14 \dots 18$  кг/ч при  $p_{к.с} = 1,8 \dots 2,0$  МПа) удельный тепловой поток  $q = 6 \dots 13$  МВт/м<sup>2</sup> для радиуса  $r = 0$ .

Если использовать горелки другого типа (бензо- и керосиновоздушные), то удельный тепловой поток можно уменьшить в 10 раз. Такие горелки применяют для напыления покрытий минеральной среды с меньшим значением крепости (например, тешенита, порфирита, мрамора), чем у кварца или гранита.

Исследованные теплотехнические характеристики покрытий из природных материалов относятся к высокоинтенсивным системам охлаждения. Сравнение [40] выявило их преимущества перед другими системами охлаждения с кипением в объеме [17, 21–28, 30, 41–43], с тонкими пленками [44] и тепловыми трубами [9, 18–20, 45–48]. Для естественных минеральных сред определены предельные диапазоны удельного теплового потока покрытий, не имеющих оплавления поверхности: для тешенитных  $q_{теш} = (1,8 \dots 4,0) \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>, гранитных  $q_{гр} = (4,0 \dots 6,2) \cdot 10^6$  и кварцевых  $q_{кв} = (6,2 \dots 15,0) \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>. Диапазон перегрева поверхности покрытия и насыщенного пара находился в пределах  $20 \dots 75$  К.

**Результаты анализа голографических интерферогамм деформаций в покрытиях.** Результаты даны в работах [10]. В качестве примера в табл. 6 приведены голографические интерферогаммы пористых покрытий, выполненных из туфа, гранита и мрамора, при различных значениях теплового потока  $Q$  (удельного теплового потока  $q$ ). Состояние поверхности показано через каждые 6 с. Интерферогаммы позволили обнаружить на поверхностях покрытий трещины, не просматриваемые визуально, а также крупные включения, в области которых линии равных деформаций имели изломы.

Знание закона распределения деформаций в покрытии позволяет уменьшить вероятность возникновения разрушительных трещин.

Градиент перемещений деформаций для одного теплового источника, имеет наибольшее значение в области нагревателя радиусом до  $10 \cdot 10^{-3}$  м и возрастает с увеличением времени  $\tau$ .

В случае трех одновременно действующих тепловых источников каждый из них создает независимое поле перемещений, которое с ростом времени нагрева  $t$  приводит к суперпозиции на поверхности покрытия, что показано на рис. 7 и 8, где  $d$  — перемещение деформаций по поверхности покрытия.

Таблица 6

Голографические интерферогаммы покрытий из туфа, гранита и мрамора

Для покрытия из туфа при $Q = 15 \text{ Вт}$ ( $q = 2,1 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$ )				
$\tau = 6 \text{ с}$	$\tau = 12 \text{ с}$	$\tau = 18 \text{ с}$	$\tau = 24 \text{ с}$	$\tau = 30 \text{ с}$
$\tau = 36 \text{ с}$	$\tau = 42 \text{ с}$	$\tau = 48 \text{ с}$	$\tau = 54 \text{ с}$	$\tau = 60 \text{ с}$
Для покрытия из гранита при $Q = 7 \text{ Вт}$ ( $q = 1,0 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$ )				
$\tau = 6 \text{ с}$	$\tau = 12 \text{ с}$	$\tau = 18 \text{ с}$	$\tau = 24 \text{ с}$	$\tau = 30 \text{ с}$
$\tau = 36 \text{ с}$	$\tau = 42 \text{ с}$	$\tau = 48 \text{ с}$	$\tau = 54 \text{ с}$	$\tau = 60 \text{ с}$
Для покрытия из мрамора при $Q = 7 \text{ Вт}$ ( $q = 1,0 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$ )				
$\tau = 6 \text{ с}$	$\tau = 12 \text{ с}$	$\tau = 18 \text{ с}$	$\tau = 24 \text{ с}$	$\tau = 30 \text{ с}$
$\tau = 36 \text{ с}$	$\tau = 42 \text{ с}$	$\tau = 48 \text{ с}$	$\tau = 54 \text{ с}$	$\tau = 60 \text{ с}$

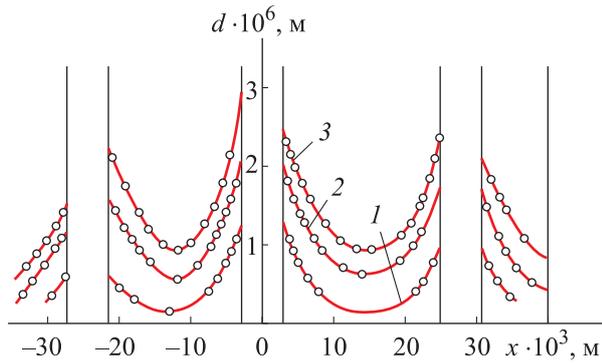


Рис. 7. Распределение перемещений в плоскости центров трех тепловых источников ( $y = 0$ ) по поверхности покрытия из туфа при времени нагрева  $t = 15$  (1), 25 (2) и 30 с (3)

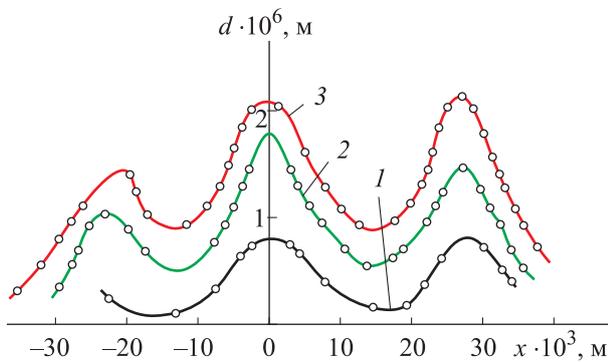


Рис. 8. Распределение перемещений в плоскости, параллельной плоскости центров тепловых источников ( $y = 6 \cdot 10^{-3}$  м), по поверхности покрытия из туфа

Исследование имеет практическое значение для диагностики и прогнозирования энергоустановок и продления их ресурса.

**Модель взаимодействия осесимметричной сверхзвуковой детонационной струи газов горелки по нормали с поверхностью капиллярно-пористого покрытия.** Рассмотрим взаимодействие сверхзвуковой струи горелки (см. рис. 2) с покрытием в зоне торможения — в окрестности критической точки (см. рис. 4 и 6). Струя расположена перпендикулярно поверхности покрытия.

При взаимодействии струи с покрытием имеют место высокая интенсивность турбулентности, отрицательный градиент давления и волновая структура, которая порождает турбулентность (пульсации), вызывает отрыв потока от стенки. Такая струя является импактной и влияет на механизм теплопередачи в пятне торможения покрытия. Она увеличивает пульсации, а в случае кипящей системы

охлаждения разрушает паровые конгломераты.

Для стандартных условий уравнение теплопередачи в ламинарном пограничном слое [49] при продольном обтекании пластины имеет вид

$$Nu_x = K_1 \sqrt{Re_x} \sqrt[3]{Pr}, \quad (1)$$

где  $Nu_x$  — число Нуссельта;  $K_1 = 0,323$ ;  $Re_x$  — число Рейнольдса,  $Pr$  — число Прандтля.

Число Рейнольдса

$$Re_x = w_\infty x / \nu,$$

где  $w_\infty$  — скорость течения невозмущенного потока,  $w_\infty = w_0$  ( $w_0$  — скорость набегающего потока);  $x$  — характерный линейный размер пластины;  $\nu$  — кинетическая вязкость газа;

Уравнение для локальной теплопередачи при продольном обтекании пластины в турбулентном пограничном слое [50] запишем как

$$Nu_x = K_2 Re_x^{0,8} Pr^{0,43}; \quad (2)$$

$$10^5 < Re_x < 10^7,$$

где  $K_2 = 0,0296$ .

Теплофизические свойства газа выбирают при средней температуре между температурой невозмущенного потока  $T_\infty$  и средней температурой стенки  $T_{ст}$ . Чаще в моделях за определяющую принимают температуру  $T_\infty$  или  $T_{ст}$ .

Число Нуссельта

$$Nu_x = \alpha_x x / \lambda_x,$$

где  $\alpha_x$  — усредненный коэффициент теплоотдачи на границе между газом и пластиной;  $\lambda_x$  — коэффициент теплопроводности газа.

Представим числа Рейнольдса и Нуссельта в более удобной форме для анализа:

$$Re_x = \frac{\rho_0 w_0 x}{\mu_x};$$

$$Nu_x = \frac{q(x)x}{\lambda_x (T_{ад.ст} - T_{ст})}.$$

Здесь  $\rho_0$ ,  $w_0$  и  $\mu_x$  — плотность, скорость течения потока и динамическая вязкость газа соответственно;  $T_{ад.ст}$  — температура покрытия или адиабатная температура стенки (температура идеально изолированной, неизлучающей твердой поверхности, обтекаемой потоком газа с внутренними источниками теплоты или с выделением теплоты вследствие диссипации энергии),

$$T_{\text{ад.ст}} = T_{r\infty}, \text{ К,}$$

где  $T_{r\infty}$  — температура восстановления,

$$T_{r\infty} = T'_{\infty} + r \frac{w_{\infty}^2}{2Cp_{\infty}}, \text{ К}$$

( $T'_{\infty}$  — термодинамическая температура невозмущенного потока (температура, которую показал бы термометр, перемещающийся вместе с потоком с одинаковой с ним скоростью);  $r$  — коэффициент восстановления;  $C$  — теплоемкость газа;  $p_{\infty}$  — давление газа в невозмущенном потоке).

При числе Прандтля  $Pr = 1$  температура торможения

$$T_{0\infty} = T'_{\infty} + r \frac{w_{\infty}^2}{2Cp_{\infty}}, \text{ К,}$$

а при  $Pr < 1$

$$T_{0\infty} > T_{\text{ад.ст}}, \text{ К.}$$

Коэффициент восстановления

$$r = \frac{T_{\text{ад.ст}} - T'_{\infty}}{T_{0\infty} - T'_{\infty}}.$$

При ламинарном режиме течения потока

$$r = \sqrt{Pr}.$$

Термодинамическая температура

$$T'_{\infty} = \frac{\alpha_{\infty}^2}{kR}, \text{ К,}$$

где  $\alpha_{\infty}$  — коэффициент теплоотдачи невозмущенного потока;  $k$  — показатель адиабаты,  $k = C_p/C_v$  ( $C_p$  и  $C_v$  — теплоемкость газа при

постоянном давлении и объеме соответственно);  $R$  — газовая постоянная.

Температура торможения

$$T_{0\infty} = T_{\infty} \left[ 1 + \frac{(k-1)}{2} M_{\infty}^2 \right], \text{ К,}$$

где  $M_{\infty}$  — число Маха невозмущенного потока.

Температура восстановления

$$T_{r\infty} = T_{\infty} \left[ 1 + r \frac{(k-1)}{2} M_{\infty}^2 \right], \text{ К.}$$

**Расчет удельного теплового потока через стенку.** Удельный тепловой поток через стенку, обтекаемую высокоскоростным потоком газа, определяется как

$$q_{\text{ст}} = \alpha (T_{\text{ад.ст}} - T_{\text{ст}}), \text{ Вт/м}^2.$$

При  $Pr \neq 1$  адиабатная температура стенки

$$T_{\text{ад.ст}} = T_{r\infty} \text{ и } q_{\text{ст}} = \alpha (T_{r\infty} - T_{\text{ст}}), \text{ К,}$$

а при  $Pr = 1$

$$T_{\text{ад.ст}} = T_{0\infty} \text{ и } q_{\text{ст}} = \alpha (T_{0\infty} - T_{\text{ст}}).$$

Для детонационного сверхзвукового факела эксперименты проводили с применением микронасадки, чтобы измерить полное и статическое давления, и датчика теплового потока для измерения  $q(x)$ ,  $\alpha_x$ ,  $M_x$  и  $\rho_0 w_0$  в растекающейся струе.

Число Маха  $M = w_a/\alpha = 2,3$ . Степень нерасчетности истечения струи (рис. 9)  $n_a = p_e/p_b = 0,8$ , где  $p_e$  и  $p_b$  — статическое давление на срезе сопла и давление внешней среды.

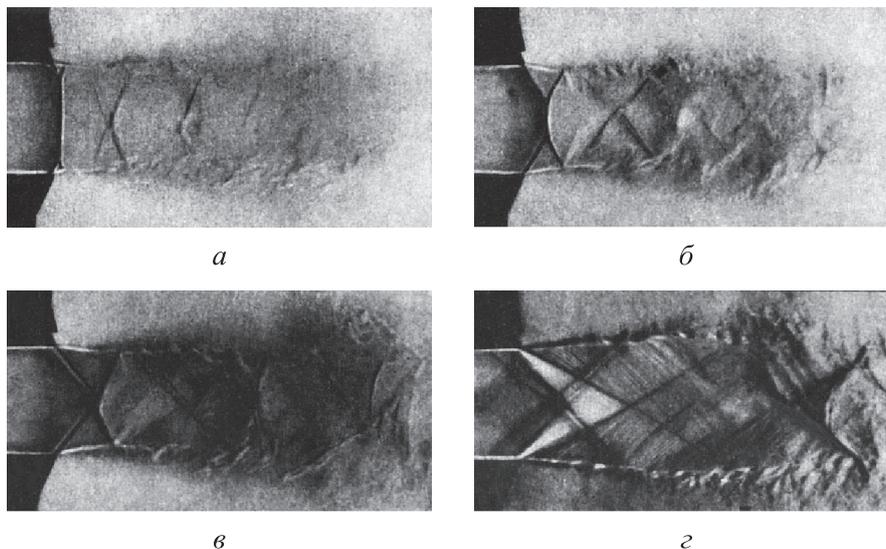


Рис. 9. Структура сверхзвуковой струи при истечении из сопла горелки со степенью ее нерасчетности  $n_a = 0,4$  (а),  $0,6$  (б),  $0,8$  (в) и  $1,5$  (г)

Число Рейнольдса рассчитывали по параметрам газа на срезе сопла следующим образом:

$$Re_a = \frac{w_a d_a}{\nu_a},$$

где  $Re_a = 1 \cdot 10^6$ ;  $d_a = l/3$ .

В окрестностях критической точки (на покрытии) предполагается ламинарный режим течения потока, так как число Рейнольдса  $Re_x$  невысокое, и действует отрицательный градиент давления.

Однако, согласно экспериментальному исследованию, число Нуссельта  $Nu_x$  в 5–6 раз больше, чем вычисленное по формуле (1). Возможно, проявляется детонационный эффект проникновения в ламинарный пограничный слой турбулентных пульсаций из внешнего потока. При числе Рейнольдса  $Re_x \geq 4 \cdot 10^5$  точки расположены ниже линии равных деформаций согласно формуле (2), т. е. в соответствии с законом турбулентного теплообмена для дозвуковых течений.

Таким образом, для стандартных условий теплообмена  $K_1 = 0,323$  и  $K_2 = 0,0296$ . В случае детонационной сверхзвуковой волны при  $Re_x < 4 \cdot 10^5$  имеем  $K'_1 = (5 \dots 6)K_1$ , а при  $10^6 \geq Re_x \geq 4 \cdot 10^5$  —  $K'_2 = 0,95K_2$ .

## Выводы

1. Основываясь на результатах работ [1, 2, 5, 10, 12–16, 31, 36–40], рассмотрено применение

природных материалов для нанесения покрытий на элементы теплоэнергооборудования.

2. Анализ полученных инферограмм показал, что зависимости перемещений в пористых покрытиях при тепловых нагрузках полезны для прогнозирования срока службы оборудования (сопла и камеры сгорания). Голографические интерферограммы иллюстрируют концентрацию деформаций, перемещений и термических напряжений в массиве при удельном тепловом потоке до  $4,2 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>.

3. Построена модель взаимодействия осесимметричной сверхзвуковой детонационной струи газов горелки по нормали к покрытию.

4. Согласно результатам эксперимента, коэффициент теплоотдачи в 5–6 раз больше, чем значение для ламинарной теории и существенно меньше, чем значение для закона турбулентного теплообмена.

5. Определена степень нерасчетности истечения струи при различных давлениях.

6. Разработанные поверхности в виде покрытий и сетчатых структур дают положительный эффект благодаря преимуществам технологий их изготовления, расширения отводимых тепловых нагрузок и управления состоянием покрытий.

7. Благодаря динамическим характеристикам детонационного факела термоинструмента процесс напыления покрытий из различных природных материалов оказался эффективным и управляемым. Выявлены основные параметры покрытий и исследованы пути управления процессами напыления.

## Литература

- [1] Polyayev V.M., Kichatov B.V. Boiling of a liquid on surfaces with porous coatings. *J. Eng. Phys. Thermophys.*, 2000, vol. 73, no. 2, pp. 253–258, doi: <https://doi.org/10.1007/BF02681726>
- [2] Polyayev V.M., Zhdanov V.M., Kichatov B.V. Study of the operation of a gas-liquid atomizer with a porous mixing element. *J. Eng. Phys. Thermophys.*, 2000, vol. 73, no. 3, pp. 465–469, doi: <https://doi.org/10.1007/BF02681785>
- [3] Alim Khan S., Sezer N., Koç M. Design, fabrication and nucleate pool-boiling heat transfer performance of hybrid micro-nano scale 2-D modulated porous surfaces. *Appl. Therm. Eng.*, 2019, vol. 153, pp. 168–180, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.02.133>
- [4] Wang W., Gao J., Shi X. et al. Cooling performance analysis of steam cooled gas turbine nozzle guide vane. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2013, vol. 62, pp. 668–679, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.02.080>
- [5] Генбач А.А., Бондарцев Д.Ю., Шалгинский А.Я. Исследование наноразмерных и микромасштабных структурированных поверхностей охлаждения теплоэнергоустановок. *Надежность и безопасность энергетики*, 2022, т. 15, № 1, с. 38–44, doi: <https://doi.org/10.24223/1999-5555-2022-15-1-38-44>

- [6] Wang W. Efficiency study of a gas turbine guide vane with a newly designed combined cooling structure. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2015, vol. 80, pp. 217–226, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.09.024>
- [7] Yang X., Liu Z., Liu Z. et al. Turbine platform phantom cooling from airfoil film coolant, with purge flow. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2019, vol. 140, pp. 25–40, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.109>
- [8] Moon S.W., Kwon H.M., Kim T.S. et al. A novel coolant cooling method for enhancing the performance of the gas turbine combined cycle. *Energy*, 2018, vol. 160, pp. 625–634, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.07.035>
- [9] Boubaker R., Platel V. Dynamic model of capillary pumped loop with unsaturated porous wick for terrestrial application. *Energy*, 2016, vol. 111, pp. 402–413, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.05.102>
- [10] Генбач А.А., Бондарцев Д.Ю., Илиев И.К. Пути повышения эффективности охлаждения камер сгорания и сопел ГТУ. *Вестник КГЭУ*, 2021, т. 13, № 3, с. 114–134.
- [11] Lei G., Li W., Wen O. The convective heat transfer of fractal porous media under stress condition. *Int. J. Therm. Sci.*, 2019, vol. 137, pp. 55–63, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.11.017>
- [12] Polyayev V.M., Genbach A.N., Genbach A.A. Methods of monitoring energy processes, experimental thermal and fluid science, international of thermodynamics. *Experimental Heat Transfer and Fluid Mechanics. 7<sup>th</sup> Int. Conf. on Thermal Equipment, Renewable Energy and Rural Development*, 1995, vol. 10, pp. 273–286.
- [13] Polyayev V.M., Genbach A.A. Heat transfer in a porous system in the presence of both capillary and gravity forces. *Therm. Eng.*, 1993, vol. 40, no. 7, pp. 551–554.
- [14] Поляев В.М., Генбач А.Н., Генбач А.А. Предельные состояния поверхности при термическом воздействии. *ТВТ*, 1991, т. 29, № 5, с. 923–934.
- [15] Polyayev V.M., Genbach A.A. Control of heat transfer in a porous cooling system. *Proc. 2nd World Conf. on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, 1991, pp. 639–644.
- [16] Поляев В.М., Генбач А.А., Пчелин А.Л. Термический способ разрушения материала. *Вестник МГТУ им. Баумана. Сер. Машиностроение*, 1992, № 2, с. 104–110.
- [17] Mori S., Okuyama K. Enhancement of the critical heat flux in saturated pool boiling using honeycomb porous media. *Int. J. Multiph. Flow*, 2009, vol. 35, no. 10, pp. 946–951, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2009.05.003>
- [18] Mieczyslaw E. Poniewski. Peculiarities of boiling heat transfer on capillary-porous coverings. *Int. J. Therm. Sci.*, 2004, vol. 43, no. 5, pp. 431–442, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2003.10.002>
- [19] Odagiri K., Nagano H. Investigation on liquid-vapor interface behavior in capillary evaporator for high heat flux loop heat pipe. *Int. J. Therm. Sci.*, 2019, vol. 140, pp. 530–538, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.03.008>
- [20] Ji X., Xu J., Zhao Z. et al. Pool boiling heat transfer on uniform and non-uniform porous coating surfaces. *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 2013, vol. 48, pp. 198–212, doi: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2013.03.002>
- [21] Chang Y.H., Ferng Y.M. Experimental investigation on bubble dynamics and boiling heat transfer for saturated pool boiling and comparison data with previous works. *App. Therm. Eng.*, 2019, vol. 154, pp. 284–293, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.092>
- [22] Chuang T.J., Chang Y.H., Ferng Y.M. Investigating effects of heating orientations on nucleate boiling heat transfer, bubble dynamics, and wall heat flux partition boiling model for pool boiling. *Appl. Therm. Eng.*, 2019, vol. 163, art. 114358, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114358>
- [23] Alam M.S., Prasad L., Gupta S.C. et al. Agarwal. Enhanced boiling of saturated water on copper coated heating tubes. *Chem. Eng. Process*, 2008, vol. 47, no. 1, pp. 159–167, <https://doi.org/10.1016/j.cep.2007.07.021>
- [24] Li C., Peterson G.P., Wang Y. Evaporation/boiling in thin capillary wicks (I) — wick thickness effects. *J. Heat Transfer.*, 2006, vol. 128, no. 12, pp. 1312–1319, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2349507>

- [25] Hanlon M.A., Ma H.B. Evaporation heat transfer in sintered porous media. *J. Heat Transfer.*, 2003, vol. 125, no. 4, pp. 644–652, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1560145>
- [26] Chen Li, Peterson G.P. Evaporation/boiling in thin capillary wicks (II) — effects of volumetric porosity and mesh size. *J. Heat Transfer.*, 2006, vol. 128, no. 12, pp. 1320–1328, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2349508>
- [27] Das A.K., Das P.K., Saha P. Performance of different structured surfaces in nucleate pool boiling. *Appl. Therm. Eng.*, 2009, vol. 29, no. 17–18, pp. 3643–3653, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.06.020>
- [28] Arik M., Bar-Cohen A., You S.M. Enhancement of pool boiling critical heat flux in dielectric liquids by microporous coatings. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2007, vol. 50, no. 5–6, pp. 997–1009, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.08.005>
- [29] Sarwar M.S., Jeong Y.H., Chang S.H. Subcooled flow boiling CHF enhancement with porous surface coatings. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2007, vol. 50, no. 17–18, pp. 3649–3657, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.09.011>
- [30] Forrest E., Williamson E., Buongiorno J. et al. Augmentation of nucleate boiling heat transfer and critical heat flux using nanoparticle thin-film coatings. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2010, vol. 53, no. 1–3, pp. 58–67, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.10.008>
- [31] Генбач А.А., Бондарцев Д.Ю., Пиралишвили Ш.А. Кризис теплообмена и предельный перенос энергии в капиллярно-пористых покрытиях энергоустановок. *Прикладная физика и математика*, 2019, № 5, с. 3–15, doi: <https://doi.org/10.25791/rfim.05.2019.921>
- [32] Кудинов В.В., Бобров Г.В. *Нанесение покрытий напылением. Теория, технология и оборудование*. Москва, Металлургия, 1992. 432 с.
- [33] Балдаева Л.Х., ред. *Газотермическое напыление*. Москва, Маркет ДС, 2007. 344 с.
- [34] Борисов Ю.С., Харламов Ю.А., Сидоренко С.Л. и др. *Газотермические покрытия из порошковых материалов*. Киев, Наукова думка, 1987. 543 с.
- [35] Хасуи А., Моригаки О. *Наплавка и напыление*. Москва, Машиностроение, 1985. 240 с.
- [36] Genbach A.A., Bondartsev D.Yu. Limiting thermal state of capillary-porous power-plant components. *Russ. Engin. Res.*, 2020, vol. 40, no. 5, pp. 384–389, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X20050093>
- [37] Генбач А.А., Бондарцев Д.Ю. Анализ кризиса теплопередачи в капиллярно-пористой системе охлаждения элементов теплоэнергоустановок. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 12, с. 21–35, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-12-21-35>
- [38] Поляев В.М., Генбач А.А. Области применения пористой системы. *Известия высших учебных заведений. Энергетика*, 1991, № 12, с. 97–101.
- [39] Генбач А.А., Бондарцев Д.Ю. Научная методика создания капиллярно-пористых систем охлаждения для элементов теплоэнергооборудования электростанций. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана*. Сер. Машиностроение, 2019, № 3, с. 89–106, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0236-3941-2019-3-89-106>
- [40] Genbach A.A., Beloev H.I., Bondartsev D.Yu. et al. Boiling crisis in porous structures. *Energy*, 2022, vol. 259, art. 125076, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125076>
- [41] Xie J., Xu J., Liang C. et al. A comprehensive understanding of enhanced condensation heat transfer using phase separation concept. *Energy*, 2019, vol. 172, pp. 661–674, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.01.134>
- [42] Ose Y., Kunugi T. Numerical study on subcooled pool boiling. Honolulu, Hawaii, USA. *ASME/JSME 8th Thermal Engineering Joint Conf.*, 2011, paper no. AJTEC2011-44401, T10193, doi: <https://doi.org/10.1115/AJTEC2011-44401>
- [43] Krepper E., Končar B., Egorov Y. CFD Modelling subcooled boiling-concept, validation and application to fuel assembly design. *Nucl. Eng. Des.*, 2007, vol. 237, no. 7, pp. 716–731, doi: <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2006.10.023>
- [44] Jamialahmadi M., Müller-Steinhagen H., Abdollahi H. et al. Experimental and theoretical studies on subcooled flow boiling of pure liquids and multicomponent mixtures. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2008, vol. 51, no. 9–10, pp. 2482–2493, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.07.052>

- [45] Yu Min, Diallo T.M.O., Zhao X. et al. Analytical study of impact of the wick's fractal parameters on the heat transfer capacity of a novel micro-channel loop heat pipe. *Energy*, 2018, vol. 158, pp. 746–759, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.06.075>
- [46] Li J., Hong F., Xie R. et al. Pore scale simulation of evaporation in a porous wick of a loop heat pipe flat evaporator using Lattice Boltzmann method. *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 2019, vol. 102, pp. 22–33, doi: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.01.008>
- [47] Chernysheva M.A., Pastukhov V.G., Maydanik Y.F. Analysis of heat exchange in the compensation chamber of a loop heat pipe. *Energy*, 2013, vol. 55, pp. 253–262, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.04.014>
- [48] Jouhara H., Chauhan A., Nannou T. et al. Heat pipe based systems - advances and applications. *Energy*, 2017, vol. 128, pp. 729–754, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.028>
- [49] Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. *Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое*. Москва, Энергоатомиздат, 1985. 320 с.
- [50] Авдудевский В.С., Кошкин В.К., ред. *Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике*. Москва, Машиностроение, 1975. 624 с.

## References

- [1] Polyayev V.M., Kichatov B.V. Boiling of a liquid on surfaces with porous coatings. *J. Eng. Phys. Thermophys.*, 2000, vol. 73, no. 2, pp. 253–258, doi: <https://doi.org/10.1007/BF02681726>
- [2] Polyayev V.M., Zhdanov V.M., Kichatov B.V. Study of the operation of a gas-liquid atomizer with a porous mixing element. *J. Eng. Phys. Thermophys.*, 2000, vol. 73, no. 3, pp. 465–469, doi: <https://doi.org/10.1007/BF02681785>
- [3] Alim Khan S., Sezer N., Koç M. Design, fabrication and nucleate pool-boiling heat transfer performance of hybrid micro-nano scale 2-D modulated porous surfaces. *Appl. Therm. Eng.*, 2019, vol. 153, pp. 168–180, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.02.133>
- [4] Wang W., Gao J., Shi X. et al. Cooling performance analysis of steam cooled gas turbine nozzle guide vane. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2013, vol. 62, pp. 668–679, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.02.080>
- [5] Genbach A.A., Bondartsev D.Yu., Shalginskiy A.Ya. Investigation of nanoscale and microscale structured cooling surfaces of thermal power plants. *Nadezhnost i bezopasnost energetiki* [Safety and Reliability of Power Industry], 2022, vol. 15, no. 1, pp. 38–44, doi: <https://doi.org/10.24223/1999-5555-2022-15-1-38-44> (in Russ.).
- [6] Wang W. Efficiency study of a gas turbine guide vane with a newly designed combined cooling structure. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2015, vol. 80, pp. 217–226, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.09.024>
- [7] Yang X., Liu Z., Liu Z. et al. Turbine platform phantom cooling from airfoil film coolant, with purge flow. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2019, vol. 140, pp. 25–40, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.109>
- [8] Moon S.W., Kwon H.M., Kim T.S. et al. A novel coolant cooling method for enhancing the performance of the gas turbine combined cycle. *Energy*, 2018, vol. 160, pp. 625–634, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.07.035>
- [9] Boubaker R., Platel V. Dynamic model of capillary pumped loop with unsaturated porous wick for terrestrial application. *Energy*, 2016, vol. 111, pp. 402–413, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.05.102>
- [10] Genbach A.A., Bondartsev D.Yu., Iliev I.K. Ways to increase the efficiency of combustion chamber and nozzle cooling GTU. *Vestnik KGEU* [Kazan State Power Engineering University Bulletin], 2021, vol. 13, no. 3, pp. 114–134. (In Russ.).
- [11] Lei G., Li W., Wen O. The convective heat transfer of fractal porous media under stress condition. *Int. J. Therm. Sci.*, 2019, vol. 137, pp. 55–63, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.11.017>
- [12] Polyayev V.M., Genbach A.N., Genbach A.A. Methods of monitoring energy processes, experimental thermal and fluid science, international of thermodynamics. *Experimental Heat Transfer and Fluid Mechanics. 7th Int. Conf. on Thermal Equipment, Renewable Energy and Rural Development*, 1995, vol. 10, pp. 273–286.

- [13] Polyayev V.M., Genbach A.A. Heat transfer in a porous system in the presence of both capillary and gravity forces. *Therm. Eng.*, 1993, vol. 40, no. 7, pp. 551–554.
- [14] Polyayev V.M., Genbach A.N., Genbach A.A. Limit states of the surface under thermal influence. *TVT*, 1991, vol. 29, no. 5, pp. 923–934. (In Russ.). (Eng. version: *High Temp.*, 1991, vol. 29, no. 5, pp. 729–739.)
- [15] Polyayev V.M., Genbach A.A. Control of heat transfer in a porous cooling system. *Proc. 2nd World Conf. on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, 1991, pp. 639–644.
- [16] Polyayev V.M., Genbach A.A., Pchelin A.L. Thermal method of material destruction. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 1992, no. 2, pp. 104–110. (In Russ.).
- [17] Mori S., Okuyama K. Enhancement of the critical heat flux in saturated pool boiling using honeycomb porous media. *Int. J. Multiph. Flow*, 2009, vol. 35, no. 10, pp. 946–951, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2009.05.003>
- [18] Mieczyslaw E. Poniewski. Peculiarities of boiling heat transfer on capillary-porous coverings. *Int. J. Therm. Sci.*, 2004, vol. 43, no. 5, pp. 431–442, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2003.10.002>
- [19] Odagiri K., Nagano H. Investigation on liquid-vapor interface behavior in capillary evaporator for high heat flux loop heat pipe. *Int. J. Therm. Sci.*, 2019, vol. 140, pp. 530–538, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.03.008>
- [20] Ji X., Xu J., Zhao Z. et al. Pool boiling heat transfer on uniform and non-uniform porous coating surfaces. *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 2013, vol. 48, pp. 198–212, doi: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2013.03.002>
- [21] Chang Y.H., Ferng Y.M. Experimental investigation on bubble dynamics and boiling heat transfer for saturated pool boiling and comparison data with previous works. *App. Therm. Eng.*, 2019, vol. 154, pp. 284–293, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.092>
- [22] Chuang T.J., Chang Y.H., Ferng Y.M. Investigating effects of heating orientations on nucleate boiling heat transfer, bubble dynamics, and wall heat flux partition boiling model for pool boiling. *Appl. Therm. Eng.*, 2019, vol. 163, art. 114358, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114358>
- [23] Alam M.S., Prasad L., Gupta S.C. et al. Agarwal. Enhanced boiling of saturated water on copper coated heating tubes. *Chem. Eng. Process*, 2008, vol. 47, no. 1, pp. 159–167, <https://doi.org/10.1016/j.cep.2007.07.021>
- [24] Li C., Peterson G.P., Wang Y. Evaporation/boiling in thin capillary wicks (I) — wick thickness effects. *J. Heat Transfer.*, 2006, vol. 128, no. 12, pp. 1312–1319, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2349507>
- [25] Hanlon M.A., Ma H.B. Evaporation heat transfer in sintered porous media. *J. Heat Transfer.*, 2003, vol. 125, no. 4, pp. 644–652, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1560145>
- [26] Chen Li, Peterson G.P. Evaporation/boiling in thin capillary wicks (II) — effects of volumetric porosity and mesh size. *J. Heat Transfer.*, 2006, vol. 128, no. 12, pp. 1320–1328, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2349508>
- [27] Das A.K., Das P.K., Saha P. Performance of different structured surfaces in nucleate pool boiling. *Appl. Therm. Eng.*, 2009, vol. 29, no. 17–18, pp. 3643–3653, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.06.020>
- [28] Arik M., Bar-Cohen A., You S.M. Enhancement of pool boiling critical heat flux in dielectric liquids by microporous coatings. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2007, vol. 50, no. 5–6, pp. 997–1009, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.08.005>
- [29] Sarwar M.S., Jeong Y.H., Chang S.H. Subcooled flow boiling CHF enhancement with porous surface coatings. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2007, vol. 50, no. 17–18, pp. 3649–3657, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.09.011>
- [30] Forrest E., Williamson E., Buongiorno J. et al. Augmentation of nucleate boiling heat transfer and critical heat flux using nanoparticle thin-film coatings. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2010, vol. 53, no. 1–3, pp. 58–67, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.10.008>
- [31] Genbach A.A., Bondartsev D.Yu., Piralishvili Sh.A. Heat transfer crisis and ultimate energy transfer in capillary-porous coatings of power plants. *Prikladnaya fizika i matematika* [Ap-

- plied Physics and Mathematics], 2019, no. 5, pp. 3–15, doi: <https://doi.org/10.25791/pfim.05.2019.921> (in Russ.).
- [32] Kudinov V.V., Bobrov G.V. *Nanesenie pokrytiy napyleniem. Teoriya, tekhnologiya i oborudovanie* [Spray coating. Theory, technology and equipment]. Moscow, Metallurgiya Publ., 1992. 432 p. (In Russ.).
- [33] Baldaeva L.Kh., ed. *Gazotermicheskoe napylenie* [Gas-thermal spraying]. Moscow, Market DS Publ., 2007. 344 p. (In Russ.).
- [34] Borisov Yu.S., Kharlamov Yu.A., Sidorenko S.L. et al. *Gazotermicheskie pokrytiya iz poroshkovykh materialov* [Gas-thermal coatings from powder materials]. Kiev, Naukova dumka Publ., 1987. 543 p. (In Russ.).
- [35] Hasui A., Morigaki O. *Naplavlavka i napylenie* [Cladding and spraying]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 240 p. (In Russ.).
- [36] Genbach A.A., Bondartsev D.Yu. Limiting thermal state of capillary-porous power-plant components. *Russ. Engin. Res.*, 2020, vol. 40, no. 5, pp. 384–389, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X20050093>
- [37] Genbach A.A., Bondartsev D.Yu. An analysis of heat exchange crisis in the capillary porous system for cooling parts of heat and power units. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2019, no. 12, pp. 21–35, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-12-21-35> (in Russ.).
- [38] Polyayev V.M., Genbach A.A. Applications of the porous system. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Energetika*, 1991, no. 12, pp. 97–101. (In Russ.).
- [39] Genbach A.A., Bondartsev D.Yu. Science-based procedure for designing tubular porous cooling systems for thermal power plant equipment components. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2019, no. 3, pp. 89–106, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0236-3941-2019-3-89-106> (in Russ.).
- [40] Genbach A.A., Beloev H.I., Bondartsev D.Yu. et al. Boiling crisis in porous structures. *Energy*, 2022, vol. 259, art. 125076, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125076>
- [41] Xie J., Xu J., Liang C. et al. A comprehensive understanding of enhanced condensation heat transfer using phase separation concept. *Energy*, 2019, vol. 172, pp. 661–674, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.01.134>
- [42] Ose Y., Kunugi T. Numerical study on subcooled pool boiling. Honolulu, Hawaii, USA. *ASME/JSME 8th Thermal Engineering Joint Conf.*, 2011, paper no. AJTEC2011-44401, T10193, doi: <https://doi.org/10.1115/AJTEC2011-44401>
- [43] Krepper E., Končar B., Egorov Y. CFD Modelling subcooled boiling-concept, validation and application to fuel assembly design. *Nucl. Eng. Des.*, 2007, vol. 237, no. 7, pp. 716–731, doi: <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2006.10.023>
- [44] Jamialahmadi M., Müller-Steinhagen H., Abdollahi H. et al. Experimental and theoretical studies on subcooled flow boiling of pure liquids and multicomponent mixtures. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2008, vol. 51, no. 9–10, pp. 2482–2493, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.07.052>
- [45] Yu Min, Diallo T.M.O., Zhao X. et al. Analytical study of impact of the wick's fractal parameters on the heat transfer capacity of a novel micro-channel loop heat pipe. *Energy*, 2018, vol. 158, pp. 746–759, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.06.075>
- [46] Li J., Hong F., Xie R. et al. Pore scale simulation of evaporation in a porous wick of a loop heat pipe flat evaporator using Lattice Boltzmann method. *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 2019, vol. 102, pp. 22–33, doi: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.01.008>
- [47] Chernysheva M.A., Pastukhov V.G., Maydanik Y.F. Analysis of heat exchange in the compensation chamber of a loop heat pipe. *Energy*, 2013, vol. 55, pp. 253–262, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.04.014>
- [48] Jouhara H., Chauhan A., Nannou T. et al. Heat pipe based systems - advances and applications. *Energy*, 2017, vol. 128, pp. 729–754, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.028>
- [49] Kutateladze S.S., Leontyev A.I. *Teplomassoobmen i trenie v turbuletном pograničnom sloe* [Heat and mass transfer and friction in turbulent boundary layer]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1985. 320 p. (In Russ.).

- [50] Avduevskiy V.S., Koshkin V.K., eds. *Osnovy teploperedachi v aviatsionnoy i raketno-kosmicheskoy tekhnike* [Fundamentals of heat transfer in aviation and rocket-space engineering]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975. 624 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 05.12.2024

## Информация об авторах

**ГЕНБАЧ Александр Алексеевич** — доктор технических наук, профессор ВАК, профессор кафедры «Теплоэнергетика и Физика». Институт энергетики и зеленых технологий. НАО «Алматинский университет энергетики и связи им. Гумарбека Даукеева» (050013, Казахстан, Алматы, ул. Байтурсынова, д. 126, e-mail: a.genbach@aes.kz).

**БОНДАРЦЕВ Давид Юрьевич** — PhD, ассоциированный профессор ВАК (доцент ВАК), профессор кафедры «Теплоэнергетика и Физика». «Институт энергетики и зеленых технологий». НАО Алматинский университет энергетики и связи им. Гумарбека Даукеева» (050013, Казахстан, Алматы, ул. Байтурсынова, д. 126, e-mail: d.bondartsev@aes.kz).

## Information about the authors

**GENBACH Aleksandr Alekseevich** — Doctor of Science (Eng.), Professor of HAC, Professor of the Department of Heat Power Engineering and Physics. Institute of Energy and Green Technologies. NCJC Almaty University of Power Engineering and Telecommunications named after Gumarbek Daukeev (050013, Kazakhstan, Almaty, Baitursynov St., Bldg. 126, e-mail: a.genbach@aes.kz).

**BONDARTSEV David Yurievich** — PhD, Associate Professor of HAC, Professor of the Department of Heat Power Engineering and Physics. Institute of Energy and Green Technologies. NCJC Almaty University of Power Engineering and Telecommunications named after Gumarbek Daukeev (050013, Kazakhstan, Almaty, Baitursynov St., Bldg. 126, e-mail: d.bondartsev@aes.kz).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Генбач А.А., Бондарцев Д.Ю. Покрытия из природных материалов для охлаждения элементов энергооборудования. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 10, с. 77–94.

### Please cite this article in English as:

Genbach A.A., Bondartsev D.Yu. Coatings from natural materials for cooling the power equipment units. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 10, pp. 77–94.