

СОЗДАНИЕ ПЕРСПЕКТИВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ОХЛАДИТЕЛЕЙ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА ТЕПЛОВОЗНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

А. А. Гогоренко, ассистент

Национальный университет кораблестроения, г. Николаев

Аннотация. Представлены результаты экспериментального исследования модели охладителя наддувочного воздуха, выполненной на базе пучка плоскоовальных трубок с групповым оребрением. Согласно полученным результатам исследований выполнен расчет перспективной конструкции высокоэффективного охладителя наддувочного воздуха для тепловозного дизель-генератора типа 2А-9ДГ (16ЧН 26/26) и проведено ее сравнение с существующей.

Ключевые слова: охладитель наддувочного воздуха, плоскоовальная трубка, теплообмен, теплоотдача, частные граничные условия, экспериментальный стенд.

Анотація. Наведені результати експериментального дослідження моделі охолоджувача наддувочного повітря, виконаної на основі пучка плоскоовальних трубок з груповим оребренням. Згідно з отриманими результатами досліджень виконано розрахунок перспективної конструкції високоефективного охолоджувача наддувочного повітря для тепловозного дизель-генератора типу 2А-9ДГ (16ЧН 26/26) і проведено її порівняння з існуючою.

Ключові слова: охолоджувач наддувочного повітря, плоскоовальна трубка, теплообмін, тепловіддача, частинні граничні умови, експериментальний стенд.

Abstract. The test results for an experimental air-cooler are represented. The model was constructed of the bundle of flat-oval pipes with group ribbing. On the basis of the gathered data the calculation of high-efficiency air-cooler's perspective construction for the locomotive diesel-generator 2A-9DG (16CHN 26/26) is carried out and the comparison with the existing model is made.

Keywords: air-cooler, flat-oval pipe, heat transfer, heat exchange, partial boundary conditions, experimental stand.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Современное развитие тепловозных дизелей связано с форсированием двигателей наддувом, повышением экономичности и снижением выбросов вредных веществ с выхлопными газами. При этом ставится задача минимизации затрат на производство двигателей и их

комплектующих. Использование современных трубчато-пластинчатых поверхностей теплообмена (ПТ) вместо ранее применяемых трубчатых с индивидуальным накатным оребрением позволяет существенно снизить массу теплообменной поверхности в охладителях наддувочного воздуха (ОНВ) и обеспечить рост эффективности при сохранении

их габаритов. Эти ПТ отличаются от трубчатых сравнительно тонкими стенками трубок, более тонкими ребрами и изготавливаются на основе иных технологий. Замена ПТ в ОНВ позволяет только для одного двигателя снизить затраты меди в 1,8 раза, повысить КПД охладителя наддувочного воздуха на 9%, снизить его воздушное сопротивление с 250 до 190 мм вод. ст., что положительно повлияет на эффективность, массу и стоимость всего двигателя.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Поверхности теплообмена различных типов, которые могут быть применены при производстве охладителей наддувочного воздуха, с их характеристиками, в том числе с данными о граничных условиях (ГУ) по теплообмену и сопротивлению, описаны в работах [1–3]. Выбор типа и основных геометрических параметров наиболее совершенной и технологически приемлемой ПТ для ОНВ был получен на основании специальных исследований [5].

ЦЕЛЮЮ СТАТЬИ является представление результатов исследований модели ОНВ, выполненной на базе специально подобранной трубчато-пластинчатой ПТ. Исследования выполнялись для уточнения граничных

условий ПТ по теплообмену и сопротивлению. Уточнение необходимо для уменьшения возможных погрешностей при изготовлении ОНВ на производстве под заданные параметры двигателя.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

На основании предварительных расчетов автора была изготовлена экспериментальная модель ОНВ (рис. 1) с выбранным типом поверхности теплообмена (рис. 2).

Наиболее достоверные сведения о свойствах ОНВ могут быть получены в результате натурных испытаний в условиях, максимально приближенных к реальным эксплуатационным. Вместе с тем исследуемый объект удобнее всего выделить из конструкции дизеля и установить на специальный стенд, на котором могут быть обеспечено независимое изменение параметров теплоносителей в широких пределах и созданы условия для достаточно точных измерений основных параметров. Такой стенд был специально создан в лаборатории кафедры ДВС НУК. Схема стенда представлена на рис. 3.

Источником сжатого воздуха на стенде является роторно-лопастный компрессор 2, который приводится прямой передачей от дизельного двигателя СМД-19 — 1. Возможности стенда позволяют получать воздух с абсолютным

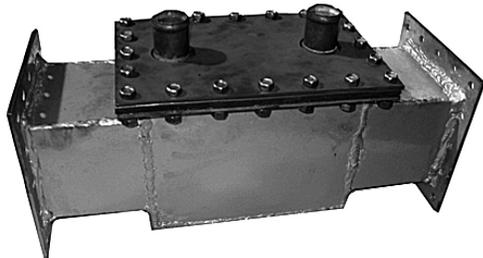


Рис. 1. Модель охладителя наддувочного воздуха



Рис. 2. Теплообменный пучок трубок

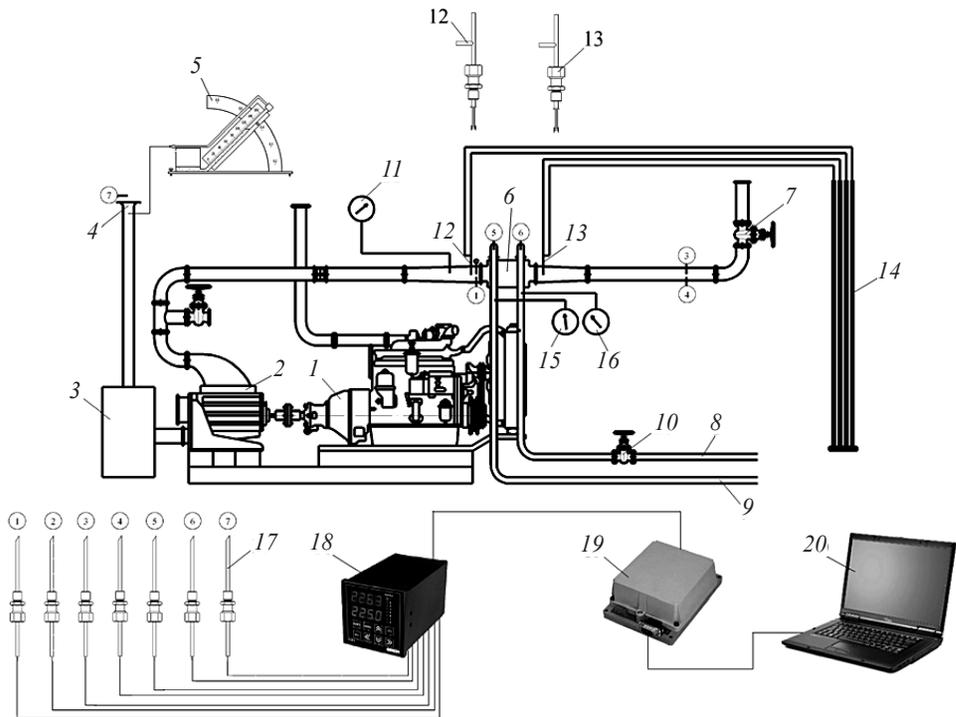


Рис. 3. Схема экспериментального стенда: 1 — дизельный двигатель СМД-19; 2 — роторно-лопастный компрессор; 3 — бак-успокоитель; 4 — сужающее устройство; 5 — микроманометр ММН-240; 6 — экспериментальный ОНВ; 7 — дроссельный клапан; 8 — подводящий трубопровод воды к ОНВ; 9 — отводящий трубопровод воды от ОНВ; 10 — задвижка для регулировки расхода воды через ОНВ; 11, 15, 16 — манометры образцовые; 12, 13 — приемники статического давления; 14 — блочный водяной пьезометр; 17 — хромель-копелевые термопары; 18 — восьмиканальное устройство контроля температур «ОВЕН» УКТ38-Щ4; 19 — сетевой адаптер «ОВЕН» АС-2; 20 — персональный компьютер

давлением 20...160 кПа и расходом 0,1...0,5 кг/с. При этом максимальная температура воздуха перед фронтом опытного ОНВ достигает 110...130 °С.

Путем изменения частоты вращения роторов роторно-лопастного компрессора и регулирования дроссельным клапаном 7 можно установить испытательные режимы с приблизительно равными шагами по расходу воздуха от минимально возможного до максимального. Минимум и максимум расхода при проведении данных исследований определялись в зависимости от желательных значений воздушных сопротивлений ОНВ и чисел Рейнольдса по

воздуху. При этом абсолютное давление воздуха перед ОНВ поддерживалось приблизительно постоянным и равным 150 кПа.

Для автоматизации регистрации температур на стенде использовались система хромель-копелевых термопар, автоматический многоканальный измеритель температур «ОВЕН» УКТ38-Щ4 — 18, данные которого передавались через сетевой адаптер «ОВЕН» АС-2 — 19 на компьютер 20. Для фиксации давлений теплоносителей и их перепадов использовалось цифровое фотографирование с синхронизацией полученных данных по времени.

Синхронизация по времени позволила при обработке экспериментальных данных выбирать те параметры режимов, которые соответствовали одному моменту времени, что обеспечило высокую точность результатов. Значения температур воздуха фиксировались с интервалом 10 секунд, что позволило отслеживать на компьютере их изменение в процессе измерений и определять режим стабилизации для фиксации результатов.

В потоке воздуха на входе в ОНВ и выходе из него устанавливались приемники статического давления 12, 13 с чувствительным элементом в виде двухдисковой катушки [6], соединенной индивидуальными каналами с блочным водяным пьезометром 14. Такая конструкция чувствительного элемента позволяет правильно ориентировать приемник статического давления в потоке воздуха со сложной пространственной структурой, что существенно повышает точность измерения статического давления. По перепаду столба жидкости в блочном водяном пьезометре определялось воздушное сопротивление экспериментального ОНВ. Показания водяного пьезометра фиксировались фотографированием в начале, середине, в момент стабилизации температур воздуха, а также в конце каждого режима.

Давление воздуха перед ОНВ измерялось образцовым манометром 11. Его

показания фиксировались фотографированием в указанные моменты времени. Давление воды перед и после ОНВ измерялось образцовыми манометрами 15 и 16, а их показания также фиксировались фотографированием. Расход воды через экспериментальный ОНВ поддерживался неизменным и достаточно высоким, чтобы скорость воды в трубках обеспечивала режим турбулентного течения. Расход воды определялся объемным способом. Расход воздуха через ОНВ измерялся с помощью сужающего устройства (ленинскаты) 4, установленного на всасывающем трубопроводе [7]. Падение давления воздуха на сужающем устройстве измерялось микроманометром 5. Давление окружающей среды на входе в сужающее устройство измерялось барометром.

Модель охладителя наддувочного воздуха изготовлена на базе трубчато-пластинчатой поверхности теплообмена, выполненной в виде коридорного пучка плоскоовальных трубок с групповым оребрением плоскими поперечными пластинами. Пластины оребрения имеют поперечные выштамповки в виде треугольного выступа (рис. 4). Обозначение поверхности теплообмена — ТПКпв.

Исследуемый теплообменный пучок имел следующие геометрические параметры: высота поперечного сечения трубки $d_w = 3,8$ мм, расстояние между

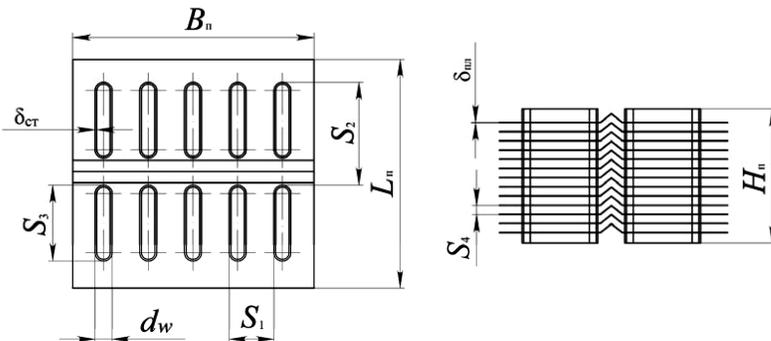


Рис. 4. Поверхность теплообмена ТПКпв

трубками в поперечном ряду $S_1 = 10$ мм, шаг между поперечными рядами трубок $S_2 = 23$ мм, наибольший габарит поперечного сечения трубки $S_3 = 17$ мм, шаг между ребрами $S_4 = 2,05$ мм, толщина стенки трубки $\delta_{ст} = 0,4$ мм, толщина пластины оребрения $\delta_{пл} = 0,1$ мм, число трубок в поперечном ряду $Z_1 = 10$ шт., число поперечных рядов трубок $Z_2 = 8$ шт., высота пучка $H_{п} = 110$ мм, длина пучка $L_{п} = 184$ мм, ширина пучка $B_{п} = 100$ мм, число термодинамических ходов по воде $b_w = 4$.

В соответствии с принятой методикой исследований измерялись расходы теплоносителей, их температуры и давления на входе и выходе из теплообменника. В табл. 1 приведены результаты измеренных параметров для пяти экспериментальных режимов. На основании полученных данных далее по специальной методике вычислялись все параметры, необходимые для определения частных ГУ по теплообмену и сопротивлению.

Методика основана на получении коэффициента теплоотдачи от воздуха расчетным путем через определение коэффициента теплопередачи как функции КПД теплообменника с известной схемой взаимного течения теплоносителей и известной особенностью их перемешивания в каждом сечении по ходу этих теплоносителей. При исследовании учитывалось отсутствие загрязнений с обеих сторон поверхности, что позволяло достаточно точно рассчитать соответствующие термические сопротивления.

Ниже приведен ход вычислений в данной методике.

Первый шаг — вычисление теплового КПД теплообменника

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{w1}} \frac{W}{W_{\min}}$$

где T_1, T_2 — температуры воздуха на входе и выходе из ОНВ соответственно, °С; T_{w1} — температура охлаждающей воды на входе в ОНВ, °С; W, W_{\min} — энергоемкость

Таблица 1. Результаты эксперимента

Параметры	Обозначение	Размерность	Номера режимов				
			1	2	3	4	5
Давление:							
барометрическое	P_0	кПа	101,3				
воздуха перед ОНВ	P_1	кПа	153,8	152,3	156,2	151,5	154,6
воды перед ОНВ	P_{w1}	Па	218908				
воды за ОНВ	P_{w2}	Па	160892				
Воздушное сопротивление ОНВ	ΔP	мм водст.	47	201	440	760	1290
Температура							
окружающей среды	t_0	°С	29,8	30,3	31,1	31,7	31,6
воздуха перед ОНВ	t_1	°С	104	115	120,6	117,2	118,6
воздуха за ОНВ	t_2	°С	33,6	43,2	50,7	55,4	61,2
воды перед ОНВ	t_{w1}	°С	31,5	32,6	34,1	35,3	37
воды за ОНВ	t_{w2}	°С	32,7	34,2	36,3	37,9	39,2
Расход							
воздуха	G_b	кг/с	0,105	0,200	0,299	0,392	0,505
воды	G_w	кг/с	2,26				
КПД охладителя наддувочного воздуха	η		0,971	0,871	0,808	0,755	0,723
Степень повышения давления	Π_k		1,518	1,503	1,542	1,495	1,526

потока воздуха и меньшая из двух энергоемкостей потоков воздуха либо воды, Вт/К.

Второй шаг. С учетом известной схемы взаимного течения теплоносителей и конструкции теплообменника определяется число единиц переноса теплоты (NTU) N для всего теплообменника. В нашем случае для ОНВ с многократным перекрестным током при общем противотоке

$$N = -b_w \ln\left[\frac{1}{S} \ln(1 - S\eta_x) + 1\right],$$

где b_w — количество ходов по воде; S — отношение минимальной энергоемкости теплоносителей к максимальной; η_x — КПД хода.

Третий шаг. При известном значении N определяется коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{NW_{\min}}{F},$$

где F — площадь поверхности со стороны оребрения, м².

Четвертый шаг. При известном коэффициенте теплопередачи находится приведенный коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха на основании расчетного определения коэффициента теплоотдачи со стороны воды α_w по работам [2, 4]:

$$\alpha_{\text{пр}} = \frac{1}{1/k - R_{\Sigma} - \sigma(1/\alpha_w)},$$

где R_{Σ} — суммарное термическое сопротивление материала трубок и ребер, покрытых загрязнениями со стороны воды и воздуха, м²·К/Вт; σ — коэффициент оребрения, равный отношению оребренной и внутренней площадей поверхностей трубки.

Суммарное термическое сопротивление определяется из выражения

$$R_{\Sigma} = R_3 \frac{1}{E_n} + \sigma \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_m} + \sigma R_w,$$

где R_3 и R_w — термические сопротивления слоев загрязнений со сто-

роны воздуха и воды соответственно, м²·К/Вт (при вычислениях принимались равными нулю ввиду отсутствия загрязнений); E_n — коэффициент эффективности наружной поверхности; λ_m — коэффициент теплопроводности материала трубок и ребер, Вт/(м·К).

При проведении экспериментов скорость воды в трубках составляла около 2,4 м/с, что позволяло определять α_w с достаточной точностью и обеспечить минимальное влияние составляющей $\sigma(1/\alpha_w)$ на результаты расчетов (ввиду высоких значений α_w).

Уравнения, традиционно используемые для описания частных граничных условий по теплообмену и сопротивлению ПТ, которые работают в воздушных потоках ОНВ, имеют вид

$$\text{Nu} = \theta \text{Re}^n \quad (1)$$

$$\text{EuRe}^2 = \Phi \text{Re}^m \frac{L}{d_3}, \quad (2)$$

где θ , Φ , n , m — константы частных граничных условий по теплообмену и сопротивлению ПТ; d_3 — эквивалентный диаметр ПТ по воздуху, м; L — длина теплообменного пучка, м.

Сохраняя эту форму уравнений для описаний ГУ, первичные зависимости для обработки экспериментального материала представим в виде

$$\begin{aligned} \lg \text{Nu} &= f(\lg \text{Re}) \\ \lg (\text{EuRe}^2) &= f(\lg \text{Re}). \end{aligned}$$

Графический вид экспериментально полученных зависимостей описанного вида представлен на рис. 5 и 6, где

$$\text{Nu} = \frac{\alpha_n d_3}{\lambda_{\text{вф}}}; \text{Re} = \frac{w_b d_3}{\mu} \rho; \text{Eu} = \frac{\Delta P_{\text{тр}}}{\rho w_b^2},$$

где $\lambda_{\text{вф}}$ — теплопроводность воздуха, Вт/(м·К); w_b — скорость воздуха в сжатом сечении, м/с; μ — динамическая вязкость воздуха, Па·с; ρ — средняя плотность воздуха в ОНВ, кг/м³; $\Delta P_{\text{тр}} = \Delta P + \Delta P_y$ — потеря давления, связанная с трением и отрывом пограничного слоя, Па (ΔP_y — изменение давления,

связанное с ускорением воздушного потока из-за изменения его плотности, Па).

Применительно к уравнениям (1) и (2) и представленным на рис. 5 и 6 соответствующим экспериментальным зависимостям получаем такие значения эмпирических констант уравнений для ГУ по теплообмену и сопротивлению:

$$\theta = 0,4613; n = 0,4727;$$

$$\Phi = 0,0797; m = 1,9353.$$

Оценка точности результатов для трех экспериментальных режимов была

выполнена с использованием разработанной на кафедре расчетной методики. Оценка проводилась на основании сравнения результатов расчета, выполненного с использованием материалов наиболее точного из известного автору источника [1] и результатов данных исследований.

При использовании в методике значений констант уравнений для ГУ, полученных автором (табл. 2 «Частные ГУ»), результаты расчетов мало отличаются от результатов эксперимента

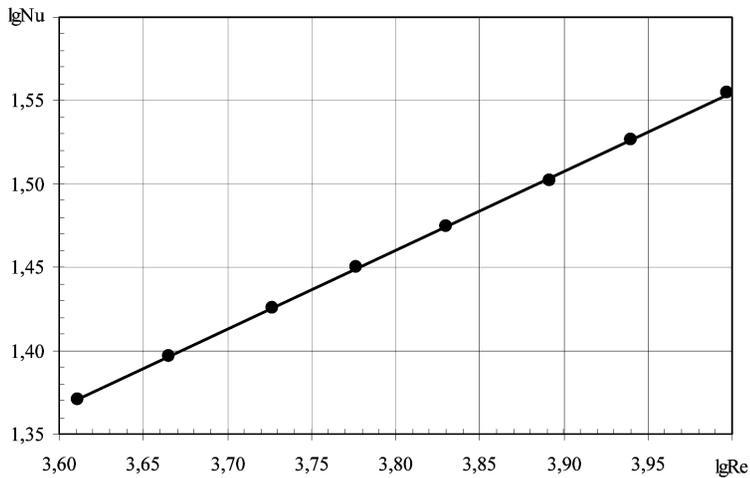


Рис. 5. Зависимость вида $\lg Nu = f(\lg Re)$

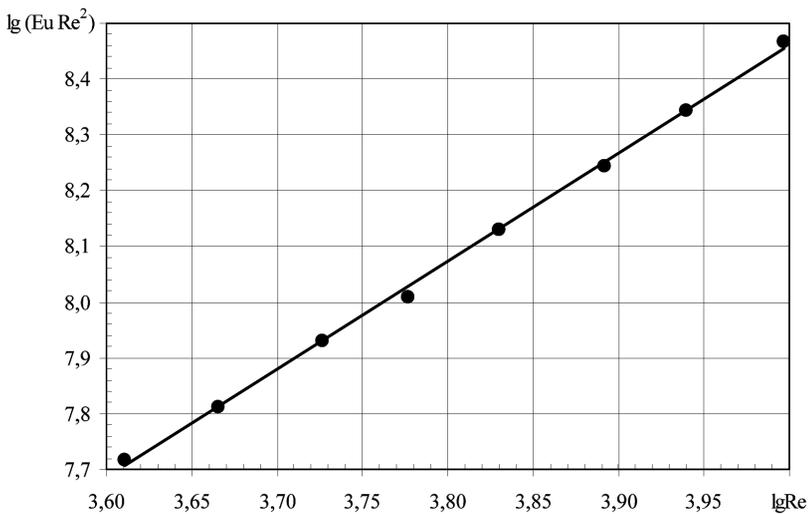


Рис. 6. Зависимость вида $\lg(Eu \cdot Re^2) = f(\lg Re)$

Таблица 2. Сопоставление результатов расчетов и эксперимента

Параметры	Единицы измерения	Граничные условия					
		Обобщенные			Частные		
G_b	кг/с	0,200	0,299	0,392	0,200	0,299	0,392
G_w	кг/с	2,26			2,26		
T_{b1}	К	388	393,6	390,5	388	393,6	390,5
T_{b2}	К	332,4	339,2	341,5	316,3	323,9	328,4
t_{b1}	°С	115,0	120,6	117,5	115,0	120,6	117,5
t_{b2}	°С	59,4	66,2	68,5	43,3	50,9	55,4
Δt_{b2}	К	16,23	15,51	13,15	0,13	0,17	0,04
T_{w1}	К	305,6	307,1	308,3	305,6	307,1	308,3
T_{w2}	К	306,8	308,8	310,3	307,1	309,3	310,9
t_{w1}	°С	32,6	34,1	35,3	32,6	34,1	35,3
t_{w2}	°С	33,8	35,8	37,3	34,1	36,3	37,9
P_1	Па	152268	156188	151484	152268	156188	151484
T_{wf}	К	306,2	308,0	309,3	306,4	308,2	309,6
T_{bf}	К	352,7	359,1	359,4	338,9	347,2	349,8
w_w	м/с	2,4			2,4		
Re_w	–	15769,8	16348,4	16797,1	15825,2	16428,6	16888,0
ΔP	мм вод. ст.	192,1	422,1	727,3	197,5	432,9	768,6
$\delta \Delta P$	%	– 4,41	– 4,06	– 4,31	– 1,72	– 1,60	1,13
K_g	Вт/кг·К	107,0	141,8	170,4	195,2	235,9	266,2
ΔP_w	кПа	58,3	58,2		58,7	58,5	
k	Вт/(м²·К)	129,2	171,2	205,7	235,7	284,9	321,5
α_n	Вт/(м²·К)	134,4	180,2	218,9	255,5	312,8	356,9
$\delta \alpha_n$	%	– 47,55	– 42,73	– 38,72	– 0,30	– 0,59	– 0,07
η		0,674	0,629	0,596	0,870	0,806	0,755
$\delta \eta$	%	– 22,60	– 22,19	– 21,17	– 0,18	– 0,24	– 0,06
$\bar{\rho}$		1,152	1,130	1,090	1,211	1,182	1,130
Re_{da}		3973,4	5857,8	7676,6	4098,7	6012,9	7839,2
R_{ct}	м²·К/Вт	1,04E–06					

(см. табл. 1 и 2). Величины отклонений температур воздуха на выходе из ОНВ приведены в табл. 2 как значения Δt_{b2} . При подстановке в методику расчета ГУ по теплообмену и сопротивлению, взятых из источника [1] (табл. 2 «Обобщенные ГУ»), величины Δt_{b2} значительно выше.

Как следует из табл. 2, расчет по методике с обобщенными ГУ приводит к значительному занижению КПД теплообменника. Погрешность в α_n составляет около 47%, что занижает η примерно на 22%. Это приводит к ошибке в определении температуры за ОНВ примерно

на 15 К. Погрешность по сопротивлению составляет не более 4,5%. Использование частных ГУ по теплообмену снижает погрешность в определении α_n примерно до 0,6%, что ведет к погрешности по η менее 0,25%. При этом погрешность в определении температуры за ОНВ для распространенных режимов не превышает 0,2 К. Погрешность по сопротивлению составляет не более 1,7%.

Расчеты гидравлического сопротивления ΔP_w , выполненные на базе методики, которая была разработана на кафедре ДВС НУК, практически совпадают с экспериментальными данными.

Таким образом, использование частных ГУ по теплообмену и сопротивлению существенно повышает точность расчета.

Для установления целесообразности применения новой ПТ при создании перспективных конструкций ОНВ тепловозных двигателей выполнены сравнительные расчеты для тепловозного дизель-генератора 2А-9ДГ. Сравнивались ОНВ с шахматным пучком (ШТ) круглых монометаллических трубок, имеющих индивидуальное накатное оребрение, с ПТ, которая рассмотрена в данной работе. Расчеты обоих ОНВ выполнялись при одинаковых параметрах теплоносителей на входе и одинаковых габаритных размерах теплообменного элемента ОНВ для чистой поверхности теплообмена. В результате

получены значения всех параметров теплоносителей за сравнимыми ОНВ, а также КПД теплообменников и их сопротивления по воздуху и воде. Кроме того, для них рассчитаны массы теплообменных элементов (табл. 3).

Как видно из табл. 3, наилучшей совокупностью теплотехнических параметров бесспорно обладает ОНВ, выполненный на базе перспективной поверхности теплообмена ТПКпв.

ВЫВОДЫ

Проведенные экспериментальные исследования позволили уточнить расчетную методику, которая может быть использована при расчетах ПТ с фиксированной геометрией, соответствующей параметрам экспериментального пучка. Использование в расчетной методике

Таблица 3. Результаты расчета охладителя наддувочного воздуха для дизель-генератора 2А-9ДГ

Параметры	Единицы измерения	Наименование параметра	Значение	
			ТПКпв	ШТ
G_v	кг/с	Расход воздуха	6,5	
G_w	кг/с	Расход воды	22,2	
t_{v1}	°С	Температура воздуха на входе в ОНВ	225,0	
t_{v2}	°С	Температура воздуха на выходе из ОНВ	74,08	87,96
t_{w1}	°С	Температура воды на входе в ОНВ	70,0	
t_{w2}	°С	Температура воды на выходе из ОНВ	80,60	79,62
η	–	КПД охладителя наддувочного воздуха	0,9736	0,8841
P_1	Па	Давление воздуха перед ОНВ	348100	
ΔP	мм вод. ст.	Сопротивление ОНВ по воздуху	193,4	254,1
ΔP_w	кПа	Сопротивление ОНВ по воде	8,54	5,59
w_w	м/с	Скорость воды в трубках	0,85	1,21
$R_{ст}$	м ² ·К/Вт	Термическое сопротивление стенки	1,28Е–06	6,75Е–06
Q	кВт	Тепловая мощность ОНВ	985,9	895,2
K_g	Вт (кг·К)	Коэффициент использования массы	188,6	62,5
L_n	м	Длина пучка	0,368	0,380
B_n	м	Ширина пучка	0,7	
H_n	м	Высота пучка	0,5	
b_{wt}	–	Количество термодинамических ходов по воде в ОНВ	2	
b_w	–	Количество гидравлических ходов по воде в ОНВ	1	
$\bar{\rho}$	–	Степень повышения плотности воздуха	1,427	1,367
F	м ²	Площадь поверхности теплообмена	112,2	70,7
M_n	кг	Масса теплообменного пучка	135,1	244,3

частных ГУ, полученных в данной работе, обеспечивает погрешность определения КПД $\pm 0,25$ %.

Масса пучка труб с оребрением альтернативного ОНВ для тепловозного дизель-генератора 2А-9ДГ в 1,8 раза меньше штатного, его КПД на 9% больше и составляет 0,974. Воздушное

сопротивление предлагаемого ОНВ в 1,3 раза меньше штатного при прочих равных условиях. В штатном ОНВ применяются толстые трубные доски, необходимые для вальцовки труб, что дополнительно приводит к увеличению общей массы штатного ОНВ по сравнению с альтернативным на 185 кг.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Бажан, П.И.** Расчет и конструирование охладителей дизелей [Текст] / П. И. Бажан. — М. : Машиностроение, 1981. — 168 с.
- [2] **Бажан, П.И.** Справочник по теплообменным аппаратам [Текст] / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. — М. : Машиностроение, 1989. — 367 с.
- [3] **Бурков, В.В.** Автотракторные радиаторы [Текст] / В. В. Бурков, А. И. Индейкин. — Л. : Машиностроение, 1978. — 216 с.
- [4] **Михеев, М.А.** Основы теплопередачи [Текст] / М. А. Михеев, И. М. Михеева. — М. : Энергия, 1977. — 344 с.
- [5] **Мошенцев, Ю.Л.** О целесообразности применения различных видов поверхностей теплообмена в охладителях наддувочного воздуха тепловозных двигателей [Текст] / Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагорный, А.А. Гогоренко // Междунар. информ.-техн. журнал «Локомотив-информ». — 2010 — № 4. — С. 14–17.
- [6] **Пат. 53371 Україна, МПК (2009) G01L 7/00.** Приймач статичного тиску [Текст] / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко, Д. С. Мінчев ; заявник і патенто-власник НУК ім. адм. Макарова. — № u201002245; заявл. 01.03.2010 ; опубл. 11.10.2010, Бюл. № 19. — 4 с.
- [7] **Петунин, А.Н.** Методы и техника измерений параметров газового потока (приемники давления и скоростного напора) [Текст] / А. Н. Петунин. — М. : Машиностроение, 1972. — 332 с.