

**ВОЗОБНОВЛЯЕМЫЕ ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГИИ,
ГИДРОЭНЕРГЕТИКА**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОСНОВНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО
ОБОРУДОВАНИЯ ORC-СИСТЕМЫ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ СУДОВЫХ УСТАНОВОК¹**

© 2021 г. И. С. Антаненкова^{а, *}, А. П. Королева^{а, b}, М. С. Французов^{b, с, **},
А. А. Сухих^а, В. В. Сычев^а

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

^bЦентральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова,
Авиамоторная ул., д. 2, Москва, 111116 Россия

^сМосковский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
(Национальный исследовательский университет), 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, Москва, 105005 Россия

*e-mail: antanenkovais@mail.ru

**e-mail: mfrancuzov@yandex.ru

Поступила в редакцию 17.03.2020 г.

После доработки 05.05.2020 г.

Принята к публикации 20.05.2020 г.

Внедрение технологии производства электроэнергии с использованием в так называемом органическом цикле Ренкина (Organic Rankine Cycle – ORC) низкокипящих рабочих тел в России перспективно для многих областей науки и техники. Многие промышленные и технологические процессы, работа механизмов и устройств зачастую сопровождаются выделением большого количества низкопотенциального (сбросного) тепла, которое, как правило, полезно не используется и рассеивается в окружающей среде. Одной из наиболее перспективных областей применения этой технологии является утилизация тепла выхлопных газов газотурбинных двигателей и дизель-генераторов на транспорте (автомобильном, железнодорожном, морском и речном), в газотранспортных системах, военной технике и пр. В частности, анализ технологических параметров работы современных судовых установок позволяет судить о применимости ORC-технологии для повышения их энергетической эффективности. Один из важнейших сдерживающих факторов применения на транспорте ORC-установок – необходимость создания компактных теплообменных аппаратов, в основе проектирования которых лежит расчет сложных термогидродинамических явлений – кипения и конденсации низкокипящих рабочих тел. В настоящей работе представлена расчетная методика предварительного проектирования теплообменных аппаратов ORC-установок – фреоновых парогенератора и конденсатора, основанная на методе последовательных приближений и позволяющая учитывать переменность теплофизических свойств используемых рабочих тел, особенности теплообменных процессов, изменения геометрических параметров аппаратов, влияние методов интенсификации процессов и т.д. Также приводятся результаты апробации предложенной методики для парогенератора и конденсатора ORC-установки на фторорганическом рабочем веществе R245fa. Получены основные геометрические и теплотехнические характеристики для проектирования оборудования ORC-установки, утилизирующей тепло уходящих газов двигателей внутреннего сгорания 6М32 судовой установки.

Ключевые слова: органический цикл Ренкина, ORC, теплообменное оборудование, низкокипящие рабочие вещества, утилизация теплоты выхлопа ДВС, судовые установки, фреоновый парогенератор, фреоновый конденсатор

DOI: 10.1134/S0040363620120012

В настоящее время технология органического цикла Ренкина (ORC) переживает период бурного развития. За последние двадцать лет количество введенных в эксплуатацию коммерческих

ORC-электростанций в мире достигло уровня 70 единиц в год, а их совокупная мощность – 2000 МВт. Анализ рынка производителей и поставщиков ORC-установок в Европе и США показал, что в последние годы их количество постоянно увеличивается, растет число успешно реализованных проектов и поданных заявок на

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (научный проект № 17-08-00324).

изобретения и полезные модели. Российский рынок ORC-установок представлен, прежде всего, зарубежными производителями, которые напрямую или через дилерские договоры с организациями занимаются разработкой и внедрением такого рода установок “под ключ” [1, 2].

Несмотря на наличие на мировом рынке довольно большого количества производителей ORC-оборудования и представленной ими обширной линейки продукции, далеко не всегда имеется возможность подобрать установку, оптимально соответствующую нуждам конечного потребителя. Однако существует не только проблема адаптации готовых решений к условиям России, актуальны также необходимость преодоления критической зависимости от зарубежных технологий и промышленной продукции с учетом политики импортозамещения и тенденции к энергосбережению ввиду сокращения доли затрат на энергетические ресурсы в себестоимости конечной продукции и услуг, что также стимулирует развитие отечественных исследований и разработок в этой сфере.

Одна из наиболее перспективных областей применения указанной технологии – утилизация тепла выхлопных газов газотурбинных двигателей и дизель-генераторов на транспорте (автомобильном, железнодорожном, морском и речном), в газотранспортных системах, военной технике и пр. Однако важнейшим сдерживающим фактором применения на транспорте ORC-установок является потребность в компактных теплообменных аппаратах, в основе проектирования которых лежит расчет сложных термогидродинамических явлений – кипения и конденсации низкокипящих рабочих тел. Сложность достоверного описания этих процессов при использовании математических моделей различного уровня заключается в необходимости учета теплофизических свойств рабочих тел в жидкой и газообразной фазах при достаточно высоких давлениях. Современный уровень развития вычислительных технологий термогидродинамических процессов позволяет описывать локальные явления в отдельных элементах конструкции теплообменных аппаратов. При этом остаются под вопросом расчет проектных параметров теплообменных аппаратов, а также использование имеющихся экспериментальных данных по теплофизическим свойствам и процессам фазового перехода.

ORC-ТЕХНОЛОГИЯ ДЛЯ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Наибольший интерес при организации конструктивного исполнения элементов ORC-установки в условиях ограниченных возможностей размещения оборудования и специфики параметров внешних систем представляют судовые энергетические установки.

Анализ технологических параметров работы современных судовых установок позволяет судить о применимости ORC-технологии для повышения их энергетической эффективности. Прежде всего, технология актуальна для судовых дизельных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), дальнейшее технологическое совершенствование которых направлено на повышение энергетического потенциала (среднего эффективного давления), снижение габаритов и массы, увеличение ресурсных показателей и повышение топливной экономичности, но никак не связано с возможным использованием тепла уходящих газов внутри термодинамического цикла [3].

В работе [4] представлены результаты термодинамического анализа эффективности цикла судовой утилизационной энергоустановки на низкокипящем рабочем веществе. При утилизации тепла уходящих газов ДВС 6M32 (MaK, Caterpillar, США) с температурой 300°C (на входе в утилизационный контур) и расходом 21 132 кг/ч максимальным КПД (28.8%) обладает сверхкритический цикл на рабочем веществе R245fa при заданных давлении перед фреоновой турбиной 8 МПа и температуре 280°C, температуре фреона в конденсаторе 20°C.

Следует отметить, что гидрофторуглерод R245fa достаточно часто рекомендуется к использованию в системах рекуперации тепла при повышенных температурах (прежде всего, в ORC-системах) [5]. Нетоксичный, озонобезопасный фреон R245fa относят к слабогорючим веществам (класс опасности A1) с температурой самовоспламенения примерно 410°C, что позволяет использовать его в термодинамическом цикле, сопоставимом по эффективности с циклами на бутане, пентане и его изомерах и обеспечивающем пожаробезопасность установки, поскольку отсутствует традиционный для ORC промежуточный контур с термомаслом.

Однако полученные в [4] термодинамические параметры в характерных точках цикла затруднительно использовать для апробации методики проектирования теплообменного оборудования ORC-установки ввиду отсутствия достоверных данных о теплофизических и переносных свойствах фреона R245fa в сверхкритической области, а также сложного теплообмена в этой области, требующего большого объема дополнительных экспериментальных исследований. Кроме того, проектированию установок на сверхкритические параметры, как правило, предшествуют создание, анализ эффективности и проработка технико-эксплуатационных характеристик установки на докритических параметрах.

Предлагаемая тепловая схема ORC-установки на низкокипящем рабочем веществе докритических параметров представлена на рис. 1. Докритический

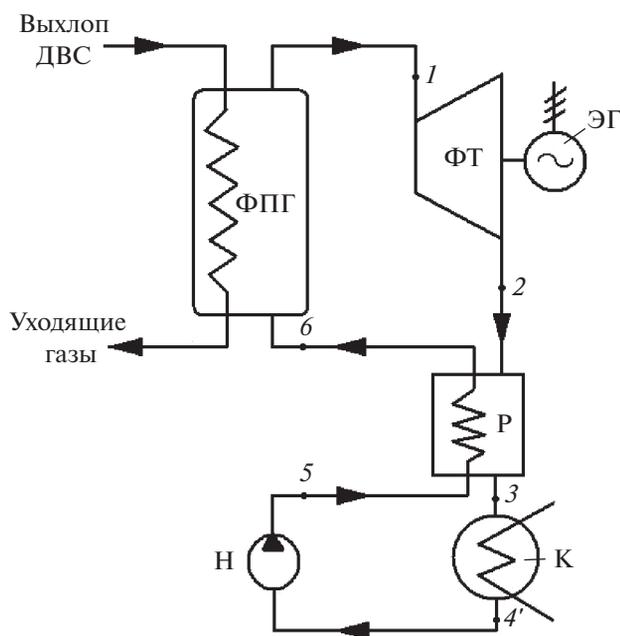


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема ОРС-установки для утилизации тепла уходящих газов судового ДВС.

ФПГ – фреоновый парогенератор; ФТ – фреоновая турбина; ЭГ – электрогенератор; Р – рекуператор; К – конденсатор; Н – насос

цикл ОРС-контура, реализуемый в предложенной тепловой схеме, приведен на рис. 2.

Фреоновый парогенератор (ФПГ) ОРС-установки включает в себя две зоны: испарительную (парообразование при постоянных температуре и давлении) и перегревательную (перегрев сухого насыщенного пара от температуры насыщения до температуры на входе в турбину). Подогрев фреона от температуры после насоса до температуры насыщения удобно осуществлять уходящими газами фреоновой турбины в регенеративном теплообменнике. При докритических параметрах цикла этот теплообменник выполняет функции экономайзерной части парогенератора.

Результаты расчета параметров фреона [6] в характерных точках цикла (см. рис. 2) приведены в табл. 1.

Давление насыщения фреона в испарителе выбиралось максимально возможным ($p_{кр} = 3.651$ МПа) при условии обеспечения минимального температурного напора на холодном конце испарителя не менее 15°C . Для проектируемой установки температура фреона на входе в турбину принята 250°C . Температура фреона в конденсаторе, равная 30°C , принималась исходя из рекомендаций по проектированию теплообменников судовых установок, охлаждаемых забортной водой [7]. Внутренний относительный

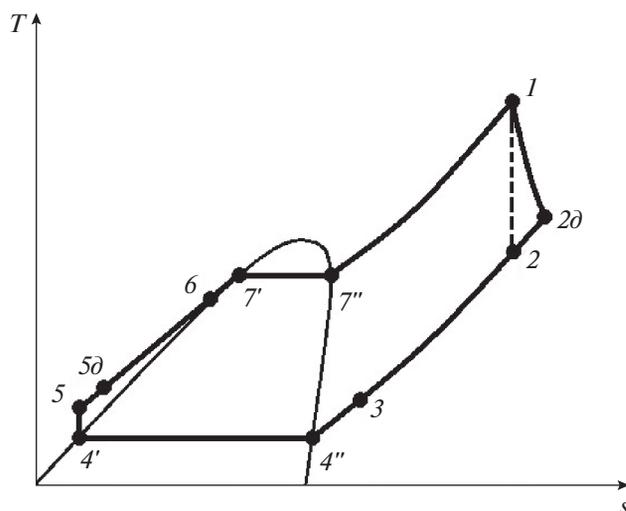


Рис. 2. Докритический цикл на низкокипящем рабочем веществе, реализуемый в ОРС-установке.

1–2 – обратимое расширение пара фреона в ФТ; 1–2δ – необратимое (действительное) расширение пара фреона в ФТ; 2(2δ)–3 – охлаждение пара фреона в Р; 3–4' – охлаждение и конденсация фреона в конденсаторе, охлаждаемом забортной водой; 4''–4' – процесс конденсации фреона (фазовый переход из состояния “сухой насыщенный пар” в состояние “кипящая жидкость”); 4'–5 – обратимое сжатие жидкого фреона в Н; 4'–5δ – необратимое (действительное) сжатие жидкого фреона в Н; 5(5δ)–6 – подогрев жидкого фреона в Р (экономайзерная часть); 6–1 – испарение и перегрев пара фреона в ФПГ; 7'–7'' – процесс кипения фреона (фазовый переход из состояния “кипящая жидкость” в состояние “сухой насыщенный пар”)

КПД турбины был выбран 75%, насоса – 50% (по результатам анализа различных оценок, приведенных в литературе и каталогах производителей).

По расчетным данным, внутренний КПД цикла рассматриваемой ОРС-установки электрической мощностью 184.25 кВт составляет 20.4% при расходе фреона 3.9 кг/с.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННИКОВ ОРС-УСТАНОВКИ

Как правило, для проведения инженерных расчетов используются общеинтегральные методы, основанные на использовании усредненных показателей: температур, теплофизических свойств рабочих веществ, коэффициентов теплоотдачи и т.д., что может существенно сказаться на точности полученных результатов.

В настоящей работе предлагается методика выполнения проектных расчетов основного теплообменного оборудования ОРС-установки, позволяющая учитывать такие локальные характеристики, как переменность теплофизических свойств рабочих тел, особенности теплообменных процессов,

Таблица 1. Параметры фреона R245fa в характерных точках цикла ORC-установки

Точка (см. рис. 2)	Давление p , МПа	Температура t , °С	Плотность ρ , кг/м ³	Энтальпия h , кДж/кг	Энтропия s , кДж/(кг · К)	Теплоемкость c_p , кДж/(кг · К)
1	2.500	250.00	86.27	649.96	2.1507	1.306
2	0.178	174.07	6.50	574.41	2.1507	1.122
2d	0.178	190.72	6.25	593.30	2.1922	1.146
3	0.178	50.14	9.35	445.94	1.8157	0.969
4''	0.178	30.00	10.17	426.43	1.7534	0.973
4'	0.178	30.00	1324.9	239.10	1.1355	1.333
5	2.500	30.83	1330.2	240.87	1.1355	1.327
5d	2.500	32.17	1326.6	242.64	1.1413	1.329
6	2.500	130.00	945.58	390.00	1.5570	1.926
7'	2.500	133.38	917.46	396.71	1.5736	2.056
7''	2.500	133.38	170.57	488.36	1.7990	2.092

переменность геометрических параметров и т.д. В ее основу положен метод последовательных приближений геометрических характеристик проектируемого аппарата. В первом приближении задаются геометрические размеры теплообменника, после чего производится поинтервальная разбивка (последовательные сечения 1, 2, ..., i , $i + 1$, ..., N) условной теплообменной поверхности на участки, на каждом из которых выполняется условие равенства тепловых потоков от греющего теплоносителя к стенке и от стенки к нагреваемому теплоносителю. Затем определяются коэффициенты теплоотдачи, коэффициент теплопередачи и необходимая площадь теплообмена. В конечном итоге, сопоставление каждой новой итерации геометрических размеров теплообменника (исходя из полученной площади теплообмена) с заданными в предыдущем приближении позволяет получить проектные параметры аппарата.

Укрупненно методику расчета теплообменных аппаратов ORC-установки, обеспечивающих взаимодействие с внешними тепловыми источниками, можно представить следующим алгоритмом. После идентификации объекта производится расчет:

- 1) тепловой нагрузки;
- 2) температурных напоров;
- 3) теплоотдачи от внешнего теплоносителя;
- 4) теплоотдачи к низкокипящему рабочему телу на участке испарения/конденсации;
- 5) теплоотдачи к низкокипящему рабочему телу на участке перегрева/охлаждения;
- 6) коэффициентов теплопередачи на участках теплообменника;
- 7) необходимой поверхности теплообмена.

На рис. 3 представлена упрощенная расчетная схема теплообменного аппарата, условно разделенного на две зоны. Для фреонового парогенератора зона I является зоной кипения, зона II – перегрева пара; для конденсатора зона I – это зона охлаждения пара, зона II – конденсации. Из термодинами-

ческого расчета и уравнений теплового баланса определяются температуры рабочих тел на входе и выходе каждой зоны теплообменного аппарата.

Согласно схеме разбиения (см. рис. 3) в пределах каждой зоны рассчитывается температурный напор на каждом из участков i, \dots, N :

$$\theta_{I-i} = \frac{\Delta t_{\max-i} - \Delta t_{\min-i}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\max-i}}{\Delta t_{\min-i}} \right)}, \quad (1)$$

где $\Delta t_{\max-i}$ и $\Delta t_{\min-i}$ – максимальная и минимальная разность температур между рабочими телами на i -м участке, °С.

Следует отметить, что количество участков разбиения N зависит от интенсивности температурного перепада, реализованного на эффективной длине труб теплообменного аппарата: чем больше температурный перепад, тем больше и число участков. При дальнейшей апробации данной методики для разрабатываемого парогенератора количество участков разбиения было принято равным 100, для конденсатора – 10.

Для расчета теплоотдачи как со стороны внешних теплоносителей (дымовых газов, забортной воды), так и со стороны фреона необходимо задать геометрические параметры теплообменного оборудования. В то же время целью проектного расчета теплообменного оборудования является определение геометрических параметров. Решение поставленной задачи может быть получено методом последовательных приближений.

При проектировании теплообменного аппарата, помимо выбора геометрических параметров, следует также задать схему движения рабочих тел. В качестве первого приближения при апробации указанной методики расчета предлагается рассмотреть случай продольного обтекания внутренних трубок аппарата греющим рабочим телом. Такое предположение позволяет использовать одно-

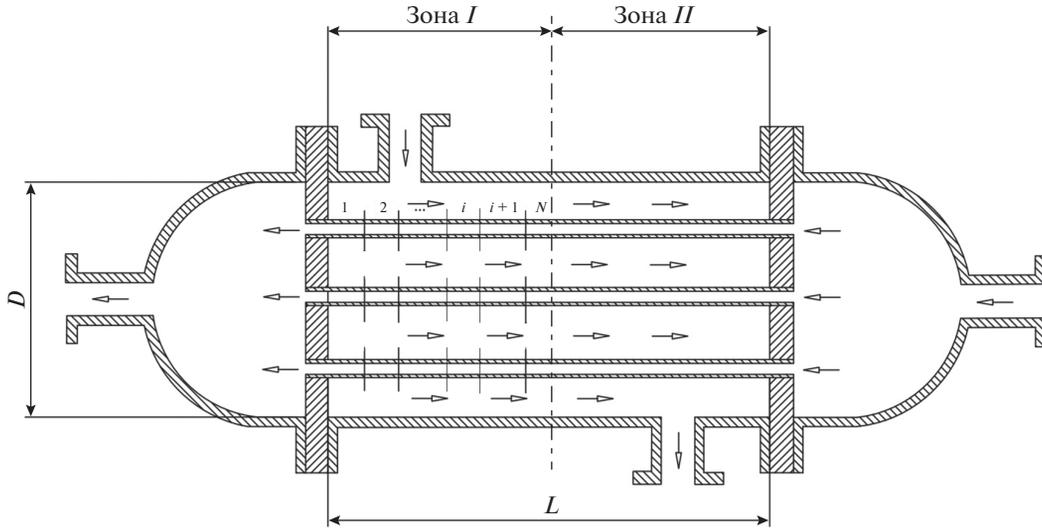


Рис. 3. Расчетная схема теплообменного аппарата

мерное приближение в расчетах, когда параметры изменяются только вдоль течения рабочих тел.

Геометрическими параметрами, задаваемыми для расчета кожухотрубного теплообменника в начальном приближении, являются следующие: внешний диаметр трубок теплообменника d_{out} , м; внутренний диаметр трубок теплообменника d_{in} , м; длина теплообменника L , м; диаметр теплообменника D , м; число трубок n .

Проходная площадь межтрубного пространства, m^2 , рассчитывается как

$$F_{out} = \frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d_{out}^2}{4}, \quad (2)$$

а омываемый периметр межтрубного пространства, м, по формуле

$$P_{out} = \pi D + n \pi d_{out}. \quad (3)$$

Тогда эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м, равен

$$d_e = \frac{4F_{out}}{P_{out}}. \quad (4)$$

Допустив, что рабочее тело течет в межтрубном пространстве теплообменника в одном направлении, получаем возможность рассчитать его скорость, м/с, по формуле

$$w_{out_i} = \frac{G_{out}}{\rho_{out_i} F_{out}}, \quad (5)$$

где G_{out} — расход рабочего вещества, кг/с; $\rho_{out_i} = f_1(p_{out}, t_{out_i})$ — плотность, определяемая термодинамическими параметрами рабочего вещества (давлением p_{out} и температурой t_{out_i}) в межтрубном пространстве, кг/м³.

Число Рейнольдса для рассматриваемого потока

$$Re_{out_i} = \frac{w_{out_i} d_e}{\nu_{out_i}}, \quad (6)$$

где $\nu_{out_i} = f_2(p_{out}, t_{out_i})$ — кинематический коэффициент вязкости, м²/с.

Расчет коэффициентов теплоотдачи для рабочих веществ является самостоятельной теплофизической задачей, решение которой применительно к фреоновому парогенератору и конденсатору ORC-установки будет предложено далее при апробации данной методики.

После определения коэффициентов теплоотдачи рассчитывается коэффициент теплопередачи, который учитывает особенности теплообмена при фазовом переходе фреона, конвекции внешнего теплоносителя и теплопроводности в твердой стенке трубы. Для расчета этого коэффициента на каждом участке предлагается использовать следующую упрощенную зависимость:

$$k_{I_i} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{out_i}} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_{in_i}}}, \quad (7)$$

где $\alpha_{out_i} = Nu_{out_i} \frac{\lambda_{out_i}}{d_e}$ — коэффициент теплоотдачи со стороны рабочего тела в межтрубном пространстве, Вт/(м² · К); Nu_{out_i} и $\lambda_{out_i} = f_3(p_{out}, t_{out_i})$ — число Нуссельта и коэффициент теплопроводности рабочего тела в межтрубном пространстве, Вт/(м · К); δ_w/λ_w — термическое сопротивление стенки, (м² · К)/Вт; δ_w и λ_w — толщина,

м, и коэффициент теплопроводности, Вт/(м · К), стенки; $\alpha_{in_i} = Nu_{in_i} \frac{\lambda_{in_i}}{d_{in}}$ – коэффициент теплоотдачи со стороны рабочего тела в трубках теплообменника, Вт/(м² · К); Nu_{in_i} и $\lambda_{in_i} = f_4(p_{in}, t_{in_i})$ – число Нуссельта и коэффициент теплопроводности рабочего тела в трубках теплообменника, Вт/(м · К) (p_{in} , t_{in_i} – давление и температура рабочего тела в трубках теплообменника).

Одним из известных способов совершенствования теплообменных аппаратов является интенсификация теплообмена. В рассматриваемых аппаратах это возможно осуществить путем поперечного оребрения внешней поверхности труб.

Эффект интенсификации теплоотдачи вследствие развития поверхности может быть учтен введением коэффициента оребрения η_f в качестве поправки к коэффициенту конвективной теплоотдачи потока в межтрубном пространстве

$$\alpha_{f_i} = \alpha_{out_i} \eta_f, \quad (8)$$

где $\eta_f = 1 + \left(2 \frac{h_f}{s} E - \frac{\delta_f}{s}\right)$; h_f – высота ребра, м;

$E = \frac{th\psi}{\psi}$ – коэффициент эффективности работы одиночного прямого ребра; δ_f – толщина ребра, м;

s – шаг оребрения, м; $\psi = \frac{h_f}{\delta_f} \sqrt{2 \frac{\alpha_f \delta_f}{\lambda_f}}$; α_f – коэффициент теплоотдачи на поверхности ребер, Вт/(м² · К); λ_f – коэффициент теплопроводности материала ребра, Вт/(м · К).

Для теплообменных аппаратов, рассчитываемых в настоящей работе, коэффициент оребрения вводится как заданная величина для учета развития поверхности теплообмена со стороны межтрубного потока и не включает в себя поправки, которые могут быть вызваны комплексом сложных гидродинамических явлений, таких как разрыв пленки конденсата, шероховатость поверхности, залив межреберного пространства и т.д. Несомненно, что при увеличении степени детализации предлагаемой методики данные эффекты также могут быть учтены в расчетах.

Площадь поверхности теплообмена, м², необходимая для зоны I, может быть получена из уравнения теплопередачи

$$S_I = \sum_{i=1}^N \frac{Q_{I_i}}{k_{I_i} \theta_{I_i}}, \quad (9)$$

где Q_{I_i} – тепловая мощность участка зоны I теплообменного аппарата, Вт (соответственно, тепловая мощность всей зоны $Q_I = \sum_{i=1}^N Q_{I_i}$).

Аналогично зоне I теплообменника (см. рис. 3) рассчитывается требуемая площадь поверхности зоны II. После определения коэффициента теплопередачи в этой зоне можно перейти к расчету необходимой теплообменной поверхности

$$S_{II} = \sum_{i=1}^N \frac{Q_{II_i}}{k_{II_i} \theta_{II_i}}, \quad (10)$$

где Q_{II_i} – тепловая мощность участка зоны II теплообменного аппарата, Вт (тепловая мощность всей зоны II вычисляется как $Q_{II} = \sum_{i=1}^N Q_{II_i}$); k_{II_i} – коэффициент теплопередачи на рассматриваемом участке, Вт/(м² · К) [определяется аналогично (7)].

Суммарная площадь поверхности теплообмена, м², складывается из полученных ранее площадей поверхностей зон I и II:

$$S_{\Sigma} = S_I + S_{II}. \quad (11)$$

Таким образом, задачу проектного расчета теплообменника предлагается свести к определению необходимого числа труб, имеющих конкретные диаметр, длину, толщину стенки, по формуле

$$n = \frac{S_{\Sigma}}{\pi d_{out} L}. \quad (12)$$

Сходимость предложенной методики проверяется методом последовательных приближений по числу труб.

РАСЧЕТ ФРЕОНОВОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА

Рассматриваемый парогенератор представляет собой кожухотрубный теплообменник, в котором фреон R245fa заданных параметров (см. рис. 1, 2 и табл. 1) движется в трубном пространстве, а уходящие газы ДВС судовой установки – в межтрубном.

На рис. 4 представлены распределения температуры дымовых газов и R245fa в парогенераторе по зонам.

Температура дымовых газов на выходе из зоны II (перегрева пара) может быть определена из уравнения теплового баланса парогенератора при известных тепловых мощностях на участках теплообмена.

Тепловая мощность испарительного участка, Вт,

$$Q_{SG_I} = G_R (h_{7''} - h_{7'}) \quad (13)$$

и участка перегрева пара ФПГ

$$Q_{SG_II} = G_R (h_1 - h_{7''}), \quad (14)$$

где G_R – расход фреона², кг/с; h_i – энтальпии фреона в характерных точках цикла, кДж/кг (см. рис. 4 и табл. 1).

² Здесь и далее индекс “R” относится к параметрам фреона (refrigerant).

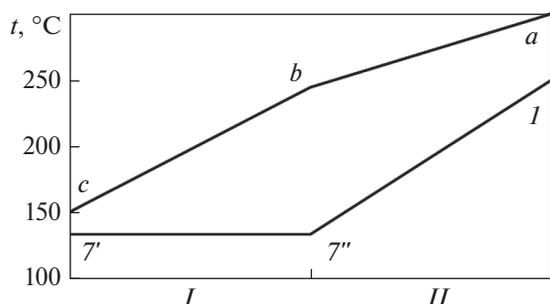


Рис. 4. Изменение температуры рабочих тел во фреоновом парогенераторе по зонам.

$a-b$ – охлаждение дымовых газов для перегрева фреонового пара; $b-c$ – охлаждение дымовых газов для испарения фреона, $7'-7''$ – испарение фреона, $7''-I$ – перегрев пара фреона

Следует отметить, что теплофизические свойства дымовых газов существенно зависят от температуры (рис. 5) [8]. Как видно из представленных зависимостей, на участках испарения и перегрева в парогенераторе теплофизические свойства дымовых газов изменяются, что, в свою очередь, оказывает влияние на интенсивность теплоотдачи. В рассматриваемом диапазоне температур наименьшим изменениям подвержена изобарная теплоемкость – не более 3%, в то время как другие теплофизические свойства меняются не менее, чем на 20%.

Геометрические параметры фреонового парогенератора, заданные для расчета в начальном приближении, следующие:

Диаметр трубок теплообменника, м:

внешний d_{out} 0.025

внутренний d_{in} 0.020

Длина теплообменника L , м2.0

Диаметр теплообменника D , м1.0

Число трубок n , шт.200

Изменение числа Рейнольдса в последовательных сечениях теплообменника, рассчитанных по зависимости (6) для потока дымовых газов, движущегося в межтрубном пространстве парогенератора, показано на рис. 6, а.

Режим течения не только определяет интенсивность конвективного теплопереноса, но и влияет на суммарные гидравлические потери при движении дымовых газов в межтрубном пространстве. Теоретически в межтрубном пространстве могут реализоваться все три режима течения: ламинарный, переходный и турбулентный. Практически же гидравлические потери на выхлопном тракте способны привести к дополнительным потерям мощности основной силовой установки, в данном случае судового ДВС. Ввиду того что определение границы ламинарного режима течения осу-

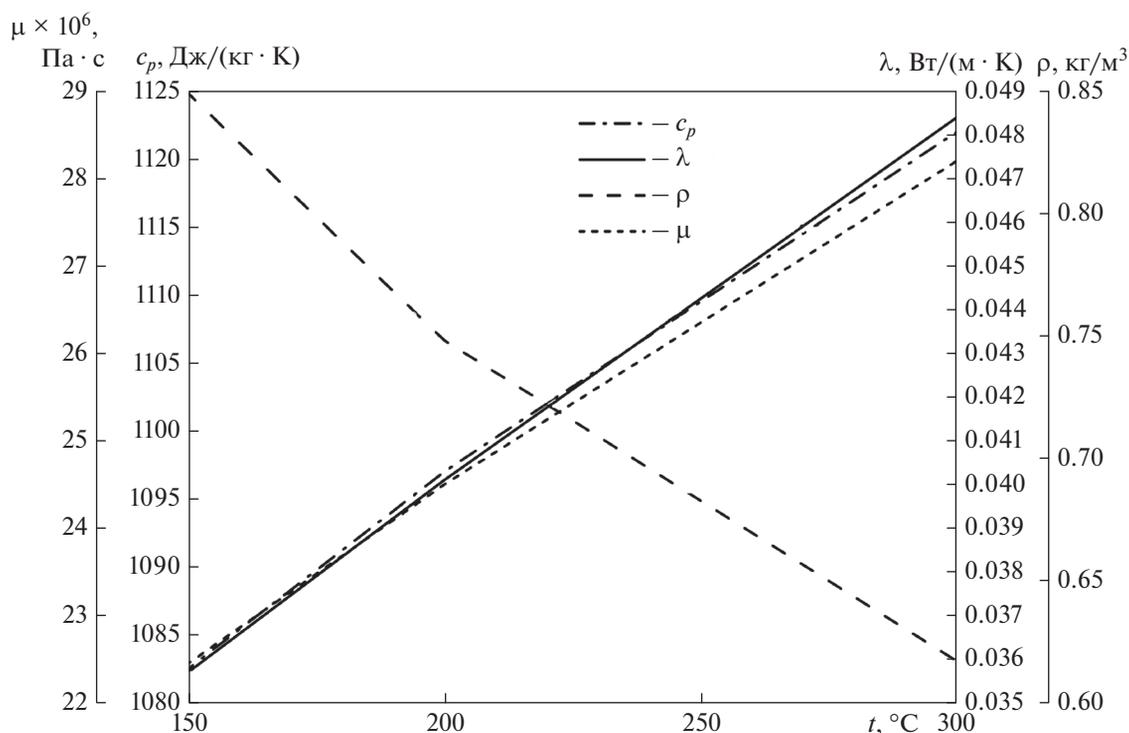


Рис. 5. Изменение теплофизических свойств дымовых газов в заданном интервале температур

ществляется по критическому значению числа Рейнольдса Re_{cr} , для обеспечения достаточного уровня теплоотдачи принимается условие, что $Re_{e.g} > Re_{cr}$, где $Re_{e.g}$ – число Рейнольдса для потока дымовых газов³. Максимальное же значение числа Рейнольдса должно быть ограничено исходя из максимально допустимых потерь в выхлопном тракте ДВС.

После определения режима течения дымовых газов в межтрубном пространстве вычисляется безразмерный коэффициент теплоотдачи по зависимости [8]

$$Nu_{e.g} = 0.113C_z C_s Re_{e.g}^m Pr_{e.g}^{0.33}, \quad (15)$$

где $Re_{e.g}$ и $Pr_{e.g}$ – числа Рейнольдса и Прандтля дымовых газов; поправочные коэффициенты $C_s = 1.24$, $C_z = 0.81$ и степенной показатель m при числе Рейнольдса для пучка гладких труб равный 0.746 были рассчитаны при апробации предлагаемой методики при решении рассматриваемой задачи.

Вычисленное по (15) изменение числа Нуссельта дымовых газов в межтрубном пространстве приведено на рис. 6, б.

Как уже отмечалось, в отличие от дымовых газов, для которых по всей длине аппарата происходит только конвективный теплоперенос, для фреона теплообмен в парогенераторе осуществляется двумя процессами – кипением (испарением) и перегревом пара. Полное математическое описание гидродинамического процесса кипения рассматриваемой органической жидкости (R245fa) является довольно сложной задачей. К основным параметрам, влияющим на процесс испарения, можно отнести следующие: давление, форму и длину канала, массовую скорость, плотность теплового потока, теплофизические свойства рабочего тела.

При апробации методики постановка задачи была упрощена и процесс рассматривался как кипение в горизонтальных трубах. При этом жидкость, непрерывно подогреваемая снаружи, подавалась в канал и последовательно проходила несколько следующих характерных зон [9]:

пузырькового кипения с увеличивающимся паросодержанием потока, вплоть до перехода к дисперсно-кольцевому течению по достижении плотной упаковки пузырьков;

испарения кольцевой пленки при дисперсно-кольцевом течении;

испарения дисперсной влаги в ядре потока.

Поскольку в двух первых зонах в основном происходит контакт жидкой пленки с поверхностью твердой стенки, то можно считать, что параметры

³ Здесь и далее индекс “e.g” соответствует параметрам дымовых газов (exhaust gas).

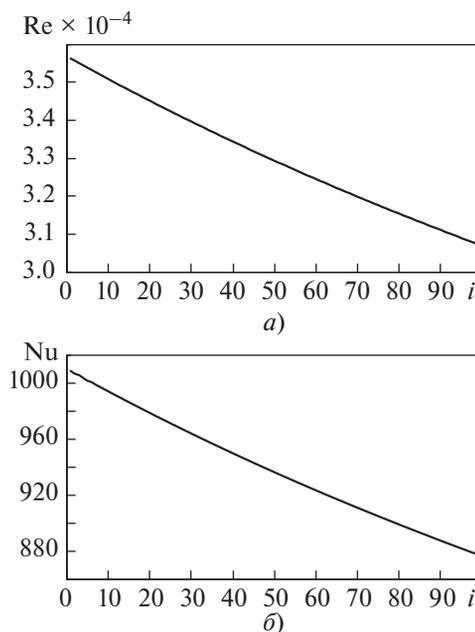


Рис. 6. Изменение числа Рейнольдса (а) и числа Нуссельта (б) дымовых газов по длине зоны кипения

переноса определяются свойствами рабочего тела в жидком состоянии. Одним из параметров, характеризующих изменение теплоотдачи в двухфазном потоке, является паросодержание. В предлагаемой методике используется расходное массовое паросодержание

$$x = G_{R_v} / G_{R_{mix}}, \quad (16)$$

где G_{R_v} и $G_{R_{mix}}$ – массовые расходы фреона в состоянии пара и парожидкостной смеси, кг/с.

Следует также отметить, что зачастую в каналах наблюдается кризис кипения, под которым понимается резкое уменьшение коэффициента теплоотдачи вследствие прекращения контакта обогреваемой стенки с жидкой фазой и перехода к контакту с паровой фазой. На сегодняшний день не существует исчерпывающей теории, описывающей процесс высыхания жидкой пленки при кипении в канале, поэтому предлагаемые модели носят полуэмпирический или корреляционный характер.

После разделения канала на две части: докризисную и закризисную – коэффициент теплоотдачи вычисляют на каждом из участков в предположении малых значений передаваемых тепловых потоков и преимущественного влияния конвективной составляющей теплопереноса. Расчетная оценка, выполненная для условий поставленной задачи, подтверждает обоснованность такого предположения.

Плотность теплового потока, Вт/м², необходимая для расчета коэффициента теплоотдачи

фреона при пузырьковом кипении, может быть рассчитана по формуле В.В. Ягова [10]

$$q = 3.43 \times 10^{-4} \frac{\lambda_{R-l}^2 \Delta T^3}{v_{R-l} \sigma_{R-l} T_s} \times \left(1 + \frac{r_R \Delta T}{2R_R T_s^2} \right) (1 + \sqrt{1 + 800B} + 400B), \quad (17)$$

где $B = \frac{r_R (\rho_{R-v} v_{R-l})^{\frac{3}{2}}}{\sigma_{R-l} (\lambda_{R-l} T_s)^{\frac{1}{2}}}$; λ_{R-l} , v_{R-l} и σ_{R-l} – коэффициенты теплопроводности, Вт/(м·К), кинематической вязкости, м²/с, и поверхностного натяжения, Н/м, фреона в жидком состоянии; $\Delta T = T_w - T_s$ – перегрев фреона, К; T_s – температура насыщения фреона, К; r_R – теплота парообразования фреона, Дж/кг; R_R – газовая постоянная фреона, Дж/(кг·К); ρ_{R-v} – плотность фреона в паровом состоянии, кг/м³.

На докризисном участке канала для определения конвективного коэффициента теплоотдачи может быть использована зависимость

$$Nu_R = 0.023 Re_{R-l}^{0.8} Pr_{R-l}^{0.4} \sqrt{1 + x \left(\frac{\rho_{R-l}}{\rho_{R-v}} - 1 \right)}, \quad (18)$$

где Re_{R-l} , Pr_{R-l} и ρ_{R-l} – числа Рейнольдса, Прандтля и плотность фреона в жидком состоянии, кг/м³.

Для закризисной области теплоотдача может быть вычислена по следующей формуле:

$$Nu_R = 0.023 Re_{R-v}^{0.8} Pr_{R-v}^{0.4} \sqrt{x + (1-x) \frac{\rho_{R-v}}{\rho_{R-l}}}, \quad (19)$$

где Re_{R-v} и Pr_{R-v} – числа Рейнольдса и Прандтля фреона в паровом состоянии.

Для оценки критического паросодержания можно использовать следующую полуэмпирическую зависимость [9]:

$$x_{cr} = \frac{0.39 + 0.16 p_s - 0.0212 p_s^2 + 0.00072 p_s^3}{\left(\frac{G_{R-mix}}{F_{in} \times 10^3} \right)^{0.5}}, \quad (20)$$

где p_s – давление насыщения фреона, МПа;

$F_{in} = \frac{\pi \rho d_{in}^2}{4}$ – площадь внутренней поверхности труб, в которых движется фреон, м².

Таким образом, функцию для расчета безразмерного коэффициента теплоотдачи на участке испарения фреона можно представить в виде [9]

$$\left. \begin{aligned} Nu_{R-l}(Re_R, x) &= \\ &= 0.023 Re_{R-l}^{0.8} Pr_{R-l}^{0.4} \sqrt{1 + x \left(\frac{\rho_{R-l}}{\rho_{R-v}} - 1 \right)} \\ &\quad \text{для } x < x_{cr}; \\ Nu_{R-l}(Re_R, x) &= \\ &= 0.023 Re_{R-v}^{0.8} Pr_{R-v}^{0.4} \sqrt{x + (1-x) \frac{\rho_{R-v}}{\rho_{R-l}}} \\ &\quad \text{для } x > x_{cr}. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Поскольку определение истинного паросодержания является весьма сложной задачей, для его расчета также рекомендуется использовать метод последовательных приближений. При этом в нулевом приближении задается линейное распределение паросодержания от 0 до 1.0 по длине испарительного участка парогенератора ($i = 0, 1, 2, \dots, \dots, 100$). Если предположить, что теплообмен между дымовыми газами и фреоном происходит без тепловых потерь, тогда для коэффициента теплоотдачи фреона в зоне I справедливо следующее выражение:

$$\alpha_{R-l-i} = \alpha_{e.g-i} \frac{\Delta F_{e.g-i} \Delta t_{e.g-i} G_{e.g}}{\Delta F_{R-l-i} \Delta t_{R-l-i} G_R}, \quad (22)$$

где $\alpha_{e.g-i}$ – коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенке на i -м участке, Вт/(м²·К); $\Delta F_{e.g-i}$ – площадь i -го участка теплообменной поверхности со стороны дымовых газов, м²; ΔF_{R-l-i} – площадь i -го участка теплообменной поверхности со стороны кипящего фреона, м²; $\Delta t_{e.g-i}$ – изменение разности температур дымовых газов между ядром потока и стенкой трубы на i -м участке, °С; Δt_{R-l-i} – изменение разности температур фреона на стенке и в кипящем слое на i -м участке, °С; $G_{e.g}$ и G_R – расход дымовых газов и фреона, кг/с.

Выражение (22) позволяет оценить паросодержание на каждом из участков разбиения (рис. 7, а) и с использованием полученного распределения паросодержания определить изменение числа Нуссельта в последовательных сечениях теплообменника (рис. 7, б).

На рис. 7, б можно видеть скачкообразное изменение теплоотдачи, обусловленное кризисом кипения в канале. Представленная зависимость демонстрирует качественный характер изменения теплоотдачи на участке испарения. Наблюдаемое резкое ее падение вызвано образованием паровой пленки на стенке.

После определения теплоотдачи рассчитываются коэффициент теплопередачи (7) и площадь по-

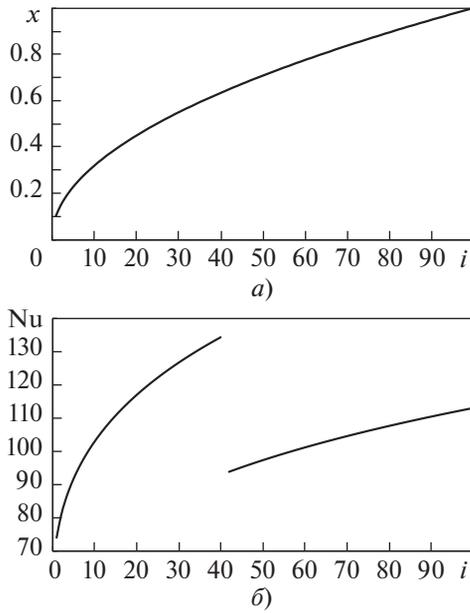


Рис. 7. Изменение паросодержания (а) и числа Нуссельта (б) фреона по длине зоны кипения

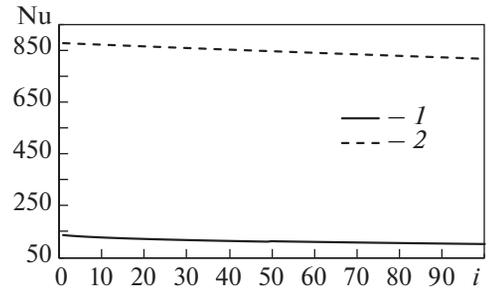


Рис. 8. Изменение числа Нуссельта фреона (1) и дымовых газов (2) по длине зоны перегрева пара

на участке перегрева рассчитывается по формуле М.А. Михеева [11]

$$Nu_{R_II_i} = 0.023 Re_R^{0.8} Pr_R^{0.4}, \quad (23)$$

где Re_R и Pr_R – числа Рейнольдса и Прандтля для перегретого пара фреона.

Полученное изменение теплоотдачи со стороны дымовых газов и со стороны перегретого пара фреона в последовательных сечениях теплообменника приведено на рис. 8.

После определения изменения теплоотдачи можно рассчитать необходимую площадь поверхности теплообмена участка перегрева рабочего тела по формуле (10).

Таким образом, методом последовательных приближений при достижении сходимости расчета по числу труб были определены геометрические параметры фреонного парогенератора, представленные в табл. 2.

верхности теплообмена, необходимая для участка испарения фреона (9).

На участке перегрева пара, происходящего в зоне II парогенератора, и для дымовых газов, и для фреона осуществляется конвективный теплоперенос. При этом для расчета коэффициента теплоотдачи со стороны газа также используется зависимость (15), а теплоотдача со стороны фрео-

Таблица 2. Геометрические параметры ФПГ

Характерный размер парогенератора	Значение	Без оребрения			С оребрением при $\eta_f = 3$		
		$\frac{S_{SG_I}}{S_{SG_Z}}$	$\frac{S_{SG_II}}{S_{SG_Z}}$	n	$\frac{S_{SG_I}}{S_{SG_Z}}$	$\frac{S_{SG_II}}{S_{SG_Z}}$	n
Диаметр трубок, м:							
d_{out}	0.025						
d_{in}	0.020	0.135	0.865	547	0.107	0.893	332
Длина L , м	2.0						
Диаметр D , м	1.0						
Диаметр трубок, м:							
d_{out}	0.020						
d_{in}	0.018	0.201	0.799	805	0.201	0.799	568
Длина L , м	3.0						
Диаметр D , м	1.5						

В табл. 2 приведены также результаты расчета количества труб в парогенераторе при изменяемых геометрических параметрах ФПГ с учетом возможной интенсификации теплообмена путем оребрения стенок с принятым коэффициентом оребрения $\eta_f = 3$.

Проведенный сравнительный анализ геометрических параметров показывает существенное влияние оребрения на характеристики проектируемого фреонового парогенератора.

РАСЧЕТ ФРЕОНОВОГО КОНДЕНСАТОРА

Рассматриваемый конденсатор представляет собой кожухотрубный теплообменник (см. рис. 3), в межтрубное пространство которого в состоянии перегретого пара поступает фреон R245fa заданных параметров (см. рис. 1, 2, табл. 1) и конденсируется на трубках, охлаждаемых забортной водой.

На участках охлаждения пара фреона (зона I) и конденсации (зона II) тепловая мощность определяется следующим образом:

$$Q_{C_I} = G_R (h_3 - h_4'); \quad (24)$$

$$Q_{C_II} = G_R (h_4' - h_4''), \quad (25)$$

где h_i — энтальпия фреона в характерных точках цикла (см. табл. 1).

Ввиду постоянства свойств забортной воды, используемой для охлаждения фреона в конденсаторе, с достаточной степенью точности ее массовый расход может быть вычислен как

$$G_{wat} = \frac{Q_{C_I} + Q_{C_II}}{c_{p_wat} \Delta t_{wat}}, \quad (26)$$

где c_{p_wat} — теплоемкость воды, Дж/(кг · К); Δt_{wat} — изменение температуры воды в конденсаторе (принято равным 6 °С).

Основные геометрические параметры теплообменника-конденсатора (внутренний диаметр, рабочая длина трубок) выбраны по рекомендациям, приведенным в работе [7].

Методика проектного расчета предполагает корректное описание движения теплоносителей при сохранении условия равенства тепловых потоков от фреона к стенке трубы и от стенки к забортной воде. Для расчета коэффициентов теплоотдачи конденсатора, так же как и для испарителя, использовались реальные теплофизические свойства рабочих тел [6], зависящие от температуры.

Для расчета чисел Рейнольдса потоков рабочих тел в зоне I (охлаждения пара) для трубного и межтрубного пространства применялась зависимость (6), а для расчета теплоотдачи рабочих веществ — формула (23).

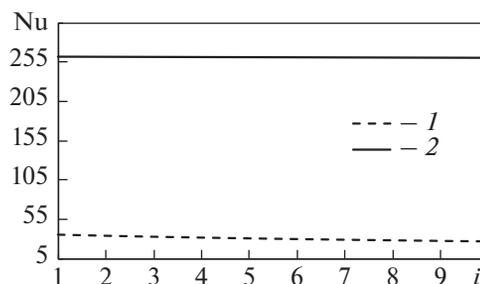


Рис. 9. Изменение числа Нуссельта фреона (1) и воды (2) по длине зоны охлаждения пара

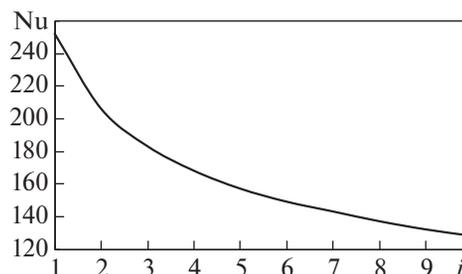


Рис. 10. Изменение числа Нуссельта фреона по длине зоны конденсации

Изменения чисел Нуссельта по длине зоны I для пара фреона и забортной воды представлены на рис. 9.

На участке конденсации со стороны охлаждающей забортной воды теплоотдача определяется так же, как и для зоны I.

Полученные оценки чисел Рейнольдса пленки Re_{R_I} конденсирующегося фреона свидетельствуют о ламинарном характере течения ($Re_{R_I} < 1600$), что позволяет использовать для расчета среднего коэффициента теплоотдачи следующую зависимость [10]:

$$\overline{Nu}_{R_II} = 0.728 \left(\frac{r_{RG} \rho_{R_I} d_{out}^3}{\lambda_{R_I} \Delta T \nu_{R_I}} \right)^{1/4}, \quad (27)$$

где $\Delta T = T_s - T_w$ — разность температур насыщения (конденсации) фреона и стенки, К.

Рассчитанные по (27) числа Нуссельта со стороны фреона по длине зоны конденсации представлены на рис. 10.

После определения коэффициентов теплоотдачи коэффициенты теплопередачи по (7) и необходимая площадь поверхности теплообмена по (9)–(11) определяются аналогично тому, как это было сделано для ФПГ. Полученные в результате расчета геометрические параметры конденсатора приведены в табл. 3. Как и ранее для ФПГ, в этой

Таблица 3. Геометрические параметры конденсатора

Характерный размер конденсатора	Значение	Без оребрения			С оребрением при $\eta_f = 3$		
		$\frac{S_{C_I}}{S_{C_Σ}}$	$\frac{S_{C_II}}{S_{C_Σ}}$	n	$\frac{S_{C_I}}{S_{C_Σ}}$	$\frac{S_{C_II}}{S_{C_Σ}}$	n
Диаметр трубок, м:							
d_{out}	0.025						
d_{in}	0.020	0.235	0.765	213	0.197	0.803	112
Длина L , м	2.0						
Диаметр D , м	1.0						
Диаметр трубок, м:							
d_{out}	0.020						
d_{in}	0.018	0.287	0.713	402	0.224	0.776	174
Длина L , м	3.0						
Диаметр D , м	1.5						

таблице представлены результаты вычислений геометрических параметров конденсатора при интенсификации теплообмена путем оребрения стенок с принятым коэффициентом оребрения $\eta_f = 3$.

Предложенная в настоящей работе методика расчета может быть расширена и детализирована на основании более точного и полного описания теплофизических свойств рабочих веществ, механизмов теплообмена и гидродинамики при явлениях фазового перехода. Кроме того, актуальным представляется введение дополнительного гидравлического и прочностного одномерного расчета, что позволит более тщательно спроектировать конструкцию теплообменного аппарата.

ВЫВОДЫ

1. Приведенная в настоящей работе методика предварительного проектирования теплообменных аппаратов ОРС-установок основана на методе последовательных приближений и позволяет учитывать переменность теплофизических свойств рабочих тел, особенности теплообменных процессов, изменения геометрических параметров аппаратов и пр.

2. Методика является универсальной, т.е. применима для различных рабочих веществ, схем их движения в проектируемых аппаратах, процессов теплообмена. Кроме того, она дает возможность анализировать влияние применяемых методов интенсификации теплообмена, что наглядно продемонстрировано полученными результатами.

3. Методика может быть дополнена имеющимися эмпирическими данными для более точного описания теплофизических свойств используе-

мых рабочих веществ, механизмов теплообмена и гидродинамики при явлениях фазового перехода, расчетов теплотехнических характеристик аппаратов и пр.

4. Дополнение предложенной методики гидравлическим и прочностным расчетами позволит сформировать законченное представление о проектируемой конструкции теплообменного аппарата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Денисов-Винский Н.Д.** Некоторые экономические аспекты внедрения ОРС-установок на промышленных предприятиях России // Энергорынок. 2014. Т. 119. № 4. С. 38–43.
2. **Анализ** современных технических решений при разработке ОРС установок с органическими рабочими жидкостями / Ю.М. Бродов, О.В. Комаров, В.А. Седунин, В.Л. Блинов, И.С. Елагин // Проблемы энергетики. 2016. № 7–8. С. 24–31.
3. **Барановский В.В., СаадЕддин Али.** Обоснование выбора главных двигателей для перспективных надводных кораблей // Морской вестник. 2011. Т. 39. № 3. С. 56–58.
4. **Антаненкова И.С., Ветренко А.А.** Термодинамический анализ эффективности цикла судовой утилизационной энергоустановки на низкокипящем рабочем веществе // Морской вестник. 2019. Т. 70. № 2. С. 58–61.
5. **Огуречников Л.А.** Выработка электроэнергии на фреоне R245fa // Холодильная техника. 2019. № 1. С. 26–29.
6. **База** данных о теплофизических и переносных свойствах веществ NIST REFPROP DATABASE Version 8.0.

7. **Агафонов В.А.** Судовые конденсационные установки. Л.: Судпромгиз, 1963.
8. **Тепловой** расчет котлов (Нормативный метод). 3-е изд., перераб. и доп. СПб.: НПО ЦКТИ, 1998.
9. **Солодов А.** Электронный курс тепломассообмена. Математические и компьютерные модели тепло-
- массообмена. В 2 т. Saarbrucken: Palmarium Academic Publishing, 2014.
10. **Ягов В.В.** Теплообмен в однофазных средах и при фазовых превращениях: учеб. пособие для вузов. М.: Издательский дом МЭИ, 2014.
11. **Михеев М.А., Михеева И.М.** Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977.

Designing the Main Heat-Transfer Equipment of an ORC-System for the Internal Combustion Engines of Shipboard Installations

I. S. Antanenkova^{a,*}, A. P. Koroleva^{a,b}, M. S. Frantsuzov^{b,c,**}, A. A. Sukhikh^a, and V. V. Sychev^a

^a National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

^b Baranov Central Institute of Aviation Motors, Moscow, 111116 Russia

^c Bauman Moscow State Technical University (National Research University), Moscow, 105005 Russia

*e-mail: antanenkovais@mail.ru

**e-mail: mfrancuzov@yandex.ru

Abstract—The application of an electricity-generation technology involving the use, in a so-called organic Rankine cycle (ORC), of low-boiling working fluids holds promise for many fields of science and engineering in Russia. Many industrial and technological processes and operation of mechanisms and devices are often accompanied by releasing a large amount of low-grade (rejection) heat. As a rule, this heat is not usefully utilized and dissipates in the environment. Recovering the heat of exhaust gases from gas-turbine engines and diesel-generators in motor-road, railway, marine, and river transport; in gas transportation systems; in military engineering; etc. is one of the most promising application fields of this technology. In particular, an analysis of the technological parameters characterizing the operation of modern shipboard installations makes it possible to judge about the applicability of the ORC technology for improving their energy efficiency. However, the need to develop compact heat exchangers, which are designed through numerically analyzing the boiling and condensation of low-boiling working fluids (that are in themselves complex thermodynamic phenomena), is one of the most serious factors impeding the application of ORC installations in transport vehicles. The article presents a calculation procedure for preliminary designing the heat exchangers for ORC installations represented by a refrigerant vapor generator and a refrigerant condenser. The proposed procedure, which is based on the method of successive approximations, makes it possible to take into account the variability in the thermophysical properties of the used working fluids, the specific features of heat-transfer processes, changes in the geometrical parameters of the devices, the influence of process enhancement methods, etc. The article also gives results from testing the proposed procedure for the vapor generator and condenser of an ORC installation operating with R245fa fluoroorganic working fluid. The main geometrical and thermal characteristics necessary for designing the equipment of an ORC installation that recovers the heat of exhaust gases from Type 6M32 internal combustion engines used in a shipboard installation are obtained.

Keywords: organic Rankine cycle (ORC), heat-exchange equipment, low-boiling working fluids, internal combustion engine exhaust heat recovery, shipboard installations, refrigerant vapor generator, refrigerant condenser