



МЕХАНИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ДВИЖИТЕЛИ

УДК 697.9 + 662.99
EDN YMXRYV

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ И РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ РОТОРНОГО РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

А.А. Серов, канд. техн. наук, НПО «Обуховский завод», 192012 Россия, Санкт-Петербург, пр. Обуховской Обороны, д. 120, стр. 19, пом. 1-Н, № 708, e-mail: serov_sasha@bk.ru

А.В. Серов, канд. техн. наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121 Россия, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3, e-mail: a.serov58@gmail.com

А.В. Цыганков, д-р техн. наук, профессор, ОЦ «Энергоэффективные инженерные системы» ИТМО, 191002 Россия, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, д. 9, e-mail: tsygaav@hotmail.com

Рассмотрена возможность применения роторных регенеративных теплообменников в судовых системах вентиляции с целью повышения энергоэффективности судна. Разработан метод оценки эффективности системы. Предложены различные конструктивные параметры насадок. Произведено расчетное исследование оценки эффективности всех рассмотренных вариантов конструкции насадки. Получены варианты оптимизации существующей системы приточно-вытяжной вентиляции с регенеративным теплообменником. Приведены рекомендации по подбору параметров для конструирования насадки.

Ключевые слова: оптимизация, регенеративный теплообменник, насадка регенеративного теплообменника, система вентиляции, кондиционирование воздуха, энергоэффективность, энергосбережение.

Для цитирования: Серов А.А. Оптимизация конструктивных и режимных параметров роторного регенеративного теплообменника / А.А. Серов, А.В. Серов, А.В. Цыганков // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2025. — № 80. — С. 156 — 165. — EDN YMXRYV.

OPTIMIZING THE OPERATING AND DESIGN PARAMETERS OF REGENERATIVE ROTARY HEAT EXCHANGERS

A.A. Serov, PhD, NPO Obukhov plant, 192012 Russia, Saint-Petersburg, pr. Obukhovskoi Oborony, d. 120, str. 19, pom. 1-N, № 708, e-mail: serov_sasha@bk.ru

A.V. Serov, PhD, Associate Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, 190121 Russia, St. Petersburg, Lotsmanskaya ul., 3, e-mail: a.serov58@gmail.com

A.V. Tsygankov, DSc, Professor, EC "Energy-Efficient Engineering Systems" ITMO, e-mail: tsygaav@hotmail.com

The possibility of using rotary regenerative heat exchangers in marine ventilation systems in order to increase the ship's energy efficiency is considered. A method for evaluating the efficiency of the system has been developed. Various design parameters of rotor are suggested. The calculation study of the effectiveness evaluation of all considered variants of the design of the rotor was conducted. Variants of optimization of the existing system of supply and outgoing ventilation with regenerative heat exchanger are obtained. The recommendations on the selection of parameters for rotor design are given.

Keywords: optimization, regenerative heat exchanger, regenerative heat exchanger rotor, ventilation system, air conditioning, energy efficiency, energy saving.

For citation: Serov A.A., Serov A.V., Tsygankov A.V. Optimizing the operating and design parameters of regenerative rotary heat exchangers. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2025. No. 80. P. 156 — 165. EDN YMXRYV. (In Russ.)

ВВЕДЕНИЕ

Проблема энергоэффективности морских судов приобретает все большую актуальность в связи с введением новых требований в МК МАРПОЛ по энергоэффективности, которые постоянно ужесточаются. С проблемой выполнения требований по соответствию судна показателю СП сталкиваются судовладельцы всех судов, совершающих транспортную работу валовой вместимостью 5000 и более. При этом достижение требуемого значения показателя СП возможно как за счет эксплуатационных параметров судна (эксплуатационной скорости, коэффициента ходового времени), так и за счет изменения конструкции судов, применения новых видов топлива, модернизации механизмов и систем для уменьшения потребления энергии. Причем для достижения положительных рейтингов важно энергосбережение не только на ходовых режимах, но и когда судно не имеет ход, так как в этом случае нет возможности использовать для обогрева утилизационные котлы и тепло от системы охлаждения главных двигателей.

Модернизация существующих судов для повышения энергоэффективности, как правило, требует от судовладельца серьезных затрат, часто с временным выводом судна из эксплуатации. Поэтому поиск путей повышения энергоэффективности, которые не требуют больших затрат при модернизации, остается и будет становиться все более актуальной задачей для морской отрасли.

Одной из систем, энергоэффективность которой можно повысить без существенных затрат, является судовая система кондиционирования и вентиляции. Кратность вентиляции судовых помещений обычно назначается согласно требованиям Правил Регистра, исходя из опасности оборудования, расположенного в этом помещении, и опасных веществ, содержащихся в нем. Например, в помещении холодильных машин требуется непрерывно работающая вентиляция кратностью 10 обменов в час (без учета аварийной вентиляции), в грузовых насосных отделениях на танкерах — 20 воздухообменов в час, в грузовых помещениях для перевозки автотранспорта с топливом в баках — 10 воздухообменов в час, в станциях пожаротушения и генераторов инертного газа — 6 воздухообменов в час. При этом температура в помещении должна определяться исходя из поддержания оборудования в работоспособном состоянии или необходимого температурного режима перевозки груза и комфортного расположения экипажа. При этом затраты на поддержание необходимой температуры воздуха будут весьма существенны. Например, расчет показывает, что для насосного отделения объемом 100 м^3 с кратностью вентиляции 20 воздухообменов в час (как того требуют Правила Регистра) и перепадом температур с наружным воздухом 40°C (что не редкость в наших широтах) потребуется электрический обогреватель мощностью около 29 кВт. В таких условиях для экономии энергии напрашивается применение устройства для регенерации тепла или холода путем организации теплообмена между уходящим и приходящим воздухом.

СУДОВЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Под процессом кондиционирования воздуха в соответствии с ГОСТ 22270-2018 понимается автоматическое поддержание в помещениях всех или отдельных параметров воздуха (температуры, относительной влажности, чистоты и подвижности) с целью обеспечения заданных параметров микроклимата, наиболее благоприятных для самочувствия людей, ведения технологического процесса и обеспечения сохранности материальных ценностей.

Системы кондиционирования воздуха, впервые установленные на судах в конце XIX в., в настоящее время широко используются как на плавучих, так и на морских стационарных объектах, и внимание к условиям обитаемости и энергоэффективности (энергосбережению) только возрастает [1 — 3].

В состав приточно-вытяжных систем вентиляции могут включаться рекуперативные и регенеративные теплообменники, которые выполняют роль обогревателя, передавая теплоту приточному воздуху. По разным данным, регенеративный теплообменник способен передать 60 — 90 % теплоты вытяжного воздуха [4 — 9]. Бесспорным преимуществом регенеративных теплообменников роторного типа (рис. 1) для применения на судах является возможность их установки на приемных воздухозаборниках систем вентиляции, без необходимости переделки систем вентиляции. Как следствие, поиск методов оптимизации конструкции, в частности насадки роторного регенеративного теплообменника, является важной задачей в решении вопроса энергосбережения.

Правильный подбор насадки теплообменника позволит не только повысить эффективность насадки, но и снизить ее массу. Для каждой отдельной системы, в зависимости от разности температур, требуемого обеспечиваемого расхода и других сторонних (дополнительных) требований, нужно подбирать свои

параметры насадки. Неправильный подбор насадки в различных ситуациях может привести к снижению эффективности, проблемам с монтажом, невозможности обеспечения необходимого расхода воздуха и конденсации-обмерзанию влаги в каналах, что может нарушить работу приточно-вытяжной вентиляции.

Разработка метода оценки эффективности насадки регенеративного теплообменника по целевой функции с весовыми коэффициентами позволит быстро получить требуемые варианты оптимизации существующей насадки в соответствии с выбранными приоритетами заказчика и совершенствовать системы вентиляции и кондиционирования различных сооружений, в том числе морских объектов и судов.

Задачами исследования являются:

- определение параметров (частных критериев), по которым возможна оптимизация насадки роторного регенеративного теплообменника;
- формирование целевой функции оптимизации насадки регенеративного теплообменника;
- проверка эффективности применения целевой функции.

ОБЪЕКТ И МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ

Объектом исследования является приточно-вытяжная установка с роторным регенеративным теплообменником (рис. 1) [10]. Исследование включает в себя решение оптимизационной задачи — поиск оптимальных конструктивных и режимных параметров насадки.

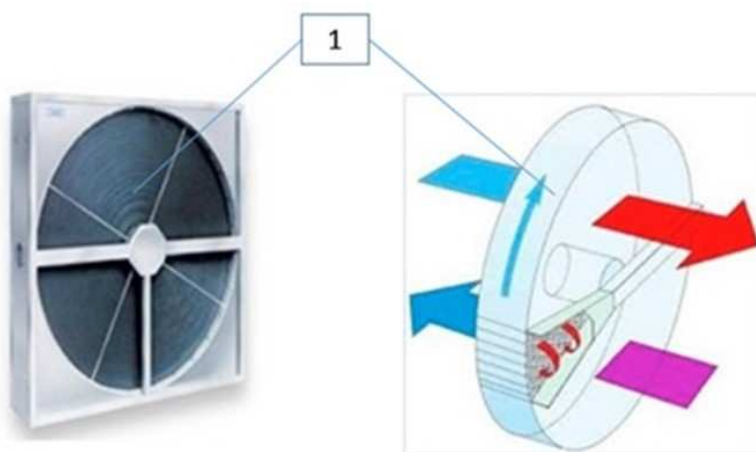


Рис. 1. Роторный регенеративный теплообменник; 1 — теплоаккумулирующий ротор

При проектировании любого технического объекта поиск оптимального решения заключается в нахождении вектора варьируемых (управляющих) параметров (характеристик и режимов), обеспечивающих максимум (минимум) целевой функции, определяющей соответствие проекта техническому заданию [11, 12].

Математическая модель проектируемого объекта в общем случае имеет вид:

$$Y = f(X, Z),$$

где Y — вектор выходных параметров; включает в себя регламентируемые технические, экономические и прочие параметры объекта, которые могут быть рассмотрены как критерии оптимальности;
 X — вектор варьируемых (внутренних) параметров, управляющих вектором Y ;
 Z — вектор внешних условий и ограничений; включает в себя технологические, климатические, экологические и другие характеристики, определяющие условия и особенности работы проектируемого объекта.

Для перехода к однокритериальной целевой функции существует два основных подхода.

В первом случае из совокупности частных критериев выбирается один, который становится целевой функцией, а остальные критерии относят к ограничениям Z_i , определяющим допустимую область D изменения варьируемых параметров. Однако такая постановка неэффективна, если критерии близки по значимости.

Другим подходом к формированию целевой функции является объединение всех частных критериев в одну функцию, которую принято называть сверткой частных критериев.

Аддитивная целевая функция имеет вид:

$$F(Y) = \sum_{i=1}^n a_i Y_i, \quad (1)$$

где: Y_i — частный критерий;
 a_i — весовой коэффициент частного критерия.

Если проектирование проводится на основе прототипа, тогда в качестве нормирующих параметров могут выбираться частные критерии прототипа. Тогда аддитивная целевая функция принимает вид:

$$F(Y) = \sum_{i=1}^n a_i Y_i / c_i, \quad (2)$$

где c_i — частный критерий прототипа.

Допустимая область изменения варьируемых параметров определяется на основании анализа опыта проектирования и эксплуатации аналогичных конструкций. При отсутствии необходимой информации, в первом приближении, области изменения могут определяться в виде диапазона отклонений от номинального (базового) значения варьируемого параметра:

$$X_{\max} = (1 + \Delta X)X,$$

$$X_{\min} = (1 - \Delta X)X,$$

где $0 \leq \Delta X \leq 1$ — относительное отклонение варьируемого параметра от номинального значения.

Так как целевая функция формируется на основании технического задания на проектирование или экспертизу технического решения, то в дальнейшем в качестве примера рассматривается задача оптимизации регенеративного роторного теплообменника, для которого заданы расходы и температуры приточного и вытяжного воздуха. Необходимо обеспечить максимальный коэффициент регенерации теплоты вытяжного воздуха при минимальных эксплуатационных затратах и минимальной массе (или габаритах) ротора.

В качестве прототипа (базы) проектного решения принят регенеративный теплообменник приточно-вытяжной установки Flakt Woods Semco TS.

Основные параметры эквивалентной модели теплоаккумулирующей насадки приведены в табл. 1.

Вектор варьируемых геометрических и режимных параметров — $X(n_{\text{Э}}, d_{\text{Э}}, l_{\text{Э}}, t_{\text{Э}}, \tau_{\text{Э}})$.

Вектор внешних параметров — $Z(G_{H \text{ out}}, G_{H \text{ in}}, T_{\text{out}}, T_{\text{in}}, \rho_{\text{н}}, c_{\text{н}})$.

Частные критерии сформулированной выше оптимизационной задачи:

$$Y_1 = K_T = \frac{T_I - T_{\text{out}}}{T_{\text{in}} - T_{\text{out}}} \text{ — коэффициент регенерации теплоты вытяжного воздуха, } T_I \text{ — температура на притоке}$$

в помещение, °C;

$$Y_2 = M_{\text{Э}} = \pi d_{\text{Э}} t_{\text{Э}} l_{\text{Э}} \rho_{\text{н}} n_{\text{Э}} \text{ — масса насадки, кг;}$$

$$Y_3 = N_{\text{Э}1} = \Delta P \text{ — потери давления в насадке, Па;}$$

$$Y_4 = N_{\text{Э}2} = T_{\text{тр}} / \tau_{\text{Э}} \text{ — потери трения в опорах ротора, Вт.}$$

Потери давления в эквивалентном цилиндрическом канале при ламинарном движении и равенстве расходов приточного и вытяжного воздуха вычисляются по формуле Пуазейля:

$$G_H / n_{\text{Э}} = \frac{\pi d_{\text{Э}}^4}{128 l_{\text{Э}} \mu_{\text{в}}} \Delta P,$$

$$\Delta P = \frac{128 l_{\text{Э}} \mu_{\text{в}} G_H}{\pi d_{\text{Э}}^4 n_{\text{Э}}}.$$

Момент сил трения в опорах ротора:

$$T_{\text{тр}} = f_{\text{тр}} M_{\text{Э}} g d_{\text{ш}} / 2.$$

Здесь: G_H — расход воздуха на вытяжке и притоке, м³/с;

$T_{\text{out}}, T_{\text{in}}$ — температура наружного воздуха и воздуха в помещении, °C;

ΔP — потери давления на насадке, Па;

$M_{\text{Э}}$ — масса насадки, кг;

$n_{\text{Э}}$ — количество каналов в эквивалентной насадке;

$d_{\text{Э}}$ — диаметр эквивалентного канала, м;

l_3 — длина эквивалентного канала, м;
 t_3 — толщина стенки эквивалентного канала, м;
 τ_3 — период вращения насадки, с;
 $d_{ш}$ — внутренний диаметр подшипника, м;
 ρ_n — плотность материала насадки, кг/м³;
 c_n — удельная теплоемкость материала насадки, Дж/(кг·К);
 μ_v — динамический коэффициент вязкости воздуха, Па·с;
 g — ускорение свободного падения, м/с²;
 $f_{тр}$ — коэффициент трения в опорах качения.

В качестве нормирующих параметров в формуле (2) приняты соответствующие частные критерии, вычисленные для прототипа по эквивалентной модели (табл. 1). Частные критерии базового варианта приведены в табл. 2. Весовые коэффициенты частных критериев a_i в формуле (2) определяются на основе экспертных оценок и технического задания на проектирование. Если решением оптимизационной задачи является поиск максимума целевой функции, то коэффициенты считаются положительными, если частный критерий необходимо увеличивать, и отрицательными, если частный критерий следует уменьшать.

Целевая функция сформулированной задачи из формулы (1):

$$F(X) = \frac{T_I - T_{out}}{T_{in} - T_{out}} a_1 - \pi d_3 t_3 l_3 \rho_n n_3 a_2 / M^* - \frac{128 l_3 \mu_v G_H}{\pi d_3^4 n_3} a_3 / N_1^* - f_{тр} \pi d_3 t_3 l_3 \rho_n n_3 g (d_{ш}/2) (a_4 / N_2^*).$$

Решение проводилось методом случайного поиска — наиболее простым с алгоритмической точки зрения с последовательным уменьшением области определения целевой функции.

Метод случайного поиска является развитием метода проб и ошибок. Он основан на бинарном сравнении целевых функций, вычисленных на случайных выборках варьируемых параметров. Так как предварительная информация о топологии целевой функции отсутствует, то случайная выборка формируется по равномерному закону распределения.

Таблица 1

Эквивалентная модель насадки Flakt Woods Semco TS

Наименование	Обозначение	Ед. измерения	Значение
Кол-во эквивалентных каналов	n_3	—	89 600
Диаметр канала	d_3	мм	1,8
Длина канала	l_3	мм	200
Толщина стенки канала	T_3	мм	0,17
Период вращения насадки	τ_3	сек	4,1
Расход приточного воздуха через насадку	G_{Hout}	м ³ /с	512
Расход вытяжного воздуха через насадку	G_{Hin}	м ³ /с	512
Температура приточного воздуха	T_{out}	°C	7
Температура вытяжного воздуха	T_{in}	°C	22
Плотность материала насадки	ρ_n	кг/м ³	2700
Удельная теплоемкость материала насадки	c_n	Дж/кг·К	900

Таблица 2

Частные критерии прототипа для целевой функции

Наименование	Обозначение	Значение
Коэффициент регенерации теплоты вытяжного воздуха	K_T^*	модель 1 — 0,738; модель 2 — 0,793; модель 3 — 0,780
Масса насадки, кг	M^*	43,92
Потери давления в каналах насадки, Па	N_{31}^*	92,08
Потери трения в опорах ротора, Вт	N_{32}^*	0,084

Таблица 3

Весовые коэффициенты оптимизационных задач

Вариант	a_1	a_2	a_3	a_4
1	1	0	0	0
2	0,25	0,25	0,25	0,25
3	0,50	0,50	0	0
4	0,80	0,20	0	0
5	0,60	0,35	0,05	0

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

Решение оптимизационной задачи было выполнено для пяти наборов весовых коэффициентов, определяющих значимость частных критериев оптимальности (табл. 3) для трех линейаризованных моделей теплового расчета насадки теплообменника, отличающихся учетом влияния на коэффициент регенерации теплоты воздуха, оставшегося в канале при смене циклов аккумуляции и регенерации.

Для модели 1 было принято, что теплота, оставшаяся в канале после смены цикла, не передается помещению и, как следствие, считается потерянной.

Для модели 2 было принято, что теплота, оставшаяся в канале после смены цикла, переходит в следующий цикл.

Для модели 3 было принято, что теплотой, оставшейся в канале после смены цикла, можно пренебречь.

На полученные решения накладывались дополнительные ограничения:

- масса насадки не более 60 кг;
- перепад давления на насадке не более 184 Па;
- коэффициент регенерации не ниже 0,7 по модели 2.

По итогам первой итерации с учетом дополнительных ограничений в выборку попали 2 % от всех полученных вариантов; после второй итерации в выборку попал 41 % и после третьей итерации — 64 % от всех полученных вариантов.

Как следствие, сокращение диапазонов варьируемых параметров по результатам итерации ведет к увеличению количества рассматриваемых решений, тем самым повышая точность каждой последующей итерации.

По результатам расчетов построено пять графиков для различных наборов весовых коэффициентов (значений частных критериев), изображенных на рис. 2 — 6. Графики показывают изменение значения целевой функции от прототипа до последней итерации для трех выбранных моделей.

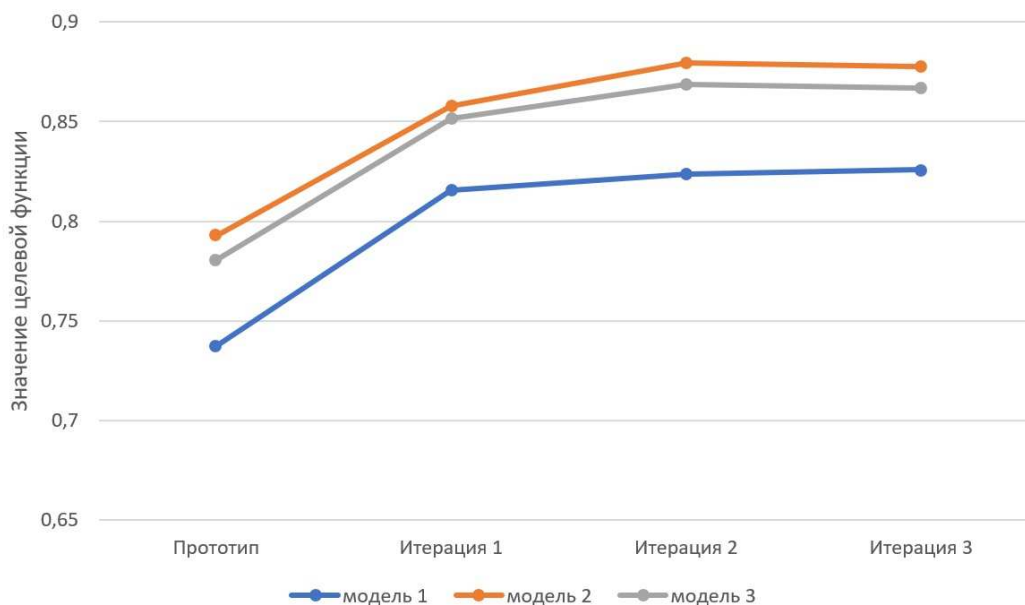


Рис. 2. Изменение целевой функции с итерациями, $a_1 = 1$; $a_2 = 0$; $a_3 = 0$; $a_4 = 0$

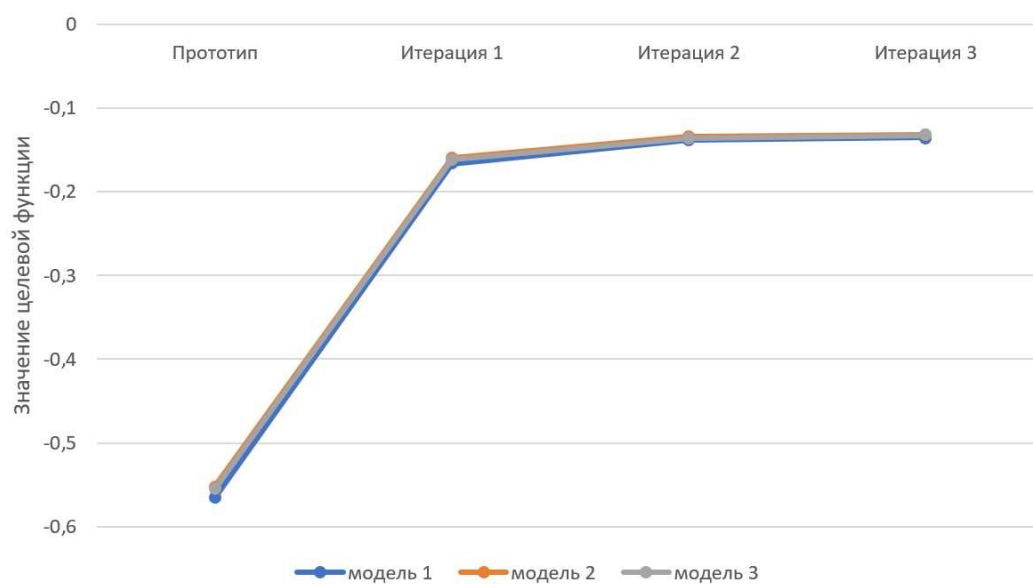


Рис. 3. Изменение целевой функции с итерациями, $a_1=0,25$; $a_2=0,25$; $a_3=0,25$; $a_4=0,25$

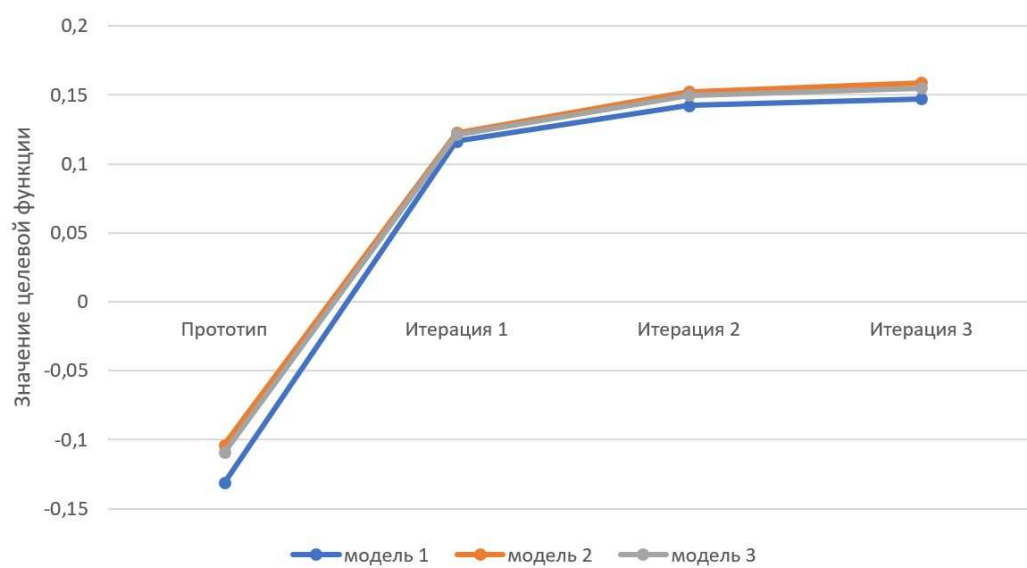


Рис. 4. Изменение целевой функции с итерациями, $a_1=0,5$; $a_2=0,5$; $a_3=0$; $a_4=0$

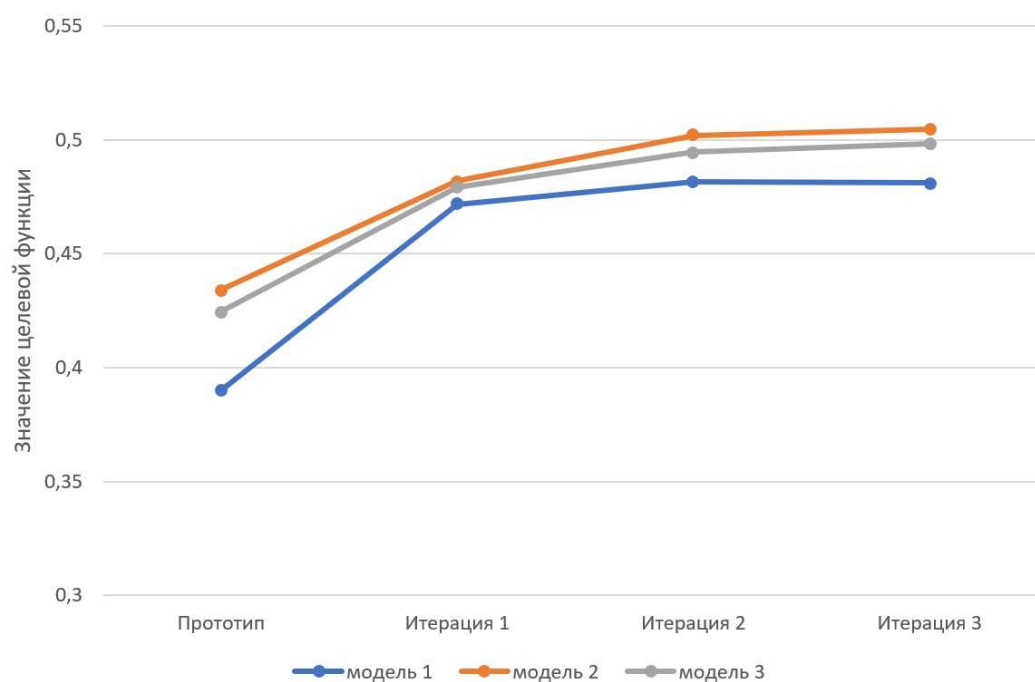


Рис. 5. Изменение целевой функции с итерациями, $a_1=0,8$; $a_2=0,2$; $a_3=0$; $a_4=0$

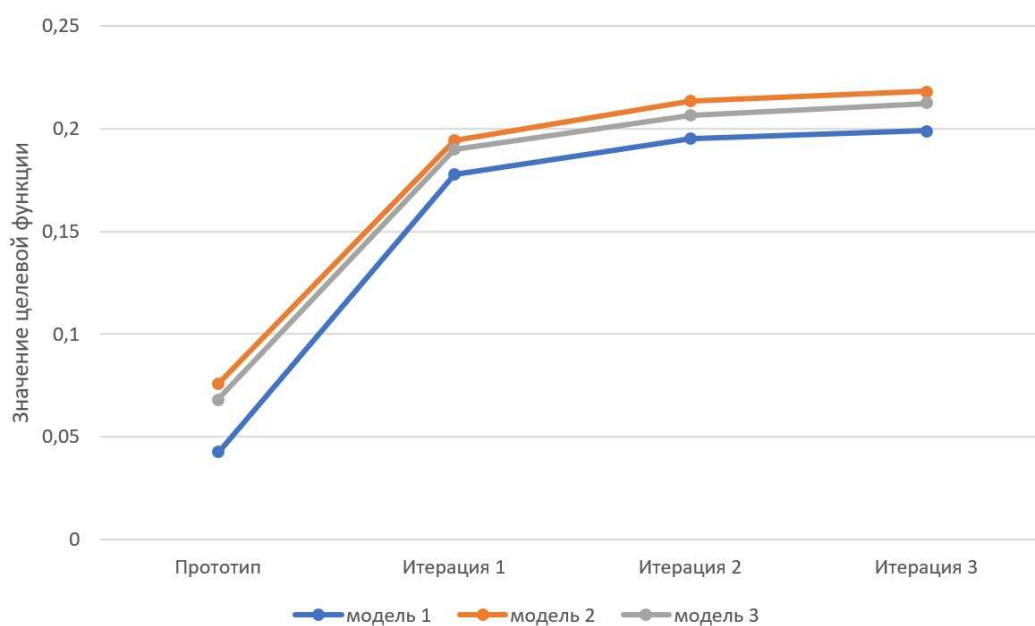


Рис. 6. Изменение целевой функции с итерациями, $a_1=0,6$; $a_2=0,35$; $a_3=0,05$; $a_4=0$

На основании расчетов были определены варианты оптимизации рассматриваемой насадки регенеративного теплообменника, получены следующие результаты:

- решения оптимизационной задачи по трем линеаризованным моделям близки, максимальное отличие результатов получено для однопараметрической задачи — возможность увеличения коэффициента регенерации на 10 — 20 %;
- для всех наборов весовых коэффициентов частных критериев получены значения целевой функции большие, чем у прототипа, а зависимость целевой функции от количества итераций носит асимптотический характер;
- значения целевой функции, близкие к максимальным, достигаются уже на второй и третьей итерациях.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате исследования были определены частные критерии для оптимизации насадки роторного регенеративного теплообменника. Разработан метод оценки эффективности насадки регенеративного теплообменника по целевой функции с весовыми коэффициентами. На базе проведенных расчетов предложен общий подход к решению поставленной оптимизационной задачи.

Расширение применения регенеративных и рекуперативных теплообменников в судовых энергетических системах позволит существенно улучшить энергосбережение на судах.

Совершенствование систем вентиляции и кондиционирования жилых и служебных помещений (обеспечение общесудовых нужд) внесет свой вклад в поиск резервов повышения энергоэффективности судов [13]. Если судну по результатам года эксплуатации присвоен рейтинг СII Е или три года подряд присваивался рейтинг D, то на судне должны быть разработаны меры по повышению энергоэффективности [14]. В качестве одной из таких мер, не обременительной для судовладельца, можно предложить оборудование регенеративными теплообменниками роторного типа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бурцев С.И. Современный подход к кондиционированию воздуха на кораблях и судах / С.И. Бурцев // Судостроение. — 2016. — № 5. — С. 42 — 45.
2. Чернов А.И. Проектирование вспомогательных энергетических установок судов: Установки кондиционирования воздуха: уч. пос. / А.И. Чернов. — СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2024. — 99 с.
3. Есев А.И. Оптимизация процессов кондиционирования воздуха на судах-балкерах / А.И. Есев // Znanstvena misel. — 2022. — № 66. — С. 49 — 54.
4. Лисиенко В.Г. Хрестоматия энергосбережения: справочник в 2 кн. / В.Г. Лисиенко, Я.М. Щелоков, М.Г. Ладыгичев. — М.: Теплотехник, 2005. — 768 с.
5. Кокорин О.Я. Энергосбережение в системах отопления, вентиляции, кондиционирования / О.Я. Кокорин. — М.: АСВ, 2013. — 256 с.
6. Дуболазова Л.В. Эффективность работы теплоутилизаторов систем вентиляции и кондиционирования воздуха / Л.В. Дуболазова // Комплексные исследования в рыбохозяйственной отрасли: м-лы Нац. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. — Владивосток, 2025. — С. 366 — 370.
7. Shah R.K. Fundamentals of heat exchanger design / R.K. Shah, D.P. Sekulic. — John Wiley & Sons, 2003. — 976 p.
8. Yilmaz T. Design of regenerative heat exchangers / T. Yilmaz, O. Büyükalaca // Heat Transfer Engineering. — 2003. — Vol. 24, Issue 4. — P. 32 — 38. — DOI 10.1080/01457630304034.
9. Cicek K. Selection of porous materials in marine system design: The case of heat exchanger aboard ships / K. Cicek, M. Celik // Materials and Design. — 2009. — Vol. 30, Issue 10. — P. 4260 — 4266.
10. Серов А.А. Методика расчета эффективности регенеративного теплообменника / А.А. Серов, А.С. Шилин // Актуальные проблемы морской энергетики: м-лы Восьмой междунар. науч.-техн. конф. — СПб.: Изд-во СПбГМТУ 2019. — С. 303 — 307.
11. Карпенко А.П. Современные алгоритмы поисковой оптимизации. Алгоритмы, вдохновленные природой: уч. пос. / А.П. Карпенко. — М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2014. — 446 с.
12. Иванова О.А. Применение метода ранговой корреляции на стадии концептуального проектирования морских технических сооружений / О.А. Иванова, А.В. Родькина // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2024. — № 76. — С. 63 — 73.
13. Шурпак В.К. Оценка влияния основных судовых систем на показатели энергетической эффективности судов / В.К. Шурпак, А.А. Серов // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2017. — № 48/49. — С. 95 — 103.
14. Шурпак В.К. Новые требования ИМО по уменьшению выбросов углекислого газа с морских судов, совершающих транспортную работу / В.К. Шурпак, С.А. Толмачев, М.В. Мусонов // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2021. — № 64/65. — С. 4 — 18. — EDN GSJPWF.

REFERENCES

1. Burtsev S.I. Sovremennyyi podkhod k konditsionirovaniyu vozdukha na korablyakh i sudakh [Modern approach to air conditioning onboard ships and vessels]. *Sudostroenie*. 2016. No. 5. P. 42 — 45.
2. Chernov A.I. Proektirovanie vspomogatel'nykh energeticheskikh ustanovok sudov: Ustanovki konditsionirovaniya vozdukha [Design of auxiliary power installations of ships: Air conditioning units: a study guide]. St. Petersburg: SPbSMTU, 2024. 99 p.
3. Yesyev A.I. Optimization of air conditioning processes on bulk carriers ships. *Znanstvena misel*. 2022. № 66. S. 49 — 54. (In Russ.)
4. Lisienko V.G. Shchelokov Ya.M., Ladygichev M.G. Khrestomatiya energosberezheniya [Chrestomathy on energy saving: reference book in 2 vols]. Moscow: Teplotekhnika, 2005. 768 p.
5. Kokorin O.Y. Energosberezhenie v sistemakh otopeniya, ventilyatsii, konditsionirovaniya [Energy saving in heating, ventilation, air conditioning systems]. Moscow: ACB, 2013. 256 p.
6. Dubolazova L.V. The efficiency of the heat exchangers of ventilation and air conditioning systems. *Comprehensive Research in the Fisheries Industry: Proceedings of the National Scientific and Technical Conference of Students, Postgraduates and Young Scientists*. Vladivostok, 2025. P. 366 — 370. (In Russ.)
7. Shah R.K., Sekulic D.P. Fundamentals of heat exchanger design. John Wiley & Sons, 2003. 976 p.
8. Yilmaz T., Büyükalaca O. Design of regenerative heat exchangers. *Heat Transfer Engineering*. 2003. Vol. 24, Issue 4. P. 32 — 38. DOI 10.1080/01457630304034.
9. Cicek K., Celik M. Selection of porous materials in marine system design: The case of heat exchanger aboard ships. *Materials and Design*. 2009. Vol. 30, Issue 10. P. 4260 — 4266.
10. Serov A.A., Shilin A.S. Method of calculation of efficiency of regenerative heat exchanger. *Actual problems of marine energy: Materials of the Eighth International Scientific and Technical Conference*. St. Petersburg: SPbGMTU, 2019. P. 303 — 307.
11. Karpenko A.P. Sovremennyye algoritmy poiskovoi optimizatsii. Algoritmy, vdokhnovlennyye prirodoy [Modern algorithms of search optimization. Algorithms inspired by nature: a study guide]. Moscow: MGTU N.E. Bauman. 2014. 446 p.
12. Ivanova O.A., Rodkina A.V. The rank correlation method application at the conceptual design stage of offshore technical structures. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2024. No.76. P. 63 — 73. (In Russ.)
13. Shurpyak V.K., Serov A.A. Evaluation of influence of main ship systems on the ship energy efficiency indices. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2017. No. 48/49. P. 95 — 103. (In Russ.)
14. Shurpyak V.K., Tolmachev S.A., Musonov M.V. New IMO requirements for reduction of carbon dioxide emissions from ships performing transport work. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2021. No. 64/65. P. 4 — 17. (In Russ.)