

## СРАВНЕНИЕ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ДЛЯ СУДОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

**Мошенцев Ю. Л.**, к.т.н., профессор кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, E-mail: [urytosh@mail.ru](mailto:urytosh@mail.ru), ORCID: 0000-0002-1377-7498;

**Гогоренко А. А.**, к.т.н., доцент, доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, E-mail: [urytosh@mail.ru](mailto:urytosh@mail.ru), ORCID: 0000-0002-9157-6659

*Системы охлаждения для судовых двигателей могут иметь различные схемы. Использование рационального подхода к созданию схемы позволяет существенно снизить суммарную массу сердцевин теплообменников в системе, что снижает ее стоимость и габариты. При этом система может быть принципиально более простой и иметь меньшее число составляющих элементов. В частности, для двигателя типа 12ЧН 18,5/21,5 (мощность 1416 кВт при 1900 об/мин коленчатого вала) рассмотрены две возможные схемы систем охлаждения. Первая, типа ЕС12В, выполнена без использования современных методов формирования рациональных схем систем охлаждения двигателей. Вторая, альтернативная система типа 2ВК1М, сформирована с использованием современных методик проектирования и относится к так называемым малорасходным системам. В результате подробных расчетов обеих схем с использованием приемов минимизации суммарных масс сердцевин теплообменников установлено, что система 2ВК1М существенно легче, чем ЕС12В. Она содержит два насоса вместо трех, имеет один контур замкнутой циркуляции вместо двух, один пучок в охладителе наддувочного воздуха вместо двух, проще по конструкции и обеспечивает желательные габариты пучков охладителей наддувочного воздуха.*

**Ключевые слова:** водо-водяной охладитель, охладитель масла, охладитель наддувочного воздуха, малорасходная система охлаждения, поверхность теплообмена.

**Постановка проблемы.** Известно, что в настоящее время объединением ведущих в мировом двигателестроении организаций проектируется новый двигатель типа 12ЧН 18,5/21,5 [1, 2], предназначенный для различных энергетических установок. Один из вариантов разработки предполагает установку данного двигателя на судах с его охлаждением забортной водой. Схема, системы охлаждения, предложенная разработчиками, достаточно современна, но не основана на последних способах интенсификации теплообмена в подобных системах. Применение современных методов проектирования систем охлаждения двигателей позволяют снизить суммарную массу сердцевин теплообменников в системе, уменьшить ее стоимость и габариты, снизить затраты на эксплуатацию системы и при этом упростить конструкцию основных элементов. В статье рассмотрены результаты расчетов предлагаемой и альтернативной систем охлаждения.

**Целью статьи** является представление результатов расчетов предлагаемой и альтернативной систем охлаждения для судового дизельного двигателя типа 12ЧН 18,5/21,5. Предложенные результаты дают количественное и качественное представление о сравниваемых системах. На основе представленных материалов обоснован выбор варианта системы охлаждения для проектируемого двигателя.

**Изложение основного материала.** Двигатель типа 12ЧН 18,5/21,5 – V-образный, имеет два одноступенчатых компрессора, по одному на каждый ряд. За каждым компрессором устанавливается отдельный охладитель наддувочного воздуха (ОНВ), состоящий из двух пучков. Первый из них (по ходу воздуха), ОНВ<sub>11</sub>, охлаждается водой «горячего» контура, второй пучок, ОНВ<sub>12</sub>, – водой «холодного» контура. Схема предлагаемой разработчиками системы охлаждения обозначена как ЕС12В (рис. 1). Система имеет два замкнутых контура – «горячий», в котором происходит охлаждение зарубашечного пространства двигателя и частично охлаждение наддувочного воздуха, и «холодный», в котором охлаждается масло и частично наддувочный воздух. Соответственно есть водяной насос «горячего» (Н<sub>г.к</sub>) и «холодного» (Н<sub>х.к</sub>) контуров. Тепло

из замкнутых контуров отводится в забортную воду через водо-водяные охладители воды ВВО<sub>1</sub> и ВВО<sub>2</sub>, которые прокачиваются насосом забортной воды (Н<sub>з.в.</sub>).

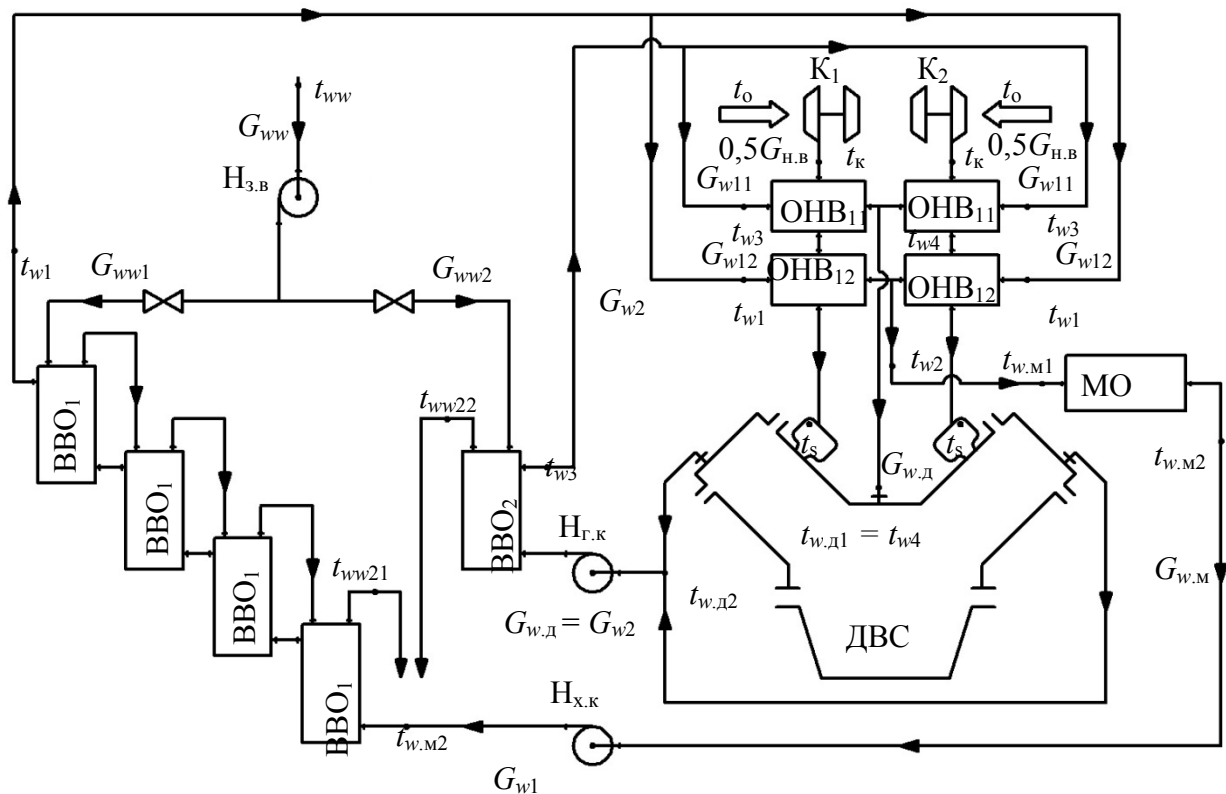


Рисунок 1 – Принципиальная схема системы охлаждения типа EC12B

Работа системы понятна на основе представленной схемы. При расчетах системы использовались начальные параметры, представленные в табл. 1. Исходные данные табл. 1 получены на основе подробного моделирования цикла двигателя. Часть данных принята на основе анализа возможного применения двигателя и системы охлаждения, а также параметров возможных двигателей-аналогов [3].

Таблица 1 – Исходные данные для прямого расчета системы охлаждения

№, n/n	Параметр	Размерность	Значение	Примечание
1.	$N_e$	кВт	1416	Мощность на номинальном режиме
2.	$n$	об/мин.	1900	Частота вращения коленчатого вала
3.	$t_o$	°С	40	Температура окружающего воздуха
4.	$t_{ww}$	°С	36,2	Температура забортной воды
5.	$P_o$	кПа	100	Давление окружающего воздуха
6.	$P_1$	кПа	500	Давление за компрессорами
7.	$t_k$	°С	250	Температура воздуха за компрессорами
8.	$t_s$	°С	45	Желательная температура воздуха в ресивере
9.	$t_{m1}$	°С	90	Температура масла за двигателем
10.	$t_{w,d2}$	°С	108	Температура пресной воды за двигателем
11.	$G_{н.в.}$	кг/с	5,87	Расход наддувочного воздуха через двигатель
12.	$G_{w1}$	кг/с	11,1	Расход воды насосом «холодного» контура
13.	$G_{w2}$	кг/с	24,4	Расход воды насосом «горячего» контура
14.	$G_{ww}$	кг/с	24,4	Расход воды насосом забортной воды
15.	$G_m$	кг/с	14	Расход масла
16.	$Q_w$	кВт	403	Тепловой поток от цилиндров двигателя в воду
17.	$Q_m$	кВт	175,4	Тепловой поток от масла

При расчетах системы предполагалось, что пучки ОНВ будут изготовлены на базе поверхности теплообмена (ПТ), производимой компанией Augubis (Швеция) [4]. ПТ изготавливается на основе коридорного пучка плоскоовальных труб с групповым ленточным сдвинуто-рассеченным оребрением. Основные плоскости оребряющих пластин расположены параллельно оси труб.

Водо-водяные охладители (ВВО) проектировались кожухотрубного типа с диагональными пучками гладких медных труб наружным диаметром 12 мм и толщиной стенки 1 мм (производитель ВВО ОАО «Бериславский машиностроительный завод», г. Берислав, Украина). Теплообменники имеют реверсивный ток взаимного течения теплоносителей и сегментные диафрагмы. ВВО<sub>1</sub> разделен на ряд противоточных реверсивных элементов.

Охладители масла (МО) также, как и ВВО, проектировались кожухотрубного типа с диагональными пучками монометаллических медных оребренных труб. Диаметр несущей трубки 12,5 мм, толщина стенки трубки 1,25 мм, наружный диаметр оребрения 24,5 мм, шаг между ребрами 2 мм. Производитель тот же, что и для ВВО. Теплообменник имеет реверсивный ток взаимного течения теплоносителей и сегментные диафрагмы.

Все теплообменники рассчитывались при условии максимального загрязнения ПТ с обеих сторон в соответствии со стандартами ТЕМА [5]. При расчетах систем охлаждения, в том числе и для ЕС12В, выполнялась минимизация суммы масс сердцевин всех теплообменников,  $M_{\Sigma}$ , так как эта величина в основном определяет стоимость и габариты системы [6]. В табл. 2 приводится величина  $M_{\Sigma}$  для системы ЕС12В, соответствующая минимально возможному значению, которое можно получить при заданных начальных условиях, используя приведенные ниже рекомендации по уменьшению массы системы.

Расчеты систем выполнялись на основе использования расчетного комплекса [7], позволяющего выполнять взаимосвязанные расчеты тепловой схемы, всех теплообменников и двигателя. Разработанный алгоритм расчета позволяет сохранять значения температур  $T_s$ ,  $T_{wd2}$ ,  $T_{m1}$  (табл. 2) постоянными. Было установлено, что минимизация  $M_{\Sigma}$  при расчетах системы ЕС12В с использованием расчетного комплекса достигается с учетом следующих соображений.

1.  $\eta_{н.в11}$  (это и прочие обозначения в табл. 2) следует увеличивать до предела. Предел связан с достижением максимально допустимых габаритов ОНВ<sub>11</sub>. С ростом  $\eta_{н.в11}$  величина  $\eta_{н.в12}$  убывает.

2.  $\eta_{в1}$  необходимо максимально снижать. При этом растет  $\eta_{н.в12}$ . Уменьшение  $\eta_{в1}$  следует вести до предела роста габаритов ОНВ<sub>12</sub> или его КПД.

3. Расход заборной воды через ВВО<sub>1</sub>,  $G_{ww1}$ , следует увеличивать. С повышением расхода заборной воды  $G_{ww1}$  падает  $\eta_{н.в12}$  при прочих равных условиях.

4. Уменьшение  $\eta_{н.в12}$  из-за роста  $G_{ww1}$  следует компенсировать новым снижением  $\eta_{в1}$  вплоть до нового достижения возможного максимума габаритов или КПД ОНВ<sub>12</sub>. Снижение  $\eta_{в1}$  уменьшает его массу (наибольшую в системе), соответственно уменьшается масса всей системы.

5. Увеличение расхода насоса заборной воды  $G_{ww}$ , если оно ведет к увеличению  $G_{ww2}$ , позволяет уменьшить  $\eta_{в2}$  и снизить его массу при прочих равных условиях.

В табл. 2 представлены габариты ОНВ<sub>11</sub> и ОНВ<sub>12</sub>, полученные из условия минимизации  $M_{\Sigma}$ . Как видно, они не позволяют изготовить ОНВ с теми ограничениями на габариты, которые указаны в примечаниях к таблице. Если реализовать систему с пучками ОНВ, у которых габариты уложатся в заданные ограничения, придется отказаться от принципов минимизации  $M_{\Sigma}$ , изложенных выше. В этом случае сильно возрастут  $M_{\Sigma}$  и  $G_{ww}$ . В частности, при обеспечении габаритов ОНВ<sub>11</sub>  $L \times B \times H = 237 \times 398 \times 382$  мм, и ОНВ<sub>12</sub>  $L \times B \times H = 258 \times 3380 \times 362$  мм расход воды заборным насосом должен составить как минимум 30 кг/с, а суммарная масса сердцевин системы  $M_{\Sigma}$  при этом возрастет до 3354 кг. Можно отметить, что даже при такой  $M_{\Sigma}$  габариты пучков несколько превысят желаемые.

Таблица 2 – Основные результаты расчетов систем типа ЕС12В и 2ВК1М

Обозначение	Размерность	ЕС12В	2ВК1М	Наименование
1	2	3	4	5
$Q_d$	кВт	403,0		Тепловой поток от цилиндров в воду
$Q_m$	кВт	175,4		Тепловой поток в масло
$G_{ww}$	кг/с	24,4		Расход насоса забортной воды
$G_{ww1}$	кг/с	10,0	19,5	Расход забортной воды через ВВО <sub>1</sub>
$G_{ww2}$	кг/с	14,4	4,9	Расход забортной воды через ВВО <sub>2</sub>
$G_{w1}$	кг/с	11,1	5	Расход пресной воды через ВВО <sub>1</sub> или ОНВ
$G_{w2}$	кг/с	24,4	1,7	Расход пресной воды через ВВО <sub>2</sub> или МО
$G_{w11}$	кг/с	12,2	–	Расход воды через один пучок ОНВ <sub>11</sub>
$G_{w12}$	кг/с	5,55	–	Расход воды через один пучок ОНВ <sub>12</sub>
$G_{w.п}$	кг/с	–	17,7	Расход воды через перепуск
$G_w$	кг/с	–	24,4	Расход воды через двигатель
$G_{н.в}$	кг/с	5,87		Расход наддувочного воздуха через двигатель
$G_{н.в1}$	кг/с	2,94	–	Расход наддувочного воздуха через один пучок
$G_m$	кг/с	14,0		Расход масла
$t_o$	°С	40,0		Температура окружающего воздуха
$t_{ww}$	°С	36,2		Температура забортной воды
$t_k$	°С	255,3		Температура воздуха за компрессором
$t_{s1}$	°С	99,9	–	Температура воздуха за ОНВ <sub>11</sub>
$t_s$	°С	45,0		Температура воздуха в ресивере двигателя
$t_{ww21}$	°С	46,9	53,4	Температура забортной воды за ВВО <sub>1</sub>
$T_{ww22}$	°С	58,1	59,5	Температура забортной воды за ВВО <sub>2</sub>
$t_{w.д2}$	°С	108,0		Температура воды за двигателем
$t_{w1}$	°С	44,1	43,4	Температура воды на входе в ОНВ <sub>12</sub> или ОНВ
$t_{w2}$	°С	51	102,4	Температура воды на выходе из ОНВ <sub>12</sub> или ОНВ
$t_{w3}$	°С	95,1	–	Температура воды перед ОНВ <sub>11</sub>
$t_{w4}(t_{w.д1})$	°С	104,1	–	Температура воды за ОНВ <sub>11</sub> (перед двигателем)
$t_{w.м1}$	°С	51	43,4	Температура воды перед маслоохладителем
$t_{w.м2}$	°С	54,8	67,9	Температура воды за маслоохладителем
$t_{m1}$	°С	90,0		Температура масла за двигателем
$t_{m2}$	°С	83,9		Температура масла за маслоохладителем
$P_1$	кПа	500	–	Давление воздуха за компрессором
ОНВ <sub>11</sub>				Пучок ОНВ в горячем контуре
схема*		1		Условное обозначение схемы
$b$		2	25	Число поперечных ходов воды
$k_{гн.в1}$	Вт/(кг·К)	183,8	211,2	Коэффициент использования массы пучка
$\eta_{н.в1}$		0,972	0,993	КПД
$L^{**}$	м	0,301	0,538	Длина по ходу воздуха
$B^{**}$	м	0,425	0,398	Ширина (перпендикулярно оси трубок)
$H^{**}$	м	0,421	0,390	Расстояние между досками
$M_{н.в1}$	кг	122	190	Масса двух пучков
ОНВ <sub>12</sub>				Пучок ОНВ в холодном контуре

Продолжение табл. 2.

1	2	3	4	5
схема*		1	–	Условное обозначение схемы
$b$		9	–	Число поперечных ходов воды
$k_{гн.в2}$	Вт/(кг·К)	183,8	–	Коэффициент использования массы пучка
$\eta_{н.в2}$		0,986	–	КПД
$L^{**}$	м	0,387	–	Длина по ходу воздуха
$B^{**}$	м	0,407	–	Ширина (перпендикулярно оси трубок)
$H^{**}$	м	0,431	–	Расстояние между досками
$M_{н.в2}$	кг	154	–	Масса двух пучков
ВВО <sub>1</sub>				Охладитель воды холодного контура
схема*		4		Условное обозначение схемы
$b_p$		4		Число противоточных реверсивных элементов
$b_w$		6	11	Число поперечных ходов пресной воды
$k_{гв1}$	Вт/(кг·К)	164,6	173,1	Коэффициент использования массы пучка
$\eta_{в1}$		0,662	0,900	КПД
$D_T$	м	0,77	0,495	Внутренний диаметр кожуха
$L_T$	м	0,92	2,56	Общая длина трубок теплообменников
$M_{в1}$	кг	514	366	Масса пучка
ВВО <sub>2</sub>				Охладитель воды горячего контура
схема*		4		Условное обозначение схемы
$b_p$		1	4	Число противоточных реверсивных элементов
$b_w$		4	27	Число поперечных ходов пресной воды
$k_{гв2}$	Вт/(кг·К)	199,2	197,2	Коэффициент использования массы пучка
$\eta_{в2}$		0,316	0,900	КПД
$D_T$	м	0,379	0,279	Внутренний диаметр кожуха
$L_T$	м	1,135	1,692	Общая длина трубок теплообменников
$M_{в2}$	кг	146	133	Масса пучка
МО				Маслоохладитель
схема*		4		Условное обозначение схемы
$b_p$		1	4	Число противоточных реверсивных элементов
$b_m$		4	25	Число поперечных ходов масла
$k_{гмо}$	Вт/(кг·К)	72,72	66,63	Коэффициент использования массы пучка
$\eta_{мо}$		0,155	0,527	КПД
$D_T$	м	0,438	0,438	Внутренний диаметр кожуха
$L_T$	м	0,436	0,528	Общая длина трубок теплообменников
$M_{мо}$	кг	77	94	Масса пучка
$M_{\Sigma}$	кг	1013	783	Суммарная масса сердцевин теплообменников
$\eta_{с.о}$		0,961		КПД системы по охлаждению воздуха

Примечания: \* Условное обозначение схем: 1 – перекрестный ток при общем противотоке, поток с меньшей энергоемкостью перемешивается в каждом последующем сечении, поток второго теплоносителя между ходами перемешивается; 4 – однократный или многократный реверсивный ток при общем противотоке, после каждого реверса идет перемешивание потока.

\*\* Предельно допустимые габариты для всего ОНВ:  $L \times B \times H = 633 \times 380 \times 359$  мм (оговорены потенциальным заказчиком); для собственно пучков габариты должны быть еще меньше, приблизительно  $L \times B \times H = 600 \times 360 \times 340$  мм.

Приведенные данные следует рассматривать лишь как один из вариантных расчетов, удобный для сопоставления при дальнейшем анализе. Понятно, что если бы данную систему пришлось реализовать, то следовало бы уменьшить массу  $M_{\Sigma}$  за счет дальнейшего увеличения  $G_{ww}$ .

На наш взгляд, систему охлаждения можно существенно улучшить, если изменить схему системы с учетом существующих рекомендаций по созданию высокоэффективных систем охлаждения двигателей [8]. Соответственно рассмотрим альтернативную систему.

Альтернативная схема системы охлаждения для рассматриваемого двигателя ранее была разработана авторами для двигателей аналогичного типа и назначения. Эта схема представлена на рис. 2 (далее обозначена как 2ВК1М).

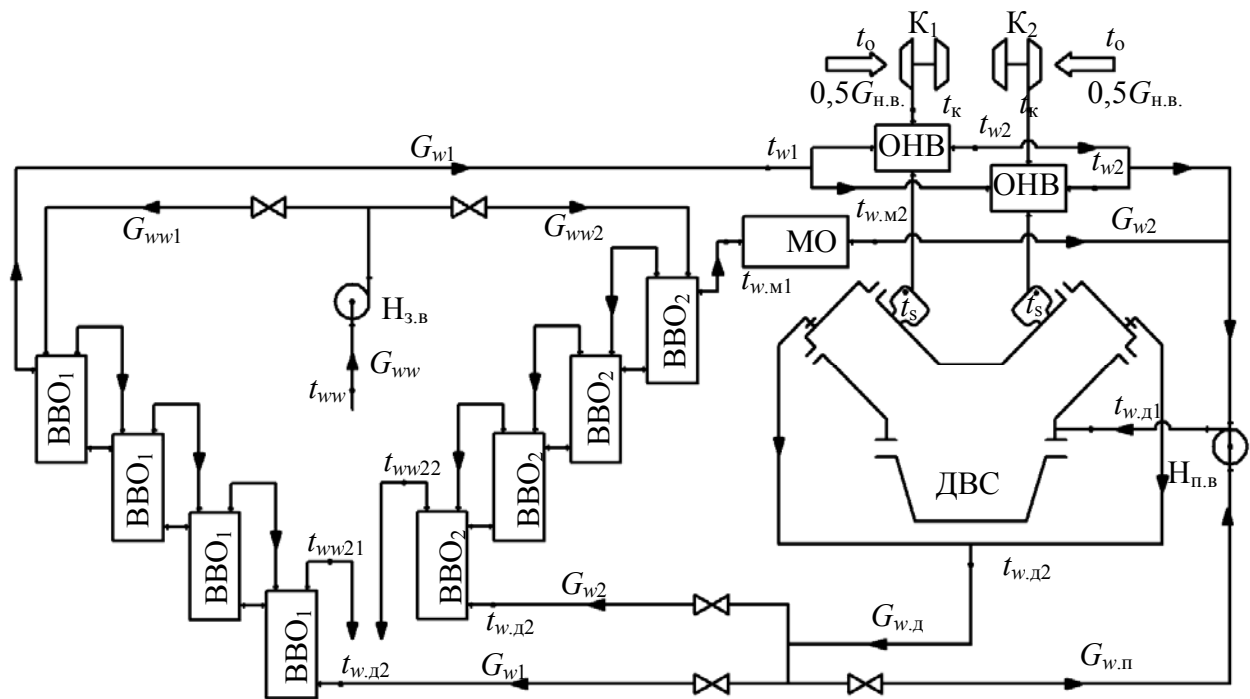


Рисунок 2 – Принципиальная схема системы охлаждения типа 2ВК1М

Система на рис. 2 относится к так называемым малорасходным системам или системам с местным переохлаждением. Система имеет один замкнутый контур циркуляции. Число насосов – два вместо трех. В корпусе ОНВ располагается единственный пучок. В системе нет разделения пучков в ОНВ на «горячий» и «холодный».

При работе системы 2ВК1М одна часть расхода пресной воды  $G_w$  (обычно бóльшая), выходящей из двигателя, без всякого охлаждения поступает через перепуск на всасывание циркуляционного насоса с расходом  $G_{w.п.}$ . Вторая часть (обычно меньшая,  $G_{w1} + G_{w2}$ ) направляется на два блока охладителей: ВВО<sub>1</sub> и ВВО<sub>2</sub>. В этих водо-водяных охладителях пресная вода охлаждается забортной водой, прокачиваемой насосом забортной воды ( $H_{з.в.}$ ) с расходом  $G_{ww}$ . После ВВО охлажденная пресная вода поступает на входы в ОНВ и МО, охлаждая наддувочный воздух и масло. Потoki пресной воды, выходящие из ОНВ и МО, поступают далее на вход в насос пресной воды ( $H_{п.в.}$ ), где смешиваются с водой из перепуска. После смешения вода поступает на вход в двигатель. Смешение потоков воды обеспечивает необходимую температуру на входе в двигатель  $t_{w.д1}$ .

Малый расход пресной воды через ВВО<sub>1</sub> позволяет иметь высокий КПД этого блока охладителей при сравнительно малых габаритах, в результате чего пресная вода за ВВО<sub>1</sub> имеет температуру, близкую к температуре забортной воды на входе в ВВО<sub>1</sub>. Выполнение ВВО<sub>1</sub> в виде блока из нескольких однократно реверсивных теплообменников

(как показано на рисунке), противоточно установленных в потоке заборной воды, способствует достижению высокого КПД всего блока.

ОНВ выполнен по схеме многократного перекрестного тока при общем противотоке, что позволяет обеспечить его высокий КПД при необходимой компактности и обеспечении допустимого сопротивления по воде. КПД ОНВ обеспечивается практически таким же, как и для полнопоточных конструкций. Переход на большое число ходов способствует росту КПД. Снижение скорости воды, связанное с необходимостью обеспечения допустимого водяного сопротивления, ведет к снижению коэффициента теплопередачи и снижению КПД. Два противоположно действующих фактора в итоге практически уравниваются. Низкая температура воды на входе и высокий КПД ОНВ обеспечивают низкую температуру воздуха в ресивере двигателя (за ОНВ), что и является основным достоинством малорасходных систем охлаждения.

Аналогично работает и вторая ветвь системы охлаждения, состоящая из блока ВВО<sub>2</sub> и МО. При организации расхода воды через эту ветвь и при выборе КПД, включаемых в нее теплообменников, учитывается, что от системы не требуется предельно низкая температура масла. Соответственно КПД ВВО<sub>2</sub> и МО могут быть ниже, чем КПД ОНВ и ВВО<sub>1</sub>.

Кроме того, при проектировании системы приходится учитывать, что оба блока охладителей отводят не только тепло от наддувочного воздуха и масла, но и тепло, которое выделяется в воду в зарубашечном пространстве двигателя. В результате КПД всех теплообменников в системе, расходы воды через них и через перепуск выбираются с учетом желательных температур всех теплоносителей, с учетом выделяемых тепловых потоков, а также с учетом возможной минимизации суммы масс теплообменных элементов всех теплообменников системы.

На дробных нагрузках и при снижении температуры окружающей среды система обеспечивает регулирование температур наддувочного воздуха, масла и воды. Терморегулирование обеспечивается отдельным изменением расходов заборной и пресной воды через ВВО, для чего в системе устанавливаются специальные терморегуляторы (на схеме не показаны, т.к. в расчетах не принимались во внимание).

Для отыскания минимума суммы масс сердцевин теплообменников в системе  $M_{\Sigma}$  следует руководствоваться следующими правилами.

1. КПД ВВО<sub>1</sub> нужно иметь минимально возможным. С уменьшением  $\eta_{в1}$  растет  $\eta_{н.в.}$ . Минимум  $\eta_{в1}$  устанавливается по возможному максимуму  $\eta_{н.в.}$ .

2. Возможный минимум  $\eta_{в1}$  зависит от расхода воды  $G_{ww1}$ . Чем выше расход  $G_{ww1}$ , тем ниже можно иметь  $\eta_{в1}$ .

3. Увеличение  $G_{ww1}$  уменьшает  $G_{ww2}$  при фиксированном расходе насоса  $G_{ww}$ . С определенного значения  $G_{ww1}$  дальнейшее уменьшение  $G_{ww2}$  приведет к росту суммы масс сердцевин в системе за счет увеличения ВВО<sub>2</sub> и МО.

4. Расходы пресной воды по веткам системы также взаимосвязаны. Подбор расходов пресной воды по веткам дает возрастание или убывание суммы масс сердцевин в данных условиях.

5. КПД ВВО<sub>2</sub>,  $\eta_{в2}$ , следует принимать близким к 0,9. Меньшие значения приводят к росту КПД МО и его массы. Масса системы здесь может расти или убывать в зависимости от превалирования массы МО или ВВО<sub>2</sub>. Соответственно масса системы может минимизироваться в зависимости от выбора  $\eta_{в2}$ .

6. Если считать  $G_{ww}$  заданным, а подбор  $\eta_{в1}$ ,  $\eta_{в2}$  и  $\eta_{н.в.}$  выполняемым по п.п. 1 и 5, то минимизацию масс сердцевин теплообменников в системе можно выполнять подбором величины двух факторов:  $G_{ww1}$  и  $G_{w2}$  ( $G_{ww2}$  и  $G_{w1}$  зависят от них однозначно в данной постановке задачи).

Учитывая изложенное выше, минимизация  $M_{\Sigma}$  может быть установлена на основе анализа ряда вычислений, в которых будут заданы два названных в п.6 фактора на различных уровнях и при различном сочетании их уровней. При поисках экстремума

указанным образом обычно стремятся к равномерности распределения информации по всем возможным направлениям. Объем вычислений в таком случае может быть весьма велик, так как он зависит и от числа факторов, и от числа уровней каждого из них. Однако, если вычисления не организованы в соответствии с одним из известных рациональных методов, то даже при значительном объеме вычислений остается вероятность пропуска возможного оптимума.

Чтобы уменьшить объем вычислений и исключить «потерю» оптимума, удобно исследовать всю область возможных значений исследуемой функции с использованием существующих методов планирования расчетов, которые предлагаются в факторном анализе. В таком случае количество уровней факторов и их сочетание выбирается по определенному плану. Исследуемая область в результате «покрывается» некоторой «сетью» настолько рационально, насколько действительны подобные методы и насколько правильно они выбраны. При исследовании процессов и систем с двумя независимыми факторами наиболее рациональным является план типа правильного шестиугольника с числом центральных точек  $m \geq 1$  или ротатабельный план второго порядка [9].

В частности, для решения рассматриваемой задачи с использованием названного плана достаточно выполнить всего семь подробных расчетов системы. Такие расчеты должны быть выполнены на основе использования так называемых расчетных комплексов при обеспечении наибольшей возможной точности результатов [10]. На основе этих семи расчетов могут быть получены коэффициенты полинома второй степени, то есть – нелинейного уравнения регрессии, являющегося упрощенной математической моделью рассматриваемой системы. Эта модель позволяет получать любое число значений искомой функции (суммы масс сердцевин теплообменников) без сложных вычислений в пределах заложенных диапазонов отклонений двух выделенных факторов. Подобные планы второго порядка позволяют минимизировать систематические ошибки, связанные с неадекватностью представления искомого результата полиномами второго порядка.

Уравнение регрессии позволяет построить графики (рис. 3), на основании которых несложно определить область возможного минимума суммы масс сердцевин системы, значение этой величины и значения факторов, при которых ее можно получить.

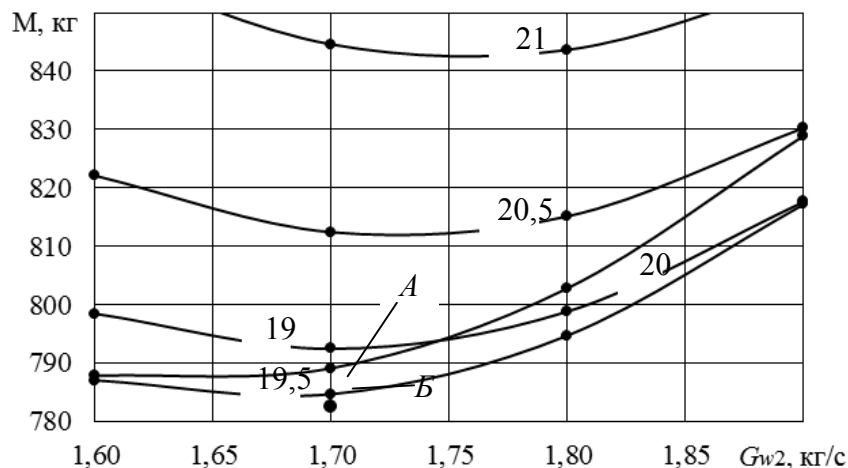


Рисунок 3 – Зависимость суммы масс сердцевин теплообменников в системе  $M_{\Sigma}$  от расходов пресной и заборной воды  $G_{w2}$  и  $G_{ww1}$

В дальнейшем есть смысл выполнить уже сложные расчеты в области определенного таким образом минимума, чтобы проверить вычисления и установить окончательные параметры системы и ее теплообменников в области оптимума. В частности, минимум  $M_{\Sigma}$  по кривым на рис. 3 достигается в точке *A* при  $G_{ww1} = 19,5$  кг/с и при  $G_{w2} = 1,7$  кг/с. Ниже точки *A* поставлена точка *B*, для которой  $M_{\Sigma}$  определена сложным точным расчетом с использованием расчетного комплекса при тех же значениях  $G_{ww1}$  и  $G_{w2}$ . Масса  $M_{\Sigma}$  для точки *A* равна 785 кг. Масса  $M_{\Sigma}$  для точки *B* составляет 783 кг.



Разница определения  $M_{\Sigma}$  незначительна. Таким образом, локализация минимума  $M_{\Sigma}$  и выход на параметры настройки системы обеспечивается достаточно точно при минимуме объема вычислений.

Разумеется, при планировании эксперимента необходимо вначале выйти на так называемые «основные уровни факторов». Эти уровни могут быть определены достаточно приблизительно, что не сильно влияет на конечный результат, если отклонения допущены в разумных пределах. Выход на искомые параметры требует определенного количества настроечных, предварительных вычислений, не входящих в число расчетов, выполненных при построении матрицы эксперимента. Основные результаты расчетов системы 2BK1M также представлены в табл. 2.

Для заполнения табл. 2 использованы результаты, при получении которых использовались все рекомендации для минимизации значения  $M_{\Sigma}$ . Габариты пучка ОНВ для 2BK1M, в соответствии с представленными в табл. 2 значениями, несколько превышают желаемые. Чтобы получить уменьшенные габариты ОНВ, следует отойти от принципов минимизации суммарной массы сердцевин теплообменников в системе. В этом случае возрастают расход забортной воды в системе  $G_{\text{вв}}$  и величина  $M_{\Sigma}$ . В частности, если обеспечить габариты пучка ОНВ  $L \times B \times H = 237 \times 362 \times 359$  мм, что вполне удовлетворяет заданным ограничениям, то величина  $M_{\Sigma}$  возрастет до 992 кг, а расход забортной воды составит 30 кг/с.

Как для системы ЕС12В, так и для системы 2BK1M, были выполнены подробные расчеты всех теплообменников, для которых получены все необходимые параметры, чтобы конструировать эти изделия.

**Выводы.** Таким образом, для случая минимальных масс в системах,  $M_{\Sigma}$  для 2BK1M составит 783 кг, а для ЕС12В 1013 кг. Масса системы 2BK1M меньше на 230 кг (данный случай принципиально возможен для реализации, габариты двигателя это позволяют). При удовлетворении указанным ограничениям на габариты пучков и одинаковых расходах забортной воды  $G_{\text{вв}} = 30$  кг/с, величина  $M_{\Sigma}$  для 2BK1M составит 992 кг, а для ЕС12В 3354 кг. Масса системы 2BK1M меньше на 2362 кг. Как видно, в обоих случаях преимущество 2BK1M по величине суммарной массы сердцевин, а, значит, по стоимости и по габаритам весьма существенное. Кроме того, альтернативная система имеет меньшее число насосов, имеет один пучок в ОНВ вместо двух, замкнутый контур циркуляции не разделен на два: холодный и горячий. В результате система проще, легче, существенно дешевле. Очевидно, из сравниваемых систем она является лучшей. Можно добавить, что имеется практический опыт применения подобных систем в серийном производстве (ОАО «Дизелестроительный завод имени С. М. Кирова», г. Токмак, Украина) для двигателей типа 12ЧН 14/14 и для ряда других машин.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. На МВМС показали дизель нового поколения для кораблей и подлодок [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://flotprom.ru/2015/Мвмс53/>.
2. Уральский дизель-моторный завод осваивает производство дизельных двигателей ДМ-185 [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://portnews.ru/news/203057/>.
3. Куликов Ю. А. Системы охлаждения силовых установок тепловозов / Ю. А. Куликов. – М. : Машиностроение, 1988. – 280 с.
4. Aurubis company [Электронный ресурс] // The aurubis company official site. – Режим доступа : <http://www.aurubis.com>.
5. Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association. 9-th edition, 2007. – 298 с.
6. Петриченко Р. М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания / Р. М. Петриченко. – Л. : Машиностроение, 1975. – 224 с.

7. Гогоренко А. А. Совершенствование систем охлаждения дизельных двигателей магистральных тепловозов : дис. ... кандидата техн. наук : 05.05.03 / Алексей Анатольевич Гогоренко. – Николаев : НУК, 2012. – 235 с.
8. Мошенцев Ю. Л. Система охлаждения для современных магистральных тепловозов / Ю. Л. Мошенцев, А. А. Гогоренко, Д. С. Минчев // Двигатели внутреннего сгорания : науч.-техн. журн. – 2011. – № 2. – С. 90-94.
9. Таблицы планов эксперимента для факторных и полиномиальных моделей (справочное пособие) / [Бродский В. З., Бродский Л. И., Голикова Т. И. и др.]. – М. : Металлургия, 1982. – 752 с.
10. Батрак А. П. Планирование и организация эксперимента : учебное пособие к изучению теоретического курса для студентов направления 220500 / А. П. Батрак. – Красноярск : ИПЦ СФУ, 2010. – 60 с.

## REFERENCES

1. Na MVMS pokazali dizel novogo pokoleniya dlya korabley i podlodok. *flotprom.ru*. Retrieved from : <http://flotprom.ru/2015/Мвмс53/>.
2. Uralskiy dizel-motornyy zavod osvvaivaet proizvodstvo dizelnykh dvigateley DM-185. *portnews.ru*. Retrieved from <http://portnews.ru/news/203057/>.
3. Kulikov Yu. A. (1988) *Sistemy okhlazhdeniya silovykh ustanovok teplovozov*. Moskva : Mashinostroenie.
4. Aurubis company. The aurubis company official site. *aurubis.com*. Retrieved from <http://www.aurubis.com>.
5. *Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association* (2007).
6. Petrichenko R. M. (1975) *Sistemy zhidkostnogo okhlazhdeniya bystrokhodnykh dvigateley vnutrennego sgoraniya*. Leningrad : Mashinostroenie.
7. Gogorenko A. A. (2012) *Sovershenstvovanie sistem okhlazhdeniya dizelnykh dvigateley magistralnykh teplovozov. Candidate's thesis*. Nikolaev : NUK.
8. Moshentsev Yu. L., Gogorenko A. A. & Minchev D. S. (2011) *Sistema okhlazhdeniya dlya sovremennykh magistralnykh teplovozov. Nauchno-tekhnicheskii zhurnal «Dvigateli vnutrennego sgoraniya»*, 2, 90–94.
9. Brodskiy V. Z., Brodskiy L. I., Golikova T. I., Nikitina Ye. P., Panchenko L. A. (1982) *Tablitsy planov eksperimenta dlya faktornykh i polinomialnykh modeley*. Moskva : Metallurgiya.
10. Batrak A. P. (2010) *Planirovanie i organizatsiya eksperimenta*. Krasnoyarsk : IPTs SFU.

## Мошенцев Ю. Л., Гогоренко О. А. ПОРІВНЯННЯ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ДЛЯ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

Системи охолодження для суднових двигунів можуть мати різні схеми. Використання раціонального підходу до створення схеми дозволяє істотно знизити сумарну масу серцевин теплообмінників в системі, що знижує її вартість і габарити. При цьому система може бути принципово більш простою і мати меншу кількість складових елементів. Зокрема, для двигуна типу 12ЧН 18,5/21,5 (потужністю 1416 кВт при 1900 об/хв. колінчатого валу) розглянуто дві можливі схеми системи охолодження. Перша, типу ЕС12В, виконана без використання сучасних методів формування раціональних схем систем охолодження двигунів. Друга, альтернативна система типу 2ВК1М, сформована з використанням сучасних методик проектування та відноситься до так званих маловитратних систем. У результаті детальних розрахунків обох схем із використанням прийомів мінімізації сумарних мас серцевин теплообмінників встановлено, що система 2ВК1М істотно легше, ніж ЕС12В. Вона містить два насоса замість трьох, має один контур замкнутої циркуляції замість двох, один пучок в охолоджувачі наддувного повітря замість двох, простіше по конструкції і забезпечує бажані габарити пучків охолоджувачів наддувного повітря.

**Ключові слова:** водо-водяний охолоджувач, охолоджувач масла, охолоджувач наддувного повітря, маловитратна система охолодження, поверхня теплообміну.

**Moshentsev Y. L., Gogorenko O. A. COMPARISON OF MARINE DIESEL COOLING SYSTEMS**

*Cooling system for marine engines can have different layouts. The use of a rational approach to the creation of a scheme can significantly reduce the total mass of the cores of heat exchangers in the system that reduces its cost and size. The system may in principle be simpler and have fewer components. In particular, for the engine type engines 12ЧН 18,5/21,5 (power 1416 kW at 1900 rpm crankshaft) considered two possible schemes of cooling systems. First, type EC12B, made without the use of modern methods of forming of rational schemes of cooling systems engines. Second, an alternative system type 2BK1M formed with the use of modern techniques for design and refers to the slow flow systems. As a result of the detailed calculations of both schemes using techniques to minimize the total mass of the cores of heat exchangers installed, the system 2BK1M significantly easier than EC12B. It contains two pumps instead of three, has one closed contour of circulation instead of two, one beam in the charge-air cooler instead of two, simpler in construction and provides a desirable beam size of the intercoolers.*

**Keywords:** charge air cooler, heat transfer surface, oil cooler, slow flow system, water cooler.

© Мошенцев Ю. Л., Гогоренко О. А.

Статтю прийнято  
до редакції 24.04.16