

# СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, СИСТЕМЫ И УСТРОЙСТВА

DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-2-379-389

## THE CHOICE OF COOLING PARAMETERS FOR MARINE DIESEL ENGINES

**O. K. Bezjukov, V. A. Zhukov, A. A. Pulyaev**

Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,  
St. Petersburg, Russian Federation

*The main trend in the development of modern engine building is the acceleration of internal combustion engines at an average effective pressure and boost pressure. This leads to an increase in thermal and mechanical loads on the main parts of the engine, the increase in vibration of diesel engines, which necessitates the improvement of systems that ensure reliable operation of the engine in the entire range of operating conditions, especially lubrication and cooling systems. One of the factors negatively affecting the reliability of engines with liquid cooling systems are erosion and corrosion damage to the elements of the systems, especially the outer surfaces of the cylinder sleeves, washed by the coolant. The article is devoted to the actual problem — the choice of cooling parameters of modern internal combustion engines with a high level of acceleration and advanced engines. The method of choice of cooling parameters includes the identification of the most important of them and the reasonable determination of the preferred values of these parameters, taking into account the requirements of efficiency and reliability of marine diesel engines. To solve this problem, an algorithm is proposed that takes into account the design characteristics of the engine, the parameters of the workflow, cooling modes. The article presents the calculation formulas that allow to implement the proposed algorithm. The temperature and pressure in the cooling system and the hydrogen index of the coolant are set as the main cooling parameters affecting the intensity of erosion-corrosion damage and the efficiency of the diesel engine. The results of the calculations allow to estimate the influence of these factors on the intensity of erosion-corrosion damage and specific fuel consumption, as well as to recommend the most preferred cooling parameters. The conclusions made on the basis of the calculations are confirmed by the results of motor tests. The article offers technical solutions that allow automatic control of cooling parameters of marine diesel engines.*

*Keywords: marine internal combustion engines, liquid cooling system, erosion-corrosion, the cooling parameters, the algorithm of selection of the cooling parameters, the properties of the coolant.*

**For citation:**

Bezjukov, Oleg K., Vladimir A. Zhukov, and Andrej A. Pulyaev. "The choice of cooling parameters for marine diesel engines." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 10.2 (2018): 379–389. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-2-379-389.

**УДК 621.436**

## ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ОХЛАЖДЕНИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

**О. К. Безюков, В. А. Жуков, А. А. Пуляев**

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,  
Санкт-Петербург, Российская Федерация

*Основной тенденцией развития современного двигателестроения является форсирование двигателей внутреннего сгорания по среднему эффективному давлению и давлению наддува. Это приводит к повышению тепловых и механических нагрузок на основные детали двигателя, росту виброактивности дизелей, что обуславливает необходимость совершенствования систем, обеспечивающих надежную работу двигателя во всем диапазоне эксплуатационных режимов, прежде всего — систем смазки и охлаждения. Одним из факторов, отрицательно влияющих на надежность двигателей с жидкостными системами охлаждения, являются эрозионно-коррозионные разрушения элементов систем, прежде всего, наружных поверхностей цилиндрических втулок, омываемых охлаждающей жидкостью. Статья посвящена актуаль-*

ной проблеме выбора параметров охлаждения современных двигателей внутреннего сгорания с высоким уровнем форсированности и перспективных двигателей. Методика выбора параметров охлаждения включает выявление наиболее значимых из них и обоснованное определение предпочтительных значений данных параметров с учетом требований экономичности и надежности судовых дизелей. Для решения поставленной задачи предложен алгоритм, учитывающий конструктивные характеристики двигателя, параметры рабочего процесса и режимы охлаждения. В статье приводятся расчетные формулы, позволяющие реализовывать предложенный алгоритм. В качестве основных параметров охлаждения, влияющих на интенсивность эрозионно-коррозионных разрушений и экономичность дизеля, установлены температура и давление в системе охлаждения и водородный показатель охлаждающей жидкости. Результаты проведенных расчетов позволяют оценить влияние указанных факторов на интенсивность эрозионно-коррозионных разрушений и удельный расход топлива, а также рекомендовать наиболее предпочтительные параметры охлаждения. Выводы, сделанные на основании проведенных расчетов, подтверждаются результатами моторных испытаний. В статье предложены технические решения, позволяющие осуществлять автоматическое управление параметрами охлаждения судовых дизелей.

*Ключевые слова:* судовые двигатели внутреннего сгорания, жидкостные системы охлаждения, эрозионно-коррозионные разрушения, параметры охлаждения, алгоритм выбора параметров охлаждения, свойства охлаждающей жидкости.

**Для цитирования:**

Безюков О. К. Выбор параметров охлаждения судовых дизелей / О. К. Безюков, В. А. Жуков, А. А. Пуляев // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2018. — Т. 10. — № 2. — С. 379–389. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-2-379-389.

## Введение

Обновление морского и речного флота Российской Федерации требует создания новых и модернизации находящихся в эксплуатации судовых дизелей, к которым предъявляются все более высокие требования по надежности, экономичности и экологической безопасности. Основной тенденцией мирового двигателестроения является достижение высоких экономических показателей главным образом за счет повышения давления наддува и среднего эффективного давления [1], [2], что неизбежно приводит к повышению тепловой и механической напряженности узлов двигателей внутреннего сгорания (ДВС), возрастанию нагрузок на его детали, прежде всего, на детали цилиндропоршневой группы [3], [4]. Для современных форсированных судовых ДВС характерным является сокращение разрыва между действующими значениями тепловых и механических нагрузок и их допустимыми пределами. Обеспечение надежной работы двигателя возможно лишь при условии поддержания безопасного температурного уровня деталей цилиндропоршневой группы, которое осуществляется системой охлаждения двигателя. Судовые дизели охлаждаются многоконтурными жидкостными системами охлаждения, которые обеспечивают теплоотвод требуемой интенсивности [5].

Системы охлаждения современных и перспективных поршневых и комбинированных двигателей должны обеспечивать оптимальное и стабильное тепловое состояние деталей и узлов. Оптимальным следует считать такой температурный уровень, при котором материалы деталей сохраняют свои прочностные свойства, моторные масла — высокую смазывающую и несущую способность, а потери теплоты через систему охлаждения минимальны. На эксплуатационные показатели двигателя оказывает отрицательное влияние как недостаточное, так и излишнее охлаждение. Перегрев двигателя вызывает ухудшение наполнения цилиндров воздушным зарядом, неполное сгорание топлива и его повышенный расход, нарушение условий жидкостного трения, возникновение повышенных износов и задигов трущихся поверхностей в узлах трения, повышенный расход масла на угар, снижение прочностных свойств материалов и появление термоусталостных разрушений. Переохлаждение двигателя приводит к чрезмерному повышению вязкости масла и вследствие этого возрастанию механических потерь, снижению эффективного КПД двигателя, а также к ухудшению смесеобразования и воспламенения, переносу процесса сгорания на линию расширения и повышению расхода топлива. Переохлаждение ДВС имеет место при работе на режимах холостого хода и малых нагрузок.

Процессы теплоотвода в жидкостных системах охлаждения сопровождаются эрозионно-коррозионными разрушениями элементов систем и образованием отложений на теплоотдающих поверхностях. Такие разрушения характерны для цилиндрических втулок наиболее распространенных марок судовых дизелей [6]. С увеличением среднего эффективного давления и снижением удельной массы двигателей проблема кавитационных и коррозионных разрушений в полостях охлаждения сохраняет свою актуальность. Указанные процессы крайне негативно сказываются на надежности и эффективности ДВС. Коррозия в системах охлаждения является причиной образования шлама, который оседает преимущественно в зонах с низкой скоростью течения. Под образующимися отложениями активно протекает подшламовая коррозия. Трубопроводы систем охлаждения, изготовленные из оцинкованной или футерованной стали, подвергаются кроме подшламовой равномерной коррозии, сопровождающейся уменьшением толщины стенок трубопроводов и образованием отложений продуктов коррозии, уменьшающих проходные сечения. Значительное уменьшение проходных сечений трубопроводов отрицательно сказывается на работе системы охлаждения и может привести к перегреву ДВС.

Совершенствование жидкостных систем охлаждения судовых дизелей предполагает решение трех взаимосвязанных задач:

- 1) определение параметров охлаждения, оказывающих наиболее существенное влияние на надежность и эффективность работы двигателя;
- 2) обоснование предпочтительных значений выбранных параметров;
- 3) разработка устройств, обеспечивающих автоматический контроль и регулирование параметров охлаждения.

*Целью проведенных исследований* являлось определение предпочтительных параметров охлаждения судовых дизелей с точки зрения обеспечения экономичности и надежности их работы.

### Методы и материалы

В работе [7] обоснован подход, при котором функционирование жидкостных систем охлаждения (СО) ДВС характеризуется двумя группами параметров: режимных и водно-химических. К первой группе относятся температура охлаждающей жидкости  $T_{\text{ОЖ}}$  и давление в системе охлаждения  $p_{\text{СО}}$ , скорость ее циркуляции  $v_{\text{ОЖ}}$ , перепад температур в контуре охлаждения  $\Delta T$ , определяющие плотность теплового потока  $q_{\text{охл}}$  через охлаждаемые поверхности, и количество отводимой через систему охлаждения теплоты  $Q_{\text{охл}}$ . Основными следует считать температуру охлаждающей жидкости  $T_{\text{ОЖ}}$  и связанное с ней, в случае высокотемпературного охлаждения, давление в системе охлаждения  $p_{\text{СО}}$ . Установлено, что для каждого типа двигателей существует определённый сравнительно узкий диапазон температур в рубашке охлаждения ДВС, который обеспечивает сочетание высоких мощностных и экономических показателей с достаточной долговечностью и надёжностью. Такую температуру принято называть *оптимальной*. Для современных комбинированных ДВС эта температура находится в пределах 85 ... 110 °С [8], [9].

Основной характеристикой водно-химического режима, определяющей интенсивность кавитационно-коррозионных разрушений, является водородный показатель рН охлаждающей жидкости [10], [11]. Наиболее эффективным способом регулирования водородного показателя охлаждающих жидкостей ДВС является введение присадок в систему охлаждения [12].

Алгоритм решения задачи совершенствования режимных и водно-химических параметров охлаждения представлен на рис. 1. В качестве исходных данных при выполнении расчетов используются конструктивные характеристики двигателя, параметры охлаждения, варьируемые в процессе расчета, параметры рабочего цикла двигателя, а также эмпирические коэффициенты, приводимые в литературных источниках.

На первом этапе рассчитывались параметры, оказывающие определяющее влияние на теплофизические процессы, протекающие в полостях охлаждения: давление  $p_s$ , соответствующее заданной температуре охлаждающей жидкости  $T_{\text{охл}}$ , средний удельный тепловой поток через бо-

ковую поверхность втулки цилиндра  $q_{cp}$ , средняя скорость поршня  $c_{п}$ . Для расчета использовались эмпирические формулы.

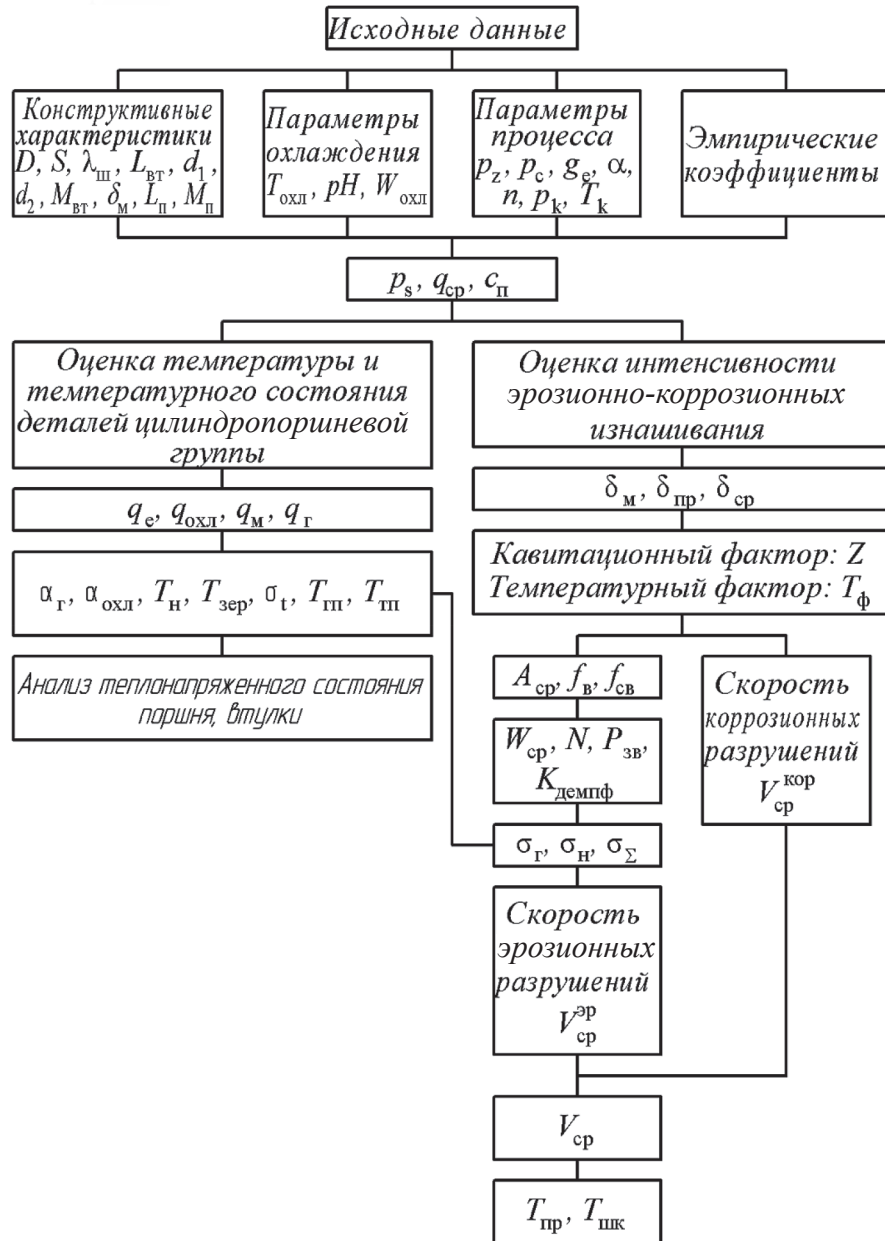


Рис. 1. Алгоритм оценки теплового состояния и скорости эрозионно-коррозионных разрушений

Давление насыщения охлаждающей воды [14]:

– при температуре охлаждающей воды менее 373 °К

$$P_s = 1,67 \cdot 10^{-8} \cdot \exp(0,042 \cdot T_{охл}); \quad (1)$$

– при температуре охлаждающей воды более 373 °К

$$P_s = 1,08 \cdot 10^{-6} \cdot \exp(0,0308 \cdot T_{охл}). \quad (2)$$

Температура насыщения охлаждающей воды

$$T_s = 447,6 \cdot T_{охл}^{0,8}. \quad (3)$$

Средний удельный тепловой поток через боковую поверхность втулки цилиндра определялся по формуле, предложенной в работе [14]:

$$q_{\text{ср}} = 148 \cdot \frac{353}{T_{\text{охл}}} \cdot C_{\text{М}}^{0,566} \cdot P_{\text{е}} \cdot g_{\text{е}} \cdot T_{\text{int}} \cdot \frac{1}{\sqrt{D}} \cdot \frac{1}{(P_{\text{с}} \cdot P_{\text{int}})^{0,434}} \quad (4)$$

На втором этапе вычислений по методике, описанной в работе [13], определялись составляющие теплового баланса ( $q_{\text{е}}, q_{\text{охл}}, q_{\text{от}}, q_{\text{м}}$ ), коэффициенты теплоотдачи от рабочего тела к стенке цилиндра и от стенки к охлаждающей жидкости ( $\alpha_{\text{г}}, \alpha_{\text{охл}}$ ), температуры наружной и внутренней поверхностей гильзы цилиндров, головки и тронка поршня ( $T_{\text{н}}, T_{\text{зер}}, T_{\text{ГП}}, T_{\text{ТП}}$ ), напряжения в цилиндрической втулке, подверженной эрозионно-коррозионным разрушениям, под действием газовых сил, термических напряжений, дополнительных контактных напряжений ( $\sigma_{\text{г}}, \sigma_{\text{т}}, \sigma_{\text{н}}$ ).

Для оценки интенсивности эрозионно-коррозионного изнашивания наружной поверхности цилиндрических втулок на основании конструкторской документации с использованием эмпирических формул определялись монтажные, предельные и средние зазоры между зеркалом втулки цилиндра и тронком поршня ( $\delta_{\text{м}}, \delta_{\text{пр}}, \delta_{\text{ср}}$ ), круговая частота свободных колебаний втулки ( $\omega$ ), числа свободных и вынужденных колебаний цилиндрической втулки за один рабочий цикл двигателя ( $f_{\text{св}}, f_{\text{в}}$ ). Полученные значения использовались для расчета:

– коэффициента демпфирования ударного воздействия поршня при перекладке масляной пленкой

$$K_{\text{демф}} = \exp(-t_d \cdot 0,5 \frac{\delta_{\text{ср}}}{\delta_{\text{пр}}}), \quad (5)$$

где  $t_d = 1000$  при  $n < 16,5 \text{ с}^{-1}$  и  $t_d = 1250$  при  $n \geq 16,5 \text{ с}^{-1}$ ;

– среднего виброускорения втулки за период ее эрозионного изнашивания до предельного состояния:

$$W_{\text{ср}} = 3 \cdot 10^6 \cdot \frac{\delta_{\text{ср}}^2 \cdot n^2 \cdot N}{D_{\text{с}}} \cdot \left(\frac{L_{\text{вт}}}{L_{\text{п}}}\right)^{1,1} \cdot \left(\frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{вт}}}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{P_{\text{з}}}{P_{\text{с}}}\right)^{0,11} \cdot K_{\text{демф}}, \quad (6)$$

– средней амплитуды колебаний втулки за период ее эрозионного изнашивания до предельного состояния

$$A_{\text{ср}} = \frac{W_{\text{ср}}}{(2\pi \cdot f_{\text{с}})^2}; \quad (7)$$

– значения теплового фактора в эрозионно-коррозионном изнашивании

$$T_{\text{ф}} = 2,5 \cdot \frac{q_{\text{ср}}^2}{1,5 + q_{\text{ср}}^4}; \quad (8)$$

– значения кавитационного фактора в эрозионно-коррозионном изнашивании

$$Z = 2\pi \cdot \frac{f_{\text{в}}(P_{\text{охл}} - P_{\text{с}})}{\rho_{\text{охл}} \cdot C_{\text{охл}}}; \quad (9)$$

– звукового давления, генерируемого втулкой цилиндра при ее колебаниях

$$P_{\text{зв}} = \frac{W_{\text{ср}} \cdot \rho_{\text{охл}} \cdot C_{\text{охл}}}{2 \cdot \pi \cdot f_{\text{св}}}. \quad (10)$$

На завершающем этапе расчета определялись средние скорости эрозионных и коррозионных разрушений  $V_{\text{ср}}^{\text{эп}}, V_{\text{ср}}^{\text{кор}}$  и средняя скорость эрозионно-коррозионных разрушений  $V_{\text{ср}}$

$$V_{\text{ср}}^{\text{эп}} = 2,25 \cdot A_{\text{ср}} \cdot D \cdot \frac{\sigma_{\text{е}}}{R_{\text{ос}}} \cdot T_{\text{ф}} \cdot \frac{P_{\text{зв}}}{P_{\text{охл}} - P_{\text{с}}} \cdot \frac{n_{\text{в}}}{n_{\text{св}}}, \quad (11)$$

где  $R_{\text{ос}}$  — акустическое сопротивление материала втулки;

$$V_{\text{ср}}^{\text{кор}} = K_{\text{кор}} \cdot \left(\frac{7}{\text{pH}}\right)^3 \cdot \frac{2,5 \cdot T_{\text{отн}}^2}{1,5 + T_{\text{отн}}^4}; \quad (12)$$

$$V_{\text{ср}} = V_{\text{ср}}^{\text{эп}} + V_{\text{ср}}^{\text{кор}} + 0,05 \cdot V_{\text{ср}}^{\text{эп}} + V_{\text{ср}}^{\text{кор}}. \quad (13)$$

Значение средней скорости эрозионно-коррозионных разрушений позволяет определить время до предельного износа втулки (на  $1/3$  первоначальной толщины стенки  $h$ )  $T_{\text{пред}}$  и длительность инкубационного периода, предшествующего эрозионно-коррозионным разрушениям  $T_{\text{инк}}$ :

$$T_{\text{пред}} = \frac{0,333h}{3600V_{\text{сп}}}; \quad (14)$$

$$T_{\text{инк}} = (0,02 + 5 \cdot 10^{-10} \cdot R_{\text{ос}}) \cdot T_{\text{пред}}. \quad (15)$$

В соответствии с алгоритмом разработана программа в среде Delphi 7, позволяющая исследовать влияние режимных и водно-химических параметров на теплонапряженное состояние и ресурс цилиндрических втулок и оптимизировать данные параметры.

### Результаты

Результаты расчета скорости эрозионно-коррозионных разрушений, выполненные для современных средне- и высокооборотных двигателей отечественного производства, а также двигателя Wartsilla 6L20 (6 ЧН 20/28) при условии, что температура охлаждающей жидкости внутреннего контура составляет  $80^\circ\text{C}$ , приведены в табл. 1.

Таблица 1

#### Показатели форсированности и расчетные скорости эрозионно-коррозионных разрушений средне- и высокооборотных ДВС

Производитель	Марка дизеля	Цилиндровая мощность, кВт	Среднее эффективное давление, МПа	Удельная масса, кг/кВт	Средняя скорость эрозионно-коррозионных разрушений, мкм/тыс.ч	Время до предельного износа, ч
Барнаултрансмаш	ЧН15/18	18,3 – 22	0,63 – 1,01	6,3 – 7,1	13	6390
Волжский дизель им. Маминых	ЧН21/26	108 – 118	1,2 – 1,6	7,0 – 8,06	14	6150
Пензадизельмаш	ЧН20/28	125 – 187	1,4 – 1,7	6,4 – 7,3	18	4740
РУМО	ЧН22/28	116 – 138	1,58 – 1,77	14 – 18,4	21	4090
	ЧН36/45	110 – 191,6	0,78 – 1,05	25,9 – 31,1	14	5850
Уральский дизель-моторный завод	ЧН21/21	116 – 240	1,44 – 1,65	3,7 – 4,7	43	1950
Звезда	ЧН18/20	83	0,95 – 1,28	2,7 – 3,36	28	2960
Wartsilla	ЧН20/28	130 – 180	2,46	7,6 – 10,3	22	6410

Полученные результаты подтверждают, что эрозионно-коррозионные разрушения цилиндрических втулок наиболее интенсивно протекают в двигателях с высокой степенью форсированности по среднему эффективному давлению и малой удельной массе, приводящей к повышенной виброактивности дизеля.

Для оценки влияния режимов охлаждения на интенсивность эрозионно-коррозионных разрушений и потери теплоты через систему охлаждения были выполнены расчеты для одного из наиболее форсированных отечественных дизелей ЧН21/21 Уральского дизель-моторного завода. Результаты выполненных расчетов представлены на рис. 2 и 3.

Полученные данные свидетельствуют о том, что наиболее оптимальными с энергетической и ресурсной точки зрения для высокооборотных судовых ДВС является температура охлаждающей жидкости  $110 \dots 120^\circ\text{C}$ , при давлении, исключающем активное пристеночное кипение ( $0,13 \dots 0,14$  МПа), и состав охлаждающей жидкости, содержащей комплексную присадку, обеспечивающую водородный показатель в пределах  $7,5 \dots 9,0$ .

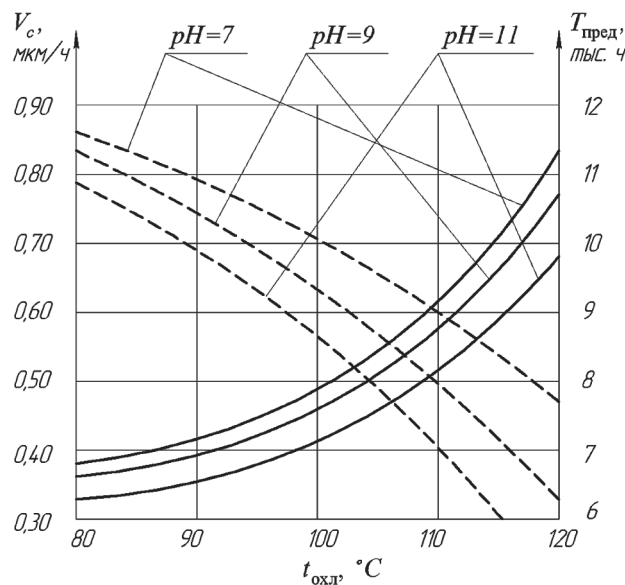


Рис. 2. Влияние режимов охлаждения на интенсивность эрозионно-коррозионного разрушения наружной поверхности гильзы цилиндров

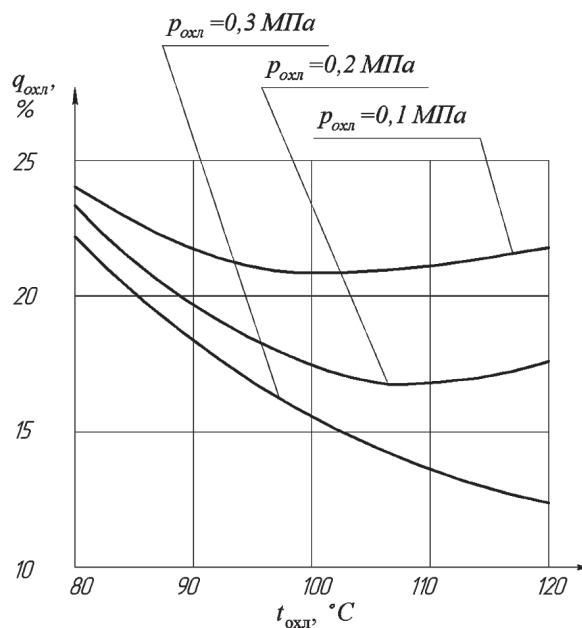


Рис. 3. Влияние режимов охлаждения на тепловые потери с охлаждающей жидкостью

Результаты аналитических исследований были подтверждены в процессе стендовых испытаний двигателя 8ЧН 14/14. При работе двигателя с фиксированной нагрузкой ( $N_e = 350$  кВт) и частой вращения коленчатого вала ( $n = 2000$  мин<sup>-1</sup>) температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя изменялась от 75 до 110 °С. Дальнейшее повышение температуры ограничивалось возможностями герметизации штатной системы охлаждения, давление в которой составляло при температуре 110 °С 0,15 МПа. Повышение температуры жидкости  $t_{ож}$  привело к практически линейному возрастанию температуры отработавших газов перед турбиной  $t_T$ , что вызвало некоторое повышение давления наддува  $p_k$  и температуры воздуха после компрессора  $t_k$  (табл. 2). Более существенным было повышение температуры на впуске  $t_{вп}$ , что объясняется уменьшением глубины охлаждения наддувочного воздуха в охладителе, включенном во внутренний контур охлаждения.

Результаты стендовых испытаний двигателя 8ЧН 14/14

$t_{ож}$	75	80	85	90	95	100	105	110
$g_e$	0,210	0,208	0,206	0,205	0,204	0,203	0,203	0,204
$t_{вп}$	91	93	98	102	104,8	112	122	133
$t_T$	582	590	595	602	608	610	612	614
$t_k$	159	160	161	162	163	164	165	166

Минимальное значение удельного эффективного расхода топлива соответствовало  $t_{ож} = 106 \text{ }^\circ\text{C}$ . При дальнейшем увеличении температуры удельный эффективный расход топлива начал возрастать, что объясняется снижением коэффициента наполнения и подтверждает необходимость увеличения глубины охлаждения наддувочного воздуха при использовании ВТО. Результаты испытаний представлены на рис. 4.

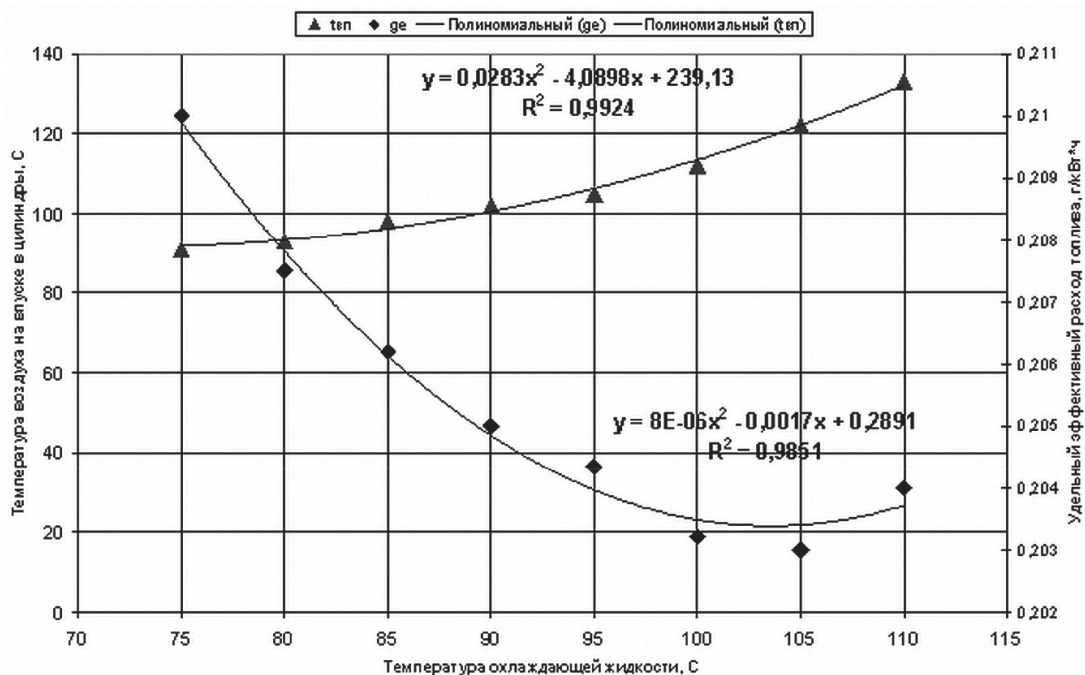


Рис. 4. Влияние температуры охлаждающей жидкости на удельный эффективный расход топлива двигателя 8 ЧН 14/14

### Обсуждение

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Результаты выполненных расчетов подтвердили, что наиболее интенсивно эрозионно-коррозионные разрушения протекают в двигателях с повышенной виброактивностью, обусловленной высоким средним эффективным давлением и низкой удельной массой двигателя.
2. Доказано влияние параметров охлаждения (температуры охлаждающей жидкости, давления в системе охлаждения, водородного показателя охлаждающей жидкости) на экономические и ресурсные показатели работы ДВС.
3. Проведено математическое моделирование, позволившее определить оптимальные значения указанных параметров, для средне- и высокооборотных высокофорсированных судовых двигателей.
4. Корректность полученных в результате расчетов выводов подтверждена экспериментально при проведении моторных испытаний.



### Заклучение

Проведенные исследования подтверждают перспективность перевода судовых дизелей на высокотемпературное охлаждение [15], [16] и внедрение систем автоматического регулирования параметров охлаждения. Обеспечение оптимальных режимных параметров охлаждения может быть осуществлено при помощи устройств, предложенных в работе [17], автоматическое регулирование состава охлаждающей жидкости с целью обеспечения требуемых водно-химических режимов реализуется в системах охлаждения, предложенных в работе [18]. Для внедрения систем высокотемпературного охлаждения необходимо провести исследования, направленные на обеспечение герметичности полостей охлаждения при условии повышения давления во внутреннем контуре системы охлаждения.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ципленкин Г. Е. Уровень форсировки поршневых ДВС нового поколения / Г. Е. Ципленкин, В. И. Иовлев // Двигателестроение. — 2016. — № 1. — С. 25–30.
2. Безюков О. К. Состояние и перспективы судового двигателестроения в России / О. К. Безюков, В. А. Жуков // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2017. — № 2. — С. 40–53. DOI: 10.24143/2073-1574-2017-2-40-53.
3. Дорохов А. Ф. Моделирование теплопередачи через стенку рабочего цилиндра поршневого ДВС и управление его напряженно-деформированным состоянием. / А. Ф. Дорохов, Н. В. Пахомов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. — 2015. — № 1 (45). — С. 68–74.
4. Гулиев Н. Р. Анализ условий работы деталей цилиндропоршневой группы современных двигателей внутреннего сгорания / Н. Р. Гулиев, В. А. Рыжов, Е. В. Коробов, Д. А. Никитин // Аграрные конференции. — 2017. — № 5 (5). — С. 19–29.
5. Безюков О. К. Охлаждающие жидкости транспортных ДВС / О. К. Безюков, В. А. Жуков. — СПб.: Изд-во СПГУВК, 2009. — 263 с.
6. Полипанов И. С. Повышение надежности систем охлаждения / И. С. Полипанов, О. К. Безюков, Е. К. Забелина // Речной транспорт (XXI век). — 1988. — № 3. — С. 30–32.
7. Безюков О. К. Охлаждение транспортных двигателей внутреннего сгорания / О. К. Безюков, В. А. Жуков, В. Н. Тимофеев. — СПб.: Изд-во ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2015. — 272 с.
8. Большаков В. Ф. Эксплуатация судовых среднеоборотных дизелей / В. Ф. Большаков, Ю. Я. Фомин, В. И. Павленко. — М.: Транспорт, 1983. — 160 с.
9. Кригер А. М. Жидкостное охлаждение автомобильных двигателей / А. М. Кригер, М. Е. Дискин, А. Л. Новенников, В. И. Пикус. — М.: Машиностроение, 1985. — 176 с.
10. Камкин С. В. Эксплуатация судовых дизелей / С. В. Камкин, И. В. Возницкий, В. П. Шмелев. — М.: Транспорт, 1990. — 344 с.
11. Громогласов А. А. Водоподготовка, процессы и аппараты / А. А. Громогласов, А. С. Копылов, А. П. Пильщиков. — М.: Энергоатомиздат, 1990. — 270 с.
12. Тузов Л. В. Защита элементов жидкостных систем охлаждения ДВС от кавитационно-коррозионных разрушений / Л. В. Тузов, О. К. Безюков, В. А. Жуков // Двигатель-97. Материалы междунар. науч.-техн. конф. — М.: МГТУ, 1997. — С. 67–68.
13. Тузов Л. В. Вибрация судовых двигателей внутреннего сгорания / Л. В. Тузов, О. К. Безюков, О. В. Афанасьева. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. — 348 с.
14. Лебедев О. Н. Двигатели внутреннего сгорания речных судов / О. Н. Лебедев, В. А. Сомов, С. А. Калашников. — М.: Транспорт, 1990. — 328 с.
15. Churchill R. A. Low-heat rejection engines – a concept review / R. A. Churchill, J. E. Smith, N. N. Clark, R. A. Turton. — SAE Technical Paper Series, 1989. — № 890153. — Pp. 25–36.
16. Koch F. W. Cooling System Development and Optimization for DI Engines / F. W. Koch, F. G. Haubner. — SAE Technical Paper Series, 2000. — № 2000-01-0283. — 16 p. DOI: 10.4271/2000-01-0283.
17. Пат. 2459093 Российская Федерация, МПК F01P 5/10. Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания / О. К. Безюков, В. А. Жуков; заяв. и патентообл. О. К. Безюков, В. А. Жуков. — № 2011113342/06; Заявлено 06.04.2011; опубл. 20.08.2012, Бюл. № 23. — 7 с.

18. Пат. 2453714 Российская Федерация, МПК F01P 5/10. Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания / В. А. Жуков; заяв. и патентообл. В. А. Жуков. — № 2011113338/06; Заявлено 06.04.2011; опубл. 20.06.2012, Бюл. № 17. — 7 с.

## REFERENCES

1. Tsyplenkin, G.E., and V.I. Iovlev. "New Generation Reciprocating Engines: Boost Level." *Dvigatelistroenie* 1 (2016): 25–30.
2. Bezjukov, Oleg Konstantinovich, and Vladimir Anatoljevich Zhukov. "State and prospects of ship engine-building in Russia." *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies* 2 (2017): 40–53. DOI: 10.24143/2073-1574-2017-2-40-53.
3. Dorokhov, A.F., and N.V. Pakhomov. "Heat transfer through the walls of the piston ice working cylinder simulation and management of its stress-strain condition." *Modern technologies. System analysis. Modeling* 1(45) (2015): 68–74.
4. Guliev, N.R., V.A. Ryzhov, E.V. Korobov, and D.A. Nikitin. "Analiz uslovii raboty detalei tsilindroporshnevoi gruppy sovremennykh dvigatelei vnutrennego sgoraniya." *Agrarnye konferentsii* 5(5) (2017): 19–29.
5. Bezyukov, O.K., and V.A. Zhukov. *Okhlazhdayushchie zhidkosti transportnykh DVS*. SPb.: SPGUVK, 2009.
6. Polipanov, I.S., O.K. Bezyukov, and E.K. Zabelina. "Povyshenie nadezhnosti sistem okhlazhdeniya." *Rechnoi transport (XXI vek)* 3 (1988): 30–32.
7. Bezyukov, O.K., V.A. Zhukov, and V.N. Timofeev. *Okhlazhdenie transportnykh dvigatelei vnutrennego sgoraniya*. SPb.: Izd-vo GUMRF im. adm. S.O. Makarova, 2015.
8. Bol'shakov, V.F., Yu.Ya. Fomin, and V.I. Pavlenko. *Ekspluatatsiya sudovykh sredneoborotnykh dizelei*. M.: Transport, 1983.
9. Kriger, A.M., M.E. Diskin, A.L. Novennikov, and V.I. Pikus. *Zhidkostnoe okhlazhdenie avtomobil'nykh dvigatelei*. M.: Mashinostroenie, 1985.
10. Kamkin, S. V., I.V. Voznitskii, and V.P. Shmelev. *Ekspluatatsiya sudovykh dizelei*. M.: Transport, 1990.
11. Gromoglasov, A.A., A.S. Kopylov, and A. P. Pil'shchikov. *Vodopodgotovka, protsessy i apparaty*. M.: Energoatomizdat, 1990.
12. Tuzov, L.V., O.K. Bezyukov, and V.A. Zhukov. "Zashchita elementov zhidkostnykh sistem okhlazhdeniya DVS ot kavitatsionno-korroziionnykh razrushenii." *Dvigatel'-97. Materialy mezhdunarodnoi nauchno–tekhnicheskoi konferentsii*. MG TU, Moskva, 1997. 67–68.
13. Tuzov, L.V., O.K. Bezyukov, and O.V. Afanas'eva. *Vibratsiya sudovykh dvigatelei vnutrennego sgoraniya*. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2012.
14. Lebedev, O.N., V.A. Somov, and S.A. Kalashnikov. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya rechnykh sudov*. M.: Transport, 1990.
15. Churchill, R.A., J. E. Smith, N. N. Clarc, and R. A. Turton. *Low-heat rejection engines – a concept review*. SAE Technical Paper Series, 1989. № 890153.
16. Koch, Franz W., and Frank G. Haubner. *Cooling system development and optimization for DI engines*. No. 2000-01-0283. SAE Technical Paper, 2000.
17. Bezyukov, O.K., and V.A. Zhukov. RU 2 459 093 C1, IPC F 01 P 5/10. Sistema okhlazhdeniya dvigatelya vnutrennego sgoraniya. Russian Federation, assignee. Publ. 20 Aug. 2012.
18. Zhukov, V.A. RU 2 453 714 C1, IPC F 01 P 5/10. Sistema okhlazhdeniya dvigatelya vnutrennego sgoraniya. Russian Federation, assignee. Publ. 20 June 2012.

## ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

**Безюков Олег Константинович** — доктор технических наук, профессор ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова» 198035, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7 e-mail: [okb-nayka@yandex.ru](mailto:okb-nayka@yandex.ru), [kaf\\_sdvs@gumrf.ru](mailto:kaf_sdvs@gumrf.ru)

## INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Bezjukov, Oleg K.** — Dr. of Technical Sciences, professor Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping 5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg 198035, Russian Federation e-mail: [okb-nayka@yandex.ru](mailto:okb-nayka@yandex.ru), [kaf\\_sdvs@gumrf.ru](mailto:kaf_sdvs@gumrf.ru)

**Жуков Владимир Анатольевич** —  
доктор технических наук, доцент  
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала  
С. О. Макарова»  
198035, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург,  
ул. Двинская, 5/7  
e-mail: [va\\_zhukov@rambler.ru](mailto:va_zhukov@rambler.ru),  
[zhukovva@gumrf.ru](mailto:zhukovva@gumrf.ru)

**Пуляев Андрей Араратович** — аспирант  
*Научный руководитель:*  
Жуков Владимир Анатольевич  
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала  
С. О. Макарова»  
198035, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург,  
ул. Двинская, 5/7  
e-mail: [kaf\\_sdvs@gumrf.ru](mailto:kaf_sdvs@gumrf.ru)

**Zhukov, Vladimir A.** —  
Dr. of Technical Sciences, associate professor  
Admiral Makarov State University of Maritime and  
Inland Shipping  
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg 198035,  
Russian Federation  
e-mail: [va\\_zhukov@rambler.ru](mailto:va_zhukov@rambler.ru),  
[zhukovva@gumrf.ru](mailto:zhukovva@gumrf.ru)

**Pulyaev, Andrej A.** — Postgraduate  
*Supervisor:*  
Zhukov, Vladimir A.  
Admiral Makarov State University of Maritime  
and Inland Shipping  
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg 198035,  
Russian Federation  
e-mail: [kaf\\_sdvs@gumrf.ru](mailto:kaf_sdvs@gumrf.ru)

*Статья поступила в редакцию 15 марта 2018 г.  
Received: March 15, 2018.*