

# Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.436

doi: 10.18698/0536-1044-2020-7-22-28

## Методика определения теплового состояния среднеоборотного дизеля с учетом кипения охлаждающей жидкости

Л.Л. Мягков, В.М. Сивачев

МГТУ им. Н.Э. Баумана

## Methods for Determining the Thermal State of Medium-Speed Diesel Engines Taking into Account Boiling of the Coolant

L.L. Myagkov, V.M. Sivachev

Bauman Moscow State Technical University

Форсирование среднеоборотного дизеля повышением давления наддува приводит к росту тепловой напряженности его деталей. Высокие температуры огневого днища крышки цилиндра и рабочей поверхности втулки цилиндра становятся причиной образования в этих деталях термоусталостных трещин, а также задира поршня. В связи с этим разработка новых способов интенсификации теплообмена в полостях охлаждения и уточненных методик определения теплового состояния теплонапряженных деталей двигателя внутреннего сгорания являются актуальной задачей. В обоих направлениях исследований существенную роль играет процесс кипения охлаждающей жидкости, который значительно интенсифицирует теплоотдачу в системе охлаждения. Обзор литературы показал, что существующие методики математического моделирования сопряженного теплообмена в полостях охлаждения двигателя с учетом кипения жидкости имеют ряд существенных недостатков. Для их устранения разработаны математическая модель и методика определения теплового состояния деталей среднеоборотного дизеля с учетом кипения охлаждающей жидкости, позволяющие объединить достоинства инженерного подхода и численного моделирования на базе методов вычислительной гидродинамики. Проведен расчет теплового состояния среднеоборотного дизеля нового поколения 12ЧН26,5/31 (Д500). Дана оценка тепловой напряженности его основных деталей.

**Ключевые слова:** среднеоборотный дизель, система охлаждения, кипение с недогревом, численное моделирование, вычислительная гидродинамика

Forcing medium-speed diesel engines by increasing the mean effective pressure leads to an increase in the thermal factor of the engine parts. High temperatures of the cylinder head fire deck and the cylinder liner working surface cause thermal fatigue cracks in these parts as well as piston scuffing. Therefore, the development of new methods of intensifying heat transfer in the cooling gallery and refined methods for determining the engine parts thermal

state is currently relevant. In both areas of research, a significant role is played by the process of coolant boiling, which significantly intensifies heat transfer in the cooling system. A review of the literature showed that the existing methods of mathematical modeling of conjugate heat transfer in the cooling cavities taking into account the boiling process have a number of significant drawbacks. This paper presents the developed mathematical model and methods for determining the thermal state of medium-speed diesel engine parts taking into account boiling of the coolant, thus making it possible to combine the advantages of both the engineering approach and numerical simulation based on computational fluid dynamics. The thermal state of a new generation medium-speed diesel engine D500 was calculated and the thermal factor of the main engine parts was estimated.

**Keywords:** medium speed diesel engine, cooling system, subcooled boiling, numerical simulation, computational fluid dynamics

Развитие современных среднеоборотных дизелей (СОД), применяемых на транспортных установках и в качестве резервных дизель-генераторов, сопровождается ростом их мощностных, экономических и экологических показателей благодаря повышению параметров рабочего процесса. Это обостряет проблему тепловой напряженности охлаждаемых деталей дизеля, в первую очередь, крышек и втулок цилиндра, выход из строя которых связан с образованием термоусталостных трещин, а также с задиром поршня вследствие высоких температур зеркала цилиндра.

Таким образом, тепловое состояние основных деталей СОД, образующих камеру сгорания, является одной из главных преград для повышения их долговечности и форсирования режимов работы двигателей внутреннего сгорания [1–5].

С одной стороны, проблема тепловой напряженности деталей приводит к необходимости поиска новых инженерных решений по нормализации их теплового состояния, а с другой — требует разработки уточненных расчетных методик для достоверной оценки их температурного поля. Успех в этих направлениях исследования невозможен без рассмотрения процесса кипения охлаждающей жидкости (ОЖ), который позволяет существенно интенсифицировать теплообмен на стенках проточной части.

Обзор существующих математических моделей и методик численного моделирования сопряженного теплообмена в системе охлаждения СОД с учетом кипения ОЖ показал, что они имеют ряд недостатков. В частности, те модели, в которых моделируется паровая фаза (так называемые гомогенный и двухфазный подходы), характеризуются высокими ресурсозатратами.

При использовании же тех моделей, где паровая фаза не моделируется (так называемый однофазный подход), поля скорости, температуры ОЖ и деталей СОД определяются некорректно, так как дополнительная тепловая энергия, вызванная кипением, расходуется на повышение температуры жидкости, а не на фазовое превращение.

Также в ряде моделей не учитывается влияние недогрева ОЖ на подавление пузырькового кипения. Еще одним недостатком является трудность применения моделей в условиях конкретного дизеля, так как требуется знание внутренних характеристик кипения и коэффициентов, учитывающих сочетание металл — жидкость [6–10].

Цель работы — создать новую методику численного моделирования сопряженного теплообмена в системе охлаждения СОД с учетом кипения ОЖ, позволяющую объединить преимущества инженерного подхода и моделирования с помощью вычислительной гидродинамики CFD (Computational Fluid Dynamics).

**Математическая модель и методика.** Для разработки методики расчета теплового состояния СОД использована математическая модель, в которой приняты следующие основные допущения: ОЖ — вязкая, ньютоновская и несжимаемая среда; течение ОЖ — стационарное и турбулентное; теплофизические свойства ОЖ и материалов деталей — функции температуры.

К основным уравнениям математической модели относятся уравнения неразрывности, движения и энергии, записанные в форме Рейнольдса. Так как рассматриваемая задача теплообмена между деталями СОД и ОЖ является сопряженной, уравнение энергии решается во всей расчетной области. Процессы турбулентного переноса моделируются с помощью высо-

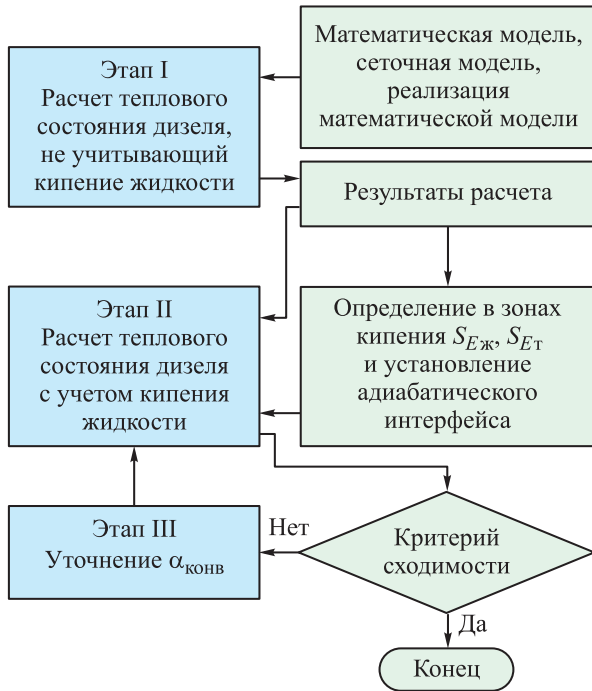


Рис. 1. Блок-схема алгоритма расчета теплового состояния СОД с учетом кипения ОЖ

корейнольдсовой модели турбулентности Менгера  $k-\omega$  SST (Shear Stress Transport), использующей пристеночные функции [11].

В качестве модели кипения использована модифицированная модель Дж. Чена [12], учитывающая подавление пузырькового кипения из-за недогрева ОЖ:

$$q_w = q_{\text{конв}} + q_{\text{кип.нед}},$$

где  $q_w$  — плотность теплового потока на стенке, Вт/м<sup>2</sup>;  $q_{\text{конв}}$  — конвективный тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>;  $q_{\text{кип.нед}}$  — плотность теплового потока, вызванная кипением с недогревом в потоке жидкости, Вт/м<sup>2</sup>.

В этом выражении

$$q_{\text{конв}} = \alpha_{\text{конв}} (T_w - T_\infty);$$

$$q_{\text{кип.нед}} = S_{\text{ск}} S_{\text{нед}} q_{\text{кип}},$$

где  $\alpha_{\text{конв}}$  — конвективный коэффициент теплоотдачи, Вт/м<sup>2</sup>·К;  $T_w$  — температура стенки, К;  $T_\infty$  — температура жидкости на расстоянии от стенки  $y^+ = 250$ , К;  $S_{\text{ск}}$ ,  $S_{\text{нед}}$  — коэффициенты, учитывающие влияние скорости и недогрева потока на процесс кипения;  $q_{\text{кип}}$  — плотность теплового потока при кипении в большом объеме.

Более подробно применяемая модель кипения и ее верификация рассмотрены в работе [13].

С помощью разработанной математической модели выполняется расчет теплового состояния деталей дизеля согласно алгоритму, приведенному на рис. 1.

На первом этапе проводится расчет при допущении об отсутствии кипения жидкости, в результате чего определяются температурные поля деталей СОД и ОЖ. Далее на стенках проточной части выделяются ячейки сеточной модели, где температура ОЖ превышает температуру насыщения, и в этих зонах определяются локальные конвективные коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_{\text{конв}}$ .

На втором этапе выполняется повторный расчет. При этом в выделенных областях применяется модель кипения, реализуемая с помощью адиабатического интерфейса на границе раздела сред и источников членов в уравнении энергии (рис. 2)

$$S_{Eж} = \frac{q_{\text{конв}}}{\delta_ж}; \quad S_{ET} = -\frac{q_w}{\delta_T},$$

где  $S_{Eж}$  и  $S_{ET}$  — источниковый член в уравнении энергии для ячеек в жидкости и твердом теле, Вт/м<sup>3</sup>;  $\delta_ж$  и  $\delta_T$  — высота слоя пристеночных ячеек в жидкости и твердом теле, м.

Использование адиабатического интерфейса связано с необходимостью подвода к жидкости только конвективной части теплового потока  $q_{\text{конв}}$ , так как тепловой поток  $q_{\text{кип.нед}}$  расходуется на парообразование и в дальнейшем компенсируется теплотой конденсации пузырьков.

В рамках однофазного подхода к моделированию кипения жидкости считается, что эти процессы происходят в тонком пристеночном слое жидкости, поэтому учитывается только интенсификация теплоотвода на стенках проточной части, а паровая фаза не моделируется.

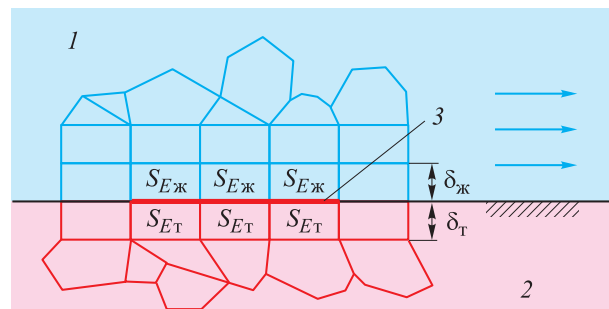


Рис. 2. Расчетная схема для CFD-моделирования сопряженного теплообмена при кипении ОЖ: 1 — ОЖ; 2 — адиабатический интерфейс; 3 — деталь СОД

На третьем этапе осуществляется уточнение локальных конвективных коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_{\text{конв}}$  (так как они рассчитаны при больших перегревах стенки), для чего моделируется поток жидкости при температурах стенки, полученных после второго этапа расчета. Далее определяются  $\alpha_{\text{конв}}$ , и опять выполняется второй этап расчета. Критерием сходимости итерационной процедуры является изменение среднеинтегрального коэффициента теплоотдачи в зонах кипения.

**Расчет теплового состояния СОД.** Разработанная математическая модель и методика исполь-

зованы для расчета теплового состояния среднеоборотного дизеля 12ЧН26,5/31 (Д500) производства ОАО «Коломенский завод». Расчетная область, включающая в себя детали СОД, ОЖ и воздушные полости в кожухах клапанного механизма, показана на рис. 3.

Подробная постановка задачи (граничные условия, моделирование контактных пар и т. д.) приведена в работе [14]. Моделирование выполнено для режима максимальной мощности при частоте вращения коленчатого вала СОД 1000 мин<sup>-1</sup>, среднем эффективном давлении 2,7 МПа и максимальном давлении сгорания 20 МПа. Расчет проведен с использованием

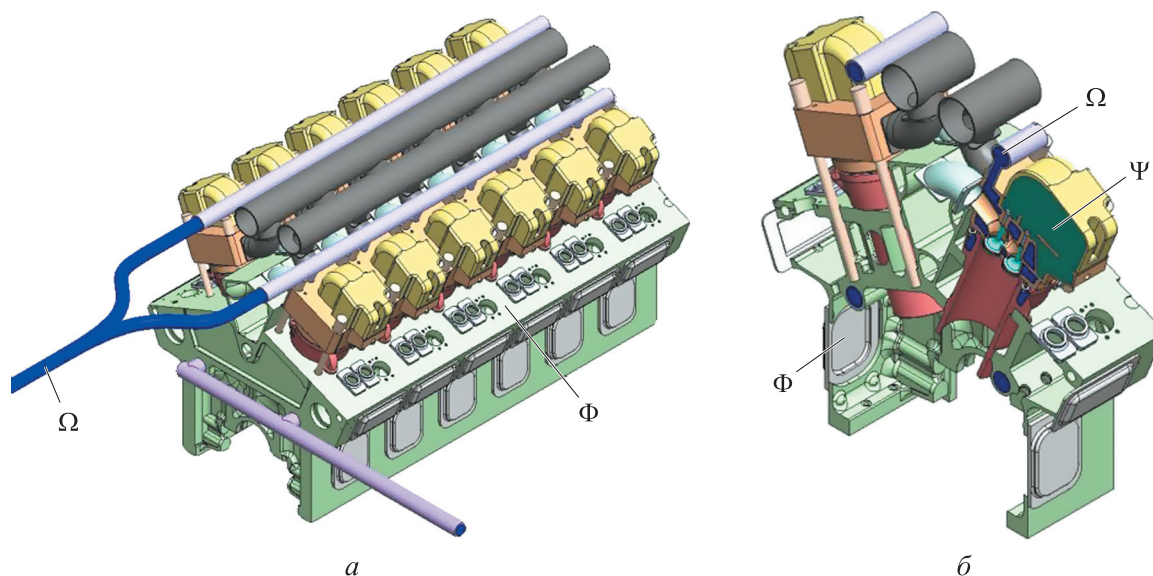


Рис. 3. Расчетная область (а) и ее фрагмент (б):  
Ω и Φ — область, занятая ОЖ и деталями СОД; Ψ — воздушная полость

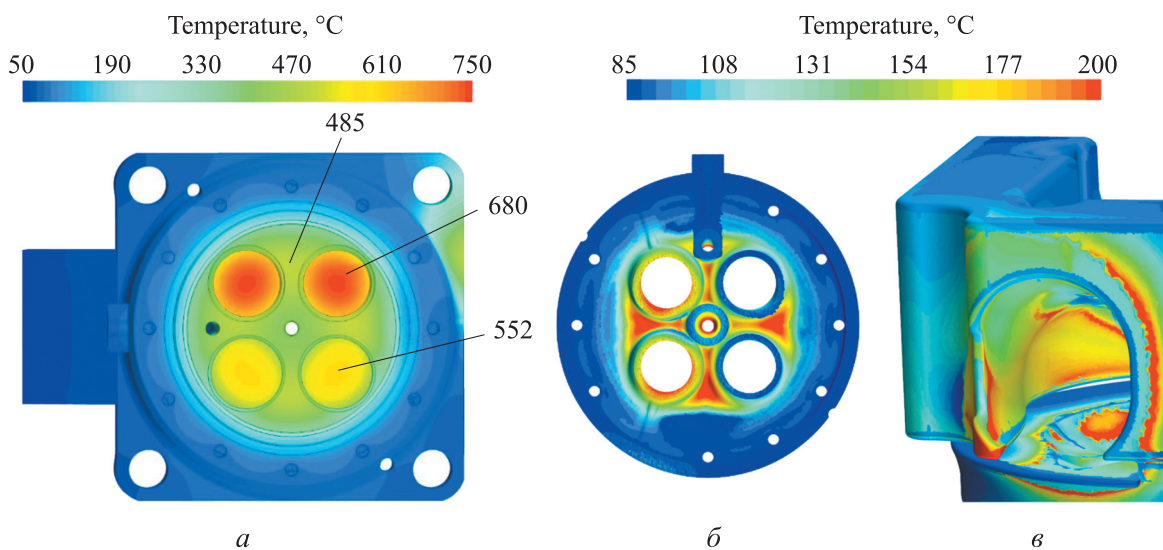


Рис. 4. Температурные поля, °С, крышки цилиндра и клапанов со стороны огневой поверхности (а), теплоотдающей поверхности огневого дна (б) и выпускного канала (в)

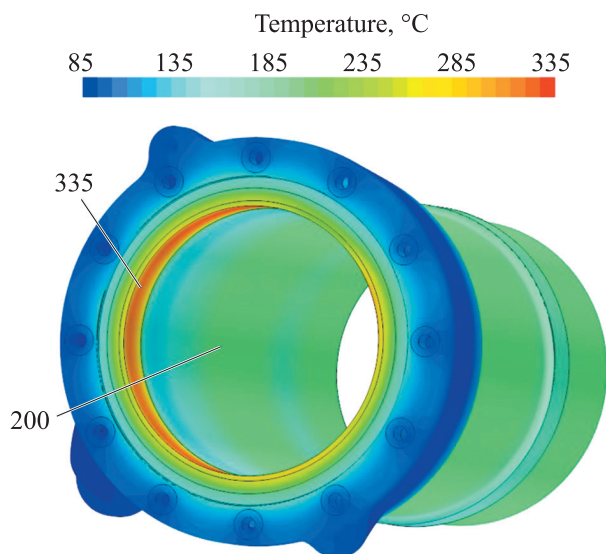


Рис. 5. Температурное поле, °С, втулки цилиндра

CFD-кода STAR-CCM+. Имплементация разработанной математической модели реализована с помощью пользовательских функций.

Сеточная модель состоит из 120 млн полиэдрических гексагональных ячеек, в пристеночных областях имеются слои призматических ячеек. Сходимость итерационной процедуры уточнения локальных коэффициентов теплоотдачи достигнута за три итерации. В результате моделирования получены распределения температуры, компонент вектора скорости и давления жидкости в проточной части системы охлаждения, а также температурные поля деталей СОД (рис. 4 и 5).

С точки зрения тепловой напряженности крышка цилиндра является наиболее критичной деталью СОД. Согласно полученным результатам, максимальная температура крышки цилиндра, равная 485 °С, достигается в межклапанной перемычке выпускных каналов (рис. 4, а). Это объясняется высокими тепловыми потоками, подводимыми к крышке со стороны камеры сгорания и по поверхности выпускного канала. Так как максимальная температура близка к предельной ( $T_{пр} \approx 450$  °С [15]), требуются меры по нормализации теплового состояния крышки цилиндра для такого уровня форсирования СОД.

На теплоотдающих поверхностях огневого днища и выпускного канала крышки цилиндра имеют место развернутые зоны кипения ОЖ,

где температура стенки достигает 170...180 °С (рис. 4, б, в). Это позволяет сделать вывод о том, что жидкость находится в режиме развитого пузырькового кипения.

Наличие процесса кипения на теплоотдающих поверхностях влияет на температурное поле тепловоспринимающих поверхностей: уровень температур на огневой поверхности крышки цилиндра снижен в среднем на 60 °С в результате применения модели кипения, т. е. при переходе от результатов первого этапа расчета к конечным.

Температурное поле втулки цилиндра близко к осесимметричному (рис. 5), максимальная температура в зоне жарового кольца равна 335 °С. В нижней части втулка равномерно прогрета по толщине, так как в этой зоне отсутствуют полости охлаждения, причем температуры находятся в диапазоне 170...200 °С. В полости охлаждения втулки также имеются небольшие по площади зоны кипения ОЖ. Таким образом, уровень теплонапряженности втулки цилиндра является умеренным при такой степени форсирования СОД.

## Выводы

1. Разработана методика определения теплового состояния СОД, учитывающая кипение ОЖ. Достоинствами методики являются:

- снижение ресурсозатрат, так как паровая фаза не моделируется;
- уточнение температурных полей ОЖ и деталей СОД благодаря корректному расчету количества тепла, подводимого к жидкости, а также за счет учета влияния недогрева потока на процесс кипения;
- удобство использования математической модели в условиях конкретного дизеля, так как в модели отсутствуют внутренние характеристики кипения и коэффициенты, учитывающие сочетание металл — жидкость.

2. Предложенная методика может быть использована для оценки теплового состояния деталей СОД, а также для решения задач, связанных с оптимизацией формы проточной части полостей охлаждения, что позволяет снизить тепловую напряженность деталей.

3. Выполнен расчет теплового состояния среднеоборотного дизеля 12ЧН26,5/31 (Д500). Дана оценка его тепловой напряженности.

## Литература

- [1] Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. Численное моделирование движения жидкости в полости охлаждения крышки цилиндра среднеоборотного дизеля. *Грузовик*, 2015, № 5, с. 4–8.
- [2] Костин А.К., ред. *Теплообмен в двигателях и теплонапряженность их деталей*. Ленинград, Машиностроение, 1969. 248 с.
- [3] Chainov N.D., Myagkov L.L., Malastowski N.S., Blinov A.S. Integrated Approach for Stress Analysis of High Performance Diesel Engine Cylinder Head. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, vol. 327, pp. 052010, doi: 10.1088/1757-899X/327/5/052010
- [4] Tschöke H. 75 Years of Large Engine Development as Reflected in MTZ. *MTZ Worldwide*, 2015, vol. 76, no. 11, pp. 36–40.
- [5] Myagkov L.L., Strizhov E.E., Malastovskii N.S. Modeling of the thermal state of the diesel cylinder cover with allowance for liquid flow in the cooling cavity. *Heat Transfer Research*, 2008, vol. 39, no. 8, pp. 685–694, doi: 10.1615/HeatTransRes.v39.i8.40
- [6] Hua S., Huang R., Zhou P. Numerical investigation of two-phase flow characteristics of subcooled boiling in IC engine cooling passages using a new 3D two-fluid model. *Applied Thermal Engineering*, 2015, vol. 90, pp. 648–663, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.07.037
- [7] Das S., Punekar H. On Development of a Semi-Mechanistic Wall Boiling Model. *Journal of Heat Transfer*, 2016, vol. 138, iss. 6, no. 061501, doi: 10.1115/1.4032833
- [8] Wu Z., Dong F., Song D., Yuan T. Experimental and Numerical Study of Boiling Heat Transfer in Engine Water Jackets Using Eulerian Multiphase Model. *SAE Technical Papers*, 2018, no. 01-0778, doi: 10.4271/2018-01-0778
- [9] Gholinia M., Pourfallah M., Chamani H.R. Numerical investigation of heat transfers in the water jacket of heavy duty diesel engine by considering boiling phenomenon. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2018, vol. 12, pp. 497–509, doi: 10.1016/j.csite.2018.07.003
- [10] Dong F., Hou L., Xu Z., Cao T. Simulation of Subcooled Flow Boiling on Engine Cooling Jacket with a Bubble Waiting Time Coefficient Model. *SAE Technical Papers*, 2017, no. 01-0139, doi: 10.4271/2017-01-0139
- [11] Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*, 1994, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605, doi: 10.2514/3.12149
- [12] Chen J.C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, 1966, vol. 5, no. 3, pp. 323–329, doi: 10.1021/i260019a023
- [13] Мягков Л.Л., Сивачев В.М. Моделирование теплообмена при кипении с недогревом в полости охлаждения двигателя. Часть 2. *Грузовик*, 2018, № 10, с. 8–13.
- [14] Мягков Л.Л., Сивачев В.М. Математическое моделирование сопряженного теплообмена в системе охлаждения среднеоборотного дизеля. *Двигателестроение*, 2019, № 1, с. 9–13.
- [15] Сальников М.А. *Оценка долговечности крышек цилиндров тепловозных дизелей в зависимости от уровня теплонапряженности*. Дис. ... канд. техн. наук. Коломна, ОАО Коломенский завод, 1984. 210 с.

## References

- [1] Chainov N.D., Myagkov L.L., Malastovskiy N.S. Numerical modeling of the movement of liquid in a cavity of cooling of a cover of the cylinder of the sredneoborotny diesel. *Truck: Transportation Complex and Special Technique*, 2015, no. 5, pp. 4–8 (in Russ.).
- [2] *Теплообмен в двигателях и теплонапряженность их деталей* [Heat transfer in engines and heat stress of their parts]. Ed. Kostin A.K. Leningrad, Mashinostroyeniye publ., 1969. 248 p.
- [3] Chainov N.D., Myagkov L.L., Malastowski N.S., Blinov A.S. Integrated Approach for Stress Analysis of High Performance Diesel Engine Cylinder Head. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, vol. 327, pp. 052010, doi: 10.1088/1757-899X/327/5/052010
- [4] Tschöke H. 75 Years of Large Engine Development as Reflected in MTZ. *MTZ Worldwide*, 2015, vol. 76, no. 11, pp. 36–40.

- [5] Myagkov L.L., Strizhov E.E., Malastovskii N.S. Modeling of the thermal state of the diesel cylinder cover with allowance for liquid flow in the cooling cavity. *Heat Transfer Research*, 2008, vol. 39, no. 8, pp. 685–694, doi: 10.1615/HeatTransRes.v39.i8.40
- [6] Hua S., Huang R., Zhou P. Numerical investigation of two-phase flow characteristics of subcooled boiling in IC engine cooling passages using a new 3D two-fluid model. *Applied Thermal Engineering*, 2015, vol. 90, pp. 648–663, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.07.037
- [7] Das S., Punekar H. On Development of a Semi-Mechanistic Wall Boiling Model. *Journal of Heat Transfer*, 2016, vol. 138, iss. 6, no. 061501, doi: 10.1115/1.4032833
- [8] Wu Z., Dong F., Song D., Yuan T. Experimental and Numerical Study of Boiling Heat Transfer in Engine Water Jackets Using Eulerian Multiphase Model. *SAE Technical Papers*, 2018, no. 01-0778, doi: 10.4271/2018-01-0778
- [9] Gholinia M., Pourfallaha M., Chamanib H.R. Numerical investigation of heat transfers in the water jacket of heavy duty diesel engine by considering boiling phenomenon. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2018, vol. 12, pp. 497–509, doi: 10.1016/j.csite.2018.07.003
- [10] Dong F., Hou L., Xu Z., Cao T. Simulation of Subcooled Flow Boiling on Engine Cooling Jacket with a Bubble Waiting Time Coefficient Model. *SAE Technical Papers*, 2017, no. 01-0139, doi: 10.4271/2017-01-0139
- [11] Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*, 1994, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605, doi: 10.2514/3.12149
- [12] Chen J.C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, 1966, vol. 5, no. 3, pp. 323–329, doi: 10.1021/i260019a023
- [13] Myagkov L.L., Sivachev V.M. Modeling of subcooled boiling heat transfer in internal combustion engine water jacket. Part 2. *Truck: Transportation Complex and Special Technique*, 2018, no. 10, pp. 8–13 (in Russ.).
- [14] Myagkov L.L., Sivachev V.M. Mathematical modelling of combined heat/mass transfer in cooling system of a middle-speed diesel engine. *Dvigatelistroyeniye*, 2019, no. 1, pp. 9–13 (in Russ.).
- [15] Sal'nikov M.A. *Otsenka dolgovechnosti kryshek tsilindrov teplovoznnykh dizeley v zavisimosti ot urovnya teplonapryazhennosti*. Kand. Diss. [Estimation of the durability of cylinder covers of diesel engines depending on the level of heat stress. Cand. Diss.]. Kolomna, PJSC “Kolomensky Zavod”, 1984. 210 p.

Статья поступила в редакцию 19.02.2020

## Информация об авторах

**МЯГКОВ Леонид Львович** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: mll-08@mail.ru).

**СИВАЧЕВ Владислав Максимович** — аспирант кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: vladsivachev@yandex.ru).

## Information about the authors

**MYAGKOV Leonid Lvovich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Piston Engine Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: mll-08@mail.ru).

**SIVACHEV Vladislav Maksimovich** — Postgraduate, Piston Engine Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: vladsivachev@yandex.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Мягков Л.Л., Сивачев В.М. Методика определения теплового состояния среднеоборотного дизеля с учетом кипения охлаждающей жидкости. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 7, с. 22–28, doi: 10.18698/0536-1044-2020-7-22-28

### Please cite this article in English as:

Myagkov L.L., Sivachev V.M. Methods for Determining the Thermal State of Medium-Speed Diesel Engines Taking into Account Boiling of the Coolant. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2020, no. 7, pp. 22–28, doi: 10.18698/0536-1044-2020-7-22-28