

УДК 621.43
DOI: 10.36979/1694-500X-2022-22-12-32-39

**РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА В ПОЛОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ
ВТУЛКИ ЦИЛИНДРА ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ 6ЧН21/21
ПРИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОМ ОХЛАЖДЕНИИ**

Н.А. Устинов, С.Н. Устинов, Д.А. Кожевников, Е.К. Кожевникова

Аннотация. Анализ работ по определению теплоотдачи от поверхности втулки цилиндра дизеля в охлаждающую жидкость при высокотемпературном охлаждении (ВТО) показал большой разброс результатов вычисления коэффициента теплоотдачи от втулки цилиндра дизеля 6ЧН21/21, используемого в блочных дизельных электростанциях. Для надежной работы дизеля отмечена необходимость организации охлаждения втулки цилиндра, интенсивность которой определяется коэффициентом теплоотдачи. Рекомендованы расчетные уравнения, полученные при различных условиях теплообмена, несмотря на то, что все предложенные уравнения предназначены для расчета теплообмена с ВТО, при котором реализуется поверхностное кипение. Теоретически доказано влияние скорости движения охлаждающей жидкости на отрывной размер парового пузырька при поверхностном кипении, что позволило отказаться от идеи поиска универсального расчетного уравнения. Предложена уточненная зависимость расчета теплообмена применительно к дизелю 6ЧН21/21.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания; высокотемпературное охлаждение; втулка цилиндра; отрывной диаметр парового пузырька; коэффициент теплоотдачи.

**ЖОГОРКУ ТЕМПЕРАТУРАДА МУЗДАТУУДА
6ЧН21/21 ТЕПЛОВОЗ ДИЗЕЛИНИН ЦИЛИНДРИНИН МУЗДАТУУЧУ
КӨНДӨЙҮНДӨ ЖЫЛУУЛУК АЛМАШУУНУ ЭСЕПТӨӨ**

Н.А. Устинов, С.Н. Устинов, Д.А. Кожевников, Е.К. Кожевникова

Аннотация. Жогорку температурада муздатуу (ЖТМ) учурунда дизелдик цилиндрдин бетинен муздаткычка жылуулуктун өтүшүн аныктоо боюнча эмгектерге талдоо жүргүзүү блоктук дизелдик электростанцияларда колдонулуучу 6ЧН21/21 дизелдик кыймылдаткычтын цилиндринен жылуулук өткөрүү коэффициенти эсептөөнүн жыйынтыгында чоң чачырандыны көрсөттү. Дизелдик кыймылдаткычтын ишенимдүү иштеши үчүн интенсивдүүлүгү жылуулук өткөрүмдүүлүк коэффициенти менен аныкталуучу цилиндр лайнерин муздатууну уюштуруу зарылчылыгы белгиленген. Жылуулук алмашуунун ар кандай шарттарында алынган эсептелген теңдемелер сунушталган, бирок бардык сунушталган теңдемелер беттик кайноо ишке ашкан жогорку температурада муздатуу менен жылуулук алмашууну эсептөө үчүн арналган. Муздатуучу суюктуктун кыймыл ылдамдыгынын беттик кайнап жаткан буу көбүгүнүн өлчөмүнө тийгизген таасири теориялык жактан далилденип, бул универсалдуу эсептөө теңдемесин издөө идеясынан баш тартууга мүмкүндүк берди. 6ЧН21/21 дизелдик кыймылдаткычына карата жылуулук өткөрүүнү эсептөөнүн такталган көз карандылыгы сунушталган.

Түйүндүү сөздөр: ички күйүүчү кыймылдаткыч; жогорку температурада муздатуу; цилиндр жеңи; буу көбүктүн ажыратылуучу диаметри; жылуулук берүү коэффициенти.

**CALCULATION OF HEAT TRANSFER IN THE COOLING CAVITY
OF THE CYLINDER SLEEVE OF DIESEL 6CHN21/21 DIESEL
AT HIGH TEMPERATURE COOLING**

N.A. Ustinov, S.N. Ustinov, D.A. Kozhevnikov, E.K. Kozhevnikova

Abstract. The article analyzes the work of researchers to determine the heat removal from the surface of the diesel cylinder sleeve to the coolant at high temperatures (WTO). A large variance of the results of calculating the heat transfer coefficient from the bushing of the diesel cylinder 6CHN21/21 used in block diesel power plants has been established. For reliable operation of the diesel engine is the organization of cooling of the cylinder liner, the intensity of which is determined by the heat transfer coefficient, is noted. It is assumed that the proposed computational equations will be obtained under various conditions of heat exchange, but all the proposed equations are designed to calculate the heat exchange with the WTO, at which surface boiling occurs. Theoretically, the paper considered the effect of coolant on the size of the rupture of steam foam at surface boiling, which made it possible to abandon the idea of searching for a universal calculation equation and propose an adjusted dependence of the calculation of heat transfer with respect to diesel 6CHN21/21.

Keywords: internal combustion engine; high temperature cooling; cylinder sleeve; steam bubble diameter; heat dissipation coefficient.

В последнее время возрос интерес к высокотемпературному охлаждению (ВТО) двигателей внутреннего сгорания для ДВС, как одному из средств улучшения показателей работы двигателя [1]. При этом все еще остается актуальным вопрос об интенсивности теплоотдачи в системе охлаждения, так как при этом начинает проявляться двухфазный теплообмен в поверхностном слое жидкости, прилегающей в охлаждаемой поверхности. В работе [2] отмечено, что при кипении происходит существенное повышение коэффициента теплоотдачи, т. к. перенос теплоты осуществляется, главным образом, паровыми пузырьками, при этом проявляется двойственность влияния скорости движения охлаждающей жидкости. С одной стороны, увеличение скорости увеличивает коэффициент теплоотдачи за счет турбулизации потока, с другой – подавляет процесс кипения. Повышение температуры охлаждающей жидкости, с одной стороны интенсифицирует теплообмен за счет образования паровых пузырьков, с другой – уменьшение разности между температурой охлаждаемой поверхности и температурой охлаждающей жидкости снижает теплоотвод в систему охлаждения [3]. Расчет теплоотвода довольно сложен, так как в основном уравнении теплопередачи кроме разности температур присутствует коэффициент теплопередачи, содержащий коэффициент теплоотдачи в охлаждающую жидкость. Точность его вычисления влияет на результат расчета теплоотвода в охлаждающую жидкость. Авторы сделали попытку разобраться, на какие результаты исследований лучше всего опираться при выполнении доводочных работ по совершенствованию системы охлаждения рядного дизеля 6ЧН21/21, изготавливаемого на дизелестроительном заводе в г. Балаково.

Обстоятельные исследования теплообмена при ВТО были проведены во второй половине прошлого века. При этом следует учитывать, что работы эти выполнялись в разное время и на двигателях, существенно уступающих нынешним по уровню форсирования, но, тем не менее, эти работы являются базой, от которой необходимо отталкиваться.

Ниже представлены расчетные уравнения для определения коэффициента теплоотдачи и их числовые значения применительно к высокофорсированному дизелю 6ЧН21/21 со средним эффективным давлением 1,62 МПа и частотой вращения 1500 мин⁻¹, мощностью 1200 л.с. [4–9].

Ниже представлены расчетные уравнения исследователей в порядке появления публикации, по которым определялся коэффициент теплоотдачи в воду от втулки цилиндра дизеля 6ЧН21/21 и его числовые значения (Вт/(м²·град)):

1) Петриченко Р.М. [10]:

$$Nu_f = 0,0146 \cdot (Pe^{11})^{0,7} \cdot \left[1 + 0,83 \cdot K_{\phi}^{0,85} \cdot \left(\frac{d}{d_s}\right)^{-0,35} \cdot Pr_f^{0,3} \cdot \left(\frac{P}{P_6}\right)^{0,5} \right]. \quad (1)$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи равно 4531 Вт/(м²·град).

2) Стефановский Б.С. [7]:

$$Nu_f = C_{мин} \cdot R_f^{0,21} \cdot Pr_f^{0,43} \cdot Pe^{0,55} \cdot K_\phi^{0,55} \cdot \left(\frac{P}{P_6}\right)^{0,15} \cdot \left(\frac{\rho_n}{\rho_{жс}}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{d_\phi}{l_0}\right)^{0,85}. \quad (2)$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи равно 4091 Вт/(м²·град).

3) Шеховцев Л.Ф. [8]:

$$Nu_{f_{ноз}} = 3,15 \cdot 10^{-4} \cdot R_f^{0,3} \cdot R_f^{0,2} \cdot Pr_f^{5,5} \cdot I^{-0,06} \cdot Fr^{-0,05}. \quad (3)$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи равно 1053 Вт/(м²·град).

4) Щебланов Б.Г. [9]:

$$Nu_f = 0,35 \cdot Pr_f^{0,3} \cdot (Pe^{11})^{0,7} \cdot K\phi^{0,35}. \quad (4)$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи равно 3194 Вт/(м²·град).

5) Новенников А.Л. [4]:

$$Nu_f = 16,4 \cdot R_f^{0,23} \cdot Pr_f^{0,43} \cdot Pe^{110,5} \cdot K_\phi^{0,3} \cdot \left(\frac{P}{P_6}\right)^{0,15} \cdot \left(\frac{\rho_n}{\rho_{жс}}\right)^{0,5}. \quad (5)$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи равно 5762 Вт/(м²·град).

6) Саркар М.А. Рашид [6]:

$$Nu_f = 0,479 \cdot (Pe^{11})^{0,7} \cdot K_\phi^{0,34}. \quad (6)$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи равно 1294 Вт/(м²·град).

Учитывая, что экспериментальные исследования теплообмена на дизеле 6ЧН21/21 показали коэффициент теплоотдачи более 6000 Вт/(м²·град), было принято решение разобраться с тем, как вычислять его значение, не занимаясь каждый раз проведением экспериментальных исследований.

Рассмотрим особенности кипения недогретой жидкости при ее вынужденном движении, характерной при ВТО.

Процесс передачи теплоты от стенки при поверхностном кипении можно представить в виде (1):

$$-\lambda \left(\frac{\delta t_f}{\delta y}\right) y = 0 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4. \quad (7)$$

Здесь $q_1 = \frac{4}{3} \pi \cdot R_0^3 \cdot u \cdot z \cdot r \cdot \rho_n$ – теплота, переносимая с паровой фазой пузырька;

$q_2 = \frac{4}{3} \pi \cdot R_0^3 \cdot u \cdot z \cdot c_p \cdot \rho_{жс} \cdot \Delta t$ – теплота, передаваемая жидкой фазой за счет молярного переноса массы;

са массы;

$q_3 = \frac{f}{\Delta P_{mp} \cdot c_p \cdot p \cdot g}$ – теплота, передаваемая из пристенного слоя ядру потока за счет турбулентного обмена;

ного обмена;

$q_4 = m \cdot r \cdot u \cdot z$ – теплота, затрачиваемая на испарение микрослоя жидкости из основания пузырька и сконденсировавшегося в верхней части парового пузырька за время его существования;
 u – частота отрыва пузырьков пара;
 z – число центров парообразования на единице поверхности;
 R_0 – эквивалентный радиус парового пузырька в момент отрыва;
 Δt – подогрев жидкости в пристенном слое;
 $\Delta P_{тр}$ – перепад давления, расходуемый на преодоление сил трения;
 r – скрытая теплота парообразования;
 ρ_n и $\rho_{ж}$ – плотность пара и жидкости;
 g – ускорение свободного падения;
 c_p – изобарная теплоемкость жидкости;
 m – масса микрослоя жидкости, сконденсировавшегося в верхней части парового пузырька.
 Из этого следует, что интенсивность теплопередачи зависит от большого числа факторов и может быть представлена в виде:

$$\alpha = f(w_{ж}; p; \Delta t_n; v; a; c_p; d_{экв}; l_0; \rho_n; \rho_{ж}; r). \quad (8)$$

Наиболее полно эти факторы учитывает критериальное уравнение (2), предложенное Стефановским, однако экспериментально полученные значения коэффициента теплоотдачи ближе всего к результатам расчета по уравнению Новенникова (5), поэтому оно взято за основу.

Для оценки влияния поверхностного кипения на интенсификацию теплообмена, определения составляющих теплопотока, отводимого в охлаждающую воду при различных скоростях ее движения с учетом особенностей кипения недогретой жидкости, выполним следующие расчеты, которые базируются на опубликованных результатах аналитических и экспериментальных исследований.

Рост паровых пузырьков в недогретой жидкости. В процессе своего роста паровой пузырек находится под действием нескольких сил: силы, удерживающей пузырек на поверхности: силы сцепления с поверхностью (сила поверхностного натяжения), силы сопротивления росту парового пузырька со стороны воды. А также силы, срывающие пузырек с поверхности: сила выталкивания (сила Архимеда), сила напора набегающего потока воды, сила инерции массы пара растущего пузырька.

Уравнение равновесия сил, действующих на паровой пузырек в момент его отрыва от поверхности, можно записать в следующем виде:

$$\overline{P_{арх}} + \overline{P_{д.н.ж.}} + \overline{P_{ин}} = \overline{P_{сц}} + \overline{P_{лоб.с.}}, \quad (9)$$

где $\overline{P_{арх}}$, $\overline{P_{д.н.ж.}}$, $\overline{P_{ин}}$ – силы Архимеда, динамического напора жидкости и сила инерции массы пара растущего пузырька;

$\overline{P_{сц}} + \overline{P_{лоб.с.}}$ – силы сцепления с поверхностью и лобового сопротивления массы жидкости, перемещаемой растущим пузырьком.

Для температур и давления, характерных для систем охлаждения двигателя, сила инерции массы пара пузырька и лобового сопротивления массы жидкости, перемещаемой растущим пузырьком, пренебрежимо малы, поэтому уравнение (9) упрощается, и принимает вид:

$$\overline{P_{арх}} + \overline{P_{д.н.ж.}} = \overline{P_{сц}}. \quad (10)$$

Для вертикальной стенки, за которую в общем случае можно принять поверхность втулки цилиндра при продольном ее омывании, уравнение (10) в развернутом виде можно записать:

$$V \cdot (\rho_{ж} - \rho_n) \cdot g + S \cdot \zeta \cdot \rho_{ж} \cdot \frac{w^2}{2} = 2\pi R_{осн} \cdot \delta, \quad (11)$$

где V – объем пузырька пара; S – площадь сечения пузырька пара; $R_{\text{осн}}$ – радиус пятна контакта пузырька с поверхностью; ζ – коэффициент гидравлического сопротивления.

Достаточно сложным является определение объема пузырька пара, площади поперечного сечения и радиуса основания. В момент зарождения пузырек представляет собой правильную усеченную сферу с критическим радиусом $R_{\text{кр}}$ и контактным углом θ . По мере роста формула пузырька меняется и зависит от скорости роста, скорости набегающего потока воды и влияния растущих рядом пузырьков. Для расчетов в момент отрыва удобно считать пузырек правильной сферой, соединенной с поверхностью. Тонкой перемычкой, объемом и сечением которой пренебрегаем. Это допустимо, так как результаты исследований ряда авторов условий формирования, роста и отрыва пузырьков методами скоростной киносъемки показали, что отрывной размер парового пузырька отличается для разных центров парообразования. Кроме того, отрывной размер меняется по времени даже для одного центра парообразования, несмотря на постоянство режимов, определяющих процесс кипения.

Из-за неопределенности процессов, происходящих в зоне контакта трех фаз: жидкости, пара и твердой поверхности, закон роста парового пузырька невозможно описать строго аналитически. Во время роста пузырька подвод теплоты к нему осуществляется путем теплопроводности из окружающего перегретого слоя жидкости через межфазную поверхность и через поверхность основания пузырька.

Теплота, поступающая к пузырьку через его основание, затрачивается на испарение микрослоя жидкости, находящегося в его основании. Через межфазную поверхность жидкость – пар теплота поступает только в тех участках пузырька, где жидкость перегрета. При кипении недогретой жидкости появляются участки поверхности пузырька, граничащие с недогретой до температуры насыщения жидкостью. На этих участках происходит отдача теплоты от пузырька за счет конденсации пара. Скорость роста пузырька зависит от интенсивности всех этих составляющих теплообмена.

В качестве параметра, определяющего интенсивность теплообмена при кипении, используется число Якоба:

$$I_a = c_p \cdot \Delta t \cdot \frac{\rho_{\text{ж}}}{r \cdot \rho_n} \quad (12)$$

При числе Якоба $I_a \leq 500$ закон роста пузырька выражается соотношением:

$$\frac{R}{\sqrt{\alpha \cdot \tau}} = \gamma \cdot I_a + \sqrt{\gamma^2 \cdot I_a^2 + 2\beta I_a}, \quad (13)$$

где R – текущий радиус пузырька пара; τ – текущее время; $\gamma = 0,3$ и $\beta = 6$ – эмпирические константы; $\Delta t = t_w - t_s$ – перегрев поверхности относительно температуры насыщения.

Условия отрыва пузырьков могут быть найдены по аналогии с динамической задачей о всплытии в жидкости расширяющейся сферической полости. Такой подход дает для эквивалентного радиуса пузырька в момент отрыва зависимость:

$$R_0 = k \cdot g \cdot \tau_0^2, \quad (14)$$

где R_0 – эквивалентный радиус в момент отрыва; τ_0 – время роста до отрыва; $k = 0,3-0,5$ – эмпирическая константа.

Совместное решение уравнений (13) и (14) позволяет определить радиус пузырька пара в момент отрыва в зависимости от теплофизических свойств жидкости. Определение зависимости отрывного размера пузырька от скорости движения жидкости по уравнению (15) основывается на предположении, что с ростом пузырька от $R_{\text{кр}}$ до R_0 радиус основания равномерно увеличивается от $R_{\text{осн}} = R_{\text{кр}} \cdot \sin\theta$ до размера, определяемого с позиций гидростатики в неподвижной жидкости по формуле:

$$\frac{4}{3} \pi \cdot R_0^3 \cdot (\rho_{ж} - \rho_n) \cdot g = 2\pi \cdot R_{осн} \cdot \delta. \quad (15)$$

Задаваясь рядом значений радиуса R, по формуле (15) определялась скорость жидкости, необходимая для отрыва пузырька. Контактный угол $\theta = 50^\circ$, $\zeta = 0,4$.

На рисунке 1 представлены результаты расчетов отрывного радиуса пузырька для температуры стенки 14, 150 и 160 °С при давлении в жидкости 250 кПа.

На рисунке видно, что для указанных условий изменение скорости от 0 до 0,2 м/с, оказывает незначительное влияние на изменение отрывного радиуса. И основным фактором, определяющим теплообмен, является пузырьковое кипение.

В этих условиях на отрывной размер в основном влияет сила Архимеда. При скорости более 0,2 м/с отрывной размер определяется силой динамического напора жидкости. Однако при размерах пузырьков пара менее $0,2 \cdot 10^{-5}$ м, отрывной размер изменяется мало, так как соотношение между периметром основания и объемом пузырька возрастает быстрее, чем растет сила динамического напора.

Отношение радиуса основания к радиусу пузырька $\frac{R_{осн}}{R}$ в этом случае стремится к своему максимальному значению, равному $\sin\theta$. В этом случае интенсивность теплообмена определяется преимущественно однофазной конвекцией. В промежуточном состоянии теплообмен зависит одновременно от двух факторов (скорости движения жидкости и размера парового пузырька), что усложняет расчет теплообмена. Таким образом, довольно сложно установить вид уравнения, пригодного для расчета теплообмена в широком диапазоне изменения скорости потока.

В зависимости от соотношения теплоточков за счет конвекции и пузырькового кипения, характер протекания результирующего теплоточка будет различным. Это позволяет объяснить, почему одни исследователи в своих опытах обнаруживают влияние скорости движения воды на интенсивность теплообмена, а другие – нет.

Основной задачей охлаждения втулки цилиндра является получение температуры зеркала в зоне остановки верхнего поршневого кольца выше 160–170 °С. В форсированных дизелях значение плотности теплового потока могут составлять 100–200 кВт/м². Толщина стенки втулки цилиндра может быть $(10-20) \cdot 10^{-3}$ м и более, в зависимости от мощности дизеля. По уравнению Фурье легко определить,

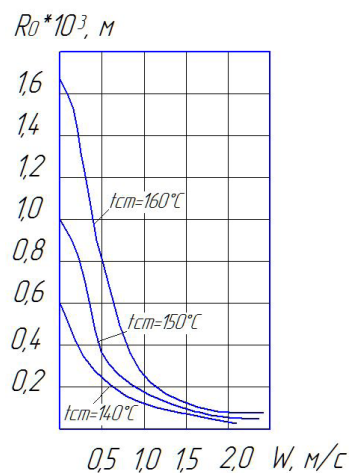


Рисунок 1 – Зависимость отрывного размера парового пузырька от скорости движения воды

что в таких случаях температура стенки со стороны охлаждения может достигать 150 °С. Это подтверждается измерениями температуры втулки цилиндра на дизеле марки 6ЧН21/21 и ряде других двигателей.

Для сравнения укажем, что среднерасходная скорость в полости охлаждения втулки цилиндра дизеля 6ЧН21/21 более 0,2 м/с, следовательно, на интенсивность теплообмена влияют одновременно два фактора. Необходимо установить значения показателей степеней у полученного уравнения. Для этого необходимо определить величину коэффициента теплоотдачи и определить значения физических величин, входящих в полученные критерии.

Для этого были выполнены измерения температуры втулки цилиндра со стороны камеры сгорания и полости охлаждения, температуры охлаждающей жидкости на входе и выходе полости охлаждения втулки цилиндра, расхода охлаждающей жидкости через полость охлаждения, скорости омывания поверхности охлаждения втулки цилиндра.

Все это позволило уточнить свободный коэффициент в уравнении Новенникова (5) применительно к тепловозному дизелю 6ЧН21/21. Скорректированное уравнение Новенникова примет вид:

$$Nu_f = 17,8 \cdot R_f^{0,23} \cdot Pr_f^{0,43} \cdot Pe^{110,5} \cdot K_\phi^{0,3} \cdot \left(\frac{P}{P_6}\right)^{0,15} \cdot \left(\frac{\rho_n}{\rho_{жс}}\right)^{0,5}. \quad (16)$$

Результаты расчета коэффициента теплоотдачи по уравнению (16) расходятся с экспериментальными данными не более чем на 10 %.

Выводы. Результаты теоретических расчетов изменения отрывного диаметра парового пузырька от скорости движения охлаждающей жидкости показали, что невозможно установить расчетное уравнение, позволяющее с одинаковой точностью выполнять расчет коэффициента теплоотдачи в широком диапазоне изменения скорости охлаждающей среды.

Получено скорректированное уравнение Новенникова (16), позволяющее с более высокой точностью вычислить коэффициент теплоотдачи для дизеля марки 6ЧН21/21. Это необходимо для проектирования системы охлаждения при ВТО в рабочем диапазоне скоростей охлаждающей жидкости 0,2–0,5 м/с, характерной для данного дизеля, чем это позволяют сделать расчетные уравнения, полученные по результатам исследования других ДВС.

Данное уравнение можно рекомендовать для расчета теплообмена на поверхности втулки цилиндра, сходных по размерности и уровню форсирования дизелей для получения статистических данных о точности расчета.

Поступила: 18.05.22; рецензирована: 01.06.22; принята: 06.06.22.

Литература

1. *Дискин М.Е.* Высокотемпературное охлаждение двигателей внутреннего сгорания на режимах частичных нагрузок / М.Е. Дискин // Вестник Евразийской науки. 2018. № 2. URL: <https://esj.today/PDF/79SAVN218.pdf> (дата обращения: 01.06.2022).
2. *Жуков В.А.* Научные основы повышения эксплуатационных показателей высокооборотных судовых ДВС совершенствованием их охлаждения: дис. ... д-ра техн. наук / В.А. Жуков. СПб., 2012.
3. *Жуков В.А.* Исследование теплогидравлической эффективности высокотемпературных систем охлаждения судовых дизелей / В.А. Жуков, А.А. Пуляев, В.Л. Ерофеев // Вестник гос. ун-та морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. 2020. Т. 12. № 1. С. 107–114. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-1-107-114.
4. *Колтин И.П.* Использование теории планирования эксперимента при моделировании теплообмена в зарубашечном пространстве двигателя / И.П. Колтин, А.Л. Новенников // Двигателестроение. 1979. № 7. С. 7–8.
5. *Дьяченко Н.Х.* Исследование теплообмена в полости охлаждения поршневого двигателя внутреннего сгорания / Н.Х. Дьяченко, Д.Б. Кузнецов, Р.М. Петриченко // Сб. научн. тр. ЛПИ. 1970. № 316. С. 64–74.

6. *Саркар М.А. Рашид*. Исследование теплообмена в полости охлаждения цилиндрической втулки при поверхностном кипении: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Саркар М.А. Рашид. Л., 1984. 18 с.
7. *Стефановский Б.С.* Теплонапряженность деталей быстроходных поршневых двигателей / Б.С. Стефановский. М.: Машиностроение, 1978. 128 с.
8. *Шеховцов А.Ф.* Математическое моделирование теплопередачи в быстроходных дизелях / А.Ф. Шеховцов. Харьков: Вища школа, 1978. 153 с.
9. *Щебланов Б.Г.* О теплопередаче при охлаждении быстроходных ДВС / Б.Г. Щебланов // Двигателестроение. 1979. № 8. С. 12–13.
10. *Петриченко Р.М.* Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания / Р.М. Петриченко. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1975. 224 с.