

16. 6. Myshkin N.K. *Trenie, smazka, iznos. Fizicheskie osnovy i tehniczeskie prilozhenija tribologii* / N.K. Myshkin, Petrokovec M.I. – M.: FIZMATLIT, 2007. – 368 s. 7. *Ocenka srednego rasstojanija mezhdu pjatnami kontakta v pare trenija gil'za cilindra - porshnevoe kol'co dvigatelja vnutrennego sgoranija.* / V.G. Zarenbin, G.G. Karasev // *Visnik Pridniprovs'koï derzhavnoi akademii budivnictva ta arhitekturi.* – Dnipropetrovsk: PDABA, 2009. №10 – S.23 – 28. 8. *Bujanovskij I.A. Jenergija aktivacii*

*processov realizacii perehodnyh temperatur pri granichnoj smazke // Trenie i iznos, 1991. – t.12. – №6. – S.1094 – 1107. 9. Kragel'skij I.V. Osnovy raschetov na trenie i iznos / Kragel'skij I.V., Dobychin M.N., Kombalov V.S. – M.: Mashinostroenie, 1977. – 526s. 10. Matveevskij R.M. Vlijanie temperatury na trenie i zadir pri vozvratno-postupatel'nom skol'zhenii obrazcov / R.M. Matveevskij, V.I.Komendant // *Sb. issledovanie smazochnyh materialov pri trenii.* – M.: Nauka, 1981. – S.89 – 96.*

Поступила в редакцию 01.07.2013

Заренбин Владимир Георгиевич – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедры Эксплуатации и ремонта машин Приднепровской Государственной Академии Строительства и Архитектуры, Днепропетровск, Украина, e-mail: EPM@mail Pgasas.dp.ua.

Мищенко Николай Иванович – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедры Автомобильного транспорта Автомобильно-дорожного института Донецкого национального технического университета, Горловка, Украина.

Богомолов Виталий Виленович – старший преподаватель кафедры Эксплуатации и ремонта машин Приднепровской Государственной Академии Строительства и Архитектуры, Днепропетровск, Украина, e-mail: v-bogomolov66@mail.ru

ДО РОЗРАХУНКУ НА ЗАЙДАННЯ ДЕТАЛЕЙ ЦІПГ ДВЗ

В.Г. Заренбін, М.І. Міщенко, В.В. Богомолов

Запропоновано метод розрахунку на заїдання деталей циліндро-поршневої групи двигуна внутрішнього згорання, що враховує теплофізичні і часові чинники в зоні контакту при несталому характері тертя. Запропонована методика передбачає розрахунок в два етапи: розрахунок максимальної температури на контакт і розрахунок часу, за який на мікроступі може відновлюватися адсорбційний шар. Результати розрахунку дають можливість теоретичної оцінки вірогідності задиру в парі тертя поршневе кільце-гільза циліндра ДВЗ в умовах повторно-короткочасного режиму тертя.

TO THE CALCULATION ON SEIZURE OF DETAILS OF ZPG OF ICE

V.G. Zarenbin, N.I. Mischenko, V.V. Bogomolov

The method of calculation on seizure of details of cylinder-pistons group of internal combustion engine is offered. Calculations were made taking into account thermophysical and temporal factors in the area of contact at the unset character of friction. The offered method includes calculation in two stages: calculation of maximal temperature on a contact and timing, for which on a microledge an adsorption layer can be restored. The results of calculation enable to conduct theoretical estimation of probability of appearance of jamming in the pair of friction piston-ring-shell of cylinder of internal combustion engine in the conditions of the repeatedly-temporal mode of friction.

УДК 629.4.02

Я.К. Склифус, В.И. Могила

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ФАЗОВЫХ ПЕРЕХОДОВ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

Рассмотрена возможность применения фазовых переходов теплоносителя в системе охлаждения теплового дизеля. Определены преимущества, недостатки и перспективы данного направления. Описана принципиальная схема системы охлаждения дизеля теплового с использованием фазовых переходов теплоносителя, а также определены рациональные физические свойства и химический состав теплоносителя. Также описаны теоретические и экспериментальные исследования работы серийных радиаторных секций в режиме конденсатора пара, математическое моделирование процесса теплоотдачи при конденсации пара в плоскоовальных трубах, и представлены результаты регрессионного анализа экспериментальных данных.

Постановка проблемы

Дизели теплового являются весьма несовершенными тепловыми машинами: из 100% тепловой энергии сгорания топлива только $\approx 37\%$ преобразуется в полезную работу. Остальная теплота теряется в результате теплоотдачи корпуса дизеля ($\approx 3,5\%$), выбрасывается в атмосферу с выхлопными газами ($\approx 35\%$) и отводится теплоносителями: с ох-

лаждающей водой рубашки дизеля $\approx 14,5\%$, с охлаждающим маслом $\approx 10\%$, а также отводится часть теплоты наддувочного воздуха с помощью воздухоохладителя [1]. Тепловая энергия, отведенная теплоносителями, рассеивается в холодильной камере теплового, при этом на циркуляцию теплоносителей и привод вентиляторов холодильной каме-

ры расходуется еще 8-9% от полезной мощности дизеля [2].

Можно выделить два пути повышения экономичности существующих дизелей: использование бросовой тепловой энергии, отведенной с теплоносителями и выхлопными газами, и снижение расходов мощности на функционирование системы охлаждения.

Проанализировав тепловой баланс, можно сделать вывод: дизель тепловоза производит в равной мере механическую и тепловую энергию. Следовательно, необходимо рассмотреть возможность создания когенерационной системы охлаждения, в которой механическая энергия будет использоваться для производства электроэнергии в дизель-генераторе, а тепловая энергия теплоносителей – для испарения второго рабочего тела с последующим преобразованием этой тепловой энергии в механическую.

Анализ последних исследований и публикаций

Фазовые переходы теплоносителей являются наиболее энергоемкими процессами, что делает их очень перспективными в системах охлаждения ДВС и в других теплообменных аппаратах.

Наибольшее распространение системы охлаждения с фазовыми переходами теплоносителей получили в судостроении. Огромные габариты дизельного отделения корабля позволяют использовать испарение и конденсацию дополнительного теплоносителя во всех контурах системы охлаждения. Применение водяного охлаждения забортной водой более эффективно, чем охлаждение воздухом, и позволяет использовать теплоносители с довольно низкой температурой кипения-конденсации. Это дает возможность использовать высокое избыточное давление в испарительных теплообменниках, получать пары теплоносителя с высоким давлением, с последующим использованием этого пара для получения энергии в турбогенераторах и получения машинного холода.

Большая часть систем охлаждения ДВС с фазовыми переходами теплоносителей использует только теплоту уходящих газов, поскольку это наиболее простой вариант. Температура уходящих газов высока и может достигать 350 °С, что позволяет использовать в качестве теплоносителя с фазовыми переходами дистиллированную воду и получать высокие давления пара [3]. Перепад давлений между испарителем и конденсатором в несколько атмосфер дает возможность использовать турбогенераторы высокой мощности, которые способны генерировать энергию в размере 4...10% от полезной мощности дизеля [3], то есть позволяют

повысить общий КПД силовой установки на 4...5,5% [4].

Преобразование тепловой энергии уходящих газов в механическую является весьма перспективным направлением и в автомобилестроении. Компанией BMW ведется разработка проекта «Turbosteamer» по созданию системы утилизации теплоты уходящих газов легковых автомобилей. Создан опытный образец автомобиля с миниатюрной паровой турбиной. Проведенные испытания показали повышение общего КПД на 10 % [5].

Теплота охлаждающей жидкости рубашки ДВС, теплота наддувочного воздуха и масла теоретически также могут быть использованы в турбогенераторах. Однако, температура этих теплоносителей не высока, что препятствует получению высокого перепада давлений между испарителем и конденсатором и значительно снижает эффективность турбогенератора. Также в этом случае в качестве теплоносителя с фазовыми переходами требуется использование легкокипящих жидкостей (фреонов, хладонов и др.) с последующим догреванием образовавшегося пара. Эти трудности существенно ограничили использование теплоты системы охлаждения ДВС с помощью турбогенераторов.

Отдельное внимание следует обратить на использование фазовых переходов для создания искусственного холода. Этот способ утилизации тепловой энергии получил распространение на судовых ДВС. Как правило, используется теплота уходящих газов. Полученный холод, в основном, используется для охлаждения наддувочного воздуха.

Использование теплоты уходящих газов для создания искусственного холода позволяет повысить КПД ДВС на 1,5...2% для эжекторных холодильных машин, и на 3...4% для абсорбционных [4, 6].

Поскольку мощность судовых и тепловозных дизелей очень высока, отведение образовавшегося пара в атмосферу не представляется возможным, и возникает необходимость использовать замкнутый цикл циркуляции теплоносителя с кипением и конденсацией его в теплообменниках.

Процессы кипения довольно часто используются в аппаратах химической и пищевой промышленности, в результате чего был выведен ряд довольно точных расчетных зависимостей, описывающих процесс теплоотдачи при кипении жидкости внутри или снаружи круглых труб. Поскольку охладители масла и наддувочного воздуха на тепловозах чаще всего состоят из круглых трубок, их тепловой расчет при фазовых переходах не составляет особого труда.

Однако процесс теплоотдачи при конденсации пара изучен не достаточно полно: существующие формулы дают различные результаты с высокой погрешностью, а конденсация в трубах некруглого сечения вообще мало изучена.

Постановка задачи

Для повышения эффективности и экономичности системы охлаждения дизеля тепловоза необходимо разработать принципиальную схему системы охлаждения с использованием фазовых переходов теплоносителя и провести тепловые и гидравлические расчеты всех теплообменников системы. Это, в свою очередь, потребует подбора рационального теплоносителя.

Также следует подобрать наиболее эффективную конструкцию конденсатора пара, разработать более точные расчетные зависимости и провести экспериментальную проверку адекватности полученной математической модели.

После проектирования системы охлаждения дизеля тепловоза с фазовыми переходами теплоносителей следует выполнить сравнительный расчет экономичности разработанной и существующей системы.

Результаты исследований

После проведения сравнительного анализа и ряда предварительных тепловых расчетов выяснилось, что применение паровых турбин на тепловозах практически невозможно. Для этого необходимо использование теплоносителя с низкой температурой кипения, что позволило бы добиться высоких давлений в испарителе. Однако, в отличие от судовых систем, где конденсатор пара охлаждается забортной водой с низкой температурой и высоким коэффициентом теплопередачи [3], на тепловозах конденсация пара с температурой фазового перехода ниже $+60^{\circ}\text{C}$ при температуре окружающего воздуха $+40^{\circ}\text{C}$ требует чрезмерно больших затрат мощности. А использование теплоносителя с температурой кипения выше $+80^{\circ}\text{C}$ не обеспечит рациональные значения температур масла и наддувочного воздуха и потребует повышения габаритов теплообменников-испарителей.

Следовательно, температура фазовых переходов теплоносителя должна быть в пределах $60-80^{\circ}\text{C}$, что не позволяет использовать значительный перепад давлений между испарителем и конденсатором.

Согласно результатам расчетов, применение фазовых переходов в контуре охлаждения рубашки дизеля тепловоза экономически и конструктивно не выгодно (повышение затрат мощности и дополнительный теплообменник). Однако применение ки-

пения-конденсации в контуре охлаждения масла и наддувочного воздуха (без использования паровых турбин) имеет явное преимущество над стандартной системой.

Масло и наддувочный воздух имеют свои оптимальные диапазоны рабочих температур. Однако температура кипения охлаждающего теплоносителя имеет постоянное значение при нормальных условиях окружающей среды, что препятствует одновременному использованию фазовых переходов теплоносителя в охлаждении нескольких объектов. В свою очередь применение нескольких различных теплоносителей конструктивно сложно и экономически не выгодно.

Целесообразно разработать способ регулирования температуры кипения теплоносителя, что позволит использовать все преимущества фазовых переходов теплоносителя при охлаждении масла дизеля и наддувочного воздуха, и при этом использовать единый теплоноситель. Наиболее удобным способом является изменение давления в испарителе.

В ходе проектирования был подобран ряд теплоносителей, соответствующих выдвигаемым требованиям. Одним из наиболее выгодных является азеотропный раствор анилина $\text{C}_6\text{H}_5\text{NH}_2$ (18,2 %) на основе воды (81,8 %), с температурой кипения при нормальных условиях 75°C [7, 8]. Значительное содержание воды обеспечивает невысокую себестоимость и низкую токсичность раствора. (Азеотропные растворы не разделяются при испарении и конденсации и ведут себя как цельное вещество.) Указанный раствор химически и коррозионно неактивен для металлов и резиновых уплотнений, не горюч и не взрывоопасен, химически стабилен. Обладает высокими значениями теплоты фазовых переходов, теплоемкости, невысокой вязкостью и пониженной температурой замерзания -5°C . Путем незначительного изменения давления возможно обеспечение значения температуры кипения, необходимого для охлаждения масла и наддувочного воздуха до рациональных значений.

Описание проектной системы. Приняв во внимание все вышеизложенное, принципиальная схема проектной системы охлаждения тепловозного дизеля с использованием фазовых переходов теплоносителей примет следующий вид (патенты Украины № 54682, 64764, 66915, 66918, 78663, 96712):

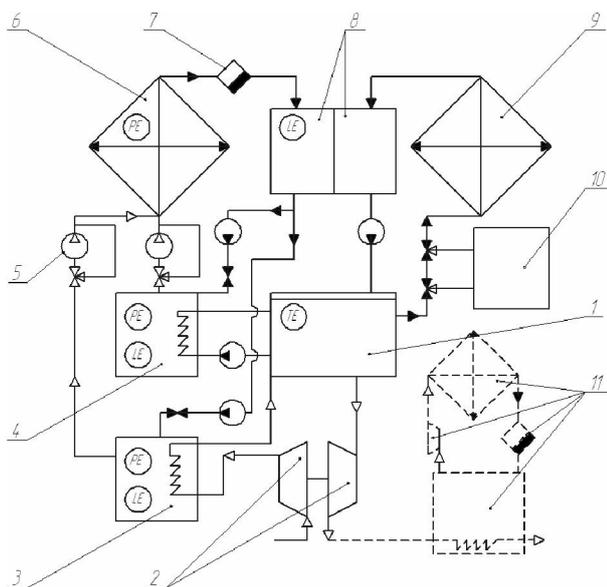


Рис. 1. Принципиальная схема предлагаемой системы охлаждения дизеля тепловоза с фазовыми переходами теплоносителя: 1 – дизель; 2 – турбокомпрессор; 3 – воздухоохладитель; 4 – маслоохладитель; 5 – насосы, компрессоры; 6 – конденсатор «холодного» контура; 7 – конденсатоотводчик; 8 – расширительный бак; 9 – радиатор «горячего» контура; 10 – топливоподогреватель и отопительное оборудование; 11 – контур экономайзера; \blacktriangleright – газ; \blacktriangleright – жидкость; \bowtie – вентиль закрытый; LE, PE, TE – датчики уровня, давления, температуры

Система работает следующим образом: жидкий теплоноситель подается из расширительного бака 8 в трубки рекуперативных теплообменников: охладителя наддувочного воздуха 3 и охладителя масла 4. Эти трубки омываются снаружи горячим наддувочным воздухом и горячим маслом соответственно, что вызывает кипение теплоносителя. Образующийся пар забирает теплоту и отводится в конденсатор. Отвод пара осуществляется с помощью компрессора или центробежного насоса в теплое время года, либо самотеком в обход насоса в холодное время года.

Конденсатор 6 обдувается наружным воздухом с помощью вентиляторов холодильной камеры тепловоза, что вызывает охлаждение и конденсацию пара и отвод теплоты. Полученный конденсат отводится через конденсатоотводчик 7 в расширительный бак 8, чем обеспечивается замкнутый цикл.

Охлаждение воды рубашки дизеля осуществляется как в стандартной системе охлаждения: с помощью насоса и радиаторов 9 «горячего» контура.

Топливоподогреватель 10 и отопительное оборудование используют теплоту воды дизеля.

Применение экономайзера 11 в принципе возможно как на существующих системах охлаждения, так и на проектной. Однако дефицит пространства в кузове тепловоза существенно препятствует внедрению экономайзеров, вследствие чего в данной работе расчет экономайзера не проводился.

Фазовые переходы теплоносителя в «холодном» контуре системы охлаждения дизеля тепловоза могут дать ряд существенных преимуществ, относительно традиционной системы:

1. Постоянная рациональная температура охлаждающего теплоносителя, равная его температуре кипения при заданном давлении, независимо от режима работы дизеля и условий окружающей среды.

2. Постоянная оптимальная температура масла при любых условиях окружающей среды (традиционно рабочий температурный диапазон для масла тепловозных дизелей 70...90 °С [9], однако данные значения адаптированы к тому, что охладитель масла и наддувочного воздуха включены последовательно и оказывают влияние друг на друга. В действительности, оптимальная температура масла должна быть 80...90 °С, что обеспечивает высокие смазывающие свойства при минимально допустимой вязкости [10].

3. Снижение расхода мощности на циркуляцию теплоносителей. К примеру, удельная теплота парообразования воды составляет 2257 кДж/кг, а удельная теплоемкость 1 килограмма воды 4,2 кДж/кг·°С [11]. Следовательно, количество теплоты, способное нагреть 54 кг воды на 10°С, может быть отведено путем испарения всего 1 кг воды. Таким образом, насос, подающий жидкость в испаритель, должен перекачивать малый ее объем, что значительно снижает расход мощности на его привод. Также в десятки раз снижается необходимый общий запас теплоносителя. Образовавшийся пар, который отводится в радиаторные секции, имеет очень низкую вязкость, что также значительно снижает гидравлическое сопротивление радиаторов и трубопроводов. При условиях хорошей теплоотдачи от радиаторов возможно обеспечение всасывающего эффекта при конденсации пара, что создаст разность давлений и заставит пар перемещаться самотеком без затрат мощности на его транспортировку.

4. Повышение эффективности радиаторных секций. Объем пара, необходимый для отвода теплоты «холодного» контура, обеспечивает значительную скорость движения пара по трубкам ра-

диаторных секций (до 25 м/с). Таким образом, коэффициент теплоотдачи от пара к трубкам и коэффициент теплопередачи радиаторных секций в целом значительно повышается. Это позволяет уменьшить количество радиаторных секций либо снизить расход мощности на привод вентиляторов. (Повышение скорости пара компенсируется его малой вязкостью, что обеспечивает невысокое гидравлическое сопротивление.)

5. Отсутствие накипи и засорений в секциях радиаторов. При кипении происходит постоянная дистилляция теплоносителя. При этом все продукты коррозии и накипеобразования остаются в разборных охладителях масла и наддувочного воздуха, крупные круглые и прямые трубки которых легко поддаются механической очистке.

6. Возможна работа испарительных теплообменников в режиме тепловых аккумуляторов. В системе охлаждения с фазовыми переходами теплоноситель в охладителе масла и наддувочного воздуха не циркулирует постоянно, а только доливается до необходимого уровня и испаряется при кипении. Таким образом, при остановке дизеля кипение теплоносителя прекращается и теплообменник подобен термосу с теплой жидкостью, что весьма выгодно в условиях низких температур окружающего воздуха.

Математическое моделирование. Плоскоовальная форма трубок радиатора является наиболее эффективной и экономичной с аэродинамической точки зрения, что делает стандартные радиаторные секции перспективными для использования в качестве конденсаторов пара.

Однако для точных тепловых расчетов необходимо рассчитывать коэффициент теплоотдачи от пара к стенкам (далее α_1) для конденсации пара внутри плоскоовальных труб (рис. 2, 3).

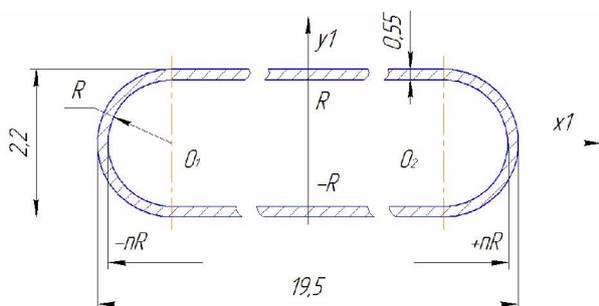


Рис. 2. Сечение плоскоовальной трубки радиатора тепловоза: O_1, O_2 – центры полуокружностей; R – радиусы полуокружностей; n – отношение $2R$ к ширине трубы

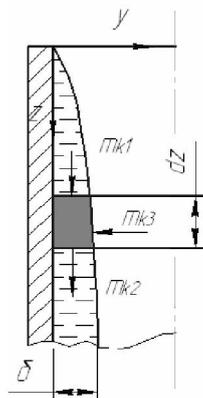


Рис. 3. Схема образования конденсата возле стенки трубки с указанием баланса массовых расходов: m_k – массовые расходы; dz – элементарное кольцо слоя конденсата; δ – толщина пленки конденсата

Для плоскоовального сечения трубы элементарную площадку разобьем на две составляющие (см. рис. 2):

(а) две полуокружности:

$$x_1 \in (-nR; -(n-1)R) \cup ((n-1)R; nR); y_1 \in (-R; R);$$

(б) прямоугольник:

$$x_1 \in (-(n-1)R; +(n-1)R), y_1 \in (-R; R).$$

Передача тепла в потоке теплоносителя при ламинарном режиме определялась уравнением Фурье, при турбулентном – уравнением Фурье-Кирхгофа. Применяя к этим уравнениям преобразование Ханкеля и Лапласа, получили выражения, определяющее распределение температуры по координате y по времени (соответственно: (1) – для ламинарного, (2) – для турбулентного режима) и Δt на элементарном участке:

$$T_{(y,t)} = \frac{qr_0}{\lambda} \int_0^{\infty} \frac{J_0(y \frac{r_1}{r_0}) J_1(y)}{y} \operatorname{erf}\left(\frac{y}{r_0} \sqrt{\Psi t}\right) dy \quad (1)$$

$$T_{(y,t)} = \int_0^{\infty} \frac{J_0(y/r_0)}{2 \cdot \Psi \sqrt{\pi \cdot t}} \left(\exp\left(-\frac{(y-y/r_0)^2}{4 \cdot \Psi^2 \cdot t}\right) - \exp\left(-\frac{(y+y/r_0)^2}{4 \cdot \Psi^2 \cdot t}\right) \right) dy, \quad (2)$$

где Ψ – коэффициент температуропроводности; T – температура теплоносителя; t – время; y – ось координат, направленная по нормали к стенке; r_1 – радиальная координата; λ – коэффициент теплопроводности; q – плотность теплового потока; r_0 – половина линейного размера элементарного точечного параллелепипеда; $J_0(y \frac{r_1}{r_0})$, $J_0(\frac{y}{r_0})$, $J_1(y)$ – интегральные формулы Бесселя для действительного аргумента; $\operatorname{erf}\left(\frac{y}{r_0} \sqrt{\Psi t}\right)$ – функция ошибок.

Расчет толщины пленки проводился исходя из баланса массовых расходов для элементарного

кольца слоя конденсата с толщиной dz . Если (см. рис. 3) обозначить поступающую в элементарное кольцо массу конденсата m_{k1} , вытекающую массу конденсата m_{k2} и конденсирующуюся в свободной поверхности пленки массу m_{k3} , то [12]:

$$m_{k1} + m_{k3} = m_{k2}, \quad (3)$$

Для участка (а) массовые расходы определяются формулами [12]:

$$m_{k1} = 2\pi\rho_k \int_{y=0}^{y=\delta(z)} (R-y) \cdot w_k(y) dy, \quad (4)$$

$$m_{k2} = m_{k1} + \frac{dm_{k1}}{dz} dz, \quad (5)$$

$$m_{k3} = 2\pi \frac{\lambda_k \Delta t}{r \cdot \delta} (R-\delta) dz \quad (6)$$

где ρ_k – плотность конденсата; $w_k(y)$ – скорость конденсата; r – удельная теплота испарения; δ – толщина пленки конденсата; Δt – разность температуры пара и температуры стенки.

Для участка (б) массовые расходы рассчитывались по следующим формулам:

$$mk_1 = \rho_k \int_0^{\delta(z)} (R-y) \cdot w_k(y) dy \cdot 4(n-1)R, \quad (7)$$

$$mk_2 = mk_1 + \frac{dmk_1}{dz} dz, \quad (8)$$

$$mk_3 = \frac{\lambda_k \Delta t}{r \cdot \delta} (4(n-1)R) dz, \quad (9)$$

Неизвестное распределение скорости $w_k(y)$ было представлено в виде кубической параболы [12]:

$$w_k(y) = A + B \cdot y + C \cdot y^2 + D \cdot y^3. \quad (10)$$

Коэффициенты A, B, C, D определяются граничными условиями [12]:

$$y=0 \quad w_k(y) = 0, \quad (11)$$

$$y=0 \quad \left(\frac{\partial w_k}{\partial y}\right)_0 = \frac{\tau_c}{\eta_k}, \quad (12)$$

$$y=0 \quad \left(\frac{\partial^2 w_k}{\partial^2 y}\right)_0 = \frac{1}{\eta_k} \left(\frac{dp}{dz} - g\rho_k\right), \quad (13)$$

$$y=\delta \quad \left(\frac{\partial w_k}{\partial y}\right)_\delta = \frac{\tau_\delta}{\eta_k}, \quad (14)$$

где τ_c – напряжение на границе конденсата и стенки; τ_δ – напряжение на поверхности пленки вследствие трения пара; dp/dz – падение давления в направлении течения пара [12]:

$$-\frac{dp}{dz} = \zeta \frac{1}{2R} \frac{\rho_{II} w_{II}^2}{2}, \quad (15)$$

где $\zeta = 0,184 \text{Re}_{II}^{-0,2}$; Re_{II} – критерий Рейнольдса для пара; w_{II} – скорость пара (локальная для взятого участка).

Далее, на основании теплового баланса, была составлена система уравнений, характеризующая процесс теплоотдачи при конденсации пара внутри плоскоооальных труб:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\lambda_k \cdot \Delta t}{r\rho_k} \cdot \frac{R-\delta}{\delta} &= \frac{d}{dz} \cdot \int_{y=0}^{y=\delta(z)} (R-y)w_k(y)dy \end{aligned} \right. \quad (16)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\lambda_k \cdot \Delta t}{r\rho_k \delta} &= \frac{d}{dz} \cdot \int_0^{\delta(z)} (R-y)w_k(y)dy \end{aligned} \right. \quad (17)$$

$$\left\{ \begin{aligned} w_{II} &= \frac{R^2 w_{II0}}{(R-\delta)^2} - \frac{2\rho_k}{(R-\delta)^2 \rho_{II}} \int_{y=0}^{y=\delta(z)} (R-y)w_k(y)dy \end{aligned} \right. \quad (18)$$

$$\left\{ \begin{aligned} w_{II} &= \frac{w_{II0}R}{(R-\delta)} - \frac{\rho_k}{\rho_{II}(R-\delta)} \int_0^{\delta(z)} (R-y)w_k(y)dy \end{aligned} \right. \quad (19)$$

где w_{II0} – начальная скорость пара на входе в трубку.

Для определения толщины пленки конденсата $\delta(z)$, были численно решены полученные системы уравнений с начальными условиями (14)...(18) а также (20):

$$z=0 \rightarrow \delta(0) = 0; \quad (20)$$

$$z=0 \rightarrow w_{II}(0) = w_{II0}.$$

Решение уравнений (16), (17) проводилось методом Рунге-Кутты; интегралы (18) и (19) были решены методом Симпсона. Далее для заданного шага интегрирования была получена таблица рассчитанных значений толщины пленки конденсата. После аппроксимации полученных значений была получена модель образования пленки конденсата по длине трубы для круглого и плоскоооального сечения.

После вычисления массовых расходов, распределения температуры в средах и толщины пленки конденсата, был определен локальный α_{li} и средний коэффициент теплоотдачи α_{lcp} согласно переданному количеству теплоты:

$$\alpha_{li} = \frac{r \cdot mk_3 + \Delta t \cdot c_k mk_2}{F\Delta t}, \quad \alpha_{lcp} = \frac{\sum \alpha_{li}}{z/h} \quad (21)$$

где c_k – теплоемкость конденсата; F – площадь поверхности трубы; z – длина трубы; h – шаг интегрирования.

Все вычисления проводились в специально написанном программном обеспечении.

Экспериментальные исследования. Для проверки и уточнения результатов численного решения полученной системы уравнений, моделирующей процесс теплоотдачи при конденсации пара внутри труб плоскоовального сечения, проведен ряд физических и численных экспериментов.

Физические эксперименты проводились на серийной водо-воздушной радиаторной секции ВС-0,5. Внутренняя и внешняя поверхности радиаторной секции были тщательно подготовлены путем очистки водяным и воздушным потоками, механической и химической обработками. Далее, для определения чистоты и качества исследуемого образца, были проведены тепловые испытания выбранной радиаторной секции в стандартном режиме с помощью универсального теплотехнического стенда [9]. Отклонение расчетного коэффициента теплопередачи от экспериментального составляло в среднем $\pm 0,4\%$, что позволило использовать расчетные зависимости для определения коэффициента теплоотдачи от поверхности радиаторной секции к воздуху в дальнейших экспериментах.

После этого проводились испытания радиаторной секции в режиме конденсатора пара с помощью модифицированного стенда для теплотехнических испытаний радиаторов (рис. 4).

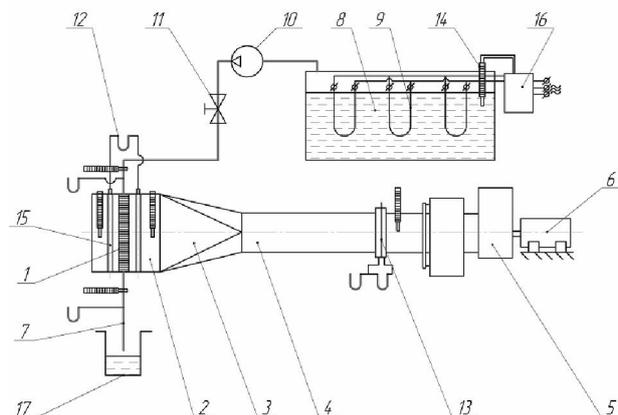


Рис. 4. Схема стенда для теплотехнических испытаний радиаторных секций при конденсации теплоносителя: 1 - радиатор; 2 - патрубок; 3 - переходник; 4 - трубопровод воздуха; 5 - центробежный вентилятор; 6 - электродвигатель; 7 - трубопровод для конденсата; 8 - бак нагревательный; 9 - ТЭН; 10 - компрессор; 11 - вентиль; 12 - микроманометр; 13 - сегментная диафрагма; 14 - термометр; 15 - трубка полного давления; 16 - пульт управления, вольтметр, амперметр; 17 - мерная емкость для конденсата

При проведении эксперимента варьировались значения трех факторов: рабочая длина трубок z (т.е. рабочая поверхность теплообмена), линейная скорость пара на входе в трубки $w_{П0}$ и массовая скорость воздуха на входе в радиатор $u_{вз}$. Остальные факторы (форма трубок радиатора, физико-химические свойства теплоносителя, давления в баке и радиаторе, температура воздуха на входе в радиатор и т.д.) являлись константами.

В соответствии с правилами планирования экспериментов было проведено 15 опытов по три замера данных в установившемся режиме. Результаты экспериментальных исследований были аппроксимированы уравнением регрессии вида $\alpha_{1cp} = f(z, w_{П0}, u_{вз})$. Однако, $u_{вз}$ не является самостоятельным фактором и включает в себя влияние плотности и температуры охлаждающего воздуха. Исходя из этого, на основании равенства тепловых потоков был проведен расчет температуры внутренней поверхности стенки трубок t_{cm} , прямое измерение которой весьма затруднительно. В построении уравнений регрессии, как и в математической модели наиболее удобно использовать разность температуры пара и температуры стенки $\Delta t = t_{П0} - t_{cm} = t_k - t_{cm}$ (температуры пара и конденсации в данном случае равны, поскольку перегрев пара не применялся).

На основе $\alpha_{1cp} = f(z, w_{П0}, u_{вз})$ было выведено уравнение регрессии вида $\alpha_{1cp} = f(z, w_{П0}, \Delta t)$ и экстраполировано на более широкий диапазон значений z и $w_{П0}$. Для конденсации водяного пара в трубке секции ВС-0,5 (см. рис. 2) уравнение регрессии имеет вид:

$$\alpha_{1cp} = 3729 - 7,372 \cdot z - 5101 \cdot \Delta t + 1056 \cdot w_{П0} + 4258 \cdot z^2 - 20940 \cdot \Delta t^2 - 11,259 \cdot w_{П0}^2 - 58,89 \cdot z \cdot \Delta t - 36,9 \cdot z \cdot w_{П0} - 333,06 \cdot \Delta t \cdot w_{П0} \quad (22)$$

Рассчитанные значения Δt позволили провести сравнение результатов математического моделирования с результатами отдельных опытов физического эксперимента, а также с результатами выведенного уравнения регрессии.

При конденсации пара внутри трубы плоскоовального сечения, образовавшаяся пленка конденсата под действием сил поверхностного натяжения перемещается на оба закругленных края сечения, освобождая плоскую часть внутренней поверхности. Эти процессы не были учтены при математическом моделировании, что привело к занижению теоретических результатов на $\approx 12\%$ относительно

результатов эксперимента. Это влияние было введено поправочным коэффициентом в программу численного решения теоретических зависимостей.

В итоге среднее отклонение теоретических данных от экспериментальных составило $\approx 17\%$, при этом α_{1cp} для плоскоооальной трубы длиной $z=1$ м может превышать α_{1cp} для круглой трубы эквивалентного диаметра на 30...40%.

Далее был проведен ряд численных экспериментов – сравнение влияния отдельных физико-химических параметров теплоносителя на коэффициент теплоотдачи при конденсации пара внутри труб плоскоооального сечения (на основе математической модели) и внутри круглых труб эквивалентного сечения (использовались усредненные результаты, полученные по наиболее известным формулам Х. Уонга, В.П. Исаченко, Х. Хартмана, С.С. Кутателадзе, А.А. Жукаускаса, А.В. Болгарского и др.)

Массовая доля анилина в выбранном для проектной системы охлаждения азеотропном водном растворе весьма мала, и почти все физико-химические параметры раствора отличаются от параметров воды в пределах $\pm 5\%$. Единственный параметр, значение которого существенно отличалось – вязкость конденсата. Соответственно, на основе программы для численного решения математической модели процесса конденсации пара был проведен четырехфакторный численный эксперимент, учитывающий влияние на α_{1cp} таких факторов: $\alpha_{1cp} = f(z, w_{п0}, \Delta t, \mu_k)$, где μ_k – динамическая вязкость теплоносителя. Полученные результаты аппроксимированы уравнением регрессии:

$$\begin{aligned} \alpha_{1cp} = & 5437 - 5,6 \cdot 10^3 \cdot z - 23 \cdot 10^3 \cdot \Delta t + \\ & + 956,46 \cdot w_{п0} - 1,53 \cdot 10^6 \cdot \mu_k + 3369 \cdot z^2 + \\ & + 14570 \cdot \Delta t^2 - 5,278 \cdot w_{п0}^2 - 3,135 \cdot 10^9 \mu_k^2 - \quad (23) \\ & - 3834 \cdot z \cdot \Delta t - 65,288 \cdot z \cdot w_{п0} + 1,9 \cdot 10^6 \cdot z \cdot \mu_k - \\ & - 367,438 \cdot \Delta t \cdot w_{п0} + 1,938 \cdot 10^7 \cdot \Delta t \cdot \mu_k - \\ & - 1,842 \cdot 10^5 \cdot w_{п0} \cdot \mu_k \end{aligned}$$

(для воды $\mu_k = 2,994 \cdot 10^{-4}$ Па·с; для раствора анилина $\mu_k = 9,861 \cdot 10^{-4}$ Па·с; именно -4 степень обуславливает высокие степени в уравнении регрессии)

Уравнение (23) позволяет вычислить α_{1cp} при конденсации пара воды, азеотропного водного раствора анилина либо паров других веществ, отличающихся от воды только вязкостью.

Ведется разработка критериального уравнения, позволяющего вычислять α_{1cp} для различных веществ.

Экономические показатели проектной системы. С использованием полученных уравнений регрессии были проведены уточненные тепловые и гидравлические расчеты для каждого теплообменника проектной системы охлаждения дизеля, использующей фазовые переходы азеотропного раствора анилина. Расчеты проводились для всех температур окружающей среды в диапазоне $t_{в3} = \pm 40$ °С с шагом в 5 °С (рис. 5).

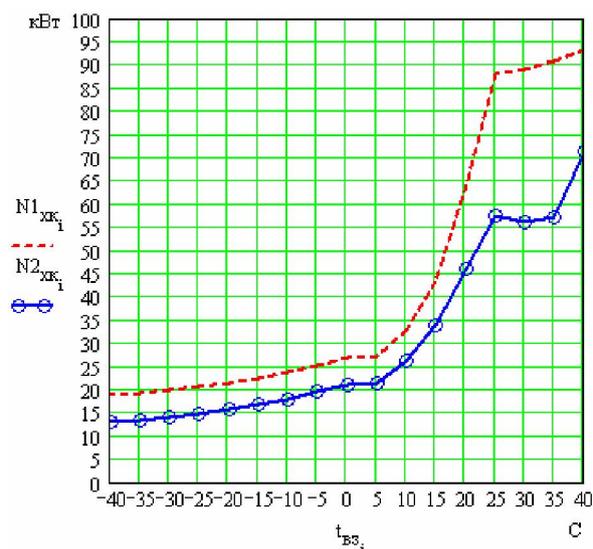


Рис. 5. График влияния температуры окружающей среды на величину суммарного расхода мощности на функционирование «холодного» контура системы охлаждения дизеля тепловоза (2ТЭ116): $N1_{хк1}$ – для существующей системы, $N2_{хк1}$ – для проектной системы

Выводы

- 1) Применение фазовых переходов в системе охлаждения дизеля тепловоза является возможным и перспективным.
- 2) Применение стандартных радиаторных секций в качестве конденсаторов пара является возможным и имеет преимущества над использованием радиаторов с круглыми трубками.
- 3) Численное решение выведенной системы уравнений (16...19) позволяет с достаточной точностью рассчитать значение α_{1cp} при конденсации пара внутри плоскоооальных труб.
- 4) Использование для расчета α_{1cp} при конденсации пара в плоскоооальных трубах расчетных зависимостей, созданных для круглых труб, может давать существенное искажение результата, следо-

вательно, использование указанного программного обеспечения либо уравнений регрессии (22,23) в данном случае более уместно.

5) Необходимо дальнейшее изучение процесса конденсации пара внутри труб различной формы сечения и разработка критериальных уравнений, описывающих данный процесс в общем виде.

6) Применение фазовых переходов теплоносителя в системе охлаждения дизеля тепловоза позволит добиться снижения среднегодового расхода мощности на привод насосов и вентиляторов «холодного» контура на 20...31% (в зависимости от климатической зоны и конструктивных особенностей системы).

Список литературы:

1. Двигатели внутреннего сгорания (тепловозные дизели и газотурбинные установки) [Текст] / А.Э.Симсон, А.З.Хомич, А.А.Куриц и др. – М.: Транспорт, 1980. – 384 с. 2. Конструкция, расчет и проектирование локомотивов [Текст] / А.А.Камаев, Н.Г.Апанович, В.А.Камаев и др.; ред. А.А.Камаев. – М.: Машиностроение, 1981. – 351 с. 3. Селиверстов В.М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках [Текст] / В.М. Селиверстов. – Л.: Судостроение, 1973. – 256 с. 4. Радченко Н.И. Направление утилизации тепла в судовых дизельных установках и их реализация с применением холода [Текст] / Н.И. Радченко, А.А.Стахель, А.А.Сирота, Д.В.Коновалов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2009. – №4(61). – С. 62-65. 5. Паровой двигатель на BMW 5-й серии [Электронный ресурс] // *Синтезгаз*. – 2008-2013. – М.: Режим доступа: <http://sintezgaz.org.ua/energonovosti/173/parovoi-vigatel-na-bmw-5-i-serii/> – 2011. – Название с домашней страницы Интернета. 6. Сирота А.А. Судовые дизельные установки с тригенерационными контурами [Текст] / А.А.Сирота, Т.Бес, Н.И.Радченко, Д.В.Коновалов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2009. – №8(65). – С. 47-51. 7. Позин М.Е. Справочник химика [Текст] : В 3-х т. / М.Е.Позин, О.Н.Григоров и др.; ред. Б.П.Никольский; изд. 2-е перераб. и доп. – М.: Химия, 1966. – 1070 с. – Т. 3. 8. Хорсли Л. Таблицы азеотропных смесей [Текст] / Л.Хорсли; перевод с англ. Н.К.Кочеткова; ред. А.Н.Кост. – М.: Издательство иностранной литературы, 1951.–

292 с. 9. Куликов Ю.А. Системы охлаждения силовых установок тепловозов [Текст] / Ю.А.Куликов. – М.: «Машиностроение», 1988. – 280 с. 10. Воздействие температуры на моторное масло [Электронный ресурс] // "Oil Union" 2010. – Режим доступа: <http://www.oil-union.ru/index/page/id/499/> – 2010. – Название с домашней страницы Интернета. 11. Позин М.Е. Справочник химика [Текст] : В 3-х т. / М.Е. Позин, О. Н. Григоров и др.; ред. Б. П. Никольский; изд. 2-е перераб. и доп. – М.: Химия, 1966. – 1070 с. – Т. 1. 12. Hartmann H. Wärmeübergang bei der Kondensation strömender Satteldämpfe in senkrechten Rohren [Text] / H.Hartmann // *Chemie-Ingeneur-Technic*. – 1961. – Vol. 5, Bd. 33. – P. 343–348.

Bibliography (transliterated):

1. Dvigateli vnutrennego sgoranija (teplovoznye dizeli i gazoturbinnye ustanovki) [Tekst] / A.Je.Simson, A.Z.Homich, A.A.Kuric i dr. – M.: Transport, 1980. – 384 s. 2. Konstrukcija, raschet i proektirovanie lokomotivov [Tekst] / A.A.Kamaev, N.G.Apanovich, V.A.Kamaev i dr.; red. A.A.Kamaev. – M.: Mashinostroenie, 1981. – 351 s. 3. Seliverstov V.M. Utilizacija tepla v sudovyh dizel'nyh ustanovkah [Tekst] / V.M. Seliverstov. – L.: Sudostroenie, 1973. – 256 s. 4. Radchenko N.I. Napravlenie utilizacii tepla v sudovyh dizel'nyh ustanovkah i ih realizacija s primeneniem holoda [Tekst] / N.I. Radchenko, A.A.Stahel', A.A.Sirota, D.V.Konovalov // *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*. – 2009. – №4(61). – S. 62-65. 5. Parovoj dvigatel' na BMW 5-j serii [Elektronnyj resurs] // *Sintezgaz*. – 2008-2013. – M.: Rezhim dostupa: <http://sintezgaz.org.ua/energonovosti/173/parovoi-vigatel-na-bmw-5-i-serii/> – 2011. – Nazvanie s domashnej stranicy Interneta. 6. Sirota A.A. Sudovye dizel'nye ustanovki s trigeneracionnymi konturami [Tekst] / A.A.Sirota, T.Bes, N.I.Radchenko, D.V.Konovalov // *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*. – 2009. – №8(65). – S. 47-51. 7. Pozin M.E. Spravochnik himika [Tekst] : V 3-h t. / M.E.Pozin, O.N.Grigorov i dr.; red. B.P.Nikol'skij; izd. 2-e pererab. i dop. – M.: Himija, 1966. – 1070 s. – T. 3. 8. Horsli L. Tablicy azeotropnyh smesej [Tekst] / L.Horsli; perevod s angl. N.K.Kochetkova; red. A.N.Kost. – M.: Izdatel'stvo inostrannoj literatury, 1951.– 292 s. 9. Kulikov Ju.A. Sistemy ohlazhdenija silovyh ustanovok teplovozov [Tekst] / Ju.A.Kulikov. – M.: «Mashinostroenie», 1988. – 280 s. 10. Vozdejstvie temperatury na motornoe maslo [Elektronnyj resurs] // "Oil Junion" 2010. – Rezhim dostupa: <http://www.oil-union.ru/index/page/id/499/> – 2010. – Nazvanie s domashnej stranicy Interneta. 11. Pozin M.E. Spravochnik himika [Tekst] : V 3-h t. / M.E. Pozin, O. N. Grigorov i dr.; red. B. P. Nikol'skij; izd. 2-e pererab. i dop. – M.: Himija, 1966. – 1070 s. – T. 1. 12. Hartmann H. Wärmeübergang bei der Kondensation strömender Satteldämpfe in senkrechten Rohren [Text] / H.Hartmann // *Chemie-Ingeneur-Technic*. – 1961. – Vol. 5, Bd. 33. – P. 343–348.

Поступила в редакцию 28.05.2013

Склифус Ярослав Константинович – младший научный сотрудник кафедры железнодорожного транспорта Восточноукраинского национального университета им. В.Даля, г. Луганск, Украина, e-mail: keiser@i.ua.

Могила Валентин Иванович – канд. техн. наук, проф. кафедры железнодорожного транспорта Восточноукраинского национального университета им. В.Даля, г. Луганск, Украина.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ФАЗОВИХ ПЕРЕХОДІВ ТЕПЛОНОСІЇВ

Я.К. Склифус, В.И. Могила

Розглянута можливість застосування фазових переходів теплоносія в системі охолодження тепловозного дизеля. Визначені переваги, недоліки і перспективи даного напрямку. Описана принципова схема системи охолодження дизеля тепловоза з використанням фазових переходів теплоносія, а також визначені раціональні фізичні властивості і хімічний склад теплоносія. Також описані теоретичні та експериментальні дослідження роботи серійних радіаторних секцій в режимі конденсатора пари, математичне моделювання процесу тепловіддачі при конденсації пари в плоскоовальних трубах, і представлені результати регресійного аналізу експериментальних даних.

IMPROVING THE EFFICIENCY OF THE COOLING SYSTEM OF DIESEL ENGINE WITH USING PHASE TRANSITIONS OF HEAT TRANSFER AGENT

Ja.K. Sklifus, V.I. Mogila

The possibility of using the phase transitions of coolant in the cooling system of locomotive diesel engine is considered. Identified strengths, weaknesses and prospects of this area. This design of the cooling system of diesel locomotives using fluid phase transitions, as well as a rational physical properties and chemical composition of the fluid. It also describes the theoretical and experimental studies of serial sections of radiator steam condenser mode, the mathematical modeling of heat transfer during condensation of steam in the flat-oval tubes, and the results of the regression analysis of experimental data.

УДК 621.43.016

А. В. Тринёв, Д. Г. Сивых, Е. В. Синявский, О. Ю. Пилипенко

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ КЛАПАННОГО УЗЛА БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

Разработана электронная система автоматического регулирования теплового состояния клапанного узла форсированного быстроходного дизеля. Проведена проверка алгоритма работы системы и надежности рабочих элементов в условиях безмоторного эксперимента. Для охлаждения клапанного узла и межклапанной перемычки используется сжатый воздух. Предусматривается внедрение системы регулирования на форсированных дизелях грузовых автомобилей.

Введение

Надежная работа наиболее теплонапряженных деталей камеры сгорания (КС) двигателя, которые и определяют его моторесурс, в сочетании с высокой топливной экономичностью были и остаются основными показателями перспективности конструкции ДВС. При этом следует заметить, что уровень требований по надежности, экономичности, удельным габаритным и массовым показателям постоянно возрастает.

Тепловое состояние клапанного узла (выпускной клапан, седло, направляющая втулка) является одним из определяющих факторов, влияющих на надежную работу узла в условиях эксплуатации, на его ресурс. Эффективным способом повышения надежности узла, как показали расчетные и экспериментальные исследования, проводившиеся на кафедре ДВС НТУ «ХПИ», может стать локальное воздушное охлаждение как отдельных деталей, так и узла в целом (несколько контуров охлаждения). Выбор варианта охлаждения зависит от уровня максимальных температур деталей в эксплуатации, конструктивных особенностей головки цилиндров (ГЦ), приспособленности ДВС и установки в целом к размещению системы локального охлаждения (ЛО).

Полученные в ходе расчетно-экспериментальных исследований положительные результаты для их практической реализации на ДВС серийного производства требуют разработки средств управления процессами охлаждения в зависимости от теплового состояния деталей в автоматическом режиме. Постоянный подвод охладителя при постоянном давлении на всех режимах, как термически

напряженных, так и ненапряженных, требует существенных затрат мощности двигателя на циркуляцию охладителя с избыточным давлением, что ухудшает экономические показатели ДВС. Решением поставленной задачи может стать разработка системы автоматического регулирования теплового состояния (САРТС) клапанного узла. Важным моментом также для практической реализации ЛО является и выбор установки, наиболее приспособленной по своим массогабаритным показателям к размещению локальной системы охлаждения. Проведенный предварительный анализ показал, что наиболее рациональным является размещение систем ЛО на дизелях большегрузных автомобилей. На сегодняшний день одними из наиболее известных производителей большегрузных автомобилей являются фирмы Tatra, Scania, Volvo, MAN. В качестве силового агрегата фирмы используют 4-х тактные дизельные ДВС с литровой мощностью от 25 до 30 кВт/л и уровнем форсирования по среднему эффективному давлению от 1,2 до 2,0 МПа. Техника во многих случаях используется в труднопроходимых местностях и в регионах с тяжелыми климатическими условиями.

Повышение уровня форсирования дизелей требует внедрения дополнительных мероприятий для повышения надежности. При этом массогабаритные показатели этой техники допускают размещение дополнительных систем ЛО без заметного ухудшения экономических показателей.

В работе на основе расчетно-экспериментальных исследований показана возможность автоматического управления тепловым состоянием