УДК 621.43.004:519.87

# МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДВС

*О.Г. Куделин, к.т.н., доц.; А.Г. Николаев, к.т.н., проф.;*
*ФГОУ ВПО «Новосибирская государственная академия водного транспорта»*

На основе теории вероятности разработаны: математический аппарат определения качества технического состояния ДВС, методика определения «поля качества» технического состояния ДВС, инструмент сравнительного анализа качества технического состояния ДВС с оценкой финансовых затрат различных технологий.





В процессе эксплуатации двигателя внутреннего сгорания (ДВС) возникает проблема отслеживания ухудшения его технического состояния в течение одной или нескольких навигаций. В настоящее время производится штатный анализ результатов технического осмотра ДВС, в ходе которого измеряются разрозненные показатели различных его параметров. Зачастую штатный анализ позволяет отследить изменение со временем нескольких отдельных параметров, не имея возможности получить комплексную оценку качества работы ДВС в целом. В данной статье предлагается ввести сводный эффективный показатель качества работы ДВС. Это позволяет ввести три или более группы качества. Группа дизелистов-экспертов позволяет их разграничивать и присваивать каждой из групп соответствующий рейтинг. После того как это будет проделано с помощью введенного показателя, возможно с любой периодичностью отслеживать ухудшение качества ДВС в ходе эксплуатации, а также переход его из одной группы в другую с понижением рейтинга. Кроме того, можно обнаружить повышение (или ухудшение) качества технического состояния ДВС после ремонта.

Критерием качества могут служить среднестатистические характеристики разрозненных параметров множества однотипных ДВС, измеренные в одни и те же моменты времени в течение навигации и сведенные в эффективный показатель качества работы (ЭПКР) ДВС. Полагаем, что значения измерения всех параметров ДВС распределены по нормальному закону. Тогда этими критериями служат математическое ожидание и среднеквадратичное отклонение.

В статье [1] было предложено все параметры работы ДВС условно разбить на три группы (на самом деле таких групп может быть больше, возможно также дополнительное разбиение на подгруппы): основные параметры; второстепенные и третьестепенные параметры. К первой группе пусть относятся удельные величины расхода топлива, масла, воздуха и некоторые другие параметры, связанные с эффективными показателями работы двигателя; ко второй — параметры, связанные с максимальными величинами давления сгорания и сжатия, температуры отработавших газов, а также в подшипниках скольжения и другие; к третьей — износные показатели (зазоры в деталях ДВС).

Учитывалось, что на ухудшение технического состояния ДВС оказывают влияние как отдельные параметры всех введенных в рассмотрение групп, так и их всевозможные совместные сочетания. В этой связи был введен обобщенный показатель ухудшения технического состояния ДВС $\eta(t)$ :

$$\eta(t) = k\{\alpha(t)p_1(t) + \beta(t)p_2(t) + \gamma(t)p_3(t) + \alpha(t)\beta(t)p_1(t)p_2(t) + \alpha(t)\gamma(t)p_1(t)p_3(t) + \beta(t)\gamma(t)p_2(t)p_3(t) + \alpha(t)\beta(t)\gamma(t)p_1(t)p_2(t)p_3(t)\}, \quad (1)$$

где $\alpha(t)$, $\beta(t)$, $\gamma(t)$ — неубывающие положительные функции параметров работы ДВС первой, второй и третьей групп, которые приводятся к единому масштабу с помощью нормирования соответствующих размерных величин; $p_1(t)$, $p_2(t)$, $p_3(t)$ — весовые характеристики соответственно первой, второй и третьей групп параметров; $k$ — масштабный множитель.

Параметры $\alpha(t)$, $\beta(t)$, $\gamma(t)$ представляют собой дискретные зависимости, которые измеряются

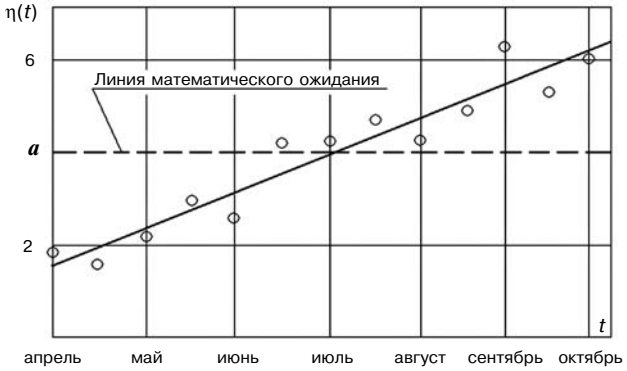



**Рис. 1. Зависимость параметра $\eta(t)$ за время навигации по месяцам**

в заданные моменты времени (два или более раза в месяц в течение навигации) для одного отдельно взятого ДВС или группы ДВС. Весовые характеристики $p_1(t)$, $p_2(t)$, $p_3(t)$ устанавливаются по значимости влияния установленных групп на техническое состояние ДВС. В общем случае это функциональные параметры, хотя в первом приближении их можно полагать постоянными величинами.

По результатам значений (1) можно определить математическое ожидание и среднеквадратическое отклонение этой случайной величины в каждый момент измерения, а также за период одной или нескольких навигаций.

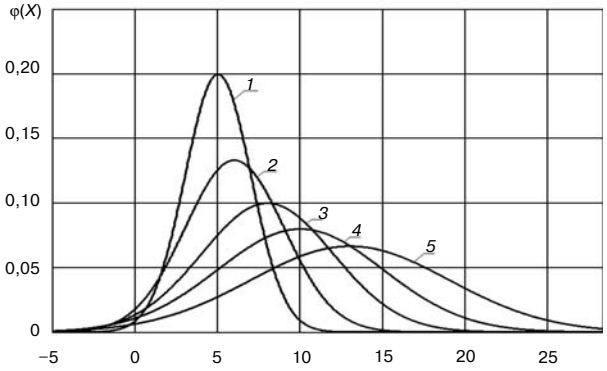
Для примера на рис. 1 приводится изменение параметра $\eta(t)$ за период одной навигации по месяцам во время предполагаемых измерений.

Пусть, например, для выбранного $t = t_0$ на каждом шаге измерений вычисляется параметр $\eta(t)$. По полученной выборке определяются математическое ожидание $a$ и среднеквадратическое отклонение $\sigma$ случайной величины $X = \eta(t)$, призванной характеризовать степень ухудшения технического состояния ДВС в указанный момент времени. С помощью вычисленных значений $a$, $\sigma$, согласно нормальному закону распределения [2], определяется плотность вероятности ухудшения технического состояния ДВС для момента времени $t = t_0$

$$\varphi(X) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(X-a)^2}{2\sigma^2}}. \qquad (2)$$

Следовательно, усреднением $a$, $\sigma$ за одну или нескольких навигаций можно определить плотности вероятностей ухудшения технического состояния ДВС и за соответствующие периоды времени.

Проанализируем поведение плотности вероятности $\varphi(X)$ по формуле (2) на основе изменения параметров $a$, $\sigma$. Эти параметры варьируются в зависимости от значения параметра ухудшения технического состояния двигателя




1) $a$ =3, $\sigma$ =2; 2) $a$ =4, $\sigma$ =3; 3) $a$ =5, $\sigma$ =5; 4) $a$ =6, $\sigma$ =7; 5) $a$ =7, $\sigma$ =10

**Рис. 2. Функция плотности вероятности ухудшения технического состояния ДВС**

$X$. На рис. 2 показаны графики плотности вероятности $\varphi(X)$ в зависимости от изменения параметров $a$, $\sigma$.

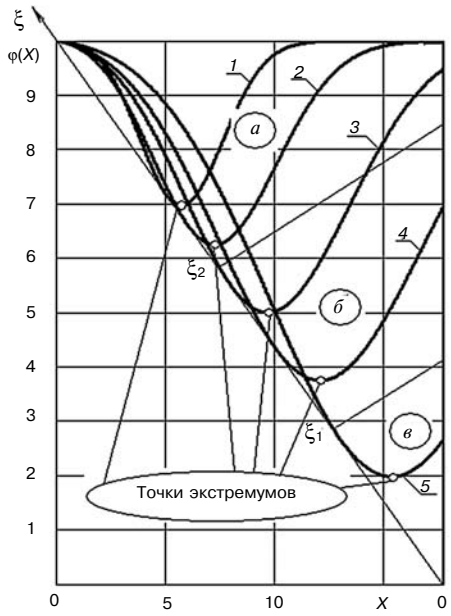
На основе $\varphi(X)$ вводился эффективный показатель качества работы ДВС:

$$v(X) = N - \sigma X \varphi(X), \qquad (3)$$

где $v(X)$ — (ЭПКР) ДВС; $N$ — эмпирический параметр смещения шкалы в более удобный диапазон.

На рис. 3 представлены графики изменения функционального параметра $v(X)$ при тех же значениях $a$ и $\sigma$, как и на рис. 2.

Анализ рис. 3 показывает, что экстремумы плотности вероятности, описывающие качественное техническое состояния ДВС смещаются в координатах этого рисунка влево и вверх.




1) $a$ =3, $\sigma$ =2; 2) $a$ =4, $\sigma$ =3; 3) $a$ =5, $\sigma$ =5; 4) $a$ =6, $\sigma$ =7; 5) $a$ =7, $\sigma$ =10

**Рис. 3. «Поле качества» технического состояния ДВС:** *а* — зона высокого качества; *б* — зона среднего качества; *в* — зона низкого качества

И наоборот, экстремумы плотности вероятности, описывающие менее качественное техническое состояния ДВС, группируются вниз и вправо (см. рис. 3).

Это позволяет ввести в рассмотрение понятие «поля качества» технического состояния ДВС (см. рис. 3), для чего достаточно оставить только точки экстремумов ЭПКР ДВС и провести две или более наклонные линии, перпендикулярные к линии, являющейся касательной к плотностям вероятности. Полученные зоны, разделенные наклонными линиями, являются областями высокого ($\xi_2 \le \xi \le 1$), среднего ($\xi_1 \le \xi \le \xi_2$) и низкого качества ($0 \le \xi \le \xi_1$) технического состояния ДВС. При этом границы, разделяющие «поле качества» технического состояния ДВС на зоны разного уровня, должны устанавливаться экспертами-дизелистами.

Разработанная модель качества технического состояния ДВС позволяет простым технологическим приемом оценивать уровень его технического состояния.

Кроме того, с помощью разработанной математической модели можно осуществлять сравнительный анализ финансовых затрат различных технологий, улучшающих техническое состояние ДВС. Так, при использовании различных технологий (использование новых конструкций форсунок, распылителей, геометрии камеры сгорания и т. д.) для ДВС среднего качества, находящегося в зоне *б* с координатой экстремума $\xi_{ср}$, определим динамику смещения координат экстремумов по оси $0\xi$ относительно $\xi_{ср}$ для каждой из применяемых технологий (либо комплексов технологий). Естественно, что та технология, у которой смещение в положительную сторону по оси $0\xi$, деленное на ее затраты, будет большим, та технология и будет экономически лучшей. Следовательно, эта технология является менее затратной по сравнению с другими анализируемыми технологиями данной математической моделью.

**Литература**

1. *Куделин О.Г., Николаев А.Г.* Оценки качества технического состояния ДВС. Труды Международного научно-технического семинара «Исследование, проектирование и эксплуатация судовых ДВС» / под общей редакцией О.К. Безюкова. — СПб. : Парк Ком, 2006. — С. 117–123.

2. *Вентцель Е.С., Овчаров Л.А.* Теория случайных процессов и ее инженерные приложения. — М. : Наука, 1991. — 384 с.



## ОАО ЗМЗ ПОЛУЧИЛО ПРИЗНАНИЕ В ОБЛАСТИ РАБОТЫ С МОЛОДЕЖЬЮ

*ОАО «Заволжский моторный завод» — один из крупнейших центров в России по производству двигателей внутреннего сгорания. Предприятие выпускает свыше 80 модификаций двигателей рабочим объемом от 2,2 до 4,67 л, соответствующих современным экологическим стандартам, для автомобилей и автобусов трех автомобильных компаний России – ОАО ГАЗ, ОАО УАЗ, ОАО «Павловский автобус».*

В рамках XI областного конкурса профессионального мастерства работающей молодежи «Золотые руки», прошедшем в Нижнем Новгороде 03.11.2009, ОАО «Заволжский моторный завод» (входит в компанию ОАО «Соллерс») был награжден Дипломом за первое место по работе с молодежью на предприятии в номинации «Предприятие муниципального образования».

Кроме того, молодой рабочий дочерней организации ОАО ЗМЗ — ООО «Ремсервис» фрезеровщик Сергей Смирнов занял первое место по своей профессии. Остальные участники команды ОАО ЗМЗ, представленной по шести заявленным в конкурсе профессиям — токарь, фрезеровщик, электросварщик, слесарь-инструментальщик, электромонтер, столяр, вошли в десятки сильнейших.

За 11 лет существования областного конкурса молодые моторостроители не раз подтверждали свое высокое профессиональное мастерство, принося в копилку общих побед Дипломы за призовые места.

Но впервые за все годы работа с молодежью, проводимая на ЗМЗ, была признана лучшей. Жюри учитывало все, что делается в этой области на предприятиях-участниках: от таких направлений, как спорт, культура, профобразование, до результативности участия в областных конкурсах «Золотые руки».

Всего на конкурсе за право быть лучшими соревновались по семи специальностям более 100 молодых рабочих 38 основных предприятий Нижегородской области.

УДК 621.436

# ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТРАНСПОРТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*В.Р. Гальговский, д.т.н., проф; Д.С. Мокроусов, главный специалист ИКЦ ОАО «Автодизель» (Ярославский моторный завод); Н.Д. Чайнов, д.т.н., профессор, МГТУ им. Н.Э. Баумана*

Предложена новая форма уравнения мощности поршневых двигателей, удобная для анализа совершенства их энергетических показателей и конструкции. Рассмотрены тенденции развития транспортных двигателей различного назначения, форсированных по среднему эффективному давлению и средней скорости поршня. Приведены достигнутые уровни энергетических показателей современных четырехтактных транспортных двигателей и тенденции их развития.

Четырехтактные поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) получили наибольшее развитие и применение прежде всего в качестве транспортных двигателей. По назначению они разделяются на судовые, тепловозные, тяжелые и легкие автомобильные, тракторные и мотоциклетные; по принципам смесеобразования–сгорания — в основном на дизельные и бензиновые. За многие годы развития каждая из сформированных групп ДВС приобрела свои специфические особенности. Основные показатели двигателей, такие как топливная экономичность, ресурс и уровень выбросов вредных веществ находятся в прямой зависимости от особенностей их конструкции, формирования рабочих режимов, определяемых их назначением, способа организации рабочего процесса. Поэтому для анализа тенденций развития представляет интерес сравнение достигнутого уровня энергетических показателей этих групп моторов. Выполнить анализ на основе традиционного уравнения мощности

$$P_e = f(p_e,\ V_h,\ n) \qquad (1)$$

не представляется возможным, так как оно не содержит в явном виде наиболее значимых для анализа величин. Другие формы уравнения мощности в своей основе известны [1], но развития не получили.

Наиболее удобным для анализа энергетических показателей ДВС рассмотренных назначений может служить уравнение мощности

$$P_e = 1{,}962\cdot10^{-3}\cdot D^2\cdot i\cdot k_{pc}, \qquad (2)$$

где $P_e$ — эффективная мощность, кВт; $D$ — диаметр цилиндра, см; $i$ — число цилиндров; комплекс $k_{pc} = p_e\cdot c_n$, бар·м·с$^{-1}$.

В этом уравнении (за исключением $D$ и $i$) содержатся два основных энергетических показателя: $p_e$ — среднее эффективное давление, бар, и $c_n$ — средняя скорость поршня, м·с$^{-1}$, которые в равной мере определяют величину мощности двигателя и уровень его энергетической форсировки. Но вместе с тем физически они различны хотя и оказывают влияние друг на друга.

Значение $p_e = p_i\cdot\eta_м$ зависит от среднего индикаторного давления, определяемого способом и качеством организации процесса сгорания в двигателе, и механического КПД. На каждый из них в свою очередь оказывает влияние средняя скорость поршня вследствие изменения времени цикла, соотношения топлива и воздуха, тепловых потерь в систему охлаждения и с отработавшими газами (ОГ) и др. При увеличении средней скорости поршня возрастают внутренние потери в двигателе, характеризующиеся величиной давления $p_{в.п} = f(c_n)$, снижающие механический ($\eta_м$) и эффективный ($\eta_e$) КПД. Одновременно увеличиваются нагрузки в деталях от сил инерции, возрастает уровень вибраций, шума и износ. Поэтому целевое использование средней скорости поршня в качестве параметра для увеличения мощности связано с необходимостью применения в двигателе комплекса соответствующих, прежде всего, прочностных конструкторско-технологических решений.

Значение средней скорости поршня ($c_n$) определяет в равной и обратной мере выбор частоты вращения коленчатого вала ($n$), параметры топливной аппаратуры (ТА), турбокомпрессора (ТК) и характеристики других систем и агрегатов, а также влияет на продолжительность процесса сгорания ($\varphi_{Xmax}$). Значение хода поршня ($S$), с ростом которого увеличивается рабочий объем цилиндра ($V_{hi}$), соответственно увеличивает массу и габаритные размеры двигателя, а также отношение $\bar{S} = S/D$. При увеличении $\bar{S}$ увеличивается относительный объем камеры сгорания $V_{к.с}$ и одновременно уменьшаются относительные поверхности теплообмена $\bar{F}_{к.с}$, $\bar{F}_{т.о}$ формирующие более компактную камеру сгорания, что ведет к сокращению продолжительности сгорания и снижению потерь теплоты в систему охлаждения и с отработавшими газами, а также к увеличе-

нию индикаторного КПД всех режимов работы двигателя [2–4]. Однако при этом увеличиваются значения средней скорости поршня ($c_n$) и давления, характеризующего внутренние потери ($p_{в.п}$).

В диапазоне $c_n$ от 4,5 до 7,5 м/с рабочий процесс двигателя характеризуется малыми приращениями внутренних потерь ($p_{в.п}$), следствием чего является увеличение эффективного КПД ($\eta_e$) особенно при $p_e \geq 8$ бар. Однако уже при $c_n > 7{,}5$ м/с механический КПД ($\eta_м$) снижается более интенсивно, чем возрастает индикаторный КПД ($\eta_i$), что ведет к ухудшению топливной экономичности транспортного двигателя в области высоких значений $c_n$. В общем случае при любых постоянных значениях средней скорости поршня ($c_{ni}$ = const) и снижении нагрузки ситуация аналогична: определенному увеличению индикаторного КПД ($\eta_i$) (или снижению индикаторного удельного расхода топлива $b_i$) сопутствует все более значительное снижение механического КПД($\eta_м$) и ухудшение топливной экономичности двигателя. Поэтому альтернативным решением для улучшения энергетических характеристик может быть уменьшение внутенних потерь $p_{в.п} = f(c_n)$ за счет оптимизации $\bar{S}$.

Задача оптимизации отношения $\bar{S}_{опт} = S/D$ в транспортном двигателе с учетом специфики организации рабочих процессов для достижения максимального значения эффективного КПД ($\eta_{e\ max}$) в области рабочих режимов двигателя имеет несколько возможных вариантов решения. При этом во всех случаях $\bar{S}_{опт}$ увеличивается при увеличении $p_e$ и уменьшении $c_n$ (рис. 1, *а*). Выбор оптимального значения $\bar{S}$ для двигателя определяется на основе компромисса для совокупного увеличения $p_e = p_i \cdot \eta_м$ в области наиболее значимых режимов работы (рис. 1, *б*). При этом двигатель, предназначенный для работы в зоне высоких значений $c_n$, должен быть в значительной степени короткоходным и чем выше требования к двигателю по топливной экономичности (особенно эксплуатационной), тем в большей степени он должен быть ограничен по средней скорости поршня ($c_n$) и форсирован по среднему эффективному давлению ($p_e$). Следовательно, этим требованиям соответствует более высокие значения $\bar{S}$.

При выборе отношения $\bar{S}$ целесообразно учитывать также режимы работы двигателя с неполной нагрузкой, доля которых в эксплуатационных режимах (в «ездовом цикле») достаточно велика и для автомобильного двигателя, в частности, превышает 65 % [6]. Это необходимо для совершенствования как эксплуатационной топливной экономичности транспортного средства (см. рис. 1, *б*), так и снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами.

Удельные выбросы вредных веществ с отработавшими газами при работе на фиксированном режиме можно описать уравнением [7]

$$e_{в.в} = M_{в.в}/P_e = k \cdot c_{в.в}(1 + \alpha \cdot L_0) b_e, \qquad (3)$$

где $M_{в.в}$ и $c_{в.в}$ — массовый выброс и концентрация вредных веществ в отработавших газах; $b_e$ — эффективный удельный расход топлива; $\alpha$ — коэффициент избытка воздуха; $L_0$ — стехиометрическое соотношение; $k$ — коэффициент размерности, характеризующий массу конкретного вредного вещества в составе отработавших газов. [6].

Из уравнения (3) следует, что для выполнения поэтапных нормативных ограничений выбросов по требованиям ЕЭК ООН транспортный двигатель должен быть:

➢ ***высокофорсированным*** за счет наддува и охлаждения наддувочного воздуха, применения топливной аппаратуры с высоким давлением впрыска ($p_{Фmax}$) и внедрением ряда других специальных мероприятий (при этом снижение $M_{в.в}$ и $c_{в.в}$ в существенной степени ниже, чем возможности для увеличения форсировки двигателя, за счет которой можно обеспечить снижение удельных выбросов вредных веществ ($e_{в.в}$) более простыми техническими решениями [7]);

➢ ***высокоэкономичным***, предполагающим организацию процесса сгорания при повышенной степени сжатия ($\varepsilon$) как фактора интенсификации процесса сгорания и меньших значениях $\alpha$ (в этих условиях углеродсодержащие токсичные ком-

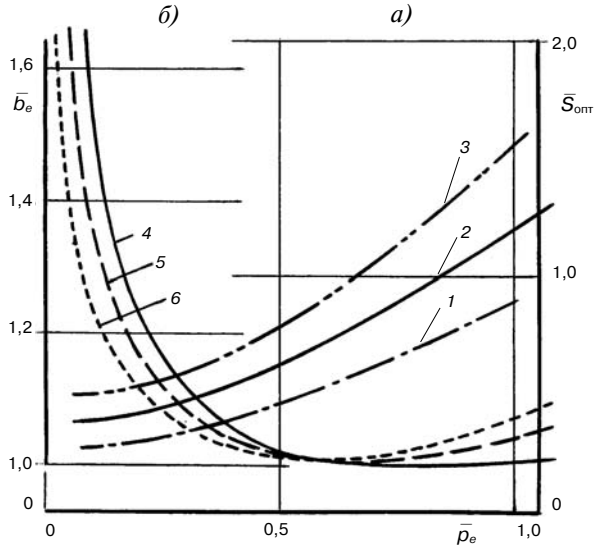



**Рис. 1. Диаграмма для выбора оптимальных параметров автомобильного дизеля:**

*а*) $\bar{S}_{опт} = f(\bar{p}_e, c_n)$, *1*, *2*, *3* — $c_n$ = 11,5; 8,0; 5,0 м/с и $\bar{p}_e$ = 1,0 (20 бар); *б*) $b_e = f(\bar{p}_e, \bar{S})$ при $n_i$ = const (в области $c_n \approx 6{,}5$ ... 8,0 м/с), *4*, *5*, *6* — $\bar{S}$ = 1,26; 1,0; 0,8 и $b_{e\ min}$ = 1,0 (190 г/кВт·ч)

поненты и сажа догорают в значительной степени в момент их образования, а снижение концентрации оксидов азота достигается за счет поздних углов опережения впрыска топлива);

➢ ***управляемым*** микропроцессорной системой для обеспечения оптимальных значений рабочих параметров и экологических показателей на всех режимах работы, а также для диагностики систем транспортного двигателя в условиях эксплуатации.

Тенденции поэтапного снижения выбросов по требованиям ЕЭК ООН послужили причиной создания ведущими фирмами-производителями большого числа двигателей нового поколения всех назначений с использованием новых принципов формирования элементов конструкции, рабочих процессов и энергетических показателей.

Из уравнения для относительной литровой мощности двигателя

$$\overline{P}_{e\,л} = 2{,}5\ k_{pc} / \ \overline{S} \cdot D, \qquad (4)$$

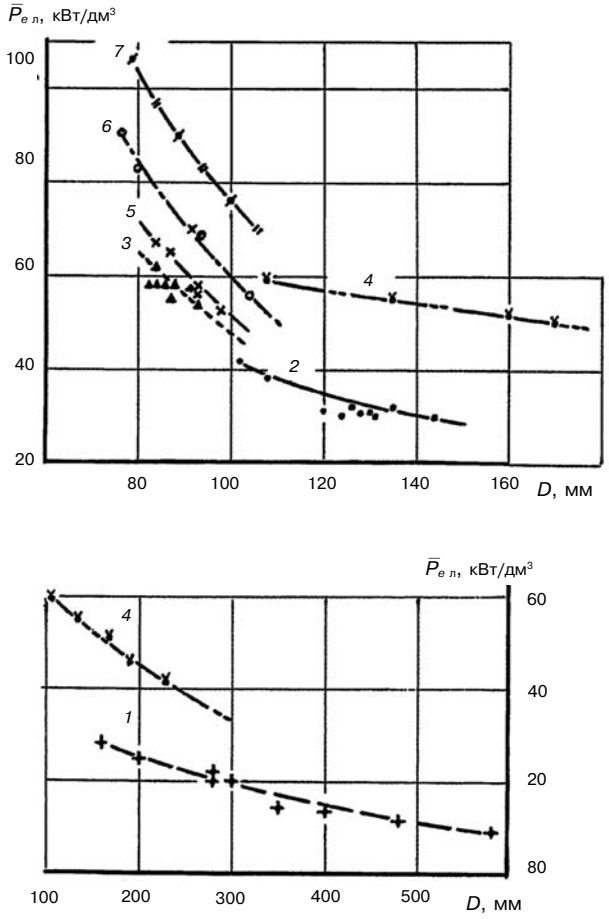



**Рис. 2. Достигнутые значения литровой мощности (в функции *D*) серийных двигателей различного назначения:**

дизельные: *1* — судовые и тепловозные; *2* — тяжелые автомобильные; *3* — легковые автомобильные; *4* — двигатели двойного назначения; бензиновые двигатели: *5* — без ТН; *6* — с ТН; *7* — мотоциклетные двигатели

выражаемой в кВт/дм³, следует что при одинаковом уровне форсирования транспортного двигателя (т. е. при $k_{pc}$ = const) и достаточно ограниченном диапазоне изменения $\overline{S}$, определяющую роль на значение $\overline{P}_{e\,л}$ оказывает диаметр цилиндра $D$ (рис. 2), что делает этот параметр характерным для двигателей определенного назначения.

С увеличением диаметра цилиндра $D$ уменьшаются относительные поверхности теплообмена $\overline{F}_{к.с}$ и $\overline{F}_{т.о}$, способствующие снижению потерь теплоты в систему охлаждения и с отработавшими газами и повышению средних температур цикла [3]. Поэтому двигатели с бо*л*ьшим диаметром цилиндра обычно характеризуются более высокими значениями среднего эффективного давления ($p_e$) и эффективного КПД ($\eta_e$) [3, 4]. Но вместе с этим значительно увеличиваются:

➢ интенсивность тепловых потоков в стенки камеры сгорания (в поршень, головку и стенки цилиндра) [4], что вызывает необходимость тепловой защиты этих деталей;

➢ образование оксидов азота вследствие увеличения продолжительности высокотемпературной стадии цикла при снижении частоты вращения коленчатого вала, что находит подтверждение в сопоставлении нормативных значений выбросов $NO_x$ для различных групп транспортных двигателей;

➢ механические нагрузки на силовые детали камеры сгорания и кривошипношатунного механизма от давления газов на детали движения от неуравновешенных сил и моментов инерции;

➢ инерционные нагрузки, препятствующие увеличению средней скорости поршня ($c_n$), и др.

По этой причине увеличение энергетических показателей транспортных двигателей с увеличенным диаметром цилиндра (особенно судового, железнодорожного и двойного назначения) усложняет решение проблемы формирования элементов конструкции для достижения необходимой надежности и ресурса.

Приведенный выше анализ характеризует, в основном, возможности совершенствования энергетических показателей дизельных двигателей. Двигатели, работающие на бензине, имеют в этом отношении определенные отличия, связанные с особенностями организации процесса сгорания и физическими свойствами топлива.

На рис. 3 приведены характерные значения (диапазоны) энергетических показателей двигателей различного назначений, достигнутые в мировом серийном производстве в период с 2004 по 2008 гг., и соответствующие действующим на этот период экологическим нормативам ЕЭК ООН (в частности — Tier-1/-2, Euro-3/-4, ...), и значения их энергетических констант $k_{pc}$. На

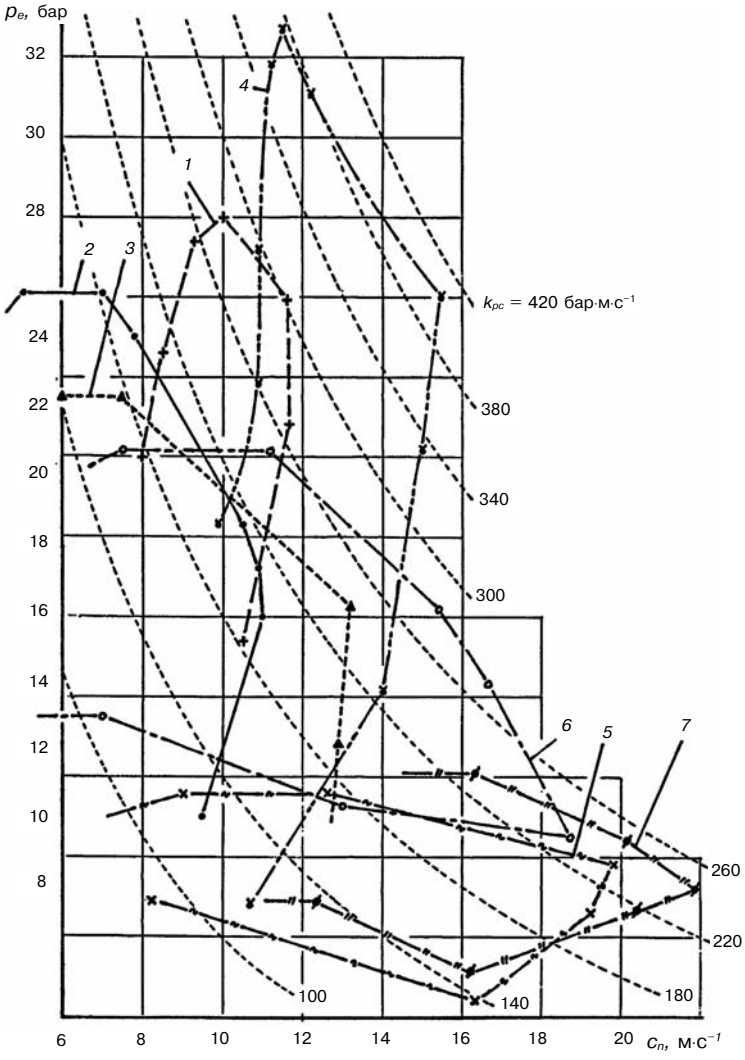



**Рис. 3. Характерные области энергетических показателей серийных ТД по назначениям:**

*1* — судовые и тепловозные; *2* — тяжелые автомобильные и тракторные; *3* — дизельные легковых автомобилей; *4* — дизельные двигатели двойного назначения; *5* — бензиновые легковых автомобилей без ТН; *6* — бензиновые легковых автомобилей с ТН; *7* — бензиновые для мотоциклов

диаграмме представлены дизельные двигатели: судового и железнодорожного назначения с $D >$ > 150 мм — область *1*; для тяжелых автомобилей и тракторов с $D$ = 100−145 мм — область *2*; для легковых автомобилей с $D$ = 70−88 мм — область *3*; двигатели двойного назначения с $D$ = = 107− 265 мм — область *4*.

Здесь же представлены двигатели, работающие на бензине: для легковых автомобилей: без турбонаддува (использующие, в основном, динамический наддув) с $D$ = 73,4−98 мм — область *5*; двигатели с газотурбинным наддувом с $D$ = = 76,5−104 мм — область *6*; двигатели для мотоциклов с $D$ = 70,5−101 мм — область *7*. Границы каждой области ($p_{e\,max}$, $c_{n\,max}$, $k_{pc\,max}$), обозначенные характерными кривыми и точками, соответствуют достигнутому энергетическому уровню показателей конкретных серийных транспортных двигателей по назначениям.

Приведенная диаграмма дает возможность оценить направления формирования элементов конструкции традиционных двигателей различного назначения. В частности, тяжелые дизельные моторы с большим диаметром цилиндра форсируются в большей степени по среднему эффективному давлению $p_e$, а легкие (бензиновые) с малыми $D$ по средней скорости поршня $c_n$. В то же время новые требования потребителей способствовали формированию относительно новых и перспективных групп моторов с существенно различными диаметрами цилиндров (от $D \approx 265$ до 109 мм) одновременно форсированных по $p_e$ и $c_n$, получившие название двигателей «двойного назначения». Энергетические показатели этой группы дизельных двигателей достигают значений $k_{pc} \approx 380-400$ бар·м·с$^{-1}$. Сформировано также новое поколение бензиновых двигателей с наддувом ($D \approx 76{,}5-104$ мм), энергетические показатели которых достигли значений $k_{pc} \approx 240-280$ бар·м·с$^{-1}$.

Статистические энергетические показатели транспортных двигателей по группам назначений были определены по публикациям в журналах MTZ, ATZ, «Diesel Progress», «Diesel & Gas Turbine Worldwide», каталогам и проспектам ряда основных мировых фирм-производителей двигателей.

Приведенный в настоящей работе анализ показывает, что примерно за последние 20 лет развития транспортного двигателестроения энергетические показатели двигателей всех назначений (начиная с 1985 г.) возросли в среднем в 1,3−1,8 раза. В пределах каждой области энергетические показатели транспортных двигателей изменяются по принятым характеристикам.

Приведенные в статье материалы, позволяют достаточно легко оценить совершенство двигателя по уровню достигнутых значений энергетических показателей, а также выбрать основные геометрические размеры и значения рабочих параметров при проектировании нового двигателя с заданным уровнем форсировки.

**Литература**

1. *Орлин А.С., Вырубов Д.Н., Круглов М.Г.* Двигатели внутреннего сгорания: Конструкция и расчет двигателей внутреннего сгорания — М. : Машиностроение, 1972. — 464 с.

2. *Гальговский В.Р., Бессонов Н.И., Филипосянц Т.Р.* Влияние отношения объема камеры сгорания к объему сжатия на показатели рабочего процесса дизеля // Автомобильная промышленность. — 1981. — № 7. — С. 5–7.

3. *Гальговский В.Р.* Тепловые потери в камере сгорания и с отработавшими газами в дизеле с непосредственным впрыском // Двигателестроение. — 1983. — № 6. — С. 53–58; 1984. — № 2. — С. 57–61.

4. *Гальговский В.Р., Чернышев Г.Д., Бессонов Н.И.* Взаимосвязь индикаторного КПД с процессом тепловыделения и параметрами внутрицилиндрового пространства дизеля // Двигателестроение. — 1987. — № 7. — С. 4–9.

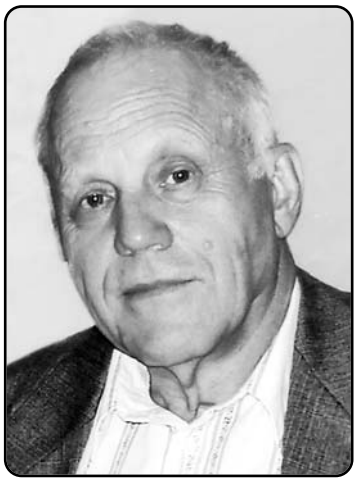
5. *Гальговский В.Р.* Оптимизация отношения хода поршня к диаметру цилиндра и размеров камеры сгорания дизеля с непосредственным впрыскиванием // Двигателестроение. — 1990. — № 3. — С. 3–8; № 4. — С. 5–10.

6. Правила № 49–03 ЕЭК ООН.

7. *Гальговский В.Р., Долецкий В.А., Малков Б.М.* Развитие нормативов ЕЭК ООН по экологии и формирование высокоэффективного транспортного дизеля. — Ярославль : Ярославский ГТУ, 1996. — 171 с.

***ПАМЯТИ В.Р. ГАЛЬГОВСКОГО***

**2 июля 2009 г. на 74 году ушел из жизни один из выдающихся специалистов по разработке отечественных автомобильных дизелей, д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки РФ, член редакционной коллегии журнала «Двигателестроение»**



## Владимир Рудольфович Гальговский

Под руководством В.Р. Гальговского выросла и освоила нелегкую науку создания дизелей группа ярославских специалистов высокого уровня. Не будет преувеличением утверждение о том, что именно конструкторы и исследователи ОГК ЯМЗ задавали тон в отечественном автомобильном дизелестроении. В разработке семейств дизелей ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, ЯМЗ-840 роль Владимира Рудольфовича была определяющей. Значителен его вклад и в создание дизелей КамАЗ.

Руководитель лаборатории топливных систем и рабочих процессов В.Р. Гальговский был образцом и заразительным примером для сотрудников. Детальное изучение внутрицилиндровых процессов, таких как взаимодействие характера и интенсивности движения заряда с топливными факелами в камерах сгорания различной формы и размеров привело к получению результатов, получивших высокое признание специалистов. Промежуточный итог — блестящая защита диссертации с присуждением первой научной степени.

В последующие годы научная и инженерная деятельность Владимира Рудольфовича не ослабла, а интенсифицировалась. Он заслуженно стал зам. главного конструктора завода. На высоком уровне были выполнены исследования процессов и способов улучшения характеристик и надежности моделей дизелей с наддувом. В итоге существенно улучшились все показатели качества дизелей ЯМЗ. По результатам этих работ их руководителю была присуждена степень доктора технических наук. Упомянутые и другие признания заслуг не изменили привлекательные человеческие качества — скромность, доброжелательность, преданность семье и друзьям.

Владимир Рудольфович один из первых выступил с предложениями и возглавил работы по созданию нового семейства высокофорсированных 4- и 6-цилиндровых дизелей с 4-клапанным газораспределением и эффективным КПД, достигавшим 43 %.

Помимо высочайшего профессионализма, научной щепетильности, огромной эрудиции Владимира Рудольфовича отличали неизменный интерес к общественным явлениям жизни нашего общества, вопросам развития техники, образования, экономики, истории. С ним всегда было интересно обсудить любой значимый в жизни вопрос. Трудные времена в жизни нашего двигателестроения не могли не оказать пагубного воздействия на здоровье человека, для которого инженерная и научная деятельность имели важнейшее значение.

Остается надеяться, что в скором времени труды Владимира Рудольфовича Гальговского потребуются молодым специалистам в деле разработки отечественных автомобильных дизелей, не уступающих лучшим мировым образцам.

*Профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана Чайнов Н.Д.*
*профессор МАДИ (ГТУ) Хачиян А.С.*
*редакция журнала «Двигателестроение»*

УДК 621.43

# ОПЫТ СОЗДАНИЯ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК НА БАЗЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ДВС

*В.О. Сайданов, д.т.н., проф.; М.А. Антипов, инж.; В.В. Божко, инж.*
*ФГОУ ВПО «Военный инженерно-технический университет»*

Представлены результаты комплекса НИОКР, выполненных кафедрой Двигателей и энергетических установок ФГОУ ВПО ВИТУ, по разработке типового ряда когенерационных установок электрической мощностью от 60 до 1000 и тепловой от 80 до 1200 кВт на базе отечественных ДВС. Проведен анализ новых схемных решений когенерационных установок и предложены рекомендации по их использованию с конкретными типами двигателей.

В настоящее время в малой энергетике все большее распространение получают энергетические установки с поршневыми двигателями внутреннего сгорания (ДВС), оборудованные системами утилизации теплоты. Такие установки, работающие как на дизельном топливе, так и на газовом, предназначены для совместной выработки электрической энергии и теплоты. Их принято называть мини-ТЭЦ или когенерационными энергоустановками (от английского «cogeneration» — совместное производство). Когенерационная энергоустановка (КЭУ) вырабатывает электроэнергию и теплоту в соотношении ~1:1,2 [1, 2].

Сегодня в практике децентрализованного энергоснабжения объектов малой энергетики в России используются в основном газопоршневые и дизельные энергоустановки, в том числе и КЭУ иностранного производства, которые постепенно вытесняют с рынка отечественные энергоустановки, работающие, как правило, без утилизации теплоты.

Специалистами ВИТУ в кооперации с ведущими отечественными проектно-конструкторскими организациями и двигателестроительными предприятиями разработан типовой ряд КЭУ на базе отечественных ДВС (табл. 1) [1].

КЭУ состоит из двух частей: электрогенерирующей и теплогенерирующей. В состав электрогенерирующей части входит собственно базовая энергетическая установка с поршневым ДВС, а в состав теплогенерирующей — система комплексной утилизации теплоты (СКУТ) ДВС.

СКУТ — комплекс функционально связанных технических устройств, которые предназначены для нагрева теплоносителя за счет использования теплоты отработавших газов, охлаждающей жидкости, моторного масла и наддувочного воздуха (для ДВС с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха).

Теплопроизводительность (тепловая мощность) СКУТ в общем случае определяется по формуле

$$Q_{\text{СКУТ}} = (q_{\text{ог}}\alpha_{\text{ог}} + q_{\text{охл}}\,\alpha_{\text{охл}} + q_{\text{м}}\alpha_{\text{м}} + q_{\text{н.в}}\alpha_{\text{н.в}})BQ_{\text{НР}}, \quad (1)$$

где $q_{\text{ог}}$, $q_{\text{охл}}$, $q_{\text{м}}$, $q_{\text{н.в}}$ — относительные составляющие потерь теплоты, уходящей с отработавшими газами, охлаждающей жидкостью, моторным маслом и наддувочным воздухом ДВС; $\alpha_{\text{ог}}$, $\alpha_{\text{охл}}$, $\alpha_{\text{м}}$, $\alpha_{\text{н.в}}$ — коэффициенты использования потерь теплоты, уходящей с отработавшими газами, охлаждающей жидкостью, моторным маслом и наддувочным воздухом ДВС; $B$ —

*Таблица 1*

**Типовой ряд когенерационных энергоустановок на базе отечественных ДВС**

| Электрическая мощность, кВт | Тепловая мощность, кВт | Тип станции | Тип двигателя | Предприятие-изготовитель |
|---|---|---|---|---|
| 60 | 80 | АД-60 | 6Ч13/14 | ООО «Президент Нева Энергетический Центр», Санкт-Петербург |
| 100 | 120 | АД-100 | 8Ч13/14 | То же |
| | | | 6Ч15/18 | ОАО «Барнаултрансмаш», г. Барнаул |
| 200 | 240 | АД-200 | 8ЧН14/14 | ООО «Президент Нева Энергетический Центр», Санкт-Петербург |
| | | | 12Ч15/18 | ОАО «Турбомоторный завод», Екатеринбург |
| 520 | 600 | ДГР-520 | 6ЧН21/21 | ОАО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково |
| 630 | 720 | ДГР-630 | 6ЧН21/21 | То же |
| 1000 | 1200 | ЭД8 | 12ЧН26/26 | ОАО ХК «Коломенский завод», г. Коломна |

*Таблица 2*

**Пределы изменения составляющих потерь теплоты ДВС на режиме номинальной мощности**

| Обозначение сотавляющих потерь теплоты | $q_{ОГ}$ | $q_{ОХЛ}$ | $q_{М}$ | $q_{Н.В}$ |
|---|---|---|---|---|
| Значения, % | 35...45 | 25...35 | 3...6 | 3...6 |

часовой расход топлива ДВС; $Q_{НР}$ — низшая теплотворная способность топлива ДВС.

Пределы изменения относительных составляющих потерь теплоты ДВС типового ряда КЭУ представлены в табл. 2.

При этом $\alpha_{ОХЛ} = \alpha_{М} = 1$, так как технически возможно утилизировать всю теплоту, переданную охлаждающей жидкости и моторному маслу.

Значения $\alpha_{ОГ}$ и $\alpha_{Н.В}$ всегда меньше 1, так как для утилизации всей теплоты, уносимой с отработавшими газами и наддувочным воздухом, необходимо охладить их до температуры окружающей среды, что технически сделать весьма непросто. Поэтому величины $\alpha_{ОГ}$ и $\alpha_{Н.В}$ отражают степень совершенства теплообменного оборудования в составе СКУТ. Значения коэффициентов $\alpha_{ОГ}$ и $\alpha_{НВ}$ можно определить по следующим формулам:

$$\alpha_{ОГ} \approx 1 - t_{ОГ1}/t_{ОГ2}; \quad (2)$$

$$\alpha_{Н.В} \approx 1 - t_{Н.В1}/t_{Н.В2}, \quad (3)$$

где $t_{ОГ1}$, $t_{Н.В1}$, $t_{ОГ2}$, $t_{Н.В2}$ — температуры отработавших газов и наддувочного воздуха на выходе и входе в соответствующие теплообменники-утилизаторы.

На рис. 1 представлена общая упрощенная схема КЭУ на базе ДВС, оборудованного СКУТ. Теплоноситель утилизационного контура потребителя теплоты последовательно проходит все утилизаторы, нагреваясь до расчетной температуры. Данная схема является идеализированной, так как она обеспечивает максимальную

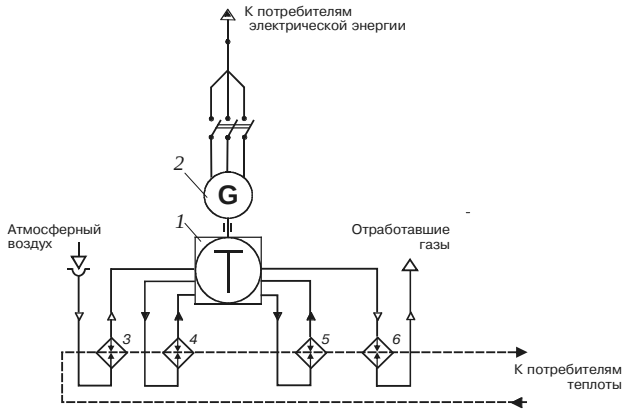



**Рис. 1. Упрощенная схема когенерационной энергоустановки:**

*1* — ДВС; *2* — электрический генератор; *3* — утилизатор теплоты надувочного воздуха; *4* — утилизатор теплоты моторного масла; *5* — утилизатор теплоты охлаждающей жидкости; *6* — котел-утилизатор теплоты отработавших газов

глубину утилизации теплоты от всех рабочих сред (надувочный воздух, моторное масло, охлаждающая жидкость, отработавшие газы). Вместе с тем максимально возможная глубина утилизации вызывает существенное усложнение технических систем ДВС, что приводит к снижению надежности функционирования последних и увеличению затрат на эксплуатацию.

При разработке технологических схем КЭУ для реальных ДВС, представленного в табл. 1 типового ряда, основным требованием является обеспечение надежной работы ДВС во всем диапазоне эксплуатационных режимов. Поэтому утилизаторы теплоты охлаждающей жидкости (а также моторного масла и надувочного воздуха, если они включены в схемы) должны устанавливаться и функционировать совместно со штатными охладителями (радиаторами, если ДВС с радиаторным охлаждением), чтобы обеспечить оптимальный теплоотвод от рубашки охлаждения двигателя, а также моторного масла и наддувочного воздуха на любых режимах. В зависимости от конструктивных особенностей систем охлаждения и газовыпуска ДВС и алгоритмов совместного функционирования штатных охладителей ДВС и теплообменного оборудования СКУТ авторами были разработаны и запатентованы три базовые технологические схемы КЭУ (рис. 2–4) [3–5]. Каждая схема КЭУ может функционировать в трех режимах:

1) запуска и прогрева двигателя;

2) совместной выработки электрической энергии и теплоты для нужд потребителей;

3) выработки электрической энергии с отводом теплоты наддувочного воздуха, моторного масла, охлаждающей жидкости через штатный охладитель в окружающую среду.

Схема № 1 (рис. 2) была разработана для ДВС типа 12ЧН26/26. Ее несомненные достоинства следующие:

➢ включение охладителей наддувочного воздуха и моторного масла в контур системы охлаждения, т. е. отпадает необходимость в установке отдельных утилизаторов теплоты для этих сред, теплота надувочного воздуха и масла отводится в систему охлаждения ДВС и следовательно утилизируется в теплообменнике *5*;

➢ отсутствие запорно-регулирующей арматуры для переключения охлаждения ДВС с утилизатора *5* на штатный охладитель (радиатор) *10*. Перевод охлаждения ДВС осуществляется только включением привода вентилятора *12*, что позволяет быстро и надежно выполнить эту процедуру с помощью средств автоматизации по команде датчика температуры *15*.

Вместе с тем данная схема имеет и два недостатка, которые не позволили распространить

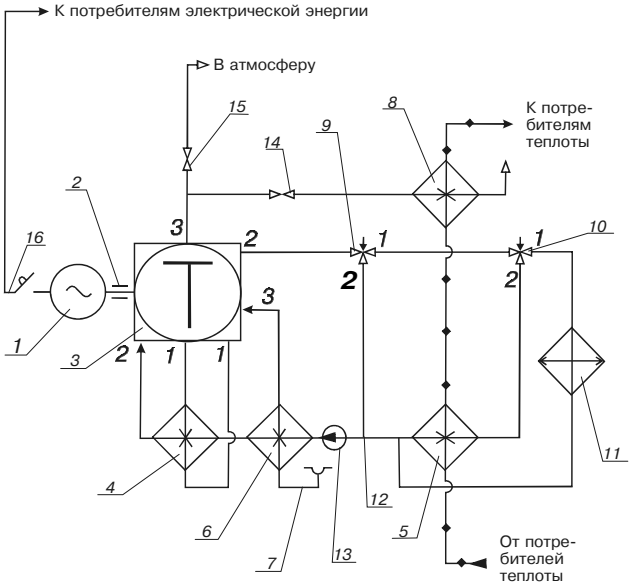



**Рис. 2. Базовая технологическая схема КЭУ № 1:**

*1* — генератор с приводом *2*; *3* — ДВС; *4* — теплообменник-охладитель моторного масла; *5* — теплообменник-утилизатор теплоты системы охлаждения; *6* — теплообменник-охладитель надувочного воздуха; *7* — воздухозаборник; *8* — теплообменник-утилизатор теплоты системы газовыпуска; *9*, *10* — терморегулирующие клапаны; *11* — штатный охладитель ситемы охлаждения ДВС; *12* — точка подсоединения штатного охладителя *11*; *13* — циркуляционный насос; *14*, *15* — запорно-регулирующие органы (ЗРО); *16* — коммутационное устройство

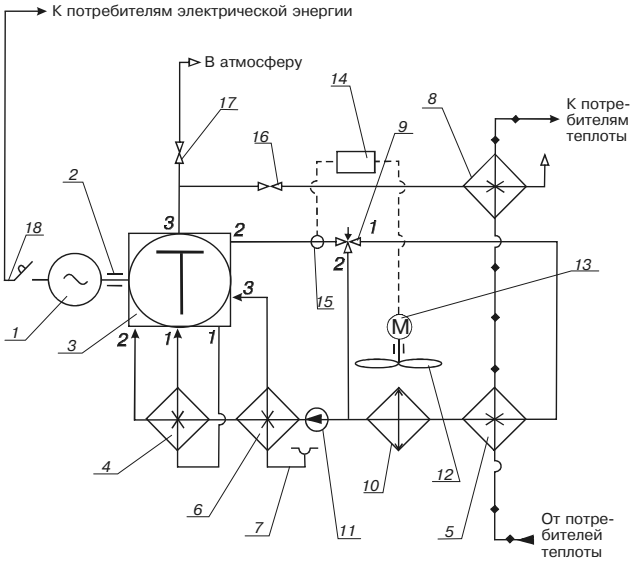



**Рис. 3. Базовая технологическая схема КЭУ № 2:**

*1* — генератор с приводом *2*; *3* — ДВС; *4* — теплообменник-охладитель моторного масла; *5* — теплообменник-утилизатор теплоты системы охлаждения; *6* — теплообменник-охладитель надувочного воздуха; *7* — воздухозаборник; *8* — теплообменник-утилизатор теплоты системы газовыпуска; *9* — штатный терморегулирующий клапан; *10* — штатный охладитель (радиатор) системы охлаждения ДВС; *11* — циркуляционный насос; *12* — вентилятор; *13* — привод вентилятора; *14* — блок автоматического управления приводом вентилятора; *15* — датчик температуры; *16*, *17* — запорно-регулирующие органы (ЗРО); *18* — коммутационное устройство

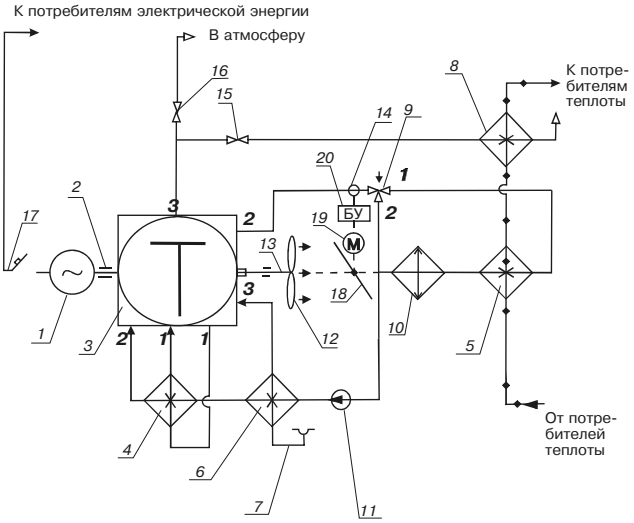



**Рис. 4. Базовая технологическая схема КЭУ № 3:**

*1* — генератор с приводом *2*; *3* — ДВС; *4* — теплообменник-охладитель моторного масла; *5* — теплообменник-утилизатор теплоты системы охлаждения; *6* — теплообменник-охладитель надувочного воздуха; *7* — воздухозаборник; *8* — теплообменник-утилизатор теплоты системы газовыпуска; *9* — штатный терморегулирующий клапан; *10* — штатный охладитель (радиатор) системы охлаждения ДВС; *11* — циркуляционный насос; *12* — крыльчатка вентилятора; *13* — вал вентилятора; *14* — датчик температуры; *15, 16* — запорно-регулирующие органы (ЗРО) вентилятора; *17* — коммутационное устройство; *18* — поворотная заслонка (жалюзи); *19* — привод заслонки; *20* — блок автоматического управления приводом заслонки

ее на другие ДВС типового ряда КЭУ. Во-первых, наличие автономного привода вентилятора охлаждения (от электродвигателя); во-вторых, гидравлическое сопротивление теплообменника-утилизатора *5* должно быть таким, чтобы напора и производительности штатного насоса *11* было достаточно для нормальной работы ДВС как при охлаждении с помощью утилизатора *5*, так и с помощью штатного радиатора *10* при заданных параметрах окружающей среды. Уменьшение гидравлического сопротивления утилизатора приводит к возрастанию его массогабаритных показателей.

Для устранения первого недостатка для ДВС типов 6(8)Ч13/14, 8ЧН14/14 и 6(12)Ч15/18 была разработана схема № 2 (рис. 3). Реализация данной схемы не требует существенной конвертации ДВС (сохраняется привод вентилятора *13* от коленчатого вала ДВС), а для исключения возможного «переохлаждения» жидкости системы охлаждения радиатор *10* дооборудован управляемой заслонкой (жалюзями) *18* с приводом.

Для устранения второго недостатка для ДВС 6ЧН21/21 была разработана схема № 3 (рис. 4). В данной схеме теплообменник-утилизатор теплоты системы охлаждения *5* подключен параллельно штатному охладителю (радиатору) *11* через дополнительный терморегулирующий

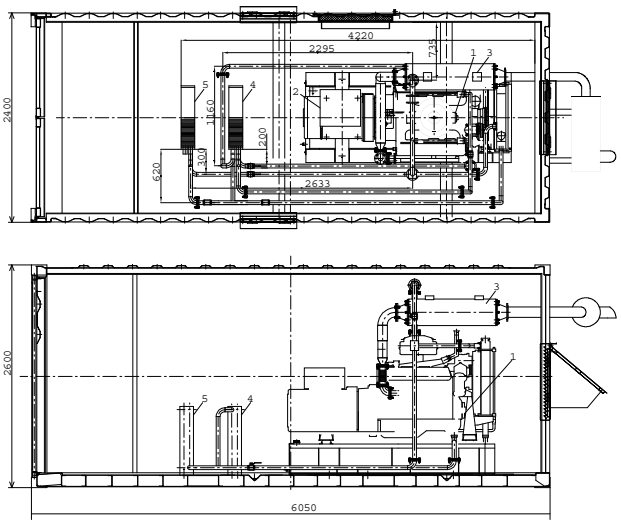



**Рис. 5. Компоновочное решение КЭУ на базе ДВС 8Ч13/14:**

*1* — дизель; *2* — генератор; *3* — водогазовый утилизатор; *4* — водяной утилизатор; *5* — сетевой теплообменник

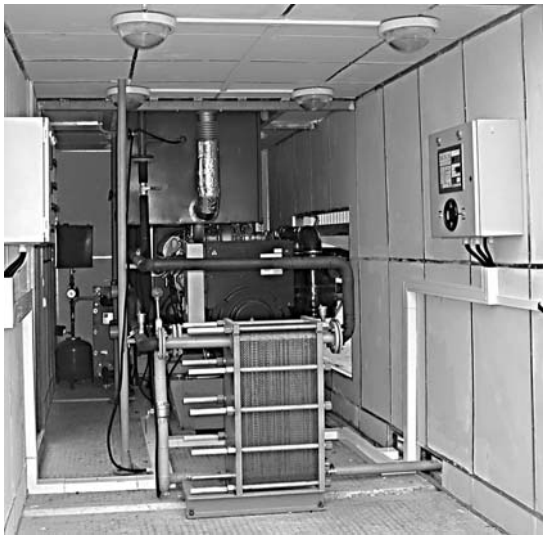


**Рис. 6. Внешний вид КЭУ 100/120 контейнерного исполнения**

трехходовой клапан *10*. Таким образом, были снижены требования по гидравлическому сопротивлению утилизатора *5*, что позволило улучшить его массогабаритные показатели.

При реализации рассмотренных схем для ДВС в составе типового ряда КЭУ (см. табл. 1) в качестве теплообменников-утилизаторов теплоты жидкости системы охлаждения применялись типовые разборные пластинчатые теплообменники, которые характеризуются хорошими технико-экономическими и массогабаритными показателями, а также удобством в обслуживании. Теплообменники-утилизаторы теплоты отработавших газов ДВС — котлы утилизаторы водогрейные (КУВ) проектировались под конкретный двигатель с учетом его параметров. В настоящее время разработана конструкторская документация и созданы опытные образцы типоразмерного ряда КУВ для всех перечисленных в табл. 1 ДВС. При этом для ДВС 6(8)Ч13/14, 8ЧН14/14, и 6(12)Ч15/18 разработаны КУВ газотрубного типа, а для ДВС 6ЧН21/21 и 12ЧН26/26 — водотрубного [1, 2]. Последние имеют специальный механизм для выемки трубного пучка для чистки и ремонта, а также встроенные газорегулирующие заслонки, позволяющие изменять расход газов, проходящих в межтрубном пространстве.

В настоящее время наибольшее распространение в практике децентрализованного энергоснабжения объектов малой энергетики получили КЭУ, реализующие базовую технологическую схему № 2. На рис. 5, 6 в качестве примера представлено компоновочное решение и внешний вид КЭУ 100/120 на базе ДВС 8Ч13/14 в контейнерном исполнении, разработанной ООО «Президент Нева Энергетический Центр» при научном сопровождении кафедры двигателей и энергетических установок Военного инженерно-технического университета и выпускаемой серийно с 2005 г. Опыт эксплуатации таких установок на ряде объектов децентрализованной энергетики России, в том числе и в районах Крайнего Севера, подтверждает работоспособность и высокую надежность разработанной технологической схемы.

**Литература**

1. *Агафонов А.Н., Сайданов В.О., Гудзь В.Н.* Комбинированные энергоустановки объектов малой энергетики. — СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2005. — 262 с.

2. *Аверьянов В.К., Карасевич А.М., Сайданов В.О. и др.* Системы малой энергетики. Современное состояние и перспективы развития; под ред. В. К. Аверьянова. — М. : ИД «Страховое ревю», 2008. — Т. 2. — 568 с.

3. Патент РФ 46049 U1 МПК F01H3/00. Энергетическая установка / В.О. Сайданов, А.Н. Агафонов, М.А. Антипов, Н.И. Олейник — Опубл. 10.06. 2005, бюл. № 16.

4. Патент РФ 2280777 C1 МПК 7 F02G5/04 Энергетическая установка / В.О. Сайданов, А.Н. Агафонов, М.А. Антипов, Н.И. Олейник — Опубл. 27.06.2007, бюл. № 21.

5. Патент РФ 2359143 C1 МПК 7 F02G5/04 Энергетическая установка / В.О. Сайданов, Н.И. Лудченко, М.А. Антипов, С.Н. Езерский — Опубл. 20.06.2009, бюл. № 17.

УДК 620.92

# ТРЕБОВАНИЯ К СИСТЕМАМ ПРЕДПУСКОВОЙ ПОДГОТОВКИ ДВС ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

*П.В. Дружинин, д.т.н., проф.; Е.Ю. Юрчик, соискатель; И.А. Косенков, соискатель*
*Военный инженерно-технический институт*

В статье рассмотрены возможные методы и средства разогрева двигателей внутреннего сгорания (ДВС) транспортных машин, позволяющие осуществить гарантированный запуск при отрицательных температурах окружающего воздуха без затрат энергии внешних источников. Одним из путей решения данной проблемы является совершенствование системы предпусковой подготовки ДВС транспортных машин на основе теплового аккумулятора фазового перехода (ТАФП). Применение ТАФП дает возможность улучшить эксплуатационные характеристики ДВС, прогнозировать большую работоспособность и долговечность двигателя как на стадии проектирования, так и на стадии эксплуатации.

В последнее время отмечается повышение интереса к проблеме предпускового разогрева двигателей внутреннего сгорания (ДВС) транспортных машин в условиях низких температур окружающей среды. Это связано, прежде всего, с эксплуатацией большого парка сельскохозяйственной, строительной и автомобильной техники в северных регионах России. Климатические условия нашей страны очень разнообразны, более 50 % ее территории лежит севернее изотермы января −20 °С.

Процесс запуска холодного двигателя и подготовки машины к работе в зимних условиях может продолжаться в течение 1−3 ч и более. Исходя из этого, данная проблема является не только технической, но и экологической, так как зимой двигатели многих машин не останавливают в ночное (нерабочее) время.

Проблема предпусковой подготовки ДВС транспортных машин в условиях отрицательных температур широко известна и достаточно глубоко изучена. Несмотря на это в настоящее время все технические средства облегчения запуска ДВС далеки от совершенства и обладают рядом существенных недостатков.

Решение проблемы пуска дизеля при низкой температуре окружающего воздуха ведется по трем направлениям:

— достижение необходимой пусковой частоты вращения коленчатого вала;

— улучшение воспламенения горючей смеси;

— использование системы предпусковой подготовки.

Эти направления реализуются различными способами и средствами. Так, необходимая пусковая частота вращения коленчатого вала двигателя может достигаться за счет снижения сопротивления прокручиванию и увеличения мощности пусковой системы.

Сопротивление прокручиванию, в свою очередь, может быть снижено как за счет применения декомпрессионных устройств, так и за счет снижения вязкости моторного масла или применения присадок к маслам, снижающим коэффициент трения.

В условиях эксплуатации для снижения вязкости моторного масла часто используют разбавление его дизельным топливом или бензином, которые впоследствии испаряются в процессе прогрева двигателя. Однако такой способ является неэффективным и небезопасным с точки зрения вероятности возникновения задиров движущихся деталей.

Улучшение воспламенения горючей смеси возможно как за счет использования различных средств и способов ее подготовки, так и за счет внесения конструктивных изменений систем воздухоснабжения и топливоподачи. Для подготовки горючей смеси широкое применение находят устройства для подогрева воздушного заряда, присадки к топливу, облегчающие его воспламенение, легковоспламеняющиеся жидкости. Кроме того, возможно улучшение воспламенения за счет повышения качества распыливания и смесеобразования, оптимизации состава смеси.

Для подогрева воздуха на впуске во впускном коллекторе современных дизелей устанавливают свечи накаливания и электрофакельные подогреватели. Свечи накаливания, как правило, применяют для дизелей с небольшим рабочим объемом и при температурах окружающего воздуха до −15 °С.

Температурный предел надежного пуска значительно расширяется при применении пусковых жидкостей. Наибольшее распространение получили жидкости на основе этилового эфира с добавлением масла с противоизносными и антикоррозионными присадками.

Применение пусковых жидкостей позволяет осуществлять пуск холодного двигателя при температуре окружающей среды до −48 °С, вместе с тем они не нашли широкого применения в нашей стране прежде всего из-за дефицита этих жидкостей, а также необходимости строгого соблюдения мер безопасности при их хранении и применении.

Улучшение пусковых качеств двигателей за счет внесения изменений в конструкцию систем воздухоснабжения и топливоподачи является возможным и перспективным направлением, но вместе с тем существующие решения требуют доработки, и их внедрение иногда возможно только на стадии проектирования двигателя.

Предпусковой подогрев двигателя решает задачу его пуска в условиях низких температур комплексно, так как обеспечивает не только надежное воспламенение рабочей смеси, но и достижение пусковой частоты вращения коленчатого вала. Достигается это поддержанием определенного температурного режима смазочного масла и охлаждающей жидкости, а также элементов конструкции двигателя, при котором обеспечиваются наименьшие отрицательные воздействия низкой температуры окружающей среды как на пусковые качества двигателя, так и на другие эксплуатационные факторы.

Тепловая подготовка в зависимости от времени ее проведения может осуществляться двумя основными способами : межсменным подогревом и предпусковым разогревом.

При межсменном подогреве температурный режим двигателя поддерживается постоянным в период всего времени хранения машины. Энергия, затрачиваемая для этих целей, идет на компенсацию теплопотерь в окружающую среду. Достоинством данного способа является более равномерный прогрев, меньшая теплонапряженность деталей, отсутствие дополнительных трудозатрат и времени на подготовку машины к выходу на линию.

В процессе предпускового подогрева происходит нагрев до оптимальной температуры (30−40 °С) деталей двигателя, охлаждающей жидкости и смазочного масла в течение некоторого короткого промежутка времени непосредственно перед пуском.

Опыт показывает, что для надежного пуска из холодного состояния, например, бензинового двигателя необходимо качественное искрообразование и оптимальный состав горючей смеси, качество которой определяют следующие зависящие от температуры факторы: плотность, вязкость, величина поверхностного натяжения и давление насыщенных паров бензина, напряжение и емкости аккумуляторной батареи.

Проведенный анализ существующих способов и автономных систем предпусковой тепловой подготовки двигателей позволяет сделать следующие выводы.

➢ Наиболее перспективным направлением в разработке систем предпускового подогрева являются устройства, использующие в качестве источника энергии тепловые аккумуляторы, утилизирующие теплоту отработавших газов и охлаждающих жидкостей ДВС.

➢ Среди тепловых аккумуляторов наиболее перспективными для использования на транспортных машинах являются те, в которых накопление энергии происходит за счет плавления веществ (использование теплоты фазового перехода). Такие аккумуляторы получили название тепловых аккумуляторов фазового перехода (ТАФП). Кроме того, на их основе возможна разработка простых и надежных систем предпусковой тепловой подготовки, не требующих внесения существенных изменений в конструкцию машины.

➢ Существующие системы на основе ТАФП, наряду с рядом достоинств, обладают и существенными недостатками, требующими доработок и новых решений, для обоснования которых необходимо проведение развернутых теоретических и экспериментальных исследований.

➢ Совершенствование системы предпусковой тепловой подготовки на базе ТАФП целесообразно проводить по следующим направлениям:

— совершенствование конструкции ТАФП;

— совершенствование систем приема и отдачи тепловой энергии;

— совершенствование свойств теплоаккумулирующих материалов (ТАМ).

Среди известных систем предпусковой тепловой подготовки ДВС с ТАФП существуют системы с низко- и высокотемпературным тепловыми аккумуляторами фазового перехода.

Под тепловым аккумулированием понимают физические или химические процессы, посредством которых происходит накопление теплоты в тепловом аккумуляторе. В общем случае аккумулирующая среда может быть твердой, жидкой, газообразной или двухфазной (жидкость и газ). Отсюда следует, что теоретически возможны следующие типы тепловых аккумуляторов: с твердым наполнителем, газовые и фазовые. Если первые два типа аккумуляторов накапливают теплоту только благодаря повышению температурного уровня аккумулирующей среды, то в фазовых аккумуляторах используется так называемая скрытая теплота фазового перехода. Другими словами, для фазовых тепловых аккумуляторов их энергоемкость определяется изменением не температуры, а агрегатного состоя-

ния аккумулирующей среды при постоянной температуре.

При аккумулировании теплоты на основе фазового перехода обычно используется аккумулирование скрытой теплоты плавления, т. е. ТАФП работает за счет периодически повторяющихся процессов плавления и кристаллизации аккумулирующей среды.

Для более четкого понимания процесса рассмотрим ТАФП фазового перехода из твердого состояния в жидкость. Предположим для простоты анализа, что масса аккумулирующей среды равна единице, например, $m_{ак} = 1$ кг. Если начальная температура твердого тела равна $T_1$, температура его плавления равна $T_{пл}$, а температура образовавшейся в результате фазового превращения жидкости — $T_2$ (причем $T_1 < T_{пл}$ и $T_2 > T_{пл}$), то увеличение удельной энтальпии системы твердое тело–жидкость составит:

$$\Delta h = C_{P\text{тт}}\,(T_{пл} - T_1) + \Delta h_{пл} + C_{P\text{ж}}(T_2 - T_{пл}), \quad (1)$$

где $C_{P\text{тт}}$, $C_{P\text{ж}}$ — удельные теплоемкости соответственно твердой и жидкой фаз при постоянном давлении; $\Delta h_{пл}$ — удельная энтальпия плавления.

Первый член уравнения (1) обозначает изменение внутренней энергии твердой фазы, второй — энтальпию плавления, а третий — изменение внутренней энергии жидкой фазы. Таким образом, из уравнения (1) следует, что ТАФП фазового перехода, кроме удельной энтальпии плавления $\Delta h_{пл}$, аккумулирует также и теплоту нагрева (внутреннюю энергию) твердой фазы и жидкости. Благодаря этому увеличивается тепловая емкость аккумулятора. Но обычно удельная энтальпия плавления $\Delta h_{пл}$ значительно больше первого и третьего слагаемых в уравнении (1), поэтому считают, что аккумулирование тепловой энергии происходит в основном за счет фазового превращения.

Согласно молекулярно-кинетическим представлениям, плавление осуществляется следующим образом. При подведении к кристаллическому телу теплоты увеличивается энергия колебаний (амплитуда колебаний) его атомов, что приводит к повышению температуры тела и способствует образованию в кристалле различных дефектов, например вакансий — незаполненных узлов кристаллической решетки; нарушений периодичности решетки внедрившимися между ее узлами атомами и др. Постепенный рост числа дефектов и их объединение характеризует стадию предплавления. С достижением $T_{пл}$ в кристалле создается критическая концентрация дефектов, начинается плавление — кристаллическая решетка распадается на легкоподвижные субмикроскопические области. Подводимая при плавлении теплота идет не на нагрев тела, а на разрыв межатомных связей и разрушение дальнего порядка в кристаллах. В самих же субмикроскопических областях ближний порядок в расположении атомов при плавлении существенно не меняется. Этим объясняются меньшие значения теплоты плавления по сравнению с теплотой парообразования [1].

Однако не всякие фазовые превращения можно использовать в ТАФП. Существуют фазовые переходы первого и второго рода. Описание этих фазовых переходов осуществляется с помощью основных термодинамических функций, одной из которых является энергия Гиббса, называемая также в литературе изобарно-изотермическим потенциалом или термодинамическим потенциалом. Из термодинамики известно, что свободная энергия Гиббса является функцией состояния системы и определяется двумя параметрами — $T$ и $P$ и описывается уравнением

$$G = H - TS = U - TS - PV, \quad (2)$$

где $H$ — энтальпия системы; $T$ — абсолютная температура; $S$ — энтропия системы; $U$ — внутренняя энергия системы; $P$ — давление; $V$ — объем, занимаемый системой, т. е.

$$G = G(T, P). \quad (3)$$

Если рассматривать удельную свободную энергию Гиббса (удельный термодинамический потенциал) $g = g(T, P)$ то к фазовым превращениям первого рода относятся такие превращения, при которых первые производные функции $g = g(T, P)$ меняются скачкообразно. Фазовые превращения, при которых первые производные функции $g = g(T, P)$ остаются непрерывными, а вторые производные меняются скачкообразно, относятся к фазовым превращениям второго рода. Так как

$$s = -\left(\frac{\mathrm{d}g}{\mathrm{d}T}\right)_{\rho}; \quad \nu = \left(\frac{\mathrm{d}g}{\mathrm{d}P}\right)_{T}, \quad (4)$$

то фазовые превращения первого рода характеризуются скачкообразными изменениями либо удельной энтропии $s$, либо удельного объема $v$, либо обеих этих величин. Скачкообразное изменение удельной энтропии означает, что фазовое превращение сопровождается выделением или поглощением теплоты. Все фазовые превращения типа плавления, кристаллизации, испарения, конденсации, сублимации, а также превращения одних кристаллических модификаций в другие сопровождаются выделением или поглощением теплоты, а поэтому относятся к превращениям первого рода.

Из формулы (4) следует, что при фазовых превращениях второго рода величины $s$ и $v$ остаются

непрерывными. Это означает, что при фазовых превращениях второго рода отсутствует тепловой эффект (тепловая энергия не выделяется и не поглощается) и не изменяется удельный объем аккумулирующей среды. При этих фазовых превращениях скачкообразно меняются другие физические величины: удельная теплоемкость при постоянном давлении $C_p$, коэффициент теплового расширения $\alpha = 1/V_0(\mathrm{d}V/\mathrm{d}T)_P$, изотермический коэффициент — $\gamma = 1/V_0(\mathrm{d}V/\mathrm{d}P)_T$.

К фазовым переходам второго рода относятся, например, превращения в ферромагнитных телах в точке Кюри, превращение гелия 1 в гелий 2 и другие явления [2].

Таким образом, рассмотренные выше основы теории фазового перехода позволяют сделать следующие выводы:

➢ из всех известных типов тепловых аккумуляторов для целей предпускового разогрева ДВС наиболее оптимальным является тепловой аккумулятор фазового перехода;

➢ при создании ТАФП, предназначенного для разогрева двигателей, использовать можно только фазовые переходы первого рода, так как они протекают с поглощением или выделением теплоты. Для этой цели лучше всего применим фазовый переход плавление–кристаллизация.

С учетом рассмотренных физических основ процесса аккумулирования теплоты посредством фазовых переходов, применяемые в ТАФП теплоаккумулирующие материалам (ТАМ) должны удовлетворять следующим требованиям [3]:

— высокие энтальпия плавления и плотность;

— удобная из эксплуатационных условий температура плавления;

— высокая удельная теплоемкость в твердой и жидкой фазах (если используется и изменение внутренней энергии);

— отсутствие тенденции к расслоению, температурная стабильность;

— отсутствие возможности значительного переохлаждения при кристаллизации;

— незначительное изменение объема при плавлении, т. е. отношение плотности жидкой фазы к плотности твердой фазы должно быть близко к единице;

— слабая химическая активность (это позволяет использовать недорогой материал для изготовления металлоконструкций ТАФП);

— безопасность, т. е. отсутствие ядовитых паров и опасных реакций с теплообменной средой;

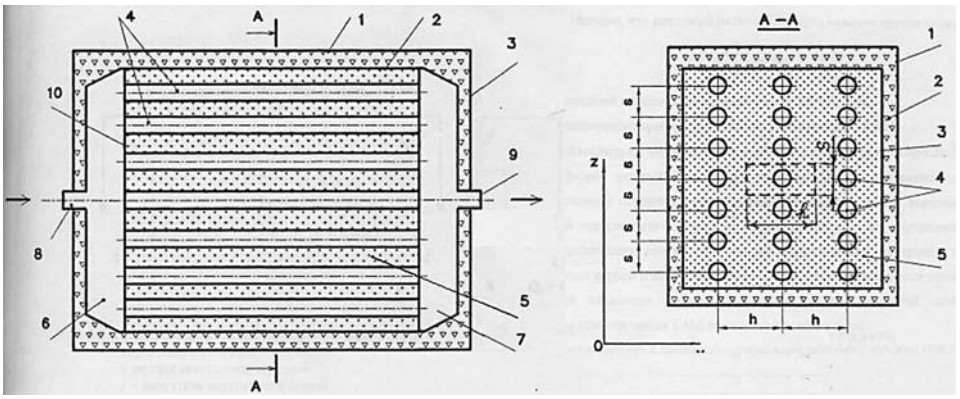
— стабильность физико-химических свойств в диапазоне рабочих температур;

— низкая стоимость.

На рисунке представлена принципиальная схема ТАФП, который встраивается в систему предпускового подогрева ДВС.

Работа системы предпускового подогрева ДВС с использованием ТАФП осуществляется следующим образом. Во время работы ДВС при температуре окружающей среды $T_o$ поток охлаждающей жидкости с переменным во времени массовым расходом $G_ж = G_ж(\tau)$ и постоянной температурой входа $T_{ж.\ вх} = \mathrm{const}$ поступает в ТАФП, где отдает часть своей теплоты и с параметрами $G_ж = G_ж(\tau)$ и $T_{ж.\ вх} = T_{ж.\ вых}(\tau)$ вновь возвращается в ДВС. Часть энергии рассеивается в окружающей среде $Q_п = Q_п(\tau)$.

*а)* Конструкция ТАФП




*б)* Схема взаимодействия ДВС–ТАФП в период накопления теплоты

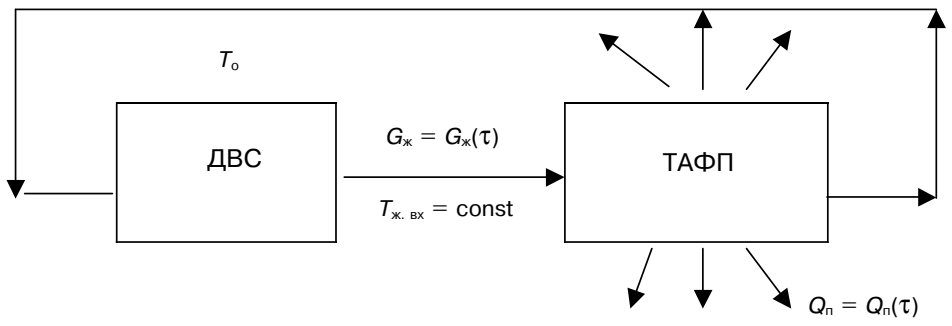



**Рис. Принципиальная схема теплового аккумулятора фазового перехода:**
*1* — наружный корпус; *2* — внутренний корпус; *3* — слой тепловой изоляции; *4* — трубы теплообменника; *5* — теплоаккумулирующий материал; *6*, *7* — левый и правый бачки (резервуары); *8*, *9* — входной и выходной патрубки; *10*, *11* — левая и правая трубные доски

Накопление в ТАФП теплоты происходит за счет плавления ТАМ *5* (см. рисунок), когда по трубному теплообменнику *4* проходит поток охлаждающей жидкости. Слой тепловой изоляции *3* препятствует интенсивному теплообмену ТАМ с окружающей средой.

К основным теплофизическим характеристикам, наиболее влияющим на процессы теплового аккумулирования, можно отнести следующее:

$T_{пл}$ — температура плавления;

$\Delta h_{пл}$ — удельная (молярная) энтальпия плавления;

$\rho_{тв}$, $\rho_{ж}$ — плотность ТАМ в твердой и жидкой фазах;

$C_{тв}$, $C_{ж}$ — удельные (или молярные) теплоемкости ТАМ в твердой и жидкой фазах;

$\lambda_{тв}$, $\lambda_{ж}$ — коэффициенты теплопроводности ТАМ в твердой и жидкой фазах.

В основу расчета системы предпусковой подготовки ДВС положены математические модели процессов зарядки теплового аккумулятора фазового перехода, хранения теплоты в межсменный период и его разрядки. Они позволяют рассчитывать основные теплофизические характеристики процессов и дают возможность всесторонне изучить процессы, проходящие в ТАФП.

Конструкция системы предпускового разогрева двигателя позволяет эксплуатировать ее в трех режимах:

— зарядки ТАФП;

— хранения теплоты;

— разрядки ТАФП (режима разогрева двигателя).

Использование математических моделей, описывающих процессы в ТАФП, позволяют определить время полной зарядки ТАФП $\tau_3$, температуру ТАМ $T_т$ и температуру охлаждающей жидкости на выходе из ТАФП $T_{ж.\ вых}$ в каждый момент времени $\tau$ в зависимости от $G_ж$, $T_{ж.\ вх}$, $T_о$ и начальной температуры ТАМ $T_{т.\ нач}$, а также рассчитать основные геометрические размеры ТАФП с различными теплоаккумулирующими материалами для ДВС различной мощности.

Основным преимуществом системы предпускового подогрева двигателя на базе ТАФП является то, что гарантированный запуск может быть осуществлен при отрицательных температурах окружающего воздуха без затрат энергии внешних источников.

Таким образом, рассмотренная в статье система предпусковой подготовки ДВС транспортных машин на основе теплового аккумулятора фазового перехода — принципиально новое и весьма перспективное решение.

**Литература**

1. *Данилин В.Н.* Физическая химия тепловых аккумуляторов: учебное пособие. — Краснодар : изд-во КПИ, 1981. — 91с.

2. *Сивухин Д.В.* Общий курс физики. Термодинамика и молекулярная физика: учебное пособие для вузов. — 2-е изд., исправленное. — М. : Наука, 1979. — 552 с.

3. *Бекман Г., Гилли П.* Тепловое аккумулирование энергии: пер. с англ. — М. : Мир, 1987. — 272 с.

4. *Суранов Г.И.* Предпусковая подготовка двигателя зимой // Автомобильный транспорт. — 1987. — № 3. — С. 28–31.

5. *Крамаренко Г.В., Николаев В.А., Шаталов А.И.* Безгаражное хранение автомобилей при низких температурах. — М. : Транспорт, 1984. — 136 с.

***ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ***
***Ориентировочные тарифы на 1 полугодие 2010 г.***

| | | |
|---|---|---|
| Первая страница обложки | Полноцветная | 34 000 руб. |
| Вторая и третья страницы обложки | Полноцветная | 30 000 руб. |
| Четвертая страница обложки | Полноцветная | 32 000 руб. |
| Внутри журнала из расчета одна страница формата А4 | Полноцветная | 30 000 руб. |
| | Черно-белая | 26 000 руб. |

УДК 621.43.053

# РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ИМПУЛЬСА ДАВЛЕНИЯ ТОПЛИВА ЗА ТНВД СУДОВОГО МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ 6S50MC-C (MAN B&W) ПРОИЗВОДСТВА БМЗ

*А.А. Обозов, к.т.н., доц. кафедры «Тепловые двигатели»*
*Брянский государственный технический университет*

Цель настоящей статьи — ознакомить читателя с результатами, полученными при проведении исследований работы топливной аппаратуры судового малооборотного дизеля 6S50MC-C, выпускаемого Брянским машиностроительным заводом по лицензии компании «MAN Diesel A/S». Дается анализ характера изменения формы импульса давления топлива за топливным насосом высокого давления при работе дизеля на различных нагрузочных режимах. Приводится методика построения «эталонного импульса» для использования в процедурах диагностирования топливной аппаратуры.

Как уже отмечалось [1, 2], импульс давления, создаваемый топливным насосом высокого давления (ТНВД) судового малооборотного дизеля, имеет характерную форму с семью характерными точками (рис. 1). Исследования показывают, что такая форма импульса сохраняется при работе двигателя в диапазоне изменения нагрузки от 75 до 110 % номинальной мощности. Однако при снижении нагрузки ниже 75 % номинальной мощности уровень давления, соответствующий точке *4* (см. рис. 1), понижается и наступает момент, когда давление точки *4* становится меньше давления точки *3*, т. е. форма импульса претерпевает качественное изменение. Это обстоятельство осложняет задачу автоматизированного получения универсального описания формы импульса для всех возможных эксплуатационных режимов работы двигателя и, соответственно, затрудняет построение алгоритма диагностирования топливной аппаратуры «работающего» во всем диапазоне нагрузок двигателя. Тем не менее в диапазоне нагрузок от 75 до 110 % форма импульса качественно не изменяется (профиль характеристики между точками *3* и *4* сохраняется возрастающим), изменяются лишь в количественном отношении фазовые и амплитудные характеристики процесса.

Изложенное выше поясняется на рис. 2, на котором приведены зарегистрированные при проведении испытаний двигателя импульсы давления, соответствующие режимам 75 %-ной (*а*), 50 %-ной (*б*) и 25 %-ной (*в*) спецификационной мощности.

Еще раз поясним смысл характерных точек (1–7), обозначенных на импульсе давления (см. рис. 1):

- точка *1* — соответствует началу плавного повышения давления (параметры точки — $\alpha p_{f\,\mathrm{up'}}$, $p_{f\,\mathrm{up'}}$);
- точка *2* — соответствует началу резкого повышения давления (параметры точки — $\alpha p_{f\,\mathrm{up''}}$, $p_{f\,\mathrm{up''}}$);
- точка *3* — соответствует началу подачи топлива (параметры точки — $\alpha p_{f\,\mathrm{open}}$, $p_{f\,\mathrm{open}}$);
- точка *4* — соответствует максимальное давление импульса (параметры точки — $\alpha p_{f\,\mathrm{max}}$, $p_{f\,\mathrm{max}}$);
- точка *5* — окончание подачи топлива (параметры точки — $\alpha p_{f\,\mathrm{close}}$, $p_{f\,\mathrm{close}}$);
- точка *6* — окончание резкого падения давления (параметры точки — $\alpha p_{f\,\mathrm{drop}}$, $p_{f\,\mathrm{drop}}$);
- точка *7* — окончание импульса (параметры точки — $\alpha p_{f\,\mathrm{end}}$, $p_{f\,\mathrm{end}}$)

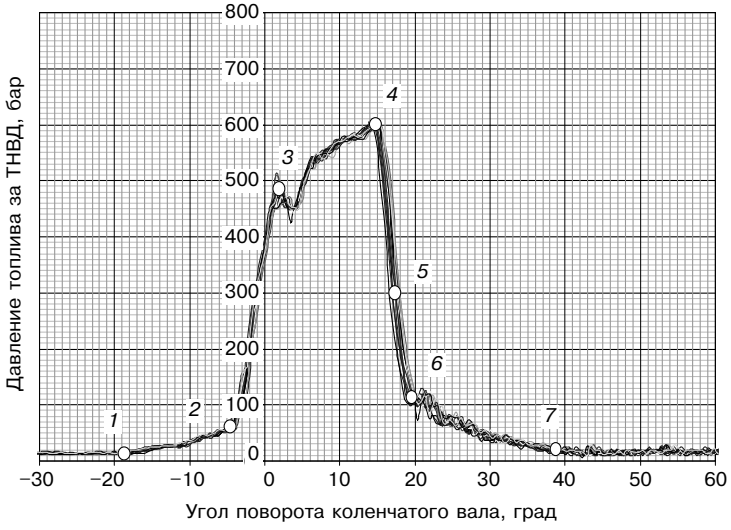



**Рис. 1. Форма импульса давления после ТНВД судового малооборотного дизеля 6S50MC-C (режим 100 %-ной спецификационной мощности; показано 20 реализаций процесса)**

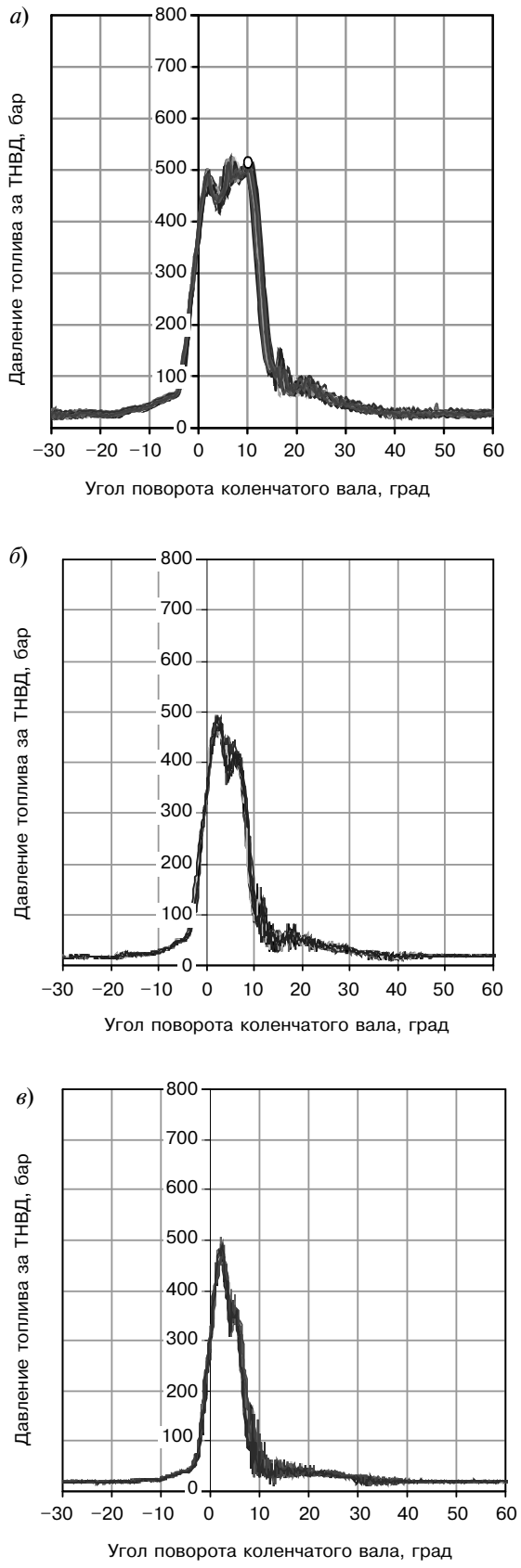



**Рис. 2. Импульсы давления топлива после ТНВД полученные на режимах винтовой характеристики:**

*а* — режим 75 % СМДМ; *б* — режим 50 % СМДМ; *в* — режим 25 % СМДМ

Исследования показали, что ряд параметров процесса при изменении нагрузки двигателя практически не изменяют своих значений. К таким параметрам относятся:

$\alpha p_{f\,up'} \approx -18$ град ПКВ, $p_{f\,up'} \approx 12$ бар (точка *1*);

$\alpha p_{f\,up''} \approx -4{,}5$ град ПКВ, $p_{f\,up''} \approx 65-70$ бар (точка *2*);

$\alpha p_{f\,end} \approx 36$ град ПКВ, $p_{f\,end} \approx 15$ бар (точка *7*).

Практически неизменным остается и угол начала подачи топлива в цилиндр $\alpha p_{f\,open}$ ($\alpha p_{f\,open} \approx 1{,}5-2{,}0$ град ПКВ). Динамическое давление открытия форсунки изменяется совсем незначительно ($p_{f\,open} \approx 480-495$ бар) при изменении режима работы двигателя. Также в узких пределах изменяется параметр скорости нарастания давления $(dp_f/d\alpha)_{max}$ ($(dp_f/d\alpha)_{max} \approx 100-70$ бар/град), причем более высокие значения параметра соответствуют долевым режимам работы двигателя. Продолжительность впрыскивания ($\alpha p_{f\,duration}$) топлива при увеличении нагрузки плавно возрастает от 4,8 до 17,3 град ПКВ.

В таблице приведены параметры импульса давления топлива за ТНВД, зарегистрированные при испытаниях двигателя по винтовой характеристике в широком диапазоне нагрузочных режимов (25–100 % СМДМ[1]).

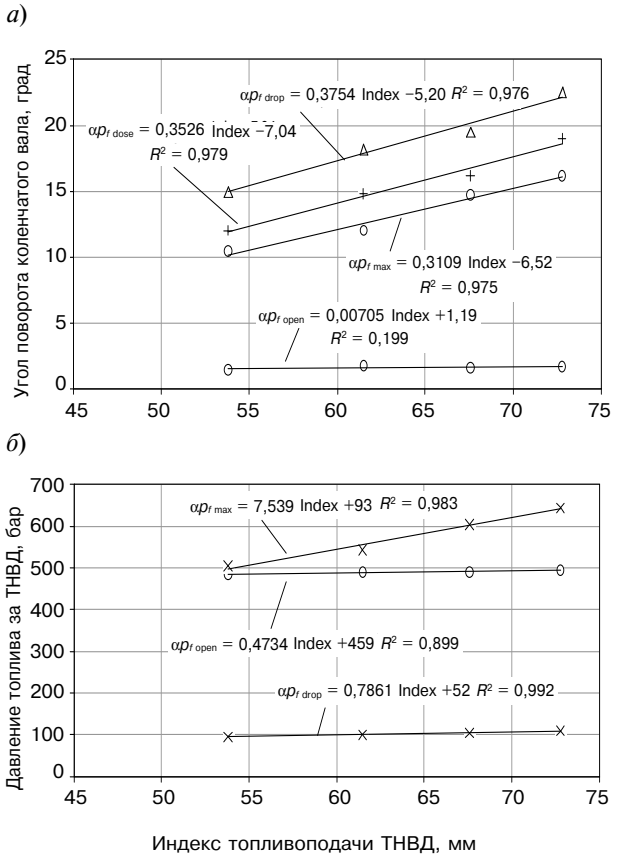



**Рис. 3. Зависимость основных параметров импульса давления за ТНВД от индекса топливоподачи топливного насоса**

| | Параметр | Режим работы двигателя, % СМДМ (винтовая характеристика) | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 25 | 50 | 75 | 90 | 100 | 110 |
| | Обороты двигателя, об/мин | 77 | 97 | 111,5 | 118,0 | 123,0 | 127,0 |
| | Индекс ТНВД, мм | 31,8 | 42 | 53,8 | 61,5 | 67,6 | 72,8 |
| Точка 3 | $\alpha p_{f\,\mathrm{open}}$, град ПКВ | 2,0 | 2,2 | 1,5 | 1,8 | 1,6 | 1,7 |
| | $p_{f\,\mathrm{open}}$, бар | 480 | 480 | 485 | 490 | 490 | 495 |
| Точка 4 | $\alpha p_{f\,\mathrm{max}}$, град ПКВ | (5,2) | (6,2) | 10,5 | 12,0 | 14,7 | 16,2 |
| | $p_{f\,\mathrm{max}}$, бар | (350) | (415) | 505 | 545 | 605 | 645 |
| Точка 5 | $\alpha p_{f\,\mathrm{close}}$, град ПКВ | 6,8 | 8,5 | 12,0 | 14,8 | 16,2 | 19,0 |
| | $p_{f\,\mathrm{close}}$, бар | 300 | 300 | 300 | 300 | 300 | 300 |
| Точка 6 | $\alpha p_{f\,\mathrm{drop}}$, град ПКВ | 9 | 11,5 | 15 | 18,2 | 19,5 | 22,5 |
| | $p_{f\,\mathrm{drop}}$, бар | 50 | 80 | 90 | 100 | 110 | 115 |
| | $\alpha p_{f\,\mathrm{duration}}$[2], град ПКВ | 4,8 | 6,3 | 10,5 | 13 | 14,8 | 17,3 |
| | $(\mathrm{d}p_f/\mathrm{d}\alpha)_{\mathrm{max}}$[3], бар/град | 100 | 85,7 | 80 | 75 | 70 | 71,4 |

[1] СМДМ — спецификационная максимальная длительная мощность (испытанный двигатель имеет СМДМ = 8310 кВт при 123 об/мин);

[2] $\alpha p_{f\,\mathrm{duration}}$ — параметр, определяющий продолжительность впрыскивания топлива ($\alpha p_{f\,\mathrm{duration}} = \alpha p_{f\,\mathrm{close}} - \alpha p_{f\,\mathrm{open}}$);

[3] $(\mathrm{d}p_f/\mathrm{d}\alpha)_{\mathrm{max}}$ — параметр, определяющий скорость нарастания давления на фазе предварения впрыскивания топлива (равен тангенсу угла наклона характеристики на участке между точками *2* и *3* (см. рис. 1)).

Полученные в результате испытаний данные позволяют выявить основные закономерности изменения параметров импульса от нагрузочного режима дизеля. На рис. 3 такие закономерности представлены для диапазона изменения мощности 75–100 % СМДМ.

Как видно из рис. 3, функциональные зависимости параметров хорошо аппроксимируются полиномами первой степени (квадраты множественного коэффициента корреляции $R^2$ близки к 1). Исключением является параметр $\alpha p_{f\,\mathrm{open}}$, для которого $R^2 = 0{,}199$. В данном случае низкое значение $R^2$ свидетельствует о том, что угол начала впрыскивания топлива (угол открытия форсунки) практически не зависит от режима работы двигателя ($\alpha p_{f\,\mathrm{open}}$ = invar). Полученные полиномиальные зависимости позволяют построить эталонный импульс давления соответствующий любому значению индекса топливоподачи ТНВД (в диапазоне изменения индекса от 50 до 85 мм). На рис. 4 представлено семейство эталонных импульсов, рассчитанных с градацией изменения индекса ТНВД, равной 5 мм. По мнению автора, полученное математическое описание импульса давления топлива за ТНВД можно закладывать в системы технического диагностирования топливной аппаратуры двигателя для последующего использования в эксплуатации при проведении диагностических процедур.

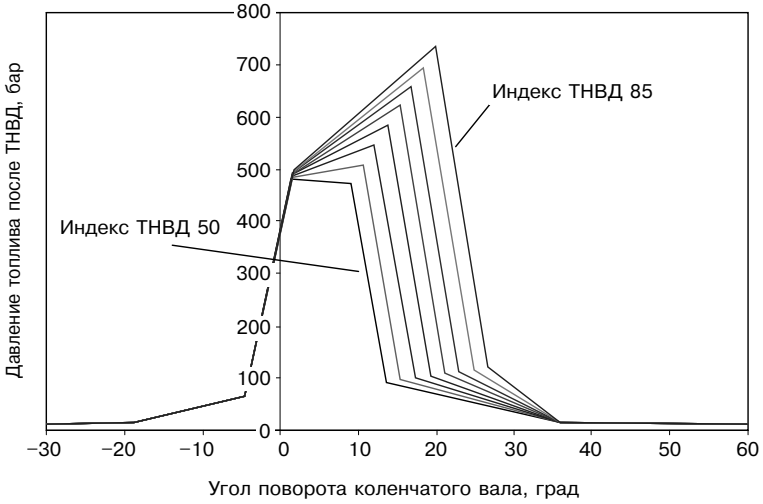



**Рис. 4. Эталонные характеристики импульса давления топлива, рассчитанные при помощи полиномиальных зависимостей**

Отметим, что приведенные в статье результаты исследования получены при испытании двигателя на топливе марки Топливо дизельное Л-0,2-62 ГОСТ 305–82 со следующими параметрами:

— плотность при 20 °С — 0,836 г/см$^3$;

— кинематическая вязкость при 20 °С —4,6 сСт;

— низшая теплотворная способность — 42860 кДж/кг;

— содержание серы — 0,13 %.

**Заключение**

Выполнено исследование функционирования топливной аппаратуры судового малооборотного дизеля 6S50MC-C(MAN B&W), включившее в себя:

➢ регистрацию импульса давления топлива за ТНВД при стендовых испытаниях двигателя на режимах винтовой характеристики в диапазоне мощности от 25 до 110 %;

➢ анализ изменения формы импульса давления в зависимости от режима работы дизеля. Сделан принципиальный вывод о том, что форма импульса не претерпевает качественного изменения в диапазоне нагрузок от 75 до 100 % от номинальной мощности. На нагрузках менее 75 % форма импульса качественно изменяется;

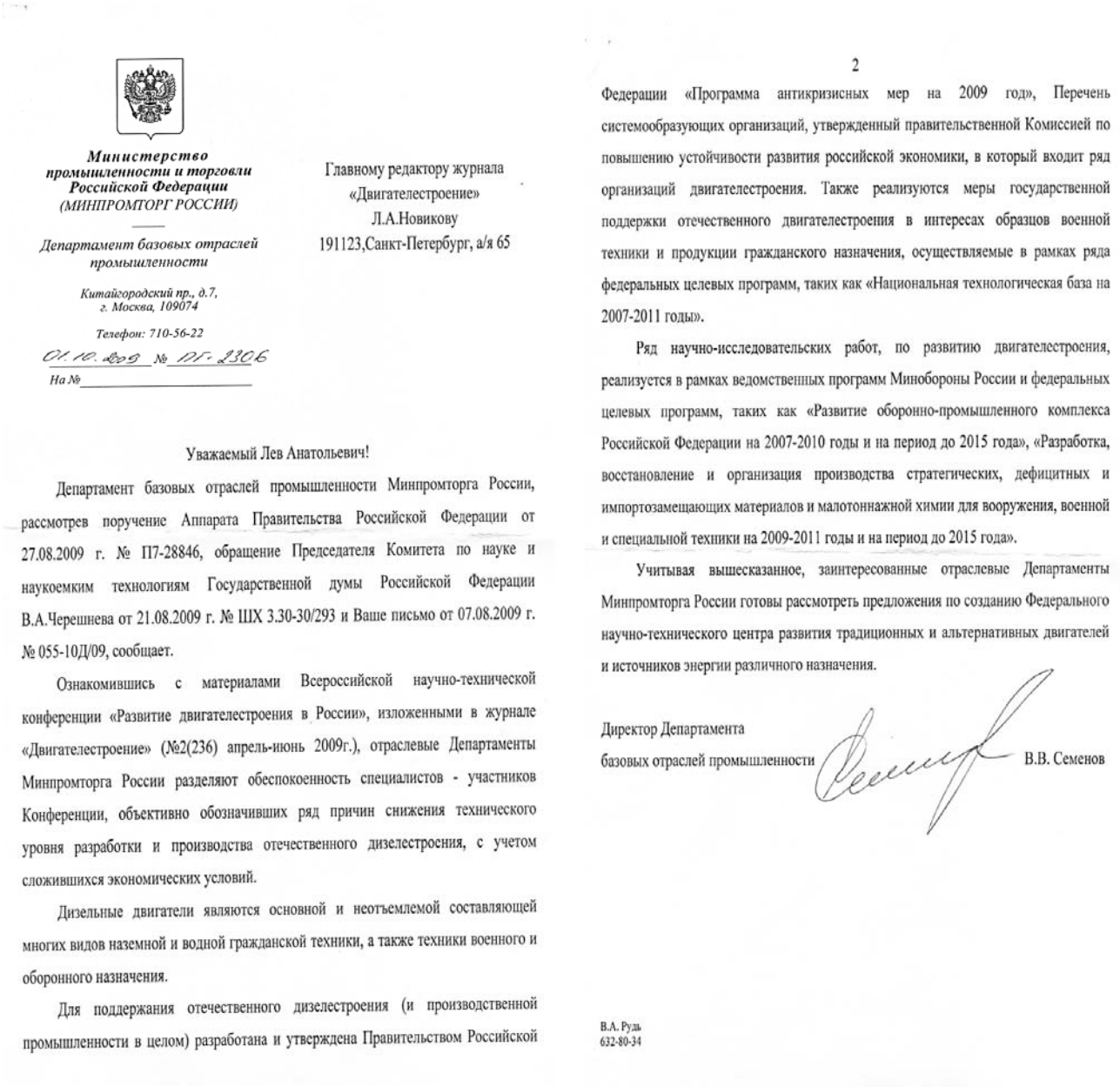
➢ получение полиномиальных функции (первого порядка), описывающих зависимость параметров импульса от режимного фактора (индекса ТНВД). Полученные функции позволяют формировать эталонные импульсы для использования их при проведении диагностирования топливной аппаратуры дизеля.

**Литература**

1. *Обозов А.А.* Эталонные характеристики процесса топливоподачи судовых малооборотных дизелей // Судостроение. — 2007. — № 3. — С. 32–36.

2. *Обозов А.А.* Алгоритм нахождения характерных точек на характеристике процесса топливоподачи судового дизеля // Двигателестроение. — 2006. — № 4 (226). — С. 35–39.

## *ИТОГИ КОНФЕРЕНЦИИ «РАЗВИТИЕ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ В РОССИИ»*



***Министерство промышленности и торговли Российской Федерации***
*(МИНПРОМТОРГ РОССИИ)*

*Департамент базовых отраслей промышленности*

*Китайгородский пр., д.7, г. Москва, 109074*

*Телефон: 710-56-22*

01.10.2009 № ПТ-2306
На №

Главному редактору журнала
«Двигателестроение»
Л.А.Новикову
191123,Санкт-Петербург, а/я 65

Уважаемый Лев Анатольевич!

Департамент базовых отраслей промышленности Минпромторга России, рассмотрев поручение Аппарата Правительства Российской Федерации от 27.08.2009 г. № П7-28846, обращение Председателя Комитета по науке и наукоемким технологиям Государственной думы Российской Федерации В.А.Черешнева от 21.08.2009 г. № ШХ 3.30-30/293 и Ваше письмо от 07.08.2009 г. № 055-10Д/09, сообщает.

Ознакомившись с материалами Всероссийской научно-технической конференции «Развитие двигателестроения в России», изложенными в журнале «Двигателестроение» (№2(236) апрель-июнь 2009г.), отраслевые Департаменты Минпромторга России разделяют обеспокоенность специалистов - участников Конференции, объективно обозначивших ряд причин снижения технического уровня разработки и производства отечественного дизелестроения, с учетом сложившихся экономических условий.

Дизельные двигатели являются основной и неотъемлемой составляющей многих видов наземной и водной гражданской техники, а также техники военного и оборонного назначения.

Для поддержания отечественного дизелестроения (и производственной промышленности в целом) разработана и утверждена Правительством Российской

2

Федерации «Программа антикризисных мер на 2009 год», Перечень системообразующих организаций, утвержденный правительственной Комиссией по повышению устойчивости развития российской экономики, в который входит ряд организаций двигателестроения. Также реализуются меры государственной поддержки отечественного двигателестроения в интересах образцов военной техники и продукции гражданского назначения, осуществляемые в рамках ряда федеральных целевых программ, таких как «Национальная технологическая база на 2007-2011 годы».

Ряд научно-исследовательских работ, по развитию двигателестроения, реализуется в рамках ведомственных программ Минобороны России и федеральных целевых программ, таких как «Развитие оборонно-промышленного комплекса Российской Федерации на 2007-2010 годы и на период до 2015 года», «Разработка, восстановление и организация производства стратегических, дефицитных и импортозамещающих материалов и малотоннажной химии для вооружения, военной и специальной техники на 2009-2011 годы и на период до 2015 года».

Учитывая вышесказанное, заинтересованные отраслевые Департаменты Минпромторга России готовы рассмотреть предложения по созданию Федерального научно-технического центра развития традиционных и альтернативных двигателей и источников энергии различного назначения.

Директор Департамента
базовых отраслей промышленности В.В. Семенов

В.А. Рудь
632-80-34

УДК 621.43.068

# ОБОБЩЕННЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ВЫБРОСОВ В АТМОСФЕРУ ДВИГАТЕЛЯМИ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА

*Л.А. Новиков, к.т.н., доц.; Н.А. Вольская, н.с.*
*ООО «ЦНИДИ-Экосервис»*

При оценках уровня и вклада в загрязнение атмосферы городов различными видами транспорта, как правило, используется экспертная оценка, которая базируется на полноте сведений об источниках загрязнения. В крупных портовых городах, в особенности при наличии морского, смешанного (река–море) и внутреннего судоходства, в локальный уровень загрязнения атмосферы существенный вклад вносят силовые судовые установки. Однако сведения о загрязнении воздуха с судов смешанного (река–море) и внутреннего плавания в экспертном сообществе официальных природоохранных организаций весьма неполные. В настоящей работе представлены обобщенные статистические данные по показателям выбросов главных и вспомогательных судовых силовых установок, полученные на основании прямых измерений этих показателей, выполненных на заводах изготовителях и на борту судов различного назначения.

Среднесуточный уровень загрязнения атмосферы современных мегаполисов выбросами вредных веществ от всех видов транспорта, как правило, превышает предельно допустимые концентрации (ПДК), а в местах скопления транспортных средств, в особенности при неблагоприятных погодных условиях, достигает пиковых значений от 8 до 12 ПДК. Даже такие решительные административные «природоохранные» меры, как, например, увеличение ПДК окислов азота в атмосфере населенных пунктов с 0,085 мг/м$^3$ до 0,2 мг/м$^3$ (в 2,5 раза) существенно не улучшило эту малопривлекательную статистику.

При оценках вклада в загрязнение атмосферы городов различных видов транспорта доминирует автомобильный транспорт, на долю которого (по оценкам экспертов) приходится от 60 до 95 %. Необходимо подчеркнуть, что фактически измеренная концентрация вредного вещества в воздухе при проведении мониторинга загрязнения атмосферы является величиной интегральной, и корректность экспертной оценки по дифференциации вклада каждого вида транспорта в общее загрязнение определяется корректностью оценки двух основных величин: данными о количестве топлива, сожженного определенным видом транспорта; данными об удельных выбросах вредных веществ, образующихся при сжигании тонны топлива каждым видом транспорта.

Если данные по двум названным величинам для автомобильного транспорта достаточно надежны и доступны в силу повышенного внимания к доминирующему источнику загрязнения, то для других видов транспорта, например водного, положение достаточно неопределенное по следующим причинам.

Во-первых, типаж и агрегатная мощность судовых двигателей имеет очень широкий диапазон. Так, например, мощность главных двигателей морских судов составляет 10–15 МВт, судов смешанного (река–море) и внутреннего плавания 0,5—2,0 МВт, вспомогательных судовых дизель-генераторов 100–250 кВт. Данные по значениям удельных выбросов судовых дизелей, которыми пользуются эксперты либо безнадежно устарели, либо вообще отсутствуют.

Во-вторых, учет количества топлива, потребляемого судами при заходе в порт или при следовании транзитом по акватории в черте города (например, при проходе по Неве через центр Санкт-Петербурга), уже само по себе проблема, поскольку суда бункеруются (заправляются топливом) в разнообразных пунктах, достаточно удаленных от места, где осуществляется и контролируется выброс вредных веществ. В подтверждение методической сложности учета выбросов водного транспорта в загрязнение атмосферы города можно привести тот факт, что в официальных опубликованных материалах по загрязнению атмосферы Санкт-Петербурга [1] данные по выбросам водного транспорта вообще не приводятся. В то же время, согласно официальной статистике, в Морской порт Санкт-Петербурга ежегодно заходит не менее 27 тыс. судов и почти столько же судов смешанного (река–море) и внутреннего плавания следует транзитом по Неве из Балтийского моря в порты Онежско-Ладожского водного бассейна и обратно.

Принимая во внимание отсутствие в РФ актуализированной методики расчета выбросов в атмосферу с судов, отражающей все разнообразие типажа судовых двигателей и особенности их эксплуатационных технологических рабочих ци-

клов, в настоящей работе сделана попытка получения надежных исходных данных для разработки такой методики. В ближайшее время, пока такая методика не разработана, полученные исходные данные могут быть использованы в рамках реализации методических указаний по данной проблеме, разработанных Европейским агентством охраны окружающей среды (European Environment Agency). Эти рекомендации, изданные в виде руководства по инвентаризации вредных выбросов различных видов транспортной техники (Emission Inventory Guidebook) учитываются при оценке выбросов в атмосферу от флота в зоне, называемой EMEP областью и ограниченной меридианами от 40° Западной долготы до 60° Восточной долготы и к Северу от 30° Северной широты. В совокупности все изданные European Environment Agency (EEA) нормативные акты по инвентаризации выбросов транспорта условно обозначают аббревиатурой EMEP/CORINAIR.

В настоящей работе представлены обобщенные статистические данные по показателям выбросов главных и вспомогательных судовых силовых установок, полученные на основании прямых измерений этих показателей в процессе заводских приемо-сдаточных испытаний, а также при испытаниях на борту судов различного назначения. Обобщение показателей выбросов судовых дизелей выполнено по статистической выборке, включающей более 120 модификаций судовых дизелей, произведенных в нашей стране и ввезенных на ее территорию за последние двадцать лет. Подавляющее большинство из них эксплуатируется на судах в настоящее время. В рассмотрение приняты только данные официальных испытаний, выполненных аккредитованными испытательными лабораториями и имеющих высокий уровень надежности.

**Постановка задачи**

Наиболее надежным источником информации как для ориентировочных, так и для точных оценок вредных выбросов судов в ближайшем будущем может стать бортовая судовая документация. После принятия в 1997 г. Международной Морской организацией (ИМО) Приложения VI к Международной Конвенции МАРПОЛ 73/78 каждый судовой двигатель, выпущенный после 01.01.2000 г., должен иметь на борту «Технический паспорт выбросов судового двигателя» (сокращенно «Технический файл»), одним из разделов которого является протокол стендовых сертификационных испытаний, подтверждающий его соответствие действующим международным нормам. Несмотря на то что сертификация судовых двигателей, предназначенных для установки на морские суда в РФ, уже стала обязательной, подобная практика пока не распространена на двигатели, установленные на судах внутреннего и смешанного плавания, находящиеся в классе Российского речного регистра. Необходимой документацией (сертификатами соответствия и «Техническими файлами») оснащено крайне мало судов (не более 1–2 % от эксплуатируемого парка), и весь флот, с учетом сегодняшних темпов его обновления, будет снабжен необходимой документацией не ранее, чем через 10 лет. В этих условиях для проведения корректных расчетов и экспертных оценок необходимо использование других относительно надежных статистических данных.

Согласно рекомендациям EMEP/CORINAIR, задача надежной количественной оценки выбросов в атмосферу любого рассматриваемого региона от водного транспорта будет определяться следующими факторами:

- данными о количестве вредных веществ, выбрасываемых в атмосферу при сжигании единицы массы топлива главными и вспомогательными силовыми установками (усредненными для отдельных, наиболее характерных режимов технологического цикла);
- данными о количестве вредных веществ, выбрасываемых в атмосферу главными и вспомогательными силовыми установками при выполнении полного технологического цикла, характерного для назначения двигателя;
- данными о наиболее характерных технологических циклах силовых установок судна, определяемых навигационными условиями или режимами движения судов на водных путях контролируемого региона или акватории;
- данными о расходе топлива каждым отдельным судном и всеми судами, находящимися в контролируемом регионе или акватории с учетом навигационных условий и режимов движения судов;
- данными о мощности главных и вспомогательных двигателях, установленных на судах, находящихся в контролируемом регионе или акватории;
- данными о количестве и времени нахождения судов в рассматриваемом регионе или акватории.

Для судовых двигателей, имеющих диапазон мощностей от 50 кВт до 20 МВт и работающих на легких и тяжелых сортах жидкого топлива, корректность определения первых двух из названных факторов определяет корректность решения задачи в целом, причем как глобального, так и локального характера.

Следующие три из названных факторов (технологические циклы, расход топлива и мощность, реализуемая в процессе технологического цикла) определяется статистическими методами, если

выбросы оцениваются глобально или на довольно обширной территории, например в EMEP области. Для этого случая детализация не имеет решающего значения и вполне можно обойтись среднестатистическими технологическими циклами, используемыми при проведении стендовых сертификационных испытаний двигателей. При решении задач локального характера, например для конкретного порта или участка движения, режимы движения судов определяют правила и условия судоходства на этих акваториях. Для этих случаев необходима детализация, учитывающая конкретные локальные условия.

Определение времени нахождения источника выбросов или группы источников в пределах контролируемой акватории является навигационной задачей, и корректность ее решения будет определяться теми техническими средствами, к которым имеет доступ контролирующая организация. Для решения глобальных задач наиболее пригодны спутниковые навигационные системы; для решения задач локального характера достаточно наличие строгого контроля прибывающих, находящихся на рейде или у пирса и убывающих судов.

Задача определения выбросов от силовых установок с судов в наиболее общем виде может быть решена двумя методами:

➢ расчет выбросов при наличии данных о мощности силовых установок и известных удельных средневзвешенных выбросах, приходящихся на киловатт (мегаватт) мощности;

➢ расчет выбросов при наличии данных о расходе топлива силовыми установками и известных удельных средневзвешенных выбросах, приходящихся на килограмм (тонну) сожженного топлива.

Согласно рекомендациям EMEP/CORINAIR, формула для оценки массы выбросов *i*-го загрязняющего вещества от всех судов, находящихся в контролируемой акватории, имеет вид:

$$M_i = \sum_{j=1}^{N} B_j \cdot T_j \cdot e_{ij}^{b} , \qquad (1)$$

где $M_i$ — масса *i*-го загрязняющего вещества, выброшенного в атмосферу всеми судами за период нахождения на контролируемой акватории, кг или т; $B_j$ — расход топлива судном *j*, кг/ч или т/сут; $e^{b}_{ij}$ — обобщенный удельный средневзвешенный показатель выбросов *i*-го загрязняющего атмосферу вещества судном *j*, г/кг топлива или кг/т топлива; *j* — тип судна (табл. 1); *N* — количество судов, находящихся на контролируемой акватории; $T_j$ — время нахождения на контролируемой акватории судна *j* за отчетный период, ч, сут.

При отсутствии сведений о расходе топлива судами различного типа можно с достаточной для ориентировочных расчетов точностью воспользоваться данными табл. 1, заимствованными из методики EMEP/CORINAIR.

При наличии сведений о мощности силовых установок судов, которые всегда можно получить из бортовой судовой технической документации, для расчета выбросов следует применять следующую формулу:

$$M_i = \sum_{j=1}^{N} P_j \cdot T_j \cdot e_{ij}^{P} , \qquad (2)$$

где $P_j$ — средняя эксплуатационная мощность энергетической установки судна типа *j*, кВт; $e_{ij}$ — обобщенный удельный средневзвешенный выброс загрязняющего вещества *i* судном *j*, г/кВт·ч.

Остальные обозначения аналогичны используемым в формуле (1).

Если известен тип судна, но отсутствуют сведения о мощности силовых судовых установок, можно воспользоваться данными табл. 2, также заимствованными из методики EMEP/CORINAIR.

Как уже упоминалось ранее, в качестве исходных данных для проведения расчетов оценочного характера необходимы сведения об удельных средневзвешенных показателях вредных выбросах по топливу и удельных по мощности средневзвешенных выбросов загрязняющего вещества.

Удельный средневзвешенный выброс по мощности *i*-го вредного вещества рассчитывают на

*Таблица 1*

**Ориентировочный расход топлива различными судами (EMEP/CORINAIR)**

| Тип судна | Расход на стоянке, т/сут | Средний расход при движении, т/сут | Расход на номинальной мощности (т/сут) как функция от полного водоизмещения (*GT*) |
|---|---|---|---|
| Балкер для твердых грузов | 8,5 | 33,8 | 20,186 + 0,00049·*GT* |
| Балкер для жидких грузов | 10,3 | 41,1 | 14,685 + 0,00079·*GT* |
| Судно для общих грузов | 5,3 | 21,3 | 9,8197 + 0,00143·*GT* |
| Контейнеровозы | 16,5 | 65,9 | 8,0552 + 0,00235·*GT* |
| Грузовой (Ro-Ro) | 8,1 | 32,3 | 12,834 + 0,00156·*GT* |
| Пассажирское | 17,6 | 70,2 | 16,904 + 0,00198·*GT* |
| Высокоскоростной паром | 20,1 | 80,4 | 39,483 + 0,00972·*GT* |
| Грузовой (внутренних) речных линий | 5,3 | 21,3 | 9,8197 + 0,00143·*GT* |
| Парусные суда | 0,9 | 3,4 | 0,4268 + 0,00100·*GT* |
| Буксиры | 3,6 | 14,4 | 5,6511 + 0,01048·*GT* |
| Рыболовные | 1,4 | 5,5 | 1,9387 + 0,00448·*GT* |
| Другие суда | 6,6 | 26,4 | 9,7126 + 0,00091·*GT* |

*Таблица 2*

**Ориентировочная мощность главных судовых двигателей в зависимости от типа и полного водоизмещения (GRT) различных судов**

| Тип судна | Ориентировочная мощность главного двигателя, кВт | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | < 500 GRT | 500–999 GRT | 1000–4999 GRT | 5000–9999 GRT | 10 000–49 999 GRT | ≥ 50000 GRT |
| Танкеры для нефтепродуктов | 600 (m) | 950 (m) | 2200 (m) | 4300 (m/s) | 9600 (s) | 17 200 (s) |
| Балкеры для сухих грузов | 550 (m) | 750 (m) | 2700 (m) | 5000 (m/s) | 8800 (s) | 17 000 (s) |
| Балкеры для общих грузов | 550 (m) | 950 (m) | 1800 (m) | 5500 (m/s) | 8500 (s) | — |
| Пассажиро-грузовые суда | 450 (m) | 900 (m) | 2850 (m) | 6450 (m/s) | 12 600 (s) | — |
| Контейнеровоз | 1000 (m) | 1750 (m) | 2950 (m) | 6000 (m/s) | 17 200 (s) | 35 000 (s) |
| Грузовой рефрижератор | 900 (m) | 900 (m) | 3100 (m) | 8850 (m/s) | 10 000 (s) | — |
| Грузовой Ro-Ro | 1500 (m) | 1900 (m) | 4300 (m) | 7200 (m/s) | 11 600 (m/s) | 12 550 (s) |
| Пассажирский | 550 (m) | — | 3350 (m) | 7800 (m/s) | 16 800 (m/s) | 50 000 (m) |
| Рыболовные траулеры | 650 (m) | 800 (m) | 2300 (m) | 5300 (m) | 5400 (s) | — |
| Буксиры | 3000 (m) | 4050 (m) | 6450 (m) | — | — | — |
| Суда другого действия | 500 (m) | 900 (m) | 3300 (m) | 7650 (m/s) | 8500 (m/s) | — |

*Примечание*: m — среднеоборотные; s — малооборотные; (m/s) — среднеоборотные или малооборотные.

основании данных стендовых сертификационных испытаний по формуле

$$e_i^P = 0{,}446 \cdot \mu_i \frac{\sum_{k=1}^{m} \cdot C_{ik} \cdot V_{exh\,k} \cdot W_k}{P_{en} \cdot \sum_{k=1}^{m} \cdot \overline{P}_{ek} \cdot W_k}, \qquad (3)$$

где $\mu_i$ — молекулярная масса *i*-го загрязняющего вещества либо его эквивалента по приведению, кг/кмоль; *m* — количество режимов испытаний в испытательном цикле; *k* — порядковый номер режима испытаний в испытательном цикле; *i* — индекс загрязняющего вещества; $C_{ik}$ — измеренная при испытаниях на *k*-м заданном режиме концентрация *i*-го загрязняющего вещества в ОГ, об. %; $V_{exh\,k}$ — объемный расход ОГ, приведенный к нормальным атмосферным условиям ($T_0$ = 273 K, $p_0$ = 101,3 кПа), нм$^3$/ч; $\overline{P}_e$ — отношение эффективной мощности дизеля на данном режиме испытаний к номинальной эффективной мощности; $W_k$ — весовой коэффициент режима; $P_{en}$ — номинальная эффективная мощность дизеля, кВт.

Отметим, что числитель формулы (3) представляет собой среднеэксплуатационную скорость потока вредного вещества (г/ч), а знаменатель — среднеэксплуатационную мощность судовой силовой установки (кВт).

Удельный средневзвешенный выброс по топливу *i*-го вредного вещества рассчитывают по аналогичной формуле:

$$e_i^b = 0{,}446 \cdot \mu_i \frac{\sum_{k=1}^{m} \cdot C_{ik} \cdot V_{exh\,k} \cdot W_k}{\sum_{k=1}^{m} \cdot B_{ek} \cdot W_k}. \qquad (4)$$

При этом знаменатель формулы (4) представляет собой среднеэксплуатационный расход топлива судовым двигателем.

Для расчета удельных средневзвешенных по топливу или мощности вредных выбросов силовых судовых установок на режимах движения были использованы стандартные испытательные циклы по ГОСТ 30574. Для большей степени приближения к условиям эксплуатации стандартные испытательные циклы заменяются реальными технологичными циклами, полученными на основе режимометрирования основных технологических операций.

**Вредные вещества**

В международной методике EMEP/CORINAIR для расчета выбросов в атмосферу с судов рассматриваются следующие десять вредных веществ (табл. 3)

Этот перечень можно прокомментировать следующим образом.

Главные и вспомогательные судовые двигатели внутреннего сгорания с воспламенением от сжатия работают на жидких топливах фракций перегонки нефти «соляр» и «мазут», поэтому наличие метана в отработавших газах этих двигателей маловероятно. Появление метана возможно только при использовании газового топлива, что не характерно для отечественного флота. В связи с этим для судовых двигателей нецелесообразно выделять из суммы углеводородов метан.

Источниками выброса аммиака скорее всего могут служить рефрижераторные установки, в ко-

*Таблица 3*

**Контролируемые вредные выбросы с судов по методике EMEP/CORINAIR**

| | |
|---|---|
| $NO_x$ | Оксиды азота в пересчете на $NO_2$ |
| $SO_2$ | Диоксиды серы в пересчете на $SO_2$ |
| VOC | Углеводороды в пересчете на $CH_{1,85}$ |
| NMVOC | Неметановые углеводороды VOC (без $CH_4$) |
| $CH_4$ | Метан |
| CO | Оксид углерода |
| PM | Твердые частицы |
| $CO_2$ | Диоксид углерода |
| $NH_3$ | Аммиак |
| $N_2O$ | Закись азота |

торых аммиак используется в качестве хладагента. Однако это не имеет отношения к силовым энергетическим установкам.

Образование закиси азота $N_2O$ при горении тяжелых топлив, содержащих органические соединения азота возможно, но в деталях пока не изучено, а поэтому дискуссионно. Многие исследования показывают, что при больших избытках воздуха, свойственных для дизелей, эти соединения сгорают с образованием двуокиси, а не закиси азота. По этой причине нецелесообразно вести учет выбросов $N_2O$, не располагая возможностью качественно и количественно оценить наличие этого компонента в составе выбросов судовых двигателей.

Концентрация частиц при испытаниях на стенде судовых, тепловозных и промышленных двигателей непосредственно не определяется. Определению и нормированию подлежат показатели дымности отработавших газов, определяемой оптическим или фильтрационным методами по ГОСТ Р 51249–99.

Однако имеются достаточно надежные эмпирические зависимости, в целом отражающие корреляцию между оптическими характеристиками дыма и концентрацией частиц. Этими зависимостями вполне допустимо пользоваться, если речь не идет о сертификации дизелей по показателю эмиссии частиц.

Выбросы окислов серы, как продукта полного сгорания одного из компонентов дизельного топлива, полностью определяются количеством серы в топливе. Предполагая, что сера, содержащаяся в топливе, полностью сгорает, удельные выбросы окислов серы можно рассчитывать по формуле

$$e_{SO_2} = \frac{0{,}02 \cdot B \cdot C_S}{P_e}, \text{ кг/кВт} \cdot \text{ч}, \qquad (5)$$

где $C_S$ — концентрация серы с топливе, % массы (по данным сертификата на топливо); $B$ — часовой расход топлива, кг/ч; $P_e$ — эффективная мощность двигателя, кВт.

Отметим, что результаты измерения выбросов окислов серы с использованием средств газового анализа не всегда оказываются точнее, чем результаты расчета по формуле (5) вследствие недостаточной точности и селективности используемых для измерений современных газоанализаторов.

Количество углекислого газа, как продукта полного сгорания углерода топлива, может определяться непосредственно в процессе проведения стендовых испытаний или расчетным методом при известном количестве углерода и водорода в топливе. При расчете выбросов $CO_2$ принимается допущение, что углерод топлива полностью окисляется. Для расчета может использоваться следующая формула:

$$e_{CO_2} = \frac{44{,}011}{P_e}\left(\frac{B}{12{,}011} + 1{,}008 \cdot r\frac{\text{H}}{\text{C}}\right), \text{ кг/кВт} \cdot \text{ч}, \quad (6)$$

где $r$·(H/C) — отношение массовой концентрации водорода и углерода в топливе.

При этом с достаточной для расчетов точностью может не приниматься во внимание неполнота окисления углерода топлива, поскольку предел основной приведенной погрешности измерения $CO_2$ составляет для лучших газоанализаторов 2,5 %, что значительно превышает количество продуктов неполного окисления.

Остальные вредные вещества, такие как $NO_x$, углеводороды (в пересчете на $CH_{1,85}$) CO нормируются действующими национальными стандартами как в России, так и за рубежом. Выбросы этих веществ определяются достаточно надежно и по этим данным накоплена достаточно представительная статистика, приведенная в настоящей работе.

**Значения удельных средневзвешенных выбросов**

Форма представления массива экспериментальных данных в приведенных ниже уравнениях принята с учетом общих закономерностей образования вредных веществ при горении топлива в цилиндре дизеля, согласно которым вредные выбросы в наиболее общем виде могут быть представлены как функция эффективного КПД двигателя. В форме уравнений, наиболее удобных для практического использования, эффективный КПД может быть заменен удельным эффективным расходом топлива ($b_e$) на режиме максимальной длительной мощности, тем более что данный важнейший показатель двигателя всегда можно найти в бортовой судовой документации.

Действительно, для дизелей любого назначения достаточно строго выполняются общие закономерности вида: $e_{NOx}/b_e \rightarrow \text{const}$; ($e_{CO}$, $e_{CH}$, $e_{PM}$)$b_e \rightarrow$ const. Природа этих закономерностей сегодня общеизвестна, многократно обоснована в предыдущих работах ЦНИДИ [2] и показывает, что выход $NO_x$ прямо пропорционален экономичности дизеля, а выход продуктов неполного сгорания топлива обратно пропорционален этому показателю. Причем указанные закономерности наиболее строго выполняются для дизелей сходного конструктивного исполнения, что и позволяет их использовать для описания качественных и количественных показателей выбросов главных и семейства вспомогательных судовых двигателей.

При отсутствии на борту судна «Технического файла» для расчета выбросов с судов с достаточной степенью надежности можно использовать расчетные значения удельных средневзвешенных

выбросов вредных веществ, которые представлены в виде аппроксимирующих полиномов первой и второй степени и приведены в табл. 4, 5.

На рис. 1 в качестве примера приведен массив экспериментальных данных по удельным средневзвешенным (по мощности) выбросам $NO_x$ главными судовыми дизелями, аппроксимированный полиномом первой степени. Значительный разброс экспериментальных данных по отношению к аппроксимирующей зависимости вида $e_{NOx} = f(b_e)$, в особенности в диапазоне расходов топлива от 210 до 230 г/кВт·ч, наглядно демонстрирует технические достижения производителей двигателей за последнее десятилетие в направлении снижения вредных выбросов. Это, безусловно, необходимо учитывать при детальных расчетах локального уровня загрязнения атмосферы, однако при оценке глобального загрязнения следует ориентироваться на усредненные значения выбросов, поскольку темпы обновления парка судовых двигателей оцениваются величиной не более 3–5 % в год, и в эксплуатации в основном используются суда с двигателями, построенными 10–15 лет назад.

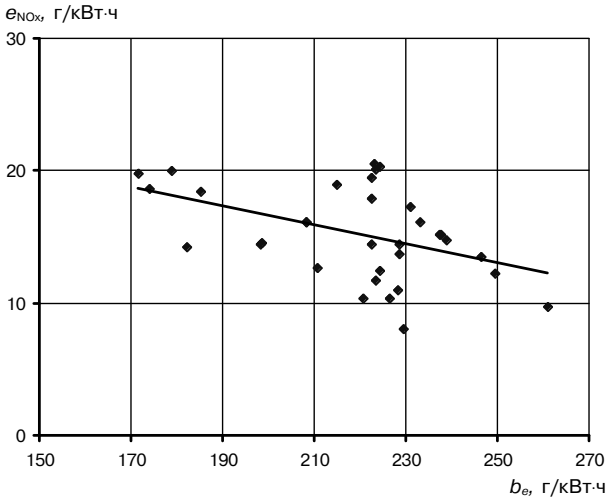



**Рис. 1. Удельные средневзвешенные (по мощности) выбросы $NO_x$ главных судовых двигателей (циклы E2, E3)**

*Таблица 4*

**Удельные средневзвешенные выбросы вредных веществ главных судовых двигателей (циклы E2, E3)**

| Обозначение компонента | Диапазон изменения, г/кВт·ч | Аппроксимирующий полином |
|---|---|---|
| **По мощности** | | |
| $NO_x$ | 12,0–18,0 | $e^P_{NOx} = -0{,}0705b + 30{,}221$ |
| CO | 0,20–12,0 | $e^P_{CO} = 0{,}0017b^2 - 0{,}5929b + 53{,}431$ |
| VOC (CH) | 0,10–1,50 | $e^P_{CH} = 0{,}0139b - 2{,}3496$ |
| PM | 0,10–1,20 | $e^P_{C} = 0{,}0192b - 3{,}8928$ |
| **По топливу** | | |
| $NO_x$ | 38,0–120,0 | $e^b_{NOx} = -0{,}06951b + 220{,}38$ |
| CO | 3,0–40,0 | $e^b_{CO} = 0{,}0057b^2 - 1{,}9692b + 172{,}9$ |
| VOC (CH) | 1,0–3,4 | $e^b_{CH} = 0{,}0264b - 3{,}4992$ |
| PM | 0,1–4,0 | $e^b_{C} = 0{,}0481b - 8{,}6495$ |

*Таблица 5*

**Удельные средневзвешенные выбросы вспомогательных судовых двигателей (циклы D2, C1)**

| Обозначение компонента | Диапазон изменения, г/кВт·ч | Аппроксимирующий полином |
|---|---|---|
| **По мощности** | | |
| $NO_x$ | 10,0–17,0 | $e^P_{NOx} = -0{,}0675b + 31{,}085$ |
| CO | 2,0–8,0 | $e^P_{CO} = 0{,}008b^2 - 0{,}3797b + 46{,}42$ |
| VOC (CH) | 0,2–1,5 | $e^P_{CH} = 0{,}0127b - 2{,}5091$ |
| PM | 0,15–0,85 | $e^P_{C} = 0{,}0071b - 1{,}3867$ |
| **По топливу** | | |
| $NO_x$ | 35,0–75,0 | $e^b_{NOx} = -0{,}2892b + 126{,}89$ |
| CO | 9,0–25,0 | $e^b_{CO} = 0{,}0019b^2 - 0{,}8566b + 105{,}38$ |
| VOC (CH) | 2,0–5,0 | $e^b_{CH} = 0{,}0333b - 5{,}2836$ |
| PM | 0,6–3,0 | $e^b_{C} = 0{,}0256b - 4{,}9263$ |

Среднее квадратичное отклонение (или надежность аппроксимации) при описании массива данных аппроксимирующим полиномом первой степени находится в пределах $R^2 = (0{,}42–0{,}78)$, что, при формальном подходе, может показаться недостаточно надежной величиной, однако выбор полинома первой степени более точно отражает характер общих закономерностей, которым следует отдать предпочтение при проведении оценочных расчетов вклада водного транспорта в общий уровень загрязнения атмосферы.

Анализ данных, приведенных в табл. 5 и на рис. 2 убедительно демонстрирует влияние типажа и конструктивных особенностей судовых двигателей на количественные показатели выбросов всех без исключения вредных компонентов и, прежде всего, наиболее опасных $NO_x$. Так, при сжигании одного килограмма топлива в малооборотном двухтактном судовом дизеле с диаметром цилиндра 500–600 мм в атмосферу выбрасывается 100–120 г $NO_x$ (10–12 % от расхода топлива), в то время как среднеоборотный четырехтактный двигатель с диаметром цилиндра 260–320 мм имеет почти вдвое меньшие выбросы $NO_x$ (50–60 г/кг). Однако столь заметное снижение уровня экологической опасности достигается прежде всего за счет повышения удельного эффективного расхода топлива (со 175 до 210 г/кВт·ч), то есть на 15–17 %, а также за счет снижения почти в два раза агрегатной мощности двигателя. Другими словами, при одинаковой грузоподъем-

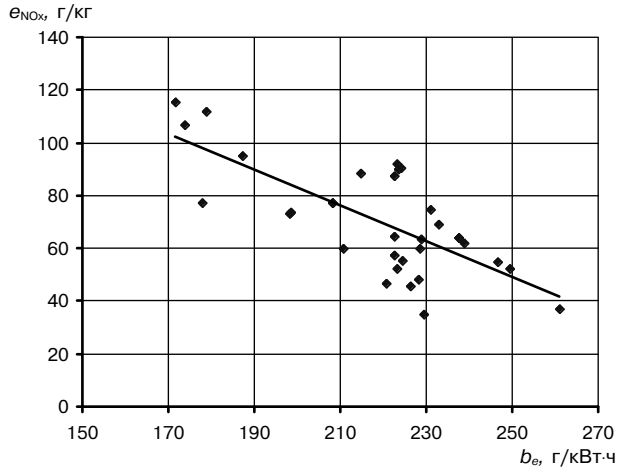



**Рис. 2. Удельные средневзвешенные (по топливу) выбросы $NO_x$ главных судовых двигателей (циклы Е2, Е3)**

ности и крейсерской скорости судна главная судовая силовая установка может состоять либо из одного двухтактного малооборотного высокоэкономичного дизеля, либо из двух 4-тактных среднеоборотных двигателей, экологически значительно более безопасных, но зато и существенно менее экономичных.

Современный принцип назначения предельно допустимых технических нормативов выбросов вредных веществ (причем как в национальном, так и в международном законодательстве) подчинен приведенной общей выше физической закономерности: чем лучше экономичность двигателя, тем больший предельно допустимый выброс $NO_x$ разрешен. С точки зрения приоритета экологической безопасности энергетических установок с этим принципом трудно согласиться, однако преодолеть лобби производителей двигателей и судовладельцев и изменить его экологам пока не удается.

Общие закономерности и характер изменения вредных выбросов вспомогательных судовых двигателей (табл. 5) в целом идентичен аналогичным характеристикам главных двигателей, отличаясь от последних только количественно. При этом несколько меньшие значения удельных средневзвешенных выбросов $NO_x$ и большие значения удельных выбросов продуктов неполного сгорания топлива (CO, CH, сажа) определяются не только конструктивными особенностями вспомогательных двигателей, но и различными условиями их испытаний. Так, в испытательном (а следовательно, и в технологическом) цикле судовых дизельных электростанций более значимы режимы средних и малых нагрузок, на которых скорость потока выбросов невелика, а средний коэффициент использования мощности в технологическом цикле вспомогательных судовых установок на 15 % выше, чем главных.

Завершая анализ основных принципов расчета выбросов с судов, а также приведенных в настоящей работе обобщенных данных о количественных значениях вредных выбросов главных и вспомогательных судовых дизелей и общих закономерностях их изменения, необходимо отметить следующее.

Значения удельных средневзвешенных выбросов, рекомендуемых для выполнения расчетов загрязнения атмосферы, достаточно адекватно отражают технический уровень эксплуатируемого парка судовых двигателей, установленных на отечественных и зарубежных морских судах, судах смешанного (река–море) и внутреннего плавания. При этом установлено, что значительная часть судовых двигателей, находящихся в эксплуатации более 10–15 лет, не соответствует действующим техническим нормативам вредных выбросов, хотя задача оценки соответствия эксплуатируемого парка судовых двигателей при выполнении данной работы не ставилась. Последнее замечание в основном относится к судам внутреннего плавания, находящихся в классе Речного регистра, парк которых за последние годы практически не обновлялся, а предписанные природоохранным законодательством периодические контрольные проверки на судах этого класса не проводятся.

Приведенных в настоящей работе данных достаточно для выполнения оценочных расчетов выбросов в атмосферу с судов и оценки вклада водного транспорта в локальный и глобальный уровень загрязнения атмосферы по рекомендациям методики EMEP/CORINAIR. Выполненная с использованием полученных данных расчетная оценка вклада выбросов водного транспорта в атмосферу Санкт-Петербурга показала, что в зоне Центрального района города, прилегающего к Неве, в период навигации он может достигать 5 %, а в промышленных зонах морского и речного портов увеличивается до 7–9 %.

В связи с тем что методика EMEP/CORINAIR не содержит строгих алгоритмов выполнения расчетов выбросов от водного транспорта, а ограничивается только общими рекомендациями, весьма актуальной и своевременной становится задача разработки такой методики для использования специалистами территориальных органов Росприроднадзора.

**Литература**

1. Охрана окружающей среды, природопользование и обеспечение экологической безопасности в Санкт-Петербурге в 2008 году; под ред. Д.А. Голубева, Н.Д. Сорокина. — СПб. : Сезам-Принт, 2009. — 472 с.

2. *Новиков Л.А., Вольская Н.А.* Проблемы и перспективы создания малотоксичных дизелей // Двигателестроение. — 1993. — № 1–2. —С. 49–53.

УДК 621.43.068.8

# СТРУКТУРА И ЭНЕРГИЯ АГРЕГАТОВ ДИЗЕЛЬНОЙ САЖИ В ПОТОКЕ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

*В.П. Пушнин, к.т.н., доц.*
*Новосибирская государственная академия водного транспорта*

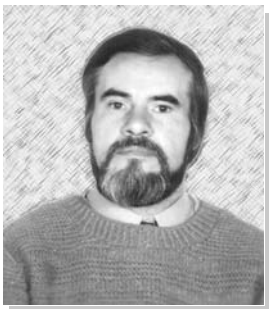
В статье приведены результаты исследования структуры дизельной сажи перед открытием выпускного клапана дизеля. Исследован механизм образования агрегатов третичных структур сажи после открытия выпускного клапана. Определены размеры агрегатов вторичных и третичных структур дизельной сажи, при которых эти частицы участвуют в разрушении рабочей поверхности клапана. Предложены зависимости, позволяющие рассчитать энергию агрегатов сажи в потоке газов.

Агрегаты дизельной сажи представляют интерес, прежде всего, как частицы, участвующие в газоабразивной эрозии поверхности фаски выпускных клапанов дизеля [1]. С другой стороны, информация о размерах и энергии агрегатов дизельной сажи в потоке отработавших газов необходима для оценки возможности улавливания ее в устройствах, использующих инерцию частиц.

Применительно к промышленной саже рассматривают ее первичные и вторичные структуры [2]. В работе [3] по отношению к дизельной саже добавлен термин «третичные структуры». При этом не рассмотрены условия и место их образования. Кроме того, в классификации представлены и совершенно непрочные наслоения рыхлых структур.

В настоящей работе получили развитие исследования, результаты которых приведены в публикации [1], где приводились данные о разных значениях насыпной плотности дизельной сажи различных сортов топлива. В основном исследовалась сажа дизеля 1Ч 8,5/11 при его работе на дизельном летнем топливе и топливе моторном ДМ. Насыпная плотность составляла от 56 до 108 кг/м$^3$ соответственно. Отбор проб сажи осуществлялся при помощи мультициклона; улавливалось ее примерно 25 % по массе. Режим работы дизеля на различных топливах задавался таким, чтобы сажесодержание было одинаковым и очень высоким, в пределах 1,0—1,1 г/м$^3$.

Для исследования дисперсности и структуры дизельной сажи ее отобранные пробы направлялись на распыливающе-осаждающее устройство с препаратофиксатором (рис. 1).



Проба сажи объемом 4—5 мм$^3$ засыпалась внутрь горизонтального участка трубки *4*. Для ее распыливания подавался импульс воздуха и одновременно включался секундомер. Скорость воздуха на выходе из разгонной трубки составляла примерно 60 м/с. Разгоняющий поток распространялся на 100—110 мм. Высота $h$ при исследовании скорости осаждения мелких частиц составляла 155 мм (с крупными частицами 280 мм). Следовательно, ни одна частица не могла осесть вместе с потоком воздуха. Чем крупнее и плотнее частицы, тем быстрее они проходили расстояние $h$. Это позволяло разделить их по размерам за счет разного времени осаждения и улавливания на нескольких установленных последовательно препаратофиксаторах.

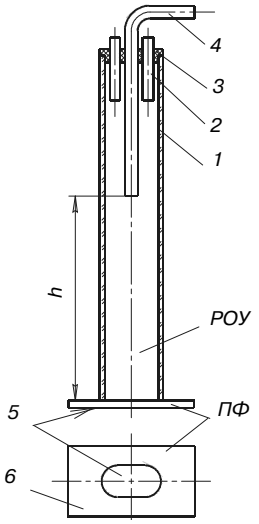



**Рис. 1. Осаждение частиц на препаратофиксаторе при помощи распыливающе-осаждающего устройства:**
ПФ — препаратофиксатор; РОУ — распыливающе-осаждающее устройство; *1* — труба ограждения; *2* — воздухоотводящие трубки; *3* — крышка; *4* — разгонная трубка с навеской частиц; *5* — пленка прозрачная с клейким слоем; *6* — рамка

Осажденные частицы сажи впоследствии подвергались оптико-микроскопическим исследованиям. После осаждения в прорезь рамки укладывалась вторая прозрачная пленка, которая удерживалась клейким слоем первой. Подготов-

ленные препараты исследовались под микроскопом сравнения МС-51 в проходящем свете при разном увеличении в зависимости от решаемой задачи. Максимальное увеличение равнялось ×1800. При этом предельная разрешающая способность установленного объектива составляла 0,22 мкм. Оценка размеров частиц производилась при помощи объект-микрометра с ценой деления 10 мкм.

Основой формирования вторичных, а затем и третичных структур дизельной сажи являются первичные частицы. В соответствии с опубликованными данными [2] по структуре промышленной сажи, вошедшими в обзоры многочисленных публикаций, строение первичной частицы (рис. 2) не зависит от способа производства сажи. Первичная частица в основном состоит из кристаллитов углерода, имеющих 3–5 слоев. В плоскости слоя строение такое же, как у графита, перпендикулярно плоскости слоя упорядоченность атомов отсутствует. Размеры кристаллита: $L_c = (1{,}5–3{,}0)10^{-3}$ мкм, $L_a = (1{,}0–2{,}0)10^{-3}$ мкм. Имеются также единичные слои и неорганизованный углерод. С краевыми атомами кристаллитов и единичных слоев связан водород и углеводородные остатки топлива.

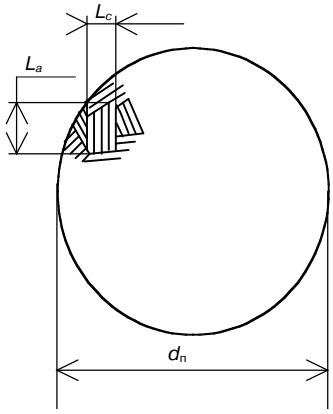



**Рис. 2. Строение первичной частицы**

Учитывая большое количество кристаллитов в первичной частице, можно предположить, что по краям кристаллитов и единичных слоев сосредоточены также минеральные частицы. Это не существенно для промышленной сажи, но важно для дизельной. Действительно, печная сажа (наиболее близкая по условиям образования и сжигаемому продукту к дизельной саже), согласно [2], состоит на 97,33–99,00 % из углерода; 2,47–0,90 % приходятся на водород, серу, кислород и только 0,20–0,10 % составляет минеральный остаток. Содержание углерода в дизельной саже меньше. По данным [4] в саже выпускных газов дизеля 1Ч9,5/10 углерода содержалось всего 73,5 %, на водород приходилось 2 %, следовательно, на другие составляющие остается еще 24,5 %. В основном, как следует из публикации [5], это химические соединения минеральных элементов с кислородом. В работе [6] сделан вывод о том, что минеральные элементы топлива уже вошли в структуру первичной частицы.

Диаметр $d_п$ первичных частиц дизельной сажи, согласно исследованиям [3], находится в пределах от 0,015 до 0,17 мкм.

Используя материалы публикаций [2, 3, 7], а также данные собственных исследований, автором предлагается следующая гипотеза образования дизельной сажи.

В дизеле сажа образуется при переменной температуре от 1500–1700 до 1100 °С. Нижняя граница указана исходя из известного опыта [7] по образованию сажевых частиц при термическом разложении метана. Для сравнения температура в зоне образования промышленной сажи постоянная и равна 1500 °С при производстве высокодисперсной сажи и 1150 °С — при получении мелкодисперсной сажи [8]. В этот период, согласно исследованиям [2, 7], промышленной сажы, происходит образование первичных частиц и прочных, вследствие валентных связей на участке касания, цепочек первичных частиц. Очевидно, тот же механизм образования должен быть и в цилиндре дизеля.

Период более низкой температуры до открытия выпускного клапана можно определить как высокотемпературный период структурных преобразований дизельной сажи. Перед открытием выпускного клапана в цилиндре, предположительно, преобладают вторичные структуры в виде разветвленных цепочек первичных частиц (рис. 3, *а*). Наблюдать такие образования удалось при модельных испытаниях, описанных ниже. Кроме того, имеется незначительное количество линейных цепочек из малого количества крупных первичных частиц (рис. 3, *б*) и агрегатов вторичных структур сферической или почти сферической формы (рис. 3, *в*). Агрегаты вторичных структур сажи образованы вследствие коагуляции первичных частиц. Линейные цепочки образованы также из выросших, но в меньшей степени, первичных частиц. При этом цепочки из наиболее крупных частиц (см. рис. 3, *б*) образовались при сжигании моторного топлива ДМ.

Для определения условий и места образования третичных структур сажи в цилиндре дизеля потребовались исследования на модели (рис. 4). Дымовые газы отбирались от газотрубного оборотного котла КОАВ 63 при его работе на дизельном топливе. Высокая для условий сжигания

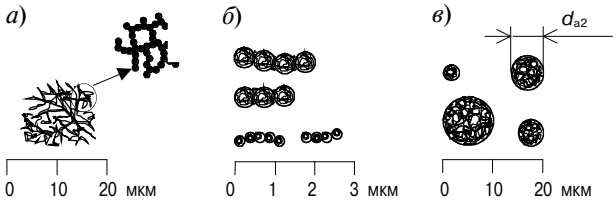



**Рис. 3. Структуры сажи в цилиндре перед открытием выпускного клапана**

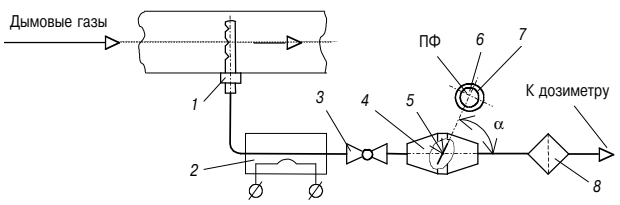



**Рис. 4. Схема установки осаждения сажи из дымовых газов при помощи дозиметра:**

*1* — зонд; *2* — противоконденсатный подогреватель; *3* — кран; *4* — камера осаждения; *5* — мишень с закрепленным препаратофиксатором ПФ; *6* — пленка прозрачная с клейким слоем; *7* — рамка; *8* — «абсолютный» фильтр; α — угол наклона мишени

топлива в котле концентрация сажи в продуктах сгорания, равная 0,09 г/м$^3$ (определялась с использованием фильтра *8* при протягивании через него определенного объема газов) была получена заменой штатного распылителя. Общее время образования сажи, пребывания ее в температурном диапазоне образования и высокотемпературный период структурных преобразований составляло несколько сотых секунды — примерно как в малооборотном дизеле.

До определенного угла наклона мишени — на препаратофиксаторе в основном оседали агрегаты, близкие к сферической форме, диаметром от 2 до 8 мкм. В обтекающем мишень потоке преимущественно находились вторичные структуры сажи в виде разветвленных цепочек первичных частиц. Некоторое количество этих структурных образований было занесено на препаратофиксатор. Вид одной из таких частиц при увеличении ×1800 показан ранее на рис. 3, *а*. Здесь же приведена ее предполагаемая структура в соответствии с [2].

После некоторого увеличения угла наклона мишени α и соответствующего уменьшения щели между мишенью *5* и внутренней частью камеры *4*, начали образовываться и оседать на препаратофиксаторе третичные структуры. В дизеле подобным местным сопротивлением является щель между выпускным клапаном и его седлом. Подробнее эксперименты с использованием модельной установки приведены в статье [9].

С открытием выпускного клапана дизеля сохраняются линейные цепочки из крупных первичных частиц и агрегаты вторичных структур. Большинство вторичных структур, ранее находящихся в виде разветвленных цепочек, наслаиваются перед выпускным клапаном. Более крупные наслоения, обладая инерционностью, уже не просто обтекают выпускной клапан, а могут по нему ударить, а также могут соударяться между собой, не объединяясь. При этом происходит частичное разрушение периферийной части наслоений. В результате в потоке появляет-

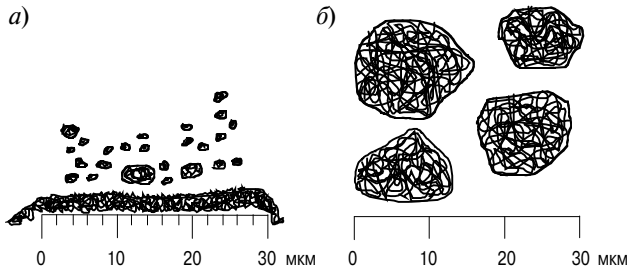



**Рис. 5. Осколки частиц и мелкие агрегаты третичных структур сажи**

ся большое количество мелких осколков, и формируются агрегаты третичных структур сажи более гладкой формы. На рис. 5, *а* и *б* даны зарисовки осколков, образованных при ударе крупной частицы о поверхность препаратофиксатора (видимых при увеличении ×1800) и мелких агрегатов третичных структур сажи. При ударе образуются осколки менее 1 мкм, но при указанном максимально возможном увеличении не просматривается их форма, кроме того, две мелкие частицы, расположенные рядом, могут смотреться как одна. Размеры агрегатов третичных структур сажи, приведенных на зарисовках, относятся к самым мелким из тех (более крупные в плоскости выглядят так же), которые удалось отобрать при помощи мультициклона.

Минимальное значение диаметра агрегатов вторичных структур $d_{a2}$, отбираемых при помощи мультициклона, составило 3−4 мкм для сажи моторного топлива ДМ и 4−5 мкм — для сажи дизельного топлива. Даже из этого видно, что агрегаты вторичных структур более плотные.

Для сопоставления агрегатов по полученной энергии при разгоне газовой средой были проведены испытания с использованием установки, приведенной на рис. 1. Настроенная высота $h$ составляла 155 мм. Частицы последовательно осаждались на трех препаратофиксаторах, при этом периоды осаждения частиц составляли:

➢ на первом — с пятой по десятую секунду;

➢ на втором — с десятой по двадцатую секунду;

➢ на третьем — с двадцатой по сороковую секунду.

Время перехода на последующий препаратофиксатор равнялось 0,4 с и не вносило большой погрешности. Для повышения точности экспериментов осаждение на каждом препаратофиксаторе проводилось 5 раз. Увеличение при исследовании на микроскопе сравнения составляло ×800. Предельная разрешающая способность установленного объектива соответствовала 0,45 мкм.

Размер агрегатов третичных структур оценивался условным диаметром. В качестве условного диаметра принят минимальный диаметр ок-

**Средний условный размер агрегатов сажи на препаратофиксаторах**

| Топливо | Агрегаты структур сажи | Средний размер частиц на препаратофиксаторах, мкм | | |
|---|---|---|---|---|
| | | № 1 | № 2 | № 3 |
| Дизельное | Вторичных | 10,30 | 9,50 | 8,99 |
| | Третичных | 42,18 | 35,34 | 32,56 |
| Моторное ДМ | Вторичных | 8,96 | 7,10 | 6,21 |
| | Третичных | 24,43 | 21,05 | 19,69 |

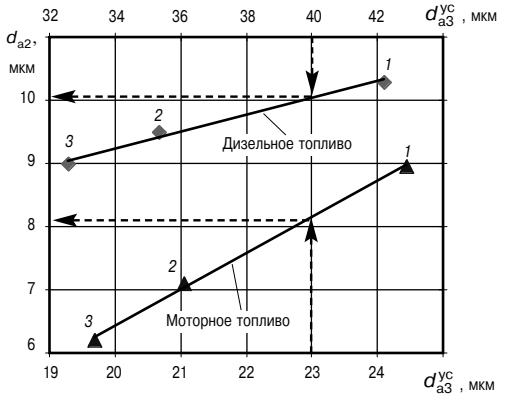



**Рис. 6. Эквивалентность по полученной энергии агрегатов вторичных и третичных структур дизельной сажи (сопоставление при условном диаметре):**

*1–3* — номер препаратофиксатора

ружности, в которую может быть вписана проекция агрегата. Первоначальные результаты обработки экспериментальных данных представлены в таблице.

Данные таблицы аппроксимированы линейными зависимостями (рис. 6). Небольшое (0,1 мкм) среднее квадратичное отклонение опытных точек от аппроксимирующего полинома показывает, что частицы во всех случаях осаждались за счет полученной энергии воздушного импульса.

Из полученных результатов можно, например, заключить, что в варианте с сажей дизельного топлива одинаковую энергию получили агрегаты третичных структур условным диаметром 40 мкм и агрегаты вторичных структур диаметром 10,05 мкм. В варианте с сажей моторного топлива ДМ одинаковую энергию получили агрегаты третичных структур условным диаметром 23 мкм и агрегаты вторичных структур диаметром 8,05 мкм. Соотношение $d^{ус}_{а3}/d_{а2}$ составило 3,8 и 2,9 для сажи дизельного и моторного ДМ топлив соответственно. В первом приближении можно считать, что такие же соотношения сохранятся и при величинах агрегатов, выходящих за диапазоны размеров, указанных на рис. 6. Полученные неодинаковые соотношения $d^{ус}_{а3}/d_{а2}$ для сажи разных топлив позволяет предположить, что форма агрегатов третичных структур у них в среднем будет несколько отличаться. Поэтому вводится понятие приведенного диаметра агрегата $d^{пр}_{а3}$, под которым понимается диаметр шара, объем которого будет равен объему частицы с размером $d^{ус}_{а3}$. Значение $d^{пр}_{а3}$, мкм, предлагается определять из выражения

$$d^{пр}_{а3} = \sqrt[3]{k_ф} \cdot d^{ус}_{а3}, \qquad (1)$$

где $k_ф$ — коэффициент формы агрегата.

Для шара $k_ф = 1$; для исследуемых частиц другой формы определяется по данным эксперимента при сопоставлении кинетической энергии частиц.

Кинетическую энергию $E_к$, Дж, агрегата сажи произвольной формы можно записать в виде

$$E_к = \frac{\rho_а \cdot k_ф \cdot \pi \cdot d_а^3 \cdot v_а^2}{12} 10^{-18}, \qquad (2)$$

где $\rho_а$ — плотность агрегата сажи, кг/м$^3$; $d_а$ — диаметр агрегата сажи (для агрегатов третичных структур — условный), мкм; $v_а$ — скорость агрегата в рассматриваемый период времени, м/с.

В работе [6] экспериментально определены плотность агрегатов вторичных $\rho_{а2}$ и третичных $\rho_{а3}$ структур сажи рассматриваемых двух топлив, которые составили:

➢ для дизельного топлива $\rho_{а2} = 940$ кг/м$^3$, $\rho_{а3} = 84$ кг/м$^3$;

➢ для моторного топлива ДМ $\rho_{а2} = 1780$ кг/м$^3$, $\rho_{а3} = 162$ кг/м$^3$.

Скорость агрегата во время движения его с потоком газовой среды, скорость которого $v$ известна, можно определить из графика (рис. 7), полученного путем преобразования зависимости для золы угля, приведенной в работе [10] к безразмерному по скорости виду. Пунктирная линия — условна, поскольку скорость очень мелких частиц практически равна скорости газа.

Приведенных материалов достаточно для определения значений коэффициента формы

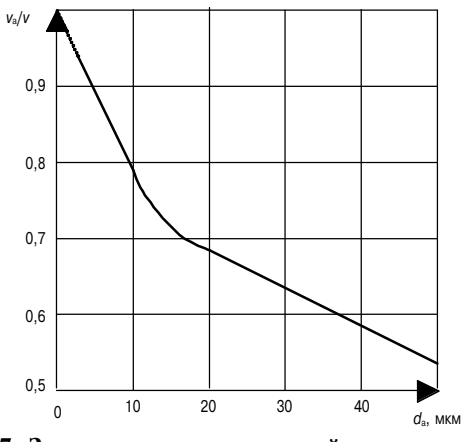



**Рис. 7. Зависимость относительной скорости частицы от ее размера**

для агрегатов третичных структур сажи рассматриваемых двух топлив. Нетрудно видеть, что значение $k_ф$ будет равно

$$k_ф = \frac{\rho_{a2}}{\rho_{a2}} \cdot \frac{(d_{a2})^3}{(d^{ус}_{a3})^3} \cdot \frac{(v_{a2})^2}{(v_{a3})^2}, \qquad (3)$$

где подстрочные символы а2 и а3 относятся к агрегатам вторичных и третичных структур сажи, соответствие диаметров берется из таблицы.

Полученные значения $k_ф$ были несколько скорректированы с учетом другого очевидного равенства

$$\frac{\rho_{a3\,диз}}{\rho_{a3\,мот}} \cdot \frac{k_{ф\,диз}}{k_{ф\,мот}} \cdot \frac{(d^{ус}_{a3\,диз})^3}{(d^{ус}_{a3\,мот})^3} \cdot \frac{(v_{a3})^2}{(v_{a2})^2} = 1, \qquad (4)$$

где подстрочные символы диз. и мот. относятся к агрегатам третичных структур сажи дизельного и моторного топлива ДМ; соответствие диаметров берется из таблицы.

Окончательно среднее арифметическое по трем препаратофиксаторам значение коэффициента формы агрегатов третичных структур сажи дизельного топлива составило 0,34, а для сажи моторного топлива — 0,64.

Полученные разные значения $k_{ф\,диз}$ и $k_{ф\,мот}$ качественно подтвердили предположение, высказанное при анализе данных, приведенных на рис. 6. Количественно это можно подтвердить, анализируя данные, приведенные на рис. 8. Действительно для вариантов с теми же по диаметру агрегатами вторичных структур, что и в рассмотренном случае, соотношение $d^{пр}_{a3}/d_{a2}$ составило 2,8 и 2,6 для сажи дизельного и моторного ДМ топлив соответственно, что достаточно близко.

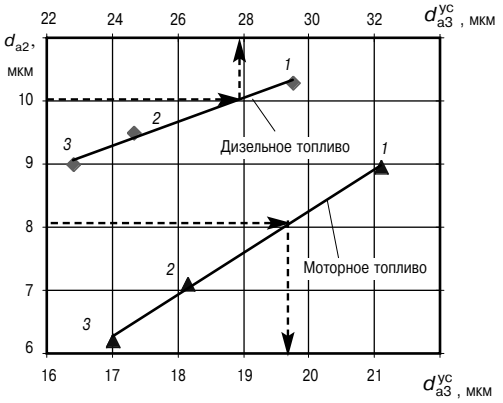



**Рис. 8. Эквивалентность по полученной энергии агрегатов вторичных и третичных структур дизельной сажи (сопоставление при приведенном диаметре):**

*1–3* — номер препаратофиксатора

Испытания на модели и выведенные соотношения $d^{ус}_{a3}/d_{a2}$ позволили уточнить минимальный размер агрегатов сажи, которые могут отклоняться от потока газов вследствие инерционных сил. Для сажи дизельного топлива — это агрегаты вторичных структур диаметром более 2 мкм и агрегаты третичных структур условным диаметром более 7–8 мкм. Частицы такого размера уже могут участвовать в газоабразивном износе поверхности фаски выпускных клапанов дизелей. Агрегаты сажи дизельного топлива, начиная с указанных размеров можно улавливать после выхода из цилиндра устройствами, использующими инерцию частицы, при этом эффективность улавливания будет увеличиваться прямо пропорционально размерам и плотности частиц.

**Литература**


1. *Лебедев О.Н., Сомов В.А., Пушнин В.П.* Основные факторы, определяющие скорость газоабразивного износа посадочной фаски выпускных клапанов дизелей // Двигателестроение. — 1985. — № 4. — С. 16–18.

2. *Печковская К.А.* Сажа как усилитель каучука. — М. : Химия, 1967. — 216 с.

3. *Мачульский Ф.Ф.* Дисперсность и структура дизельной сажи // Токсичность двигателей внутреннего сгорания и пути ее снижения: симпозиум. — М., 1966. — С. 206–219.

4. *Баранов Н.А., Смайлис В.И.* Исследование высокотемпературной сублимации и дисперсного состава дизельной сажи // Тр. ЦНИДИ. — Л., 1980. — С. 82–89.

5. *Пушнин В.П., Сисин В.Д.* Исследование состава сажи выпускных газов дизелей // Энергетические установки речных судов: сб. научн. тр. — Новосиб. ин.-т инж. водн. трансп., 1991. — С. 34–40.

6. *Пушнин В.П.* Определение плотности агрегатов сажи с использованием образцов // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. — 2007. — № 2. — С. 133–137.

7. *Кельцев В.В., Теснер П.А.* Сажа. Свойства, производство, применение. — М.–Л. : Гостоптехиздат, 1952. — 172 с.

8 *Зуев В.П., Михайлов В.В.* Производство сажи. — М. : Химия, 1965. — 277 с.

9. *Пушнин В.П.* Отбор агрегатов вторичных структур сажи // Сибирский научный вестник / Новосибирский научный центр «Ноосферные знания и технологии»; Российская Академия естественных наук. Вып. VIII. Новосибирск : Новосиб. гос. акад. водн. трансп., 2005. — С. 72–76.

10. *Алферов Н.С.* Ударная эрозия рабочих лопаток газовой турбины на твердом топливе: автореферат дис. ... канд. техн. наук. — Л., 1952. – 28 с.

УДК 621.436

# ИЗМЕНЕНИЕ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ ДИЗЕЛЯ ПРИ ПРИЕМЕ НАГРУЗКИ

*В.М. Капитанский, инж.-мех.*

Рассмотрено изменение рабочих параметров стационарных и транспортных дизелей в переходных процессах приема нагрузки и разгона под нагрузкой. Даны рекомендации по максимально допустимым значениям наброса нагрузки для дизель-генераторов с различными системами наддува и рациональным режимам разгона главных судовых дизелей.

Под рабочими параметрами в переходных процессах разгона или приема нагрузки дизеля понимаются зависимости от частоты вращения или мощности, среднего эффективного давления, крутящего момента, давления наддува и т. д.

В существующих немногочисленных публикациях имеют место некоторые неточности в описании характеристик переходных процессов, мешающие потребителям правильно ориентироваться в вопросах организации процесса нагружения дизельных установок, а производителям, в ряде случаев, обоснованно задавать требования в отношении порядка их нагружения.

В настоящей публикации сделана попытка уточнения характера протекания переходных процессов.

С точки зрения особенностей приема нагрузки дизели можно разделить на две основные группы:

➢ стационарные дизели для привода дизель-генераторов, отличительной особенностью которых является работа при практически постоянной (в пределах степени неравномерности регулятора частоты вращения) частоте вращения коленчатого вала;

➢ транспортные дизели (судовые, тепловозные, автотранспортные и т. п.), работающие во всем поле эксплуатационных нагрузок и частот вращения коленчатого вала.

Рассмотрим особенности нагружения (приема нагрузки) этими группами дизелей. Ступень нагружения или иначе величину наброса нагрузки представим в виде относительных параметров, т. е. в виде отношения их абсолютных текущих значений к номинальным или полным значениям крутящего момента $T_{tq}'$, а для дизельгенераторных установок — к номинальному значению эффективной мощности $P_e'$. Частоту вращения тоже представим в относительных величинах $n'$.

Отметим, что количество топлива, которое может быть сожжено в цилиндрах дизеля для совершения работы, определяется зарядом воздуха, величина которого зависит главным образом от давления наддува [1], т. е. давления, под которым воздух подается в цилиндры $p_{int}$. Исходя из соображений экологической безопасности и для исключения излишних тепловых нагрузок при набросах нагрузки целесообразно не допускать снижения коэффициента избытка воздуха для сгорания более чем на 10 % по отношению к режиму номинальной (полной) мощности.

**Дизели для привода генераторов**

Дизели без наддува или с приводным нагнетателем (механическим или турбокомпрессором) характеризуются постоянным давлением наддува в пределах нагрузочной характеристики. Это обеспечивает возможность наброса практически любой нагрузки, вплоть до максимальной.

Дизели со свободным турбокомпрессором (СТК) в зависимости от нагрузки характеризуются переменным давлением надувочного воздуха. На режиме холостого хода оно близко к давлению окружающей среды. Соответственно дизели с СТК в состоянии принимать при набросе только частичную нагрузку.

Дизели с двухступенчатой схемой наддува занимают промежуточное положение между двумя вышеуказанными группами.

С учетом вышеизложенных ограничений на рис. 1 приведен график максимально допустимых относительных величин набросов нагрузки на дизель из режима холостого хода при давлениях наддува на номинальном режиме до 0,4 МПа. Для дизелей с СТК можно также пользоваться данными, приведенными в ГОСТ 10511–83.

Ступени нагружения дизеля при его работе на долевых нагрузках $P_e'$ не должны превышать указанных на рис. 1 с учетом имеющегося запаса мощности от начального режима нагружения до номинального.

Для дизелей с СТК с учетом рекомендаций [1] может быть построен график выбора ступеней нагружения $P_e'$ в зависимости от развиваемой дизелем мощности $P_{e\,н}'$ на начальном долевом

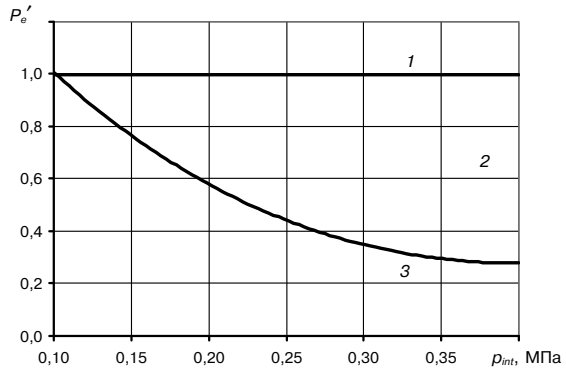



**Рис. 1. Значения максимально допустимых набросов нагрузки на электроагрегат с ДВС из режима холостого хода:**

*1* — дизели без наддува или с приводным нагнетателем; 2 — область допустимых нагрузок для дизелей с двухступенчатым наддувом (СТК и приводной нагнетатель); *3* — дизели с СТК

режиме, аналогичный приведенному на рис. 2 применительно к дизелям с давлением наддува до 0,2 МПа.

Следует отметить, что ГОСТ 10511–83, оговаривая величины допустимых набросов нагрузки, задает их только из режима холостого хода и не увязывает их с особенностями системы наддува дизеля. Стандарт также не содержит никаких указаний, связывающих допустимые величины наброса нагрузки с развиваемой дизелем мощностью в начале переходного процесса. Таким образом, в существующем виде этот стандарт не отражает всех особенностей нагружения дизеля и в этом смысле нуждается в существенной корректировке.

На рис. 3 приведен пример графика рекомендуемого ступенчатого нагружения дизель-генератора с СТК, построенного на основании данных рис. 2. Первая ступень нагружения не должна превышать наброс в 50 % из режима холостого хода, а последующие ступени являляются максимально допустимыми для соответствующих долевых режимов. После каждой ступени нагружения необходима выдержка продолжительностью не менее 5–6 с для стабилизации режима дизель-генератора (в основном стабилизации частоты вращения). Потребителю рекомендуется придерживаться приведенного графика нагружения дизель-генератора для обеспечения его надежной и бесперебойной работы.

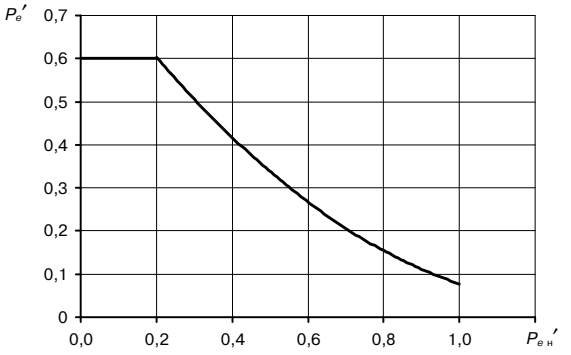



**Рис. 2. Значения допустимых набросов нагрузки на дизель-генератор с СТК в зависимости от начальной мощности переходного процесса**

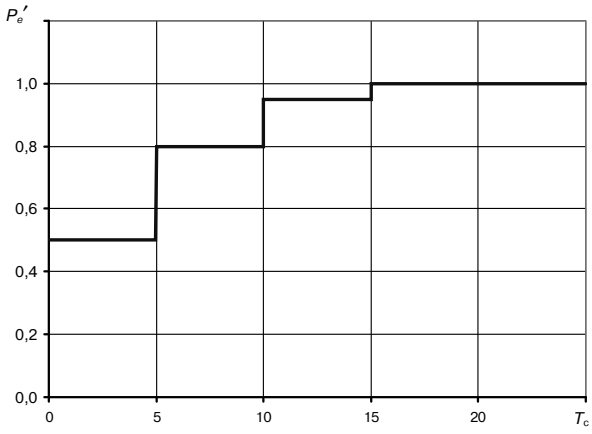



**Рис. 3. Рекомендуемый график нагружения дизель-генератора с СТК (давление наддува на номинальном режиме 0,2 МПа)**

**Дизели для транспортных установок**

Величины допустимых набросов нагрузки для этой группы дизелей зависят от частоты вращения коленчатого вала в начале переходного процесса от характеристики изменения внешней нагрузки. На рис. 4 приведены графики максимально допустимых значений набросов нагрузки в зависимости от частоты вращения коленчатого вала судового дизеля при давлении наддува 0,2 МПа на режиме полной мощности (используя аппарат [1] такой график можно построить для любого транспортного дизеля). Здесь же в качестве примера приведен график внеш-

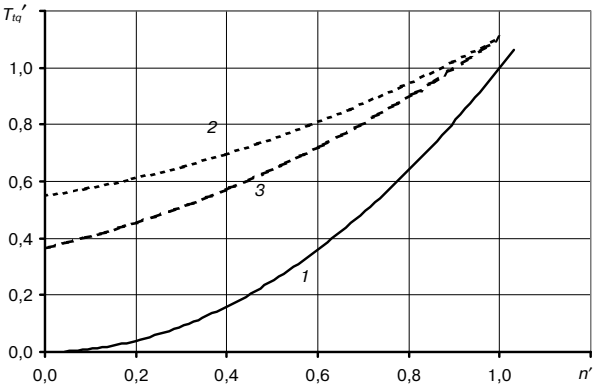



**Рис. 4. Значения допустимых набросов нагрузки на судовой дизель с СТК:**

*1* — винтовая характеристика; *2* — ограничительная (по давлению наддува) характеристика; *3* — внешняя скоростная характеристика

ней нагрузки для судового дизеля (винтовая характеристика).

Разность значений нагрузок между кривыми *2* (или *3*) и *1* показывает допустимый уровень набросов нагрузки для каждого из режимов винтовой характеристики судового дизеля, а разность значений нагрузок между кривыми *2*, *3* и осью $n'$ — допустимый уровень набросов нагрузки для транспортных средств из режима холостого хода.

В соответствии с назначением конкретных дизелей кривая *3* является графиком работы автоматических ограничителей нагрузки. Для дизелей этой группы, по-видимому, наиболее оптимальным является ограничение нагрузки по давлению наддува.

***Переходный процесс при набросе нагрузки***

Наибольший интерес представляют переходные процессы при увеличении (набросе) нагрузки. Здесь следует различать два вида изменения нагрузки, а именно:

— при изменении задания по частоте вращения коленчатого вала;

— при увеличении (набросе) внешней нагрузки и практически постоянной частоте вращения коленчатого вала.

***Переходный процесс при увеличении задания частоты вращения коленчатого вала***

На рис. 5 показан переходный процесс при увеличении задания частоты вращения коленчатого вала судового дизеля, снабженного всережимным регулятором частоты вращения и автоматическим ограничителем нагрузки по давлению надувочного воздуха. В данном случае характер переходного процесса будет существенно зависеть от скорости задания режима работы дизеля системой управления.

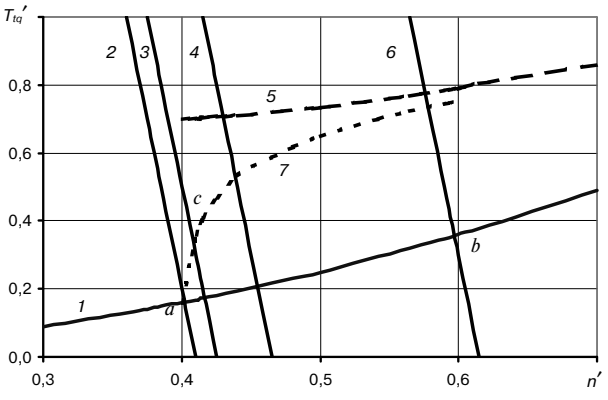



**Рис. 5. Переходный процесс при увеличении задания частоты вращения дизеля:**
*1* — винтовая характеристика; *2*, *3*, *4*, *6* — исходная, промежуточные и конечная регуляторные характеристики; *5* — характеристика ограничения нагрузки; *7* — максимально развиваемый дизелем крутящий момент при $\mu < 1$ (вариант)

Начальный режим (точка *a*) находится на пересечении винтовой характеристики *1* и начальной регуляторной характеристикой *2*; заданный новый режим (точка *b*) — на пересечении той же винтовой характеристики *1* с регуляторной характеристикой *6,* соответствующей новому заданию.

Скорость задания режима работы дизеля наглядно характеризуется отношением скорости изменения частоты вращения гребного винта к скорости изменения задаваемой частоты вращения дизеля за один и тот же промежуток времени. В качестве параметров этих скоростей удобно и наглядно принять степень изменения частоты вращения гребного вала $\sigma$ и соответствующее за тот же промежуток времени изменение задания режима на величину, равную степени неравномерности регулятора $\delta$. Переходный процесс в данном случае будет характеризоваться отношением $\mu = \sigma/\delta$.

При $\mu = 1$ момент дизеля равен потребляемому винтом, поэтому разгон установки, а следовательно, и изменение режима невозможны.

При $\mu = 0$, что соответствует инерционным нагруженным судам, нагрузка дизеля практически мгновенно достигнет ограничительного уровня (кривая *5*). В этом случае будет обеспечен разгон судна при максимальном избытке крутящего момента. После достижения частоты вращения дизеля заданного значения момент начнет уменьшаться по регуляторной характеристике *6* до прихода всей силовой установки в точку *b*, соответствующего новому заданному установившемуся режиму.

Наконец, при $0 < \mu < 1$ изменения нагрузки в переходном процессе будут меньшими, чем в указанном выше случае, и тем меньше, чем больше значение $\mu$. Переходный процесс в этом случае протекает следующим образом. Сначала при практически неизменной частоте вращения гребного вала изменяется на небольшую величину задание частоты вращения дизеля (регуляторная характеристика *3*). Положение точки *c* на регуляторной характеристике *3* показывает, что развиваемый дизелем крутящий момент не достигает максимального значения и таким образом переходный процесс осуществляется по кривой *7*. Такие переходные процессы характерны для легких (быстроходных глиссирующих) судов с системой управления ограничения скорости задания режима. Однако следует отметить, что наличие в системе управления ограничительных характеристик ограничивают скорость разгона судна (и любого другого транспортного средства).

Во всех рассматриваемых случаях завершение переходного процесса пройдет, как указывалось выше, по регуляторной характеристике *6*.

Отметим, что разгон судна начнется при некотором утяжелении винтовой характеристики, приближении ее к швартовной. По мере разгона и выхода на заданный скоростной режим система возвращается в новое равновесное состояние, соответствующее стационарной винтовой характеристике. Разгон силовой установки и судна в целом обеспечивается за счет избытка развиваемого дизелем крутящего момента $T_{tq}$, необходимого для преодоления внешнего сопротивления движению судна $T_с$ и момента инерции судна $T_к$. Таким образом, в течение переходного процесса имеет место следующее равенство моментов :

$$T_{tq} = T_с + T_к.$$

***Переходный процесс при набросе внешней нагрузки***

На рис. 6 приведен типичный переходный процесс при набросе внешней нагрузки на дизель-генератор (или на дизель, работающий при заданной частоте вращения).

Исходный установившийся режим — точка *a* на пересечении регуляторной характеристики *4* с кривой, соответствующей исходному постоянному моменту *1.* Конечный установившийся режим после наброса нагрузки — точка *b* на пересечении регуляторной характеристики *4* с кривой, соответствующей конечному постоянному моменту *2.* Кривая *3* — крутящий момент, соответствующий ограничению подачи топлива на исходном режиме работы.

При набросе внешняя нагрузка изменяется по кривой *5*, достигая значений которые могут превышать момент допускаемый ограничителем подачи топлива. Под действием внешней нагрузки частота вращения дизеля снижается до точки *c* на кривой *1* в пределах допускаемого системой

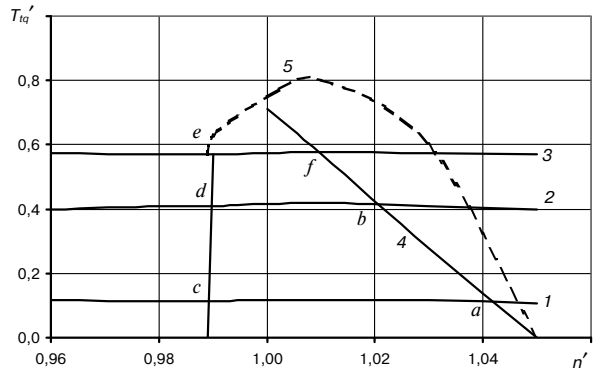



**Рис. 6. Переходный процесс при мгновенном набросе нагрузки на дизель-генератор:**
*1* — постоянный момент, соответствующий исходному режиму; *2* — постоянный момент, соответствующий конечному режиму; *3* — постоянный момент, соответствующий ограничению подачи топлива на исходном режиме; *4* — заданная регуляторная характеристика; *5* — переходный процесс при изменении внешней нагрузки

регулирования провала частоты. Это приведет к увеличению регулятором цикловой подачи топлива до значения, соответствующего ограничительной характеристики (кривая *3*). За счет совместного увеличения развиваемого дизелем момента и частичного использования кинетической энергии вращающихся масс дизеля и генератора частота вращения дизель-генератора начнет увеличиваться до значения, соответствующего точке *f* (на пересечении кривой *3* с характеристикой *4*). Далее по регуляторной характеристике дизель-генератор перейдет в точку *b,* соответствующую значению нового установившегося режима. Отметим еще раз, что для дизеля с СТК положение кривой *3* будет определяться настройкой ограничительной характеристики по давлению наддува. Очевидно, что в этом случае возможны лишь набросы частичной нагрузки как это было рассмотрено ранее. Для дизеля с приводным нагнетателем положение кривой *3* будет определяться максимально допустимым значением цикловой подачи топлива, что обеспечит более динамичный режим приема нагрузки и не ставит ограничений по величине наброса нагрузки вплоть до максимального значения.

Для данного переходного режима равенство действующих моментов будет иметь следующий вид:

$$T_{tq} + T_к = T_с.$$

Таким образом, переходный процесс осуществляется за счет избытка энергии дизеля (площадь между кривыми *1* и *3*) и накопленной кинетической энергии дизель-генератора (площадь над кривой *3*).

***Оценка значений максимально допустимых бросков нагрузки***

Под максимально допустимыми понимаются кратковременные (мгновенные) броски нагрузки, превышающие по своей величине значения установленные ограничителями нагрузки. Максимально допустимый бросок нагрузки определяется заданием ограничителя нагрузки и кинетической энергией дизель-генератора и может быть рассчитан по известным физическим зависимостям. Ниже в таблице приведены в качестве примера значения допустимого мгновенного броска нагрузки при относительном изменении частоты вращения при броске, равном 0,05, времени разгона агрегата $T_с$ = 2 с и различных значениях относительной продолжительности провала частоты вращения при броске $\bar{\Delta}\tau = \Delta\tau/T_с$.

| $\bar{\Delta}\tau$ | 0,01 | 0,025 | 0,05 | 0,10 |
|---|---|---|---|---|
| $\bar{P}_Д$ | 4,75 | 1,90 | 0,95 | 0,475 |
| $\bar{\Delta}\tau$, с | 0,02 | 0,05 | 0,10 | 0,20 |

В случаях, когда необходимо увеличить значение допустимого броска нагрузки, требуется либо применять агрегат большей мощности, либо повышать момент инерции агрегата введением соответствующего маховика.

**Заключение**

Рабочие характеристики стационарных и транспортных дизелей при работе на неустановившихся режимах и особенно переходных процессах разгона и приема нагрузки изучены все еще недостаточно, хотя доля их в эксплуатации значительно превышает продолжительность установившихся режимов. Эти режимы наиболее неблагоприятно влияют на все эксплуатационные показатели, в том числе на показатели экологической безопасности.

Рекомендации, приведенные в настоящей работе по организации рациональных режимов нагружения стационарных и транспортных дизелей в условиях эксплуатации дают возможность специалистам по обслуживанию не только существенно повысить их экономичность, надежность и ресурс работы, но и заметно сократить количество выбросов вредных веществ с отработавшими газами.

**Литература**

1. *Капитанский В.М.* Относительные параметры как универсальное средство описания рабочих процессов поршневых двигателей внутреннего сгорания. — СПб., 2004.

**ЮБИЛЕЙ!**

# Виктору Александровичу Егорову 60 лет



***8 октября 2009 г. исполнилось 60 лет Виктору Александровичу Егорову, крупному специалисту в области двигателестроения, председателю правления, генеральному директору ОАО РУМО, «Заслуженному машиностроителю РФ» члену редакционной коллегии журнала «Двигателестроение»***

Вся трудовая деятельность Виктора Александровича Егорова связана с ОАО РУМО (ранее «Двигатель революции»), куда он пришел работать сразу после окончания школы в 1968 г. В 1979 г. окончил Горьковский институт инженеров водного транспорта по специальности «Судовые машины и механизмы».

Пройдя все ступени профессионального роста — от шлифовальщика до начальника производственно-диспетчерского отдела, в 1986 г. Виктор Александрович был назначен главным инженером завода. Стремление ко всему новому, а также любовь к профессии и привычка делать свою работу на совесть способствовали назначению на должность технического руководителя предприятия.

Уже через год, в июне 1987 г. приказом министра тяжелого и транспортного машиностроения СССР В.А. Егоров был назначен директором дизельного завода «Двигатель революции», а в 1993 г. на первом общем собрании акционеров Виктор Егоров был избран генеральным директором ОАО РУМО.

Работа в рыночных условиях потребовала постоянного совершенствования, повышения квалификации, изучения и внедрения современных подходов к управлению производством.

В 2004 г. приказом губернатора Нижегородской области за многолетний добросовестный труд и достижение высоких производственных показателей Виктору Егорову было присвоено звание «Заслуженный машиностроитель РФ».

Традиционно коллеги отзываются о Викторе Егорове как о технически грамотном специалисте и волевом руководителе, вклад которого в развитие ОАО РУМО значительный и многогранный.

*Коллектив ОАО РУМО и редакция журнала «Двигателестроение» поздравляют Виктора Александровича с юбилеем и желают ему крепкого здоровья и творческого долголетия*

УДК 621.41

# ДВИГАТЕЛИ С ВНЕШНИМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ

*В.П. Бреусов, д. т. н.; М.И. Куколев, д. т. н.; С.Н. Вильдяева; А.Ю. Абакшин*
*ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»*

(*Продолжение, начало в № 3*)

**Принцип работы двигателя внешнего сгорания**

Принцип действия многих тепловых двигателей состоит в том, что при расширении нагретого газа совершается бо́льшая механическая работа, чем при сжатии холодного газа.

Сжатие, нагрев, расширение, охлаждение — вот четыре основных процесса, необходимых для функционирования теплового двигателя. Каждый из вышеперечисленных процессов можно проводить различными путями.

Охлаждение и нагрев газа могут протекать при постоянном объеме (изохорный процесс) или при переменном объеме и постоянном давлении (изобарный процесс). Сжатие и расширение газа могут происходить при постоянной температуре (изотермический процесс) или без теплообмена с окружающей средой (адиабатический процесс). Строя замкнутые циклы из различных комбинаций этих процессов, нетрудно получить теоретические циклы, по которым работают все современные тепловые двигатели.

Комбинация из двух адиабат и двух изохор образует теоретический цикл бензинового двигателя (двигатель Отто). Заменяя в этой комбинации изохору, по которой идет нагревание газа на изобару, получим цикл дизельного двигателя (двигатель Дизеля). Две адиабаты и две изобары дадут теоретический цикл газовой турбины.

Среди возможных термодинамических циклов комбинация из двух адиабат и двух изотерм играет особо важную роль в термодинамике. По такому циклу (циклу Карно) должен работать двигатель, имеющий самый высокий КПД для данного интервала температур. Двигатели, работающие по другим циклам, гораздо менее экономичны. Теоретические КПД регенеративных двигателей (Стирлинга и Эриксона) могут быть приближены к КПД цикла Карно.

В реальности созданные конструкции двигателей работают по циклам, отличающимся от теоретических. Так, можно предположить, что процесс подвода теплоты (от регенератора и нагревателя) происходит не при постоянной температуре, а при постоянном объеме (в начальной фазе) и при постоянном давлении (в более поздней фазе). Далее рабочее тело расширяется по линии, достаточно приближенной к адиабате. Те же соображения можно высказать и в отношении процесса отвода теплоты. Учитывая, что он протекает при существенно меньших температурном уровне и общем тепловом потоке, отклонение от изотермы выражено гораздо в меньшей степени. Согласно теоретическим расчетам, КПД двигателей внешнего сгорания может достигать 70 %.

Двигатель Стирлинга может работать на любых видах топлива: жидкого, твердого, газообразного, ядерного и радиоизотопного, от излучения Солнца. Перспективно объединение нагревателя двигателя и теплового накопителя.

Применение водорода или гелия в качестве рабочего тела в замкнутом цикле позволило современным машинам настолько снизить габариты и интенсифицировать теплообмен в нагревателе, что двигатели стали компактными.

Особенность двигателей Стирлинга заключена еще и в том, что это обратимая машина. Если от постороннего источника энергии вращать вал двигателя, то последний становится высокоэффективной холодильной машиной.

На первый взгляд трудно предположить, что в тепловых двигателях с внешним подводом теплоты заложены какие-либо возможности, позволяющие им конкурировать с двигателями внутреннего сгорания хотя бы по экономичности. В двигателях внешнего сгорания топливо сжигается вне рабочего цилиндра и теплота подводится к рабочему телу через стенку цилиндра. Наивысшая температура цикла ограничена определенными значениями, связанными прежде всего со способностью конструкционных материалов работать при постоянном высоком нагреве. Казалось бы, ожидать какого-либо выигрыша и в размерах такого двигателя не следует. Циклы, по которым работают двигатели Стирлинга, состоят из двух изотерм и двух изохор (рис. 1, *а*). Достаточно построить диаграммы этих двигателей, чтобы убедиться, что при работе на атмосферном воздухе их размеры получаются огромными.

В реальности можно предположить, что процесс подвода теплоты (от регенератора и нагревателя) происходит не при постоянной температуре, а при постоянном объеме (в начальной фазе) и при постоянном давлении (в более поздней фазе). Далее рабочее тело расширяется по линии, достаточно приближенной к адиабате (рис. 1, *б*).

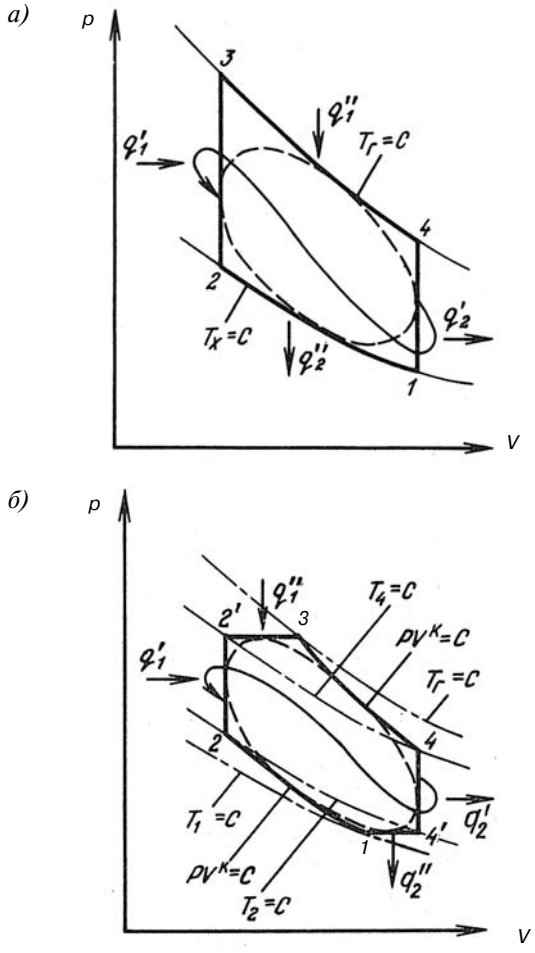



**Рис. 1. Теоретический идеальный (*а*) и вариант реального (*б*) регенеративного цикла Стирлинга:**

*q* — теплота; *T* — температура; *p* — давление; *V* — объем; *k* — показатель адиабаты; *C* — постоянная; *1* — подвод; *2* — отвод; г — нагреватель; х — охладитель

Те же соображения можно высказать и по отношению к процессу отвода теплоты. Учитывая, что он протекает при существенно меньших температурном уровне и общем тепловом потоке, отклонение от изотермы выражено гораздо в меньшей степени.

Хотя двигатель Стирлинга может работать и без регенератора, включение его в конструкцию придает всей системе уникальные свойства. Чтобы нагреть газообразное рабочее тело двигателя до определенной температуры при постоянном давлении, следует запасти в регенераторе больше теплоты, чем для нагрева рабочего тела при постоянном объеме. Охлаждение отработавшего расширившегося рабочего тела в регенераторе тоже происходит при постоянном давлении. Значит, здесь запасается ровно столько теплоты, сколько требуется для нагрева сжатого рабочего тела, идущего в рабочий цилиндр. Уже первые расчеты, произведенные специалистами фирмы «Филлипс» при проектировании двигателей Стирлинга, ошеломили создателей этих машин: КПД двигателей внешнего сгорания может достигать 70 %.

В 1944 г. фирма запустила опытную модель Стирлинга. Правда, она показала КПД 39 %, но оказалась экономичнее газовой турбины с КПД 26 %, авиационного бензинового двигателя с КПД 28–30 % и лучших в то время дизелей с КПД 32–35 % (однако следует помнить — это была середина прошлого столетия).

Итак, основные особенности работы двигателя Стирлинга заключаются в следующем:

➢ в двигателе происходит преобразование теплоты в полезную работу посредством сжатия постоянного количества рабочего тела при низкой температуре и последующего (после периода нагрева) его расширения при высокой температуре. Поскольку работа, затрачиваемая поршнем на сжатие рабочего тела, меньше работы, которую поршень совершает при расширении рабочего тела, двигатель совершает полезную работу;

➢ при наличии регенерации необходимо только подводить теплоту, чтобы не допускать охлаждения рабочего тела при его расширении, и отводить теплоту, выделяющуюся при его сжатии;

➢ изменение температуры рабочего тела обеспечивается наличием разделенных холодной и горячей полостей двигателя, между которыми под действием движения поршней перемещается рабочее тело по соединительным каналам;

➢ изменения объема в этих двух полостях должны не совпадать по фазе, а получающиеся в результате циклические изменения суммарного объема, в свою очередь, не должны совпадать по фазе с циклическим изменением давления. Это — условие получения полезной работы на выходном валу двигателя.

Таким образом, принцип работы двигателя Стирлинга — это попеременный нагрев и охлаждение заключенного в изолированном пространстве рабочего тела. Однако нагрев в двигателе внешнего сгорания происходит за счет теплоты, подводимой к газу извне, через стенку цилиндра. Из-за низкой скорости теплопередачи от стенки цилиндра невозможно, естественно, нагреть или охладить газ с помощью быстрого нагрева или охлаждения самой стенки. Известно, что Роберт Стирлинг использовал периодическое изменение температуры газа, применяя вытеснительный поршень (вытеснитель). Вытеснитель заставляет перемещаться газ в одну из двух полостей цилиндра, одна из которых находится при постоянной низкой, а другая при постоянной высокой температуре.

Рабочая часть современного двигателя Стирлинга представляет собой замкнутый объем, заполненный газом (рис. 2).

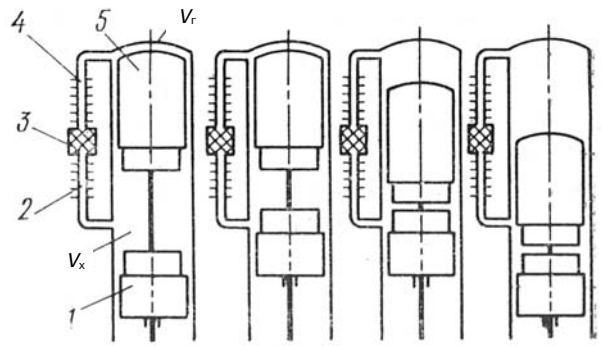



**Рис. 2. Принцип работы двигателя Стирлинга:**

*1* — рабочий поршень; *2* — охладитель; *3* — регенератор; *4* — нагреватель; *5* — поршень-вытеснитель

Верхняя часть объема $V_г$ — горячая, она непрерывно нагревается. Нижняя $V_х$ — холодная, она все время охлаждается. В этом объеме находится цилиндр с двумя поршнями: поршнем-вытеснителем *5* и рабочим поршнем *1*. Когда рабочий поршень движется вверх, газ в объеме сжимается, при движении поршня-вытеснителя вниз производится попеременное нагревание и охлаждение газа. Когда поршень-вытеснитель находится в верхнем положении в горячем пространстве $V_г$, большая часть газа оказывается вытесненной в холодное пространство $V_х$. В это время рабочий поршень начинает двигаться вверх и сжимает холодный газ. Теперь поршень-вытеснитель устремляется вниз почти до соприкосновения с рабочим поршнем, и сжатый холодный газ перекачивается в горячее пространство. Расширение нагреваемого газа — рабочий ход. Часть энергии рабочего хода запасается на последующее сжатие холодного газа, а избыток создает крутящий момент на валу двигателя.

Какова же роль регенератора в этом процессе? Регенератор *3* расположен между холодным и горячим пространствами. Когда расширившийся газ движением поршня-вытеснителя перекачивается в холодную часть, он проходит через плотную ткань (плотный пористый материал — сетка, проволока и т. п.) регенератора и отдает часть содержащейся в нем теплоты. Во время обратного хода сжатый холодный газ, прежде чем попасть в горячую полость (часть цилиндра), отбирает эту теплоту обратно.

Естественно, в реальной машине Стирлинга все выглядит не так просто. Невозможно быстро нагреть газ через сплошную стенку цилиндра, для этого необходимо весьма большая поверхность нагрева. Поэтому верхняя часть замкнутого объема представляет собой развитую систему специальных труб, нагреваемых теми или иными тепловыми источниками (например, пламенем газовой горелки). Для полноты использования теплоты продуктов сгорания холодный воздух, подводящийся к горелке, предварительно подогревается отработавшими газами — в связи с этим контур сгорания получается довольно сложным. Холодная часть рабочего объема представляет собой тоже конструктивно сложную систему.

Под рабочим поршнем находится замкнутая буферная полость, наполненная газом под давлением. Во время рабочего хода давление в этой полости повышается. Запасаемой при этом энергии достаточно для того, чтобы сжать холодный газ в рабочем объеме. Поскольку давление в цилиндре повышается плавно, а не скачкообразно, как в двигателях внутреннего сгорания, вибрации двигателей Стирлинга практически отсутствуют.

У этих двигателей нет карбюраторов, систем зажигания, клапанов, свечей. Им не нужны глушители, ведь они работают почти бесшумно. Качественное сгорание топлива в горелке снимает проблему выбросов вредных веществ. Но если это так, то почему же ни Стирлинг, ни Эриксон не смогли добиться того успеха, которого заслуживали их изобретения?

Прежде всего, эти изобретатели не смогли полностью использовать достоинства своих регенераторов. Ведь науки о теплопередаче тогда просто не существовало. Произвести расчет регенератора было невозможно, поэтому его размеры и конструкция выбирались «на глазок», а КПД двигателя внешнего сгорания весьма сильно зависит от качества работы регенератора. И еще одна, не менее важная, причина заключалась в том, что ни Стирлинг, ни Эриксон не делали свои машины замкнутыми. У того и у другого рабочим телом служил воздух, который засасывался в двигатель при атмосферном давлении, что весьма существенно отражалось на размерах машин при сравнительно малых мощностях.

Но самое удивительное и самое важное не в том, что КПД регенеративных «стирлингов» и «эриксонов» становятся равными. Главное в том, что они становятся равными КПД цикла Карно! А отсюда следует, что даже при 600–650 °С теоретический КПД двигателей внешнего сгорания составляет 70 %.

Поражает и тот факт, насколько гениальную и остроумную машину создал Роберт Стирлинг еще в XIX веке: принципиальная схема и кинематика ее рабочей части целиком перекочевали в современные модели. Инженеры лишь тщательно изучили процессы регенерации теплоты и предложили новые материалы для регенератора, доведя его эффективность до 95–97 %. Для увеличения мощности двигателя внешнего сго-

рания, а также улучшения компактности современные специалисты сделали рабочую часть двигателя изолированной от атмосферы и заполнили ее сжатым газом — гелием или водородом. Это позволило в настоящее время создавать двигатели внешнего сгорания, способные вступить в жесточайшую конкуренцию с двигателями внутреннего сгорания.

**Классификация двигателей Стирлинга**

По принципу действия можно выделить двигатели одностороннего (простого) и двойного действия.

В двигателях одностороннего действия две полости (сжатия и расширения), соединяемые теплообменниками, могут находиться в одном или в двух цилиндрах. В одноцилиндровых двигателях предусмотрены два поршня — рабочий и вытеснительный (рис. 3), а в двухцилиндровых — два рабочих или рабочий и вытеснительный. Каждая из компоновок представляет собой самостоятельные модули, из которых могут быть

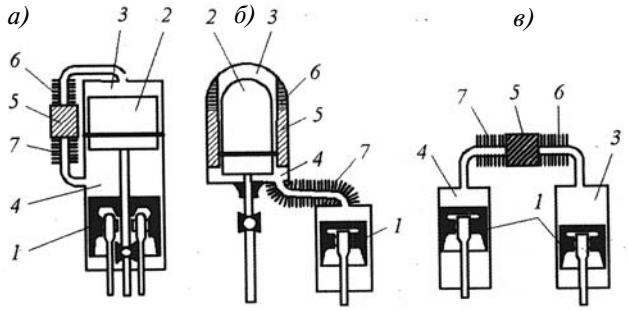



**Рис. 3. Основные схемы двигателей Стирлинга одностороннего действия с рабочим поршнем и вытеснителем в одном цилиндре (*а*), с рабочим поршнем и вытеснителем в разных цилиндрах (*б*), с двумя рабочими поршнями (*в*):**

*1* — рабочий поршень; *2* — вытеснитель; *3* — полость расширения; *4* — полость сжатия; *5* — регенератор; *6* — нагреватель; *7* — холодильник

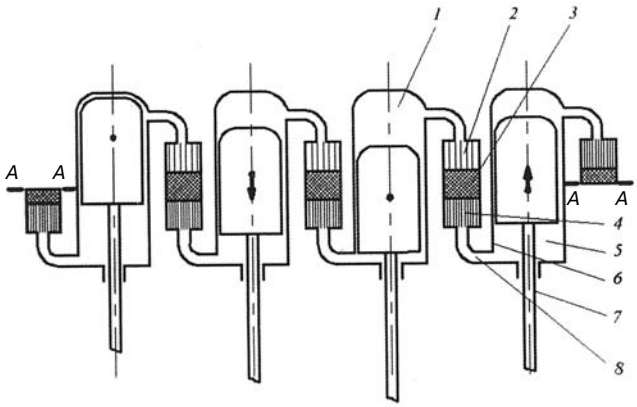



**Рис. 4. Схема работы двигателя Стирлинга двойного действия:**

*1* — полость расширения; *2* — нагреватель; *3* — регенератор; *4* — холодильник; *5* — полость сжатия; *6* — рабочий цилиндр; *7* — шток; *8* — газовый тракт

собраны многоцилиндровые двигатели с передачей мощности на общий вал.

Двигатели двойного действия — это многоцилиндровые двигатели, в которых полости расширения каждого цилиндра последовательно соединены через ряд теплообменников с полостью сжатия соседнего цилиндра. В цилиндре предусмотрен один поступательно движущийся элемент — поршень-вытеснитель. Число таких элементов в двигателе равно числу цилиндров. Большим преимуществом двигателей двойного действия по сравнению с двигателями одностороннего действия является сокращение в 2 раза числа поршней. Это упрощает кинематическую схему приводного механизма и снижает стоимость двигателя (рис. 4).

Все существующие конструкции двигателей Стирлинга можно свести к α-, β- и γ-модификациям (рис. 5). Такая классификация двигателей внешнего сгорания достаточно точно позволяет определить типы двигателей без необходимости тщательного изучения деталей конструкции.

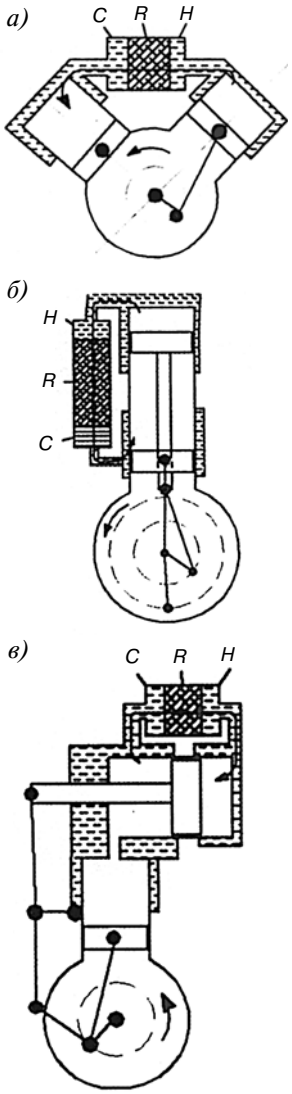


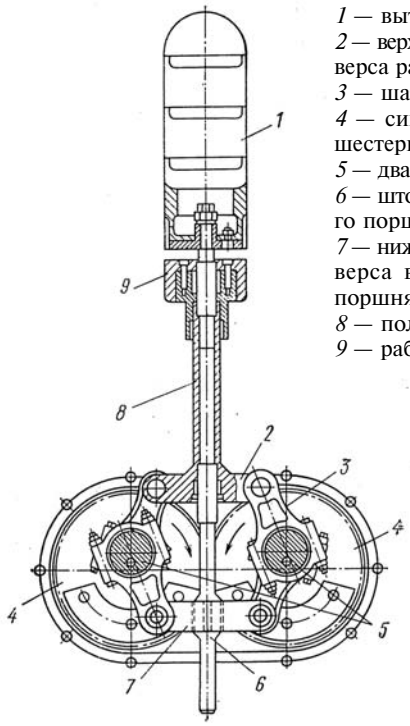

**Рис. 5. Модификации двигателей Стирлинга:**

*а* — α-модификация; *б* — β-модификация; *в* — β-модификация; *H* — нагреватель; *R* — регенератор; *C* — холодильник

Двигатели α-модификации — это V-образные двухцилиндровые двигатели. В одном из цилиндров находится горячая полость, а в другом — холодная. Регенератор располагается между цилиндрами.

Двигатели β-модификации имеют только один цилиндр. Объем горячей полости изменяется с помощью поршня-вытеснителя. Изменение объема холодной полости происходит посредством движения как поршня-вытеснителя, так и рабочего поршня.

Достаточно сложная кинематика движения рабочего поршня и вытеснителя осуществляется при помощи различных кривошипно-шатунных




*1* — вытеснитель;
*2* — верхняя траверса (траверса рабочего поршня);
*3* — шатуны;
*4* — синхронизирующие шестерни;
*5* — два коленчатых вала;
*6* — шток вытеснительного поршня;
*7* — нижняя траверса (траверса вытеснительного поршня);
*8* — полый шток;
*9* — рабочий поршень

**Рис. 6. Шатунно-поршневая группа двигателя Стирлинга вытеснительного типа с ромбическим кривошипно-шатунным механизмом**

механизмов. На рис. 6 в качестве примера приведена шатунно-поршневая группа двигателя Стирлинга β-модификации с наиболее распространенным ромбическим двухвальным кривошипно-шатунным механизмом. В двигателе γ-модификации аналогично двигателю β-модификации имеется рабочий поршень и поршень-вытеснитель. Однако они находятся в отдельных цилиндрах. Холодная полость разделена на два цилиндра, и, следовательно, ее минимальный объем всегда больше нуля.

Двигатель Стирлинга может работать не только на жидком, но и на любом другом виде топлива — твердом и газообразном. Он может работать и совсем без топлива! Ведь нагреть часть рабочего объема через стенку цилиндра можно теплотой от ядерного реактора, радиоизотопного источника, от солнечных лучей и т. д. Если же нагреватель двигателя поместить в емкость с расплавленным теплоаккумулирующим материалом, обладающим большой теплотой плавления, то двигатель без всякой дозаправки может работать несколько часов. Подсчитано, например, что 5 л расплава окиси алюминия эквивалентны 1 л бензина, а 8 л расплавленного фторида лития хватает для работы двигателя Стирлинга мощностью 3 кВт (электрической) в течение пяти часов.

Естественно, современные конструкции двигателей Стирлинга в десятки, если не в сотни, раз меньше, чем двигатели внешнего сгорания, построенные в XIX веке. Применение водорода или гелия в качестве рабочего тела позволило современным машинам настолько снизить габариты и интенсифицировать теплообмен в нагревателе, что двигатели стали на редкость компактными. Замкнув цикл, современные инженеры вынуждены были позаботиться о том, чтобы искусственно охлаждать рабочее тело. В двигателях Стирлинга появился охладитель, тогда как у прежних двигателей внешнего сгорания порции воздуха забирались прямо из атмосферы. Наличие нагревателя и охладителя, как бы компактны они ни были, увеличивает вес двигателя по сравнению с двигателями внутреннего сгорания, но зато сообщает им еще одно чрезвычайно важное качество.

Изолированные от внешней среды, они практически не зависят от нее. Стирлинг может работать от какого-либо источника тепла всюду: под водой, под землей, в космосе — то есть там, где двигатели внутреннего сгорания, нуждающиеся в воздухе, работать не могут. И тогда у двигателей с внешним подводом теплоты появляются преимущества перед своими соперниками ДВС даже по весу.

Информация о двигателях внешнего сгорания будет неполной, если не упомянуть о своего рода «антистирлингах» — двигателях, превращенных в холодильные машины.

Еще в 1834 г. было замечено: если вращать двигатель внешнего сгорания с помощью паровой машины и не разводить огонь под рабочим цилиндром, температура воздуха в нем понижается. На первый взгляд, в этом нет ничего удивительного. У любого теплового двигателя есть свой антипод — холодильная машина, работающая по такому же циклу, но в противоположном направлении.

Поразительно вот что: если паровую машину, дизель или бензиновый двигатель вращать принудительно, никакого охлаждения не получится. Нужны специально сконструированные холодильные машины, чтобы реализовать обращенные циклы паровой машины, дизеля или бензинового двигателя. Двигатель же внешнего сгорания совмещает в «едином лице» и тепловую и холодильную машину.

В 1945 г. инженеры фирмы «Филипс» раскрутили электромотором опытную модель двигателя внешнего сгорания мощностью в 1 л. с. и, к своему удивлению, с поразительной легкостью охладили его цилиндр до −190 °С (83 К). Однако такие низкие температуры в то время были не нужны. И только после 1950 г., когда техника низких температур начала выходить из научных лабораторий в промышленность, снова вспомнили о двигателях Стирлинга. Но об этом в следующей части статьи.

*(Продолжение в следующем номере)*

# СРЕДСТВА ОЧИСТКИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ И ГИБРИДНЫЙ ПРИВОД

*Материал подготовил к.т.н. Г.В. Мельник*

Предлагаемый обзор продолжает тематику, которой были посвящены соответствующие разделы нескольких последних выпусков нашего журнала, а именно — методы улучшения экологических показателей двигателей внутреннего сгорания. К этим методам относятся, в частности, технологии внешней очистки отработавших газов, в том числе разные фильтры и каталитические преобразователи. К эффективным методам снижения выбросов можно отнести и все более широкое распространение гибридного привода транспортных средств, использование которого позволяет снизить расход топлива и тем самым уменьшить загрязнение атмосферы токсичными веществами, содержащимися в отработавших газах.

## НОВАЯ ПОДЛОЖКА ДЛЯ ФИЛЬТРА ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ

Датская фирма «Notox» уже более 10 лет является поставщиком фильтров частиц (ФЧ) для отработавших газов дизельных двигателей. Конструкция ФЧ с носителем (подложкой) типа R-SiC на основе карбида кремния (SiC) обеспечивает качественную фильтрацию, чрезвычайно высокую механическую прочность и теплостойкость фильтра, а также его высокий ресурс в тяжелых условиях работы.

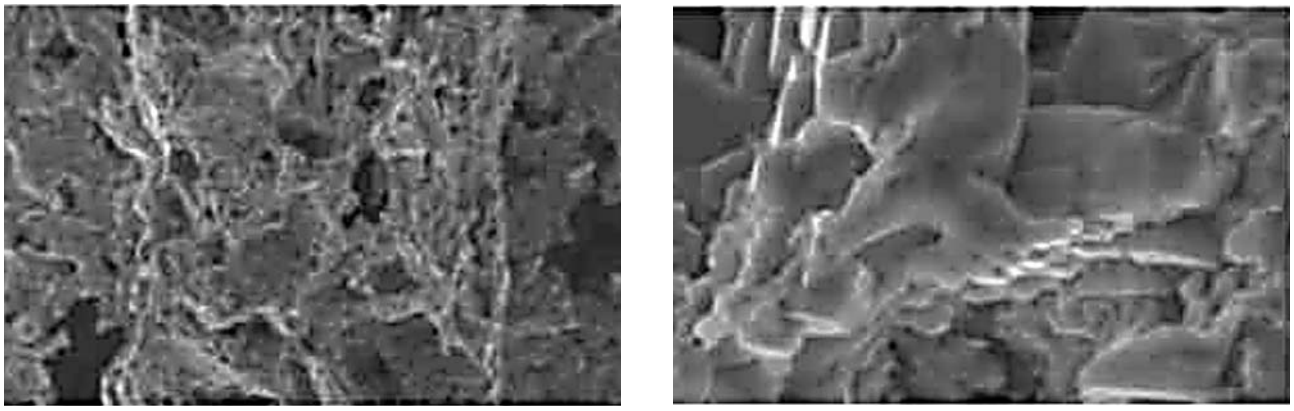
В настоящее время «Notox» внедряет в качестве основы своих ФЧ спекаемые элементы типа XP-SiC, обладающие пористостью от 55 до 65 % при диаметре пор порядка 15 мкм. Исходными материалами для фильтроэлементов являются кремний и карбид, спекаемые при температуре 1450 °С.

По заявлению представителя фирмы, большинство существующих крупных фильтров хотя и обеспечивают хорошую фильтрацию, но часто оказываются слишком тяжелыми для объектов предполагаемого использования. Подложка из кордиерита имеет низкое значение критической массы отфильтрованной сажи, но требует сложной системы управления, что делает ее применение нерациональным для большинства транспортных установок.

Подложка R-SiC имеет более высокое значение критической массы отфильтрованной сажи (15 г/л), однако при этом удельный вес подложки оказывается довольно высоким (810 г/л). Новая подложка типа XP-SiC имеет несколько меньшее значение критической массы отфильтрованной сажи (8–10 г/л), зато ее удельный вес составляет всего 500–580 г/л.

Подложка типа R-SiC может применяться в тех случаях, когда решающее значение имеет прочность, тогда как подложка типа XP-SiC рекомендуется для тех установок, где прочность является важным, но не первостепенным фактором, а главным является относительно низкий удельный вес. Кордиеритовая подложка имеет критическую массу сажи всего 6 г/л, но ее удельный вес — всего 500 г/л, что, как отмечает «Notox», ведет к некоторому снижению прочности.

Успешные испытания фильтрующей системы XP-SiC (характеристики: 300 ячеек на квадратный дюйм, пористость 55 % при среднем диаметре пор 15 мкм) были проведены двумя независимыми лабораториями. Первый цикл испыта-



**Спекаемый фильтроэлемент типа XP-SiC под большим увеличением**

ний проводился на стенде фирмы HTW (Дрезден, Германия) с двигателем Volkswagen ATD с рабочим объемом 1,9 л, мощностью 96 кВт при номинальном крутящем моменте 300 Нм. Следующий цикл испытаний был проведен на стенде фирмы AFHB в г. Biel, Швейцария. Испытания проводились на дизеле типа Liebherr D 934 S с турбонаддувом и промежуточным охлаждением мощностью 115 кВт при 1800 об/мин.

Результаты испытаний подтвердили, что материал XP-SiC является оптимальным для тех применений, где требуется высокая прочность и малый удельный вес фильтра.

Поэтому фирма намерена в дальнейшем выпускать фильтры обоих типов на основе как R-SiC, так и XP-SiC.

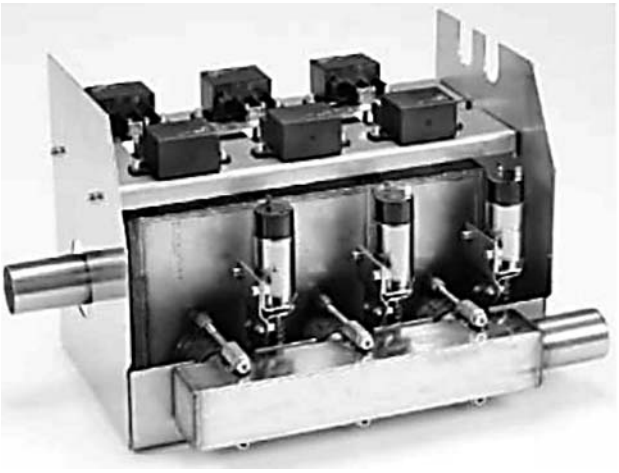
*PBo Svensson. A New DPF Substrate From Notox Diesel Progress International Edition May–June2009*

### ПОРТАТИВНЫЙ БЛОК ФИЛЬТРАЦИИ САЖИ

Фирма «Proventia» со штаб-квартирой в г. Oulunsalo, Финляндия, объявила о выпуске новой системы фильтрации дизельной сажи, предназначенной для небольших коммунальных и строительных машин, таких, как, например, вильчатые погрузчики, мини-экскаваторы и машины для уборки улиц. Фильтр Chili выполнен с электрической регенерацией, т. е. температура фильтроэлемента повышается до оптимального уровня регенерации с помощью электроподогрева. По словам представителей фирмы, система Chili является идеальным решением для использования в условиях ограниченного пространства и при низкой температуре отработавших газов, что характерно для дизелей мощностью до 75 кВт с рабочим объемом 0,1–5,5 л.

Система состоит из трех фильтроэлементов, одновременно являющихся нагревателями для регенерации, трех электромагнитных газовых клапанов, шести высокоточных реле, а также подводящих и отводящих труб, конфигурация которых может меняться в зависимости от конкретного применения. В комплект поставки также входит стандартный блок управления автомобильного типа с необходимыми проводами. По словам вице-президента фирмы, система Chili имеет большие рыночные перспективы, поскольку является единственным в своем роде изделием подобного класса для малых машин, обеспечивающим эффективную газоочистку и нетребовательна к обслуживанию.

Вначале отработавшие газы проходят через все три фильтроэлемента. Когда возникает необходимость в регенерации какого-либо фильтроэлемента, последний отключается от потока, а отработавшие газы направляются через оставшие-



ся два фильтроэлемента. Регенерация включается автоматически, когда перепад давления на фильтре превысит заданный уровень. Возможно также автоматическое включение регенерации через определенные интервалы времени. При этом система обеспечивает высокую степень фильтрации твердых частиц.

Для работы системы Chili необходимо, чтобы номинальный ток приводимого от дизеля генератора был не менее 60 А, из которых 15 А может быть направлено на регенерацию. Необходимое для работы системы потребление энергии, в зависимости от уровня выброса частиц, составляет 5–8 ампер-часов, для чего потребуется аккумулятор на 60 ампер-часов.

Небольшие размеры агрегата — 320×440×330 мм позволяют устанавливать его в условиях ограниченного пространства.

Фильтр Chili задерживает не менее 85 % твердых частиц. Существует также вариант фильтра в комплекте с каталитическим очистителем, обеспечивающим снижение содержания CO и HC в ОГ не менее чем на 80 %. Кроме того, устройство обеспечивает существенное снижение шума.

Помимо фильтра Chili, «Proventia» производит ряд других выпускных систем в виде готовых модулей, которые поставляются многим ведущим изготовителям погрузчиков, таким, как, например, «Combilift», «Linde», «Mitsubishi», «Nissan», «Svetruck» и «Toyota».

*Bo Svensson Hot Stuff For Emissions Reduction Diesel Progress International Edition May-June 2009*

### ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ЭНЕРГОАГРЕГАТ, СЕРТИФИЦИРОВАННЫЙ CARB

Управление по охране воздушных ресурсов штата Калифорния (California Air Resources Board — CARB) сертифицировало вспомогательный энергоагрегат на базе дизельного двигателя ComfortPro фирмы «Carrier Transicold», оснащенный




фильтром частиц (ФЧ) двигателя типа ClearSky фирмы «Teleflex», что позволит использовать этот агрегат на грузовиках класса 8, выпущенных после 2006 г.

В 2008 г. CARB расширило действие своей Программы снижения вредных выбросов тяжелых транспортных средств, введя запрет на работу двигателя на холостом ходу во время простоя транспортного средства. В настоящее время на территории штата полностью запрещается работа на холостом ходу двигателя любого грузовика продолжительностью более 5 мин. Поэтому операторы, во избежание штрафа, вынуждены применять альтернативные источники питания систем обогрева, охлаждения и энергообеспечения, сертифицированные CARB. Решение CARB включает также требование о том, что вспомогательные энергоагрегаты грузовиков, выпущенных в 2007 г. и позже, либо должны иметь собственные сертифицированные средства контроля выброса твердых частиц Tier 3, обеспечивающие фильтрацию не менее 85 % частиц, либо отходящие газы энергоагрегата должны выводиться в систему выпуска главного двигателя перед фильтром твердых частиц или устройством снижения выбросов $NO_x$.

На 1 января 2008 г., когда указанный норматив вводился в действие, существовало всего несколько сертифицированных CARB технологий, при этом ни одна из них не касалась вспомогательных энергоагрегатов ввиду отсутствия ФЧ с сертификатом CARB. На время публикации данного материала «Carrier» был одним из трех (в Северной Америке) производителей энергоагрегатов с системой, сертифицированной CARB. Две другие известные системы подобного рода оснащались электрическим регенеративным фильтром частиц для таких агрегатов типа Tri-Pac. Вспомогательные энергоагрегаты на дизельном топливе также контролируются CARB на соответствие требованиям упомянутой Программы.

Для Калифорнии «Carrier» поставляет вспомогательные энергоагрегаты ComfortPro с ФЧ ClearSky фирмы «Teleflex». Этот фильтр удаляет из отработавших газов не менее 85 % частиц с помощью системы активной регенерации. Кроме того, он обеспечивает снижение выбросов $NO_x$ до установленных CARB предельно допустимых значений.

Технология активной регенерации дает уникальные преимущества. Дело в том, что вспомогательные энергоагрегаты большинства производителей не обеспечивают температуры, достаточной для полного выжигания содержащейся в отработавших газах сажи, тогда как гибридный дизель-электрический агрегат Deltek типа ComfortPro такую температуру обеспечивает.

Этот агрегат предназначен для питания систем кондиционирования воздуха, обогрева, заряда автомобильных аккумуляторов и прогрева главного двигателя. Он построен на базе двухцилиндрового дизеля мощностью 13,9 л. с., вращающего генератор с выходным током 60 А. Электрическая мощность на выходе агрегата составляет 4 кВт при напряжении 110/120 В~ и частоте 60 Гц.

ФЧ представляет собой фильтроэлемент на основе карбида кремния, предъявляющий минимальные требования к обслуживанию. Он может устанавливаться вместо глушителя ComfortPro как на новых, так и на переоборудованных машинах. Регенерация фильтра происходит автоматически через каждые 10–30 ч работы и занимает менее 25 мин времени.

Агрегат ComfortPro может быть дополнен системой подзарядки от внешней сети с напряжением 110 В. Вспомогательный энергоагрегат может устанавливаться на боковом рейлинге грузовика, с питанием от топливной системы главного двигателя, а его пульт аварийно-предупредительной сигнализации и защиты может быть размещен в кабине водителя. ВЭ весит чуть больше 35 кг; его размеры в мм — 317 (ширина) × 381 (глубина) × 711 (высота).

*Carrier's New CARB-Verified APU*
*Diesel Progress North American Edition July 2009*

## ДВУХКАНАЛЬНЫЙ РАСХОДОМЕР ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДЛЯ СИСТЕМ ИЗМЕРЕНИЯ ВЫБРОСОВ

Фирма «Sensors Inc.» (г. Saline, штат Мичиган), специализирующаяся на производстве оборудования для измерения параметров вредных выбросов, разработала новый портативный расходомер отработавших газов типа Semtech EFM-HS. Он может использоваться на бензиновых и дизельных двигателях как в автономном режиме, так и в



сочетании с газоанализатором, что позволяет вычислять массовый расход отдельных компонентов ОГ в реальном времени.

Система состоит из четырех прецизионных двухступенчатых преобразователей перепада давления с частотой измерительных импульсов до 2500 Гц, что позволяет проводить измерения по каждому отдельному импульсу давления на выпуске. Для устранения температурного дрейфа датчики размещаются в обогреваемом газоходе.

Прибор имеет восемь диапазонов шкалы дифференциального давления, что позволяет осуществлять точные измерения величин расходов, отличающихся почти на пять порядков. Это означает, что датчик пригоден практически для любых величин расходов. Фирменный алгоритм расчета основан на аппроксимации с помощью сплайн-функций восьми сигналов от датчиков дифференциального давления, при этом вычисляется среднее квадратичное значение измеряемой величины (расхода) со стандартной частотой 5 Гц. Существует также вариант датчика для измерения скорости с частотой измерительных импульсов 500 Гц.

Благодаря симметричной конструкции и высокой частоте измерений прибор EFM-HS позволяет точно определять расход противотока, возникающего вследствие пульсаций потока в коллекторе, и учитывать это явление при вычислении среднего значения расхода. Этим он отличается от обычных расходомеров ОГ, имеющих большую инерционность, которым свойственна дополнительная погрешность измерения, вызываемая пульсациями давления в потоке.

В канале расходомера (трубка Пито) находятся насос обратной продувки с программным управлением и электромагнитные клапаны, направляющие через трубку Пито обратный поток сжатого воздуха, с помощью которого загрязнения и конденсат выдуваются из измерительных магистралей. При этом разборка датчика не требуется.

По мнению представителя фирмы-разработчика, расходомер Semtech EFM-HS по показателям точности и линейности измерения в 50 с лишним раз превосходит аналогичные приборы, выпускаемые в США и Европе. Он может комплектоваться мерными трубками восемью различных типоразмеров, что обеспечивает возможность его применения на двигателях с рабочим объемом от 0,8 до 24 л.

Диаметры мерных трубок — 1,0, 1,5, 2,0, 2,5, 3,0, 4,0, 5,0 и 6,0 дюйма. Длина мерных трубок — 20, 25, 30, 40, 50 и 60 дюймов. При этом температура ОГ может изменяться от 13 до 718 °С; возможно дальнейшее расширение температурного диапазона по требованию заказчика.

Прибор является двухканальным. Это означает, что при необходимости электронный модуль может быть дополнен еще одним измерительным каналом с полным набором преобразователей. Такая возможность может быть полезна, например, при проведении измерений на двухтрубной выпускной системе, при одновременных измерениях в системах выпуска и рециркуляции, а также для выявления факта возникновения нестационарного потока.

Система работает в операционной среде Windows, при этом компания может разработать для каждого пользователя индивидуальные драйверы устройства для организации интерфейса с базисной системой. Модуль управления является достаточно компактным. Его основные размеры: 358×178×100 мм, вес — 4 кг.

*Dual-Channel exhaust flowmeter*
*Diesel Progress North American Edition July 2009*

## ШКОЛЬНЫЙ АВТОБУС С ГИБРИДНЫМ ПРИВОДОМ

Школьный автобус как транспортное средство, для которого характерны режимы пуска, трогания с места, разгона, торможения и останова, многократно повторяющиеся в течение одной поездки, является одним из наиболее привлекательных объектов для внедрения технологии гибридного привода с регенерацией энергии. К тому же аккумуляторы большой емкости, применяемые в гибридных трансмиссиях, способны обеспечить питание систем освещения, отопления, кондиционирования воздуха и связи без использования энергии двигателя внутреннего сгорания.

Фирмы «Azure Dynamics Corp.» и «Collins Bus Corp.» заключили эксклюзивный контракт на поставку систем гибридного электропривода Balance Hybrid Electric (далее Balance) в качестве одного из возможных вариантов привода для школьных автобусов типа «А». Первые поставки

по контракту должны были состояться в конце лета 2009 г. Школьный автобус типа «А» вмещает от 14 до 30 человек. Система Balance будет предлагаться в качестве возможного варианта комплектации автобусов типа «А», продаваемых в США под марками Collins и Mid Bus, а в Канаде — под маркой Corbeil.

Фирма совместно с компанией «Форд» разработала систему гибридного параллельного привода Balance для шасси Ford E-450. Система состоит из асинхронного тягового двигателя мощностью 100 кВт, блока силовой электроники, встроенного стартера-генератора, никель-металлогидридной (NiMH) аккумуляторной батареи напряжением 288 В, а также обычного V-образного 8-цилиндрового бензинового двигателя с рабочим объемом 5,4 л с 5-ступенчатой автоматической коробкой передач Torqshift.

Система Balance уже используется в автофургонах, небольших грузовиках и автобусах. В Канаде около 160 таких автомобилей работают в компаниях «FedEx», AT&T и «Purolator». Производство гибридных автобусов в настоящее время находится в начальной стадии.

Система Balance не предусматривает подключение к стационарной сети для заряда аккумуляторов. Автобус работает в полностью автономном режиме как и большинство гибридных автомобилей и внедорожников. Возможность подключения к сети в настоящее время не планируется.

К осени 2010 г. «Azure Dynamics» планирует переход на литий-ионные аккумуляторы SAFT производства «Johnson Control». По своим характеристикам они аналогичны никель-металлогидридным, но стоят дешевле. Аккумуляторная батарея обеспечивает возможность практически бесшумной езды с небольшой скоростью на чисто электрической тяге на расстояние до 200–400 м.

Согласно расчетам «Azure Dynamics», гибридная систем способна обеспечить экономию топлива до 40 %, и сокращение выброса парниковых газов — до 30 %. При этом на 30 % снижаются эксплуатационные расходы. Кроме того, рекуперативное торможение существенно уменьшает износ тормозов. Схема электрического пуска обеспечивает экономию топлива при трогании с места.

Система Balance прошла длительные ресурсные испытания и получила право на грант Федерального управления городского транспорта (FTA), покрывающий до 80 % стоимости автобусов, приобретаемых местными транспортными операторами. В Канаде система Balance Hybrid Electric отвечает требованиям «Программы зеленых транспортных средств» провинции Онтарио, предусматривающей определенные льготы для производителя. Помимо этого, система Balance Hybrid Electric может претендовать на федеральную налоговую льготу размером до 3000 долларов, а также на участие в целом ряде программ, осуществляемых правительствами и ведомствами отдельных штатов.

Испытания проводились в научно-исследовательском автобусном центре FTA в г. Altoona, штат Пенсильвания. Здесь в течение нескольких месяцев были выполнены ресурсные испытания по ускоренной методике, имитирующие семилетнюю эксплуатацию машины с пробегом 320 000 км. Для воспроизведения реальных условий работы маршрутного автобуса использовались специальные трассы с особо тяжелыми дорожными условиями. Система Balance также была испытана на рейсовом автобусе типа HD Senator CitiBus.

Развитие системы Balance рассматривает также вариант ее комплектации дизельным двигателем, который, однако, может быть реализован лишь после того, как компания «Форд» определится с выбором типа дизеля начиная с 2010 г. Кроме того, фирма «Azure Dynamics» изучает перспективы установки системы Balance на платформе Ford E-350. Помимо этого, в настоящее время эксплуатируются несколько больших автобусов класса С производства фирм «IC Bus» и «Thomas» с гибридным приводом.

*Bill Siuru. A Hybrid Goes To School*
*Diesel Progress North American Edition July 2009*

### ЭКСКАВАТОРЫ С ГИБРИДНЫМ ПРИВОДОМ ФИРМЫ «DOOSAN»

Отвечая на постоянно растущие требования к топливной экономичности и экологической безопасности двигателей, промышленность продолжает интенсивно работать над новыми технологиями. Вслед за появлением в Европе и в Азии первых экскаваторов с гибридным приводом, южнокорейская фирма «Doosan Infracore» объявила о своих планах по созданию к 2012 г. 22-тонного гибридного гусеничного экскаватора для североамериканского рынка. В настоящее время идет разработка опытного образца. На экскаваторе будут установлены дизель Doosan, генератор для преобразования механической энергии в электрическую (который фирма называет «вспомогательным мотором»), электродвигатель поворота, электрический преобразователь и суперконденсатор для хранения избыточной энергии, вырабатываемой при поворотах и при работе с малой нагрузкой. Накопленная энергия будет использоваться при работах с более высокой нагрузкой, разгружая тем самым дизельный двигатель, который благодаря этому при нажатии на

акселератор сможет работать на более низких оборотах и с более высоким КПД.

Для фирмы «Doosan» это первая машина с гибридной конфигурацией. Выбор экскаватора в качестве первого объекта для внедрения гибридной технологии объясняется тем, что данный вид оборудования на рынке пользуется наибольшим спросом.

Замены действующих экскаваторов с традиционным дизель-электрическим приводом на новые не предвидится, так как последние будут выполнять те же функции, но только с более высоким КПД. При этом новый экскаватор будет отличаться более высокими технико-экономическими показателями, более высоким уровнем устойчивости, комфортабельности и управляемости.

По расчетам проектантов, гибридный экскаватор будет иметь расход топлива и выброс $CO_2$ на 35 % меньше, чем выпускаемый в настоящее время «Doosan» аналогичный дизель-гидравлический экскаватор типа DX225. Годовая экономия на топливе для одной машины может достигать 10 000 долларов.

Вслед за экскаваторами фирма намерена внедрить гибридную технологию на других типах выпускаемых ею машин, таких как колесные и вильчатые погрузчики.

*Doosan Developing Hybrid Excavators*
*Diesel Progress North American Edition July 2009*

## АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГИИ И ГИБРИДНЫЕ ПРИВОДЫ: БЛИЦ-НОВОСТИ СЕВЕРОАМЕРИКАНСКИХ КОМПАНИЙ

➢ Североамериканское отделение «Daimler Trucks» объявило о начале выпуска тягачей Freightliner Business Class M2 112 с газовыми двигателями ISL G производства «Cummins Westport Inc.». Тягачи будут выпускаться в шести вариантах, работающих на сжиженном (LNG) или сжатом (CNG) газе. Самый первый вариант (LNG) предназначается для работ в качестве портового и обычного тягача. Затем последуют одноосный CNG тягач, тягачи с колесными формулами 4×2 и 6×2, а также другие специальные варианты. Полное семейство машин Freightliner для работы на природном газе ожидается к концу 2010 г.

➢ Сертификат CARB получил проточный сажевый фильтр фирмы «Proventia». Этот фильтр подходит для большинства моделей авторефрижераторов Thermo King, таких как MDII, KDII и TDII. Фильтр соответствует требованиям стандарта CARB, регламентирующего допустимые выбросы от находящихся в эксплуатации авторефрижераторов до 2002 г. выпуска включительно. В проточных фильтрах пассивного типа для регенерации (т. е. выжигания сажи) используется высокая температура отработавших газов.

➢ «Rypos Inc.» будет поставлять фирме «Safeway Inc.» фильтры частиц Tier 2+ для оборудования двигателей авторефрижераторов, осуществляющих доставку пищевых и лекарственных продуктов; тем самым будет обеспечено соответствие этих двигателей нормам CARB. Периодическая регенерация самоочищающихся фильтров частиц для дизельных двигателей Rypos DPF−LETRU обеспечивается за счет электрического нагрева наполнителя фильтра из спекаемого электропроводящего металлического волокна.

➢ Фирма «Environmental Solutions Worldwide Canada Inc.» (ESWC) получила от компаний «Advanced Global Engineering» (Atlantic Beach, Флорида) и «West Coast Express» (TransLink) (Ванкувер, Канада) заказ на пять комплектов систем окислительной каталитической очистки газов дизельных двигателей для тепловозов типа XtrmCat. Каталитические очистители XtrmCat используются в судовых, а в последнее время — и в тепловозных модификациях двухтактных дизелей компании «Electro Motive Diesel» (EMD), обеспечивая соответствия последних требованиям EPA (Управления по охране окружающей среды США). В настоящее время ESWC оформляет сертификат EPA на использование XtrmCat при модернизации главных судовых и тепловозных двигателей.

➢ Выпускаемая компанией ESWC система каталитической очистки M-Cat получила сертификат MSHA (Департамента охраны труда и здоровья на шахтах США), разрешающий его применение в подземных условиях. Совместно с «Bucyrus America Inc.» компания ESWC провела работу по адаптации системы M-Cat к силовой установке на базе дизеля Deutz BF4M1013FC. В данном агрегате система M-Cat и высокотемпературный фильтр твердых частиц со сменной вставкой образуют единый узел, имеющий водяное охлаждение. Согласно требованиям MSHA температура поверхностей системы не должна превышать 150 °C.

➢ Система каталитической очистки Tier 3+ ThermaCat Active Level 3 Plus от ESWC прошла первую проверку, необходимую для получения разрешения на ее применение в школьных автобусах штата Калифорния. Проверка проходила на автобусах «First Student bus fleet» — крупнейшего в США оператора (парк его автобусов насчитывает более 60 000 машин).

➢ «Boshart Engineering Inc.» и «SK Energy» получили сертификат CARB на фильтр частиц Econix DPF-A фирмы «SK Energy», который теперь может быть использован для модернизации работающих на территории Калифорнии

грузовиков модельных лет 1994–2006 на соответствие требованиям Tier 3+ по вредным выбросам. На регенерацию усовершенствованного металлического фильтра Econix DPF-A уходит не более 10 мин.

➢ Компания «Mack Trucks Inc.» изготовила для муниципалитета Нью-Йорка мусоровоз TerraPro с нижней загрузкой и дизель-электрическим гибридным приводом. По словам представителей фирмы, это первый в США промышленный образец тяжелого мусоровоза класса 8, отвечающий требованиям EPA по вредным выбросам на 2010 г. Выполнение требований EPA обеспечивается системой селективной каталитической очистки ОГ, установленной на мусоровозе двигателя Mack MP7 мощностью 327 л. с. Дизель-электрический привод включает в себя стартер, генератор переменного тока и электродвигатель, выполнные в виде встроенных агрегатов. Система рекуперации энергии при торможении осуществляет зарядку литий-ионных аккумуляторов, используемых для питания тяговых электродвигателей. По оценке «Mack», применение новой системы обеспечит экономию топлива до 30 %.

➢ Также для Нью-Йорка предназначена еще одна модель автомобиля с гибридным приводом — грузовик средней грузоподъемности Kenworth T370. Он имеет открытый кузов с ограждением, и приводится в движение двигателем PACCAR PX-6 мощностью 240 л. с. с дизель-электрическим гибридным приводом. В гибридных моделях Kenworth имеется мотор-генератор, выполненный в одном корпусе с трансмиссией, батарея литий-ионных аккумуляторов типа 3409, установленная на раме, и специальная система управления мощностью. Энергия, накопленная при рекуперативном торможении, используется для питания электродвигателя, который «помогает» дизелю при разгоне автомобиля. Эти машины предполагается использовать для перевозки грузов и деталей между различными подразделениями городского отдела очистки. В этом году отдел должен получить еще три таких грузовика.

*Emissions & Alternatives Covering Fuel Cells and Other Emerging and Alternative Technologies*
*Diesel Progress North American Edition July 2009*

## ДАТЧИК ТЕМПЕРАТУРЫ ДЛЯ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

Японская фирма «Denso Corp.» объявила о выпуске нового датчика температуры отработавших газов, обладающего повышенной точностью. Датчик предназначен для дизельных грузовиков средней и большой грузоподъемности, продаваемых в США осенью нынешнего года. В 2010 г. они будут также устанавливаться на грузовиках,



продаваемых в Японии и в Европе. Повышенная точность, достигаемая за счет увеличения длины датчика, обеспечивает более качественное управление системой газоочистки, и тем самым способствует снижению вредных выбросов и экономии топлива.

Датчик устанавливается перед фильтром частиц (ФЧ). Его длина почти вдвое превышает длину обычных датчиков, что потребовало изменить конструкцию опор, придав ей дополнительную виброустойчивость, в частности — за счет применения антирезонансной трубки, поддерживающей датчик в оптимальном положении.

Для фильтров сажи, температура которых не должна превышать 650 °С, датчик комплектуется недавно разработанным термистором с погрешностью измерения температуры в пределах ±10 °С. Оба упомянутых нововведения позволили повысить точность измерения температуры фильтрующей вставки, являющейся самой горячей деталью фильтра.

Повышенная точность датчика способствует более эффективной регенерации фильтра, что, в свою очередь, позволяет сократить количество вредных выбросов и снизить расход топлива, так как при этом меньше топлива будет тратиться на нужды регенерации.

По словам представителя фирмы «Denso», ужесточение экологических нормативов стимулирует развитие технологий очистки ОГ, которые, в свою очередь, нуждаются в более точных и надежных датчиках высоких температур.

Новый датчик найдет применение также и в бензиновых двигателях в связи с продолжающимся ростом требований к их удельной мощности. Благодаря своей повышенной вибростойкости новые датчики смогут устанавливаться на высокофорсированных бензиновых двигателях в непосредственной близости от турбокомпрессора.

*Exhaust Temperature Sensor for Diesel Aftertreatment*
*Diesel Progress North American Edition July 2009*