УДК 621.436

УПРАВЛЕНИЕ РАБОЧИМ ПРОЦЕССОМ В HCCI ДВИГАТЕЛЕ

В.Г. Камалтдинов, к.т.н., С.С. Никифоров, к.т.н.
Южно-Уральский государственный университет

С использованием новой модели горения топлива выполнено расчетное исследование рабочего процесса HCCI двигателя, работающего на смеси природного газа и диметилового эфира. Определены оптимальные параметры рабочего тела в начале сжатия, при которых достигаются наилучшие показатели рабочего цикла. Показано, что отклонение температуры рабочего тела в начале сжатия от оптимального значения существенно влияет на качество рабочего процесса. Оптимальное значение температуры в начале сжатия предложено поддерживать за счет уменьшения цикловой подачи диметилового эфира. Предложенный способ управления обеспечивает поддержание требуемой мощности, но с незначительным ухудшением индикаторных показателей.

Актуальность исследований HCCI двигателей

Основной целью научных исследований в области развития двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является улучшение топливной экономичности и снижение выбросов в атмосферу вредных веществ, в том числе оксидов азота и твердых частиц. Достижение этой цели возможно в двигателе с объемным самовоспламенением гомогенного заряда от сжатия — Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI процесс), который признан перспективным направлением развития тепловых двигателей [1, 2]. Поэтому в последнее время все большее внимание уделяется изучению и моделированию HCCI процесса, а количество публикаций с результатами исследований HCCI двигателей в последние годы стремительно растет.

Предполагается, что в двигателях с HCCI процессом горение гомогенной смеси позволит исключить образование твердых частиц, а высокая степень сжатия, отсутствие дросселирования на впуске, объемное самовоспламенение смеси от сжатия во всем объеме цилиндра позволит получить высокий КПД, сравнимый с дизелями [1]. В то же время низкотемпературное сгорание позволит снизить выбросы в атмосферу оксидов азота [3]. В результате отпадет необходимость применения (в отличие от дизеля) специальных сложных и дорогостоящих систем очистки отработавших газов. К основным преимуществам HCCI процесса относят также пониженную температуру отработавших газов, возможность использования различных видов топлив (жидкого и газообразного) [4], применяемых сортов бензинов, включая топливо E85 на базе этанола [5], и многокомпонентных смесей топлив, а также возможность использования апробированных технологий, таких как система непосредственного впрыска бензина и механизм регулирования фаз газораспределения [5].

Вместе с тем на данном уровне развития HCCI двигателей по сравнению с дизелями имеются недостатки, сдерживающие их широкое применение, а именно: повышенная склонность к образованию токсичных компонентов CO и CH, более высокие максимальные скорости тепловыделения и нарастания давления в цилиндре, а также сложность запуска двигателя и его управления на неустановившихся режимах [1].

Самой трудной задачей в HCCI двигателях является управление процессом сгорания с целью обеспечения его максимальной эффективности на любом режиме работы двигателя, которая в основном сводится к реализации различных способов и технологий управления моментом самовоспламенения и продолжительностью сгорания. Из результатов экспериментальных и расчетных исследований известно, что момент воспламенения в значительной степени определяется и, соответственно, задается физико-химическими свойствами компонента смесевого топлива, применяемого в качестве запального, температурой и составом смеси на впуске, а также динамикой роста температуры топливно-воздушной смеси в процессе сжатия. Регулировать температуру на впуске можно степенью подогрева во впускном коллекторе, с помощью рециркуляции отработавших газов и другими способами (например: фазами газораспределения, переменной степенью сжатия и др.). Продолжительность сгорания определяется количеством основного топлива, его физико-химическими свойствами и количеством продуктов сгорания в начальной топливно-воздушной смеси. В реальных условиях эксплуатации на неустановившихся режимах работы мгновенно изменить температуру свежего заряда, условия сжатия или свойства топлива не представляется возможным. В то же время регулирование состава

смесевого топлива в заданных условиях осуществлять не сложно.

Из всего многообразия топлив, применяемых при исследованиях в HCCI двигателях (метана, пропана, бутана, различных бензинов, диметилового эфира (ДМЭ), дизельного топлива и других), наиболее перспективным представляется смесевое топливо, состоящее из относительно дешевого природного газа (99 % метан и 1 % примеси), природные запасы которого наибольшие из углеводородов, и ДМЭ, который можно производить из растительного сырья. В этом составе метан используется как основной носитель энергии, а ДМЭ предназначен для облегчения самовоспламенения в силу своих физических свойств, определяемых наличием кислорода в молекуле ДМЭ. Основные физико-химические параметры этих топлив (молекулярная масса μ, мольная теплоемкость при постоянном давлении в зависимости от температуры $\mu Cp(T)$, низшая теплотворная способность H_u и соотношение углерода С, водорода Н и кислорода О в составе молекул), используемые в теплофизических расчетах, приведены в таблице.

Физико-химические параметры компонентов топлива

Компонент топлива	μ, г/моль	$\mu Cp(T)$ [6], Дж/(моль К)	H_u, кДж/кг	С/Н/О
Диметиловый эфир	46,069	$16{,}18 + 183{,}9\cdot T\cdot 10^{-3} - 58{,}7\cdot T^2\cdot 10^{-6}$	28875	0,5214/ 0,1313/ 0,3473
Метан	16,043	$14{,}32 + 74{,}66\cdot T\cdot 10^{-3} - 17{,}43\cdot T^2\cdot 10^{-6}$	50065	0,7487/ 0,2513/ 0

Обычно природный газ подается в газообразном состоянии непрерывно при низком давлении и его количество регулируется с помощью специальных редукторов и клапанов. Такая система инерционна и не может обеспечить мгновенное изменение количества подаваемого на впуске газа. ДМЭ подается периодически в жидком состоянии форсункой под относительно высоким давлением. Величина его подачи определяется давлением и продолжительностью впрыска. При электронном управлении форсункой, как в автомобильной системе впрыска бензина, можно оперативно изменять цикловую подачу запального топлива и, соответственно, состав смесевого топлива.

Цель и задачи исследования

Целью данного исследования являлось обоснование возможности оперативного управления HCCI процессом применительно к двигателю, конвертированному из дизеля 4Ч13/15 ООО «ЧТЗ-Уралтрак» и работающему на смесевом топливе (природном газе с ДМЭ), через изменение цикловой подачи запального топлива. Для достижения этой цели решались задача определения влияния температуры свежего заряда на впуске и величины цикловой подачи ДМЭ на момент воспламенения, максимальные давление и температуру в цилиндре, а также индикаторные показатели рабочего цикла.

Методика исследования

Исследование проводилось с использованием однозональной модели горения топлива [7, 8], разработанной на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета.

При моделировании сгорания двухкомпонентного топлива в HCCI двигателе выгорание каждого из компонентов определяется независимо по законам химической кинетики с различными скоростями в условно отдельных объемах, но с общими давлением и температурой [9].

Модель учитывает влияние на процесс сгорания основных физико-химических свойств компонентов топливно-воздушной смеси (метана, ДМЭ, кислорода, азота, аргона, оксида и диоксида углерода, воды), тепловыделения, теплообмена со стенками цилиндра, утечек рабочего тела [10] и изменение молекулярного состава. Особое место в модели занимает определение степени диссоциации диоксида углерода и расхода энергии на этот процесс в зависимости от температуры, давления и концентраций инертных веществ, а также определение возврата энергии при обратной реакции [7]. Основываясь на этой модели, разработаны методика и программа расчета рабочего цикла HCCI двигателя [11].

Адекватность методики проверена путем сравнения результатов расчетов с экспериментальными данными, полученными при исследованиях двигателя производства «Yanmar Co. Ltd» (диаметр цилиндра — 92 мм, ход поршня — 96 мм, степень сжатия — 17,7) при постоянной частоте вращения коленчатого вала 960 об/мин и различном составе двухкомпонентного топлива [12], на которые ориентируются при верификации расчетных моделей многие авторы [13–15 и др.]. Расчетные кривые давления по разработанной методике удовлетворительно согласовались с экспериментальными данными, как по углу начала сгорания, так и по величине и скорости нарастания давления в исследованном диапазоне изменения коэффициентов избытка воздуха ДМЭ и природного газа ($\alpha_{ДМЭ} = 6{,}5–15{,}5$ и $\alpha_{ПГ} = 4–7{,}1$) [9].

При анализе влияния состава двухкомпонентного топлива на процесс сгорания установлено, что присутствие метана снижает способность к самовоспламенению ДМЭ [9]. Флегматизирующее влияние метана описано графической зависимостью начальной условной энергии активации

ДМЭ ($E_{АН}$ ДМЭ) от массовой доли ДМЭ ($\varphi_{ДМЭ}$) в смесевом топливе (рис. 1). Применение этой зависимости в разработанной методике и программном продукте «HCCI combustion» позволяет производить поисковые исследования рабочего цикла HCCI двигателей при работе на двухкомпонентном топливе, состоящем из ДМЭ и природного газа.

Расчетные исследования проводились для частоты вращения коленчатого вала n = 2100 об/мин, соответствующей номинальной мощности дизеля 4Ч13/15 и значениях рабочих параметров: степень сжатия 16, угол закрытия впускного клапана 35 град ПКВ после НМТ, давление начала сжатия 0,098 МПа, температура в начале сжатия 330–390 K, средняя температура стенок цилиндра 430 K, цикловая подача природного газа $4{,}38\cdot10^{-5}$ кг, цикловая подача ДМЭ $1{,}6–2{,}2\cdot10^{-5}$ кг, что соответствует массовой доле ДМЭ в смесевом топливе $\varphi_{ДМЭ}$ = 0,268–0,334. При изменении температуры на впуске коэффициенты избытка воздуха автоматически менялись в диапазоне: для ДМЭ $\alpha_{ДМЭ}$ = 8,4–12,3; для природного газа $\alpha_{ПГ}$ = 2,2–2,5; для смесевого топлива $\alpha_{см}$ = = 1,76–2,04. Указанный диапазон состава смесевого топлива принят на основании анализа экспериментальных данных [12], в которых определен максимальный коэффициент избытка воздуха ДМЭ ($\alpha_{ДМЭ}$<15,5) из условия обеспечения самовоспламенения смесевого топлива и минимальный коэффициент избытка воздуха природного газа ($\alpha_{ПГ}$>2,2) из условия возникновения детонационного сгорания. С учетом более низкой степени сжатия (16 по сравнению с 17,7) и повышенной частоты вращения коленчатого вала (2100 об/мин по сравнению с 960 об/мин) принятый диапазон температуры в начале сжатия согласуется с параметрами в экспериментах [12].

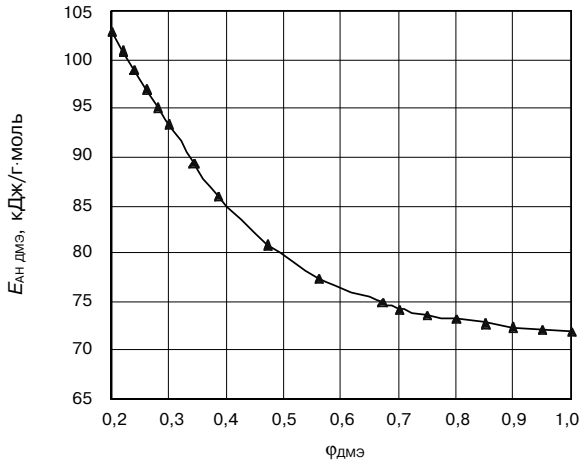


Рис. 1. Зависимость величины условной начальной энергии активации ДМЭ от массовой доли ДМЭ в смесевом топливе

Влияние температуры свежего заряда на впуске на показатели рабочего цикла

Исследования выполнялись при условии постоянства суммарной цикловой подачи смесевого топлива $6{,}0\cdot10^{-5}$ кг и цикловой подачи ДМЭ $1{,}62\cdot10^{-5}$ кг, что соответствует массовой доле ДМЭ в смесевом топливе $\varphi_{ДМЭ}$ = 0,27. В результате установлено, что температура свежего заряда влияет как на момент воспламенения, так и на характер протекания процесса сгорания, что предопределяет закон изменения давления и температуры в цилиндре, их максимальные значения и индикаторные показатели рабочего цикла. Так, на границе стабильного самовоспламенения при температуре в начале сжатия 343 K воспламенение начинается вблизи ВМТ, но основное тепловыделение происходит значительно позднее — в районе 380–381 град ПКВ (рис. 2). При снижении температуры всего на 1 K появляются пропуски вспышек: рабочие циклы со сгоранием чередуются с циклами без активного тепловыделения. Этот реально возможный физический эффект удалось воспроизвести расчетом через учет изменения количества кислорода, которое появляется вследствие дополнительного поступления в цилиндр с остаточными газами неиспользованного кислорода от предыдущего цикла без активного тепловыделения. В результате этого общее количество молекул кислорода в очередном цикле увеличивается на столько, что обеспечивается сгорание хотя бы на линии расширения. В следующем цикле при малом количестве кислорода в остаточных газах топливо практически не горит. Дальнейшее снижение температуры приводит к прекращению воспламенения.

По мере повышения температуры в начале сжатия свыше 345 K облегчается воспламенение ДМЭ и интенсифицируется процесс сгорания. В результате максимальная скорость сгорания

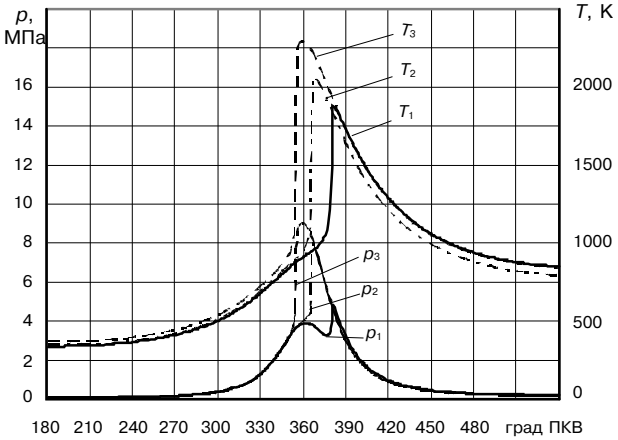


Рис. 2. Результаты расчета рабочего цикла при различных температурах в начале сжатия:
1 — $T_а$ = 343 K, $\varphi_{ДМЭ}$ = 0,27; *2* — $T_а$ = 350 K, $\varphi_{ДМЭ}$ = 0,27; *3* — $T_а$ = 374 K, $\varphi_{ДМЭ}$ = 0,33

увеличивается, и фаза активного тепловыделения начинается раньше. Одновременно увеличиваются максимальные давление p_{max} и температура газа в цилиндре T_{max}. При температуре в начале сжатия 360 K максимальное тепловыделение происходит в ВМТ. Дальнейшее повышение температуры до 380 K приводит ко все более раннему сгоранию и увеличению p_{max} и T_{max} (рис. 3). Здесь видно, что угол, соответствующий максимальной скорости сгорания $\alpha_{W\text{cr max}}$, постоянно уменьшается. При температуре T_a>365 K практически все смесевое топливо успевает сгореть до ВМТ.

Максимальная температура газа в цилиндре при температуре в начале сжатия более 350 K растет почти линейно: ее рост составляет почти 6,5 K на каждый градус прироста температуры в начале сжатия. Максимальное давление сгорания изменяется не столь существенно: по мере повышения температуры в начале сжатия p_{max} асимптотически приближается к уровню 8,78 МПа (при T_a = 375 K) с последующим незначительным снижением вследствие увеличения потерь из-за слишком раннего воспламенения топлива.

Здесь следует отметить, что при повышении температуры в начале сжатия и сохранении цикловых подач обоих топлив расчетные коэффициенты избытка воздуха по каждому из топлив и смесевому топливу автоматически уменьшались (рис. 3). Общее снижение $\alpha_{см}$ в диапазоне T_a от 343 K до 380 K составило 9,8 %. Однако, несмотря на снижение суммарного коэффициента избытка воздуха $\alpha_{см}$ от 2,04 при T_a = 343 K до минимального значения 1,83 при T_a = 380 K, полнота выгорания топлива (по тепловыделению) не только не уменьшилась, но и увеличилась с 0,924 до 0,975, то есть на 5,5 %.

Анализ результатов расчетов показал, что наилучшие показатели по индикаторному КПД η_i, среднему индикаторному давлению p_i и индикаторному расходу топлива g_i достигаются в рабочих циклах с температурой начала сжатия около 350 K (рис. 4). При этом максимальная скорость сгорания (по тепловыделению) наступает через 7 град ПКВ после ВМТ (угол, соответствующий максимальной скорости сгорания $\alpha_{W\text{cr max}}$ = 367 град ПКВ) (см. рис. 2). Максимальное давление в цилиндре p_{max} на этом режиме составляет 8,06 МПа, а максимальная температура газа T_{max} = 2066 K (рис. 3).

При повышении температуры в начале сжатия от 350 K до 380 K, несмотря на более раннее сгорание топлива ($\alpha_{W\text{cr max}}$ приближается к ВМТ), которое, как правило, приводит к улучшению параметров дизеля, индикаторные показатели (η_i, p_i и g_i) HCCI двигателя ухудшаются на ~5,4 %. Это объясняется изменением составляющих теплового баланса в конце такта расширения (рис. 4). При малой продолжительности сгорания (5–10 град ПКВ) и более раннем воспламенении теплоотдача в стенки цилиндра $Q_{то}$ существенно увеличивается (на 139 Дж или на 23,5 %). Это происходит за счет бо́льшей продолжительности и интенсивности процесса отдачи теплоты от рабочего тела при более высоких максимальных температурах в цилиндре (на 194 K или на 9,4 %). В результате внутренняя энергия газов в конце такта расширения U и индикаторная работа цикла L снижаются на 39 Дж (5,1 %) и 67 Дж (5,5 %) соответственно. Следовательно, для HCCI двигателя предпочтительно так организовывать рабочий процесс, чтобы максимальная скорость сгорания дости-

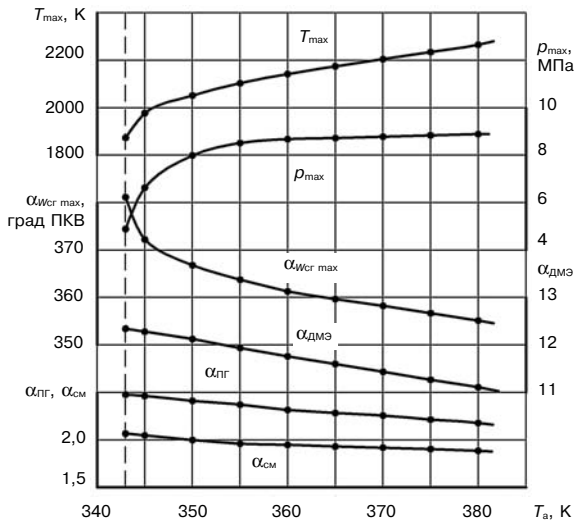


Рис. 3. Влияние температуры свежего заряда на впуске на состав рабочего тела и показатели процесса сгорания:
——— граница стабильного воспламенения

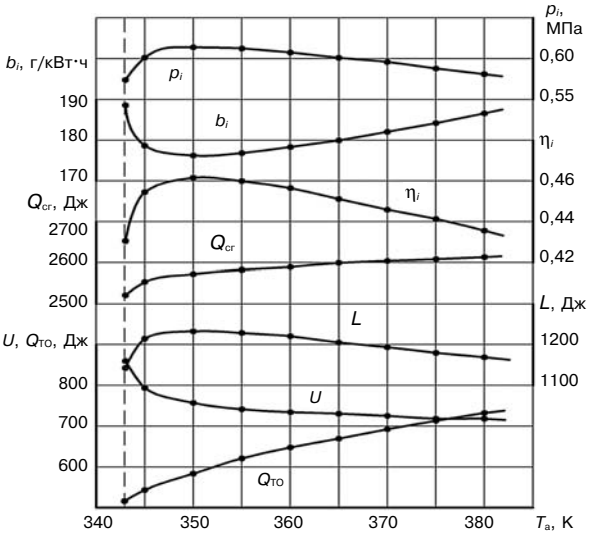


Рис. 4. Влияние температуры свежего заряда на впуске на индикаторные показатели рабочего цикла и составляющие теплового баланса:
——— граница стабильного воспламенения

галась после ВМТ и основная фаза сгорания протекала менее интенсивно, но так, чтобы не было заметного уменьшения полноты сгорания топлива.

При снижении температуры в начале сжатия от 350 K (режим с наилучшими индикаторными показателями) индикаторные показатели рабочего цикла сначала ухудшаются незначительно: при T_a = 345 K — всего на 1,4 % (см. рис. 4). Но дальнейшее снижение T_a всего на 2 K приводит к резкому их падению на 6,5 % от наилучших показателей в результате слишком позднего тепловыделения. Частично это происходит в результате снижения количества выделившейся при сгорании теплоты $Q_{сг}$ на 55 Дж (2,1 %) при одновременном уменьшении теплоотдачи в стенки цилиндра $Q_{ТО}$ на 79,8 Дж (13,5 %). Но в основном — вследствие перераспределения энергии между затраченной на выполнение индикаторной работы цикла и внутренней энергией газов в конце такта расширения: L уменьшается на 79 Дж (6,4 %), в то же время U увеличивается на 103,9 Дж (13,7 %). Максимальное давление в цилиндре p_{max} и максимальная температура газа T_{max} имеют аналогичную зависимость от температуры в начале сжатия, что и индикаторные показатели (см. рис. 3). В указанном диапазоне температур T_a (от 350 K до 343 K) p_{max} уменьшается на 3,15 МПа (39,1 %), а T_{max} — на 188 K (9,1 %).

Проведенный анализ результатов расчетных исследований рабочего цикла HCCI двигателя, работающего на смесевом топливе (природном газе с ДМЭ) показал, что индикаторные показатели и другие параметры рабочего цикла в рабочем диапазоне параметров топливовоздушной смеси решающим образом зависят от температуры рабочего тела в начале такта сжатия. Так, наилучшие расчетные показатели HCCI двигателя размерностью 13/15 при степени сжатия 16, постоянной частоте вращения коленчатого вала 2100 об/мин и суммарном коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{см}$ = 2,0 достигаются в рабочих циклах с температурой начала сжатия около 350 K: индикаторной КПД η_i = 0,462, среднее индикаторное давление p_i = 0,615 МПа и индикаторный расход топлива b_i = 176,3 г/(кВт·ч). При уменьшении и увеличении температуры в начале сжатия проявляются различные причины ухудшения индикаторных показателей. Если при повышенных температурах увеличивается отрицательная работа сжатия, то при пониженных уменьшается положительная работа расширения.

Влияние величины цикловой подачи ДМЭ на показатели рабочего цикла HCCI двигателя

Вследствие динамичности процессов, происходящих при реальной работе любого ДВС, температура рабочего тела в начале сжатия T_a может изменяться на некоторую величину. В отличие от дизелей в HCCI двигателях, как показано выше, это приводит к существенному изменению момента воспламенения и показателей рабочего цикла. Поэтому для поддержания мощности HCCI двигателя на заданном уровне при отклонении температуры на впуске была исследована возможность управления процессом сгорания за счет регулирования цикловой подачи ДМЭ. Основным условием при расчетных исследованиях для компенсации отклонения температуры T_a от оптимального значения было сохранение среднего индикаторного давления p_i на заданном уровне 0,615 МПа.

Исследования проводились при температурах в начале сжатия в диапазоне от 330 до 380 K и условии постоянства цикловой подачи природного газа $4{,}38\cdot10^{-5}$ кг. Цикловая подача ДМЭ изменялась ступенчато от $1{,}62\cdot10^{-5}$ кг до $2{,}16\cdot10^{-5}$ кг в соответствии с изменением массовой доли ДМЭ в смесевом топливе через 0,01 ($\varphi_{ДМЭ}$ = = 0,27–0,33). В качестве исходного принимался режим с наилучшими индикаторными показателями рабочего цикла в предыдущих расчетах, полученный при температуре начала сжатия 350 K (см. рис. 2).

Расчетными исследованиями установлено, что для поддержания среднего индикаторного давления p_i на заданном уровне при отклонении температуры в начале сжатия от оптимального значения (причем как в сторону увеличения, так и снижения) достаточно увеличить цикловую подачу ДМЭ. Заметим, что при понижении температуры на каждый градус приходится подавать большее количество ДМЭ, чем при ее повышении (рис. 5). Коэффициент избытка воздуха по ДМЭ $\alpha_{ДМЭ}$ в исследованном интервале цикловых подач уменьшается с 12,1 до 8,45. В результате изменения массового наполнения свежим зарядом (различной плотности) коэффициент избытка воздуха по природному газу $\alpha_{ПГ}$ соответственно изменяется в диапазоне от 2,23 до 2,5.

Полученные в результате этого индикаторные диаграммы существенно отличаются по форме. Если при пониженных температурах основное тепловыделение происходит все-таки поздно: на линии расширения, то при повышенных T_a основное тепловыделение происходит вблизи ВМТ и частично на линии сжатия (см. рис. 2).

В первом случае при снижении температуры максимальные давление и температура в цилиндре получаются меньше, чем на исходном режиме. При понижении температуры в начале сжатия на 15 K (до 335 K) увеличение цикловой подачи ДМЭ на $0{,}54\cdot10^{-5}$ кг (33,2 %) обеспечивает стабильное воспламенение и сгорание, снижение максимального давления до 5,34 МПа (на 33,7 %) и температуры цикла до 1922 K (на 7 %). Сум-

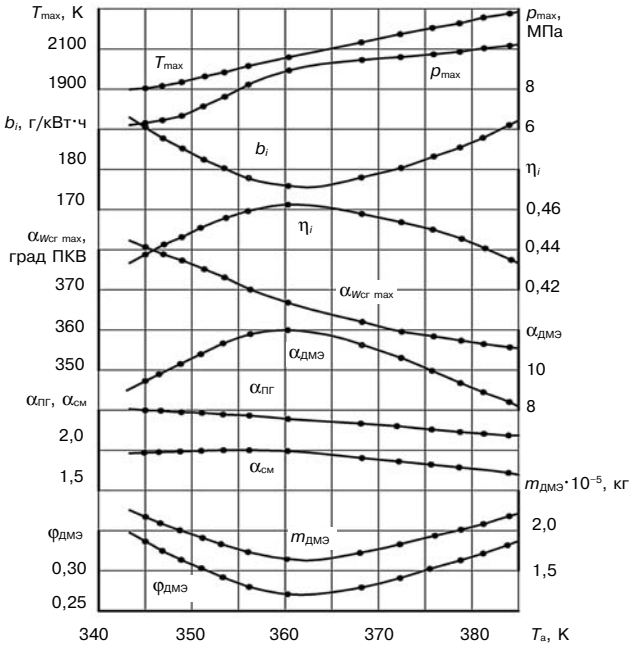


Рис. 5. Изменение показателей рабочего цикла от температуры в начале сжатия для обеспечения p_i на уровне 0,615 МПа

марная цикловая подача смесевого топлива при этом увеличивается с $6{,}04\cdot10^{-5}$ кг до $6{,}54\cdot10^{-5}$ кг (на 8,2 %), суммарный коэффициент избытка воздуха смеси топлив $\alpha_{см}$ уменьшается с 2,0 до 1,98, а тепловая и механическая напряженность рабочего цикла в целом существенно снижается.

Во втором случае по мере повышения температуры в начале сжатия T_a до 374 K (на 24 K) воспламенение наступает все раньше, максимальные давление и температура в цилиндре увеличиваются до 9,06 МПа (на 12,4 %) и до 2296 K (на 11,1 %) соответственно. Максимальная скорость тепловыделения также увеличивается, и повышается вероятность детонационного сгорания. В результате тепловая и механическая напряженность рабочего цикла существенно возрастает. При этом индикаторные показатели ухудшаются менее интенсивно, например: при увеличении T_a до 365 K (на 15 K) индикаторный КПД уменьшается всего до 0,45, то есть на 2,6 %, тогда как при снижении T_a на те же 15 K уменьшение составляет около 5 %. Суммарная цикловая подача смесевого топлива при этом увеличивается с $6{,}04\cdot10^{-5}$ кг до $6{,}26\cdot10^{-5}$ кг (на 3,6 %), суммарный коэффициент избытка воздуха смеси топлив $\alpha_{см}$ уменьшается с 2,0 до 1,86.

Проведенный анализ результатов расчетных исследований рабочего цикла HCCI двигателя показал, что для поддержания среднего индикаторного давления на заданном уровне, соответствующем наилучшим показателям рабочего цикла, отклонение температуры в начале сжатия можно оперативно компенсировать увеличением цикловой подачи ДМЭ. Допустимое снижение температуры с точки зрения ограничения роста цикловой подачи ДМЭ до $6{,}16\cdot10^{-5}$ кг (на 33,2 %) составляет ~15 K. Допустимое превышение температуры при том же условии составляет ~24 K. В результате увеличения цикловой подачи ДМЭ его массовая доля в смесевом топливе увеличивается с 0,27 до 0,33. В указанном диапазоне разбросов температур индикаторный КПД снижается до уровня 0,44 (на ~5,5 %).

Заключение

На основании выполненных расчетных исследований можно сделать следующие выводы:

➢ наилучшие расчетные показатели HCCI двигателя размерностью ЧН13/15 при степени сжатия 16, частоте вращения коленчатого вала 2100 об/мин и суммарном коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{см} = 2{,}0$ достигаются в рабочих циклах с оптимальной температурой начала сжатия около 350 K и составляют: индикаторной КПД $\eta_i = 0{,}462$, среднее индикаторное давление $p_i = 0{,}615$ МПа и индикаторный расход топлива $b_i = 176{,}3$ г/(кВт·ч);

➢ отклонение температуры в начале сжатия от 350 K как в сторону уменьшения, так и в сторону увеличения на величину более 15–20 K крайне нежелательно, поскольку приводит к заметному ухудшению индикаторных показателей процесса HCCI;

➢ наилучшим способом для подтверждения оптимальных показателей двигателя с HCCI процессом является изменение цикловой подачи ДМЭ. Для поддержания среднего индикаторного давления на уровне 0,615 МПа при отклонении температуры T_a в сторону уменьшения на 15,2 K и увеличения на 24 K достаточно увеличить подачу ДМЭ с $1{,}62\cdot10^{-5}$ кг до $2{,}16\cdot10^{-5}$ кг, то есть на 33 %. При этом индикаторный КПД снижается с 0,462 до 0,439, то есть всего на 5 %.

Представленная работа выполнена при поддержке федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы.

Литература

1. *Mingfa Yao, Zhaolei Zhenga, Haifeng Liu*. Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines // Progress in Energy and Combustion Science. — 2009. — P. 398–437.

2. *Камалтдинов В.Г, Абелиович Е.В.* Перспективы применения рабочего процесса двигателя с самовоспламенением гомогенного заряда от сжатия // Достижения науки — агропромышленному производству: Материалы XLII Международной научно-технической конференции. — Челябинск : Изд-во ЧГАУ, 2008. — С. 182–186.

3. *Gray A.W., Ryan III, T.W.* Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel // SAE Paper 971676.

4. *Megaritis A., Yap D., Wyszynski M.L.* Effect of inlet valve timing and water blending on bioethanol HCCI combustion using forced induction and residual gas trapping // Fuel 87. — 2008. — P. 732–739.

5. Корпорация General Motors. GM Takes New Combustion Technology Out of the Lab and Onto the Road. - http://www.gm.com/explore/fuel_economy/news/2007/adv_engines/new-combustion-technology-082707.jsp.

6. Краткий справочник физико-химических величин / под ред. А.А. Равделя и А.М. Пономаревой. — 8-е изд., перераб. — Л. : Химия, 1983. — 232 с.

7. *Камалтдинов В.Г.* Новая модель процесса горения топлива в ДВС // Двигателестроение. — 2008. — № 3. — С. 17–20.

8. *Камалтдинов В.Г., Абелиович Е.В., Теребов А.С.* Моделирование процесса сгорания в двигателях внутреннего сгорания с воспламенением гомогенного заряда от сжатия // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». — 2007. — Вып. 10 — № 25(97). — С. 44–47.

9. *Камалтдинов В.Г., Абелиович Е.В.* Влияние состава двухкомпонентного топлива на процесс сгорания в двигателе с объемным самовоспламенением от сжатия // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». — 2008. — Вып. 12 — № 23(123). — С. 46–53.

10. *Камалтдинов В. Г.* Уточненная методика расчета параметров рабочего тела на пусковых режимах дизеля // Двигателестроение. — 2008. — № 2. — С. 31–34.

11. Свидетельство ОФАП № 11606. Программа расчета рабочего цикла двигателя с воспламенением гомогенного заряда от сжатия HCCI combustion v.1.0 / Камалтдинов В.Г., Абелиович Е.В.; выдано 30.10.2008 г.

12. *Chen, Z., Konno M., Oguma M., Yanai T.* Experimental study of CI natural-gas/DME homogeneous charge engine // SAE Paper 2000-01-0329.

13. *Гусаков С.В., Махмуд Мохаммед Эль Гобаши Эль Хагар.* Опыт моделирования рабочего процесса ДВС с воспламенением гомогенного заряда от сжатия // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия «Инженерные исследования». — 2004. — № 2. —С. 5–28.

14. *Злотин Г.Н., Федянов Е.А., Иткис Е.М., Кузьмин В.Н.* Математическое моделирование индикаторного процесса в двигателе с самовоспламенением от сжатия гомогенной метановоздушной смеси // Сборник научных трудов по материалам Международной конференции Двигатель-2007, посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана. — М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. — С. 57–61.

15. *Kong S.C.* A study of natural gas/DME combustion in HCCI engines using CFD with detailed chemical kinetics // Fuel 86. — 2007. — P. 1483–1489.

НОВОСТИ ЗАО «ТРАНСМАШХОЛДИНГ»

НА КОЛОМЕНСКОМ ЗАВОДЕ СОЗДАН ГАЗОВЫЙ МОТОР МОЩНОСТЬЮ 1300 кВт

ЗАО «Трансмашхолдинг» совместно с партнерами осваивает производство принципиально нового вида продукции — газовых моторов, предназначенных для выработки электрической и тепловой энергии в электростанциях базового, резервного и аварийного назначения.

В настоящее время газовые моторы для обеспечения потребностей рынка в локальных источниках энергии мощностью 800–2000 кВт приобретаются за рубежом.

Новый газовый мотор 6ГМГ создан совместно ОАО «Коломенский завод» (входит в состав Трансмашхолдинга), ООО «Конвер», ЗАО «Радугаэнерго» на основе базовой конструкции дизеля Д49 и может изготавливаться в 8-, 12- и 16-цилиндровом исполнении в зависимости от требуемой заказчику мощности в диапазоне 800–2000 кВт.

В качестве топлива могут использоваться различные виды газа: природный, попутный, генераторный и биогаз. По результатам испытаний приемочная комиссия рекомендовала строительство установочной серии газовых моторов.

Преимуществом нового газового мотора является высокий КПД, который обеспечивается за счет оригинального способа подачи газа через индивидуальные для каждого цилиндра быстродействующие электромагнитные газовые клапаны. Такая конструкция существенно улучшает динамические характеристики двигателя, повышает безопасность работы за счет исключения попадания газа в выхлопной тракт. Система управления позволяет контролировать работу каждого цилиндра и в случае появления детонации устранять ее вплоть до отключения цилиндра. С учетом когенерации (производство тепловой и электрической энергии) КПД газового мотора может достигать 90 %.

В ходе испытаний были достигнуты экологические и виброакустические параметры, отвечающие требованиям европейских стандартов, что позволяет эксплуатировать газовые моторы в зонах жилой застройки с незначительными затратами на шумоизоляцию.

Расчетная себестоимость электроэнергии, вырабатываемой при использовании газового мотора, составляет менее 1 руб. за кВт, что в 4 раза меньше существующих тарифов. Особенно целесообразно применение газовых моторов в районах, где газ является основным видом топлива.

По мнению экспертов, внедрение газовых моторов в энергетическую систему страны позволит повысить надежность и устойчивость энергоснабжения, снизить выбросы в атмосферу вредных и загрязняющих веществ, обеспечить энергосбережение, снизить электронапряженность сетей во время пиковых нагрузок, сдерживать рост тарифов в коммунальном хозяйстве и обеспечить бесперебойную работу тепловых сетей в зимний период. Потенциальными заказчиками газового мотора являются предприятия газовой, угольной, энергетической отраслей топливно-энергетического комплекса, вооруженные силы, муниципальные образования и другие потребители.

Пилотный проект с применением газовых моторов планируется осуществить в Коломне.

УДК 621.436

ОСОБЕННОСТИ СТРОЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ СТРУИ

В.Ю. Рудаков, инж.
Коломенский институт (филиал) Московского государственного открытого университета

Кинограммы топливной струи, полученные в холодной бомбе с разными режимами впрыска топлива показывают, что топливная струя имеет дискретное или близкое к дискретному продольное строение, сложенное из «сегментов». Такое строение струи определяется турбулентным течением топлива по каналу соплового отверстия и его дискретным распадом. При этом истечении форма струи принимает форму профиля скоростей.

На механизм распада топливной струи и ее строение существуют различные точки зрения. В работе [1] показано, что не распавшаяся струя топлива имеет очертания профиля скоростей, и с ее поверхности отрываются отдельные нити капель. Согласно точке зрения Свиридова Ю.Б. [2] струя распадается в плоскости, нормальной к оси распыливающего отверстия. Имеются и другие воззрения на этот процесс, например, изложенные в работах А.С. Лышевского и др. [3–5].

Продольное строение топливной струи представлено в [6, 7], где показано, что на ее оси концентрация распыленного топлива высока и образует так называемый «стержень». По мере удаления от «стержня» концентрация капель падает, образуя оболочку. Вдоль длины струи концентрация распыленного топлива распределена равномерно.

Практически на всех кинограммах, полученных на установке «Двигатель с прозрачными окнами» (ДПО) в режиме холодной статической бомбы [8], было отмечено неоднородное распределение распыленного топлива по длине струи. Такие же результаты получены исследованиями, выполненными за рубежом [9]. На основании изучения большого количества кинограмм процесса впрыска сложилось представление о механизме распада, структуре и взаимодействии элементов струи, приведенное в настоящей работе. Предлагаемая к рассмотрению гипотеза основана на материалах, полученных с помощью аккумуляторной электрогидравлической системы топливоподачи (АЭГСТ), гидроимпульсы впрыска которой, в отличие от полученных на штатных, гидромеханических системах (ГМСТ), имеют трапецеидальную форму. Тем не менее ряд особенностей развития топливных струй, полученных с помощью АЭГСТ и ГМСТ, может быть общим.

Истечение струи. На кинограммах, приведенных в литературе [1, 10] и полученных на установке ДПО, видно, что профиль фронта струи даже на значительном удалении от соплового отверстия по своей конфигурации подобен профилю скоростей при истечении, что можно считать косвенным подтверждением схемы истечения, предложенной В.А. Ваншейдтом в [1]. Взаимодействие с потоком воздуха изменяет, но не является единственной причиной, определяющей форму профиля струи после истечения, так как уже при истечении струя принимает форму, снижающую величину аэродинамического сопротивления. Известны микрофотографии и кинограммы, на которых запечатлена нераспавшаяся за пределами соплового отверстия струя топлива. На некоторых из них видно, что профиль фронта струи подобен профилю скоростей в сопловом отверстии [4].

Распад струи. На рис. 1 представлена характерная для АЭГСТ осциллограмма давления впрыска. Буквами на ней отмечены наиболее значимые участки. Им соответствуют разные как по величине, так и по скорости нарастания давления впрыска, вызывающие различные режимы стадии истечения и распада струи. Наличие этих режимов связано с характером подъема иглы.

В самом начале впрыска (рис. 1, участок *А*) отмечены три характерных варианта нарастания давления. На рис. 2 они приведены в увеличенном масштабе. В первом случае отмечается плавный рост давления (рис. 2, *а*), переходящий затем в крутой линейный участок переднего фронта, где давление нарастает со скоростью 300–500 МПа/мс и более (участок *Б* на рис. 1). В другом случае игла резко отрывается от седла,

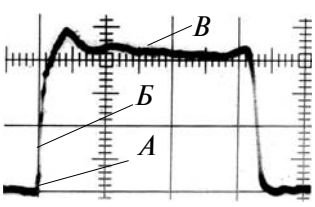


Рис. 1. Осциллограмма давления топлива перед распыливающим отверстием

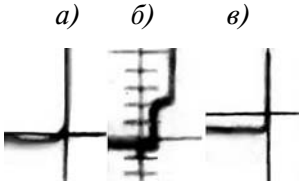


Рис. 2. Разновидности начала $p_{впр}$, вызванные отрывом иглы от седла

но поднимается невысоко, в связи с чем происходит ступенчатый скачок давления до величины 1–3 МПа (рис. 2, *б*).

Затем происходит полный и резкий подъем иглы и начинается впрыск, вызванный линейным участком переднего фронта. В третьем случае игла сразу поднимается на величину полного хода с соответствующим ростом давления (рис. 2, *в*). В первых двух случаях (рис. 2, *а*, *б*) в начале впрыска осевая скорость истечения невелика и струя распадается на крупные капли и фрагменты осесимметрично под воздействием волнообразных первичных (слабых) турбулентных пульсаций, характерных для малых скоростей истечения так, как это показано в [3]. Протяженность впрыска под действием начального фронта нарастания давления для АЭГСТ лежит в интервале 0,01–0,15 мс. В этот период фрагменты струи в виде крупных капель скапливаются перед сопловым отверстием на расстоянии до 10 мм. Здесь догоняющие элементы струи сталкиваются с предыдущими, разбивают их, коагулируют, снова дробятся. Проникающая способность струи в начале впрыска невелика, поэтому при взаимодействии элементов между собой и с плотным воздухом перед соплом образуется небольшое каплевидное облачко из крупных образований. При переходе процесса впрыска на участок резкого нарастания давления струя поглощает образовавшееся ранее облачко и с высокой скоростью движется дальше. В третьем случае (рис. 2, *в*) каплеобразного облачка перед соплом не образуется. Из сопла вылетает узкая игловидная струя, расширяющаяся в движении.

При достижении максимальной скорости нарастания давления струя переходит в турбулентный режим истечения. При этом следует различать два источника турбулизации. Первый, относительно слабый (первичный), возникает в системе питания дизеля до соплового отверстия. Поэтому к входной кромке сопла поток подходит уже турбулизированным. Второй, более сильный, возникает при течении топлива по каналу распыливающего отверстия.

В сопловом канале происходит турбулизация, вызванная трением жидкости о стенки и взаимным трением слоев топлива (вторичная). В связи с этим завихрения потока складываются двумя составляющими. Главной причиной распада является вторичная турбулентность.

Вытекающая из соплового отверстия струя нераспавшегося топлива достигает критической длины l_1, величина которой зависит от соотношения скорости потока, сил, вызывающих распад струи, физических характеристик топлива и среды, в которую производится впрыск. Как только длина нераспавшейся струи превысит критическую длину и несколько удлинится до величины l_2, его наружная оболочка распадается на отдельные капли так, как показано на рис. 3. Заштрихованная часть обозначает объем, который распадается сразу, одновременно, образуя компактный конусообразный сегмент капель. Далее этот сегмент (полый конусообразный макроэлемент, колпачок) движется по инерции. Описанный механизм распада струи периодически повторяется в пульсирующем режиме и продолжается до тех пор, пока давление впрыска не упадет до критического значения. Близкие представления о характере распада струи топлива приведены в [9].

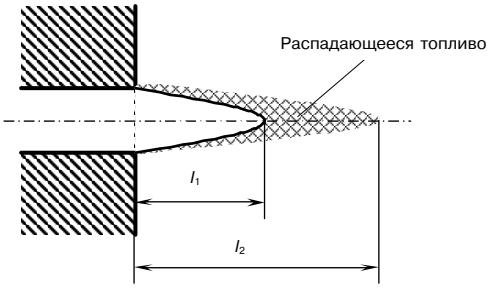


Рис. 3. Схема распада топливной струи

Таким образом, образование сегментов топливного факела связано с переходом к турбулентному режиму течения. Их собственная симметрия и симметрия расположения относительно оси струи, надо полагать, связаны с величиной и направлением векторов турбулентности, действующих в момент распада струи. При этом шлейф струи образуется из последовательности довольно плотно расположенных сегментов. В переднем фронте распыленной струи сегменты встречают растущее сопротивление воздуха и срабатывают кинетическую энергию на его преодоление. Оценка условий перехода к турбулентному истечению показывает, что для зимнего дизельного топлива, применявшегося в экспериментах, такой переход происходит при $p_{впр}$ = 0,21–1,57 МПа. Приведенная схема истечения струи объясняет явление пульсации нераспавшейся струи топлива [11].

Структура струи. При переходе процесса впрыска на участок квазистационарного истечения (рис. 1, *B*) образование макроэлементов в виде сегментов не прекращается. Здесь скорость истечения топлива медленно снижается, сегменты не смешиваются, а движутся с постоянной скоростью в порядке их образования. Таким образом, продольная макроструктура струи образуется из чередующихся друг за другом полых конусообразных сегментов капель. Пока движение струи определяется действием переднего фронта нарастания давления перед соплом, в большинстве случаев ее структура на киноргам-

мах не просматривается. Однако примерно 50 % кинограмм фиксируют искажение ее симметричного профиля, что свидетельствует о наличии в этой фазе сегментов или их фрагментов. Эти неровности имеют такие же очертания, как и края сегментов, зачастую деформированные, что показывает на их взаимодействие друг с другом и с воздухом. Хорошо заметное сегментирование струи наблюдается в ее головной части во время перехода давления впрыска в квазистационарное спустя ≈0,6 мс от начала впрыска. Удаление переднего фронта факела от сопла при этом составляет ≈50 мм. Образующиеся на спаде первого пика давления сегменты, имея меньшую скорость движения, отстают от предыдущих, образовавшихся при большем давлении, вследствие чего интервалы между ними увеличиваются, и структура струи становится хорошо заметной. При этом сегменты, образующие вершину струи и фронт, сохраняют свое положение и далее. Следующие за ними сегменты, образовавшиеся при квазистационарном истечении, фронт струи и ее вершину не догоняют и движутся в порядке их появления, образуя тыл головной части и шлейф. Схема строения струи приведена на рис. 4.

В фазе квазистационарного развития струи давление впрыска снижается медленно, вследствие чего скорость движения последующих сегментов ненамного отстает от скорости предыдущих, поэтому они расположены достаточно плотно друг к другу и как бы надеты один на другой, отчего макроструктура струи просматривается хуже, чем в предыдущей фазе. Их толщина по оси соизмерима или меньше разности $l_2 - l_1$, а l_2 в свою очередь ненамного превышает l_1. Неровность краев шлейфа низкая, и его угол конуса на этом участке определяется проще. Очертания сегментов меняются слабо, но, приближаясь к головной части струи, они увеличиваются в объеме, их края распрямляются, собственный угол распада растет, а распыленное топливо рассеивается по объему сегмента. Расстояния между сегментами при этом возрастают. Особенно выделяются сегменты, расположенные в головной части струи и образующие фронт.

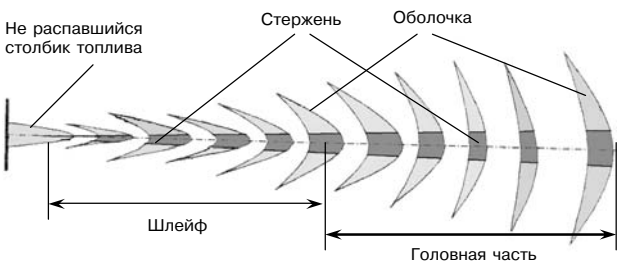


Рис. 4. Схема строения распавшейся топливной струи

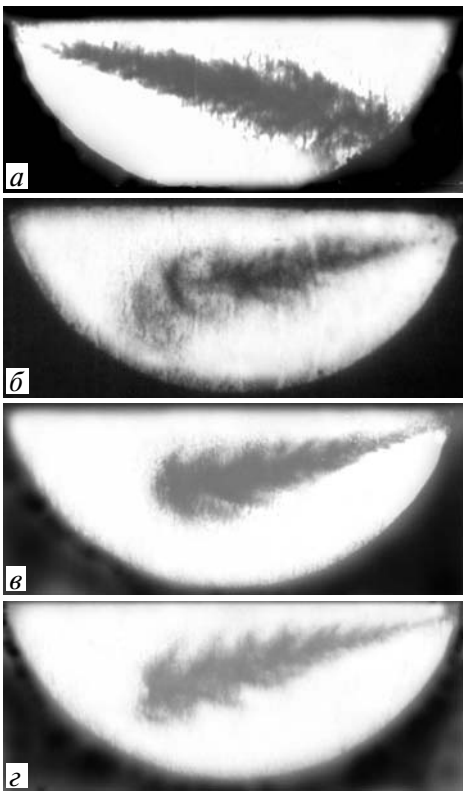


Рис. 5. Структура топливной струи:
а — $p_{впр}$ = 13,08 МПа, $\rho_в$ = 22 кг/м^3;
б — $p_{впр}$ = 16,35 МПа, $\rho_в$ = 22 кг/м^3;
в — $p_{впр}$ = 23,62 МПа, $\rho_в$ = 29 кг/м^3;
г — $p_{впр}$ = 14,62 МПа, $\rho_в$ = 25,5 кг/м^3

Интервалы между сегментами не являются полностью свободными от распыленного топлива, но его концентрация, особенно на периферии, намного меньше, чем внутри сегментов и на оси струи. Плотно расположенные по оси сегментов капли образуют «стержень струи», заполняя его топливом по длине неравномерно. На рис. 5 приведены фрагменты кинограмм, на которых макроструктура струи хорошо просматривается. Особенно заметной она становится после отсечки впрыска. Сегментирование струи отмечено при давлениях впрыска 10–46 МПа, плотности воздуха в камере 10–35 кг/м^3 и диаметре сопловых отверстий 0,3–0,6 мм. Сходные результаты наблюдений опубликованы в работах МАДИ [10] и др. [9, 12].

Взаимодействие элементов. Взаимодействие сегментов в фазе движения, соответствующей нарастанию давления впрыска, на кинограммах не фиксируется. Можно отметить лишь изменение



Рис. 6. Фрагмент кинограммы с отклонившимся в сторону сегментом

очертаний струи, наличие неровностей на границе струя–воздух и некоторые оптические неоднородности. Тем не менее, ориентируясь на неоднородную плотность изображения, конфигурацию, распад и изменение скорости истечения, можно допустить следующее взаимодействие структурных элементов. При нарастании давления выше значения, за которым начинается сегментирование, последующие сегменты, имеющие более высокую начальную скорость, догоняют предыдущие, активно взаимодействуют с ними, возможно укрупняясь, смешиваясь, разрушаясь и обгоняя их, что создает однородное по плотности изображение струи, лишь иногда включающее некоторые неоднородности плотности изображения. В этой фазе развития наиболее крупные капли и фрагменты сегментов устремляются к вершине струи, образуя ее головную часть и фронт. Кинетическая энергия элементов струи суммируется в головной части и срабатывается на преодоление сопротивления воздуха. После перехода струи в квазистационарное истечение сегменты перемещаются с близкими скоростями, не смешиваются и не перегоняют друг друга. Энергия движения передается фронту через прослойки воздуха. В пользу этого предположения свидетельствует то обстоятельство, что довольно часто один из сегментов, образующих вершину, при удалении от соплового отверстия на 40–80 мм оказывается смещенным по отношению к оси струи. Оказавшись между подпирающей струей и набегающим воздухом, он отжимается на периферию и испаряется (рис. 6). Аналогичное строение струи распыленного топлива приведено в [10].

Инжектирование воздуха. Из изучения кинограмм вытекает, что инжектирование воздуха в струю происходит в шлейфе, прилегающем к сопловому отверстию там, где наибольшая скорость движения распыленного топлива. В головной части струи скорость топлива падает, что происходит вследствие увеличения ее объема. Избыток воздуха, по всей вероятности, выжимается через интервалы между сегментами за пределы струи, что придает головной части неровные очертания, а ее размеры могут выходить за пределы угла конуса шлейфа.

Результаты приведенных исследований позволяют рассматривать процесс распада топливной струи как дискретный или близкий к нему процесс, что определяет особенности ее продольного строения в виде сегментов.

Приведенное представление о механизме распада топливной струи не вступает в противоречие с делением ее на оболочку и стержень, так как распределение топлива в поперечном сечении струи средствами скоростной киносъемки не регистрируется.

Литература

1. *Ваншейдт В.А.* Судовые двигатели внутреннего сгорания. — Л. : Судпромгиз, 1962. — 544 с.
2. *Свиридов Ю.Б.* Принципы построения обобщенной теории сгорания в дизелях // Двигателестроение. — 1980. — № 11. — С. 10–15.
3. *Лышевский А.С.* Распыливание топлива в судовых дизелях. — Л. : Судостроение, 1971. — 248 с.
4. *Кутовой В.А.* Впрыск топлива в дизелях. — М. : Машиностроение, 1981. — 119 с.
5. *Гафуров Р.А., Глебов Г.А., Скворцов Ю.М.* Исследование структуры дизельной топливной струи при циклическом впрыскивании методом импульсной го-лографии // Двигателестроение. — 1996. — № 3–4, — С. 1–12.
6. *Ищук Ю.Г.* Интенсификация процесса сгорания топлива в судовых дизелях. — Л. : Судостроение, 1987. — 53 с.
7. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. — 4-е изд. перераб; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Крутова. — М. : Машиностроение, 1983. — 325 с.
8. *Никитин Е.А., Никонов Г.В., Крупский М.Г., Куянов Ю.Ф.* Установка для исследования процессов, протекающих в камере сгорания дизеля // Двигателестроение. — 1988. — № 1.
9. *Лонг Енгшен Хироясу.* Моделирование смесеобразования при впрыскивании топлива в камеру сгорания дизеля // Кинки дайгаку когакубу кенкю хококу. Res. Repts. Fac. Eng. Kinki Univ.: 1999. — № 3. — С. 336—339.
10. *Астахов В.И., Голубков Л.Н., Трусов В.И., Хачиян А.С., Рябикин Л.М.* Топливные системы и экономичность дизелей. — М. : Машиностроение, 1990. — 289 с.
11. *Arai M., Tabata M., Hiroyagu H., Shimizu M.* Dezintegranion process and spray characterization of fuel jet injected by a diezel nozzle. SAE Techn. Pap. Ser. № 840275. 1984. — P. 1–20.
12. *Кукушкин В.Л., Романов С.А., Свиридов Ю.Б.* Экспериментальное исследование с помощью голографии структуры нестационарной струи распыленного топлива // Двигателестроение. — 1989. — № 2 — С. 3–7.

УДК 004.07: 629

МУЛЬТИПЛЕКСНЫЕ СИСТЕМЫ ПЕРЕДАЧИ ИНФОРМАЦИИ В СИСТЕМАХ ЭЛЕКТРОННОГО УПРАВЛЕНИЯ ДИЗЕЛЯМИ

В.М. Пилявский, асп.
Санкт-Петербургский государственный университет водных коммуникаций

За последние 20 лет значительно возросла сложность электрооборудования для управления двигателем. Сегодня разработка и изготовление жгута проводов является проблемой из-за его размеров и веса. В современном двигателе может быть более 500 отдельных проводов. Помимо увеличения размеров и веса, большое число проводов и соединителей снижает надежность. Растет число систем двигателя, имеющих автотронное управление. Эти системы в той или иной степени связаны друг с другом. Выходные сигналы некоторых датчиков могут использоваться несколькими электронными системами. Можно использовать один управляющий блок для управления большинством систем. Но сегодня и в ближайшем будущем это экономически нецелесообразно. В настоящее время претворяется в жизнь другое техническое решение, когда контроллеры отдельных электронных блоков управления (ЭБУ) связываются друг с другом коммуникационной шиной для обмена данными. Датчики и исполнительные механизмы, подключенные к этой шине через специальные согласующие устройства, становятся доступными для всех ЭБУ. По этому принципу строится локальная вычислительная сеть (ЛВС) двигателя с электронным управлением.

Мультиплексные системы

Термин «мультиплексный» широко используется в автомобильной промышленности. Обычно его относят к последовательным каналам передачи данных между различными электронными устройствами. Несколько проводов, по которым передаются управляющие сигналы, заменяются шиной для обмена данными. Необходимость уменьшения количества проводов в электропроводке двигателя — одна из причин разработки мультиплексных систем.

Другая причина — необходимость объединения в ЛВС контроллеров различных ЭБУ для эффективной работы и диагностики. На рис. 1 в качестве примера показана традиционная схема электропроводки и мультиплексная система.

Мультиплексные системы значительно отличаются от обычных, при этом принципиальные отличия состоят в следующем.

➢ В обычных системах электропроводки информация и питание передаются по одним и тем же проводам. В мультиплексных системах сигналы и электропитание разделены.

➢ В мультиплексных системах управляющие ключи непосредственно не включают и не выключают электропитание нагрузок.

➢ В некоторых случаях электронная схема узла должна постоянно считывать состояние управляющего ключа, даже когда большая часть электрооборудования обесточена.

По схеме, приведенной на рис. 1, может быть реализовано электропитание корпусных потребителей. Электропроводка упрощается за счет приема и передачи различных сигналов между узлами по одной и той же шине (проводу). При обычной схеме проводки для реализации каждой функции требуется отдельный проводник. Через узлы осуществляется доступ к сети. Узел, как правило, содержит микропроцессор,

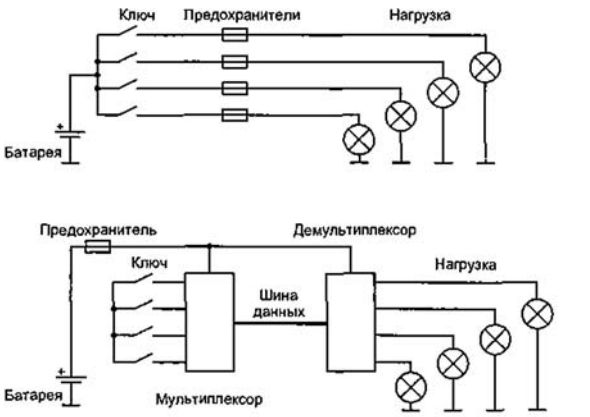


Рис. 1. Обычное и мультиплексное подключение нагрузок

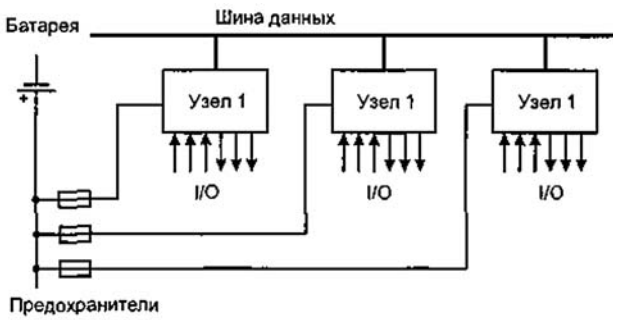


Рис. 2. Структура мультиплексной системы

подключенный к коммутационной шине, и электронные цепи, управляющие работой датчиков и исполнительных механизмов, подключенных к узлу. Коммуникационная шина на современном двигателе чаще всего представляет собой витую пару проводов, хотя возможны и другие варианты.

На рис. 2 в общем виде показана мультиплексная система. Ко входам узлов могут подключаться любые датчики, к выходам — исполнительные устройства.

Локальные вычислительные сети

Мультиплексные системы делят на три класса:

Класс А. Системы, в которых электропроводка упрощается за счет использования коммуникационной шины. По этой шине между узлами передаются сигналы, которые проходят по раздельным проводам с обычной электропроводкой. Узлы, являющиеся частью мультиплексной системы, при обычной электропроводке отсутствуют.

Класс В. Системы, в которых между узлами передаются информационные данные (обычно значения параметров), чем достигается устранение избыточности датчиков и иных элементов по сравнению с обычной схемой электропроводки. В этом случае узлы существуют и в обычной системе в виде несвязанных элементов.

Класс С. Системы с высокой скоростью обмена данными, осуществляющая управление в реальном времени, например, двигателем и т. д.

Системы класса А используются для включения/выключения различных нагрузок, скорость передачи данных по шине не более 10 Кбит/с.

В системах класса В осуществляется обмен информацией между подсистемами, когда требуется скорость передачи данных 100–250 Кбит/с. В настоящее время системы класса В используются чаще других. Задачи систем класса В можно решить, применив шину CAN (controller area network — локальная сеть контроллеров), но на сегодняшний день это экономически нецелесообразно.

В системах класса С осуществляется распределенное управление в реальном масштабе времени, скорость обмена данными около 1 Мбит/с. Шина CAN является стандартом для мультиплексных систем класса С. Крупнейшие производители электронного оборудования (Bosch, Delco) и комплектующих (Intel, Motorola) поддерживают CAN.

По мере значительного усложнения бортовой электроники мультиплексные системы, выполненные по классам А и В, становятся неоптимальными. Лучшим техническим решением является использование гибридной локальной сети, где датчики и исполнительные механизмы через канал класса А подключены к бортовому компьютеру, а интерфейс компьютера (дисплей и органы управления) подключены к компьютеру через канал класса В, мультиплексоры интегрированы в датчики и исполнительные механизмы. Обмен данными проводится по одному проводу, дополнительных узлов нет, улучшена диагностика системы за счет введения в компоненты электроники. Такая конфигурация позволит вводить в систему управления дополнительные датчики и исполнительные устройства.

Эталонные модели взаимодействия систем

Для определения задач, решаемых сложной технической системой, а также для выделения главных характеристик и параметров, которыми она должна обладать, создаются общие модели таких систем. Общая модель вычислительной сети определяет характеристики сети в целом и характеристики и функции входящих в нее основных компонентов.

Многообразие вариантов вычислительных сетей и сетевых программных продуктов создало проблему объединения сетей различных архитектур. Для ее решения была разработана эталонная модель архитектуры открытых систем (рис. 3).

Открытая система — это система, взаимодействующая с другими системами в соответствии с принятыми стандартами.

Эталонная модель архитектуры открытых систем является моделью взаимодействия открытых систем (моделью ВОС) и служит базой для производителей при разработке совместимого сетевого оборудования. Эта модель не является неким физическим телом, отдельные элементы которого можно осязать. Эталонная модель представляет собой самые общие рекомендации для построения стандартов совместимых сетевых программных продуктов. Эти рекомендации должны быть реализованы как в аппаратуре, так и в программных средствах вычислительных сетей. В настоящее время модель взаимодействия открытых систем (модель ВОС) является наиболее популярной сетевой архитектурной моделью. Модель рассматривает общие функции, а не специальные решения, поэтому не все реальные сети абсолютно точно ей соответствуют. Модель взаимодействия открытых систем состоит из семи уровней (см. рис. 3).

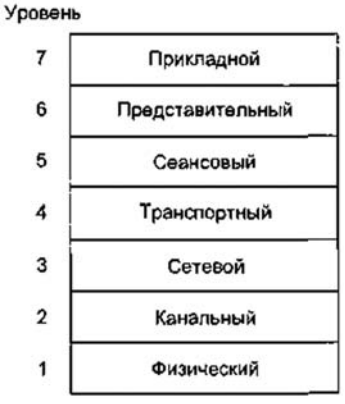


Рис. 3. Эталонная модель архитектуры открытых систем

Седьмой уровень — прикладной — обеспечивает поддержку прикладных процессов конечных пользователей. Этот уровень определяет круг прикладных задач, реализуемых в данной вычислительной сети.

Шестой уровень — представительный — определяет синтаксис данных в модели, т. е. представление данных. Он гарантирует представление информации в кодах и форматах, принятых в данной системе. В некоторых системах этот уровень может быть объединен с прикладным.

Пятый уровень — сеансовый — реализует установку и поддержку сеанса связи между двумя абонентами через коммуникационную сеть. Он позволяет производить обмен информацией в режиме, определенном прикладной программой, или предоставляет возможность выбора режима обмена. Сеансовый уровень поддерживает и завершает сеанс связи.

Три верхних уровня объединяются под общим названием — процесс или прикладной процесс. Эти уровни определяют функциональные особенности вычислительной сети как прикладной системы.

Четвертый уровень — транспортный — обеспечивает интерфейс между процессами и сетью. Он устанавливает логические каналы между процессами и обеспечивает передачу по этим каналам информационных пакетов, которыми обмениваются процессы. Пакет — группа байтов, передаваемых абонентами сети друг другу. Логические каналы, устанавливаемые транспортным уровнем, называются транспортными каналами.

Третий уровень — сетевой — определяет интерфейс оконечного оборудования пользователя с сетью коммутации пакетов. Он также отвечает за маршрутизацию пакетов в коммуникационной сети и за связь между сетями — реализует межсетевое взаимодействие.

Второй уровень — канальный — реализует процесс передачи информации по информационному каналу. Информационный канал — логический канал, он устанавливается между двумя ЭВМ, соединенными физическим каналом. Канальный уровень обеспечивает управление потоком данных в виде кадров, в которые упаковываются информационные пакеты, обнаруживает ошибки передачи и реализует алгоритм восстановления информации в случае обнаружения сбоев или потерь данных. Кадр имеет структуру: информация об источнике данных, информация о приемнике, тип кадра, данные, контрольная информация.

Первый уровень — физический — выполняет все необходимые процедуры в канале связи. Его основная задача — управление аппаратурой передачи данных и подключенным к ней каналом связи.

При передаче информации от прикладного процесса в сеть происходит ее обработка уровнями модели ВОС. Смысл этой обработки заключается в том, что каждый уровень добавляет к информации процесса свой заголовок — служебную информацию, которая необходима для адресации сообщений и для некоторых контрольных функций. Канальный уровень кроме заголовка добавляет еще и концевик — контрольную последовательность, которая используется для проверки правильности приема сообщения из коммуникационной сети.

Физический уровень заголовка не добавляет. Сообщение, обрамленное заголовками и концевиком, уходит в коммуникационную сеть и поступает на абонентские ЭВМ вычислительной сети. Каждая абонентская ЭВМ, принявшая сообщение, дешифрирует адреса и определяет, предназначено ли ей данное сообщение.

При этом в абонентской ЭВМ происходит обратный процесс — чтение и отсечение заголовков уровнями модели ВОС. Каждый уровень реагирует только на свой заголовок. Заголовки верхних уровней нижними уровнями не воспринимаются и не изменяются — они прозрачны для нижних уровней.

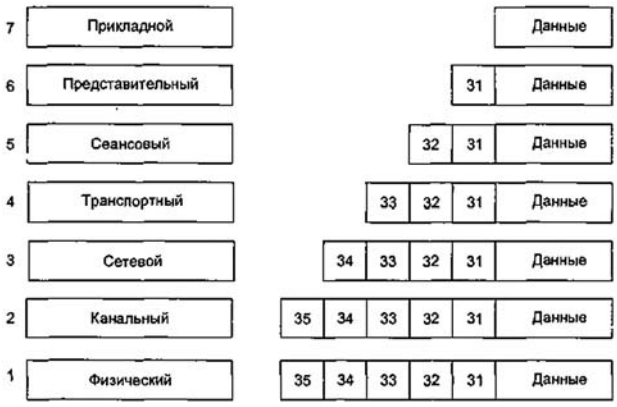


Рис. 4. Обработка сообщений уровнями модели ВОС

В процессе развития и совершенствования любой системы возникает потребность изменять ее отдельные компоненты. Иногда это вызывает необходимость изменять и другие компоненты, что существенно усложняет и затрудняет процесс модернизации системы. В таком случае проявляются преимущества семиуровневой модели ВОС. Если между уровнями определены однозначно интерфейсы, то изменение одного из уровней не влечет за собой необходимости внесения изменений в другие уровни. Таким образом, существует относительная независимость уровней друг от друга.

Функции, описываемые уровнями модели, должны быть реализованы либо в аппаратуре, либо в виде программ.

Функции физического уровня всегда реализуются в аппаратуре. Это адаптеры, мультиплексоры передачи данных, сетевые платы и т. п.

Функции остальных уровней реализуются в виде программных модулей — драйверов.

Протоколы компьютерных сетей

При обмене информацией в компьютерной сети каждый уровень модели ВОС реагирует на свой заголовок. Иными словами, происходит взаимодействие между одноименными уровнями модели в различных абонентских ЭВМ. Такое взаимодействие должно выполняться по определенным правилам — протоколам.

Протокол — это не программа. Правила и последовательность выполнения действий при обмене информацией, определенные протоколом, должны быть реализованы в программе. Обычно функции протоколов различных уровней реализуются в драйверах для различных вычислительных сетей.

В соответствии с семиуровневой структурой модели ВОС можно говорить о необходимости существования протоколов для каждого уровня.

Концепция открытых систем предусматривает разработку стандартов для протоколов различных уровней. Легче всего поддаются стандартизации протоколы трех нижних уровней модели архитектуры открытых систем, так как они определяют действия и процедуры, характерные для вычислительных сетей любого класса.

Труднее всего стандартизовать протоколы верхних уровней (особенно прикладного) из-за множественности прикладных задач и в ряде случаев их уникальности. Если по типам структур, методам доступа к физической передающей среде, используемым сетевым технологиям и некоторым другим особенностям можно насчитать примерно десяток различных моделей вычислительных сетей, то по их функциональному назначению пределов не существует.

Проще всего представить особенности сетевых протоколов на примере протоколов канального уровня, которые делятся на две основные группы: байт-ориентированные и бит-ориентированные.

Байт-ориентированный протокол обеспечивает передачу сообщения по информационному каналу в виде последовательности байтов. Кроме информационных байтов в канал передаются также управляющие и служебные байты. Такой тип протокола удобен для ЭВМ, так как она ориентирована на обработку данных, представленных в виде двоичных байтов. Для коммуникационной среды байт-ориентированный протокол менее удобен, так как разделение информационного потока в канале на байты требует использования дополнительных сигналов, что в конечном счете снижает пропускную способность канала связи.

Бит-ориентированный протокол предусматривает передачу информации в виде потока битов, не разделяемых на байты. Поэтому для разделения кадров используются специальные последовательности — флаги. В начале кадра ставится флаг открывающий, а в конце — флаг закрывающий. Бит-ориентированный протокол удобен относительно коммуникационной среды, так как канал связи как раз и ориентирован на передачу последовательности битов.

В то же время для ЭВМ бит-ориентированный протокол не очень удобен, потому что из поступающей последовательности битов приходится выделять байты для последующей обработки сообщения. Впрочем, учитывая быстродействие ЭВМ, можно считать, что эта операция не окажет существенного влияния на ее производительность.

Таким образом, рассмотренные в настоящей работе принципы построения и алгоритмы функционирования мультиплексных систем передачи информации позволяют надежно решать задачи управления системами современных дизельных двигателей любой степени сложности. При этом конструкция рассмотренных систем отличается небольшими габаритами и легко вписывается в архитектуру (компоновку) современного дизельного двигателя.

Литература

1. *Ютт В.Е.* Электронные системы управления ДВС и методы их диагностирования. — М., 2007.

2. *Дием Л.В.* Модели и алгоритмы технического диагностирования судовых ДВС в процессе эксплуатации. — СПб., 2006.

3. *Шадрин А.Б.* Измерительно-управляющие микросети на транспорте. — СПб., 2005.

4. *Тузов Л.В., Шадрин А.Б* Сетевое обучение через теле-автотронику в жестких условиях эксплуатации транспорта. — СПб., 2007.

5. *Шадрин А.Б.* Сетевая мехатроника ДВС. — СПб., 2006.

УДК 621.431

ПОКАЗАТЕЛИ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ КАК СРЕДСТВО КОНКУРЕНТНОЙ БОРЬБЫ ЗА РЫНОК СУДОВЫХ И ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Л.А. Новиков к.т.н., доц.
ЦНИДИ-Экосервис

В современных условиях, когда показатели экономичности и ресурса современных дизелей приблизились к теоретически достижимому пределу, поэтапное и радикальное снижение норм вредных выбросов в атмосферный воздух стало важнейшим ориентиром для дальнейшего развития всей отрасли двигателестроения. Показано, что из-за отсутствия в РФ государственной политики и программы развития энергосберегающих, экологически безопасных технологий в транспортном машиностроении и дизелестроении, российские производители двигателей и их компонентов уже проиграли зарубежным производителям в конкурентной борьбе за внешние рынки, и успешно вытесняются с внутреннего рынка РФ.



Тенденции развития двигателестроения и требования рынка

Развитие судовых, тепловозных и промышленных двигателей в настоящее время определяют две основные тенденции. Первая — определяется потребностью общества в непрерывном росте энергопотребления, в том числе в автономных источниках энергии, что, в свою очередь, вызывает рост заказов на двигатели рассматриваемого класса на протяжении всего последнего десятилетия [1]. После небольшого спада, вызванного мировым экономическим кризисом 2008–2009 г., рост производства уже постепенно восстанавливается. По оценкам аналитиков и маркетологов ведущих дизелестроительных фирм, таких как «MAN Diesel» и «Wartsila Corporation», годовая потребность мирового рынка в главных судовых малооборотных дизелях мощностью от 8 до 20 МВт составляет не менее 1000 агрегатов, в главных и вспомогательных судовых, а также промышленных среднеоборотных дизелях мощностью от 1,5 до 8 МВт — не менее 1500 агрегатов и в тепловозных дизелях мощностью от 750 кВт до 4 МВт — не менее 3000 агрегатов. Потребность в двигателях рассматриваемого класса мощностью менее 750 кВт оценивается величиной на два порядка больше.

Вторая тенденция определяется необходимостью решения резко обострившейся проблемы улучшения качества атмосферного воздуха как одного из важнейших элементов окружающей природной среды, что вызывает необходимость в радикальном сокращении предельно допустимых выбросов вредных веществ с отработавшими газами двигателей. На ближайшую перспективу (к 2014–2016 гг.) уже опубликованы требования к сокращению технических нормативов выбросов для дизелей различного назначения на 60–80 % по сравнению с действующим в настоящее время уровнем, а в более отдаленной перспективе экологические показатели должны быть сведены к «практически нулевым выбросам». Эта тенденция вызвана обострением конкуренции между поршневыми ДВС и бурно развивающимися альтернативными источниками энергии. Следовательно необходимость удовлетворения общественного вызова об улучшении качества природной среды можно рассматривать как необходимое условие «выживания» двигателей традиционной конструкции.

Несмотря на многочисленные прогнозы и заключения экспертов, предсказывающих бесперспективность поршневых двигателей внутреннего сгорания, и их замену на магистральном транспорте и в автономной энергетике на альтернативные источники энергии, пока еще рост энерговооруженности общества продолжается в основном за счет увеличения выпуска поршневых двигателей.

Столь широкое распространение поршневых двигателей внутреннего сгорания на магистральном, водном и наземном транспорте и в автономной стационарной энергетике определяется тем, что в диапазоне мощностей от 100 кВт до

20 МВт поршневые двигатели, в особенности дизели, сегодня и на ближайшую перспективу имеют недостижимый для других тепловых двигателей эффективный КПД, равный 43–54 %, а с использованием технологий утилизации тепла отработавших газов и охлаждающих жидкостей (когенерация), что характерно для стационарных дизель-генераторов, эффективный КПД этих установок достигает 80–90% [2].

В современных условиях действующие и перспективные нормативы выбросов вредных веществ в атмосферный воздух являются важнейшим ориентиром для всей отрасли двигателестроения. Перспективные требования к показателям выбросов назначаются уже исходя из условия обеспечения требуемого качества атмосферного воздуха на месте установки двигателя, а не из условия его технических возможностей, как в настоящее время.

Динамика изменения норм вредных выбросов главных и вспомогательных судовых дизелей в области применения международного права определена Приложением VI к Международной конвенции МАРПОЛ 73/78 «О предотвращении выбросов с судов» (далее Конвенции) и представлена в табл. 1.

Приложение VI к Конвенции было пересмотрено Международной морской организацией (ИМО) в 2008 г. на предмет опубликования перспективных норм выбросов NO_x и введено в действие с 01.07.2010 резолюцией МЕРС.176(58). Требование Конвенции распространяется на двигатели мощностью более 130 кВт и регламентируют только выбросы NO_x. Аналогичный уровень технических нормативов выбросов NO_x принят в странах ЕС с дополнениями к ограничению выбросов CO, CH и частиц при эксплуатации судовых дизелей на внутренних водных путях. Судоходные компании, владеющие морскими судами и судами смешанного (река–море) плавания с двигателями российской постройки, относятся к субъектам внешнеэкономической деятельности, поэтому соблюдение требований Конвенции стало обязательным для российских производителей судовых дизелей начиная с 2000 г.

Действующие и перспективные нормы выбросов вредных веществ для двигателей железнодорожного транспорта, принятые в странах Европейского сообщества резолюцией 2004/26/ЕС, приведены в табл. 2.

Применительно к двигателям для железнодорожного транспорта отечественной конструкции и постройки, эксплуатируемых, как правило, в пределах РФ, следует отметить, что продажи на внутреннем рынке двигателей зарубежных производителей, несмотря на все возрастающее давление с их стороны, все еще сдерживается РАО РЖД, принимая во внимание стратегическое значение этого вида транспорта для экономики РФ. До тех пор пока этот сегмент внутреннего рынка будет ограничен для зарубежных производителей, соблюдение приведенных в табл. 2 норм для двигателей российской постройки не обязательно, а их значение может рассматриваться только как ориентир для оценки соответствия технического уровня производимой продукции зарубежным аналогам.

Работа по унификации российских и зарубежных стандартов, устанавливающих требования к показателям вредных выбросов судовых, тепловозных и промышленных дизелей после введения в действие Федерального закона РФ от 27.12.2002 № 184-ФЗ «О техническом регулировании» была практически остановлена, а нормы вредных выбросов, заложенные в стандарты, не пересматривались с 1999 г. В результате предельно допустимые значения технических нормативов выбросов в РФ уже на 25–40 % выше, чем в международных и национальных зарубежных стандартах, которые за последние 10 лет пересматривались уже дважды. Практика публикации

Таблица 1

Нормы вредных выбросов NO_x для судовых дизелей (Приложение VI к МК МАРПОЛ 73/78)

Период действия	e_{NOx}, г/кВт·ч при номинальной частоте вращения (n), об/мин			Испытательная процедура
	≤130	от 130 до 2000	≥ 2000	
01.01.2000–01.01.2011 (Tier I)	17,0	$45 \cdot n^{-0,2}$	9,8	4-ступенчатые циклы E2, E3 (ISO 8178/4) цикл D2
01.01.2011–01.01.2014 (Tier II)	14,4	$44 \cdot n^{-0,23}$	7,7	
После 01.01.2014* (Tier III)	3,4	$9 \cdot n^{-0,2}$	2,0	

Таблица 2

Нормы вредных выбросов для тепловозных дизелей (Директива 2004/26/ЕС)

Год	Номинальная мощность P_e, кВт	Выбросы г/кВт·ч				Испытательная процедура
		NO_x	CH	CO	PM	
Тепловозы						
2007	От 130 до 560	4,0		3,5	0,2	3-ступенчатый цикл F (ISO 8178)
2009	От 560 до2000	6,0	0,5	3,5	0,2	
2009	Более 2000	7,4	0,4	3,5	0,2	
2012	Более 130	4,0		1,5	0,025	
Автомотриссы						
2006	Более 130	4,0		3,5	0,2	8-ступенчатый цикл C1 (ISO 8178/4)
2012	Более 130	2,0	0,19	1,5	0,025	

норм вредных выбросов на ближайшую и более отдаленную перспективу в РФ также отсутствует, что лишний раз подтверждает отсутствие каких-либо планов развития этой стратегически важной для национальной экономики отрасли промышленности [3].

После поддержки комитетом по науке Государственной думы РФ решения Всероссийской научно-технической конференции «Развитие двигателестроения в России» (март 2009 г.) о необходимости сохранения отрасли отечественного двигателестроения, находящейся на грани полного разрушения, на самом высоком уровне было проведено несколько совещаний, по результатам которых были выданы многочисленные обнадеживающие поручения. Однако по истечении полутора лет выяснилось, что в движение было приведено только значительное количество важных бумаг, и до настоящего времени не появилась даже концепция федеральной целевой программы развития отечественного двигателестроения, которая, согласно принятым решениям, должна быть разработана и принята еще в марте 2010 г. [4].

Сложившаяся ситуация поставила российских производителей двигателей в крайне невыгодные конкурентные условия. Внутренний рынок РФ, за исключением сегмента, относящегося к железнодорожной технике, сегодня полностью открыт для зарубежных двигателей устаревших моделей, которые уже не могут быть проданы, например, в странах ЕС вследствие несоответствия их экологических показателей действующим в ЕС нормам. В то же время и по тем же причинам зарубежные рынки, начиная с середины 2010 г., оказались практически закрытыми для российских производителей. Используя техническое превосходство своей продукции, прежде всего в показателях вредных выбросов, зарубежные производители успешно вытесняют Россию не только с традиционных рынков сбыта двигателей в странах Центральной и Юго-Восточной Азии, Арабском мире, но и с внутреннего рынка РФ. Это подтверждается непрерывным ростом заказов в Европе на двигатели мощностью 0,5– 2,5 МВт и более несмотря на еще не преодоленный мировой финансовый кризис.

Оценка показателей выбросов двигателей российской постройки

Выполненная нами за прошедшее десятилетие оценка соответствия (начиная с 01.01.2010 не соответствия) показателей вредных выбросов судовых двигателей Российской постройки требованиям Конвенции «О предотвращении выбросов с судов» (рис. 1) наглядно подтверждает сформулированный ранее неблагоприятный прогноз развития рыночной ситуации для отрасли

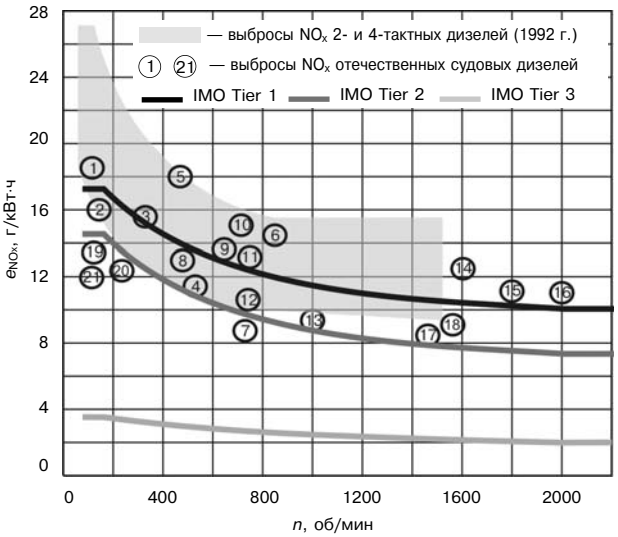


Рис. 1. Выбросы NO_x судовыми дизелями российской постройки

отечественного двигателестроения и неготовность российских производителей к конкурентной борьбе за рынки сбыта и морских перевозок. Всего за указанный период было испытано более двадцати модификаций главных и вспомогательных двигателей российской постройки на стенде изготовителя и месте установки.

Приведенные данные основаны на результатах официальных сертификационных испытаний, имеющих высокую степень надежности, поскольку все они выполнены в строгом соответствии с требованиями «Технического кодекса по ограничению выбросов NO_x от судовых дизельных двигателей» под надзором классификационных обществ РС (Россия), BV (Франция), DNV (Норвегия), GL (Германия), RL (Англия). Исключения из общей картины наблюдаются в классе малооборотных двухтактных крейцкопфных дизелей с диаметром цилиндра от 260 до 600 мм, выпускаемых в России Брянским машиностроительным заводом (БМЗ) по лицензии фирмы MAN B&W AS.

Они показывают, что конструктивные и технологические решения, разработанные фирмой MAN B&W AS и последовательно применяемые на протяжении последних десяти лет на малооборотных судовых дизелях, полностью воспроизводятся в условиях производства на БМЗ, что позволило сократить удельные средневзвешенные выбросы NO_x (цикл испытаний Е2, Е3) серийных двигателей с 13–16 до 10–12 г/кВт·ч, при одновременном росте среднего эффективного давления с 14 до 20 бар (рис. 2). Однако это уникальное производство по достаточно невнятным причинам было полностью остановлено в середине 2009 г. и до настоящего времени не восстановлено, несмотря на действующие государственные программы развития отечественного флота, предусматривающие постройку судов

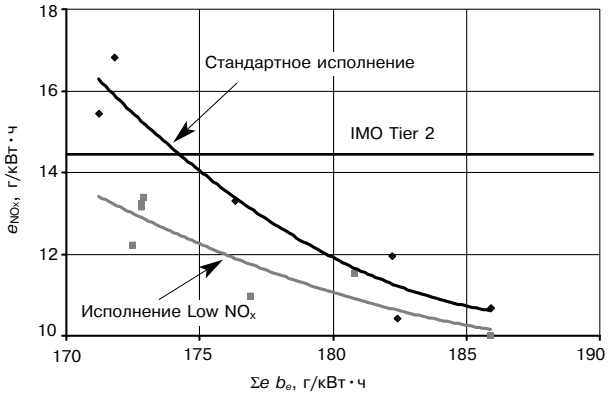


Рис. 2. Прогресс в снижении выбросов NO_x на дизелях постройки БМЗ

для освоения месторождений нефти и газа на шельфе Северного Ледовитого океана.

Из двигателей отечественной конструкции и постройки в классе высокооборотных четырехтактных судовых двигателей можно отметить как соответствующие уровню норм Tier II судовые дизели 5Д50М (P_e = 735 кВт при n = 750 об/мин) производства ОАО «Пензадизельмаш» с показателем удельного средневзвешенного выброса NO_x = 8,94 г/кВт·ч при предельно допустимом значении NO_x = 9,60 г/кВт·ч. Однако из-за низкого уровня форсировки по среднему эффективному давлению (p_{me} = 7,5 бар) и большой удельной массы этот тип двигателя пользуется весьма ограниченным спросом.

В классе тепловозных двигателей возможность выхода на внешний рынок также отсутствует за единственным исключением. Сертификационный центр Германии TUV NORD в 2006 г. подтвердил соответствие тепловозного дизеля 12Д49М-01 (P_e = 2500 кВт при n = 1000 об/мин) производства ОАО «Коломенский завод» требованиям стандарта 2004/26/ЕС уровень IIIA с результатом испытаний по NO_x = 6,93 г/кВт·ч и PM = 0,18 г/кВт·ч при норме NO_x = 7,4 г/кВт·ч и PM=0,2 г/кВт·ч соответственно. Это первый и единственный случай, когда тепловозный двигатель российской конструкции и постройки продается в Германии.

Заключение

Актуальность проблемы улучшения качества атмосферного воздуха как одного из важнейших элементов окружающей природной среды требует от производителей двигателей поэтапно улучшать показатели вредных выбросов, а в обозримой перспективе обеспечить «практически нулевой уровень выбросов».

В современных условиях, когда показатели экономичности и ресурса современных дизелей приблизились к теоретически достижимому пределу, перспективные технические нормативы выбросов вредных веществ в атмосферный воздух являются важнейшим ориентиром для их дальнейшего развития, а уже достигнутые значения экологических показателей становятся значимым фактором в конкурентной борьбе производителей за рынки сбыта.

Проблема достижения действующих и перспективных технических нормативов выбросов вредных веществ является комплексной и ее решение требует объединения усилий конструкторов, производителей двигателей и производителей топлива. Технологии для достижения уровня экологических показателей, заявленных в странах ЕС на 2014–2016 г., уже достаточно глубоко проработаны и сегодня в арсенале зарубежных производителей дизелей и в нереализованном заделе российской отраслевой науки имеются технические средства, позволяющие обеспечить малотоксичную работу поршневых двигателей с уровнем выбросов окислов азота не более 2–3 г/кВт·ч.

К сожалению, из-за отсутствия целенаправленных действий Правительства РФ по принятию государственной программы развития энергосберегающих, экологически безопасных технологий в транспортном машиностроении и дизелестроении, российские производители двигателей и их компонентов уже проиграли зарубежным производителям в конкурентной борьбе за внешние рынки, и успешно вытесняются с внутреннего рынка РФ.

По-видимому, вопросы преодоления зависимости национальной экономики России от зарубежных поставок энергетического оборудования в таких стратегически важных отраслях промышленности, как судостроение и транспортное машиностроение, определяющих развитие водного и магистрального наземного транспорта будут сняты с повестки дня в самом ближайшем будущем.

Литература

1. Мельник Г.В. Вопросы экологии на конгрессе CIMAC-2007 (обзор докладов) // Двигателестроение. — 2007. — № 4. — С. 45–50.

2. Новиков Л.А. Современные и перспективные технологии для организации малотоксичной работы двигателей // Двигателестроение. — 2005. — № 4. — С. 8–15.

3. Итоги и решение всероссийской научно-технической конференции «Развитие двигателестроения в России» // Двигателестроение. — 2009. — № 2. — С. 3–7.

4. Официальная хроника. Заседание правительственной комиссии по транспорту и связи под председательством С.Б. Иванова // Транспорт и связь Российской федерации. — 2009. — № 5. — С. 16–20.

УДК 621.43.052

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПОДОГРЕВА НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА ДЛЯ ДВС ТИПА ЧН21/21

Н.И. Лудченко, О.Л. Мартемьянов, к.т.н., В.О. Сайданов, д.т.н., В.В. Божко, Л.А. Столярчук
Военный инженерно-технический институт
А.В. Разуваев, д.т.н.
Балаковский институт техники, технологии и управления

В статье приведен анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований по использованию внутренней утилизации теплоты ДВС за счет подогрева надувочного воздуха дизелей типа ЧН21/21 на режимах долевых нагрузок и холостого хода с целью повышения эксплуатационной топливной экономичности.

Для дизелей типа ЧН21/21 тепловозного и промышленного назначения в условиях эксплуатации доля режимов с малой нагрузкой достигает 60 %. Эти режимы наиболее неблагоприятны с точки зрения экономичности из-за чрезмерно большого расхода воздуха.

Проведенный анализ способов повышения эксплуатационной топливной экономичности дизелей в зоне низких нагрузок и холостого хода [1–3] показал, что подогрев наддувочного воздуха для дизелей, не оснащенных системой регулирования и поддержания оптимального соотношения воздух–топливо в пределах эксплуатационной характеристики, является эффективным средством снижения расхода топлива на этих режимах, в особенности при низких температурах наружного воздуха.

Для обоснования эффективности практического применения данного мероприятия на серийных ДВС типа ЧН21/21, предназначенных для энергоснабжения объектов различного назначения, выполнен комплекс теоретических и экспериментальных исследований.

Снижение расхода топлива достигается за счет ограничения чрезмерно большого расхода воздуха, улучшения процесса смесеобразования, повышения температурного уровня процесса сгорания и, в конечном счете, возрастания индикаторного КПД дизеля.

Для подогрева наддувочного воздуха возможно использовать теплоту, отводимую с отработавшими газами (осуществляя либо бесконтактный нагрев воздуха газами в кожухотрубном теплообменнике, либо прямой контактный нагрев, перепуском части отработавших газов на впуск дизеля), теплоту, отводимую в охлаждающую жидкость и масло.

На дизеле 6ЧН21/21 подогрев наддувочного воздуха на долевых режимах позволяет снизить расход топлива на холостом ходу на 6–12 %, а на малых нагрузках — на 2,5–7 % [2, 3]. В работе [2] показана принципиальная возможность автоматического регулирования температуры наддувочного воздуха либо за счет изменения температуры воды в дополнительном контуре, либо за счет электроуправления перепускным вентилем по сигналу датчика, связанного с контроллером машиниста, либо по сигналу датчика температуры наддувочного воздуха. Последняя система уже применяется на тепловозе 2ТЭ10Л.

Для тепловозного дизеля каждого типа и заданного режима работы существует определенное (оптимальное) значение температуры наддувочного воздуха, обеспечивающее наилучшие экономические и эксплуатационные показатели [5]. Так, повышение T_{int} от 263 до 303–313 позволяет на дизелях 3А-6Д49, 1А-5Д49 и 10Д 100 снизить часовой расход топлива на 9 %, а на дизелях 3Д-70 и 14Д 40 при T_{int} = 353 К получить снижение часового расхода на 4–6 %. Для дизеля 6ЧН31,8/33 на тепловозе ТЭМ2 было показано, что оптимальное значение T_{int} = 328 К (55 °С).

Впервые исследования по определению оптимальных температур наддувочного воздуха были выполнены в середине 1960-х годов на двигателях 6Ч12/14, 6Ч15/18 и 12ЧН18/20 на производственном объединении «Звезда». Важным результатом этих исследований стало определение влияния нестационарных условий на работу двигателя и заметное отличие экспериментальных характеристик от аналитических, причем эти отличия возросли симбатно с уровнем форсировки режима.

Для оценки возможности достижения оптимальной температуры наддувочного воздуха за компрессором за счет отбора части или всей теплоты от охлаждающей жидкости [2] был выполнен расчет для дизеля 6ЧН21/21 мощностью 882 кВт с использованием следующей зависимости:

$$\Delta t_в = t_{int} - t_d = \Delta t_k + Q_{air} / C_{p\ air}\ G_{air},$$

где t_{int} — температура наддувочного воздуха во всасывающем коллекторе; t_d — температура воздуха перед компрессором; Δt_k — величина подогрева воздуха в компрессоре; $C_{p\ air}$ — удельная теплоемкость воздуха; G_{air} — расход воздуха; $Q_{air} = k Q_в$ — доля теплоты системы охлаждения дизеля, переданная воздуху.

Данные расчета, сведенные в табл. 1, подтверждают возможность эффективной работы системы подогрева наддувочного воздуха в общей схеме утилизации теплоты дизеля.

Таблица 1

Оценка возможности подогрева наддувочного воздуха теплотой охлаждающей жидкости дизеля 6ЧН21/21

P_e, кВт	n, $с^{-1}$	Q, кДж/ч	G_{air}, кг/с	k, ед.	Q_{air}, кДж/с	$\Delta T_в$, °С
xx	10	64 107	0,17	1,0	64 107	103
				0,8	51 285	82
				0,6	38 464	62
75	10	225 656	0,22	0,6	135 391	168
				0,4	90 260	112
180	13,3	461 570	0,34	0,5	230 785	185
				0,3	138 471	111

Оценку влияния T_{int} на показатели дизеля рекомендуется делать только раздельным определением изменения индикаторных показателей и механических потерь в зависимости от p_0 и T_0. И хотя эти рекомендации были сделаны для дизелей без наддува, более поздние исследования других авторов доказали, что они распространяются и на дизели с любой системой наддува.

Вместе с тем попытки создания единого метода расчета коэффициентов приведения мощности и удельного расхода топлива для дизелей с различными системами наддува, предпринятые С.И. Похщиным и Д.А. Портновым, привели к выводу о том, что получить общую формулу приведения, справедливую для дизелей различных типов, невозможно, так как численные величины коэффициентов приведения изменяются в зависимости не только от типа двигателя, но и от режима его работы.

В связи с этим до сих пор считаются наиболее достоверными результаты экспериментальных исследований, тем более для случаев обеспечения работоспособности дизель-электрических установок, функционирующих в условиях внешних воздействий в качестве автономных источников систем энергоснабжения объектов специального назначения.

Таким образом, для количественной оценки эффективности системы подогрева воздуха целесообразно получение данных стендовых испытаний двигателей на различных нагрузочных режимах.

Принимая во внимание важность этого вопроса, на кафедре ДЭУ ВИТУ и лаборатории ОАО «Волжский завод им. Маминых» были проведены исследования по разработке наиболее рациональной системы подогрева наддувочного воздуха для дизелей семейства ЧН21/21. Принципиальная схема экспериментальной установки приведена на рис. 1.

Экспериментальные исследования были выполнены для высокофорсированного дизеля 6ЧН21/21 (мощностью 882 кВт) с подогревом наддувочного воздуха на режимах малых нагрузок и холостого хода

Разрабатываемая система подогрева наддувочного воздуха должна была удовлетворять следующим основным требованиям: быть достаточно простой и компактной, обладать малой тепловой инерционностью (с учетом частой смены нагрузочных режимов по реальной тепловозной и нагрузочной характеристикам), а также быть надежной и удобной в обслуживании.

Экспериментальные исследования проводились в три этапа. На первом этапе были определены базовые параметры дизеля 6ЧН21/21 (213 Д) на режимах нагрузочной и тепловозной характеристик со штатной системой охлаждения наддувочного воздуха. На втором этапе те же характеристики были получены при отключенном охладителе наддувочного воздуха (циркуляция охлаждающей жидкости контура охлаждения наддувочного воздуха отключена). Мощность дизеля при этом увеличивалась постепенно до значения, при котором температура отработавших газов перед турбиной достигла своей максимально допустимой величины. Температура охлаждаю-

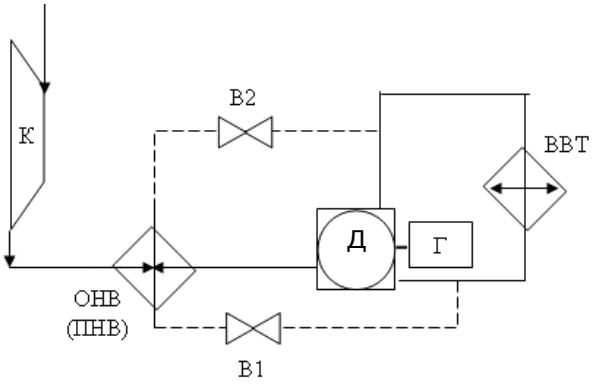


Рис. 1. Принципиальная схема включения охладителя наддувочного воздуха в контур системы охлаждения двигателя:
Д — дизель; ВВТ — водоводяной теплообменник; В — вентиль; К — компрессор; ОНВ (ПНВ) — охладитель наддувочного воздуха (подогреватель наддувочного воздуха)

щей жидкости поддерживалась постоянной на уровне 353, а масла в пределах 343–358 К.

Нагрузочные характеристики удельного эффективного расхода топлива, построенные по результатам этого эксперимента, пересекаются. Точка их пересечения позволяет определить нагрузку, до которой целесообразно подогревать наддувочный воздух для снижения расхода топлива. На всех остальных более высоких нагрузках наддувочный воздух следует охлаждать. Как следует из графиков (рис. 2), предельные значения мощности, при которых целесообразно подогревать воздух для дизеля 6ЧН21/21, работающего по нагрузочной и тепловозной характеристикам, составят соответственно величины 150 и 250 кВт.

Для каждого значения мощности, включая их предельные значения, экспериментально определяется оптимальная (по экономичности) температура наддувочного воздуха.

С этой целью устанавливается определенный режим работы дизеля с поддержанием температуры жидкости в первом контуре на уровне 353, а масла 343–358 К. При этом вентиль В1 закрыт, а В2 (см. рис. 1) открыт. Выполняется измерение расхода топлива при температуре, равной температуре неохлажденного воздуха после компрессора. Далее с помощью вентиля В1 изменяется расход воды в контуре охлаждения дизеля через подогреватель (охладитель выступает в его качестве) наддувочного воздуха.

На третьем этапе охладитель наддувочного воздуха включается в «горячий» контур системы охлаждения дизеля (см. рис. 1) Диапазон мощностей от холостого хода до ранее определенной предельной величины P_e разбивается на несколько участков.

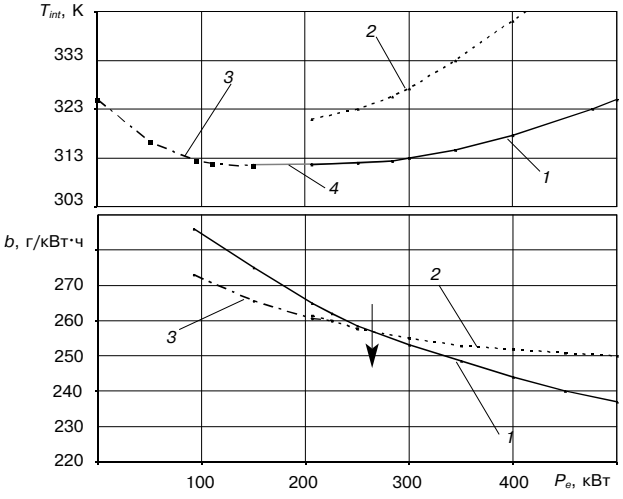


Рис. 2. Изменение удельного расхода топлива в зависимости от мощности при различных температурах наддувочного воздуха (режимы тепловозной характеристики): *1* — с охладителем наддувочного воздуха; *2* — с отключенным охладителем наддувочного воздуха; *3* — с подогревом наддувочного воздуха; *4* — рекомендуемая температура

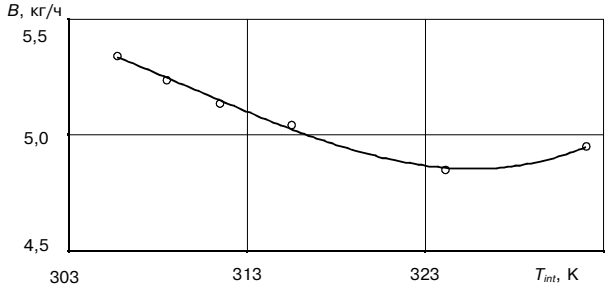


Рис. 3. Изменение часового расхода топлива в зависимости от температуры воздуха во всасывающем коллекторе

Измерение расхода топлива дизелем проводится после каждого повышения температуры наддувочного воздуха на 5–8 градусов до значения, при котором расход топлива будет минимальным. Изменение часового расхода топлива в зависимости от температуры воздуха во всасывающем коллекторе на холостом ходу и минимальной частоте вращения коленчатого вала представлено на рис. 3.

Так, оптимальная температура воздуха во всасывающем коллекторе на холостом ходу составляет 325–327 К, при этом часовой расход топлива имеет минимальное значение, равное 4,8 кг/ч.

Анализ результатов экспериментальных исследований показывает, что для получения экономии топлива при работе дизеля на режимах тепловозной характеристики от холостого хода до мощности 250 кВт подогрев воздуха должен производиться таким образом, чтобы его температура изменялась от 325 до 309 К. При мощности дизеля более 250 кВт охладитель наддувочного воздуха должен выполнять свое штатное назначение.

При работе дизеля по нагрузочной характеристике минимальные значения расходов топлива обеспечиваются при работе системы охлаждения наддувочного воздуха в двух режимах. Первый режим для зоны нагрузок в интервале от 44 до 150 кВт обеспечивает минимальные значения расхода топлива за счет поддержания температуры воздуха во всасывающем коллекторе 321–322 К. Эта температура обеспечивается путем подогрева воздуха в охладителе наддувочного воздуха водой контура охлаждения дизеля. Второй режим для зоны нагрузок от 150 кВт и выше обеспечивается охлаждением наддувочного воздуха, при этом охладитель работает в штатном режиме.

Таким образом, в результате выполненного исследования для дизеля 6ЧН21/21 мощностью 882 кВт были установлены предельные значения мощности, ниже которых целесообразно осуществлять подогрев наддувочного воздуха с целью снижения расхода топлива. Эти значения составляют при работе по нагрузочной характеристике — 150 кВт, по тепловозной характеристике — 250 кВт.

Установлено также, что поддержание оптимальных температур воздуха во всасывающем коллекторе позволяет снизить расход топлива на минимальной мощности нагрузочной характеристики до 13 %, а на холостом ходу по тепловозной характеристике более 8 %.

При этом положительное влияние подогрева воздуха во всасывающем коллекторе дизеля при его работе на холостом ходу и малых нагрузках более значительно проявляется при работе по нагрузочной характеристике.

Литература

1. *Слотин Е.И.* Подогрев надувочного воздуха турбопоршневого двигателя при низких температурах // НИИинформтяжмаш. — М., 1976. — Вып. 4–78–14. — С. 13–15.

2. *Разуваев В.И., Ким Ф.Г., Пожидаев В.М., Кудрявцев В.А.* Повышение экономичности дизелей 6ЧН21/21 на частичных нагрузках в условиях пониженных температур окружающего воздуха // НИИинформтяжмаш. — М., 1973. — Вып. 4–73–16. — С. 14–17.

3. *Гаврилов В.А., Смирнов В.В.* К вопросу о влиянии повышения температуры наддувочного воздуха на экономичность 2-тактного двигателя типа 40Д при его работе на режиме х/хода и малых нагрузках // Труды ЛКИ. — 1978. — Вып. 121.

4. Электростанция дизельная ЭД 520Т-Т400-2РНУ1 (ДЭ80): Технические условия ТУ 311690-007-00210944-2001. — Балаково. — 2001. — 72 с.

5. *Егоров А.Г., Маслов Г.И., Нестеров Э.М., Никольский Н.К.* Совершенствование конструкции и повышение экономичности тепловозных дизелей // ЦНИИТЭИтяжмаш. — 1983. — Вып. 31.

ЮБИЛЕЙ!

Николаю Антоновичу Иващенко 70 лет!



16 ноября 2010 г. исполняется 70 лет Николаю Антоновичу Иващенко, доктору технических наук, профессору, заслуженному деятелю науки Российской Федерации, заведующему кафедрой «Поршневых двигателей внутреннего сгорания» Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана.

Выпускник МВТУ им. Н.Э. Баумана Николай Антонович Иващенко широко известен в Российской Федерации и за ее пределами как крупный ученый в области двигателестроения. Круг научных проблем двигателестроения, которыми на протяжении многих лет плодотворно занимается Николай Антонович, чрезвычайно широк и включает рабочие процессы форсированных дизелей, тепловую напряженность их узлов и деталей, применение альтернативных топлив и др. С именем Н.А. Иващенко связана компьютеризация научных исследований и учебного процесса на кафедрах двигателей внутреннего сгорания и НИИ.

Н.А. Иващенко является председателем диссертационного совета, членом редакционных коллегий журналов и сборников, председателем УМК по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» УМО по образованию в области энергетики и электротехники, членом экспертного Совета ВАК России, действительным членом Академии проблем качества Российской Федерации, членом Национального комитета Международного общества производителей и пользователей двигателей внутреннего сгорания (СИМАК). Награжден медалью «В память 850-летия Москвы».

Н.А. Иващенко подготовил более 16 кандидатов технических наук. Результаты его научной и учебно-методической деятельности нашли отражение более чем в 240 научных публикациях, в том числе многочисленных монографиях и ряде учебников и учебных пособий.

Научная и педагогическая деятельность Н.А. Иващенко получила всеобщее признание. Указом Президента РФ ему присвоено почетное звание «Заслуженный деятель науки РФ».

Редакция журнала «Двигателестроение» и коллектив кафедры «Поршневых двигателей» МГТУ им. Н.Э.Баумана поздравляют Николая Антоновича с юбилеем и желают ему здоровья, благополучия и новых творческих успехов в научной и педагогической деятельности.

УДК 621.436.001

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ МОДЕРНИЗАЦИИ ДИЗЕЛЬНОЙ КОРАБЕЛЬНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ С СИСТЕМОЙ НАДДУВА «ГИПЕРБАР»

Н.Н. Патрахальцев, д.т.н., проф.; Российский университет дружбы народов
Луис Ластра Эспиноса, к.т.н., проф.; Национальный инженерный университет Перу
Хосе Гонсалес Хихан, м.с.; Техническое управление ВМФ Перу

Рассмотрены варианты модернизации корабельной силовой установки с высокофорсированными дизелями, оснащенными системой наддува «Гипербар». На основании анализа винтовых и универсальных характеристик совместной работы дизелей и движителей при реализации режимов пуска, малых частот вращения на установившихся и неустановившихся режимах показаны неоптимальные условия для работы системы «Гипербар». Приведены варианты технических решений, способных заменить систему «Гипербар» частично или полностью.

Анализ вариантов модернизации силовой судовой установки с системой наддува «Гипербар» выполнялся по заказу военно-морского флота Перу Национальным инженерным университетом Перу (г. Лима) при участии Российского университета дружбы народов, который имел с университетами Перу соответствующий договор о научно-техническом сотрудничестве. Возможность выполнения такой работы появилась благодаря указу тогдашнего президента Перу А. Фухимори, который, используя опыт СССР, обязал все проекты, выполняемые на бюджетные средства, реализовывать с участием одного из университетов страны. Цель указа — повышение научного уровня университетов, стимулирование развития науки в них и повышение качества образовательного процесса.

Анализ проведен с использованием результатов экспериментальных исследований фирм — строителей корабля и дизеля, результатов моделирования фирмой-проектировщиком корабля совместных режимов работы дизелей–движителей–корпуса корабля, а также собственных расчетных исследований исполнителей заказа.

Объектом анализа является силовая установка корабля класса корвет водоизмещением около 600 т французского производства. Схема силовой установки показана на рис. 1.

Силовая установка состоит из четырех V-образных 16-цилиндровых дизелей с $D/S = 240/220$ SACM 240V16EDS с двухступенчатым газотурбинным наддувом постоянного давления, с промежуточным охлаждением воздуха после каждой ступени: суммарная степень повышения давления $\pi_к = 4{,}8$, а по ступеням турбокомпрессоров (ТК) $\pi_{к\,1}$, $\pi_{к\,2} = 2{,}0–2{,}5$. Длительная мощность $N_{e\ ном} = 4154$ кВт при $n = 1350$ об/мин, кратковременная $N_e = 4570$ кВт при $n = 1395$ об/мин, максимально допустимая $N_{e\ max} = 4985$ кВт при $n = 1440$ об/мин (при температуре морской воды до +30 °С и температуре воздуха до +35 °С). Для уменьшения максимальных давлений и температур в цилиндрах при работе на полных нагрузках степень сжатия (ε) дизеля снижена до 10.

Каждый дизель связан с гребным валом и винтом фиксированного шага (ВФШ) через понижающий ($i = 2{,}25$) реверс-редуктор и электромагнитную разобщительную муфту. Гребные валы снабжены тормозными устройствами (для сокращения времени выбега корабля). Винтовые характеристики дизеля приведены на рис. 2.

В первоначальном проекте силовой установки корвета система «Гипербар» не предусматривалась. (Принципы устройства и работы системы наддува «Гипербар» изложены, например, в работе [1].)

Основное требование к кораблю заключалось в обеспечении высокой полной скорости $V_к = 38$ узлов. В связи высокой форсировкой по p_e предполагались проблемы с обеспечением надежной работы на минимальных скоростных режи-

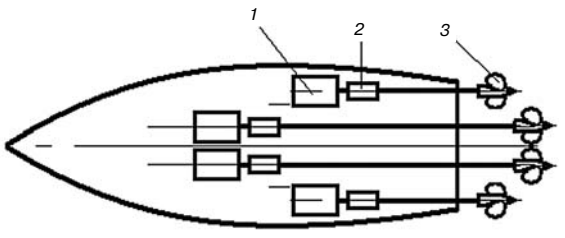


Рис. 1. Схема силовой установки корабля класса корвет с четырьмя дизелями типа SACM 240 V16 EDS (Франция): *1* — дизель; *2* — реверс-редуктор с электромагнитной разобщительной муфтой; *3* — винт фиксированного шага (ВФШ)

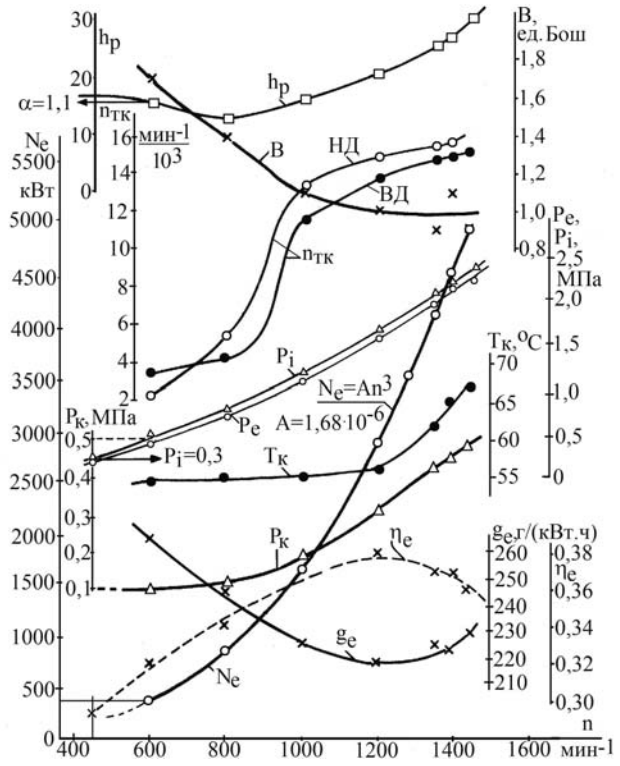


Рис. 2. Винтовые характеристики дизеля SACM 240V16EDS (результаты испытаний на стенде):
N_e, n — эффективная мощность и частота вращения вала дизеля; g_e, η_e — удельный эффективный расход топлива и эффективный КПД; $p_к$, $T_к$ — давление и температура наддувочного воздуха; p_i, p_e — средние индикаторное и эффективное давления; $n_{тк}$ — частота вращения вала турбокомпрессора низкого давлении (НД) и высокого давления (ВД); B — дымность отработавших газов; $h_р$ — положение рейки ТНВД; α — коэффициент избытка воздуха

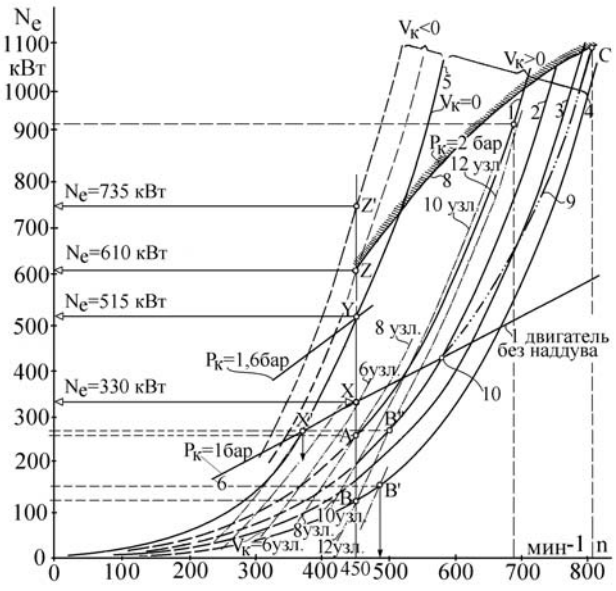


Рис. 3. Винтовые и универсальные характеристики работы пропульсивного комплекса дизели–винты–корпус корабля в области низких частот вращения:
1–4 — винтовые характеристики при движении корабля с одним, двумя, тремя или четырьмя работающими винтами; *5* — винтовая швартовная характеристика; *6* — характеристика предельной мощности дизеля при работе без наддува; *7* — мощность дизеля, необходимая для работы по швартовной характеристике, для обеспечения которой необходим наддув до $p_к$ = 1,6 бар; *8* — достижимая мощность дизеля при $p_к$ = = 2,0 бар при работе системы «Гипербар»; *9* — мощность дизеля, достижимая при газотурбинном наддуве; *10* — режим, при котором начинается работа турбокомпрессоров; *11* — винтовые характеристики, получаемые при реверсе винтов, когда корабль продолжает двигаться вперед, а винты вращаются назад и наоборот; $V_к$ = 6 узл., $V_к$ = 8 узл. ... $V_к$ = 12 узл. — характеристики постоянных скоростей (в узлах) движения корабля

мах, режимах маневрирования при низких частотах вращения.

По результатам математического моделирования в процессе проектирования было показано, что силовая установка корабля с трудом обеспечивает установившиеся режимы работы (УР) при низкой частоте вращения вала дизеля и практически не обеспечивает режимы начала работы по швартовной характеристике, а тем более — по винтовым характеристикам на режимах реверсирования, т. е. на неустановившихся режимах работы (НУР). Существо этой проблемы разъясняется на рис. 3.

При пуске дизеля разобщительная муфта выключена, дизель пускается и разгоняется до устойчивой частоты вращения холостого хода n = = 450 об/мин. Вблизи этой частоты возможно подключение редуктора электромагнитной разобщительной муфтой к валу дизеля.

Точкой *A* обозначен установившийся режим (УР) работы одного дизеля, с одним работающим винтом, обеспечивающий постоянную скорость корабля $V_к$ = 8 узлов. При подключении редуктора корабль находится в неподвижном состоянии, его скорость $V_к$ = 0, а следовательно, мощность, потребная для проворачивания винта, составляет N_e = 515 кВт, точка *Y*. Однако располагаемая мощность дизеля на этом скоростном установившемся режиме не превышает 330 кВт (точка *X*), так как в области низких частот вращения дизеля турбокомпрессоры еще не работают. Дизель без наддува при такой частоте вращения может обеспечить скорость корабля $V_к$ = 8 узлов установившегося движения. А вот работа дизеля с нагрузкой 515 кВт не возможна. Поэтому при включении муфты дизель реализует неустановившийся режим (НУР) наброса нагрузки, соответствующей точке *Y*. Ввиду высокого сопротивления вращению винта частота вала дизеля начинает снижаться. При этом система регулирования дизеля допускает установку рейки ТНВД в положение, превышающее номинальную цикловую подачу дизеля без наддува. Происходит переобогащение горючей смеси (α снижается до 1,1), дизель интенсивно дымит, но его мощность

недостаточна для разгона. Частота вращения продолжает снижаться по характеристике *Y–X''* до 350 об/мин (точка *X'*); мощность, потребная для вращения винта, снижается. Начиная от момента страгивания винта скорость корабля растет, характеристика сопротивления винта смещается от характеристики *5* к характеристике *1*, режим работы дизеля изменяется по характеристике *X'–X–A*. Дизель выходит на УР работы в точке *A* при постоянной скорости корабля, равной 8 узлов

Очевидно, что чем короче будет переходный процесс разгона корабля от $V_к = 0$ до $V_к = 8$ узлов, тем меньше будет «провал» частоты вращения вала дизеля, меньше вероятность остановки дизеля из-за чрезмерного снижения n, а также короче период времени работы с интенсивным дымлением. Длительность переходного процесса (*Y–X'–X)* может быть сокращена, если при работе на холостом ходу всех четырех дизелей выполнить дополнительно включение одного, двух или трех редукторов.

Точка *B* соответствует установившемуся режиму работы всех четырех дизелей и винтов при скорости корабля $V_к = 10–12$ узлов. Дальнейшее повышение скорости корабля осуществляется по винтовой характеристике (точка *B'* и далее). Поддержание скорости 12 узлов возможно, например, отключением двух винтов из четырех при одновременном повышении частоты вращения валов работающих дизелей (точка *B''*). И так далее.

При достижении частоты вращения 600 об/мин по внешней скоростной характеристике (ВСХ) начинается работа турбокомпрессоров, а при $n = 800–1000$ об/мин давление наддува достигает $p_к = 2{,}0$ бар.

Итак, проведенный анализ показал принципиальную возможность работы силовой установки в области пониженных частот вращения на УР и одновременно выявил проблемы реализации неустановившихся режимов работы при включении редукторов.

Проблемы с реализацией режимов набросов нагрузки возникают также при реверсировании винтов в условиях продолжающегося выбега корабля с положительной скоростью, когда мощность, необходимая для проворачивания винта, может достигать значений, соответствующих режимным точкам *Z* и даже *Z'*. Попытки реализовать такие режимы часто заканчиваются остановкой дизеля. Поэтому такие режимы нельзя допускать, т. е. реверсировать винты следует лишь при $V_к = 0$, либо необходимо форсировать дизель по мощности в области низких частот вращения, причем предпочтительно без превышения характеристики, соответствующей порогу интенсивного дымления.

Ходовые испытания корабля выявили еще ряд проблем. Например, проблема надежного пуска при низкой степени сжатия.

Другие проблемы возникают из-за конструктивных особенностей гребных винтов, которые были созданы для обеспечения скорости корабля, равной 38 узлов при полной мощности дизелей. Для работы этих винтов требуется на минимальной частоте вращения значительная мощность (около 600 кВт). Проблема, таким образом, состояла в том, что дизель не развивал достаточную мощность для проворачивания винта на минимальных частотах вращения по швартовной характеристике, а тем более при реверсе.

Решение этой проблемы достигается либо заменой винтов, либо модернизацией дизелей с целью повышения их мощности (крутящих моментов) при минимальной частоте вращения.

В то время замена винтов считалась неприемлемой, так как корабль терял скорость полного хода, поэтому было принято решение о модернизации дизеля. Из множества возможных вариантов предпочтение было отдано применению системы «Гипербар». В этом случае не происходило потери максимальной скорости, не требовались изменения размерений корабля. Затраты несла фирма-исполнитель проекта, в обязанности которой входили исправления ошибок проекта.

Включение системы «Гипербар» происходит перед пуском дизеля для повышения надежности запуска. Диапазон повышения давления наддува показан на рис. 3 и достигает $p_к = 2$ бар вплоть до режима $n = 800$ об/мин, когда «Гипербар» отключается и дизель работает только с собственной системой наддува, благодаря которой обеспечивается дальнейший разгон корабля с выходом на режимы максимальной скорости. Связь скоростей движения корабля ($V_к$), частот вращения валов дизеля (n) и винтов ($n_в$), а также соответствующих показателей по мощности, давлениям наддува и т. д. показаны на рис. 4.

Ось ординат на рис. 4 представляет собой по существу швартовную характеристику ($V_к = 0$), работа по которой дизеля без наддува возможна, если дизель будет развивать мощность $N_e =$ $= 260$ кВт при $n = 350$ об/мин. По мере увеличения $V_к$, т. е. разгона от точки *A* вблизи ВСХ *6*, происходит смещение винтовых характеристик от швартовной к характеристике *1* и т. д. В точке *C* дизель устойчиво работает при $n = 515$ об/мин, а корабль имеет постоянную скорость УР^5 (т. е. 8,5 узла). Минимально возможную скорость УР^1 = 7,5 узла корабль развивает в точке *D* при $n_{min} = 450$ об/мин и при уменьшенных, по сравнению с ВСХ, подачах топлива. Дальнейший разгон до $V_к = 12{,}8$ узла на одном винте (примерно по участку *C–C'* характеристики *1*) происходит

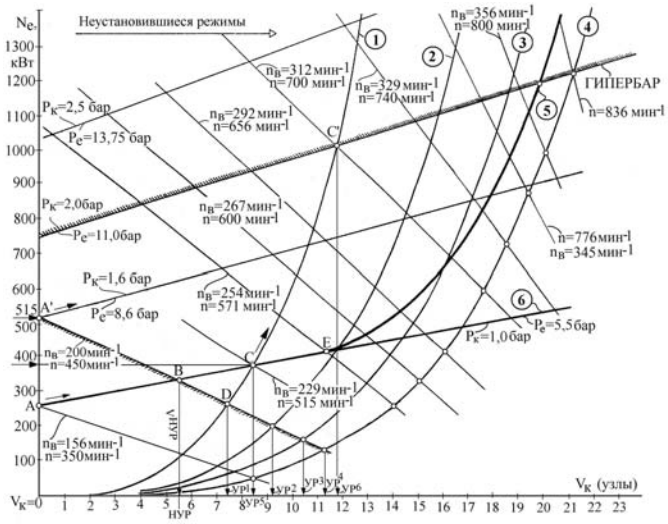


Рис. 4. Винтовые и универсальные характеристики работы силовой установки корвета в области низких частот вращения:

$V_к$ — скорость установившегося движения корабля; *1–4* — винтовые характеристики при работе соответственно с одним, двумя, тремя и четырьмя работающими винтами; *5* — характеристика развиваемой дизелем мощности при работе с газотурбинным наддувом; *6* — характеристика дизеля без наддува; ГИПЕРБАР — характеристика давления наддува, форсировки дизеля благодаря работе системы «Гипербар»

с возрастанием давления наддува до $p_к$ = 2,0 бар, ростом частоты вращения вала дизеля до n = = 700 об/мин, а также ростом p_e до 11,0 бар.

Применение системы «Гипербар» привело к возникновению ряда проблем с самого начала. Прежние проблемы решались производителем дизелей в рамках гарантийного обслуживания. Был выполнен ряд улучшений. После установки системы «Гипербар» проблемы возросли, а затраты на их решение легли на перуанский ВМФ. Основные проблемы, связанные с установкой системы «Гипербар», состоят в следующем.

➢ Ненадежность пуска, связанная с нестабильностью самовоспламенения (ε = 10), закоксовывание распылителей форсунок, неполадки в системе управления, зависания клапанов воздушного пуска, запаздывания срабатывания регулятора (в результате утечек масла в серводвигателе).

➢ Возникновение пожаров в выпускной системе в результате проявления проблем пуска.

➢ Выход из строя секций выпускных коллекторов и связывающих их соединений и защиты.

➢ Эрозия сопловых аппаратов турбин частицами разрушающихся коллекторов.

➢ Повышение расхода пускового воздуха как через камеру сгорания, так и от приводимого при пуске электродвигателем турбокомпрессора, по сравнению с базовой конструкцией.

➢ Термические разрушения турбокомпрессоров.

После десяти лет эксплуатации Перуанским ВМФ была накоплена представительная статистика о реальных режимах работы силовых установок, достаточная для выбора рациональных условий использования корабля, а также выявлены проблемы длительного использования системы «Гипербар».

Рассматриваемый корвет является ракетным быстроходным кораблем. В начальный период эксплуатации преимущественным было требование высокой быстроходности. Требования к режимам малых скоростей хода практически отсутствовали. Опыт эксплуатации показал, что благодаря дальности действия вооружения необходимость в быстроходности возникает редко. Базовые требования к скоростным режимам определяются необходимостью длительного патрулирования в прибрежных водах и переходах в зону патрулирования на средних скоростях. Новые требования Перуанского ВМФ к режимам работы корабля заключаются в следующем: 30 % времени эксплуатации занимает патрулирование со скоростями порядка 6–8 узлов, 60 % времени — режимы перехода из базы и обратно со скоростями порядка 12–16 узлов и мене 10 % времени корабль использует высокие скорости, но, как правило, не выше 28–30 узлов.

Прибрежное патрулирование с малыми скоростями приводит к необходимости работы системы «Гипербар» непрерывно в течение нескольких часов, в то время как ранее предполагалась лишь кратковременная работа системы для ускорений при выходе на высокие скорости. Новая концепция рациональных режимов работы корабля внесла существенные изменения в режимы работы системы «Гипербар», которые стали более тяжелыми. Поскольку требования к необходимым режимам работы корабля существенно изменились, была поставлена задача изучить возможность удаления системы «Гипербар». Перуанский ВМФ также предполагает, что модернизация дизелей заменой «Гипербара» приведет к снижению стоимости эксплуатации и технического обслуживания, поскольку не потребуется расходовать топливо на камеру сгорания «Гипербара» на низких скоростях. Проектный расход топлива составлял 160 кг/ч на одну камеру сгорания, т. е. 640 кг/ч на корабль). Стоимость модернизации также важна, так как она осуществляется из бюджета ВМФ.

(Примечание. Известно, что фирма SACM продолжила разработку системы «Гипербар» на дизеле типа 240. Успешные испытания были проведены Французским ВМФ. Положительные результаты, полученные с дизелем 240V16EDS, были применены на дизеле UD45V16M9, который развил мощность 5145 кВт при 1350 об/мин плюс 10 % перегрузки).

Первоначально предполагалось усовершенствование дизеля 240 с системой «Гипербар». Было

предложено применение дополнительной ступени турбонаддува для повышения расхода воздуха при низкой частоте вращения; применение улучшенной электронной системы регулирования в области низких частот вращения. Этот вариант модернизации предполагал достижение следующих преимуществ:

➢ вспомогательный турбокомпрессор снижает продолжительность применения системы «Гипербар» и повышает надежность ее работы;

➢ применение новой системы управления снизит проблемы управления установкой, будет достигнуто дальнейшее повышение ее надежности.

Установка дополнительного турбокомпрессора, предназначенного для режимов малых частот вращения, оказалась проблематичной из-за условий ограниченности объема машинного отделения. Длительное использование автономного электропривода ТК также проблематично из-за ограниченности источников электропитания. Другие варианты решения поставленной задачи изображены на рис. 5.

Как было показано ранее (см. рис. 3), проворачивание винта во время стоянки корабля, т. е. включение муфты при n = 450 об/мин, дизелем без наддува невозможно или затруднено, так как его мощность не превышает 330 кВт, в то время как потребная мощность составляет 515 кВт.

Для развития необходимой мощности требуется наддув порядка 1,6 бар, что может быть обеспечено либо системой «Гипербар», либо дополнительным компрессором с приводом от постороннего источника энергии ($N_{e\,к}$) (см. рис. 5), либо дополнительным компрессором с приводом от вала дизеля ($N_{e\,к}-N_к$), но с давлением наддува, равным уже 2,2–2,3 бар. При реверсировании дизеля во время движения корабля потребная мощность может составить 610–735 кВт, что может быть обеспечено либо системой «Гипербар», либо от постороннего источника (при $p_к$ = = 2,1–2,35). Использование привода компрессора от вала дизеля в данном случае нецелесообразно ($p_к$ должно быть 4,1 бар) или невозможно ($p_к$ должно превышать 4,5 бар).

По условиям ограниченности размеров машинного отделения можно было бы предложить систему, например, с гидроприводом компрессора. Однако из-за повышенных потерь в приводе такая система может быть применена только для облегчения работы системы «Гипербар», снижения напряженности ее работы, т. е. все же при совместной работе. Применение электропривода дополнительного компрессора ограничено располагаемой мощностью корабельной электростанции.

В качестве вариантов модернизации пропульсивного комплекса предлагалось также заменить винты фиксированного шага винтами с регулируемым шаговым отношением (ВРШ), сохранив существующие дизели, но удалив систему «Гипербар». В данной статье достоинства и недостатки такого предложения не рассматриваются.

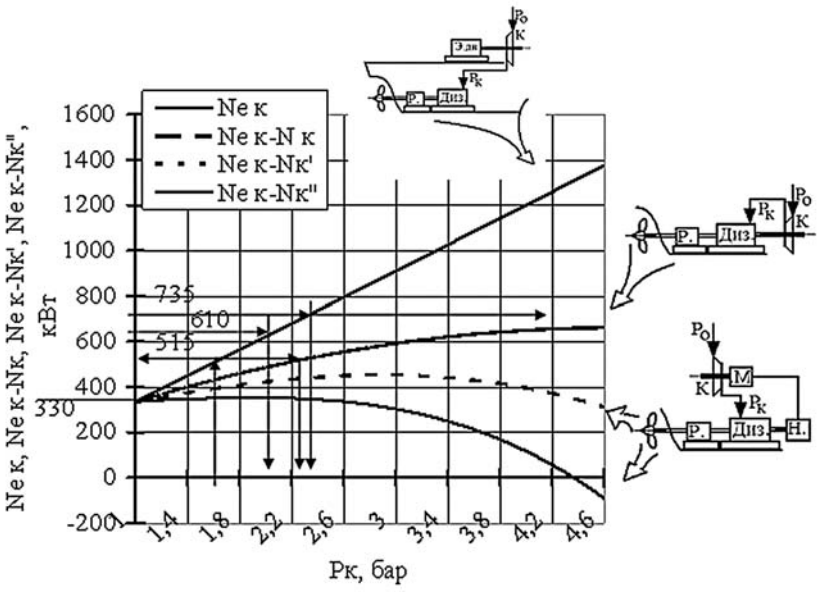


Рис. 5. Изменение мощности дизеля в зависимости от давления наддува при n = 450 об/мин при разных системах организации наддува:
Диз. — дизель; Р. — редуктор; Э.дв. — электродвигатель; К. —компрессор; Н.— гидронасос; М. — гидромотор, $N_{e\,к}$ —мощность дизеля с разной степенью наддува, $N_к$, $N_к'$, $N_к''$ — затраты мощности дизеля на привод системы наддува при КПД передачи на компрессор 100%, 75% и 50% соответственно

Рассматривались предложения по повышению эффективности пусков применением легко воспламеняющихся жидкостей, впрыскиваемых непосредственно в цилиндры по принципу внутреннего смесеобразования [2]. Анализировались предложения по форсированию дизеля по составу горючей смеси в области низких частот вращения без превышения допустимого предела дымления [3, 4]. На режимах пусков и приемов нагрузки предлагалось использование дополнительного воздуха от баллонов пускового воздуха [5, 6]. Также было проанализировано предложение о повышении водоизмещения при уменьшении осадки (т. е. использование дополнительного легкого корпуса).

В конечном итоге проблема отказа от системы «Гипербар» была решена заменой существующих дизелей, у которых были повышены степени сжатия, заменены поршни и крыш-

ки цилиндров на более термостойкие, снижена степень наддува на номинальном режиме работы. Это решение незначительно снизило максимальную скорость корабля, но было обеспечено решение проблемы работы на УР и НУР в области низких частот вращения, устранена проблема надежности пуска, снизились трудоемкость и стоимость технического обслуживания и т. д.

Таким образом, выполненный анализ возможных направлений модернизации судовых дизелей и реализация окончательно выбранного варианта характеризуется следующими результатами.

➢ Обеспечение высокой скорости полного хода корабля требует форсирования дизелей двухступенчатым наддувом ($\pi_к$=4,8) с промежуточным охлаждением воздуха. При этом частота вращения начала работы турбокомпрессоров составляет около 0,5 $n_{ном}$.

➢ Высокая форсировка по p_e потребовала снижения термических и механических нагрузок цилиндропоршневой группы дизеля путем снижения степени сжатия в дизеле до 10.

➢ При проектной степени форсировки по p_e работа на малых частотах вращения сопровождается недопустимым снижением цикловой подачи топлива, что приводит к нестабильности и неустойчивости работы дизеля на этих режимах. В результате возникает необходимость повышения минимально устойчивой частоты вращения до значения 0,33$n_{ном}$.

➢ Недостаточный запас крутящего момента на низких частотах вращения ограничивает возможности реализации неустановившихся режимов наброса нагрузок на дизели при включении винтов фиксированного шага (по швартовной характеристике), а также режимов реверсирования.

➢ Низкая степень сжатия снижает надежность пусковых режимов.

➢ Применение системы «Гипербар» решает все перечисленные проблемы. Однако фактическое распределение эксплуатационных режимов приводит к чрезмерной длительности работы системы «Гипербар», снижает надежность и долговечность силовой установки, требует дополнительных трудоемких операций по техническому обслуживанию и ремонту.

➢ Исключение из пропульсивного комплекса системы «Гипербар» предлагалось за счет применения дополнительного компрессора с автономным приводом, однако это решение не заменяет «Гипербар», а лишь снижает нагрузки на него. Дополнительный турбокомпрессор для режимов низких частот вращения не улучшает ситуацию с неустановившимися режимами набросов нагрузки и не вписывается в габариты машинного отделения.

➢ Окончательно принятым решением является замена дизелей на менее форсированные по наддуву, но с достаточно высокой степенью сжатия (что также связано с потерей максимальной скорости корабля, но решает проблемы пусков, малых скоростей движения, маневрирований на малых скоростях, приемов нагрузки, реверсов).

Литература

1. *Патрахальцев Н.Н.* Наддув двигателей внутреннего сгорания. — М. : Изд. РУДН, 2003. — 319 с.

2. *Патрахальцев Н.Н., Соболев И.А., Казаков С.А.* Совершенствование пусковых и динамических характеристик дизеля в условиях низких температур окружающего воздуха // Двигателестроение. — 2009. — № 3. — С. 32–37.

3. *Патрахальцев Н.Н., Бадеев А.А., Русинов А.Р.* Возможности форсажа дизеля при ограничении дымности выбросов // Строительные и дорожные машины. — 2006. — № 3. — С. 40–42.

4. *Патрахальцев Н.Н., Гильермо Лира Качо, Соболев И.А.* Использование СУГ для форсирования мощности дизеля // Автогазозаправочный комплекс и альтернативное топливо. — 2007. — № 3. — С. 28–29.

5. *Цыркин М.И., Худин В.П.* Особенности работы дизелей с высоким наддувом на переменных режимах. // Двигателестроение. — 1998. — № 1. — С. 20–22.

6. *Патрахальцев Н. Н.* Неустановившиеся режимы работы ДВС. — М. : РУДН. — 2009. — 330 с.

ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ
Ориентировочные тарифы на 2 полугодие 2010 г.

Первая страница обложки	Полноцветная	36 000 руб.
Вторая и третья страницы обложки	Полноцветная	32 000 руб.
Четвертая страница обложки	Полноцветная	34 000 руб.
Внутри журнала из расчета одна страница формата А4	Полноцветная	32 000 руб.
	Черно-белая	28 000 руб.

УДК 629.124

АНАЛИЗ ПРИЧИН ОТКАЗОВ НАСОСОВ СИСТЕМ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ И ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ИХ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ НАДЕЖНОСТИ

Б.П. Башуров, д.т.н., проф., Д.С. Тормашев, асп.
Морская государственная академия имени адмирала Ф.Ф. Ушакова

Приведены результаты статистических исследований функциональной надежности насосов, работающих в составе систем судовых дизелей. Дан анализ причин их отказов. Рассмотрены основные направления повышения функциональной надежности при эксплуатации.

В настоящее время в судовой практике преимущественно используются дизельные энергетические установки (ДЭУ), в которых в качестве главного двигателя применяются дизели различных конструктивных типов и модификаций. Технико-экономические и эксплуатационные качества судовых дизелей (СД) в значительной степени зависят от надежности работы обслуживающих систем и функциональной надежности (ФН) входящего в их состав оборудования, а в условиях роста антропогенных и техногенных отрицательных воздействий на окружающую среду они во многом определяют и экологическую безопасность [1].

Одним из наиболее важных механизмов систем судовых дизелей (ССД) являются насосы. Исходя из этого, в настоящей статье приводятся результаты статистических исследований причин их отказов. В качестве объектов рассмотрены насосы, эксплуатируемые в составе систем, обслуживающих СД (охлаждения, топливная, масляная, утилизации высокопотенциального тепла) — это насосы динамического и объемного принципа действия. Ниже представлены результаты выполненных исследований. На рис. 1 показана диаграмма рангов коэффициентов относительной безотказности основных типов центробежных насосов (ЦН) различных типов.

Видно, что наибольшее количество отказов приходится на ЦН типов ЭЦН и ЭКН — ~63 %, второе место по значимости занимают ЦН типа НЦВ — ~ 23 %, а наименьшее количество отказов приходится на насосы типа ВЦН — ~ 14 %.

В табл. 1 приведены значения коэффициента отказов основных узлов ЦН зарубежных фирм.

Анализ полученных результатов показывает, что наиболее уязвимым элементом у циркуляционных ЦН (Польша) является рабочее колесо (РК). Основная причина отказов — кавитационные разрушения. Очевидно, это связано с низким качеством металла (бронза) и с неправильным выбором ЦН в части условий работы на всасывании. По причине износа отказы составляют 23 %, отказы элементов вследствие поломок — 16 % и из-за коррозии — 6 %.

Для циркуляционных ЦН, работающих в составе теплоутилизационного контура (ТУК), наибольшее количество отказов связано с сальниковым уплотнением (СУ). Основная причина

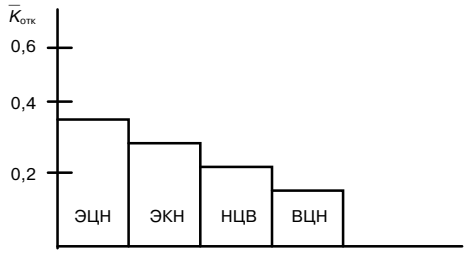


Рис. 1. Диаграмма рангов коэффициентов относительной безотказности центробежных насосов систем судовых дизелей

Таблица 1

Значения коэффициента отказов основных узлов центробежных насосов систем судовых дизелей

Системы	Страна-изготовитель	Основные узлы						
		Сальниковое уплотнение (СУ)	Рабочее колесо (РК)	Подшипники	Уплотнительное кольцо (УК)	Вал	Корпус	Прочие
Циркуляционная	Польша	0,11	0,43	0,10	0,15	0,14	0,04	0,03
	Германия	0,34	0,15	0,04	0,05	0,37	0,03	0,02
Питательная	Дания	0,50	0,10	0,21	0,10	0,03	0,03	0,03
Конденсатная	Германия	0,33	0,22	0,15	0,17	0,07	0,02	0,04
Охлаждения	Югославия	0,41	0,07	0,14	0,21	0,07	0,07	0,03

отказов — износ. Особенно сильно подвержены износу облицовочные элементы вала в районе СУ.

У питательных ЦН (Дания), работающих в составе ТУК, наиболее уязвимым элементом также являются СУ. Основная причина отказов — износ. Отказы вследствие поломок графитового подпятника, разрывов графитового уплотнения и резиновой манжеты, а также разрушения сепарации подшипников составляют ~40 %. Отказы РК кавитационного происхождения составляют ~9 %. Причины отказов ЦН приведены на рис. 2.

Анализ полученной информации позволяет выделить основную причину отказов — износ деталей (более 50 %). В большей степени износу подвержены детали СУ, подшипников и уплотнительные кольца РК. Реже наблюдаются неисправности, связанные с коррозией и кавитацией. В первом случае они составили ~21 %, во втором ~17 %. В то же время именно эти явления являются причинами разрушения внутренних поверхностей корпусов ЦН. Данные по отказам узлов шестеренных насосов (ШН) приведены на рис. 3.

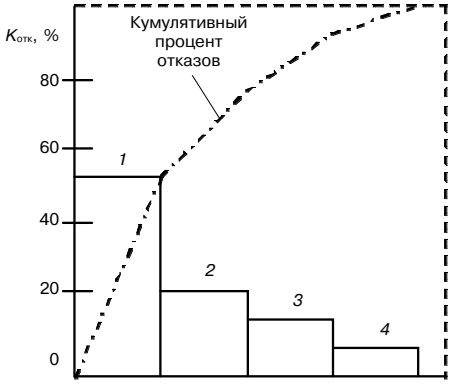


Рис. 2. Причины отказов центробежных насосов:
1 — износ; *2* — коррозионные разрушения; *3* — кавитационные разрушения; *4* — прочие причины

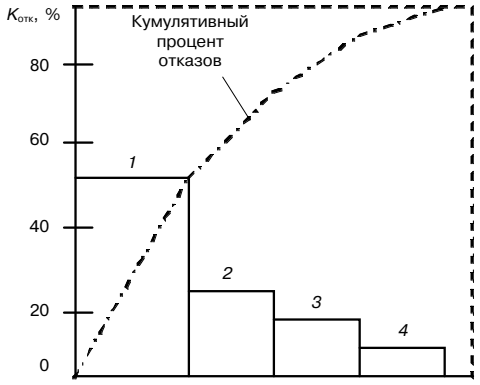


Рис. 3. Отказы узлов шестеренных насосов:
1 — уплотнительное устройство; *2* — шестерни; *3* — подшипники; *4* — корпус

Таблица 2

Причины отказов узлов шестеренных насосов

Узел насоса	Износ, %	Коррозия, %	Механические повреждения	
			Поломка, %	Смятие, %
Уплотнительное устройство	87	2	9	2
Подшипники	68	4	28	—
Шестерни	55	2	32	11
Корпус	61	—	11	28

Из анализа полученных данных следует, что наименее надежным узлом ШН является уплотнительное устройство. На его долю приходится наибольшее количество отказов (~50 %). Следующими узлами в порядке убывания количества отказов являются шестерни (~26 %), подшипники (~20 %) и корпус (~4 %).

Анализ причин отказов узлов ШН (табл. 2) показывает, что они в большей степени подвергаются износу (осредненное значение по всем узлам составляет ~68 %). Второе место по значимости занимают механические повреждения (~30 %) и в значительной меньшей степени подвергаются коррозии (~2,5 %).

Информация по причинам выхода из строя узлов винтовых насосов (ВН) систем представлена в табл. 3.

Применительно к узлам ВН аналогично ШН основная причина их выхода из строя — это износ (в среднем по всем узлам составляет ~62 %). Второе место по значимости занимают механические повреждения (~29 %); как и для ШН, узлы в меньшей степени подвергаются коррозии (~2 %). Выходы из строя ЦН, ШН и ВН являются следствием действия физических явлений обусловленных факторами конструктивного, технологического и эксплуатационного характера (внутренние дефекты материала, перегрузки, нарушение режима работы, ошибки, допущенные при обслуживании, недостаточная точность и чистота механической обработки, нарушение периодичности профилактических мероприятий, наличие абразивных частиц в смазочных материалах, неисправность смазочных приспособлений и т. п.). Во всех исследованных насосах систем СД наименьшим уровнем ФН обладают уплотнительные устройства. Практически каждый второй отказ насосов связан с выходом из строя этого элемента. Уровень их ФН зависит от мно-

Таблица 3

Причины выхода из строя узлов винтовых насосов

Отказы / Узлы	Причины отказов,%				
	Износ	Коррозия	Механические повреждения		
			Выкрашивание	Задиры	Разрушение
СУ	91	3	—	2	4
Подшипники	62	2	—	—	36
Винты	43	2	16	20	19
Корпус	50	—	—	30	20
Муфта	—	—	—	—	100

Таблица 4

Коэффициенты отказов элементов контактных уплотнений насосов отечественного и зарубежного производства

Страна–изготовитель	Элементы контактных уплотнений				
	Втулка	Набивка	Графитовые кольца	Резиновые кольца	Пружина
Россия	0,48	—	0,26	0,19	0,07
Польша	0,18	—	0,37	0,30	0,15
ГДР	0,27	0,44	—	0,29	—
ФРГ	0,17	—	0,60	0,13	0,10
Дания	—	0,50	0,33	0,17	—
Нидерланды	0,15	0,66	—	0,19	—
Швеция	0,21	—	0,45	0,15	0,19
Великобритания	0,11	—	0,54	0,20	0,15
Норвегия	0,18	—	0,39	0,50	0,13
Югославия	0,26	—	0,44	0,14	0,16
Италия	0,16	—	0,41	0,32	0,11
Болгария	0,53	0,27	—	0,20	—
Финляндия	0,29	—	0,20	0,36	0,15

гих факторов, в частности: нагрузки; скорости скольжения; шероховатости и параллельности контактных поверхностей; температуры уплотняемой среды; формы зазора; сочетания материалов пары трения; параметров уплотняемой среды (смазочные свойства, теплопроводность, степень загрязнения, химический состав); режимов работы (трение, вибрация, гидравлические удары, перерывы в движении, пуск под нагрузкой, периодическая работа без смазки, нагрев или охлаждение, радиальные биения). Следует отметить, что при работе уплотнительного устройства (в частности, контактного) в этих условиях решающее значение имеет возможность отвода тепловой энергии. Обобщенная информация по отказам отдельных элементов контактных уплотнений (КУ) сальникового и торцового типов представлены в табл. 4.

Сравнительный анализ полученных данных показывает следующее. Для КУ сальникового типа наиболее уязвимым элементом является набивка. Доля отказов, связанных с этим элементом, изменяется от 27 до 66 %, т. е. каждый второй отказ СУ обусловлен этим элементом. Наиболее низкий уровень ФН у КУ торцового типа имеют графитовые кольца. В этом случае доля отказов изменяется от 20 до 60 %. В среднем для обеих групп насосов (отечественные и зарубежные) примерно на одном уровне ФН находятся втулки и резиновые кольца (~25 %), т. е. практически каждый четвертый отказ КУ обусловлен этими элементами. Обобщенная информация по причинам отказов элементов КУ приведена в табл. 5.

На основе полученных результатов можно сделать следующий вывод: разработка мероприятий по повышению ФН КУ должна идти в направлении создания противоизносных материалов и материалов с физико-механическими свойствами, отвечающими эксплуатационным условиям.

Исходя из анализа результатов выполненных статистических исследований, применительно к СУ его рекомендуется рассматривать как узел динамического износа. Для определения количественных показателей ФН в зависимости от условий работы насоса целесообразно использовать следующие критерии: период работы без технического обслуживания (ТО); наработка до замены уплотнения; наработка до замены защитной втулки. Наиболее дорогостоящим из заменяемых элементов СУ является защитная втулка. Ее ресурс определяется как наработка до достижения предельного износа, величина которого находится исходя из функционального (наруше-

Таблица 5

Причины отказов контактных уплотнений насосов отечественного и зарубежного производства

Страна - изготовитель	Причины отказов, %									
	Износ	Трещины	Коррозия	Разрушение	Выкрашивание	Растрескивание	Перекос	Потеря упругости	Откалывание	Задиры
Россия	69	10	3	8	6	2	2	—	—	—
Польша	71	4	7	15	—	—	—	—	—	—
ГДР	64	13	3	12	8	—	—	—	—	—
ФРГ	51	4	—	34	7	—	—	—	4	—
Дания	52	3	4	32	—	—	—	9	—	—
Нидерланды	76	—	—	22	—	—	—	—	—	2
Великобритания	57	15	—	—	—	3	—	25	—	—
Норвегия	73	12	—	10	—	—	—	—	5	—
Югославия	68	—	13	19	—	—	—	—	—	—
Италия	85	—	6	9	—	—	—	—	—	—
Болгария	60	10	—	13	—	—	17	—	—	—
Финляндия	56	4	8	20	6	4	—	—	—	2

ние прочности, невозможность удержания утечки в заданных пределах) или экономического (возможность восстановления изношенной поверхности) критерия. Выход из строя уплотнения вследствие износа рассматривается как отказ насоса, так как для замены этого элемента необходимо производить разборку насоса. Величина предельного износа втулки зависит от ряда факторов (диаметр поверхности трения, набивочный материал, требования к герметичности уплотнительного узла и др.). Характер износа определяется условиями работы уплотнения в насосе. Распределение наработки на отказ пакета уплотнителя и защитных втулок согласно [2] подчиняется нормальному закону с коэффициентом вариации 0,23–0,39. Максимальная наработка на отказ пакета набивки в зависимости от перекачиваемой среды (пресная вода, конденсат, морская вода) находится в пределах от 0,3 до 2,0 тыс. ч, а защитной втулки — от 1,2 до 6,0 тыс. ч. Аналогичные результаты получены Гафтом Я.З. и Иткиным Б.А. Установлено, что изнашивание вала в контакте с набивкой является эргодическим стационарным процессом. Износ распределяется по нормальному закону. В интервале скоростей скольжения 1–4 м/с износ определяется удельным давлением, коэффициентом трения и не зависит от скорости скольжения.

По данным зарубежных источников, анализ работы различных конструктивных модификаций уплотнений ЦН (сальниковые, механические, со встроенным приводом в общем корпусе, с герметичной приводной магнитной муфтой) показывает, что наработка на отказ СУ (обычная набивка) составляет 0,72 тыс. ч, а с износостойкими материалами — 6,48 тыс. ч. Механические уплотнения с подпружиненными элементами позволяют обеспечить практически полную герметичность, не требуя ТО, но могут внезапно выйти из строя. Для повышения их ФН рекомендуются двойные уплотнения с датчиками, однако это ведет к их усложнению и удорожанию. Наибольший интерес из зарубежных уплотнительных материалов представляет углеродная лента типа «Grafoil», основу которой составляет чистый углерод. Такой материал обладает хорошими эксплуатационными качествами, а именно, в процессе работы уплотнения представляется возможность периодического добавления новых колец без замены старых, частицы которых по мере изнашивания удаляются утечкой.

Одним из основных требований, предъявляемых к КУ сальникового типа, является их долговечность. К причинам недостаточной долговечности можно отнести: неблагоприятную эпюру контактного давления, вследствие чего происходит повышенное трение и интенсифицируется местный износ; неравномерность нагрузки на кольца набивки, приводящей к повышению износа под наиболее нагруженным внешним кольцом; отсутствие связи между давлением герметизируемой среды и контактным давлением; недостаточный отвод тепла из-за низкой теплопроводности набивочного материала. Для улучшения отвода тепла рекомендуется использовать принудительное охлаждение деталей уплотнительного узла. Опыт ТЭ насосов при давлениях перед уплотнением до 1 МПа и окружных скоростях до 10 м/с при работе с отводом тепла позволяет увеличить ресурс узла на 25–50 % [2]. Исходя из сохранения герметичности КУ, существенного уменьшения максимального давления можно добиться за счет трансформации эпюры контактного давления по длине уплотнения. Одним из способов повышения ФН КУ сальникового типа является использование конструкции корпуса уплотнения в виде аксиально-подвижного стакана с пакетом набивки, поджимаемой к центрующему этот стакан бурту — упору корпуса насоса. В таком уплотнении обеспечивается экспоненциально уменьшающаяся к внешнему кольцу набивки эпюра контактного давления. Согласно стендовым и промышленным испытаниям СУ с подвижным корпусом (по сравнению со стандартной конструкцией) имеют в 4–5 раз больший ресурс и лучшую герметичность. За счет уменьшения аксиальных габаритов узла и возможности смещения уплотнения на валу путем использования проставок можно [2] смещать зону трения и, таким образом, в 2–3 раза дополнительно увеличить ресурс защитной втулки.

Герметичность КУ торцового типа обеспечивается за счет возникающих в паре трения динамических сил, препятствующих утечке уплотняемой среды. В составе насосов отечественной и зарубежной постройки используются гидростатические (подача жидкости на уплотнительную поверхность с помощью насоса) и гидродинамические КУ (наличие канавок на контактной поверхности уплотнительных колец). Пара трения торцовых КУ подвергается силовым и температурным деформациям. Первые обусловлены действием давления перекачиваемой среды и пружины, силами затяжки при закреплении колец и инерции вращения. Это способствует возникновению внутренних напряжений, в результате чего происходит деформация пары трения и изменение формы зазора. Вторые являются следствием трения в зазоре уплотнения и неравномерного нагревания колец, а также влияния изменений температуры на силовые напряжения в кольцах. Из опыта ТЭ торцовых КУ следует,

что наиболее распространенными являются деформации, нарушающие плоскость рабочих поверхностей пары трения. Они способствуют образованию волнистости трущихся поверхностей, приводят к скручиванию кольца и изменению формы его сечения. В результате этого происходит увеличение зазора в паре и гидродинамическое расклинивание ее поверхностей, приводящее, в конечном итоге, к увеличению утечки среды.

Уровень ФН торцовых КУ в значительной степени зависит от материала пары трения. При выборе материала необходимо учитывать: возможность кратковременной работы всухую без потери работоспособности; условия работы; стоимость; потери на трение и утечку; затраты на ТО при замене пары. Для исследуемых насосов ССД рекомендуется использовать следующие пары трения: пластмасса–металл, керамика и углеграфит–металл. Проведенные ресурсные испытания торцовых КУ, пары трения которых были выполнены из различных материалов, показали, что удовлетворительной работоспособностью в условиях работы насоса без смазки обладают пары трения, в которых одним из элементов является углеграфит НЕГРАН-18.

Обобщенная информация по причинам отказов деталей и узлов КУ исследованной группы насосов отечественного производства представлена на рис. 4.

Наибольшее количество отказов связано с низким качеством изготовления деталей КУ (~43 %) и низким качеством материала деталей (~32 %). По этим причинам происходит 2/3 всех отказов КУ. Примерно каждый пятый отказ КУ является следствием низкого качества сборочно-монтажных работ.

Основными узлами, определяющими уровень ФН топливных насосов высокого давления (ТНВД) ССД, являются плунжерная пара (27 % отказов), всасывающие (25 %) и нагнетательные (21 %) клапаны. Наименее надежный элемент плунжерной пары — это втулка (~50 %). На долю плунжера приходится 21 % отказов. В процессе ТЭ этого узла и его элементов имели место задиры, деформация плоскости трения, заклинивания, выкрашивания и трещины вследствие усталостных явлений в металле, наличия температурных напряжений, неоднородности металла, некачественной сборки в процессе монтажа, дефектов технологического характера. Выработка контактных поверхностей вероятнее всего происходит вследствие комплексного воздействия: диспергирования (размельчения) отдельных участков контакта; абразивного износа; окислительного износа.

Уровень ФН клапанов определяется техническим состоянием следующих элементов: седла;

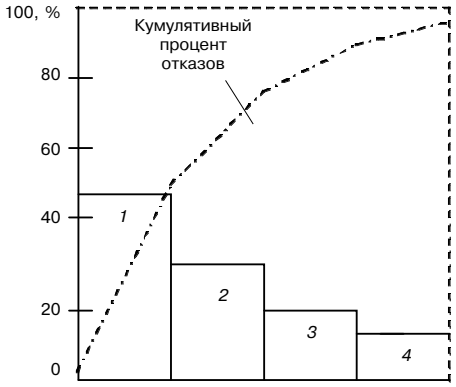


Рис. 4. Причины отказов деталей и узлов контактных уплотнений насосов:
1 — низкое качество изготовления деталей; *2* — низкое качество материалов деталей; *3* — низкое качество сборочно-монтажных работ; *4* — производственно-технологические дефекты

перемычки; корпуса; хвостовика. При этом их доля отказов для клапанов различного функционального назначения неодинакова. Так, отказы нагнетательных клапанов по причине выхода из строя седла составляют 45 %, а всасывающих – 30 %. По причине выхода из строя корпуса отказы в первом случае составляют 20 %, а во втором — 38 %. В процессе ТЭ этих узлов и их элементов наблюдались: поломка посадочных мест; обрыв головки; заклинивания; коррозионное разъедание и трещины вследствие причин, указанных выше.

Обобщение фактологической информации по отдельным узлам ТНВД дизелей серийных танкеров из-за образования трещин показывает, что на клапаны приходится в среднем — 24 %, плунжерную пару — 17 %, головку — 12 % и корпус (блок) — 47 % отказов. Относительное время, затраченное на устранение отказов ТНВД, средняя удельная трудоемкость и коэффициент технического использования, соответственно, составляют: 0,34 ч/тыс. ч; 0,78 чел. ч/ тыс. ч; 0,94.

Проведенные статистические исследования ФН насосов ССД позволили выявить элементы с минимальным уровнем работоспособности, провести анализ причин их отказов, и на этой основе определить основные пути ее повышения, излагаемые ниже.

Фирмой «Sherwood Pump Div.» проведены исследования возможности увеличения ресурса ШН с корпусами из нержавеющей стали и пластиковыми шестернями. Результаты испытаний показали, что до 10 % насосов со стеклопластиковыми шестернями выходят из строя из-за поломки шестерен вследствие наличия в них внутренних раковин. Отмечается, что применение нового пластического материала на основе сульфида полиэтилена с армированием волокнами углерода позволяет повысить прочность

шестерен и снизить износ трущихся пар. При этом незначительно увеличивается стоимость изготовления и обеспечивается повышение ресурса.

Фирма «Polaroid» (США) провела испытания ЦН со стеклянными покрытием на элементах проточной части. Однако в процессе их работы имело место разрушение такого покрытия. Для восстановления характеристик насосов было использовано фторполимерное покрытие толщиной 0,25 мм. Это покрытие обладает высокой стойкостью при работе в агрессивных средах. В нашей стране для увеличения срока службы ЦН предложен способ снижения износа их элементов за счет повышения степени сепарации и снижения турбулентности потока (а.с. 136 699).

Для уменьшения шума и вибрации ЦН (например, питательных, циркуляционных) рекомендуется выбирать оптимальное количество лопастей РК и лопаток направляющего аппарата. Существенного снижения вибрации в работающем насосе можно добиться увеличением радиального зазора между РК и аппаратом, а также путем подрезания входных кромок лопаток аппарата (или выходных кромок РК). Отрицательные воздействия кавитации можно уменьшать доводкой входных кромок лопастей РК. Продольные колебания ротора насоса устраняются путем применения подпятника с наклонными подушками (или уменьшением диаметра диска гидропяты). Одним из способов повышения ФН насосов является тщательный подбор материалов и использование термообработанных деталей проточной части. Для увеличения ФН насосов, перекачивающих агрессивные среды, целесообразно использовать покрытие поверхности их проточной части (РК, корпус) износо- и коррозионно-стойкими материалами. Например, двухкомпонентный материал, состоящий из эпоксидной смолы и наполнителя (порошки из углеродистой и нержавеющей сталей, алюминия и бронзы, титана и керамики). В этом случае срок службы насоса может быть увеличен в 2–3 раза.

Уплотнения подвижных соединений насосов являются потенциальными источниками утечки среды. Для устранения этого недостатка фирмой «Kontro» (США) предлагаются ЦН с магнитной приводной муфтой на постоянных магнитах, имеющей герметичную перегородку, изолирующую рабочий объем среды. Возможный путь увеличения срока службы деталей проточной части насоса — использование износостойких материалов на основе полиуретанов, позволяющих реализовать эффект избирательного переноса в процессе трения. При этом (по сравнению с традиционными материалами — высокохромистый сплав, сталь, резина) срок службы насосов может возрасти в несколько раз.

Повышение ФН насосов может быть достигнуто за счет конструктивного совершенствования отдельных элементов. Например, использование вертикального одноступенчатого ЦН с консольным РК (Германия), в котором между ступицей и корпусом на тыльной стороне ступицы предусмотрены волнообразные (или трапецеидальные) выступы. При работе насоса они создают вращающуюся волну давления в уплотнительном зазоре, в результате чего снижаются протечки перекачиваемой среды.

Для кавитационной, коррозионной и эрозионной устойчивости ЦН, работающих в условиях агрессивных сред, предлагается (Германия) проточную часть изготовить из хромоникелевомолибденовых сталей. Возможны варианты ЦН с магнитным приводом.

Эффективными способами борьбы с кавитационными процессами являются: использование металлической облицовки зон, подверженных этим явлениям; поддув воздуха в кавитационную зону для увеличения давления газа в пузырьке; создание дефлекторов для отделения кавитационной области от стенок; применение покрытий и полимерных материалов; воздействие на структуру кавитационной области с помощью электрических и магнитных полей.

Таким образом, основными путями дальнейшего повышения ФН насосов ССД могут быть: создание новых материалов; разработка более совершенных технологий; применение антикоррозионных полимерных покрытий; улучшение качества уплотнительных устройств; развитие конструкций отдельных элементов (например, создание, развитие и усовершенствование механических уплотнений); применение магнитных подшипников, исключающих попадание смазочных веществ в рабочую среду; замена дорогостоящих нержавеющих сталей на новые виды полимерных материалов, керамику и т. п.

Литература

1. *Башуров Б.П., Балякин А.В.* Причины отказов основного оборудования некоторых систем судовых дизелей и пути повышения их работоспособности // Двигателестроение. — 2001. — № 3. — С.18–22.

2. *Будов В.М.* Судовые насосы: Справочник. — Л. : Судостроение, 1998. — 432 с.

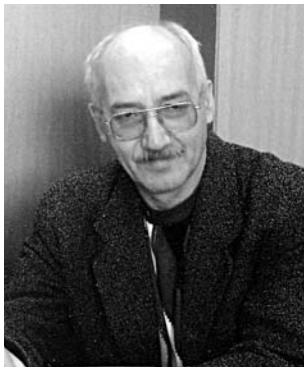
УДК 621.432

ДВИГАТЕЛЬ ЛЕНУАРА
(к 150-летию изобретения двигателя внутреннего сгорания)

Е.И. Андрусенко, к.т.н., А.П. Калинин
ОАО «РУМО»

В 1860 г. французским механиком Ленуаром был создан и построен первый коммерчески пригодный двигатель внутреннего сгорания двойного действия, работающий на светильном газе. Несмотря на то что двигатель Ленуара конструктивно почти не отличался от паровой машины Д. Уатта и не имел очевидных преимуществ в эффективном КПД, этот двигатель работал но новому принципу — внутреннего сгорания рабочей смеси.

Изобретение Ленуара, которому в этом году исполнилось 150 лет, положило начало бурному развитию поршневых ДВС, эффективность которых пока недостижима ни для одной тепловой машины.





История развития двигателей внутреннего сгорания начинается в 1860 г. с появлением газового двигателя Ленуара (Lenoir) и это событие было обусловлено вполне реальными экономическими причинами.

Развитие промышленности до второй половины XIX века было связано с использованием в качестве источника механической энергии паровых машин.

Паровая машина с ее паровыми котлами, механизмами, преобразующими энергию пара в механическую энергию, соединенная механическим приводом с исполнительным механизмом, низким коэффициентом использования теплотворной способности топлива и беспощадно пожиравшая ограниченные запасы высокосортных минеральных топлив, уже не соответствовала быстро растущему темпу развития промышленного производства. Так, эффективный КПД паровой машины того времени составлял 10–12 % при условии, если ее мощность превышала 1000 л. с. Машина мощностью до 200 л. с. претворяет в работу не более 8 % теплотворной способности топлива, а машина в 50 л. с. — не свыше 5 %. С учетом потерь на трение в механизмах паровой машины только 4 % первоначального тепла переходит в механическую работу, остальное тепло «вылетает в трубу» [1].

Промышленность требовала реконструкции энергетической базы и выдвигала задачу вовлечения в производство новых энергетических источников. Попытки создания двигателя, в котором топливо сжигается в самом цилиндре, предпринимались, уже начиная с конца XVII века, т. е. почти за 200 лет до появления двигателя Ленуара. Некоторые конструкции при этом оставались только на бумаге, некоторые были построены и имели промышленное применение.

Среди первых машин, которые можно отнести к двигателям внутреннего сгорания, следует отметить пороховые вакуум-машины Оттефеля (1678 г.), Гюйгенса (1680 г.) и Папина (1688 г.), а также непосредственно действующую пороховую машину Оттефеля (1682 г.), в которых за счет взрыва пороха избыточное давление газов в камере сгорания совершало полезную работу.

Дальнейшее развитие таких машин было связано с использованием вместо пороха смеси воздуха с газом. Причем использовался не только «чистый» газ, но и продукты испарения легких фракций жидкого или твердого топлива.

В 1791 г. англичанин Джон Барбер получил патент на газовую турбину, в которой сжигался газ, полученный из твердого или жидкого топлива. Образующаяся в результате поджигания струя пламени должна была использоваться для приведения в движение колеса с лопатками.

В 1794 г. англичанин Роберт Стрит получает патент на двигатель, в котором рабочая смесь получается в результате испарения жидкого топлива и смешении его паров с воздухом. Зажигание производилось запальным факелом, а полезная работа совершалась за счет энергии сгоревших газов.

В 1801 г. француз Лебон получил патент на двигатель двойного действия, работающий на

смеси воздуха со светильным газом и поджиганием смеси электрическим запалом.

В 1823 г. англичанин Браун получил патент и построил газовый вакуум-мотор, в котором в качестве движущей силы использовалось атмосферное давление. Это была первая атмосферная газовая машина.

В 1833 г. по патенту англичанина Вельмана Райта был построен двигатель быстрого сгорания двойного действия, снабженный центробежным регулятором содержания газа в рабочей смеси. Вспышка производилась в верхней мертвой точке действующим снаружи пламенем.

В 1838 г. аналогичный двигатель, но с предварительным сжатием газа и воздуха, построил англичанин Вильям Барнет. Зажигание смеси производилось от раскаленной губчатой пластины или пламенем через золотник.

В 1842 г. англичанин Дрейк патентует и строит газовый двигатель с калильной головкой. Это поршневой светильно-газовый двигатель со всасыванием на первой половине хода и качественным регулированием от центробежного регулятора. Зажигание топлива производилось от обогреваемой сжатым газом раскаленной чугунной трубки. Канал, сообщающий ее с рабочим цилиндром, открывался и перекрывался поршнем на середине хода. Позднее двигатель работал и на керосине. (Выставленный в 1847 г. в Филадельфии двигатель развивал при давлении сгорания в 7 атм, среднем индикаторном давлении 2,5 кг/см^2 и 60 об/мин около 20 л. с.).

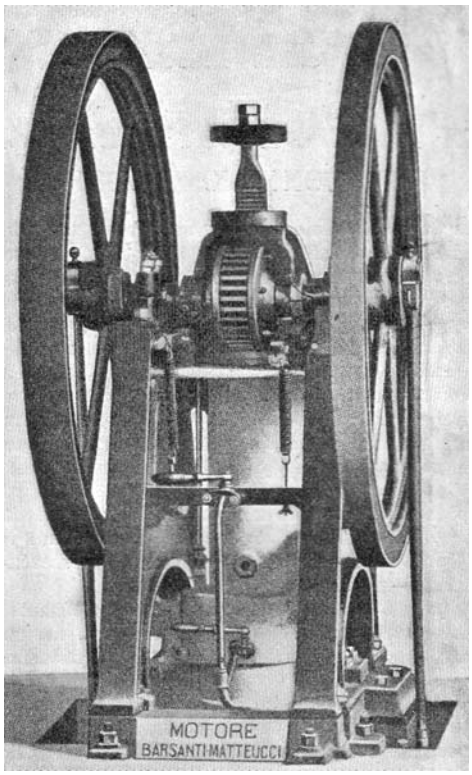


Рис. 1. Атмосферная машина со свободным поршнем Барзанти и Матточчи

В 1842 г. англичанин Христиан Рейтман построил водородный газовый двигатель. В нем смесь из воздуха и водорода сжималась насосом до 2–8 атм, затем электрически воспламенялась, а образующиеся газы использовались в поршневом двигателе (до 1858 г. водородный двигатель работал в Мюнхене, затем был переделан для работы на светильном газе).

В 1854 г. англичане Барзанти и Матточчи (Barsanti & Matteucci) получили патент на атмосферную машину со свободным поршнем. В этой машине с высоким вертикальным цилиндром давление сгорания электрически воспламеняемой светильно-газовой смеси поднимает свободно-движущийся поршень, при этом под поршнем за счет охлаждения и расширения сгоревших газов создается разрежение. Опускающийся под атмосферным давлением поршень приводит в движение посредством имеющейся на штоке поршня зубчатой рейки вал маховика. Второй дисковый поршень, получающий принудительное движение от этого вала, перекрывает впускные и выпускные каналы пространства сжатия и засасывает свежую горючую смесь.

Из всех перечисленных изобретений отметим лишь двигатель со свободным поршнем Барзанти и Матточчи (рис. 1) как самую старую атмосферную газовую машину, которая была действительно построена и пущена в ход в 1857 г. фирмой Джон Коккериль (John Cockerill) в Бельгии [2].

В начале 1860 г. французскому механику Ленуару (рис. 2) удалось создать работоспособную конструкцию первого коммерчески пригодного двигателя внутреннего сгорания, использовавшего в качестве топлива каменноугольный газ.

Жан Жозеф Этьен Ленуар родился 12 января 1822 г. Его отец, бельгийский промышленник, умер, когда Этьену было восемь лет. Собравшийся поступать в самый знаменитый технический вуз Франции парижский «Ecole Polytechnique», он был вынужден оставить свою мечту стать инженером и начал работать официантом в небольшом ресторанчике в Париже. Среди посетителей заведения часто встречались владельцы мастерских и механики. Уже тогда молодой человек начал жить проблемами механиков и инженеров, а в его голове уже начал зарождаться смелый план по принципиальному усовершенствованию такой диковинки, как двигатель. Через некоторое время Ленуар поступил в механическое и литейное заведение парижского заводчика Маринони (Marinony). Анализируя инженерный опыт своих предшественников, Ленуар постепенно приблизился к идее создания двигателя внутреннего сгорания на основе схемы



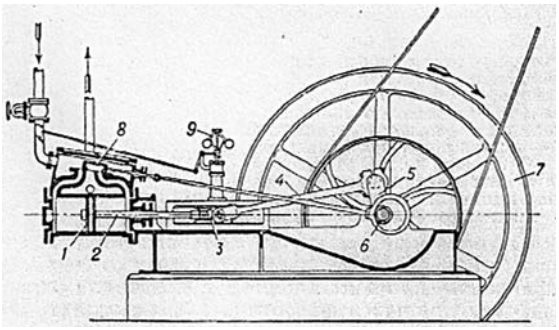
Рис. 2. Жан Жозеф Этьен Ленуар (1822–1900)

паровой машины двойного действия.

Первый опытный образец двигателя приятно удивил Ленуара и его спонсора Маринони своей бесшумностью. Однако он быстро нагревался и требовал охлаждения. Из-за юридических проблем машина Ленуара была опечатана, но именно это подтолкнуло его к созданию собственной фирмы «Ленуар и Ко». Умело используя технические решения своих предшественников и сочетая их с опытной проверкой, Ленуар впервые построил не только работоспособный, но и коммерчески пригодный газовый двигатель внутреннего сгорания. В 1860 г. он получил патент на свое изобретение и вскоре мотор Ленуара мощностью 4 л. с. начали производить французские фирмы «Маринони», «Лефевр», «Готье» и немецкая фирма «Кун».

В статье фабриканта Лефевра (M. Lefevre, Paris) от 1864 г. имеются, например, следующие сведения, поясняющие эти заимствования: «В двигателе Ленуара применен поршень по патенту Стрита (Street); двигатель двойного действия работает без промежуточной передачи, как и двигатель Лебона (Lebon); вспышка в нем производится электрической искрой, как и в двигателе Риваз (Rivaz); он может работать на легколетучих топливах, как это было предложено Герскин–Хазаром (Herskine–Hazard); пожалуй, можно даже у Тальбота (Talbot) найти идею дискового распределения. Зато в двигателе Ленуара газ и воздух засасываются самим поршнем, без их предварительного смешения, всегда опасного и связанного с применением насосов; в этом и заключается запатентованная особенность двигателя, которую нельзя отрицать» [2].

а)



б)

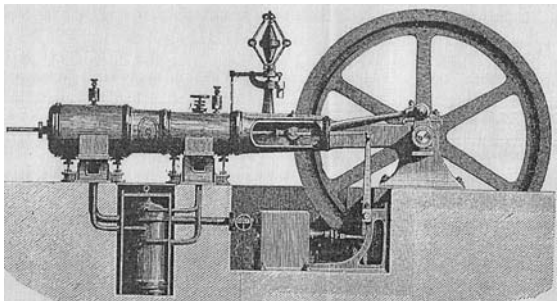


Рис. 3. Схема (*а*) и общий вид (*б*) паровой машины двойного действия

Кроме того, и сам двигатель в конструктивном и компоновочном решении повторял конструкцию паровых машин того времени. В нем нашли применение такие элементы паровых машин, как маховик, центробежный регулятор скорости и др. На рис. 3 показана конструкция горизонтальной паровой машины, ставшей на долгие годы образцом для проектирования двигателей внутреннего сгорания.

Паровая машина, усовершенствованная англичанином Джеймсом Уаттом, — это тепловой поршневой универсальный с точки зрения использования двигатель, в котором потенциальная энергия водяного пара, поступающего из парового котла, преобразуется в механическую работу вращения вала посредством возвратно-поступательного движения поршня и кривошипно-шатунного механизма. Поршень образует в цилиндре паровой машины одну или две полости переменного объема, в которых совершаются процессы сжатия и расширения. Пар впускался по обе стороны поршня, причем клапаны, впускающие пар, закрывались и производили прекращение впуска, или отсечку пара, когда поршень успевал пройти только некоторую долю полного хода, после чего на всем остальном протяжении пар расширялся, производя постепенно уменьшающееся давление на поршень.

Работа поршня *1* посредством штока *2*, ползуна *3*, шатуна *4* и кривошипа *5* передавалась главному валу *6*, несущему маховик *7*, который служил для снижения неравномерности вращения вала. Эксцентрик на главном валу с помощью тяги приводил в движение золотник *8*, управляющий впуском пара в полостях цилиндра. Пар из цилиндра выпускался в атмосферу или поступал в конденсатор. Для поддержания постоянного числа оборотов вала при изменяющейся нагрузке паровые машины снабжались центробежным регулятором *9*, автоматически изменяющим сечение впускного клапана (дроссельное регулирование), или момент отсечки наполнения (количественное регулирование).

Энергичная реклама двигателя Ленуаром сделала свое дело и быстро оповестила мир о создании двигателя внутреннего сгорания.

Опытный период ввода двигателя в эксплуатацию был весьма коротким — уже через 8 месяцев после выдачи основного французского патента (от 24 января 1860 г.) в одной французской мастерской работал односильный двигатель Ленуара с диаметром цилиндра 75 мм и ходом поршня 140 мм.

На половине длины цилиндра через его стенку проходила запальная свеча, между платиновыми остриями которой непрерывно проскакивала искра; она освобождалась поршнем на половине хода и производила, таким образом, запал смеси поочередно, то в передней, то в задней полости цилиндра. Всасывание и выпуск управлялись двумя расположенными вдоль цилиндра с двух сторон плоскими золотниками обычного типа, работавшими от эксцентриков.

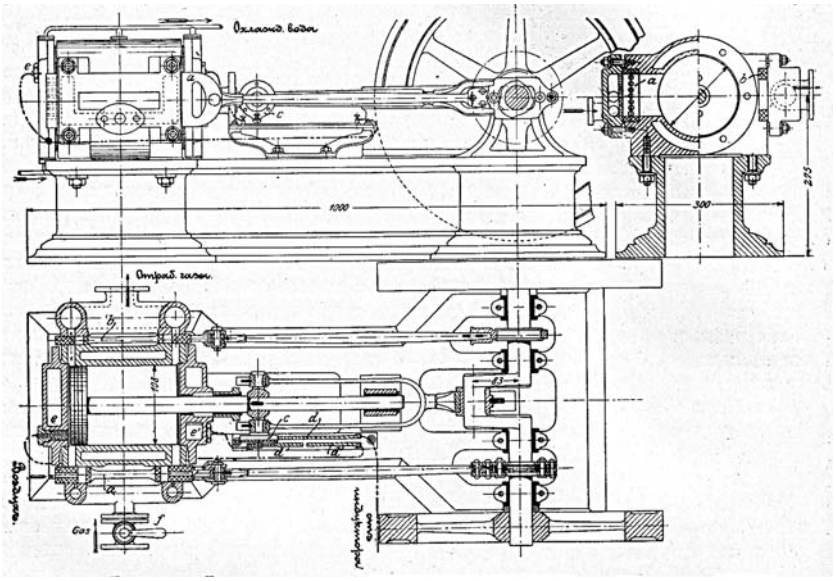


Рис. 4. Горизонтальный газовый двигатель двойного действия Ленуара. Построен в 1861 г. заводом Куна в Штутгарте (Германия)

Два следующих опытных двигателя были бо́льших размеров, с рубашками для охлаждения цилиндра и крышки. В остальном они не имели новых технических решений, так же как и первый двигатель, и были сделаны, очевидно, по образцу известных паровых машин.

Самостоятельное конструктивное развитие двигателя Ленуара начинается лишь с того момента, когда строить его начали крупные фирмы, купившие лицензию. Наиболее продуманную конструкцию предложил Маринони, по чертежам которого строились двигатели Ленуара во Франции и Германии. В Германии в начале 1861 г. фирма «Кун» (G. Kuhn) в Штутгарте выполнила по чертежам Маринони небольшой пробный двигатель и пустила его в работу, затем прекратила его постройку, так как результаты получились неудовлетворительными. На рис. 4 приведены чертежи двигателя Ленуара германского производства, а на рис. 5 — общий вид установки с двигателем Ленуара. При частоте вращения коленчатого вала 100 об/мин эффективный крутящий момент двигателя достигал 50—60 кгм (0,67−0,80 л. с.). Приведенные рисунки подтверждают, что двигатель конструктивно повторяет существовавшие в то время паровые машины (см. рис. 3).

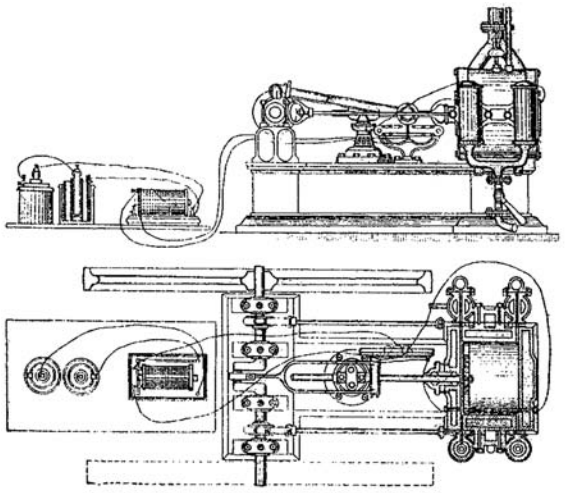


Рис. 5. Общий вид установки с двигателем Ленуара [3]

В изображенном на рис. 4 положении поршня золотник *a* в левой полости цилиндра открывает щель для засасывания газовоздушной смеси, а в правой полости золотник *b* открывает щель для выпуска продуктов сгорания. Впускной золотник *a* приводится в движение от коленчатого вала; выхлопной золотник *b* работает от обычного эксцентрика. На половине хода поршня золотник *a* закрывает щель для впуска смеси в левую полость; после чего скользящий контакт *c*, закрепленный на передней стороне крейцкопфа, замыкает электрическую цепь между шинами *d* и *d′*.

С этого момента в запальнике *e* проскакивают искры до тех пор, пока контакт *c* при обратном движении не соскользнет опять с шины *d′* и не включит через шину *d″* правую запальную свечу *e′*. Воспламененная смесь вспыхивает, создавая давление примерно в 4−5 избыточных атмосфер; в момент перехода через мертвую точку продукты сгорания выпускаются с конечным давлением около 0,5 избыточных атмосфер. Одновременно с открытием левого выхлопного канала происходит закрытие правого золотником *b*; затем в очищенный поршнем от продуктов сгорания

правой полости цилиндра повторяются описанные выше процессы всасывания и сгорания.

Частота вращения в изображенном двигателе, как у всех двигателей Ленуара первых лет, регулировалось вручную перестановкой газового крана *f*; автоматическое изменение количества поступающего газа от центробежного регулятора Маринони удалось осуществить лишь позднее, после долгих попыток. Для индицирования запального тока служил индуктор Румкорфа, для возбуждения которого применялись два больших элемента Бунзена. Элементы через каждые 3 или 4 дня требовали нового заполнения серной или соляной кислотой.

Цилиндр и крышка требовали весьма интенсивного охлаждения; большей частью нагретая вода выпускалась без дальнейшего использования, но иногда Ленуар применял испарительное охлаждение с обратной конденсацией и циркуляцией воды. Особенно сильно от высокой температуры сгорания и отходящих газов страдал выхлопной золотник — деталь, вызывающая наибольшие сомнения. При самой богатой по составу смеси или при максимальной нагрузке температура отработавших газов достигала 800 °С, и часто трение в золотниках, несмотря на интенсивную смазку, становилось столь значительным, что двигатель останавливался. Каждое изменение в поступлении смазки имело следствием заметное изменение числа оборотов. В крупных моделях к моменту начала выпуска через выпускной золотник в цилиндр впрыскивалось небольшое количество воды для понижения температуры отходящих газов до их прохода через золотник.

В более поздние годы двигатель Ленуара выполнялся мощностью примерно 12 э. л. с.; указанные в рекламе стосильные двигатели, газовые локомотивы и локомобили, пожарные насосы и т. п. остались существовать только на бумаге. Появлявшиеся летом 1860 г. первые сообщения о новом двигателе были проникнуты сильными преувеличениями и почти всегда заканчивались предсказанием полного вытеснения паровых машин, что поддерживалось желаниями строителей и продавцов двигателя, долгое время препятствовавших точным наблюдениям. Они объявили наугад расход газа в 0,45—0,50 м^3 (450—500 л) на эффективную лошадиную силу и исходя из этого подсчитали чрезвычайно заманчивую стоимость эксплуатации. Казалось, что применению пара пришел конец.

Но тут стали поступать результаты испытаний беспристрастными испытателями и не менее неопровержимые счета на газ владельцам двигателей с шестикратным, по сравнению с обещанным, расходом. Всеобщему воодушевлению пришел конец. Как до этого в похвалах, так и теперь в критике двигателя не знали границ, и вместе с недостатками отрицались и действительно хорошие качества первого газового двигателя. Конечно, это был пожиратель газа и смазочного масла, имевший при значительном колебании нагрузки неравномерность хода и ненадежное образование вспышки. С другой стороны, двигатель был дешевле паровой машины, всегда готов к пуску, его монтаж и обслуживание были несложными. В мелких или работающих с частыми перерывами предприятиях, где расходы на газ не достигают крупной суммы, двигатель Ленуара был весьма пригоден, а в некоторых случаях даже действительно имел преимущества перед паровой машиной. В конце концов его конструкция и общее исполнение, после преодоления «детских» болезней, оказались вполне надежными и заслуживающими доверия. В подтверждение его эффективности говорит и то, что достаточно долго после появления четырехтактного двигателя Отто можно было встретить двигатель Ленуара в регулярной ежедневной эксплуатации, а в отдельных случаях они сохранились в исправности почти до начала XX века.

Эксплуатационные испытания опытного двигателя Ленуара с диаметром цилиндра 108 мм и ходом поршня 167 мм все же были проведены в 1861 г. инженером Максом Эйтом (Max Eyth), работавшим в то время на фирме Куна. Результаты испытаний представлены в табл. 1.

В опыте 5 при максимальном значении развиваемой двигателем мощности, несмотря на обильную смазку, двигатель остановился уже через 14 мин из-за чрезмерного нагрева и соответствующей перегрузки.

На рис. 6, *а* изображена рабочая диаграмма для этого опыта, а на рис. 6, *б* — для опыта 1 (холостой ход). Имеющееся на диаграмме холостого хода понижение давления между моментом прекращения впуска и вспышкой почти совершенно исчезает при максимальной нагрузке из-за меньшей скорости и большого подогрева свежей смеси. Из-за бедности смеси, большой скорости поршня в момент вспышки и неблагоприятного положения запальной свечи линия сгорания поднимается лишь постепенно, так что двигатель работает спокойно, несмотря на то, что вспышка имеет место на половине хода. Лишь при богатых смесях возникают вредные стуки, так как в этом случае сгорание происходит быстрее, а сильно нагруженный двигатель работает медленнее.

Данные табл. 1 подтверждают высокий, почти в шесть раз превышающий, по сравнению с заявленным ранее, расход газа.

Представленные на рис. 6 индикаторные диаграммы имеют волнообразную линию расшире-

Таблица 1

Результаты испытаний двигателя Ленуара, проведенные на фирме Куна в 1861 г. Максом Эйтом

Номера опыта	1	2	3	4	5
Частота вращения, об/мин	130	105	100	105	100
Крутящий момент, кгм	xx	22,4	36,4	52,2	60,2
Расход газа, м³/э. л. с.	1,2	5,45	4,19	2,82	2,89
Содержание газа в смеси, %	3,6	5,6	7,1	6,8	8,4
Давление сгорания избыточное, атм	2,0	2,5	3,5	4,5	5,0
Среднее эффективное давление p_e, кг/см²	—	—	—	1,02	1,19
Эффективный КПД η_e, %	—	2,3	3,0	4,45	4,35

Теплотворная способность топлива принята: H_u = 5000 кал/м³

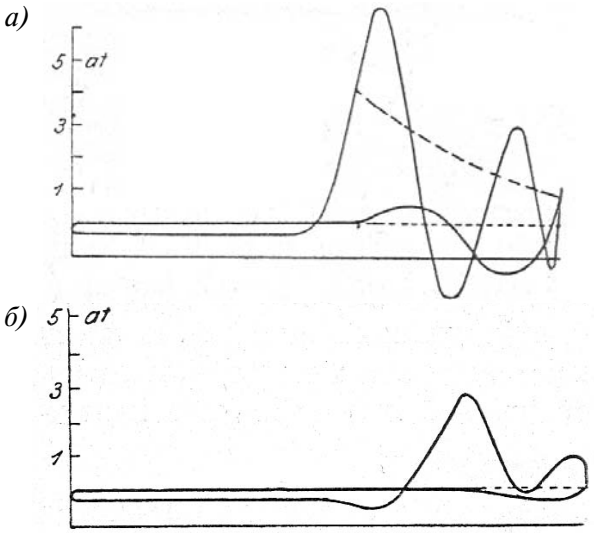


Рис. 6. Индикаторные диаграммы двигателя Ленуара:
а) диаграмма при максимальном давлении сгорания;
б) диаграмма холостого хода

ния. Это объясняется главным образом колебаниями индикатора, вследствие этого давление сгорания на диаграммах преувеличены, а действительный ход кривых должен соответствовать намеченным штриховым линиям.

Тепловые потери с охлаждающей водой, естественно, очень велики, так как воспламененная без предварительного сжатия смесь заполняет при сгорании половину объема цилиндра и догорает до конца хода.

Таким образом, первые двигатели внутреннего сгорания конструкции Ленуара характеризуются следующими особенностями:

➢ конструктивно повторяли паровые машины;

➢ в рабочем процессе двойного действия, так же, как и у паровых машин, для избежания перегрева золотника, использовался впрыск воды в цилиндр двигателя на ходе расширения продуктов сгорания;

➢ газ и воздух засасывались самим поршнем, без их предварительного смешения, всегда опасного и связанного с применением насосов;

➢ экономичность двигателя без предварительного сжатия рабочей смеси была очень низкой;

➢ частота вращения вала двигателя уменьшалась с увеличением его мощности.

Следует отметить, что в то время двигатель Ленуара, по-видимому, был не единственным.

Есть свидетельства, что француз Гюгон (Hugon) еще за два года до Ленуара построил аналогичный двигатель внутреннего сгорания. На собрании французских гражданских инженеров 1 июня 1860 г. один из участников некто Барро (Barrault) сообщил, что построенный Гюгоном двигатель отличался от двигателя Ленуара лишь тем, что перемешивание газа с воздухом происходило до поступления в цилиндр. Барро далее продолжает: «Двигатель Гюгона, который так тщательно продуман этим искусным конструктором и к которому последний относился как изобретатель, желающий достичь хороших результатов, был горизонтальной машиной; не жалея ни времени, ни средств, Гюгон однако сохраняет свое изобретение в секрете и стремится найти более удачное решение проблемы, удовлетворяющее его требованиям. Его двигатель действительно обладал теми же недостатками, что и отмеченные мною в двигателе Ленуара. Поражает, что Ленуар широко расхваливает используемое им изобретение, которое Гюгон признал неудовлетворительным настолько, что даже не сообщил о нем в печати!» [2].

В своем двигателе Гюгон заменил часто отказывавшийся работать электрический запал надежно действовавшим зажиганием пламенем, для предупреждения чрезмерного нагрева скользящих распределительных органов он понижал температуру отработавших газов, впрыскивая в цилиндр воду. Кроме того, он объединил всасывающий и выхлопной золотники в один, чтобы вызвать теплообмен между горячими отходящими газами и свежей смесью, благотворно отражающийся на работе этой важной детали.

Французы даже называли Гюгона действительным изобретателем и первым строителем двигателя внутреннего сгорания, который, по их мнению, не выпустил свой, существовавший до 1858 г., двигатель лишь из-за практических сомнений.

Конструктивные особенности двигателей Гюгона и Ленуара приведены в табл. 2.

Усовершенствованные позднее двигатели Ленуара все же не нашли широкого распространения, так как их коэффициент полезного действия колебался от 3 до 5 %, мощность была незначительна, потребляемое топливо дорогое, и никакого преимущества перед паровыми машинами они не имели [1]. Тем не менее двигатель Ленуара с успехом демонстрировался на Парижской

Таблица 2

Конструктивные особенности двигателей Гюгона и Ленуара

Гюгон (Hugon) — директор Парижского общества по добыванию светильного газа. Франция. 1858 г.	**Ленуар (Lenoir) — механик. Франция. Патент от 24 января 1860 г. Построен в сентябре 1860 г.**
1. Газовый двигатель быстрого сгорания для воспламенения **сжатого** светильного газа	1. Газовый двигатель быстрого сгорания для воспламенения светильного газа
2. Создан на базе паровой машины	2. Создан на базе паровой машины
3. Горизонтальный, двойного действия с **запальным пламенем**	3. Горизонтальный, двойного действия с **электрическим запалом**
4. **Предварительное смешивание газа** с воздухом происходило до поступления в цилиндр	4. **Без предварительного смешивания газа** и воздуха, всегда опасного и связанного с применением насосов
5. Впрыскивание воды в цилиндр для **понижения температуры сгорания** и чрезмерного нагрева скользящих органов распределения от высокой температуры продуктов сгорания	5. Впрыскивание небольшого количества воды в конце хода **расширения для понижения температуры отходящих газов** до их прохода через выхлопной золотник распределения

выставке 1862 г., а французский журнал «Иллюстрасьон» предложил публике чертеж и описание омнибуса Ленуара — трехколесного восьмиместного экипажа с газовым двигателем (рис. 7), на котором Ленуар совершал прогулки по Венсенскому лесу вблизи Парижа. Это событие стало историческим моментом — экипаж Ленуара вторгся в мир карет и конных дилижансов — мир, уходящий в прошлое. А в декабре 1872г. газовый двигатель Ленуара был установлен на дирижабле и его испытания прошли успешно [4].

Двигатель Ленуара побудил многие пытливые умы заняться его усовершенствованием или же добиться лучших результатов иным, самостоятельным путем.

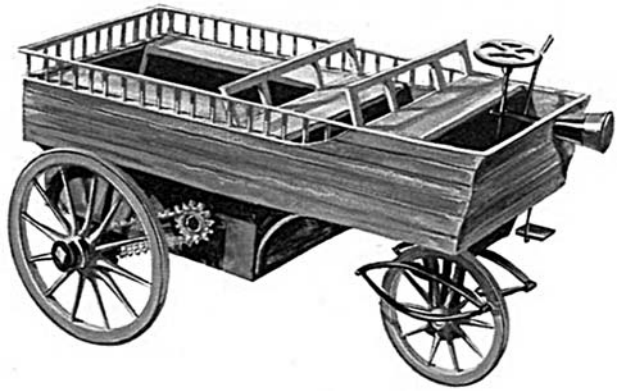


Рис. 7. Трехколесный восьмиместный экипаж Ленуара

В 1860 г. с двигателем ознакомился молодой купец из Кельна Николаус Август Отто (N.A. Otto), создавший в 1864 г. вместе с немецким инженером Евгением Лангеном (Eugen Langen) фирму для производства газовых двигателей. Отто не удалось существенно усовершенствовать двигатель Ленуара и он пошел по пути создания атмосферных машин, проложенному Барзанти-Матточчи (1858 г.). Это привело к созданию в 1867 г. окончательной конструкции газовой атмосферной машины, которая уже смогла быть предана гласности на второй Парижской всемирной выставке.

На этой выставке вместе с машиной Отто-Лангена были выставлены 14 газовых двигателей французского происхождения, работавших по циклу Ленуара и Гюгона. Все выставленные газовые двигатели были подвергнуты испытаниям для точного определения расхода газа. При этом для трех конкурировавших типов двигателей Ленуара, Гюгона и Отто–Лангена были получены следующие соотношения расхода газа — 10:6:4. Такое экономическое превосходство атмосферной машины способствовало получению его строителям высшего отличия — Большого приза.

После этой выставки двигатели Ленуара практически больше не имели коммерческого успеха, а после изобретения Отто–Лангеном четырехтактного двигателя внутреннего сгорания в 1875 г. и получившего всемирное признание на Парижской выставке 1878 г., способствовали полному прекращению его производства. Однако дальнейшие попытки усовершенствования двигателя Ленуара привели к развитию двигателей внутреннего сгорания: разработки четырехтактного цикла работы двигателя французом Бо-де-Роша (1864 г.); созданию двигателя быстрого сгорания Отто; двигателя с воспламенением от сжатия Рудольфа Дизеля, что сделало двигатель внутреннего сгорания настоящим энергетическим чудом XIX и XX веков, обеспечившим бурный рост промышленного производства и всех видов транспорта и энергетики.

Жан Жозеф Этьен Ленуар умер 4 августа 1900 г. Он не был богат и не был знаменит. Он был лишь одним из тех, кто способствовал развитию прогресса, не получив ни славы, ни денег.

Литература

1. Гумилевский Л. Рудольф Дизель. — М. : 1935. — 296 с.

2. Гюльднер Г. Двигатели внутреннего сгорания. — М. : МАКИЗ, 1927. — 864 с.

3. Тимошенко Н.Д. Двигатели внутреннего сгорания. Компоновки и конструкции: Атлас. Часть 1. — Екатеринбург. 2003. — 1214 с.

4. Челпанова П. Этьен Ленуар. [Электронный ресурс] http://www.peoples.ru/technics/designer/etienne_lenoir/

ОЧИСТКА ГАЗОВ — БЕЗАЛЬТЕРНАТИВНОЕ РЕШЕНИЕ ДЛЯ ДОСТИЖЕНИЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ НОРМ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ДИЗЕЛЕЙ

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

В 2014 г. в большинстве промышленно развитых стран вступают в силу новые экологические нормативы, значительно ужесточающие требования к содержанию вредных примесей в отработавших газах дизельных (не автомобильных) двигателей. Но уже с 2011 г. в странах ЕС и в США начинают действовать переходные нормативы (соответственно Stage 3b и Tier 4 interim), представляющие собой компромисс между существующими и будущими (Stage 4 и Tier 4 final) нормами.

Речь идет, в первую очередь, об окислах азота. По мнению специалистов, возможности совершенствования рабочего процесса («внутренних» средств) в значительной мере исчерпаны. Поэтому наибольшие ожидания связаны с «внешними» средствами (очисткой ОГ после камеры сгорания). Этой теме посвящен наш сегодняшний обзор.

SCANIA ВЫБИРАЕТ КАТАЛИТИЧЕСКУЮ ОЧИСТКУ

Вопреки появлявшимся ранее сообщениям о том, что фирма «Scania» выбирает систему рециркуляции ОГ (EGR) в качестве средства достижения экологических нормативов по NO_x, оговоренных Stage 3b/Tier 4 (на переходный период) и Stage 4 /Tier 4 (окончательно), недавно было решено, что на дизелях Scania в качестве такого средства будет использоваться, прежде всего, система каталитического восстановления NO_x (SCR).

По заявлению первого вице-президента фирмы, технология SCR в итоге оказалась предпочтительной как в смысле обеспечиваемых технических показателей, так и в смысле эксплуатационных расходов. Вначале фирма выпускала двигатели с обоими типами устройств, EGR и SCR, однако впоследствии, с учетом специфики конкретных потребителей и результатов заводских испытаний, решение было принято в пользу SCR.

Имея опыт развития как EGR, так и SCR, фирма и сейчас может предложить заказчикам выбор между установкой EGR и SCR. Тем самым расширяются возможности приспособления оборудования к самым различным эксплуатационным условиям. Важным аргументом в пользу SCR являются лучшие экологические показатели. Значительно меньший расход топлива, обеспечиваемый применением SCR, позволяет кроме того снизить выброс CO_2, к чему всегда стремилась «Scania». Одним из важнейших показателей для большинства применений является приемистость двигателя. В этом смысле SCR обладает значительным преимуществом по сравнению с EGR.

Сегодня «Scania» подготовила выпуск нового семейства двигателей, включающего пока три модели, которое удовлетворяет требованиям Stage 3B/Tier 4 (промежуточная стадия) на 2011 г. У новых двигателей увеличен объем цилиндра (ход поршня 130 вместо 127 мм) и повышено давление сгорания. Новое семейство включает следующие модели двигателей: 5-цилиндровый 9.3 L DC09, 6-цилиндровый 12.7 L DC13 и 8-цилиндровый V8 DC16 с рабочим объемом 16,4 л. На них будет установлена система впрыска common rail типа Scania XPI, а для наддува будет использован турбокомпрессор с байпасом.

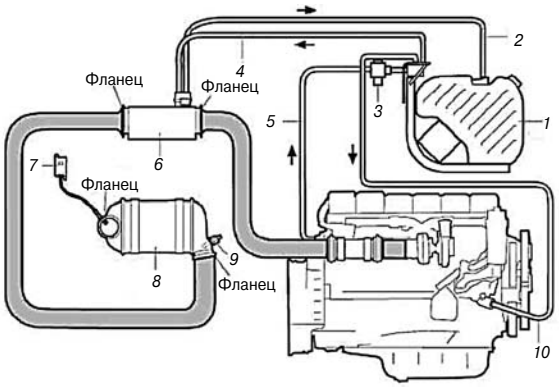
Чтобы удовлетворить требованиям самых разнообразных применений с учетом климатических условий и качества топлива, нужно иметь большой выбор двигателей, которые можно предложить заказчику. С этой целью фирма широко применяет модульный принцип. Новая фирменная система SCR с катализатором, встроенным в выпускной тракт, позволяет существенно расширить возможности приспособления двигателя и его выпускной системы к требованиям каждого конкретного заказчика.

Чтобы удовлетворить требованиям Stage 4/ Tier 4, вступающим в силу с 2014 г., все новые двигатели должны разрабатываться на базе модели 2011 г. (двигатель-2011), только они будут использовать больше AdBlue. Требования к охлаждению в обоих случаях одинаковы.

Вопреки утверждениям некоторых производителей о том, что в смысле расхода топлива между системами EGR и SCR разницы нет, опыт «Scania» свидетельствует, что с SCR расход топлива при прочих равных условиях получается существенно ниже, чем с EGR.

SCR дает гораздо больше возможностей для оптимизации двигателя, а расход топлива с SCR получается на 5–7 % ниже, чем с EGR. Двигатель-2011 уже успешно испытан на ряде тяжелых грузовиков.

При этом SCR не требует никакого дополнительного охлаждения, тогда как с применением



Система SCR фирмы «Scania»:
1 — бак AdBlue (раствор мочевины) с насосом; *6* — испаритель с дозатором AdBlue; *7* — датчик NO_x с модулем управления; *8* — катализатор SCR; остальное — вспомогательные компоненты и элементы автоматизации

EGR потребность в охлаждении возрастает на 50–70 % в варианте Stage 3b/Tier 4. Растут габариты холодильников, которые в большинстве промышленных двигателей и так уже находятся на пределе.

Кроме того, установка SCR устраняет необходимость в фильтре частиц. За счет этого снижается противодавление на выпуске и уменьшается расход топлива, что, в свою очередь, ведет к снижению выбросов CO_2.

SCR состоит из следующих основных компонентов: катализатор объемом около 30 л, бак для AdBlue и выпускная система из нержавеющей стали. Двигатель будет считаться сертифицированным, если система SCR, включая катализатор и бак для мочевины с трубопроводами, поставляется фирмой «Scania».

Bo Svensson. Scania selects SCR.
Diesel Progress International Edition,
January-February 2010

VOLVO PENTA ГОТОВИТСЯ ВСТРЕТИТЬ НОВЫЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ НОРМАТИВЫ ВО ВСЕОРУЖИИ

Готовясь к 2014 г., когда вступят в действие новые требования к вредным выбросам, фирма «Volvo Penta» внедряет на своих двигателях системы каталитического восстановления (SCR) в сочетании с другими передовыми технологиями, разработанными Volvo Group.

Новые экологические нормативы будут введены в ближайшее время, и они будут намного жестче существующих.

Что касается промышленных двигателей, то впереди намечаются две важнейшие даты, которые самым серьезным образом скажутся на судьбе большинства дизельных установок. В 2011 г. в ЕС и в США соответственно вступают в действие нормативы Stage 3b и Tier 4 interim (на переходный период), а в 2014 г. — Stage 4 и Tier 4.



Нормативы ЕС по выбросам NO_x для автомобильных и промышленных двигателей
(в 2014 г. эти требования сравняются (см. нижний график))

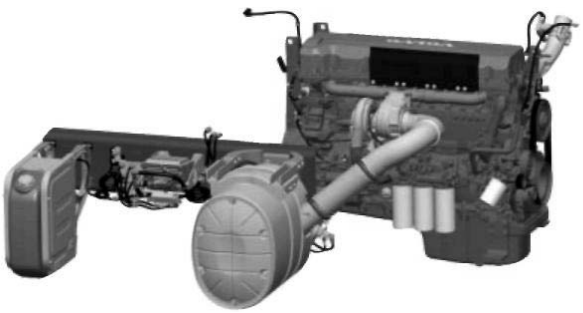
В настоящее время вредные выбросы разных групп двигателей регламентируются различными нормативными документами, поэтому между соответствующими нормативами существует определенный разрыв. К одной группе (onroad) относятся автомобильные двигатели, к другой (nonroad) — промышленные и транспортные (не автомобильные), которые будем для краткости называть общим термином «промышленные». Требования к автомобильным двигателям, как правило, выше, чем к промышленным. Поэтому новейшие технологи в первую очередь внедряются на автомобильных двигателях, а уже потом — на всех остальных. Гармонизация нормативных требований для автомобильных и промышленных двигателей ожидается лишь к 2014 г.

Поскольку экологическая безопасность является одним из важнейших приоритетов «Volvo Group», фирма создала базовые модели двигателей, удовлетворяющие самым последним, наиболее жестким требованиям.

Подразделение «Volvo Penta» в структуре «Volvo Group» отвечает за поставки двигателей Volvo внешним заказчикам.

Номенклатура промышленных двигателей Volvo охватывает дизели номинальной мощностью от 75 до 675 кВт.

По мнению фирмы нет оснований считать, что экологические показатели промышленных двигателей должны быть ниже, чем у автомобильных.



Двигатель Volvo Penta 13 L с SCR
На фото видны бак AdBlue, систем подачи и глушитель с SCR, устанавливаемый на место штатного

Правда, область возможных применений промышленных двигателей значительно шире, поэтому переход на новые технологии в этом секторе требует гораздо больших усилий. По этой причине фирма стремится не только внедрить как можно быстрее новые технологии, но и сочетать их по мере необходимости.

В настоящее время видится два основных направления достижения показателей выбросов, установленных для промышленных двигателей на 2011 и 2014 гг. Первое — применение системы рециркуляции (EGR) в сочетании с фильтром твердых частиц (ФТЧ), второе — применение системы каталитического восстановления (SCR).

SCR несет в себе заметные преимущества как для конечных пользователей, так и для производителей машин с дизельным приводом. В данном случае эти преимущества следующие: экономия топлива, простота монтажа, упрощение всей конструкции и повышение срока службы системы.

В Европе основным средством выполнения требований Euro 4 и Euro 5 стало использование SCR. Такие системы применяются почти всеми производителями грузовиков за редкими исключениями. В США также подавляющее большинство производителей грузовиков планирует выполнять новые экологические нормативы с помощью SCR.

Что касается промышленных двигателей, то здесь пока еще существует выбор между EGR и SCR. Преимущества одной из систем в данном случае не столь очевидны, и каждый производитель продвигает свою технологию.

«Volvo» владеет обеими технологиями и применяет их одновременно в разных странах, в зависимости от предпочтений местных заказчиков. С момента введения Euro 4 в 2004 г. «Volvo» на промышленных двигателях, предназначенных для европейских заказчиков, использует технологию SCR. Сейчас в Европе работают более полумиллиона таких двигателей Volvo.

В этом году «Volvo» начинает поставки двигателей в США, отвечающих требованиям 2010 г. Часть из них будет оборудована SCR, другая часть — EGR с ФТЧ. Фирма «Volvo» стала одним из первых производителей, получивших в США сертификат EPA для данной системы.

«Volvo Penta» считает целесообразным применение катализаторов для выполнения временных требований Stage 3/Tier 4 interim, поскольку большой объем выпуска делает системы SCR конкурентоспособными. Эта технология быстро совершенствуется, и уже стала частью стандартной комплектации грузовиков, соответствующих Euro 4 и выше. Система SCR практически не требует обслуживания в течение всего срока службы двигателя, что весьма привлекательно с точки зрения снижения эксплуатационных расходов.

Еще один аргумент в пользу SCR состоит в том, что если сравнить два одинаковых двигателя с одинаковым уровнем выбросов, один из которых оборудован SCR, а другой — EGR/ФТЧ, то у первого в большинстве случаев расход топлива будет на 5–8 % ниже, что, в свою очередь, ведет к уменьшению выбросов CO_2.

Установка SCR практически не требует никаких изменений в конструкции двигателя и его компонентов, что чрезвычайно облегчает переход от Stage 2/Tier 2 к Stage 3b/Tier 4 interim. Все, что для этого требуется — заменить существующий глушитель на глушитель с SCR, и установить бак AdBlue с системой подачи. Технология SCR при прочих равных условиях обеспечивает более высокую литровую мощность по сравнению с EGR, а оборудование занимает меньше места.

Для двигателей Volvo Penta переход от Stage 3a/Tier 3 к Stage 3b/Tier 4 interim не связан с какими-либо изменениями в системе охлаждения, поскольку количество отводимого тепла не увеличивается.

В настоящее время завершается создание конфигурации системы SCR под стандарт «Tier 4 final». Конструкторы работают над созданием системы, которая в 2014 г. обеспечит пользователям те же преимущества, что и система-2011. Это значит, что большинство пользователей сможет без проблем перейти от стандарта «Tier 4 interim» (временный) к стандарту «Tier 4 final» (окончательный).

Стратегическим выбором «Volvo Penta», обеспечивающим удовлетворение требований 2011 г. к всережимным промышленным и стационарным двигателям, как в Европе, так и с Америке, остается система SCR. В 2011 г. «Volvo Penta» начнет выпуск нового ряда дизелей рабочим объемом от 5 до 16 л. Готовясь к 2014 г., когда вступят в действие новые требования к вредным выбросам, фирма «Volvo Penta» внедряет на своих двигателях системы каталитического восстановления (SCR) в сочетании с другими передовыми технологиями, разработанными «Volvo Group».

Bo Svensson. Volvo Penta prepares for the future of nonroad emissions. Diesel Progress International Edition, January-February 2010

ВЛИЯНИЕ РАЗМЕРА КАПЕЛЬ МОЧЕВИНЫ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ СКВ

Наиболее популярным средством снижения выбросов окислов азота двигателями внутреннего сгорания являются системы селективного каталитического восстановления (SCR). В этих системах окислы азота переводятся в безвредный



Система СКВ с компрессорным распыливанием фирмы «Albonair»

азот, для чего необходимо иметь восстановитель (аммиак) и достаточную поверхность катализатора. Принцип работы системы состоит в том, что в струю отработавших газов впрыскивается раствор мочевины, которая в ходе гидролитической реакции преобразуется в газообразный аммиак.

Эффективность работы системы существенно зависит от равномерности подачи аммиака на поверхность катализатора. Последняя во многом определяется равномерностью распределения раствора по поверхности катализатора, а также скорости испарения раствора мочевины и образования аммиака. Указанные характеристики, в свою очередь, зависят от размера капель раствора.

На этот размер влияет целый ряд физико-химических процессов, а именно, первичное дробление жидкости, вторичное дробление, испарение и гидролиз.

Первичное дробление — это процесс образования первых капель при выходе струи жидкости из сопла распылителя. Более эффективное первичное дробление достигается с помощью использования сжатого воздух для распыла.

Вторичное дробление вызывается разностью скоростей жидких капель и газовой фазы в потоке. Их относительное движение приводит к возникновению сил, разбивающих нестабильные крупные капли на более мелкие капли.

На стадии испарения и гидролиза тепло от горячих выхлопных газов с помощью конвекции передается каплям, имеющим изначально более низкую температуру, при этом температура капель растет. При достижении точки кипения капля начинает испаряться, причем сначала испаряется вода, в которой растворена мочевина. При этом повышается концентрация мочевины, а с нею — и температура кипения. Когда испарится вся вода, начинается разложение жидкой мочевины, которая затем в ходе гидролитической реакции превращается в аммиак. Уменьшение размера капель и рост температуры ОГ приводят к увеличению скорости испарения и сокращению времени гидролиза. Фирма «Albonair» выполнила большой объем работ по гидродинамическому моделированию поведения капель в потоке отработавших газов, подтвердивших высокую эффективность уменьшения размера капель. Чем больше капля, тем больше расстояние, которое капля пролетает до того, как испариться. При этом распределение капель становится менее равномерным, что снижает эффективность реакции разложения NO_x и способствует выбросу части аммиака в атмосферу.

При исследовании распределения капель по размерам в системах компрессорного и бескомпрессорного распыливания использовался дифракционный лазерный анализатор. Было установлено, что компрессорное распыливание (с помощью сжатого воздуха) позволяет получить гораздо более мелкие капли по сравнению с бескомпрессорным.

Исследование было завершено испытаниями обеих систем в действии на дизельном стенде. Были определены величины расхода мочевины и соответствующие величины коэффициента восстановления NO_x при четырех различных значениях нагрузки.

Влияние рассматриваемого фактора на коэффициент восстановления NO_x наиболее заметно при низких величинах расхода и температуры. По мере повышения расхода и температуры разница становится менее заметной. В то же время при компрессорном распыливании коэффициент преобразования NO_x повышается при всех нагрузках даже при минимальном расходе воздуха.

Очевидно также, что для эффективной каталитической очистки необходимо обеспечить высокую однородность смеси восстановителя и выхлопных газов. Для этого, в свою очередь, нужно обеспечить равномерное и мелкодисперсное распыление раствора мочевины, особенно при низких значениях расхода и температуры. С этой точки зрения применение системы компрессорного распыливания является оптимальным.

How Urea Droplet Size Affects SCR Efficiency. Diesel Progress North American Edition, February 2010

КОНТРОЛЬ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МОЧЕВИНЫ ДЛЯ СИСТЕМ КАТАЛИТИЧЕСКОГО ВОССТАНОВЛЕНИЯ

Чистота раствора и стабильность его состава являются необходимыми условиями нормальной и длительной работы систем каталитического восстановления (SCR), которые, начиная с 2010 г., устанавливаются на большинстве производимых в США тяжелых грузовиков.

В то время как в США применение SCR ограничивается, в основном, грузовиками, во многих странах мира эта технология широко применяется также на судовых, тепловозных и про-





мышленных дизелях. Так, корпорация «AGCO» стала одним из первых производителей, применивших в начале 2009 г. фирменную технологию SCR под названием «e3» в своем новом семействе тракторов, насчитывающем в общей сложности 12 моделей.

Такие системы как BlueTec фирмы «Daimler» уже в течение нескольких лет интенсивно используются в Европе не только на грузовиках, но и на городских и междугородных автобусах.

С 1 января 2010 г. вступили в силу новые требования EPA в отношении выбросов NO_x, и с этого дня технология SCR стала основным методом, с помощью которого большинство производителей тяжелых грузовиков обеспечивают соответствие своей продукции указанным требованиям. В Европе технология SCR уже используется относительно давно. Она была разработана еще в 1950-х гг. для очистки топочных газов угольных электростанций, судовых котлов и ОГ мощных дизелей. Принцип действия SCR состоит в разложении окислов азота на молекулярный азот и воду с помощью аммиака. В дизельных установках в качестве источника аммиака используется мочевина. В Европе водный раствор мочевины известен как AdBlue; в США его обычно называют жидкостью для очистки отработавших газов дизелей (DEF — Diesel Exhaust Fluid).

DEF в виде взвеси мельчайших капель распыляется в потоке горячих выхлопных газов перед входной ступенью блока SCR, где мочевина превращается в аммиак. При прохождении газовой смеси через блок SCR окислы азота реагируют с аммиаком, при этом образуется газообразный азот и вода.

Остаточный аммиак, не успевший прореагировать с NO_x на предыдущей стадии, возвращается в поток газов, где окончательно разлагается на азот и воду. Качество каталитической очистки существенно зависит от чистоты обоих компонентов раствора — мочевины и воды. Нужная степень чистоты раствора может быть обеспечена только при использовании специализированных систем для транспортировки и хранения раствора мочевины. В настоящее время Международная организация по стандартизации (ИСО) ведет разработку двух новых стандартов. Один из них устанавливает требования к упаковке, перевозке и хранению раствора мочевины для систем каталитического восстановления (SCR), другой — требования к заполнению системы.

Первый стандарт — ИСО 22241-1 — регламентирует требования к чистоте, химическому составу и точности приборов для анализа раствора мочевины. Второй стандарт — ИСО 22241-2 — регламентирует порядок отбора проб и методы анализа, а также необходимую концентрацию мочевины.

Химические реакции в процессе каталитического восстановления очень сильно зависят от чистоты и состава мочевины, аммиака, образующегося в ходе реакции, а также других компонентов потока отработавших газов.

Наличие в растворе мочевины посторонних примесей может существенно повлиять на ход реакции, снижая эффективность очистки от NO_x или вызывая нежелательные побочные реакции. Некоторые примеси способны повредить катализатор или вызвать образование осадка на поверхности катализатора и распылителей.

Стандарт предусматривает анализы раствора мочевины на содержание следующих веществ:

Альдегиды — альдегиды являются нежелательными побочными продуктами, присутствующими во многих растворах, используемых для приготовления мочевины, таких как сельскохозяйственные удобрения и химикалии, используемые в производстве смол. В SCR должна использоваться только химически чистая мочевина.

Щелочи — щелочность определяется содержанием аммиака в растворе, присутствие которого может быть результатом неполного использования аммиака при катализе и(или) разложения мочевины. Содержание аммиака в растворе нужно контролировать во избежание появления неприятного

запаха и возникновения паразитных реакций в SCR.

Биурет — биурет (карбамилмочевина) является побочным продуктом как при производстве, так и при разложении мочевины. Содержание биурета в растворе мочевины необходимо контролировать с целью оптимизации соотношения реагентов SCR.

Металлы — присутствие металлов может влиять на эффективность водного раствора мочевины, и в некоторых случаях может вызывать деградацию материала катализатора. Результаты данного анализа характеризуют также общую чистоту мочевины и воды.

Фосфаты — фосфор, как правило, присутствует в удобрениях, чаще всего — в виде фосфатов. Раствор мочевины для SCR должен иметь степень очистки более высокую, нежели для удобрения, и данный анализ должен подтвердить отсутствие загрязнений.

Частицы — присутствие в растворе мочевины нерастворимых веществ или твердых частиц может стать причиной засорения катализатора. Накопление нерастворимых веществ в катализатор приводит к снижению его эффективности и к повышению противодавления на выпуске.

Мочевина — концентрация мочевины в водном растворе должна составлять 32,5 %. Такая концентрация является оптимальной для реакции катализа. Отклонение концентрации более чем на 0,7 % от указанного значения приводит к снижению эффективности SCR и к выбросам остаточного аммиака в атмосферу. Концентрация мочевины измеряется косвенным путем — по значению показателя преломления раствора либо по общему содержанию азота в растворе.

Контрольный анализ на содержание мочевины — поскольку предыдущий анализ не дает возможности измерить концентрацию мочевины напрямую, существует дополнительный тест для качественного подтверждения присутствия мочевины. Он просто показывает, есть ли мочевина в растворе.

Хотя стандарты ИСО 22241−1 и 22241−2 регламентируют показатели качества, проверяемые при анализах раствора мочевины, время от времени следует проводить дополнительные анализы для подтверждения стабильности характеристик раствора.

Результаты таких анализов могут быть использованы в диагностических целях при возникновении каких-либо проблем, а также для проверки наличия необходимой концентрации активных компонентов. Типичные проблемы, встречаемые при эксплуатации — загрязнение раствора дизельным топливом (заливка по ошибке не в тот бак), излишек воды (намеренное разбавление раствора водой или попадание воды в бак из-за неплотно закрытого колпачка), испарение воды из-за высокой температуры, выпадение мочевины в осадок и замерзание.

Поскольку с нынешнего года использование мочевины для определенного категории дизелей по существу становится обязательным, возникает необходимость в поддержании стабильности параметров катализа и свойств восстановителя. Нужно периодически проверять концентрацию раствора и качество воды, поскольку оба этих показателя являются критичными.

При низких температурах раствор мочевины может замерзать, поэтому в районах с холодным климатом баки DEF обычно оборудуются подогревателями. При температуре −11 °С начинается кристаллизация раствора мочевины, который в конце концов замерзает. Существуют присадки, понижающие точку замерзания раствора. К их числу относится спирт и формиат аммиака. Влияние таких присадок на свойства раствора в настоящее время изучается.

Поддержание нужной концентрации раствора с заданной точностью является критичным для обеспечения необходимых параметров каталитической реакции. В частности, на протекание реакции могут повлиять содержащиеся в воде металлы. Регулярный контроль качества раствора мочевины в эксплуатации пока не считается необходимым, однако при определенных обстоятельствах раствор надо будет время от времени проверять.

Предполагается, что при анализах будут определяться концентрация мочевины и содержание вредных примесей. Концентрация мочевины должна поддерживаться в диапазоне от 31,8 до 33,2 %. Содержание примесей может определяться несколькими способами. Присутствие дизельного топлива и других органических веществ можно определять визуально либо путем взятия проб.

Для обнаружения металлов могут применяться приборные методы. К числу металлов, наличие которых должно определяться при анализе, относятся алюминий, кальций, медь, железо, магний, никель, калий, натрий и цинк. Содержание любого из этих металлов не должно превышать 0,2 или 0,5 мг/кг (в зависимости от металла).

Тонкость фильтрации твердых частиц должна составлять 0,8 мкм. Содержание нефильтрующихся веществ в растворе не должно превышать 20 мг/кг.

Один из возможных способов намеренного разбавления раствора водой состоит в оборудовании бака датчиком проводимости, подключенным к цепи остановки двигателя. Когда про-

водимость раствора падает ниже определенного уровня (что указывает на недопустимое разбавление раствора), пуск или дальнейшая работа двигателя блокируется.

Системы SCR рассчитаны на долговременную эксплуатацию при самых различных условиях. Длительный срок эффективной службы системы может быть обеспечен лишь при условии ее надлежащего обслуживания и контроля, в том числе — использования только разрешенного вида DEF.

Ensuring Quality Of Aqueous Urea For SCR Systems.
Diesel Progress North American Edition, February 2010

ДАТЧИКИ УРОВНЯ ЖИДКОСТИ ДЛЯ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ ОГ ДИЗЕЛЕЙ

Приборостроительная фирма «Beede Instruments» выпустила две новые модели датчиков уровня жидкости для системы очистки ОГ дизелей (DEF — diesel exhaust fluid). Датчики предназначены для автотракторных двигателей. Использование продукта, известного как DEF, т. е. мочевины, во многих случаях становится неизбежным в связи с вводом в действие стандарта EPA Tier 4, ужесточающего требования к выбросам NO_x. При этом возникает необходимость в измерении уровня раствора в баках для мочевины, устанавливаемых на новых машинах.

Датчики измеряют уровень в баке DEF по сигналу, соответствующему спецификации SAE J1939 PGN 65110 (SPN1761).

Предлагаются две модификации датчика. Первая модификация представляет собой вторичный прибор со шкалой диаметром ~5 см и работает от системы NexSysLink по протоколу CAN. Когда уровень в баке опускается до 12,5 % от номинального, на шкале начинает мигать красный светодиод. Когда уровень в баке достигнет 2,5 % от номинального, красный светодиод переходит в режим постоянного свечения, предупреждая водителя о необходимости дозаправки.

Система NexSysLink относится к следующему поколению приборов Beede, сочетающему в себе аналоговые и цифровые технологии индикации. NexSysLink считывает информацию от устройств, основанных на шине CAN и реализующих протоколы SAE J1939, NMEA 2000, SmartCraft или Indmar, и может быть соединен с одним или двумя аналоговыми датчиками.



Система состоит из первичного прибора и одного или нескольких (факультативно) вторичных приборов. Тем самым устраняется необходимость в использовании отдельного передатчика между блоком управления двигателем (ECM) и прибором, что упрощает установку прибора и монтаж соединений.

Приборы могут поставляться с размером шкалы 5, 7,5 и 12,5 см и с уменьшенной глубиной, позволяющей легко встраивать их в приборную панель.

Другая модификация — это двухдюймовый (5 см) автономный индикатор уровня DEF. Он не нуждается в первичном приборе и подключается непосредственно к сети J1939. Для индикации достижения уровня 12,5 % от номинала используется желтый мигающий светодиод. Когда уровень опускается до 2,5 % от номинала, загорается красный светодиод с постоянным свечением.

Для соединений используется герметичный 6-контактный разъем типа Deutsch. В числе других опций — полупрозрачная шкала разных цветов с подсветкой, привод на основе шагового двигателя, плосковыпуклая или двояковыпуклая линза, а также стрелка с подсветкой.

New DEF Gauges From Beede.
Diesel Progress North American Edition, February 2010

СПЕКАЕМАЯ МИКРОСЕТКА ДЛЯ ФИЛЬТРОВ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ

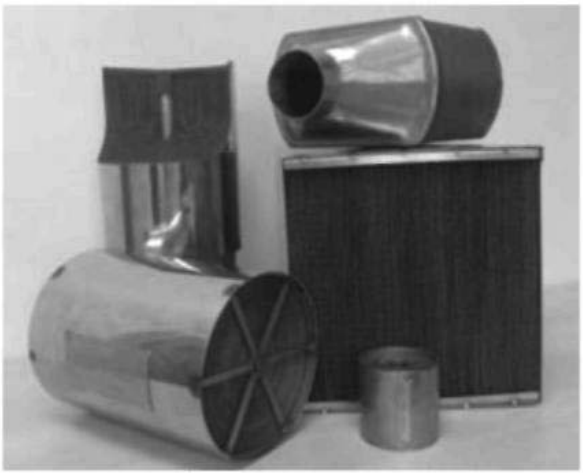
Одним из главных направлений снижения выбросов дизелей является совершенствование фильтров твердых частиц (ФТЧ). Фирма «Sunny Metal» специализируется на производстве фильтроэлементов для ФТЧ на основе спекаемой микросетки.

Спекаемая микросетка делается из жаропрочного и коррозионно-устойчивого стального сплава, легированного хромом и алюминием. Материал фирмы «Sunny Metal» представляет собой новое поколение спекаемого металловолокна, специально предназначенного для ФТЧ.

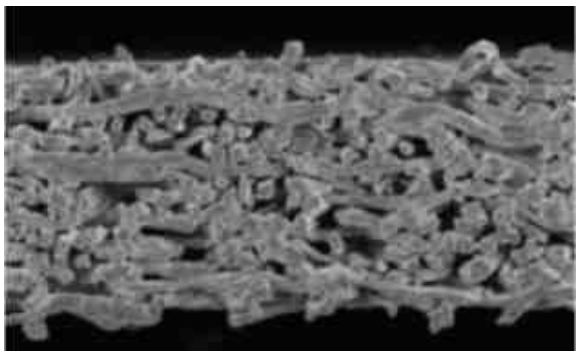
Фильтры частиц устойчивы к вибрации и термическим напряжениям. Они предназначены для всех типов дизелей — судовых, тепловозных, промышленных, автотракторных и дизель-генераторов.

Спекание происходит в печи под высоким давлением. Волокно спекается и превращается в микросетку. Существует несколько видов таких микросеток, в том числе с гофрами, используемых в качестве набивки фильтров, по структуре похожей на обычные керамические фильтры ФТЧ.

Однако металлическая набивка по сравнению с керамической создает значительно меньший



ФТЧ для дизелей различной мощности



Спекаемая микросетка Sunny Metal

перепад давления. Кроме того, металлическая набивка отличается от керамики значительно более высокими показателями прочности, химической стойкости и регенеративной способности.

Благодаря использованию микросетки вместо порошка для спекания существенно снижается нагарообразование в каналах фильтра и обеспечивается более быстрая его регенерация. Как показали испытания, фильтры Sunny Metal обеспечивают фильтрацию до 99 % твердых частиц и создают меньшее противодавление.

Микросетка ФТЧ обеспечивает также высокую адгезию. Благодаря пористости волокон и большой контактной поверхности, фильтры могут содержать большую массу катализатора. Это позволяет использовать ФТЧ Sunny Metal в качестве каталитических фильтров.

Из микросетки можно производить любые формы подложки, в том числе квадратную, длинную, узкую и круглую подложки, без ущерба для структурной прочности, что позволяет без труда встраивать такой фильтр в ограниченное пространство машинного отделения или выпускной системы.

Так, например, фильтроэлементы могут иметь квадратную или прямоугольную форму, что особенно ценно для двигателей дорожной техники и тепловозов.

Кроме подложек, изготовленных по индивидуальному заказу, фирма поставляет каталитические покрытия и комплектные системы очистки отработавших газов. В номенклатуру ее изделий входят, кроме того, специальные виды металловолокна для покрытия тормозных дисков, а также для фильтрации жидкостей и газов.

Фильтры частиц Sunny Metal могут использоваться как при производстве новых двигателей, так и при модернизации существующих. В настоящее время фильтры проходят процедуру сертификации на соответствие требованиям EPA, CARB и EU.

Производство фильтров организовано на предприятии «Sunny Metal» в Китае. Также в Китае находится головной офис фирмы. Офисы фирмы имеются также в США и Канаде, а в Южной Корее и в Италии работают ее дистрибьюторские центры.

Sintered Metal Fleece For Wall-Flow DPFs. Diesel Progress North American Edition, February 2010

НОВАЯ РАБОТА ДЛЯ СТАРОЙ ВОЗДУХОДУВКИ

Роторные воздуходувки предназначены для наддува двигателей с рабочим объемом от 0,5 до 10 л и применяются там, где требуется получить высокий крутящий момент при малых оборотах, а также на транспортных средствах, для которых характерны частые пуски и остановы и езда по дорогам с большим уклоном. Еще одно типичное применение — внедорожные транспортные средства, полный вес которых сильно меняется в зависимости от перевозимого груза. Воздуходувки «Ogura» используются также на дизельных двигателях для катеров типа Volvo Penta KAD42 с рабочим объемом 3,6 л и Kawasaki Ultra 250X (для гидроциклов) с рабочим объемом 1,5 л мощностью 250 л. с.

Нередко случается так, что хорошо известное изделие неожиданно находит новое применение, для которого оно не было изначально предназначено. Именно это произошло с воздуходувками



Роторная воздуходувка

фирмы «Ogura Industrial Corp.», выпускающей тормоза и электромагнитные муфты. Воздуходувка, которая разрабатывалась и применялась для наддува дизелей и газовых двигателей, оказалась востребована как часть системы очистки отработавших газов, а также в качестве устройства, снижающего нагрузку на топливные элементы. Фирма «Ogura» выпускает воздуходувки роторного типа. Роторы, приводимые через электромагнитную муфту сцепления, имеют тефлоновое покрытие для защиты от износа и загрязнения.

В новом качестве воздуходувка используется для улучшения работы каталитического нейтрализатора за счет увеличения количества кислорода, необходимого для дожигания продуктов неполного сгорания топлива. Для повышения экономичности в воздуходувке имеется электромагнитная муфта сцепления, управляемая от бортового компьютера и отключающая воздуходувку, когда она не нужна, например, во время торможения.

В установках с топливными элементами на основе протонообменной мембраны (ПОМ) воздуходувка используется для регулирования подачи воздуха, воды и водорода в топливный элемент, вырабатывающий электричество. При этом для привода воздуходувки используется бесщеточный электродвигатель постоянного тока, питаемый от топливного элемента. Подача дополнительного воздуха позволяет повысить мощность топливного элемента и улучшить его массогабаритные показатели. Применение воздуходувок в таких установках оказывается особенно эффективным, обеспечивая не только повышение мощности топливного элемента, но и снижение его массы, габаритов и стоимости.

Фирма «Ogura» со штаб-квартирой в г. Somerset, N.J., имеет 14 предприятий, расположенных в Японии, Юго-Восточной Азии, Северной Америке, Китае, Южной Америке и Европе. Она производят более 3000 наименований муфт сцепления, тормозных систем и воздуходувок.

Air Pumps Find New Applications.
Diesel Progress North American Edition,
February 2010

ЮБИЛЕЙ!



Григорию Вульфовичу Мельнику 70 лет!

15 августа 2010 г. исполнилось 70 лет Григорию Вульфовичу Мельнику, кандидату технических наук, руководителю отделения научно-технический информации редакции журнала «Двигателестроение».

В 1962 г. после защиты диплома инженера на кафедре ДВС Ленинградского кораблестроительного института, Г.В. Мельник поступил на работу в отдел автоматизации Центрального научно-исследовательского дизельного института (ЦНИДИ), где проработал более 30 лет.

Профессиональному росту молодого инженера-исследователя в области систем регулирования и управления способствовали такие необходимые для научного работника качества, как общая эрудиция, аналитические способности, скрупулезное внимание ко всем деталям предмета исследования и блестящее знание английского языка.

В 1970 г. Г.В. Мельник защитил кандидатскую диссертацию по направлению развития электронных регуляторов скорости. В дальнейшем в область его научных интересов попадали самые различные объекты автоматизации, в том числе двигатель Стирлинга.

В период с 1988 по 1992 г. Г.В. Мельник возглавлял лабораторию регулирования и управления, основной задачей которой было создание современных гидромеханическими и электронных регуляторов скорости вращения.

Последующие годы были посвящены сотрудничеству с зарубежными двигателестроительными компаниями, продвигающими свою высокотехнологичную продукцию на российский рынок, такими как «Woodward Governor Co.» (США), «Waukesha Engine» (США), Европейский институт экологической энергетики (Дания) и др.

С 2005 г. Г.В. Мельник активно сотрудничает с редакцией журнала «Двигателестроение» в качестве руководителя отделения научно-технической информации, и подготовленные им обзоры по самым актуальным проблемам развития двигателестроения стали постоянной рубрикой нашего журнала.

Трудовая деятельность Г.В. Мельника отмечена многими почетными званиями и наградами.

Редакция журнала «Двигателестроение» поздравляет Григория Вульфовича с юбилеем и желает ему здоровья, благополучия и творческого долголетия