

ленный синтез гибких технологических систем высокой и сверхвысокой производительности / В.Ф. Сорокин, Н.Э. Тернюк. – Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. Спец. вып. «Новые технологии в машиностроении». №3 (54). 2008. – С. 110-115. 9. Тернюк Н.Э. Законы развития техники и их применение при создании инноваций / Н.Э. Тернюк – «Сучасні проблеми науки та освіти. матеріали 12-ї міжнародної міждисциплінарної науково-практичної конференції». міжнарод. науч.-практ. конф., 27 кв. – 9 травня 2012р., – Х. Харк. Нац. ун-т ім. В.Н. Каразіна, 2012. – С. 89-102. 10. Тернюк Н.Е. Класифікація рівнів варіативності технологічних систем – / Н.Е. Тернюк В.Ф. Сорокін – Розвиток наукових досліджень 2007: матеріали третьої міжнародної науково-практичної конференції – Полтава, ІнтерГрафіка, 2007. – Т. 6. – С. 73-76. 11. Тернюк Н.Э. Система периодических систем элементов материального мира – / Н.Э. Тернюк – «Сучасні проблеми науки та освіти. матеріали 11-ї міжнародної міждисциплінарної науково-практичної конференції». міжнарод. науч.-практ. конф., 30 кв. – 9 травня 2011р., – Х. Харк. Нац. ун-т ім. В.Н. Каразіна, 2011. – С.11-22.

Bibliography (transliterated):

1. Artobolevskij I.I. Teorija mehanizmov i mashin / I.I. Artobolevskij. – М.: Nauka, 1985. – 685 s. 2. Ko-zhevnikov, S. N. Teorija mehanizmov i mashin [Tekst] / S. N. Kozhevnikov. – М.: Mashinostroenie, 1973. – 591 s. 3. Belovol A.V. Novyj podhod k

proektirovaniju gibkih tehnologicheskikh sistem vysokoj i sverhvysokej proiz-voditel'nosti dlja mashinostroenija / A.V. Belovol, N.E. Ternjuk – Aviacijno-kosmichna tehnika i tehnologija, 2003. – № 39/4. – S. 117-121. 4. Mihajlov A.N. Osnovy sinteza potочно-prostranstvennyh tehnologicheskikh sistem nepreryvnogo dejstvija / A.N. Mihajlov. – Do-neck: DonNTU, 2002. – 379 s. 5. Mironovich P.V. O meto-de sinteza konstrukcij iz podsistem. – Raketnaja tehnika i kosmonavtika / P.V. Mironovich, A.L. Hejl. – 1981. – № 9. S. 128–139. 6. Mesarovich M. Obwaja teorija sistem: matematicheskie osnovy / M. Mesarovich. – М.:Mir, 1978. – 311 s. 7. Ternjuk N.Je. Metodologija trehjetapnogo sinteza slozhnyh sistem / N.Je. Ternjuk, V.F. Sorokin. – Sb. nauchnyh trudov HNADU, Har'kov, vyp. 24. Har'kov, 2008, S. 22-29. 8. Sorokin V.F. Naprav-lennyj sintez gibkih tehnologicheskikh sistem vysokoj i sverhvysokej proizvoditel'nosti / V.F. Sorokin, N.Je. Ternjuk. – Voprosy proektirovanija i proizvodstva konstrukcij letatel'nyh apparatov. Spec. vyp. «No-vye tehnologii v mashinostroenii». №3 (54). 2008. – S. 110-115. 9. Ternjuk N.Je. Zakony razvitija tehniki i ih primenenie pri sozdanii innovacij / N.Je. Ternjuk – «Suchasni problemi nauki ta osviti. materialy 12-ї mizhnarodnoї mizhdisciplinarnoї naukovo-praktichnoї konferencii». mezhdunar. науч.-практ. конф., 27 кв. – 9 травня 2012р., – H. Hark. Nac. un-t im. V.N. Karazina, 2012, – S. 89-102. 10. Ternjuk N.E. Klasifikacija rivniv variativnosti tehnologichnih sistem – / N.E. Ternjuk V.F. Sorokin – Rozvitok naukovih doslidzhen' 2007: materialy tret'oi mizhnarodnoї naukovo-praktichnoї konferencii – Poltava, InterGrafika, 2007. – Т. 6. – S. 73-76. 11. Ternjuk, N.Je. Sistema periodicheskikh sistem jelementov material'nogo mira – / N.Je. Ternjuk – «Su-chasni problemi nauki ta osviti. materialy 11-ї mizhna-rodnoї mizhdisciplinarnoї naukovo-praktichnoї konferencii». mezhdunar. науч.-практ. конф., 30 кв. – 9 травня 2011р., – H. Hark. Nac. un-t im. V.N. Karazina, 2011. –S.11-22.

УДК 621.436

**В.С. Кукис, д-р техн. наук, В.А. Романов, канд. техн. наук,
Ю.А. Постол, канд. техн. наук**

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ С ПНЕВМАТИЧЕСКИМ РАСПЫЛИВАНИЕМ ТОПЛИВА

Введение

Дальнейшее развитие поршневых ДВС невозможно без решения ряда проблем, среди которых наиболее важными являются: применение высоко-го наддува; обеспечение надежного пуска при низкой температуре окружающей среды; использование топлив широкого фракционного состава (многотопливность); уменьшение выброса токсичных веществ.

При этом важно, чтобы повышение литровой мощности форсированием ДВС высоким наддувом не приводило к увеличению механических и термических нагрузок на детали двигателя и ухудшению удельного эффективного расхода топлива.

При реализуемых в современных ДВС термодинамических циклах выполнение этих требований можно обеспечить только при относительно невысоких степенях сжатия. Однако малые степени сжатия снижают термический и индикаторный

КПД, ухудшают пусковые качества, прежде всего, дизелей, создают неблагоприятные условия для использования топлив различного фракционного состава.

Таким образом, краткое рассмотрение проблем, связанных с организацией рабочего процесса в поршневых ДВС, указывает на очевидные противоречия в выборе значения степени сжатия.

Наиболее радикальным путем разрешения этих противоречий, на наш взгляд, является переход (возвращение) к варианту термодинамического цикла со сгоранием при неизменном давлении [1, 2, 3].

Теоретические предпосылки

Рис. 1 позволяет сравнить указанный цикл с циклами современных (бескомпрессорных) дизелей и двигателей с искровым зажиганием при одинаковых максимальных давлениях и температурах рабочего тела (т. е. при одинаковых механических и

термических нагрузках). Известно, что термический КПД циклов определяется по формуле

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1}$$

где q_1 – количество подведенной теплоты (на рисунке ему соответствует площадь 1-c^{II}-z-2 - в цикле с подводом теплоты по изобаре и 1-c^I-z-2 - в цикле с комбинированным подводом теплоты); q_2 – количество отведенной теплоты (на рисунке ей во всех случаях соответствует площадь 1-a-в-2).

Учитывая графическую интерпретацию переданной теплоты, можно утверждать, что среди ДВС с одинаковой механической и термической нагруженностью, наиболее экономичным является термодинамический цикл компрессорного дизеля.

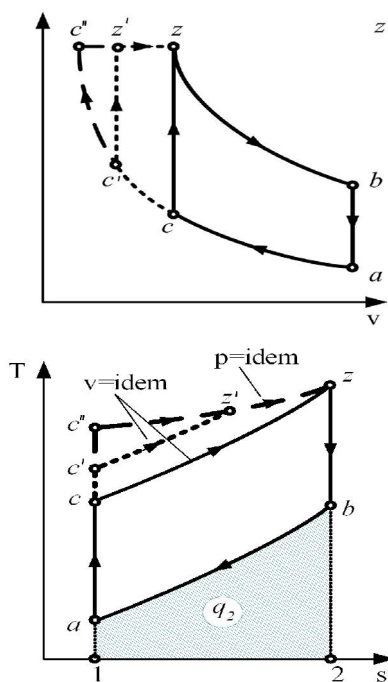


Рис. 1. Термодинамические циклы двигателей с искровым зажиганием бескомпрессорных и компрессорных дизелей при одинаковых максимальных давлениях и температурах рабочего тела

Полезная работа цикла определяется разницей работ, полученной при расширении и затраченной на сжатие, и эквивалентна площади внутри контура цикла в координатах p-v. Рис. 1 свидетельствует о том, что наибольшую работу цикла среди двигателей с одинаковой механической и термической нагруженностью, обеспечивает также термодинамический цикл компрессорного дизеля.

Давление и температура рабочего тела в конце процесса сжатия (p_c и T_c) с ростом ϵ существен-

но увеличиваются, что благоприятно сказывается на пусковых качествах дизеля. Однако при этом практически столь же интенсивно возрастают максимальное давление и температура цикла (p_z и T_z), что ведет к повышению механической и термической нагруженности деталей двигателя.

Изменения давления и температуры в конце процесса расширения (p_b и T_b), свидетельствуют о том, что увеличение степени сжатия позволяет уменьшить потери энергии с выбрасываемыми в атмосферу продуктами сгорания, так как снижаются их термический и механический потенциалы.

В двигателях с наддувом характер влияния степени сжатия на параметры рабочего цикла сохраняется, однако негативное влияние p_z в этом случае проявляется при меньших значениях ϵ , так как процесс сжатия начинается при больших давлениях:

$$p_z = p_k \epsilon^{n_1 \lambda},$$

где p_k – давление наддувочного воздуха; n_1 показатель политропы сжатия.

Поскольку показатель политропы сжатия при различных условиях протекания рабочего цикла меняется незначительно, ограничения p_z принципиально можно достичь путем снижения степени сжатия или степени повышения давления. Однако уменьшение ϵ , как следует из рассмотренных выше материалов, сказывается отрицательно на всех показателях рабочего процесса дизеля.

Немаловажным обстоятельством, связанным с возможностью реализации в компрессорном дизеле более высоких степеней сжатия является и возможность создания многотопливных двигателей. Широкое использование таких двигателей облегчает приспособление моторного парка к изменяющемуся балансу производства и потребления топлива. В многотопливных двигателях может быть использовано до 71 % топливных фракций нефти, тогда как в двигателях с искровым зажиганием и в дизелях вместе взятых – только 54 %. Кроме того, в многотопливных двигателях бензин используется значительно эффективнее, чем в двигателях с искровым зажиганием [4]. Абсолютное большинство современных многотопливных двигателей разработано на базе дизелей, так как с точки зрения рабочего процесса они обладают более широкими возможностями в отношении использования различных сортов моторных топлив. Однако, в случае применения легких топлив работа дизелей становится жесткой, значительно увеличивается шум,

затрудняется, а иногда становится невозможным, холодный пуск. Появляются и некоторые другие проблемы, которые можно практически избежать, если двигатель имеет высокую степень сжатия [5].

Весьма важна высокая степень сжатия для обеспечения надежного пуска дизеля и при использовании обычных топлив.

Организация впрыскивания топлива в цилиндр с помощью сжатого воздуха существенно влияет и на процесс подготовки рабочей смеси к сгоранию. Как известно, в современных четырехтактных дизелях для обеспечения качественного смесеобразования необходимо интенсивное движение воздушного заряда в цилиндре.

Переход на пневматическое распыливание топлива практически снимает проблему организации интенсивного движения воздуха в цилиндре [6], при этом качественное смесеобразование вполне обеспечивается в однополостной камере сгорания. Днище поршня может быть плоским или иметь слегка вогнутую сферическую форму. Это обеспечивает минимальные потери теплоты в стенки камеры сгорания. В результате повышается индикаторный КПД и, соответственно, снижается удельный индикаторный расход топлива, а также улучшаются пусковые качества (особенно в условиях низких температур окружающей среды).

Камеры сгорания компрессорных дизелей отличаются технологичностью (в связи с простотой изготовления поршней и отсутствием каких-либо полостей в головке двигателя) и являются оптимальными в конструктивном отношении, так как

двигатели с такой камерой сгорания имеют относительно меньшую высоту.

Одним из основных требований, предъявляемых к рабочему процессу и конструкции дизелей мобильной техники, является возможность их работы с наддувом. Особенностью дизелей с наддувом является более высокая температура стенок камеры сгорания вследствие большего количества сгорающего топлива. В камерах сгорания современных дизелей, имеющих острые кромки или горловины, рост температуры в этих местах становится особенно опасным, так как высокая температура и резко переменные режимы механического нагружения приводят к разрушению поршня.

Очевидно, что указанная проблема в значительной мере облегчается, если рабочий процесс в надпоршневой полости двигателя организован по циклу со сгоранием при неизменном давлении.

Организуя распыливание топлива в цилиндре сжатым воздухом, можно ожидать улучшения экологических показателей двигателя [7, 8].

Специфические особенности дизеля с пневматическим распыливанием топлива приведены на рис. 2. Сжатый воздух, необходимый для пневматического распыливания топлива, может быть получен за счет использования энергии отработавших газов. Принципиальная схема одного из возможных вариантов реализации такой утилизационной системы для комбинированного двигателя с газотурбинным наддувом показана на рис. 3.

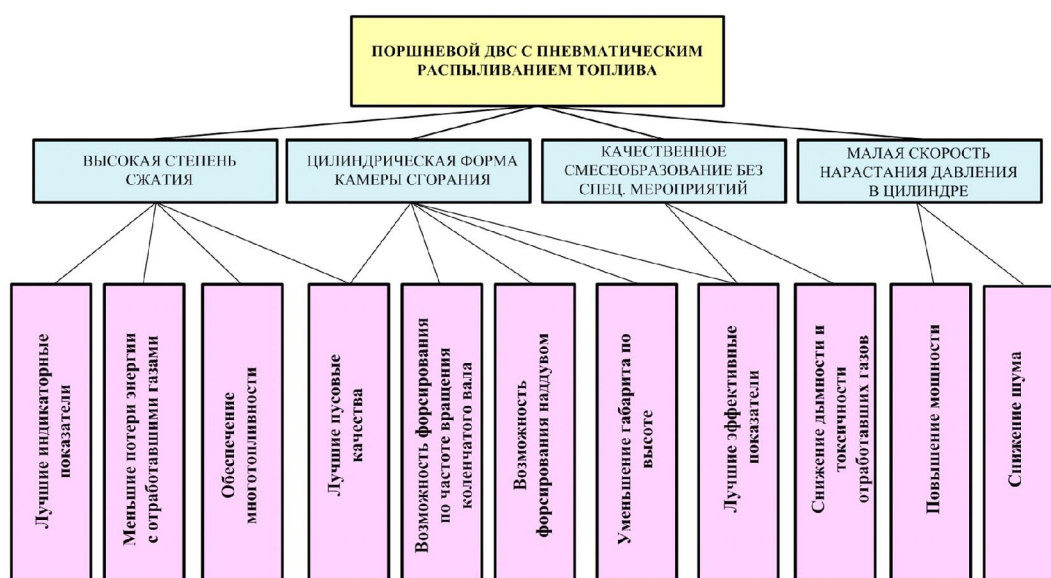


Рис. 2. Специфические особенности дизеля с пневматическим распыливанием топлива

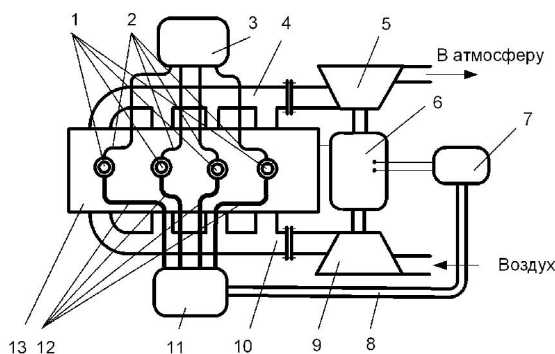


Рис. 3. Принципиальная схема комбинированного двигателя с газотурбинным наддувом и с распыливанием топлива сжатым воздухом, получаемым в результате утилизации отработавших газов с помощью высокочастотного электрического генератора:

1 – пневматические форсунки, оборудованные электромагнитной системой управления; 2 – топливопроводы; 3 – топливный бак; 4 – выпускной коллектор; 5 – газовая турбина; 6 – высокочастотный электрический генератор; 7 – электродвигатель с компрессором высокого давления; 8 – воздушный трубопровод; 9 – компрессор низкого давления; 10 – впускной коллектор; 11 – ресивер; 12 – воздухопроводы; 13 – поршневой двигатель внутреннего сгорания

Система работает следующим образом. Отработавшие газы ДВС по выпускному коллектору поступают в газовую турбину, вал которой вращает ротор высокочастотного электрогенератора, производящего электроэнергию, используемую для привода в действие компрессора высокого давления. Часть энергии, передаваемая от вала газовой турбины ротору высокочастотного электрогенератора, передается через него на вал компрессора низкого давления, с помощью которого производится наддув ДВС.

Компрессор высокого давления по воздушно-трубопроводу нагнетает сжатый воздух в ресивер, откуда сжатый воздух по воздухопроводам подается к пневматическим форсункам, оборудованным электромагнитной системой управления, к которым по топливопроводам поступает топливо из расходного бака.

Результаты эксперимента и их анализ

Объектом исследования служил рабочий процесс в поршневом ДВС.

Предметом исследования являлся рабочий процесс в поршневом ДВС с пневматическим

распыливанием топлива и воспламенением его от сжатия.

Программа проведения экспериментального исследования была составлена в соответствии с задачами, решению которых посвящена настоящая работа - исследованиям рабочего процесса одноцилиндрового дизеля жидкостного охлаждения 1Ч15,0/20,5 в штатной комплектации и с пневматическим распыливанием топлива и включала четыре этапа. В штатном варианте он имел камеру сгорания типа ЦНИДИ, степень сжатия 14,0, форсунку с распылителем 5x0.4x130.

Для работы с пневматическим распыливанием топлива в комплектацию дизеля 1Ч15,0/20,5 были внесены следующие изменения.

1. Заменен поршень. Его днище выполнено вогнутым с радиусом 119 мм (рис. 4).



Рис. 4. Опытный поршень

2. В связи с изменением формы днища поршня объем камеры сгорания уменьшился на 23 %, что привело к увеличению степени сжатия до 19,6.

3. Из односекционного топливного насоса удален нагнетательный клапан.

4. Разработана и изготовлена форсунка для пневматического распыливания топлива оригинальной конструкции (рис. 5).

Пневматическая форсунка работает следующим образом. Цикловая порция топлива подается в форсунку плунжером топливного насоса в конце хода всасывания. За время сжатия топливо по каналу 15 попадает в полость под корпусом форсунки 7. Сюда же по каналу 5 поступает сжатый воздух, который перемешивается с топливом. При подаче напряжения из блока управления на катушку электромагнита 9 якорь-игла форсунки 14 поднимается и распыливающий воздух, устремляясь в цилиндр,

захватывает с собой топливо. Однако оно не все сразу выбрасывается в цилиндр, а размазывается между сетками 4. Воздух в продолжение всего времени открытия соплового отверстия постепенно забирает топливо и распыливает его в цилиндр. Таким образом, созданием постепенного ввода топлива обеспечивается возможность приближения работы дизеля к циклу со сгоранием при неизменном давлении. Сопловое отверстие представляло собой сопло Лавала с минимальным диаметром 1,3 мм, что обеспечивало равномерное распыливание топливовоздушной смеси со сверхзвуковой скоростью на выходе по объему камеры сгорания. На первом этапе экспериментального исследования были проведены испытания дизеля 1Ч15,0/20,5 в штатной комплектации (определены скоростная и нагрузочная (при частоте вращения коленчатого вала, соответствующей максимальному крутящему моменту) характеристики; получены индикаторная диаграмма рабочего процесса на режиме максимальной мощности), оценено содержание выбросов вредных веществ с ОГ на режиме номинальной мощности.

Все стендовые испытания проводились по методикам ГОСТ 18509-88 Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. Обработка результатов испытаний проводилась в соответствии с ГОСТ 18509 и ГОСТ Р 41.96.

Полученные результаты использовались в последующем для сравнительной оценки рабочих процессов дизеля 1Ч15,0/20,5 в штатной комплектации и с пневматическим распыливанием топлива.

Затем в дизеле 1Ч15,0/20,5 были заменены поршень и форсунка. Из топливного насоса удален нагнетательный клапан.

После установки двигателя в опытной комплектации на стенд, прежде всего, было оценено влияние момента начала распыливания топлива, а затем – давления распыливающего воздуха на удельный индикаторный расход топлива дизеля, среднее индикаторное давление и индикаторный КПД.

Цикловая подача топлива и продолжительность его распыливания соответствовали прототипу. В результате для дальнейших экспериментов угол, соответствующий моменту начала распыливания топлива, был выбран равным 10 град. ПКВ до ВМТ и давление воздуха, распыливающего топливо, 9,5 МПа.

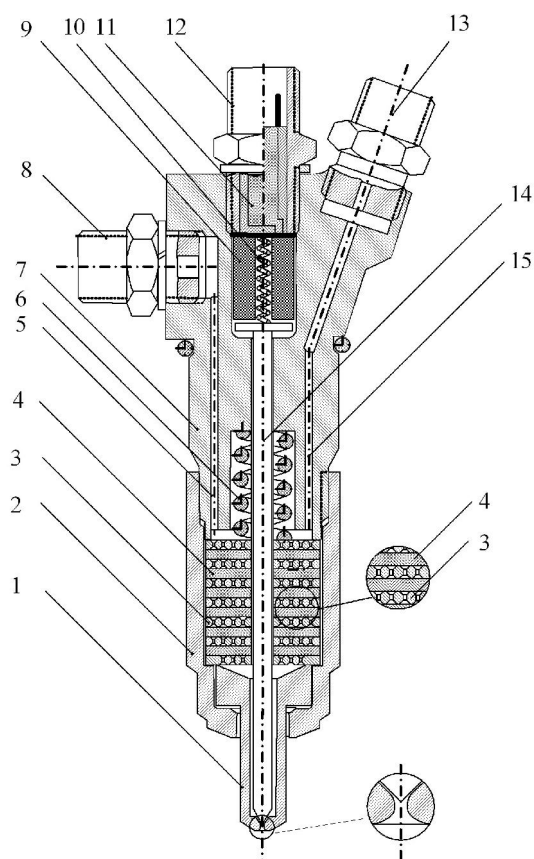


Рис. 5. Форсунка для пневматического распыливания топлива:

а – внешний вид; б – устройство форсунки: 1 – распылитель; 2 – накидная гайка; 3 – проставочные кольца; 4 – сетка; 5 – канал подвода сжатого воздуха; 6 – пружина; 7 – корпус форсунки; 8 – штуцер подвода сжатого воздуха; 9 – катушка электромагнита; 10 – пружина иглы распылителя; 11 – изолятор; 12 – штуцер подключения блока управления; 13 – штуцер подвода топлива; 14 – якорь-игла форсунки; 15 – канал подвода топлива

На рис. 6 представлен фрагмент индикаторных диаграмм, позволяющий подробно проанализировать различия в особенностях протекания этого процесса.

Из рис. 6 видно, что, несмотря на увеличение степени сжатия с 14,0 (в штатном варианте комплектации) до 19,6 (при пневматическом распыливание топлива), максимальное давление рабочего тела снизилось с 7,28 до 6,94 МПа (т.е. на 7,25 %).

Теоретически ожидаемого перехода к сгоранию топлива при $p = idem$ не произошло, но степень повышения давления существенно уменьшилась – с 2,14 до 1,43 (т.е. на 33,2 %), а степень предварительного расширения еще более заметно увеличилась – с 3,28 до 5,45 (т.е. на 66,2 %). Тем не менее, у авторов остается твердая уверенность в

том, что добиться практически полного осуществления процесса сгорания при неизменном давлении можно, но для этого следует провести целую серию дополнительных экспериментов по подбору соответствующей цикловой подачи топлива и момента начала его распыливания.

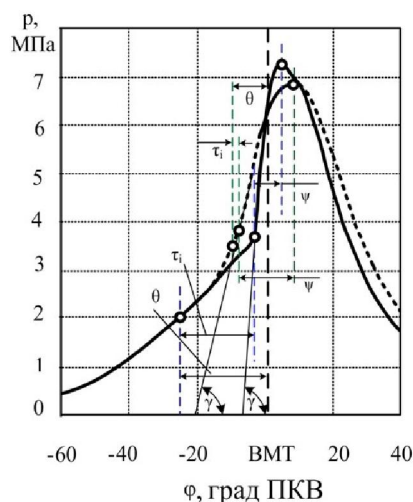


Рис. 6. Фрагмент индикаторных диаграмм дизеля 1С15,0/20,5: сплошная линия – штатная комплектация, пунктирная – опытная комплектация

Задержка воспламенения при пневматическом распыливания топлива сократилась с 20,9 до 2,1 град. ПКВ (т.е. практически на 90 %).

Связано это с тем, что в бескомпрессорном дизеле за время физической задержки воспламенения в цилиндре должны произойти сложные физические процессы: распад струи топлива на капли, нагрев, и хотя бы частичное испарение капель, диффузия паров топлива и воздуха (образование газозвушной смеси). Только после этого начинается образование холоднотламенных химических процессов [9]. В случае же пневматического распыливания топлива в цилиндр сразу поступает газообразная газозвушная смесь и процесс задержки воспламенения носит практически кинетический характер.

Увеличение степени сжатия (с 14 до 19,6) и изменение формы камеры сгорания в двигателе с пневматическим распыливанием топлива обеспечило более высокие давление и температуру в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива и сократило поверхность теплоотвода от рабочего тела в стенки внутрицилиндрового пространства, что обусловило дополнительное увеличение температуры заряда. Сказанное привело сокращению

продолжительности кинетической фазы периода задержки воспламенения.

Следует подчеркнуть, что, несмотря на весьма высокую степень гомогенности заряда при пневматическом распыливания топлива, обусловленную тем, что распыливающее сопло, выполнено в форме сопла Лавалья с широким углом расширения, попадающая в цилиндр топливовоздушная смесь распределяется по объему камеры сгорания практически равномерно. В ней всегда есть зоны с благоприятным для самовоспламенения локальным значением коэффициента избытка воздуха в связи с наличием в заряде и мелких (расчеты показали, что диаметр капель по Заутеру $d_{32}=0,11$ мк) испаряющихся капелек топлива.

Наличие в цилиндре мелких капелек топлива при пневматическом распыливания подтверждает и дифференциальный закон тепловыделения (рис. 7). Как видно он характеризуется двумя ярко выраженными максимумами (также как и при штатной комплектации двигателя), что характерно для однократного тепловыделения [9]. Однако значительно более очевидный второй максимум указывает на то, что даже в самом начале процесса тепловыделения доминирующим является диффузионный механизм горения, в отличие от штатного варианта, где вначале явно преобладает кинетический механизм.

Значительно более короткий период задержки воспламенения при пневматическом распыливания топлива обуславливает и существенное (на 31,52 %) снижение максимальной скорости нарастания давления (с 0,844 до 0,694 МПа/град ПКВ).

Сравнение характеристик выгорания топлива свидетельствует о том, что в случае пневматического распыливания, продолжительность сгорания значительно сократилась (практически на 25–30 град ПКВ), чему способствует высокая гомогенизация заряда и достаточно интенсивное его перемешивание в период протекания процесса сгорания (см. рис. 7).

Представленные выше материалы по особенностям протекания процесса сгорания в случае пневматического распыливания топлива убедительно свидетельствуют о существенном приближении рабочей смеси к гомогенному состоянию.

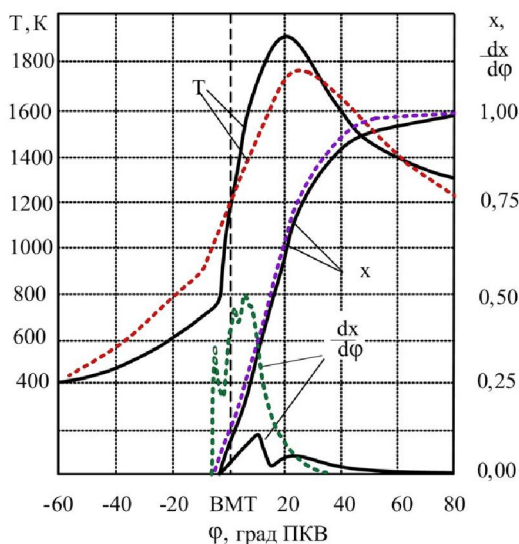


Рис. 7. Изменение температуры рабочего тела, характеристики (x) и скорости выгорания топлива (dx/dφ)

Этот факт косвенно подтверждается и улучшением экологических показателей дизеля 1Ч15,0/20,5 в случае пневматического распыливания топлива, результаты определения которых приведены в таблице. Для определения выбросов оксидов азота, оксида углерода и углеводородов использовалась газоаналитическая система Тест-1С, для определения содержания твердых частиц в отработавших газах – (гравиметрический метод).

Таблица – Содержание вредных веществ в отработавших газах при работе дизеля 1ЧН15/20,5 на режиме номинальной мощности в штатной комплектации и с пневматическим распыливанием топлива

Показатель	Штатная комплектация	С пневматическим распыливанием топлива
Дымность, %	17	7,1
Оксиды азота, г/(кВт·ч)	14,2	9,1
Оксид углерода (II), г/(кВт·ч)	0,3	0,23
Углеводороды, г/(кВт·ч)	0,020	0,015
Твердые частицы, г/(кВт·ч)	0,46	0,03

Как видно, содержание компонентов, образование которых обусловлено недостатком окислителя (кислорода) в камере сгорания, весьма существенно снизилось:

- на 93,5 - твердых частиц;

- на 58,2 % - дымности;
- на 25,0 % - углеводородов;
- на 23,3 % - оксида углерода.

Заметно сократилось содержание в отработавших газах и концентрация оксидов азота (на 35,9 %), что связано с понижением температуры рабочего тела в цилиндре двигателя.

Описанные выше изменения в рабочем процессе дизеля с пневматическим распыливанием топлива, естественно, привели и к изменению мощностных и экономических показателей двигателя. Так эффективная мощность повысилась на 31,2%, максимальный крутящий момент – практически на 10 %, удельный эффективный расход топлива сократился на 12,9 %.

Заключение

Перевод дизеля 1Ч15,0/21,5 на пневматическое распыливание топлива благоприятно сказывается на рабочем процессе двигателя и на его показателях в целом. Приведенные данные свидетельствуют о значительном снижении механической и термической нагруженности узлов и деталей дизеля, существенном повышении его мощностных и экономических показателей и снижении содержания вредных веществ в его отработавших газах.

Повышение степени сжатия за счет изменения формы камеры сгорания и уменьшение поверхности теплообмена между рабочим телом и стенками внутрицилиндрового пространства привело к весьма ощутимому увеличению индикаторного КПД и позволяет ожидать улучшения пусковых качеств дизеля (особенно в условиях низких температур окружающей среды).

Полученные результаты указывают на целесообразность продолжения исследований в выбранном направлении и, в частности, в области производства сжатого воздуха за счет утилизации энергии отработавших газов поршневых ДВС.

Список литературы:

1. Пат. на полезную модель 89177 F 02B 49/00. Российская Федерация, Дизель с пневматическим распыливанием топлива / В.С. Кукис, В.А. Романов, Р.Г. Баймуратов Р.Г.: заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «ЧГПУ» - № 2009127011/22; заявл. 27.11.209; опубл.27.11.2011, Бюл. № 23. 3. Кукис В.С. Компрессорный дизель – прошлое или будущее двигателестроения? /В.С. Кукис, И.А. Харенко // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. Научный журнал. - Вып. 2. – Новосибирск: ФГОУ ВПО «НГАСУ», 2010 - С. 186–188. 3. Кукис В.С. О целесообразности и возможности реализации пневматического распыливания топлива в дизелях / В.С. Кукис, И.А. Харенко // Вестник АВН -

2010. - № 3 (32), – С. 287–290. 4. Гарипов М.Д. Рабочие процессы и конструирование двигателей, работающих на биотопливах / М.Д. Гарипов, Р.Д. Еникеев, Р.Ю. Саккулин. – Уфа, Изд-во УГАТУ, 2008. – 107 с. 5. Демидов В.П. Двигатели с переменной степенью сжатия / В.П. Демидов. – М.: Машиностроение. 1978. – 136 с. 6. Харенко И.А. Совершенствование рабочего процесса дизелей путем пневматического впрыскивания топлива / И.А. Харенко // Известия Международной академии аграрного образования. – Вып. 11. – 2011. – С. 68–74. 7. Кукис В.С. Особенности рабочего процесса дизеля с пневматическим распыливанием топлива / В.С. Кукис, И.А. Харенко // Материалы Международной науч.-техн. конф. Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) "Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров" - Кн. 2. - М.: Изд-во МГТУ «МАМИ», 2010. - С. 166-172. 8. Кукис В.С. Пневматическое распыливание топлива как способ снижения токсичных выбросов ДВС / В.С. Кукис, И.А. Харенко // 5-е Луканинские чтения. «Решение энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе». Юбилейная науч.-техн. конф. М.: МАДИ, 2011 – С. 32–34. 9. Кавтардзе, Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов / Р.З. Кавтардзе. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 720 с.

Bibliography (transliterated):

1. Pat. na poleznuju model' 89177 F 02B 49/00. Rossijskaja Federacii, Dizel' s pnevmaticheskim raspylivani-em topliva / V.S. Kukis,

V.A. Romanov, R.G. Bajmuratov R.G.: zajavitel' i patentoobladatel' GOU VPO «ChGPU» - № 2009127011/22; zajavl. 27.11.2009; opubl. 27.11.2011, Bjul. № 23. 3. Kukis V.S. Kompessor-nyj dizel' – proshloe ili buduwee dvigatelestroenija? / V.S. Kukis, I.A. Harenko // Nauchnye problemy trans-porta Sibiri i Dal'nego Vostoka. Nauchnyj zhurnal. Vyp. 2. – Novosibirsk: FGOU VPO «NGAVT», 2010. S. 186–188. 3. Kukis V.S. O celesoobraznosti i vozmozno-sti realizacii pnevmaticheskogo raspylivanija topli-va v dizeljah / V.S. Kukis, I.A. Harenko // Vestnik AVN 2010. № 3 (32), – С. 287–290. 4. Garipov M.D. Rabochie processy i konstruirovanie dvigatelej, rabotajuvih na biotoplivah / M.D. Garipov, R.D. Enikeev, R.Ju. Sak-kulin. – Ufa, Izd-vo UGATU, 2008. – 107 s. 5. Demidov V.P. Dvigateli s pere-mennoj stepen'ju szhatija / V.P. Demidov. – М.: Mashinostroenie. 1978. – 136 s. 6. Harenko I.A. Sovershenstvovanie rabocheho processa dizelej putem pnevmaticheskogo vpryskivanija topliva / I.A. Harenko // Izvestija Mezhdunarodnoj akademii agrarno-go obraz-zovanija. – Vyp. 11. – 2011. – С. 68–74. 7. Kukis V.S. Osobennosti rabocheho processa dizelja s pnevmati-cheskim raspylivaniem topliva / V.S. Kukis, I.A. Harenko // Materialy Mezhdunarodnoj nauch.-tehn. konf. As-sociacii avtomobil'nyh inzhenerov (AAI) "Avtomobi-le- i traktorostroenie v Rossii: prioritety razvi-tija i podgotovka kadrov" Kn. 2. М.: Izd-vo MGTU «МАМИ», 2010. S. 166-172. 8. Kukis V.S. Pnevmatiche-sкое raspylivanie topliva kak sposob snizhenija tok-sichnyh vybrosov DVS / V.S. Kukis, I.A. Harenko // 5-e Lukan-inskije chtenija. «Reshenie jenergojekologicheskikh problem v avto-transportnom komplekse». Jubilejnaja nauch.-tehn. konf. М.: МАДИ, 2011 – С. 32–34. 9. Kavta-radze, R.Z. Teorija porshnevnyh dvigatelej. Special'nye glavy: Uchebnik dlja vuzov / R.Z. Kavtaradze. – М.: Izd-vo MGTU im. N.Je. Baumana, 2008. – 720 s.