

Analiz jekonomicheskikh i jekologicheskikh pokazatelej dvuhtaktnogo dvigatelja DN-4M s karbjuratorom i neposredstvennym vpryskom topliva / S.A. Croshhenkov, V.A. Korogodskij, O.V. Vasilenko // Dvigateli vnutrennego sgoranja. – 2007. – №1. – S. 70–76. 3. Hucho W. H. Schläft die europäische Autoindustrie? / W. H. Hucho // Automobil Revue. – 1997. – Heft 33. 4. Zhao F. Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines / F. Zhao, M.-C. Lai, D.L. Harrington // Elsevier Science Ltd. Pergamon, Prog. Energy Comb. Sci., (An International Review Journal). – 1999. – vol.25. – pp. 437-562. 5. Blair G.P. Design and Simulation of Two-Stroke Engines / G.P. Blair // Society of Automotive Engineers, Inc. –1996. – 623 p. 6.

Korogodskij V.A. Jeksperimental'noe opredelenie koeficienta utechki / V.A. Korogodskij, O.V. Vasilenko, S.A. Cikra, S.V. Oboznnyj // Zbirnik naukovih prac' derzhavnoi akademii zaliznichnogo transportu. – Harkiv: UkrDAZT, 2009. – Vip. 104. – S. 49-56. 7. Pat. PCT/IB 2007/004105, MKI F02B 23/10. A Method of Mixing in a Combustion Chamber of an Internal Combustion Engine and a Spark-Ignition Direct-Injection Stratified Fuel-Air Charge Internal Combustion Engine: Pat. PCT/IB 2007/004105, MKI F02B 23/10 Korohodskiy V.A. (UA), Kyrylyuk I.O. (UA), Lomov S.G. (UA); Kulygin V.I. (UA). – № WO 2009/044225 A1; Zajavl. 03.10.2007; Opubl. 09.04.2009. – 45 s.

Поступила в редакцию 07.06.2013

Корогодский Владимир Анатольевич – канд. техн. наук, доцент, преподаватель кафедры теплотехники и тепловых двигателей Украинской государственной академии железнодорожного транспорта, Харьков, Украина, e-mail: korogodskiy@mail.ru

ОРГАНІЗАЦІЯ РАЦІОНАЛЬНОГО СПОСОБУ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ У ДВИГУНІ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ

В.А. Корогодський

Представлено аналіз експериментальних досліджень двотактного двигуна з іскровим запалюванням по навантажувальним характеристикам. Дослідження проводилися з використанням карбюраторної системи живлення (кількісне регулювання потужності) й при безпосередньому вприскуванні палива (якісне регулювання потужності) зі збагаченням та збідненням паливно-повітряної суміші в розшарованому паливно-повітряному заряді. Розроблений новий робочий процес зі збідненням суміші та раціональним регулюванням потужності (ΔP_s var) дозволив більш, ніж у 1,8 рази знизити витрату палива в порівнянні з чисто якісним регулюванням потужності ($\Delta P_s=0$) і більш, ніж в 10 разів скоротити вміст CO і C_mH_n у відпрацьованих газах.

ORGANIZATION OF RATIONAL METHOD OF POWER CONTROL IN A SPARK IGNITION ENGINE

V.A Korohodskiy

The analysis of experimental studies of two-stroke spark ignition engine on the load characteristics is presented. The studies were conducted using a carburetor system power supply (quantitative power control) and direct fuel injection (quality control capacity) with enrichment and the impoverishment of the fuel-air mixture in a stratified fuel-air charge. Developed a new workflow with a lean mixture and the sound management of power (ΔP_s var) allowed to make more than 1.8 times lower fuel consumption compared with a purely qualitative power control ($\Delta P_s=0$), and more than 10 times to reduce the CO and C_mH_n emissions in the exhaust gas.

УДК 621.436

С.П. Кулманаков, С.С. Кулманаков, А.В. Лысенко

ВЛИЯНИЕ СОСТАВА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ НА ФОРМИРОВАНИЕ ИНДИКАТОРНОГО КПД ДИЗЕЛЯ

Рассмотрено влияние элементарного состава альтернативных топлив на индикаторный КПД дизеля. Проведенное расчетное исследование позволило оценить влияние различного состава рабочего тела на коэффициенты неиспользования теплоты в цикле, связанные с изменением состава рабочего тела. Приведены результаты экспериментального исследования при работе на топливах с различным соотношением углерода и водорода. В качестве объекта исследования был выбран двигатель 1Ч 13/14, работающий на смесевых биотопливах на основе этилового эфира рапсового масла и этанола.

Введение

В настоящее время вопросу замены нефтяных топлив для ДВС альтернативными уделяется все большее внимание. При использовании различных видов альтернативных топлив возникают вопросы адаптации и совершенствования рабочего процесса с целью улучшения экономических и экологических показателей.

Вопросы повышения экономических и экологических показателей необходимо решать с учетом

особенностей физико-химических свойств применяемых альтернативных топлив. Основным отличием для всех видов топлив является их различие по элементарному химическому составу.

Число наиболее распространенных элементов, входящих в состав топлив, составляет от 1 до 5. При этом основными, обеспечивающими выделение теплоты при окислении, являются водород и углерод. Содержание серы и азота мало влияет на теплоту сгорания ввиду незначительности их со-

держания, а наличие кислорода в топливе изменяет количество воздуха, необходимого для сгорания.

Выделение теплоты при сгорании топлива будет определяться соотношением С:Н, увеличение доли водорода предопределяет повышение теплоты сгорания топлива, ввиду того, что теплота сгорания водорода примерно в 3,5 раза выше теплоты сгорания углерода. Также, значительную роль для углеводородных топлив будет играть характер химических связей в молекулах.

Вследствие значительных трудностей при определении молекулярного химического состава нефтяных и альтернативных топлив при расчетах теплоты сгорания используют осредненные значения для углерода и водорода - 34 и 125 МДж/кг.

При использовании альтернативных топлив значительно меняются параметры рабочего тела. Причинами служат: изменение массы цикловой порции топлива; изменения необходимого количества воздуха; изменения состава рабочего тела, определяемое количеством трехатомных газов CO_2 и H_2O и их соотношением; изменения теплоемкости продуктов сгорания вследствие различия состава и температур.

В литературе слабо освещен вопрос влияния состава топлив на эффективность рабочего процесса. Основной задачей проведенного расчетно-экспериментального исследования является оценка влияния изменения элементного состава на индикаторный КПД цикла поршневого двигателя.

Теоретическая часть

Основой данного исследования является методика анализа формирования индикаторного КПД, предложенная Д.Д. Матиевским [1].

$$\eta_i = 1 - \Delta X_{\text{нп}} - \delta_3 - \delta_{\text{нс}} - \delta_k - \delta_w, \quad (1)$$

где коэффициент $\Delta X_{\text{нп}}$ характеризует неполноту выделения теплоты, связанную с недогоранием или прямыми потерями топлива.

Все остальные коэффициенты характеризуют неиспользование теплоты в цикле: δ_3 – в эталонном цикле; $\delta_{\text{нс}}$ – от несвоевременности ввода теплоты; δ_k – от изменения состояния (температуры и состава) рабочего тела (РТ) и уменьшения показателя адиабаты k ; δ_w – по всевозможным причинам отвода теплоты по ходу развития цикла

$$\delta_3 = \frac{1 - \Delta X_{\text{нп}}}{\varepsilon_o^{\kappa-1}} = \frac{\sum \Delta X_n}{\varepsilon_o^{\kappa-1}} = \frac{X_g}{\varepsilon_o^{\kappa-1}}. \quad (2)$$

Коэффициент несвоевременности ввода теплоты $\delta_{\text{нс}}$ представляет разность между КПД η_i анализируемого цикла с конечной скоростью ввода теплоты $1 - \Delta X_{\text{нп}}$ и КПД η_{iv} эталонного цикла с мгновенным вводом того же количества теплоты в ВМТ

$$\delta_{\text{нс}} = \eta_{\text{iv}} - \eta_i = \sum \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_n^{\kappa-1}} - \frac{\sum \Delta X_n}{\varepsilon_o^{\kappa-1}}. \quad (3)$$

Коэффициент неиспользования теплоты δ_k от изменения состояния РТ подсчитывается по формуле

$$\delta_k = \varphi_n \sum_1^m \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_n^{\kappa_n-1}} - \sum_1^m \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_n^{k_{1,4}-1}}. \quad (4)$$

Здесь k_n есть функция температуры и состава РТ, а $k_{1,4}$ – показатель адиабаты для воздуха в идеализованном состоянии.

Снижение показателя k_n и связанное с ним уменьшение КПД (η_i) оценивается коэффициентом неиспользования теплоты при изменении состояния рабочего тела δ_k . Коэффициент δ_k можно рассматривать в виде суммы двух коэффициентов $\delta_t + \delta_c$. Первый, δ_t – определяется изменением температуры, второй, δ_c – изменением состава РТ. Величина коэффициента δ_t значительно выше, чем δ_c . Причина – большой диапазон увеличения температуры в процессе сгорания и относительно невысокое накопление трехатомных газов. Соответственно, определяющее влияние на снижение показателя k увеличения температуры.

Коэффициент неиспользования теплоты по причинам ее отвода от РТ в развитии цикла представляет разность

$$\delta_w = \sum_1^m \Delta X_{w_n} - \varphi_n \sum_1^m \frac{\Delta X_{w_n}}{\varepsilon_n^{\kappa_n-1}}. \quad (5)$$

Формула отражает в комплексе зависимость коэффициента δ_w от количества $\sum_1^m \Delta X_{w_n}$, характера и места отвода теплоты в цикле и изменяющегося значения показателя адиабаты.

Все коэффициенты в формуле (1) можно подсчитать по известным функциям тепловыделения, теплоотвода, показателя адиабаты, текущей степени сжатия, по изменению угла поворота кривошипа φ или объема цилиндра. Названные функции, как правило, подлежат расчету при обработке действительной индикаторной диаграммы на тепловыделение и при уточненных методах моделирования рабочего цикла ДВС.

Первый этап исследований был проведен с помощью разработанной математической модели, позволяющей учитывать изменение состава топлив и проводить анализ коэффициентов неиспользования теплоты.

Второй этап исследований включал проведение моторных испытаний одноцилиндрового двигателя Ч 13/14 на различных видах топлива.

Математическое прогнозирование и экспериментальное исследование

Расчетное исследование проводилось для номинального режима двигателя, при этом для различных топлив обеспечивалось условие введения одинакового количества теплоты в цикле и одинаковые параметры закона тепловыделения.

Изменение в ходе расчетов соотношения С:Н составляло от 4 до 7 (этиловый спирт - 3,7; дизельное топливо - 6,9).

Результаты данного этапа показали следующее: при постоянных значениях параметров закона тепловыделения коэффициенты неиспользования теплоты в эталонном цикле δ_s ; вследствие несвоевременности $\delta_{нс}$; из-за отвода теплоты $\delta_{нс}$ оставались постоянными. При этих условиях изменялись только коэффициенты неиспользования теплоты, связанные с изменением состава δ_c и с изменением температуры δ_t . Средний уровень δ_c составил 0,02, а δ_t - 0,1. Увеличение отношения С:Н от 4 до 7 привело к уменьшению обоих коэффициентов неиспользования теплоты на 0,005.

По результатам первого этапа можно сделать следующие выводы - изменение соотношения С:Н в широком диапазоне от 4 до 7 (спирт - дизельное топливо) позволит повысить индикаторный КПД примерно на 0,01 за счет изменения количества трехатомных газов и варьирования соотношения между углекислым газом CO_2 и парами воды H_2O . Это условие будет справедливо лишь при одинаковых законах тепловыделения.

Для реальных топлив изменение соотношения С:Н будет предопределять значительное варьирование физико-химических свойств и условий топливоподачи, смесеобразования и сгорания. Топлива с большей долей водорода, обычно, характеризуются интенсификацией процессов смесеобразования и сгорания, что приводит к более значительным изменениям индикаторного КПД.

Второй этап исследований предусматривал проведение моторных испытаний одноцилиндрового отсека двигателя Ч13/14 и индицирование внутрицилиндрового давления и параметров топливоподачи. В качестве топлива использовались смеси биотоплива на основе этилового эфира рапсового масла (RME) и этилового спирта (Э). Доля этанола в ходе эксперимента изменялась от 0% до 40%, значение отношения С:Н лежит в диапазоне от 6,46 для RME до 5,42 для топлива с 40% этанола. В ходе испытаний снимались нагрузочные ха-

рактеристики при частоте вращения равной 1750 мин^{-1} .

Результаты обработки индикаторных диаграмм по вышеприведенной методике анализа индикаторного КПД представлены на рисунках 1-5.

Наличие этанола в составе топлива предопределяет ряд особенностей протекания смесеобразования и сгорания. Спиртовые топлива, имеют увеличенную теплоту испарения, более низкую температуру кипения, меньшую теплоту сгорания и воспламеняемость. Вследствие этого цикловая порция и период задержки самовоспламенения увеличиваются, наблюдается значительное снижение температуры в объеме камеры сгорания за период индукции, а смесь становится более однородной по объёму, в результате чего увеличивается интенсификация первого периода сгорания. С увеличением доли этанола общая продолжительность тепловыделения сокращается и возрастает скорость тепловыделения. Непосредственное влияние от изменения отношения С:Н составляет 0,001 (рисунок 1). А максимальное значение неиспользования теплоты вследствие изменения состава рабочего тела составляет 0,008 при максимальной цикловой порции.

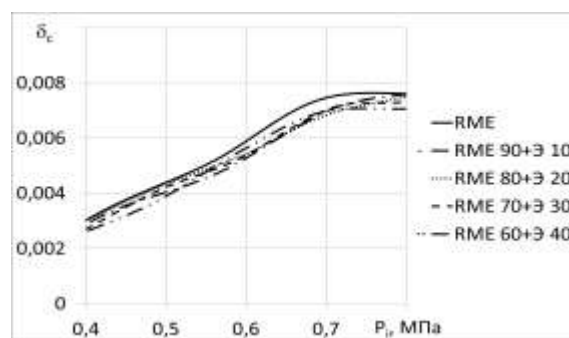


Рис. 1. Неиспользование теплоты вследствие изменения состава РТ

Гораздо большее влияние оказывают статьи неиспользования теплоты, связанные с изменением характера тепловыделения: изменения температуры δ_t ; вследствие несвоевременности $\delta_{нс}$; из-за отвода теплоты $\delta_{нс}$ (рис. 2-4). Сравнивая индикаторный КПД, можно наблюдать, что с увеличением доли спирта в смесевых топливах наблюдается увеличение η_i до 5% по сравнению с RME (рисунок 5), что объясняется лучшим смесеобразованием и более однородной топливо-воздушной смесью, что предопределяет уменьшение продолжительности сгорания и возрастание скорости тепловыделения.

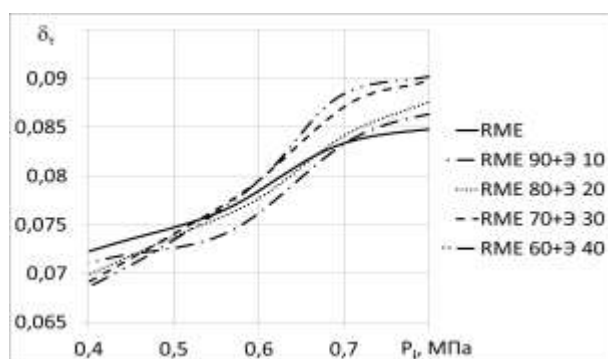


Рис. 2. Неиспользование теплоты вследствие изменения температуры РТ

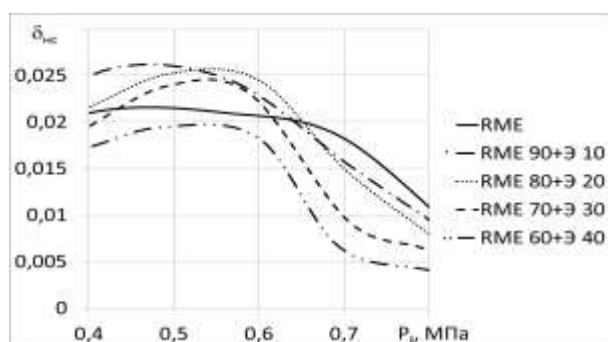


Рис. 3. Неиспользование теплоты от несвоевременности ввода

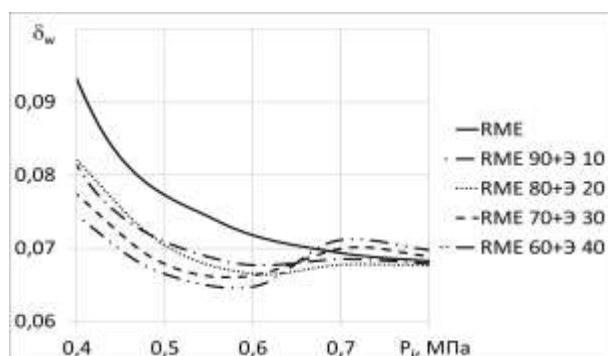


Рис. 4. Неиспользование теплоты по всевозможным причинам отвода теплоты по ходу развития цикла

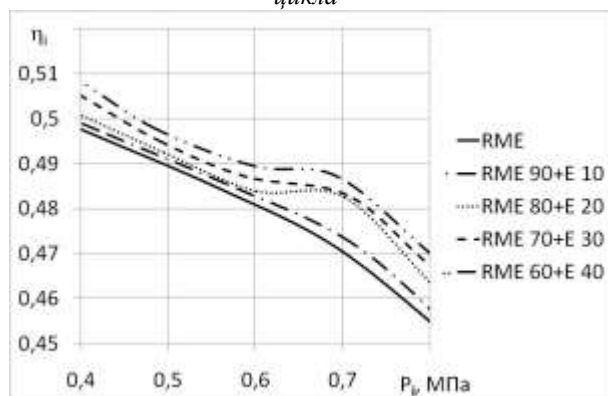


Рис. 5. Индикаторный КПД

Заключение

Расчетно-экспериментальное исследование формирования индикаторного КПД позволило оценить доли отдельных составляющих неиспользования теплоты в цикле. Проведенный анализ позволил выявить, что изменение состава топлива будет влиять только на потери δ_c , а на потери $\delta_{нс}$, δ_t , δ_w будет оказывать влияние закон тепловыделения.

Расчетное исследование показало, что при условии равенства количества теплоты введенной в цикл и одинаковых параметров законов ввода теплоты, влияние изменения состава будет незначительным, а основное влияние происходит через изменение закона ввода теплоты.

Изменение состава топлива, определяющее, количество и соотношение трёхатомных газов CO_2 и H_2O , при одинаковой температуре рабочего тела, приводит к изменению потерь, связанных с изменением состава δ_c в пределах 0,005, при этом общие потери не превышают 2 %.

Более значительное неиспользование теплоты будет от изменения температуры рабочего тела, при этом общий уровень может достигать до 10 %, а изменение, связанное с изменением долей H_2O , CO_2 в отработавших газах, составляет 1,5 %.

Вследствие равенства степени сжатия и показателя адиабаты неиспользование теплоты в эталонном цикле δ_{Σ} остаётся постоянным.

Наиболее значимые изменения неиспользования теплоты будут связаны с потерями от несвоевременности сгорания $\delta_{нс}$ и потерями вследствие теплообмена δ_w . При увеличении доли этанола в смесевых топливах происходит уменьшение продолжительности ввода теплоты и увеличение максимума скорости тепловыделения. При этом происходит увеличение максимальной температуры цикла T_z . В связи с этим при увеличении доли этанола происходит снижение $\delta_{нс}$ на 2% и уменьшение δ_w на 3%.

Вследствие вышеописанных изменений коэффициентов неиспользования теплоты при уменьшении соотношения С:Н с 6,46 для RME до 5,42 для смесевых топлив с 40% этанола индикаторный КПД возрастает до 2-5%, при этом основное влияние оказывает изменение характера тепловыделения.

Список литературы:

1. Матиевский Д.Д. Исследование тепловыделения и показателей работы тракторного дизеля Ч13/14 с полуразделенной камерой сгорания: дис. ... кандидата техн. наук. – Барнаул, 1971. – 287 с.
2. Кулманаков, С.П. Биотоплива для дизелей: направления и основные результаты исследований [Текст] / С.П. Кулманаков, А.В. Шашиев, В.А. Калинин // Ползуновский вестник - Барнаул:

Bibliography (transliterated):

1. Matievskij D.D. Issledovanie teplovydelenija i pokazatelej raboty traktornogo dizelja Ch13/14 s polurazdelennoj kameroj sgoranija:

Поступила в редакцию 01.06.2013

Кулманаков Сергей Павлович – канд. техн. наук, доцент, профессор кафедры двигателя внутреннего сгорания ФБГОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова», Барнаул, Россия, e-mail: SPK_ICE@mail.ru; +7-905-985-3559

Кулманаков Сергей Сергеевич – инженер кафедры двигателя внутреннего сгорания ФБГОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова», Барнаул, Россия, e-mail: Kulmanakov_SS@mail.ru ; +7-903-949-6148

Лысенко Александр Викторович – аспирант кафедры двигателя внутреннего сгорания ФБГОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова», Барнаул, Россия, e-mail: iron_head1989@mail.ru ; +7-961-236-3281

ВПЛИВ СКЛАДУ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ НА ФОРМУВАННЯ ІНДИКАТОРНОГО ККД ДИЗЕЛЯ

С.П.Кулманаков, С.С.Кулманаков, А.В.Лисенко

У даній статті розглянуто вплив елементарного складу альтернативних палив на індикаторний ККД дизеля. Проведене розрахункове дослідження дозволило оцінити вплив різного складу робочого тіла на коефіцієнти невикористання теплоти в циклі, пов'язані із зміною складу робочого тіла. Наведено результати експериментального дослідження при роботі на паливах з різним співвідношенням вуглецю і водню. В якості об'єкта дослідження було обрано двигун 1Ч 13/14, що працює на сумішевих біопаливах на основі етилового ефіру ріпакової олії та етанолу.

INFLUENCE OF ALTERNATIVE FUELS FOR THE FORMATION OF DIESEL INDICATED EFFICIENCY

S.P.Kulmanakov, S.S.Kulmanakov, A.V.Lysenko

In this article the influence of the elemental composition of alternative fuels on the indicated efficiency of diesel is considered. A computational study allowed to estimate the effect of different composition of the working body on the coefficients of non-use of heat in the cycle associated with changes in the composition of the working fluid. The results of the pilot study while working on fuel with different ratios of carbon and hydrogen are given. The engine 1ЧН 13/14 was chosen as a object of the study. Engine works on mixed biofuels based on ethyl ester of rapeseed oil and ethanol.

УДК 536.46: 662.61

А.П. Сеначин, П.К. Сеначин

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЯВЛЕНИЯ СТУКА ПЕРЕД ФРОНТОМ ПЛАМЕНИ В ДВИГАТЕЛЕ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ НА ОСНОВЕ ДЕТАЛЬНОЙ ХИМИЧЕСКОЙ КИНЕТИКИ

Приведены результаты численного моделирования пределов самовоспламенения смесей изооктана и н-гептана перед фронтом пламени в двигателе с искровым зажиганием в фазовой плоскости «частота вращения – угол зажигания» при варьировании степени сжатия и коэффициента избытка воздуха. Предложенные математическая модель и детальный кинетический механизм удовлетворительно описывают процесс самовоспламенения смеси и могут быть использованы для прогнозирования пределов стука или детонации в двигателях. Подтверждено существование полуострова самовоспламенения смеси в указанной фазовой плоскости. Влияние термодинамических, конструктивных, геометрических, динамических и других параметров процесса на самовоспламенение соответствует известным экспериментальным данным.

Введение

Проблема жесткого сгорания, со стуком или детонацией, в двигателях внутреннего сгорания с искровым зажиганием все еще далека от окончательного решения [1-3]. В настоящее время исследователи решают эту задачу с привлечением детальной кинетики химических реакций [4-8]. Однако, неэмпирические детальные кинетические меха-

низмы (ДКМ) окисления углеводородов бензиновых фракций содержат тысячи элементарных реакций и сотни частиц, что является серьезным препятствием для применения подобных ДКМ при численном моделировании процессов горения в ДВС. Кроме того, в настоящее время эти ДКМ или отсутствуют или практически недоступны (полностью не опубликованы). Данная работа посвящена