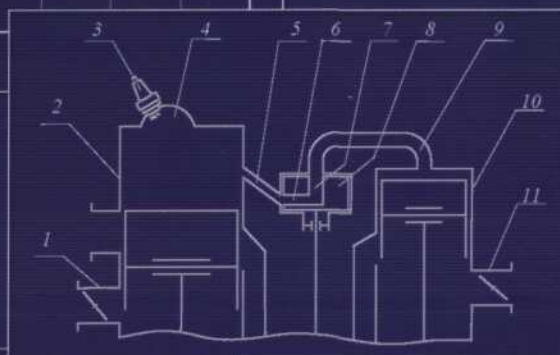
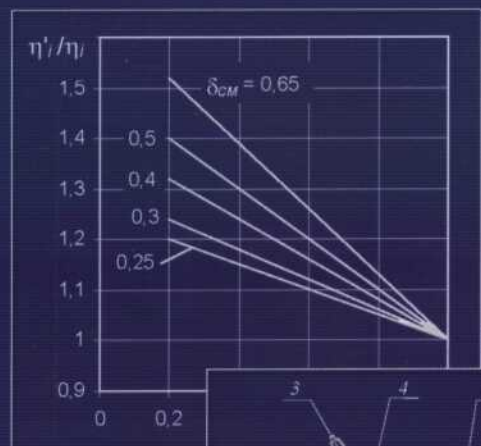


ВЕСТНИК

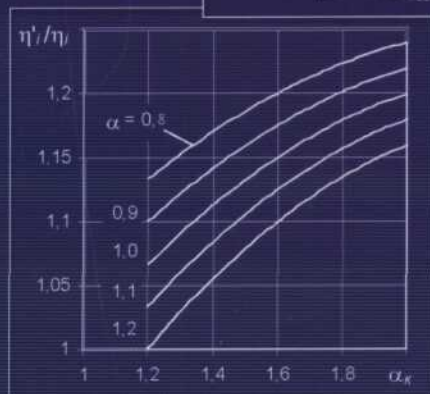
Донецкого института
автомобильного транспорта

Новейшие
ТЕХНОЛОГИИ

Научные
разработки



Анализ



январь 2004 №1

ПРОБЛЕМЫ РЕАЛИЗАЦИИ ИЗМЕНЕНИЯ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Н. И. МИЩЕНКО, А. В. ХИМЧЕНКО, В. Л. СУПРУН

Автомобильно-дорожный институт Донецкого национального технического университета

Рассмотрены способы регулирования степени сжатия (ϵ) в бензиновых двигателях и некоторые конструкции механизмов изменения ϵ . Приведены результаты сравнительных испытаний бесшатунного и классического двигателей во всем диапазоне нагрузок и $\epsilon = 7 \dots 17,1$. Показано, что механические потери в классическом двигателе в значительной степени ограничивают повышение степени сжатия на частичных нагрузках. В бесшатунном двигателе с кривошипно-кулисным механизмом механические потери во всех случаях значительно ниже, чем в традиционном, например, при $\epsilon = 17,1$ и $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ на 26 %. Сделан вывод о целесообразности использования переменной ϵ в бесшатунном двигателе.

Постановка проблемы

Топливо-энергетический кризис и ухудшение экологической обстановки в мире привели к значительному повышению требований, предъявляемых к силовым установкам на автомобильном транспорте, как наиболее сильном и постоянно действующем источнике загрязнения и массовом потребителе нефтяных топлив. Украина не имеет достаточного количества собственных энергоресурсов, поэтому вопросы ресурсосбережения являются для нее особо актуальными.

Несмотря на то, что многие организации ведут поиск альтернативных источников энергии, очевидно, что еще достаточно длительное время на автотранспорте основным ее источником останутся двигатели внутреннего сгорания (ДВС).

В связи с этим в течение последних десятилетий двигателестроение решает две основные задачи: повышение экономичности двигателей и снижение токсичности отработавших газов. К решению этих важных практических задач нельзя подходить раздельно, так как снижение удельного расхода топлива ведет в большинстве случаев к соответствующему снижению удельных выбросов токсичных веществ.

Повышение уровня технологии производства в двигателестроении позволило добиться значительного снижения расхода топлива. Однако пути повышения экономичности, снижения токсичности и улучшения других удельных показателей классических поршневых двигателей практически исчерпаны. Дальнейшее развитие ДВС, очевидно, будет связано с принципиальными изменениями в конструкции двигателей. Это подтверждают последние разработки и результаты исследований ведущих фирм и организаций в области создания двигателей с переменной степенью сжатия ϵ (Mitsubishi Motors Corp., Daimler Chrysler, Mahle, Tokyo Gas Co., Toyota, Saab, Orbital Engine Corp, ГНЦ РФ ФГУП НАМИ и др.).

Анализ последних исследований и публикаций

Как известно, повышение ϵ ведет к увеличению экономичности двигателя. В бензиновых ДВС величина ϵ ограничивается детонационной стойкостью топлива и является оптимальной только на одном режиме работы двигателя при полностью открытой дроссельной заслонке. На частичных режимах из-за снижения наполнения горючей смесью, увеличения относительного количества остаточных газов, снижения температуры и давления в конце сжатия и других факторов склонность двигателя к детонации уменьшается, но при этом понижается и индикаторный КПД. Естественно, что идея регулирования степени сжатия на частичных нагрузках возникла достаточно давно, но в настоящее время с широким применением наддува становится более актуальной. Кроме того, уровень развития технологии производства и систем управления позволяет возвращаться к старым идеям и воплощать их в жизнь.

К настоящему времени известно большое количество различных механизмов изменения степени сжатия. Они преимущественно представляют собой конструкторские решения, позволяющие реализовать три основных способа изменения степени сжатия:

- регулирование объема камеры сгорания;
- регулирование рабочего объема цилиндра;
- регулирование фаз газораспределения.

Каждый из этих способов имеет свои преимущества и недостатки и заслуживает отдельного рассмотрения.

Цель статьи

Целью данной статьи является анализ существующих перспективных способов регулирования степени сжатия в бензиновых двигателях с точки зрения увеличения топливной экономичности и экологичности последних.

Основной раздел

Изменение фаз газораспределения

Этот способ является одним из перспективных направлений регулирования процесса сжатия. Он может быть осуществлен путем организации работы ДВС по циклу Миллера или циклу Аткинса. При этом отсутствует необходимость применения дроссельной заслонки, так как нагрузка, определяемая наполнением двигателя, изменяется с помощью газораспределения.

Регулирование ϵ в этом случае связано с рядом преимуществ двигателя. Во-первых, при регулировании фаз газораспределения остается неизменной конструкция кривошипно-шатунного механизма (КШМ) – одного из наиболее ответственных механизмов в ДВС, с работой которого связаны вопросы надежности и долговечности двигателя.

Во-вторых, форма камеры сгорания (КС) не изменяется во время регулирования ϵ , оставаясь близкой к оптимальной на всех режимах работы двигателя.

Однако регулирование степени сжатия фазами газораспределения в бензиновом двигателе без наддува имеет свои особенности. Во-первых, при работе двигателя на номинальном режиме степень сжатия должна быть минимальной, а это сопровождается некоторым снижением наполнения, что увеличивает насосные потери.

Во-вторых, на режимах частичных нагрузок, с одной стороны, необходимое увеличение ϵ можно получить только с повышением наполнения двигателя. С другой, при количественном регулировании мощности в бензиновом двигателе частичные нагрузки получают снижением наполнения за счет использования дроссельной заслонки.

Сказанное не распространяется на двигатели с наддувом, так как в этом случае наполнение цилиндра связано не только с моментами закрытия клапанов, но и с работой нагнетателя.

Данный способ практически неприменим в двухтактных ДВС с внешним смесеобразованием, так как приводит к дополнительным потерям свежего заряда во время продувки.

Следует отметить, что изменение фаз газораспределения, кроме всего прочего, связано с серьезными конструктивными трудностями. По этой причине существующие системы газораспределения, серийно производимые в течение последнего десятилетия ведущими автопроизводителями (Toyota, Daimler Chrysler, Honda, Alfa Romeo, FIAT, BMW, Nissan), позволяют оптимизировать газообмен в двигателе в достаточно узких пределах. Это связано с наличием распределительных валов и кулачков, которые независимо от их профиля и количества, не обеспечивают полного управления клапанами. Решение этой задачи, которое кроется в индивидуальном управлении клапанами, очевидно, скоро будет найдено. Об этом свидетельствуют разработки специалистов фирм BMW, Daimler Chrysler [1], Siemens [2].

Регулирование рабочего объема цилиндра

Известен целый ряд устройств для изменения степени сжатия, отличающихся своими конструктивными особенностями.

Некоторые изобретатели предлагают изменять ход поршня изменением радиуса кривошипа.

Например, с помощью эксцентрика, установленного на шатунной шейке, поворот которого может производиться с помощью шагового электродвигателя через червячную или зубчатую передачу [3]. Практическая реализация данного способа регулирования степени сжатия из-за высоких нагрузок в деталях кривошипно-шатунного механизма и конструктивной сложности схемы весьма затруднительна. Снижение жесткости коленчатого вала, возможность перекоса шатунной шейки при изменении ее положения, очень низкая надежность таких механизмов не позволяют рассматривать их как перспективные.

Одним из наиболее известных решений, позволяющих изменять рабочий объем двигателя, можно считать аксиальный двигатель. Научно-исследовательские и конструкторские работы в данном направлении ведутся уже много лет как российскими [4], так и западными исследователями. Интерес к такому механизму преобразования движения поршня возник небезосновательно. Достаточно вспомнить, что регулируемые аксиально-поршневые гидромоторы хорошо зарекомендовали себя в различных отраслях машиностроения. Однако существенные различия в условиях работы механизмов не позволяют создать достаточно надежный с высоким механическим КПД двигатель. В настоящее время имеется ряд достаточно сложных и пока не решенных задач таких, как уравновешенность двигателя, организация рабочего процесса при изменении рабочего объема и др.

В последнее время ряд изобретателей [5, 6] предлагают для изменения степени сжатия использовать различные варианты схемы, приведенной на рис. 1. В этом случае для изменения ϵ используется сочлененный шатун 1, который имеет дополнительный шарнир 2 и может под управлением маятникового шатуна 3 при перемещении оси качания 4 перпендикулярно оси цилиндра изменять эквивалентную длину. Анализ механизма показывает, что наличие дополнительных кинематических пар приводит к увеличению механических потерь, снижению надежности и долговечности двигателя.

В некоторых механизмах шатун 3 отсутствует. Но это, как правило, не только не повышает надежности и долговечности, но и существенно усложняет конструкцию.

Регулирование объема камеры сгорания

Наиболее многочисленную группу составляют двигатели, в которых для регулирования ϵ изменяется объем камеры сгорания. Несмотря на большое разнообразие способов изменения объема КС (рис. 2), все подобные механизмы имеют один существенный недостаток – форма КС является оптимальной только для одной степени сжатия, что снижает положительный эффект от регулирования ϵ .

Некоторые из приведенных устройств для регулирования ϵ на частичных нагрузках не могут быть использованы в бензиновых двигателях. Это связано с различиями в принципах регулирования для бензиновых и дизельных двигателей, низким их быстродействием и другими недостатками.

В настоящее время имеются сведения о создании ведущими зарубежными фирмами экспериментальных образцов двигателей с регулированием степени сжатия за счет изменения объема камеры сгорания. Хорошо известен двигатель Saab SVC (Saab Variable Compression), в котором регулирование ϵ осуществляется изменением угла наклона блока цилиндров относительно картера.

На холостых оборотах устанавливается степень сжатия 14,1, что позволяет существенно экономить топливо. Если двигатель работает на режимах средних нагрузок, система SVC при этом постоянно изменяет степень сжатия в пределах от 10 до 12, удерживая сгорание топливно-воздушной смеси на грани детонации. При повышенных нагрузках степень сжатия уменьшается до 8,1.

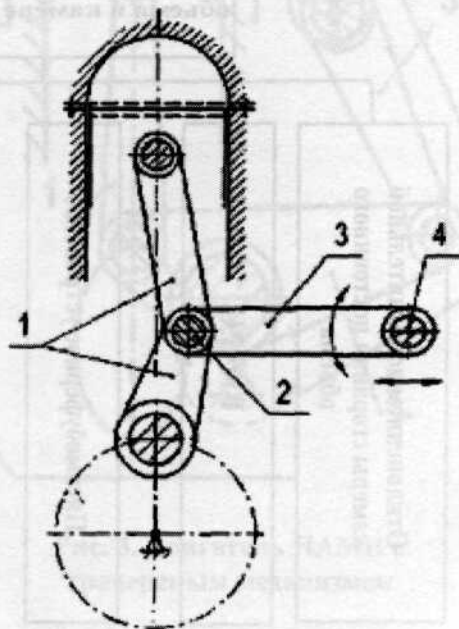


Рис. 1. Механизм изменения степени сжатия с расчлененным шатуном

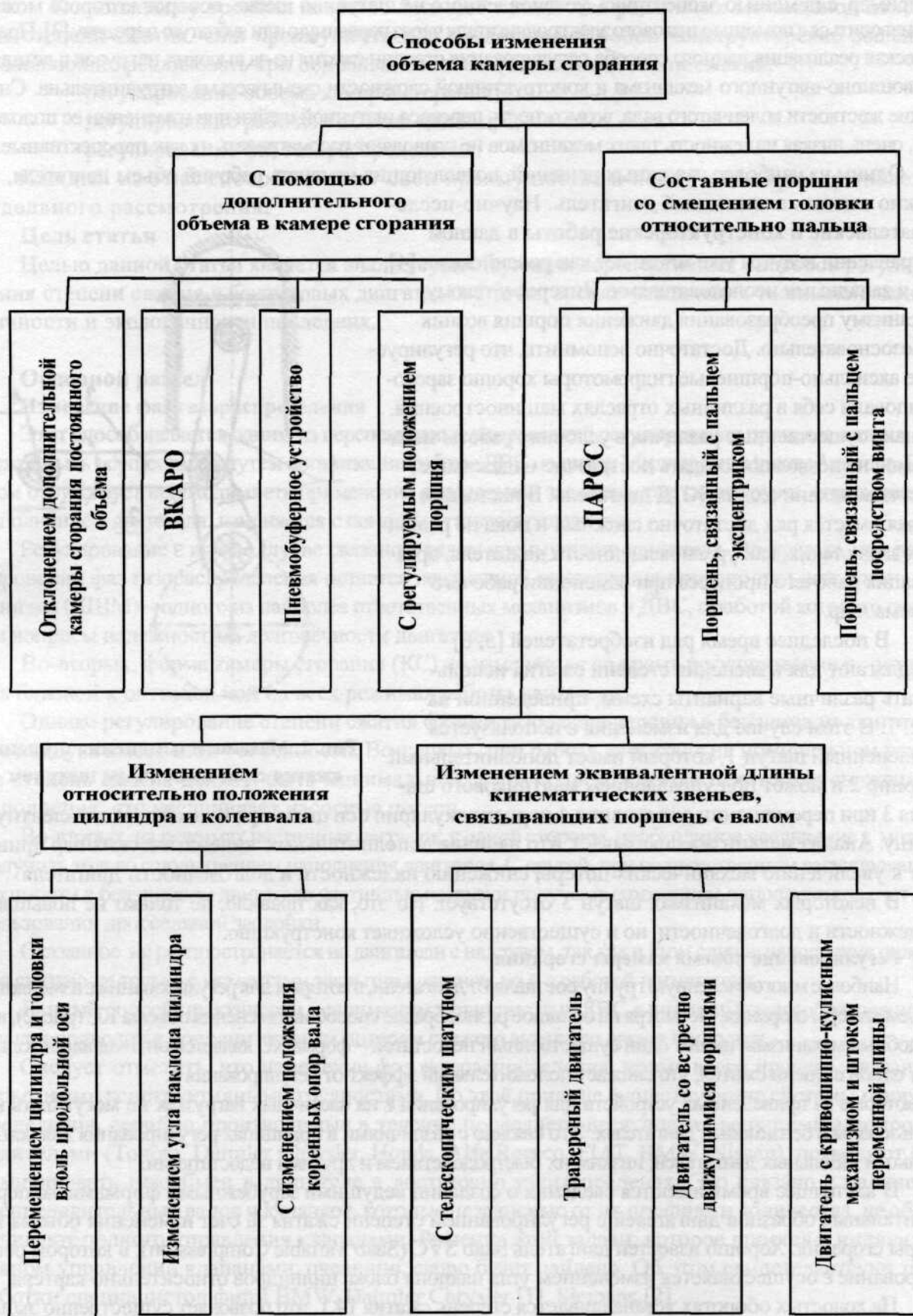


Рис. 2. Способы изменения объема камеры сгорания в поршневых двигателях

Серийное производство таких двигателей пока не планируется, так как, по утверждению производителей, нерешенными остались вопросы уплотнения блока цилиндров и соединения его с впускной и выпускной системами [7].

Определенного внимания заслуживает разработка двигателя с траверсным механизмом, выполненная в ГНЦ РФ ФГУП НАМИ [4]. Схема двигателя НАМИ показана на рис. 3. У этого ДВС шатун 1 соединен с коленчатым валом посредством траверсы 2. Поворотом эксцентрика 4 через коромысло 3 изменяется наклон траверсы и, соответственно, положение верхней и нижней мертвых точек. Приведенная схема механизма позволяет не только регулировать ϵ , но и изменяет кинематику поршня. Приближение закона движения поршня к синусоидальному, как утверждают авторы, положительно сказывается на рабочем процессе (сгорание проходит при меньшем объеме).

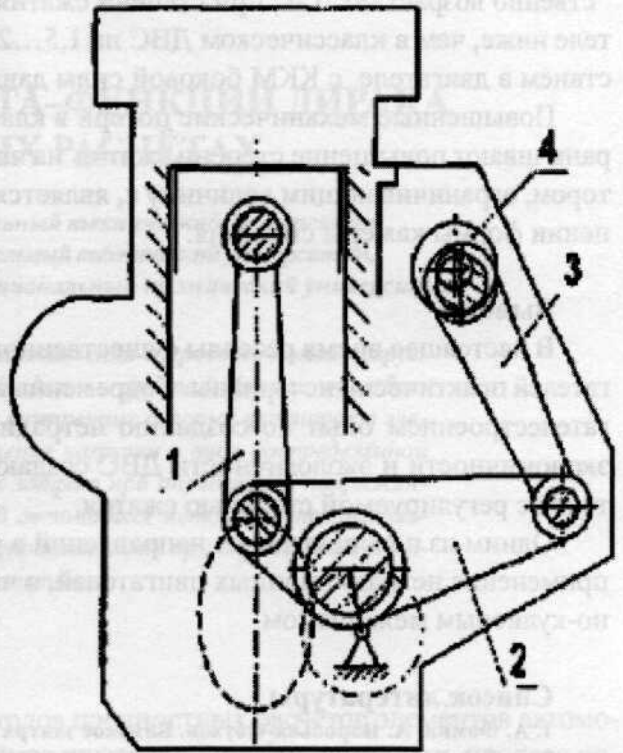


Рис. 3. Двигатель НАМИ с траверсным механизмом

Однако двигатель с траверсным механизмом имеет ряд недостатков.

1. Силовой анализ схемы показывает, что нагрузка на шатунную шейку коленчатого вала больше, чем в классическом КШМ. Это ухудшает условия работы подшипника и ведет к увеличению размеров вала и снижению механического КПД.

2. Наличие дополнительных кинематических пар приводит к снижению надежности механизма и повышению механических потерь.

Кроме того, подшипники в соединениях шатун-траверса, траверса-коромысло и коромысло-эксцентрик работают в условиях возвратно-поворотного движения. Применение в этих узлах подшипников скольжения, работающих в условиях граничного трения, приведет к значительному снижению механического КПД, а установка подшипников качения существенно усложнит конструкцию.

3. В данной конструкции имеют место значительные затраты мощности двигателя на привод механизма изменения степени сжатия.

В связи с вышесказанным кажется сомнительным, что в таких условиях разработчиками получено 15...20%-ое снижение механических потерь по сравнению с обычным ДВС.

Анализ существующих конструктивных решений показывает, что получение надежного и работоспособного двигателя с регулируемой степенью сжатия на основе классического КМШ крайне затруднительно и зачастую сопровождается рядом непреодолимых трудностей. В связи с этим одним из перспективных направлений является применение регулирования ϵ на базе бесшатунного двигателя с кривошипно-кулисным механизмом (ККМ).

Проведенные в АДИ ДонНТУ сравнительные испытания экспериментальных образцов двухтактных ДВС с КШМ и ККМ для различных ϵ показали существенные преимущества бесшатунного двигателя:

- улучшение рабочего процесса за счет синусной кинематики поршня;
- полная уравновешенность механизма от сил инерции;
- существенное снижение механических потерь.

При одинаковых ϵ механические потери в бесшатунном двигателе во всех случаях ниже. Кроме того, с повышением степени сжатия разница в величине механических потерь суще-



ственно возрастает. Так, при степени сжатия 7,7 механические потери в бесшатунном двигателе ниже, чем в классическом ДВС на 1,5...2 %, а при $\epsilon = 17.1$ – на 26 %. Это связано с отсутствием в двигателе с ККМ боковой силы давления на поршень.

Повышенные механические потери в классическом двигателе в значительной степени ограничивают повышение степени сжатия на частичных нагрузках. Для бесшатунного ДВС фактором, ограничивающим величину ϵ , является только ухудшение рабочего процесса при изменении формы камеры сгорания.

Выводы

В настоящее время резервы существенного повышения экономичности классических двигателей практически исчерпаны. Современный уровень развития технологий, накопленный двигателестроением опыт по созданию нетрадиционных двигателей, возросшие требования по экономичности и экологичности ДВС создают предпосылки для создания бензиновых двигателей с регулируемой степенью сжатия.

Одним из перспективных направлений в реализации переменной степени сжатия является применение нетрадиционных двигателей, в частности, бесшатунных поршневых с кривошипно-кулисным механизмом.

Список литературы

1. А. Фомин, А. Воробьев-Обухов. Близкое завтра // За рулем. 1998. №11.
2. А. Воробьев-Обухов. Вечное движение // За рулем — 1999. — №12.
3. Пат. 5406911 США, МПК [6] F 02 B 75/06 Cam-on-crankshaft operated variable displacement engine // Hefley Carl D.; № 106396; Заявл. 12.8.93; Оpubл. 18.4.95; НПК 123/48В. US
2. Ф.Т. Кутенев, М.А. Зленко, Г.Г. Тер-Мкртчян. Управление движением поршней – неиспользованный резерв улучшения мощностных и экономических показателей дизеля // Автомобильная промышленность. – 1998. – №11. – С. 25-29.
3. Пат. 2121590 Россия, МПК {6} F 02 D 15/02/ Способ регулирования многоопливного двигателя внутреннего сгорания с увеличенным ходом поршня методом изменения степени сжатия и многоопливный двигатель внутреннего сгорания с увеличенным ходом поршня // Конюхов В.А., Конюхов А.В., Конюхова Е.В.; № 98107031/06; Заявл. 6.4.98; Оpubл. 10.11.98, Бюл. N 31. RU
4. Bollig Christoph, Habermann Knut, Marckwardt Henning, Yapici Kurt Imren. Kurbeltrieb fur variable Verdichtung // MTZ: Motortechn. Z. – 1997. – 58, № 11. – P. 707-711.

Статья поступила в редакцию 3. 07. 2003.

ПРОБЛЕМЫ РЕАЛИЗАЦИИ ИЗМЕНЕНИЯ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Н. И. Мищенко, А. В. Химченко, В. Л. Супрун
Автомобильно-дорожный институт
Донецкого национального технического университета

Введение

Топливо-энергетический кризис и ухудшение экологической обстановки в мире привели к значительному повышению требований, предъявляемых к силовым установкам на автомобильном транспорте, как наиболее сильном и постоянно действующем источнике загрязнения и массовом потребителе нефтяных топлив. Украина не имеет достаточного количества собственных энергоресурсов, поэтому вопросы ресурсосбережения являются для нее особо актуальными.

Несмотря на то, что многие организации ведут поиск альтернативных источников энергии, очевидно, что еще достаточно длительное время на автотранспорте основным ее источником останутся двигатели внутреннего сгорания (ДВС).

В связи с этим в течение последних десятилетий двигателестроение решает две основные задачи: повышение экономичности двигателей и снижение токсичности отработавших газов. К решению этих важных практических задач нельзя подходить отдельно, так как снижение удельного расхода топлива ведет в большинстве случаев к соответствующему снижению удельных выбросов токсичных веществ.

Повышение уровня технологии производства в двигателестроении позволило добиться значительного снижения расхода топлива. Однако пути повышения экономичности, снижения токсичности и улучшения других удельных показателей классических поршневых двигателей практически исчерпаны. Дальнейшее развитие ДВС, очевидно, будет связано с принципиальными изменениями в конструкции двигателей. Это подтверждают последние разработки и результаты исследований ведущих фирм и организаций в области двигателестроения (Mitsubishi Motors Corp., DaimlerChrysler, Mahle, Tokyo Gas Co., Toyota, Saab, Orbital Engine Corp, ГНЦ РФ ФГУП НАМИ и др.).

Одним из направлений улучшения экономических и экологических показателей ДВС является регулирование степени сжатия (ϵ) на частичных нагрузках. В статье сделан анализ существующих и перспективных способов регулирования степени сжатия в бензиновых двигателях.

Основной раздел

Как известно, повышение ε ведет к увеличению экономичности двигателя. В бензиновых ДВС величина ε ограничивается детонационной стойкостью топлива и является оптимальной только на одном режиме работы двигателя при полностью открытой дроссельной заслонке. На частичных режимах из-за снижения наполнения горючей смесью, увеличения относительного количества остаточных газов, снижения температуры и давления в конце сжатия и других факторов склонность двигателя к детонации уменьшается, но при этом понижается и индикаторный к.п.д.. Естественно, что идея регулирования степени сжатия на частичных нагрузках возникла достаточно давно, но в настоящее время с широким применением наддува становится более актуальной. Кроме того, уровень развития технологии производства и систем управления позволяет возвращаться к старым идеям и воплощать их в жизнь.

К настоящему времени известно большое количество различных механизмов изменения степени сжатия. Они преимущественно представляют собой конструкторские решения, позволяющие реализовать три основных способа изменения степени сжатия:

- регулирование объема камеры сгорания;
- регулирование рабочего объема цилиндра;
- регулирование фаз газораспределения.

Каждый из этих способов имеет свои преимущества и недостатки и заслуживает отдельного рассмотрения.

Изменение фаз газораспределения.

Этот способ является одним из перспективных направлений регулирования процесса сжатия. Он может быть осуществлен путем организации работы ДВС по циклу Миллера или циклу Аткинса. При этом отсутствует необходимость применения дроссельной заслонки, так как нагрузка, определяемая наполнением двигателя, изменяется с помощью газораспределения.

Регулирование ε в этом случае связано с рядом преимуществ двигателя. Во-первых, при регулировании фаз газораспределения остается неизменной конструкция кривошипно-шатунного механизма (КШМ) — одного из наиболее ответственных механизмов в ДВС, с работой которого связаны вопросы надежности и долговечности двигателя.

Во-вторых, форма камеры сгорания (КС) не изменяется во время регулирования ε , оставаясь близкой к оптимальной на всех режимах работы двигателя.

Однако регулирование степени сжатия фазами газораспределения в бензиновом двигателе без наддува имеет свои особенности. Во-первых, при работе двигателя на номинальном режиме степень сжатия должна быть минимальной, а это сопровождается некоторым снижением наполнения, что увеличивает насосные потери.

Во-вторых, на режимах частичных нагрузок, с одной стороны, необходимое увеличение ε можно получить только с повышением наполнения двигателя. С другой, при количественном регулировании мощности в бензиновом двигателе частичные нагрузки получают снижением наполнения за счет использования дроссельной заслонки.

Сказанное не распространяется на двигатели с наддувом, так как в этом случае наполнение цилиндра связано не только с моментами закрытия клапанов, но и с работой нагнетателя.

Данный способ практически неприменим в двухтактных ДВС с внешним смесеобразованием, так как приводит к дополнительным потерям свежего заряда во время продувки.

Следует отметить, что изменение фаз газораспределения, кроме всего прочего, связано с серьезными конструктивными трудностями. По этой причине существующие системы газораспределения, серийно производимые в течение последнего десятилетия ведущими автопроизводителями (Toyota, DaimlerChrysler, Honda, Alfa Romeo, FIAT, BMW, Nissan), позволяют оптимизировать газообмен в двигателе в достаточно узких пределах. Это связано с наличием распределительных валов и кулачков, которые независимо от их профиля и количества, не обеспечивают полного управления клапанами. Решение этой задачи, которое кроется в индивидуальном управлении клапанами, очевидно скоро будет найдено. Об этом свидетельствуют разработки специалистов фирм BMW, DaimlerChrysler [1], Siemens [2].

Регулирование рабочего объема цилиндра.

Известен целый ряд устройств для изменения степени сжатия, отличающихся своими конструктивными особенностями.

Некоторые изобретатели предлагают изменять ход поршня изменением радиуса кривошипа. Например, с помощью эксцентрика, установленного на шатунной шейке, поворот которого может производиться с помощью шагового электродвигателя через червячную и зубчатую передачу [3]. Практическая реализация данного способа регулирования степени сжатия из-за высоких нагрузок в деталях кривошипно-шатунного механизма и конструктивной сложности схемы весьма затруднительна. Снижение жесткости коленчатого вала, возможность перекоса шатунной шейки при изменении ее положения, очень низкая надежность таких механизмов не позволяют рассматривать их как перспективные.

Одним из наиболее известных решений, позволяющих изменять рабочий объем двигателя, можно считать аксиальный двигатель. Научно-исследовательские и конструкторские работы в данном направлении ведутся уже много лет как российскими [4], так и западными исследователями. Интерес к такому механизму преобразования движения поршня возник небезосновательно. Достаточно вспомнить, что регулируемые аксиально-поршневые гидромоторы хорошо зарекомендовали себя в различных отраслях машиностроения. Однако существенные различия в условиях работы механизмов не позволяют создать достаточно надежный с высоким механическим к.п.д. двигатель. В настоящее время имеется ряд достаточно сложных и пока не

решенных задач таких, как уравновешенность двигателя, организация рабочего процесса при изменении рабочего объема и др.

В последнее время ряд изобретателей [5, 6] предлагают для изменения степени сжатия использовать различные варианты схемы, приведенной на рис. 1. В этом случае для изменения ε используется сочлененный шатун 1, который имеет дополнительный шарнир 2 и может под управлением маятникового шатуна 3 при перемещении оси качания 4 перпендикулярно оси цилиндра изменять эквивалентную длину. Это позволяет изменять степень сжатия и рабочий объем двигателя. Анализ механизма показывает, что нали-

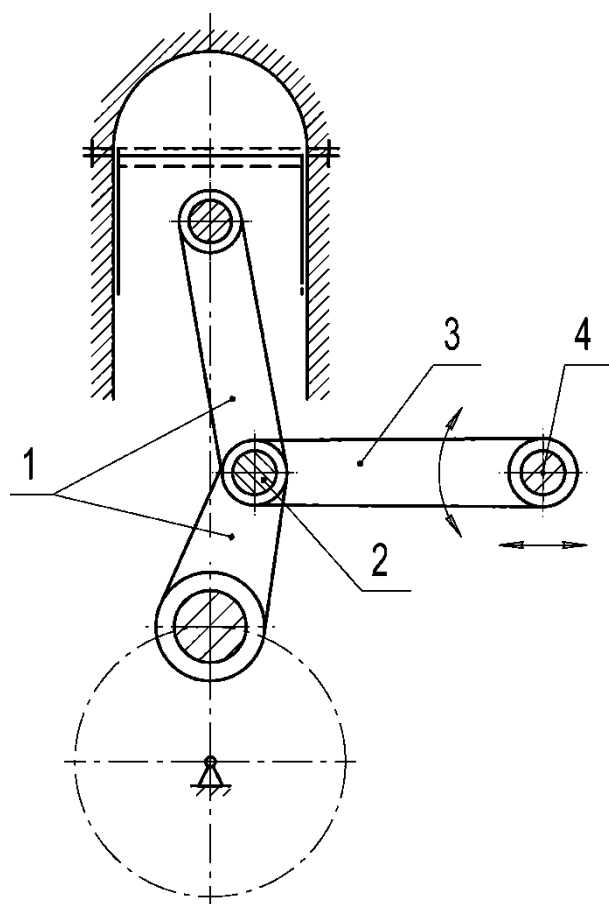


Рисунок 1 — Механизм изменения степени сжатия с расчлененным шатуном

чие дополнительных кинематических пар приводит к увеличению механических потерь, снижению надежности и долговечности двигателя.

В некоторых механизмах шатун 3 отсутствует. Но это, как правило, не только не повышает надежности и долговечности, но и существенно усложняет конструкцию.

Регулирование объема камеры сгорания.

Наиболее многочисленную группу составляют двигатели, в которых для регулирования ε изменяется объем камеры сгорания. Несмотря на большое разнообразие способов изменения объема КС (рис. 2), все подобные механизмы имеют один существенный недостаток — форма КС является оптимальной только для одной степени сжатия, что снижает положительный

эффект от регулирования ϵ .

Некоторые из приведенных устройств для регулирования ϵ на частичных нагрузках не могут быть использованы в бензиновых двигателях. Это связано с различиями в принципах регулирования для бензиновых и дизельных двигателей, низким их быстродействием и другими недостатками.

В настоящее время имеются сведения о создании ведущими зарубежными фирмами экспериментальных образцов двигателей с регулированием степени сжатия за счет изменения объема камеры сгорания. Хорошо известен двигатель Saab SVC (Saab Variable Compression), в котором регулирование ϵ осуществляется изменением угла наклона блока цилиндров относительно картера.

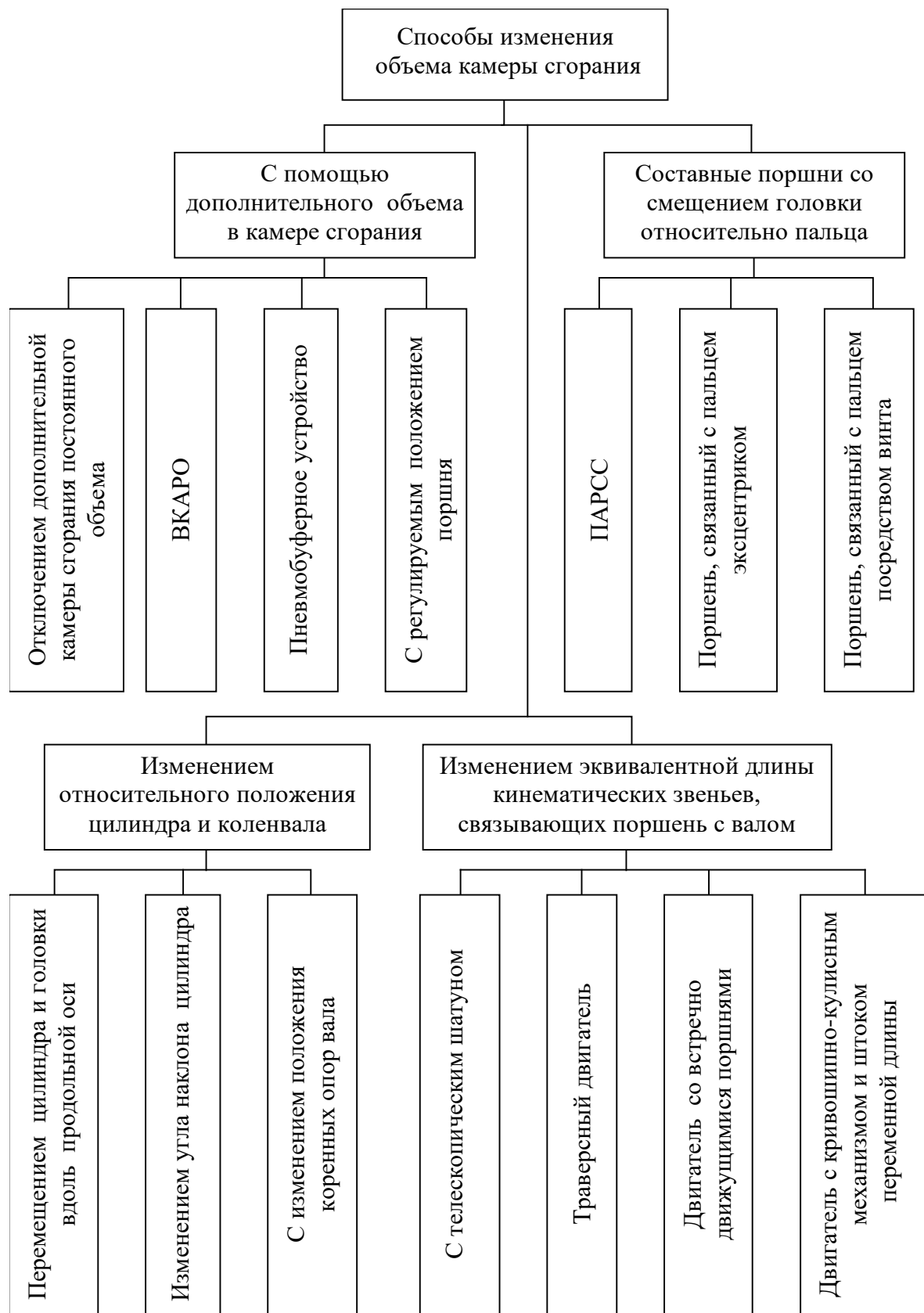


Рисунок 2 — Способы изменения объема камеры сгорания в поршневых двигателях

На холостых оборотах устанавливается степень сжатия $14,1$, что позволяет существенно экономить топливо. Если двигатель работает на режимах средних нагрузок, система SVC при этом постоянно изменяет степень сжатия в пределах от 10 до 12 , удерживая сгорание топливно-воздушной смеси

на грани детонации. При повышенных нагрузках степень сжатия уменьшается до 8,1.

Серийное производство таких двигателей пока не планируется, так как, по утверждению производителей, нерешенными остались вопросы уплотнения блока цилиндров и соединения его с впускной и выпускной системами [7].

Определенного внимания заслуживает разработка двигателя с траверсным механизмом, выполненная в ГНЦ РФ ФГУП НАМИ [4]. Схема двигателя НАМИ показана на рис. 3. У этого ДВС шатун 1 соединен с коленчатым валом посредством траверсы 2. Поворотом эксцентрика 4 через коромысло 3 изменяется наклон траверсы и, соответственно, положение верхней и нижней мертвых точек. Приведенная схема механизма позволяет не только регулировать ϵ , но и изменяет кинематику поршня. Приближение закона движения поршня к синусоидальному, как утверждают авторы, положительно

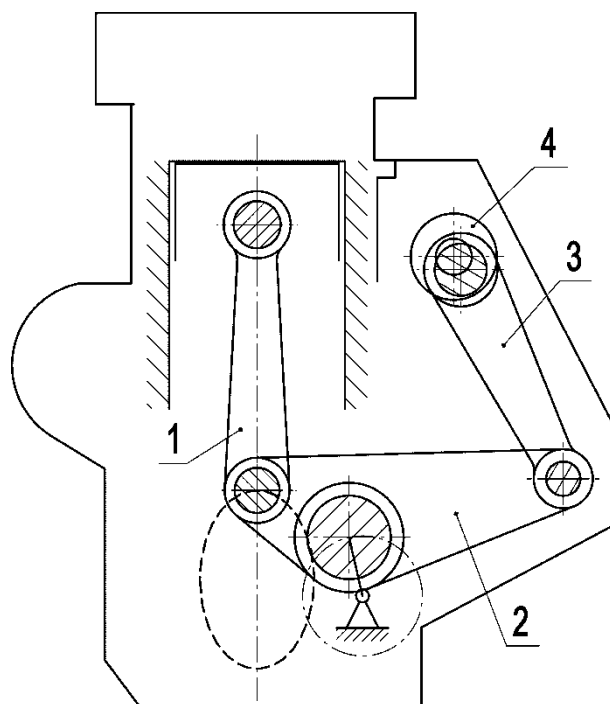


Рисунок 3 — Двигатель НАМИ с траверсным механизмом

сказывается на рабочем процессе (сгорание проходит при меньшем объеме).

Однако двигатель с траверсным механизмом имеет ряд недостатков.

1. Силовой анализ схемы показывает, что нагрузка на шатунную шейку коленчатого вала больше, чем в классическом КШМ. Это ухудшает условия работы подшипника и ведет к увеличению размеров вала и снижению механического к.п.д.

2. Наличие дополнительных кинематических пар приводит к снижению надежности механизма и повышению механических потерь.

Кроме того, подшипники в соединениях шатун-траверса, траверса-коромысло и коромысло-эксцентрик работают в условиях возвратно-поворот-

ного движения. Применение в этих узлах подшипников скольжения, работающих в условиях граничного трения, приведет к значительному снижению механического к.п.д., а установка подшипников качения существенно усложнит конструкцию.

3. В данной конструкции имеют место значительные затраты мощности двигателя на привод механизма изменения степени сжатия.

В связи с вышесказанным кажется сомнительным, что в таких условиях разработчиками получено 15...20 %-ое снижение механических потерь по сравнению с обычным ДВС.

Анализ существующих конструктивных решений показывает, что получение надежного и работоспособного двигателя с регулируемой степенью сжатия на основе классического КШМ крайне затруднительно и зачастую сопровождается рядом непреодолимых трудностей. В связи с этим одним из перспективных направлений является применение регулирования ε на базе бесшатунного двигателя с кривошипно-кулисным механизмом (ККМ).

Проведенные в АДИ ДонНТУ сравнительные испытания экспериментальных образцов двухтактных ДВС с КШМ и ККМ для различных ε показали существенные преимущества бесшатунного двигателя:

- улучшение рабочего процесса за счет синусной кинематики поршня;
- полная уравновешенность механизма от сил инерции;
- существенное снижение механических потерь.

При одинаковых ε в бесшатунном двигателе механические потери во всех случаях ниже. Кроме того, с повышением степени сжатия разница в величине механических потерь существенно возрастает. Так, при степени сжатия 7,7 механические потери в бесшатунном двигателе ниже, чем в классическом ДВС на 1,5...2 %, а при $\varepsilon = 17,1$ — на 26 %. Это связано с отсутствием в двигателе с ККМ боковой силы давления на поршень.

Повышение механических потерь в классическом двигателе в значительной степени ограничивает повышение степени сжатия даже на частичных нагрузках. Для бесшатунного ДВС фактором, ограничивающим величину ε , является ухудшение рабочего процесса при изменении формы камеры сгорания.

Выводы

В настоящее время резервы повышения экономичности классических двигателей практически исчерпаны. Современный уровень развития технологий, накопленный двигателестроением опыт по созданию нетрадиционных двигателей, возросшие требования по экономичности и экологичности ДВС создают предпосылки для создания бензиновых двигателей с регулируемой степенью сжатия.

Одним из перспективных направлений в реализации переменной степени сжатия является применение нетрадиционных двигателей, в частности, бесшатунных поршневых с кривошипно-кулисным механизмом.

Резюме

Рассмотрены способы регулирования степени сжатия (ε) в бензиновых двигателях и некоторые конструкции механизмов изменения ε .

Приведены результаты сравнительных испытаний бесшатунного и классического двигателей во всем диапазоне нагрузок и $\varepsilon = 7 \dots 17,1$. Показано, что механические потери в классическом двигателе в значительной степени ограничивают повышение степени сжатия на частичных нагрузках. В бесшатунном двигателе с кривошипно-кулисным механизмом механические потери во всех случаях значительно ниже, чем в традиционном, например, при $\varepsilon = 17,1$ и $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ на 26 %. Сделан вывод о целесообразности использования переменной ε в бесшатунном двигателе.

Литература

1. А. Фомин, А. Воробьев-Обухов. Близкое завтра // За рулем. — 1998. — № 11.
2. А. Воробьев-Обухов. Вечное движение // За рулем. — 1999. — № 12.
3. Пат. 5406911 США, МПК {6} F 02 B 75/06 Cam-on-crankshaft operated variable displacement engine // Hefley Carl D.; № 106396; Заявл. 12.8.93; Оpubл. 18.4.95; НПК 123/48В. US
4. Ф. Т. Кутенев, М. А. Зленко, Г. Г. Тер-Мкртчян. Управление движением поршней — неиспользованный резерв улучшения мощностных и экономических показателей дизеля // Автомобильная промышленность. — 1998. — № 11. — С. 25 – 29.
5. Пат. 2121590 Россия, МПК {6} F 02 D 15/02. Способ регулирования многотопливного двигателя внутреннего сгорания с увеличенным ходом поршня методом изменения степени сжатия и многотопливный двигатель внутреннего сгорания с увеличенным ходом поршня // Конюхов В. А., Конюхов А. В., Конюхова Е. В.; № 98107031/06; Заявл. 6.4.98; Оpubл. 10.11.98, Бюл. N 31. RU
6. Bollig Christoph, Habermann Knut, Marckwardt Henning, Yapici Kurt Imren. Kurbeltrieb fur variable Verdichtung // MTZ: Motortechn. Z.. — 1997. — 58, № 11. — P. 707-711.
7. Variable Kompression // Auto, Mot. und Sport. — 2000. — № 6. — С.12.