

Литература

1. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1990.
2. Гусев А.С., Карунин А. Л., Крамской Н.А., Стародубцева С.А. Надежность механических систем и конструкций при случайных воздействиях. – М.: МГТУ МАМИ, 2001.
3. Светлицкий В.А. Статистическая механика и теория надежности. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002.
4. Гусев А.С. Вероятностные методы в механике машин и конструкций. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009.

Анализ конструкций, обеспечивающих максимальную термодинамическую эффективность поршневых двигателей

к.т.н. доц. Хрипач Н.А., к.т.н. Лежнев Л.Ю., к.т.н. Папкин Б.А., Шустров Ф.А.,
Татарников А.П., Тингаев Н.В.
Университет машиностроения
8(495)223-05-23 доб. 1019, borispapkin@yandex.ru

Аннотация. В статье проводится анализ различных концепций бензиновых двигателей внутреннего сгорания с продолженным расширением рабочего тела, применяемых для улучшения экономических и экологических показателей. Рассматривается классическая концепция цикла Аткинсона, схема Отто-Аткинсона и Аткинсона-Миллера а также рассмотрены меры для улучшения процесса сгорания.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, цикл с продолженным расширением рабочего тела, цикл Аткинсона, улучшение процесса сгорания

Одним из перспективных направлений улучшения основных показателей автомобильных бензиновых двигателей, особенно экономических и экологических, является оптимизация рабочего процесса за счет применения цикла с продолженным расширением рабочего тела.

Впервые такой цикл был реализован в дифференциальном газовом двигателе Дж. Аткинсона в 1884 году [1], эскиз которого показан на рисунке 1. Двигатель Аткинсона не получил однако широкого распространения из-за сложной кинематической схемы силового механизма и пониженных энергетических показателей по сравнению с обычным двигателем сопоставимых размеров, работающим по классическому циклу Отто (с подводом тепла при постоянном объеме).

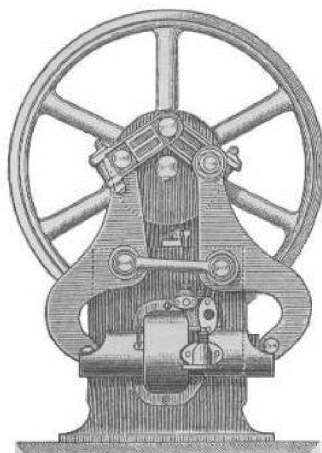


Рисунок 1 - Дифференциальный газовый двигатель Аткинсона: $D = 148$ мм; $S = 88$ мм на такте сжатия и 160 мм на такте расширения; $P_e = 4,15$ кг/см²

Позже, в 1947 году Р. Миллер предложил другой путь реализации цикла с продолжен-

ным расширением – за счет задержки закрытия впускного клапана, наддува и промежуточного охлаждения сжатого воздуха [2]. Он использовал позднее закрытие впускного клапана для уменьшения эффективной степени сжатия ε_c (делая ее заметно меньше геометрической степени сжатия), чтобы устранить повышенную склонность двигателя к детонации при наддуве. При этом для достижения высокой топливной экономичности использовалась высокая степень расширения ε_p , поскольку термический КПД двигателя определяется, вообще говоря, не степенью сжатия, а степенью расширения рабочего тела [3, 4], которая в обычном двигателе, как правило, равна степени сжатия.

В последние годы, в связи с разработкой технологий регулируемого клапанного привода [5] регулируемой степени сжатия [6], а также гибридных энергетических установок [7] снова возрождается интерес к концепции бензинового двигателя с продолженным расширением. Использование механизмов регулирования движения клапанов и/или степени сжатия представляет благоприятные возможности для реализации разных концепций двигателя с продолженным расширением рабочего тела. Настоящая работа проведена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации и посвящена анализу некоторых современных концепций двигателей с продолженным расширением с целью выбора наиболее приемлемой для реализации в серийных двигателях.

1. Классическая концепция

Классический подход осуществления цикла с продолженным расширением в поршневом двигателе заключается в применении специального механизма преобразования движения между коленчатым валом и поршнем, который позволяет иметь более продолжительные такты расширения и выпуска по сравнению с тактами впуска и сжатия. Впервые такая схема была реализована Дж. Аткинсоном.

Модифицированная схема Аткинсона применена университетом г. Калгари (Канада) на экспериментальном одноцилиндровом двигателе, построенном на базе двигателя Honda GX160K1 рабочим объемом 163 см³, D x S = 68 x 45 мм, со степенью сжатия 8,5 и воздушным охлаждением [8]. Эскиз двигателя показан на рисунке 2. В экспериментальном двигателе использован ряд компонентов серийного двигателя, в том числе поршни, распределительный вал, толкатели, клапаны, головка цилиндров.

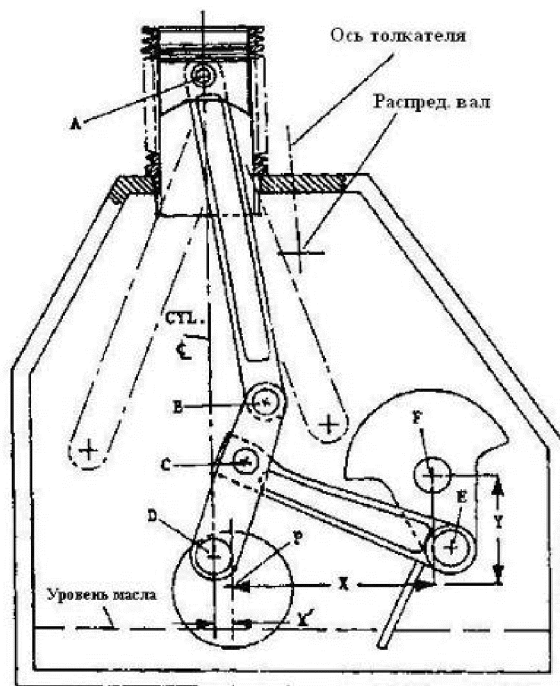


Рисунок 2 - Эскиз опытного двигателя университета Калгари с продолженным расширением

Распределительный вал приводится от коленчатого вала цепью с передаточным отношением 1:1, так как двигатель с продолженным расширением совершает четырехтактный

цикл за один оборот коленчатого вала. Нижняя часть серийного двигателя изменена для адаптации рычажного механизма преобразования движения. В отличие от классического двигателя Аткинсона отношение степени расширения к степени сжатия $\sigma = \varepsilon_p / \varepsilon_c$ можно изменять поворотом эксцентрика D на 40 градусов. Это обеспечивает изменение степени продолженного расширения σ от 1,0 до 1,9, а эффективной степени сжатия – от 6,85 до 13,02. Диаграмма, приведенная на рисунке 3, дает представление о законе движения поршня при разной степени продолженного расширения σ .

Потенциал этой концепции был изучен в большей степени теоретически, чем экспериментально. Расчетный анализ, в частности, показал, что по сравнению с обычным двигателем экспериментальный обеспечивает снижение расхода топлива на 21-24% на малых нагрузках и до 10% на средних нагрузках. Эффект достигнут благодаря устранению дроссельных потерь на частичных нагрузках, снижению (на 10%) потерь на трение и повышению термического КПД. Энергетические показатели двигателя не оценивались. Предсказанное расчетами снижение потерь на трение и снижение расхода топлива (на холостом ходу) подтверждено стендовыми испытаниями двигателя.

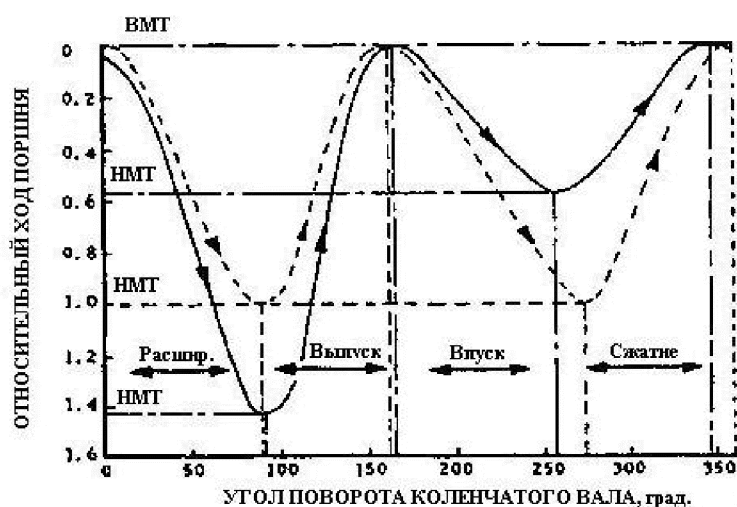


Рисунок 3 - Закон движения поршня опытного двигателя университета Калгари с продолженным расширением: - - - - $\sigma = 1,0$; - - - - - $\sigma = 2,2$; угол поворота 0 град. соответствует концу сжатия - началу расширения

С другой стороны, принятая кинематическая схема механизма преобразования движения увеличила на 30-64% инерционную нагрузку на поршень, а также усложнила балансировку механизма преобразования по сравнению с обычным кривошипно-шатунным механизмом.

В целом реализация классической концепции в современном двигателе остается проблематичной из-за повышенной инерционности механизма регулирования степени сжатия/расширения и проблем его производственной совместимости с выпускаемыми сегодня обычными двигателями.

2. Схема Отто-Аткинсона

Другая концепция двигателя с продолженным расширением, условно названная схемой Отто-Аткинсона, исследовалась теоретически и экспериментально компанией «Форд» [9]. Двигатель работает по обычному циклу Отто на полной нагрузке для обеспечения высоких энергетических показателей и по циклу Аткинсона на частичных нагрузках для уменьшения расхода топлива. При работе по циклу Аткинсона степень расширения больше, чем степень сжатия. В экспериментальном двигателе это достигнуто за счет увеличения геометрической степени сжатия/расширения и применения позднего закрытия впускного клапана.

Основная идея этой схемы – улучшить топливную экономичность двигателя на частичных нагрузках не только за счет устранения потерь термического КПД, связанных в обычном

двигателе с применением неоптимальной степени сжатия/расширения, но и за счет устранения насосных потерь, связанных с дросселированием впуска.

Как известно, увеличение степени расширения (путем увеличения степени сжатия) позволяет повысить термический КПД, однако степень сжатия обычного бензинового двигателя приходится ограничивать, чтобы исключить детонацию при работе с полностью открытым дросселем [10]. В экспериментальном двигателе «Форд» с продолженным расширением, созданном на базе бензинового двигателя рабочим объемом 1,6 л, степень сжатия/расширения регулировалась поршнем с подвижным днищем в диапазоне от 9,3 до 16,0 в зависимости от нагрузки.

В двигателе были применены также распределительные валы с подвижными кулачками, чтобы контролировать нагрузку без дросселирования. Задержка закрытия впускного кулачка и открытия выпускного кулачка позволяли уменьшить насосные потери и увеличить уровень внутренней рециркуляции ОГ (и соответственно индикаторный КПД) благодаря разбавлению стехиометрической смеси. Максимальное смещение впускного кулачка достигало 80 град. поворота коленчатого вала (п.к.в.). Математическое моделирование экспериментального двигателя позволило выбрать оптимальную стратегию регулирования степени сжатия и фазирования кулачков и показало потенциальную возможность уменьшения удельного эффективного расхода топлива до 16% в диапазоне средних эффективных давлений от 2,0 до 5,5 бар.

Стендовые испытания экспериментального двигателя в диапазоне 1500-2500 мин⁻¹, работающего с теми же законами регулирования степени сжатия и фаз газораспределения, подтвердили прогнозируемое расчетами улучшение топливной экономичности, а также показали возможность значительного уменьшения выбросов NO_x и СО. Вместе с тем, отмечен рост выбросов СН на малых нагрузках на 55-58% из-за увеличения щелевых объемов камеры сгорания и повышения максимального давления цикла. Результаты экологических испытаний показаны на рисунке 4.

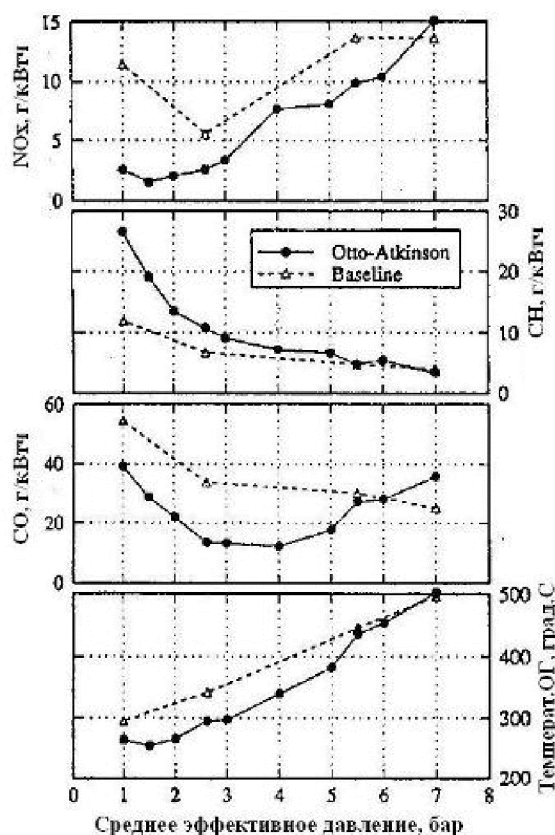


Рисунок 4 - Изменение выбросов СО, СН, NO_x и температуры ОГ по нагрузочной характеристике: ----- экспериментальный двигатель; - - - - базовый двигатель; n = 1500 мин⁻¹

Испытания показали также недостаточно быстрое для предотвращения детонации срабатывание поршня с регулируемой степенью сжатия. Полное перемещение его подвижной части под давлением масла (для понижения степени сжатия) осуществлялось за 0,92 с и увеличивалось до 1,0 с при уменьшении температуры моторного масла от 50 до 39 град. С. Это время является критическим для обеспечения надежной работы двигателя в составе автомобиля. По данным [11] оно не должно превышать 100 мс.

Аналогичная концепция исследовалась методами математического моделирования и экспериментально на 1-цилиндровом двигателе Индийским технологическим институтом [12]. Регулирование эффективной степени сжатия экспериментального двигателя при изменении фазы закрытия впускного клапана (ЗВпК) обеспечивалось заменой поршней. Регулирование фаз впуска осуществлялось вручную, путем изменения углового положения кулачков. Конструкция позволяла изменять фазу ЗВпК на 100 град. п.к.в от 35 до 135 град. п.к.в. после ВМТ. Более позднее закрытие впускного клапана было нежелательно, так как из-за уменьшения степени сжатия ухудшался процесс сгорания.

Исследования в основном подтвердили основные выводы, полученные в рассмотренной выше работе компании «Форд». Расчетами показана и экспериментально подтверждена возможность улучшения топливной экономичности двигателя до 14% (в варианте с $\varepsilon_p = 17,5$ и $\varepsilon_c = 8,0$) и до 22% (в варианте с $\varepsilon_p = 17,5$ и $\varepsilon_c = 7,0$) за счет реализации цикла с продолженным расширением рабочего тела.

Экспериментально было установлено, что эффективность цикла зависит от степени продолженного расширения $\sigma = \varepsilon_p / \varepsilon_c$, причем максимум эффективного КПД достигался при $\sigma = 1,5$. Дальнейшее увеличение степени продолженного расширения вело к заметному снижению эффективного КПД из-за роста относительных потерь на трение.

Испытания экспериментального двигателя подтвердили также уменьшение на 43% насосных потерь вследствие позднего закрытия впускного клапана и, в отличие от исследований «Форд», показали снижение выбросов СН на 35% при увеличении степени продолженного расширения. Вероятной причиной снижения выбросов называется увеличение продолжительности окисления несгоревших углеводородов в цилиндре.

3. Схема Аткинсона-Миллера

Необходимость регулирования геометрической степени сжатия/расширения с помощью специального механизма делает практическую реализацию классической концепции продолженного расширения, или схемы Отто-Аткинсона, в серийно выпускаемом двигателе проблематичной из-за отсутствия в настоящее время приемлемого (по быстродействию, надежности и другим факторам) механизма регулирования степени сжатия. Более реальной для применения в серийно выпускаемых двигателях является так называемая схема Миллера [13], или Аткинсона-Миллера [7], не требующая регулирования геометрической степени сжатия/расширения.

Примером успешной реализации этой концепции в серийном производстве является двигатель внутреннего сгорания 1NZ-FXE, входящий в состав гибридной энергетической установки автомобиля «Toyota Prius» [7]. Двигатель имеет рабочий объем 1,5 л и развивает мощность 42,7 кВт при 4000 мин⁻¹. Бездетонационную работу двигателя с геометрической степенью сжатия/расширения 13,5 обеспечивают позднее закрытие впускного клапана и компактная камера сгорания с наклонным вытеснителем. Регулирование фазы ЗВпК осуществляется мехатронной системой регулирования привода впускных клапанов VVT-i. Система регулирования позволяет снижать на больших нагрузках эффективную степень сжатия до 9,0 для предотвращения детонации, а на частичных нагрузках – уменьшать насосные потери для дополнительного улучшения расхода топлива.

В концепции Аткинсона-Миллера цикл с продолженным расширением обеспечивают сочетание позднего закрытия впускного клапана с высокой степенью расширения. В отличие от концепции Отто-Аткинсона геометрическая степень сжатия в схеме Аткинсона-Миллера не регулируется, что не позволяет поддерживать оптимальную величину эффективной степени сжатия при регулировании фазы ЗВпК. Это существенно упрощает конструкцию двига-

теля ценой некоторого ограничения потенциал цикла вследствие ухудшения процесса сгорания на режимах с низкой эффективной степенью сжатия.

Для устранения этого недостатка желательно предусмотреть меры, направленные на улучшение процесса сгорания. Один из возможных вариантов решения проблемы предложен компанией «AVL» [13]. На рисунке 5 показана принципиальная схема системы быстрого сгорания AVL CBR.

Для улучшения процесса сгорания и снижения расхода топлива в четырехклапанном двигателе AVL CBR применено:

- регулирование движения заряда в цилиндре с помощью вихревых заслонок, установленных между впускной трубой и головкой цилиндров;
- впускные каналы ассиметричной конструкции – тангенциальный и нейтральный.

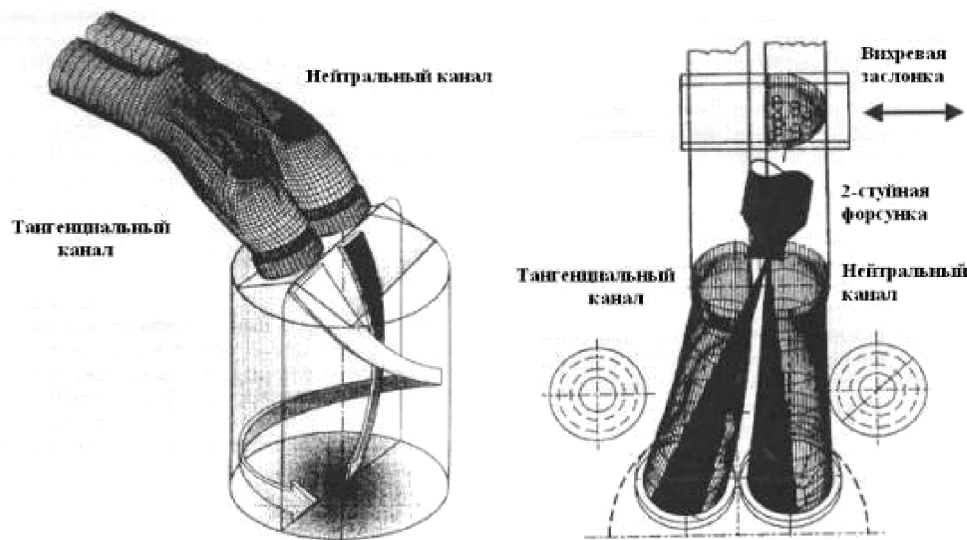


Рисунок 5 - Принципиальная схема системы сгорания AVL CBR

Дросселирование нейтрального канала на частичных нагрузках с помощью вихревой заслонки позволяет создавать в цилиндре интенсивный осевой вихрь, высокий уровень турбулентности в конце такта сжатия, очень быстрое сгорание и, в конечном счете, пониженные расход топлива и вредные выбросы. На полной нагрузке индивидуальные вихревые заслонки открываются. Это приводит к формированию радиально-осевого вихря умеренной интенсивности, благоприятного для предотвращения детонационного сгорания.

Комбинация цикла Миллера и системы быстрого сгорания AVL CBR обеспечивает дополнительное улучшение топливной экономичности и снижение вредных выбросов.

На частичных нагрузках впускной кулачок максимально смещают на ход сжатия и часть заряда вытесняется во впускную трубу, уменьшая наполнение цилиндра, поэтому двигатель может работать с меньшим дросселированием. На повышенных нагрузках впускной кулачок смещают в противоположную сторону для увеличения коэффициента наполнения.

Выпускной кулачок также смещается. На частичных нагрузках он смещается параллельно с впускным кулачком. Поэтому ОГ засасываются в цилиндр, обеспечивая внутреннюю рециркуляцию. Так как ОГ не забрасываются во впускную трубу, они не нарушают равномерности распределения смеси по цилиндрам и не перегревают впускную трубу.

Таблица 1

Потенциал концепции Аткинсона-Миллера ф. «AVL» в сравнении с обычным бензиновым двигателем

<i>Параметры</i>	<i>Потенциал улучшения</i>
Удельный расход топлива	14%
Выбросы CH	40%
Выбросы NO _x	30%
Цикловые вариации среднего индикаторного давления	40%

Особенностью системы является стратегия впрыска. Когда двигатель работает по циклу Миллера, желательно, чтобы обратный выброс воздуха не приводил к выбросу топлива во впускную трубу. Отключение впускного канала вихревой заслонкой создает осевой вихрь, который позволяет формировать расслоение заряда в направлении оси цилиндра при впрыске топлива на открытый впускной клапан. В этом случае относительно бедная смесь без капель располагается в верхней части цилиндра, а более богатая смесь – ближе к поршню, поэтому при движении поршня вверх через открытый еще впускной клапан только бедная смесь без капель топлива выталкивается во впускную трубу.

Приведенная таблица 1 иллюстрирует потенциал концепции Аткинсона-Миллера ф. «AVL» в сравнении с обычным бензиновым двигателем, работающим на стехиометрической смеси на режиме 1500 мин^{-1} со средним эффективным давлением 1 бар.

Выводы

Анализ разных концепций двигателя с продолженным расширением рабочего тела, позволяет сделать следующие выводы:

1. Наибольшим потенциалом улучшения экономических и экологических показателей обладает концепция двигателя с продолженным расширением рабочего тела Отто-Аткинсона, которая предусматривает применение термодинамически оптимальной геометрической степени расширения (на уровне 13-15 единиц), регулирование эффективной степени сжатия и устранение дроссельных потерь на впуске. Реализация ее требует применения механотронных систем регулирования геометрической степени сжатия/расширения и клапанного привода.

Осуществление концепции позволяет на частичных нагрузках улучшить топливную экономичность и выбросы парникового газа CO_2 на 15-22%, значительно сократить вредные выбросы с ОГ по сравнению с современными двигателями при сохранении энергетических показателей.

Основной проблемой является отсутствие эффективной технологии регулирования геометрической степени сжатия/расширения. Недостаточно быстрая, чем необходимо, скорость срабатывания существующих механизмов регулирования, проблемы производственной совместимости с обычным двигателем сдерживают практическое применение концепции Отто-Аткинсона в серийно выпускаемых двигателях.

2. Существенный, хотя и несколько меньший, потенциал улучшения экономических и экологических показателей предоставляет концепция Аткинсона-Миллера, в которой продолженное расширение достигается благодаря сочетанию позднего закрытия впускного клапана и высокой геометрической степени сжатия/расширения. В отличие от концепции Отто-Аткинсона геометрическая степень сжатия не регулируется, что не позволяет оптимизировать эффективную степень сжатия при регулировании фазы закрытия впускного клапана.

Реализация концепции позволяет на частичных нагрузках улучшить топливную экономичность и выбросы CO_2 на 8-15%, значительно сократить выбросы CO, CH и NO_x с ОГ по сравнению с современным бензиновым двигателем ценой снижения энергетических показателей на 10-25%.

3. Наиболее приемлемой для реализации в серийных двигателях (в краткосрочном и среднесрочном плане) является схема Аткинсона-Миллера. Ее можно адаптировать в существующие двигатели с помощью освоенных технологий регулирования клапанного привода и конструктивных мер, направленных на улучшение процесса сгорания. Применение этой концепции наиболее целесообразно в двигателях гибридных энергетических установок.

Литература

1. Гюльднер Г. Газовые, нефтяные и прочие двигатели внутреннего сгорания, М. 1907.
2. Miller, R.H. Supercharging and internally cooling for high output. ASME Transactions, Vol.69, с. 453-464, 1947.
3. Автомобильные двигатели. Под ред. М.С. Ховаха, М., «Машиностроение», 1977.
4. Obert E.F. Internal Combustion Engine and Air Pollution. Intext Educational Publisher, New

- York, 1973.
5. Сонкин В.И., Цапов Н.Н. Анализ состояния и тенденций развития автомобильных бензиновых двигателей. Автомобильные двигатели: Сб. науч. тр. НАМИ, вып. 233, 2005.
 6. Зленко М.А., Кутенев В.Ф., Тер-Мкртчян Г.Г. Некоторые вопросы создания бензинового двигателя с регулируемой степенью сжатия. Проблемы конструкции двигателей и экология: Сб. науч. тр. НАМИ, вып. 224, 1999.
 7. Yamaguchi J. Toyota Prius. Automotive Engineering International, № 1, 1998.
 8. Kentfield J.A.C., Fernandes L.C.V. Friction Losses of a Novel Prototype Variable Expansion-Ratio, Spark Ignition, Four-Stroke Engine. SAE Paper № 972659, 1997.
 9. Boggs D.L., Hilbert H.S., Schechter M.M. The Otto-Atkinson Cycle Engine – Fuel Economy and Emissions Results and Hardware Design. SAE Paper № 950089, 1995.
 10. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. М., «Машиностроение», 1977.
 11. Schwanderlapp M., Habermann K., Yapici K. Variable Compression Ratio – A Design Solution for Fuel Economy Concepts. SAE Paper, № 2002-01-1103, 2002.
 12. Mallikarjuna J.M., Ganesan V. Theoretical and Experimental Investigations of Extended Expansion Concept for SI Engines. SAE Paper, № 2002-01-1740, 2002.
 13. Karus P.E., Denger D., Holland T. Intelligent Simplification – Ways Towards Improved Fuel Economy. SAE Paper, № 2002-01-0236, 2002.
 14. Ипатов А.А., Хрипач Н.А., Лежнев Л.Ю., Кириллов В.А., Папкин Б.А. Автономные системы выработки тепловой и электрической энергии на биотопливе. Энергия: экономика, техника, экология. - 2010. - № 3. - с. 6-12.
 15. Хрипач Н.А., Лежнев Л.Ю., Папкин Б.А., Сонкин В.И., Шустров Ф.А. Совершенствование бензинового двигателя с продолженным расширением рабочего тела. Тезисы докладов научно-технической конференции 5-е Луканинские чтения. Решение энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе. – М.: МАДИ (ГТУ), 2011 г. – с. 110 – 112.
 16. Хрипач Н.А., Лежнев Л.Ю., Папкин Б.А., Тингаев Н.В., Шустров Ф.А., Татарников А.П. Мехатронные системы управления газообменом и сгоранием. Современные проблемы науки и образования - 2011. -№ 6. (приложение "Технические науки"). (Электронный журнал) URL: <http://online.rae.ru/889> (дата обращения: 19.01.2012 г.).
 17. Ипатов А.А., Кутенев В.Ф., Каменев В.Ф., Фомин В.М., Хрипач Н.А., Лежнев Л.Ю., Артёмов А.А. Разработка автомобилей с гибридной силовой установкой, работающей на водородных видах топлива. Труды НАМИ / ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ». – Вып. №242: Комбинированные энергоустановки автотранспортных средств: сб. научн. ст. – М., 2009. – с. 26 – 66.

Стенд для определения прочностных характеристик элементов колес

д.т.н. проф. Балабин И.В., к.т.н. доц. Чабунин И.С., к.т.н. Груздев А.С., Лукьянов М.Н.
Университет машиностроения
8-495-223-05-23 доб. 1457, sopr@mami.ru

Аннотация. В статье приводится устройство и принцип работы стенда для определения прочностных характеристик элементов автомобильного колеса. Преимуществом стенда является возможность независимого приложения радиальной и осевой сил, что дает возможность исследовать влияние каждого из этих силовых факторов на напряженно-деформированное состояние в отдельности.

Ключевые слова: автомобильное колесо, стенд, радиальная и осевая силы, напряженно-деформированное состояние

Безопасность движения транспортного средства во многом зависит от колеса, поломка которого может вызвать серьезные последствия. Наиболее достоверные данные по прочности и долговечности колеса могут дать эксплуатационные испытания, однако их продолжительность может занять достаточно длительный срок. Для ускорения этого процесса прово-