

(относительно ГУРа). Во-вторых, более высокая энергосберегаемость – ЭУР включается только во время движения руля, а гидравлический насос работает постоянно, т.е. присутствует постоянный отбор мощности двигателя.

Достоинством данного усилителя является его высокая эффективность при обычной езде, сравнительно легко монтируется, неприхотлив в работе.

Недостатками такого усилителя являются отсутствие достаточной обратной связи руля, приводящее к сложному определению положения колес (либо колеса находятся в повернутом состоянии или в прямом), кроме этого, при совершении переходов из одного поворота в другой руль получает излишнее сопротивление (усилитель имеет малое быстродействие).

В заключении можно сделать выводы, что на современных автомобилях в настоящее время в основном находит применение электроусилитель руля (вследствие малой инерционности и габаритов).

### Литература

1. Косенков А.А. Устройство автомобилей: Ходовая часть и проч. системы. – Рн/Д: Феникс, 2005.
2. Передерий А.А. Устройство автомобилей. Учебное пособие. М., 2004.
3. Щелоков М. Гидроусилитель рулевого управления. ж. "Колеса" №94 за Август 2005.

### **Улучшение энергетических и экологических характеристик поршневых ДВС при переходе на бензоэтанольное топливо**

Абрамов А.А., к.т.н. доц. Апельинский А.В., к.т.н. доц. Руновский К.С.,  
к.т.н. проф. Белов В.П.

*Университет машиностроения*

8(495) 223-05-23(1467) atd@mami.ru, 8(495) 671-31-64, abrsan@yandex.ru

*Аннотация.* В статье рассмотрены особенности изменения рабочих характеристик двигателей внутреннего сгорания с искровым зажиганием при переводе ДВС на бензоэтанольное топливо и способы улучшения энергетических и экологических характеристик ДВС.

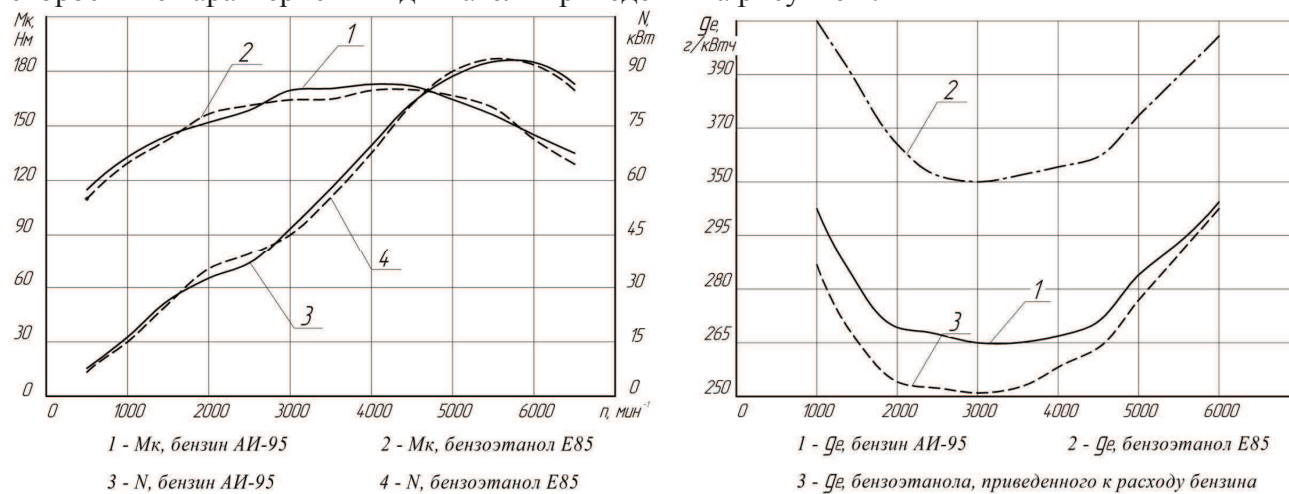
*Ключевые слова:* этанол, бензоэтанольная смесь, турбокомпрессор, РСА, ДВС.

Рост автомобильного парка требует периодического обновления стандартов и ужесточения нормативных требований к выбросам вредных веществ (ВВ) автотранспортными средствами. Нормативы на предельно допустимые выбросы ВВ в европейском законодательстве с 1993 по 2013 г. ужесточились в 2,7 раза на оксид углерода и в 5,8 раза на суммарный выброс углеводородов и оксидов азота для категорий наиболее массовых автомобилей. В связи с этими факторами, а также с учетом постоянного роста цен на нефть все более актуальной становится задача повышения полноты сгорания углеводородного топлива и перехода на экологически чистые виды топлива, а также повышения экономичности тепловых двигателей и снижение выбросов ВВ. Одним из возможных путей разрешения указанных противоречий является постепенный переход на частичное, но в то же время массовое внедрение альтернативных, экологических топлив, отличающихся доступными эксплуатационными свойствами и опирающихся на существенную сырьевую базу. Наиболее предпочтительными с этих позиций являются спирты и эфиры, получаемые из возобновляемого сырья (биомассы), в частности этанол как наиболее доступный и технологичный продукт. К преимуществам этанола относятся следующие его особенности:

- высокое октановое число по сравнению с бензином. В результате этого введение в автомобильные бензины этанола повышает их детонационную стойкость. Это дает возможность увеличить степень сжатия топливовоздушной смеси с этанолом до  $\epsilon = 12 \dots 14$  и тем самым повысить КПД двигателя и снизить удельный расход топлива;

- в этаноле содержится 35 % кислорода по массе;
- высокая скрытая теплота парообразования, позволяющая снизить температуру смеси при испарении этанола;
- низкая температура сгорания по сравнению с бензиновым двигателем;
- высокая полнота сгорания топлива, позволяющая снизить количество вредных веществ в ОГ на 20-30%.

Для сравнения энергетических и экологических параметров на кафедре «Автомобильные и тракторные двигатели» были проведены теоретические моделирования термодинамических процессов работы двигателя на бензине АИ-95 и бензоэтанольной смеси Е85 с 85% содержанием этанола; с рабочим объемом  $V=2000 \text{ см}^3$  и степенью сжатия  $\epsilon = 10,5$ . В качестве энергоэкологических показателей выбраны мощность двигателя, крутящий момент, удельный эффективный расход топлива, показатели токсичности по трем составляющим ( $\text{CO}$ ,  $\text{C}_n\text{H}_m$  и  $\text{NO}_x$ ) при работе по внешнескоростной характеристике. Полученные внешние скоростные характеристики двигателя приведены на рисунке 1.



а) мощность и крутящий момент

б) удельный расход топлива

Рисунок 1. Внешняя скоростная характеристика

Изменение крутящего момента ( $M_k$ ) и мощности ( $N$ ) двигателя представлены на рисунке 1,а, из которого следует, что значения максимального крутящего момента при бездетонационной работе на бензине и бензоэтаноле равны 172  $\text{Нм}$  и 168  $\text{Нм}$  и располагаются на характеристике вблизи частоты вращения  $n=4000 \text{ мин}^{-1}$ . Близки и значения максимальной мощности, значения которой составили 92  $\text{кВт}$  для бензиновой смеси и 93  $\text{кВт}$  для бензоэтанольной смеси при  $n=5700 \text{ мин}^{-1}$ . Из этого можно сделать вывод, что при переводе ДВС на бензоэтанольную смесь его энергетические характеристики меняются в пределах 5%, и они не будут оказывать существенного влияния на динамические характеристики автомобиля.

По графику удельного расхода топлива (рисунок 1,б) можно сделать вывод, что расход бензоэтанольной смеси будет выше по сравнению с бензином в среднем на 25%, что объясняется отличием физико-химических свойств этанола от бензина, приведенных в таблице 1.

Из таблицы 1 следует, что у этанола на 43% меньше низшая теплота сгорания по сравнению с бензином, вызванная тем, что в молекулярном составе этанола содержатся атомы кислорода, которые являются окислителями в реакции горения.

Сделав пересчет расхода бензоэтанольной смеси без учета массовой доли кислорода, мы получим приведенный расход, изменение которого отображено кривой 3 на рисунке 1,б. Исходя из этого, можно сделать вывод, что для достижения одинаковых динамических характеристик ДВС (рисунок 1,а) расход углеводородов, входящих в состав Е85, будет в среднем на 10 % меньше, чем расход бензина (рисунок 1,б). В связи с этим при горении бензоэтанольной смеси будет выделяться меньшее количество вредных веществ, в частности  $\text{CO}$  и  $\text{C}_n\text{H}_m$ , сравнительную оценку содержания в отработавших газах которых можно проследить на рисунке 2.

## Физико-химические свойства этанола и бензина

Показатель	Бензин	Этанол
Хим. формула	$C_8H_{10}$	$C_2H_5OH$
Плотность при 20 °С	710-770	794
Октановое число:		
-по моторную методу;	72-85	93
-по исследовательскому методу.	75-95	108
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	41-44	23-25
Содержание кислорода, % (мас.)	-	35
Стехиометрический коэффициент воздух/топливо (по массе)	14,7	9
Теплота испарения, кДж/кг	180-306	913

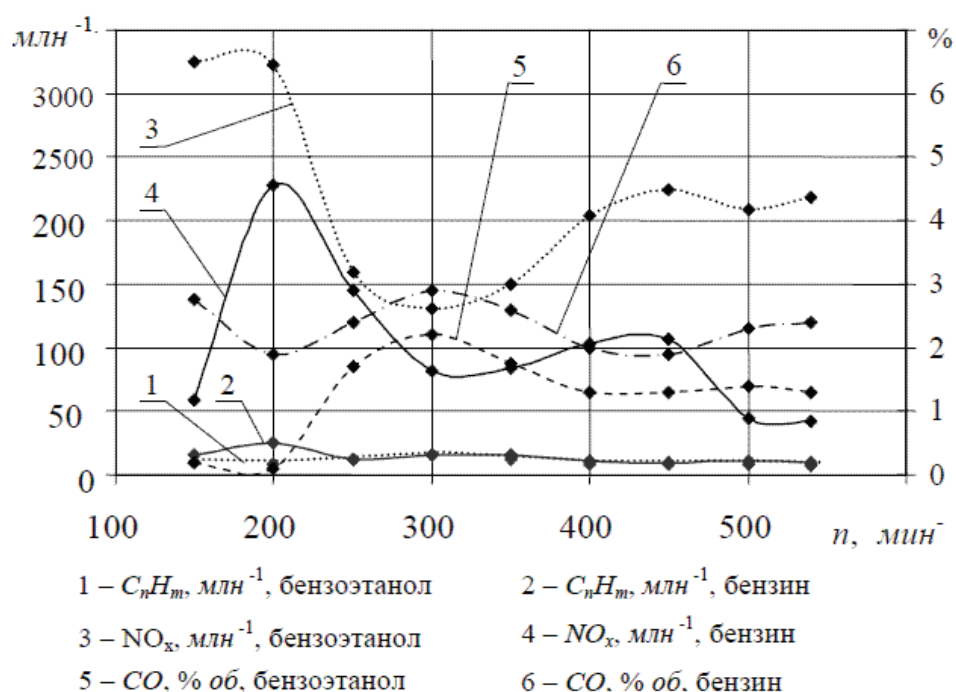


Рисунок 2. Внешняя скоростная характеристика (токсичность ОГ)

Параллельно поиску альтернативных топлив в настоящее время существует тенденция повышения литровой мощности современных двигателей и, как следствие, снижение габаритных и весовых размеров силовых агрегатов за счет применения различных конструктивных средств: повышения степени сжатия, непосредственное впрыскивание топлива в камеру сгорания бензиновых двигателей, переменные фазы газораспределения, изменяемые геометрии впускных и выпускных трубопроводов и т.д. Все эти мероприятия дают не только повышение технико-динамических качеств ДВС, но и повышение эффективного КПД, который в свою очередь приводит к снижению расходных характеристик и уменьшению выбросов вредных веществ ( $CO$ ,  $NO_x$ ,  $CH$ ). Но наиболее эффективным способом для повышения данных показателей является увеличение массового расхода воздушного потока, поступающего в камеру сгорания ДВС, путем искусственного увеличения его плотности при помощи агрегатов наддува.

С учетом того, что биоэтанол обладает ранее указанными особенностями, такими как высокое октановое число, большая теплота парообразования и более низкая температура сгорания, то использование агрегатов наддува в ДВС на бензоэтанольных смесях является

перспективным с точки зрения дальнейшего улучшения топливной экономичности и уменьшения содержания вредных веществ в ОГ.

Основными агрегатами для создания наддува ДВС являются компрессоры, которые могут быть различны по конструкциям и по-разному приводиться в движение. Начиная с действия норм Евро 3 в одноступенчатых системах наддува наибольшее распространение с точки зрения минимального количества выбросов вредных веществ в ОГ и уменьшения удельного расхода топлива все большее распространение получают турбокомпрессоры с регулируемым сопловым аппаратом (РСА). Основной особенностью данных ТКР является равенство  $G_{ог} = G_T$  в скоростном диапазоне от  $n_{\min}=1000 \text{ мин}^{-1}$  до  $n_{\text{ном}}$ .

С учетом особенности сгорания бензоэтанольных смесей становится актуальным вопрос расчета проточных частей компрессорной и турбинных ступеней и определения законов регулирования соплового аппарата для конкретного ДВС, переводимого на питание бензоэтанольной смесью. Для обоснования применения агрегатов наддува были проведены сравнительные испытания раннее упомянутого двигателя и двигателя, оснащенного турбокомпрессором с клапаном перепуска отработавших газов из условия сохранения энергетических и экологических параметров исходного двигателя при совместном уменьшении рабочего объема на 25% до  $V_{\text{раб.}}=1500 \text{ см}^3$ .

Базовую систему уравнений для определения расхода воздуха  $G_B$  и степени повышения давления  $\pi_k$  для всех расчетных точек гидравлической характеристики двигателя можно записать в следующем виде:

$$G_g = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot g_g \cdot M \cdot n}{3,6 \cdot 10^6 \cdot 9550}, \quad (1)$$

$$p_k = \frac{30 \cdot \tau}{\eta_v \cdot i \cdot V_h \cdot n} \cdot G_g, \quad (2)$$

$$\pi_k = \frac{1}{\sigma_0 \cdot \sigma_{en}} \cdot \frac{p_k}{p_0} \cdot \frac{T_k}{T_0}. \quad (3)$$

Решив совместно уравнения (1), (2) и (3) для данного случая, мы определили необходимую степень повышения давления равную  $\pi_k = 1,45$ .

Базовую систему уравнений для определения расхода ОГ через турбину  $G_T$ , степени понижения давления  $\pi_m$  и площади проходного сечения  $A$  каналов на входе в колесо турбины можно записать в следующем виде:

$$G_2 = \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot l_0}\right) \cdot G_g, \quad (4)$$

$$\pi_m = \left(1 - \frac{k_2 - 1}{k_2} \cdot \frac{k_g}{k_2} \cdot \frac{R_g}{R_2} \cdot \frac{G_g}{G_2} \cdot \frac{T_0}{T_3} \cdot \frac{\pi_k^{\frac{k_2-1}{k_2}} - 1}{\eta_{к.ад} \cdot \eta_{м.с}}\right)^{\frac{k_2}{1-k_2}}, \quad (5)$$

$$A = \sigma_{\text{вм}} \cdot \frac{G_2}{P_0} \sqrt{\frac{k_2 - 1}{2k_2} \cdot \frac{R_2 \cdot T_3}{\pi_m^{\frac{2k_2-1}{k_2}} - \pi_m^{\frac{k_2-1}{k_2}}}}. \quad (6)$$

Кривые изменения крутящего момента, мощности и удельного расхода топлива сравниваемого двигателя были построены при помощи программ численного моделирования термодинамических процессов и представлены на рисунке 3.

Из рисунка 3,а мы можем сделать вывод, что крутящий момент  $M_k$  и мощность  $N$  увеличились на 13% и 7% соответственно в диапазоне частот вращения  $n=3500-5500 \text{ мин}^{-1}$ ,

удельный расход топлива  $g_e$  уменьшился на 4 % по сравнению со сравниваемым двигателем. В диапазоне частот вращения  $n=1500-3500 \text{ мин}^{-1}$  произошло, наоборот, уменьшение  $M_k$ ,  $N$  и увеличение  $g_e$ , вызванной в основном неэластичностью работы турбокомпрессора во всем диапазоне работы двигателя. Для устранения этого явления в конструкции турбокомпрессора заменяем перепускной клапан отработавших газов и вводим регулируемый сопловый аппарат турбинной ступени.



**Рисунок 3. Внешняя скоростная характеристика ДВС**

Турбинная ступень должна соответствовать условию – расчетный диапазон регулирования  $A_n-1$  должен располагаться внутри диапазона регулирования, обеспечиваемого конструкцией турбинной ступени с РСА, где  $n$ -количество расчетных точек:

$$A_{РСА \min} \leq (A_n \dots A_1) \leq A_{РСА \max} \quad (7)$$

Из рисунка 3,б мы можем сделать вывод, что крутящий момент  $M_k$  и мощность  $N$  увеличились во всем диапазоне оборотов  $n=1500-5500 \text{ мин}^{-1}$ , с максимальными значениями  $M_k=195 \text{ Нм}$  и  $N=105 \text{ кВт}$ , что на 12% и 10% больше исходных параметров сравниваемого двигателя. Удельный расход топлива  $g_e$  также уменьшился во всем диапазоне частот вращения  $n=1500-5500 \text{ мин}^{-1}$  в среднем на 5%. По результатам работы можно сделать выводы, что применение в серийных и вновь разрабатываемых бензиновых двигателях в качестве топлива бензоэтанольных смесей совместно с использованием агрегатов наддува позволяют улучшить следующие параметры по сравнению с традиционными ДВС:

- повышение КПД, а следовательно, и увеличение ТХД ДВС;
- уменьшение удельного расхода топлива;
- значительное снижение выбросов  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}$ ;
- снижение теплонапряженности деталей цилиндра-поршневой группы и деталей центральной части камеры сгорания;
- уменьшение габаритных и массовых характеристик двигателя до 25%.

### Литература

1. Карпов С.А., Капустин В.М., Старков А.К. Автомобильные топлива с биоэтанолом. М., «КолосС», 2007.
2. Mauro BertiGiroldo, Edward Werninghaus, Eugenio Coelho «Development of 1.6L Flex Fuel Engine for Brazilian Market», SAE TECHNICAL PAPER SERIES № 2005-01-4130, 2005г.
3. Давыдков Б.Н., Каминский В.Н. Системы и агрегаты наддува транспортных двигателей. М., МГТУ «МАМИ», 2011.
4. Галеркин Ю.Б., Козаченко Л.И. Турбокомпрессоры, Санкт-Петербург, Издательство Политехнического университета, 2008.

5. Scott G. Aguilar «Development of new small passenger car turbocharger», SAE TECHNICAL PAPER SERIES № 2005-01-4258, 2006.

**Результаты исследования разработанной математической модели взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью при установившемся прямолинейном качении**

к.т.н. проф. Лепешкин А.В., Круглов С.М., Петров С.Е., к.т.н. доц. Пхакадзе С.Д.  
Университет машиностроения  
(495) 223-05-23, доб. 1426, [lep@mami.ru](mailto:lep@mami.ru)

*Аннотация.* В статье приводятся результаты исследования разработанной математической модели взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью при установившемся прямолинейном качении, которая позволяет по известной вертикальной нагрузке на колесо, продольной скорости его оси и величине угловой скорости вращения определить продольную составляющую усилия, передаваемого колесом на остов машины, и момент, реализуемый колесом при взаимодействии с опорной поверхностью. Кроме этого, по результатам моделирования определяются тягово-энергетические показатели эффективности ведущего колеса в рассмотренных условиях.

*Ключевые слова:* математическое моделирование, взаимодействие эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью, параметры взаимодействия, тягово-энергетическая эффективность

В данной статье приведены данные научных исследований, полученные при выполнении Соглашения № 14.В37.21.0290 от 27 июля 2012 г. на поисковые НИР для государственных нужд по заданию Министерства образования и науки РФ на 2010 – 2012 гг. в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 гг.

Исследуемая в данной статье математическая модель взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью, полученная на основании математического описания, приведенного в работе [4], предназначена для использования в математической модели движения многоприводной колесной машины с бесступенчато регулируемой «интеллектуальной» трансмиссией, обеспечивающей индивидуальный подвод мощности к каждому ее колесу.

На основании этого математического описания была разработана соответствующая математическая модель в виде программного модуля, написанного на языке Fortran в среде Compaq Visual Fortran под Windows. На этот программный модуль получено Свидетельство о регистрации электронного ресурса № 19476 от 11.09.2013 в Объединенном фонде электронных ресурсов «Наука и образование» [5].

Целью создания этой модели является проведение исследований, обосновывающих методику разработки систем автоматического адаптивного управления (СААУ) режимом работы вышеназванных трансмиссий.

В связи с этим главным требованием к математической модели взаимодействия колеса с опорной поверхностью является обеспечение возможности оценки параметров, характеризующих работу этого колеса в зависимости от свойств шины и опорной поверхности, а также режима работы привода.

Для решения поставленной задачи в математической модели [5] обеспечивается возможность определения по известной вертикальной нагрузке  $R_z$  на ось колеса, продольной скорости  $V_x$  движения оси и величине угловой скорости его вращения  $\omega_k$  продольной составляющей  $R_x$  усилия, передаваемого колесом на остов машины, и момента  $M_k$ , реализуемого на оси этого колеса.

Анализ адекватности разработанной математической модели моделируемым процессам