

A. J. Investigation of characteristics of a fuel injection pump of a diesel engine fuelled with viscous vegetable oil-diesel oil blends // Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D. Journal of Automobile Engineering, 2006. - vol. 270.- № 6. - pp. 787-792. 9. Звонов В. А., Симонова Е. А., Ше-

ховцов Ю. И. Физико-химические и токсикологические характеристики частиц, выбрасываемых дизельными двигателями в окружающую среду (обзор) // Экотехнологии и ресурсосбережение. - 2005. - №2. - С. 37-47.

УДК: 621.43.018

В.Г. Дьяченко, д-р техн. наук

ДВИГАТЕЛЬ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ И ПРОДОЛЖЕННЫМ РАСШИРЕНИЕМ

Введение

Первые попытки создания двигателя внутреннего сгорания с продолженным расширением предпринимались и Н. Отто и Р. Дизелем на базе трехцилиндровых двигателей [1]. В двух крайних рабочих цилиндрах осуществлялись четырехтактные циклы, а средний цилиндр большего диаметра использовался для дополнительного расширения продуктов сгорания, поступающих из крайних цилиндров. Повышение коэффициента полезного действия (КПД) двигателя вследствие увеличения механических потерь, гидравлических потерь при перетекании продуктов сгорания из рабочих цилиндров в средний расширительный, тепловых потерь было незначительным при значительном усложнении конструкции. Поэтому в течение нескольких последующих десятилетий разработки двигателей внутреннего сгорания к этой идеи не возвращались. Практически идея использования продолжительного расширения продуктов сгорания была реализована в системах газотурбинного наддува, а затем и в комбинированных двигателях с силовой газовой турбиной.

В двигателях с газотурбинным наддувом использование расширения продуктов сгорания до давления окружающей среды при прочих равных условиях (идентичных камерах сгорания, одинаковых значениях коэффициента избытка воздуха, идентичных характеристиках топливоподачи и т.д.) не влияет на термический и индикаторный КПД. Некоторое (до 5 %) повышение эффективного КПД двигателя с наддувом возможно за счет снижения насосных потерь, повышения механического КПД.

В комбинированных двигателях с силовой газовой турбиной и турбокомпрессором расширение продуктов сгорания до давления окружающей среды позволяет повысить эффективный КПД на режиме номинальной мощности на 5–7 % [2].

Применительно к двигателям с искровым зажиганием перспективным направлением повышения эксплуатационной экономичности является использование продолженного расширения продуктов сгорания непосредственно в надпоршневой полости. Предпочтительней при этом использовать двухтактный цикл (рис. 1), непосредственный впрыск топлива в камеру сгорания, клапанный механизм газорас-

пределения [3,4]. Один ход поршня в этом двигателе используется на осуществление процессов сгорания и расширения продуктов сгорания, второй – на осуществление процессов газообмена и сжатия. Соотношение между степенью расширения продуктов сгорания ($\delta_p = V_e/V_z$) и действительной степенью сжатия воздуха ($\varepsilon_d = V_v/V_c$) в зависимости от нагрузки целесообразно поддерживать в пределах 1,5–2,5.

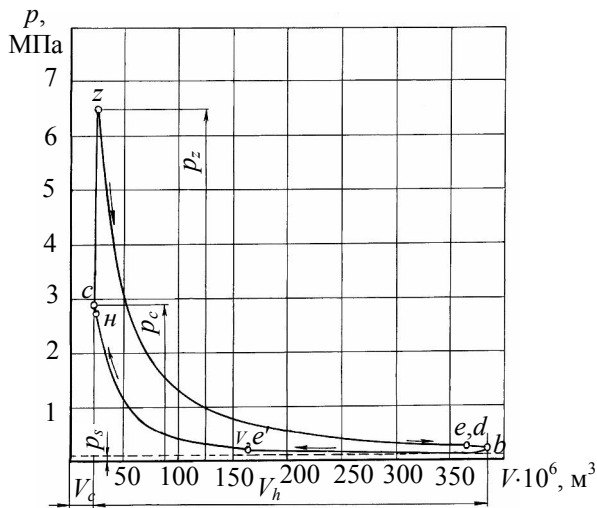


Рис. 1. Индикаторная диаграмма двигателя с искровым зажиганием и продолженным расширением: $S/D = 80/76$; $n = 5000$ об/мин; $\varepsilon_d = 7,36$; $\delta_p = 17$; $p_s = 0,15$ МПа; $T_s = 329$ К; $p_\tau = 0,104$ МПа

Проблемы создания двигателя с искровым зажиганием и продолженным расширением.

Возможные пути их решения

К основным проблемам создания подобного двигателя следует отнести:

- организацию эффективной продувки надпоршневой полости;
- регулирование параметров воздуха на впуске в зависимости от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала;
- стабильность характеристик топливоподачи на режимах холостого хода и частичных нагрузок;
- расслоение топливоздушной смеси в надпоршневой полости, обеспечивающее возможность стабильного воспламенения топливоздушной сме-

си на частичных нагрузках и режимах холостого хода при среднем значении коэффициента избытка воздуха $\alpha > 2$.

Схема продувки в двухтактном двигателе с продолженным расширением – клапанная петлевая. Эффективность продувки в надпоршневой полости при данной схеме продувки обеспечивается формированием потока воздуха на выходе из впускных клапанов параллельно оси цилиндра в направлении днища поршня, подбором необходимых соотношений площадей проходных сечений клапанов $f_{кл}$ и площади поршня F_π ($f_{кл}/F_\pi > 0,20$), фаз газораспределения, параметров воздуха на впуске и продуктов сгорания на выпуске.

В качестве примера, подтверждающего реальность организации эффективной клапанной петлевой продувки в надпоршневой полости и в автомобильных двигателях с высокой частотой вращения коленчатого вала, на рис. 2 представлены данные расчета процессов газообмена в надпоршневой полости при частоте вращения коленчатого вала $n = 5000$ об/мин. Расчет выполнен на базе математической модели процессов в надпоршневой полости, включающей систему дифференциальных уравнений массообмена и теплообмена, в предположении равновесного состояния рабочего тела и установившихся процессов на каждом расчетном участке [5]. На начальном участке расчета процессов газообмена (50–70 % продолжительности процессов газообмена) предполагается, что смешивание свежего заряда с продуктами сгорания не происходит и в надпоршневой полости образуется зона свежего заряда и зона продуктов сгорания (двухзонная модель процессов газообмена).

Давление газов в каждой из зон одинаково, состав и температура – различны. Изменение давления в надпоршневой полости определяется по зоне продуктов сгорания. Затем предполагается, что происходит смешивание свежего заряда, поступившего в надпоршневую полость, с продуктами сгорания, а на

каждом последующем расчетном шаге поступивший заряд смешивается со смесью газов в надпоршневой полости в конце расчетного участка (однозонная модель процессов газообмена).

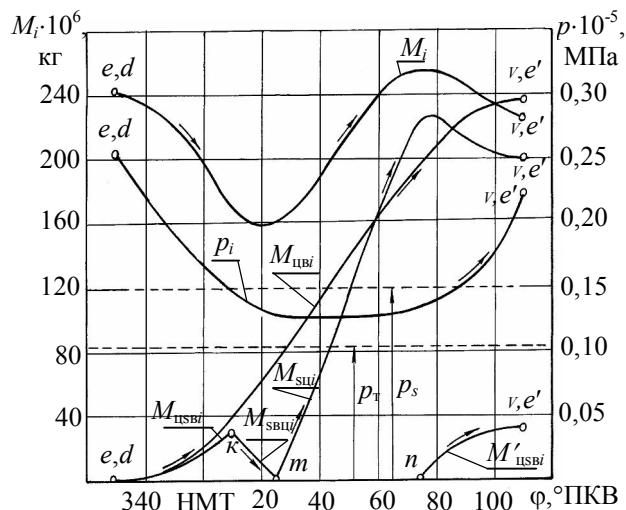


Рис. 2. Изменение давления и массы рабочего тела в надпоршневой полости двигателя на участке газообмена:

$S/D = 80/76$; $n = 5000$ об/мин; $\varepsilon_0 = 7,36$;
 $\delta_p = 17$; $p_s = 0,15$ МПа; $T_s = 329$ К; $p_t = 0,104$ МПа;
 p_i, M_i — давление и масса рабочего тела в надпоршневой полости; $M_{цсвб}$ — масса газов, уходящих через выпускные клапаны; $M_{свбц}$ — масса продуктов сгорания, поступающих во впускной канал; $M_{свбц}$ — масса продуктов сгорания, возвращающихся из впускного канала в цилиндр; $M_{свбц}$ — масса воздуха, поступающего в цилиндр; $M'_{цсвб}$ — масса воздуха, уходящего из цилиндра через выпускные клапаны (утечка воздуха при продувке)

В момент открытия клапанов ($\varphi_{e,d} = 330$ °ПКВ) давление продуктов сгорания в надпоршневой полости ($p_e \approx 0,25$ МПа) выше давления наддува ($p_s = 0,15$ МПа). Продукты сгорания уходят из надпоршневой полости и в выпускной канал ($p_t = 0,104$ МПа) и во впускной канал ($p_s = 0,15$ МПа). Давление газов в надпоршневой полости снижается как вследствие выхода рабочего тела из надпоршневой полости, так и вследствие увеличения ее объема, и к углу поворота кривошипа $\varphi = 10$ °ПКВ достигает значения, равного давлению наддува. К этому моменту (точка k) заканчивается и заброс продуктов сгорания во впу-

скающей канал. Продукты сгорания из впускного канала полностью возвращаются в надпоршневую полость к углу поворота кривошипа $\varphi \approx 25$ °ПКВ (точка m). Затем в надпоршневую полость начинает поступать воздух, отгесняя продукты сгорания к выпускным клапанам. В начале продувки (до 80 °ПКВ), расчет продувки выполняется в предположении «чистого» вытеснения продуктов сгорания, а затем — в предположении полного смешивания в конце расчетного участка поступившего воздуха с газами в надпоршневой полости. Расчет продувки продолжается до момента закрытия впускных и выпускных клапанов — точки v и e' ($\varphi_{v,e'} = 110$ °ПКВ).

При принятых значениях давление наддува ($p_s = 0,15$ МПа) и противодавления на выпуске ($p_t = 0,104$ МПа): коэффициент наполнения, отнесенный к условия окружающей среды ($p_0 = 0,1013$ МПа, $t_0 = 20$ °С), $\eta_v \approx 0,46$; коэффициент остаточных газов $\gamma \approx 0,15$; коэффициент утечки продувочного воздуха $\nu \approx 0,14$.

Подача топлива в камеру сгорания осуществляется в начале такта сжатия. После закрытия клапанов.

Поскольку давление сгорания в надпоршневой полости на частичных нагрузках и режимах холостого хода в данном двигателе снижается до атмосферного и ниже возможно использование только системы наддува с приводом нагнетателя от коленчатого вала через повышающий редуктор с изменяемым в зависимости от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала передаточным числом. Возможно использование для привода нагнетателя и электромотора с питанием от аккумуляторной батареи и микропроцессорной системой регулирования давления воздуха перед впускными клапанами.

Приемлемая стабильность характеристик топливоподачи при минимальных цикловых подачах

3–5 мм³/цикл и давлениях начала подачи топлива 5–10 МПа может быть достигнута как при использовании механических систем топливоподачи с манжетным уплотнением плунжера и клапанными форсунками, так и аккумуляторных систем с микропроцессорной системой управления.

Надежность воспламенения топливовоздушной смеси от искры свечи зажигания на частичных режимах и холостого хода, когда среднее значение коэффициента избытка воздуха $\alpha > 2$, возможно только при расслоении топливовоздушной смеси. Наиболее реальный путь решения этой задачи – использование полуразделенных или разделенных камер сгорания, пленочного смесеобразования и организации потока воздуха над поверхностью пленки на стенках камеры сгорания в направлении электродов свечи зажигания.

Заключение

Таким образом, задачи, которые предстоит решить при создании двухтактного двигателя с искровым зажиганием, клапанным газораспределением и продолжительным расширением в надпоршневой полости достаточно сложны и трудоемки. Потребуются годы и значительные ресурсы для его создания и постановки на производство, сопоставимые с затратами времени и средств на разработку двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой и искровым зажиганием Р. Сарича [6] или двигателя, работающего по двухтактному и четырехтактному циклам [7], создаваемого автомобильными корпорациями и исследовательскими центрами Западной Европы. Однако и преимущества двухтактного дви-

гателя с искровым зажиганием, клапанным газораспределением и продолжительным расширением в надпоршневой полости более чем существенны. Реально ожидать повышения эксплуатационной экономичности до уровня дизеля с непосредственным впрыском при снижении уровня шума и выбросов вредных веществ с отработавшими газами, расширения ресурсов моторного топлива вследствие снижения требований к детонационной стойкости моторных топлив.

Список литературы:

1. Гюльднер Г. *Двигатели внутреннего сгорания, их работа, конструкция и проектирование* // Перевод с нем. Калиша Г.Г. и Алексеева С.И. – Т.2. – М.: МАКИЗ, 1928. – 864 с.
2. Дьяченко В.Г. *О возможности повышения быстроходности двигателя 16 ЧН 24/27 при сохранении номинальной мощности.* – Труды ХПИ, серия «Энергомашиностроение», Т. XLIII, вып. 3. – Харьков: ХГУ, 1963. – С. 170–177.
3. Дьяченко В.Г. *Дизель или двигатель с искровым зажиганием* // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2004. – № 1. – С.27–29.
4. Дьяченко В.Г. *Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания с продолженным расширением* // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2005. – № 1. – С.25–29.
5. Дьяченко В.Г. *Газообмен в двигателях внутреннего сгорания.* – К.: УМК ВО, 1989. – 204 с.
6. Scott D. *Pneumatic fuel injection spurs two-stroke revival.* – *Automotive Engineering*, vol. 94, № 8, P. 74–79.
7. *Игры с тактами.* – За рулем. – 2004. – № 7. – С. 130.