

УДК 621.434.-4

В.А. Корогодский, инж., С.В. Обозный, инжс.

ОРГАНИЗАЦИЯ ПЛЕНОЧНОГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ РАССЛОЕНИЯ ЗАРЯДА В ДВУХТАКТНОМ ДВИГАТЕЛЕ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ И НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ВПРЫСКИВАНИЕМ ТОПЛИВА

Применение непосредственного впрыскивания (НВ) топлива в цилиндр двигателя с искровым зажиганием (ИЗ) предусматривает организацию пленочного смесеобразования с расслоением топливо-воздушного заряда. Впрыскивание топлива осуществляется на поверхность стенок камеры сгорания (КС). Для организации пленочного смесеобразования с расслоением топливо-воздушного заряда необходимо определить форму и конструктивные параметры КС и ее расположение, адаптировать топливную аппаратуру применительно к разрабатываемой схеме организации рабочих процессов. Для распределения топлива по поверхности КС в зоне установки свечи зажигания форсунка устанавливается в стенке цилиндра (рис. 1). Такое расположение форсунки снижает также воздействие горячих газов на распылитель, что повышает надежность его работы.

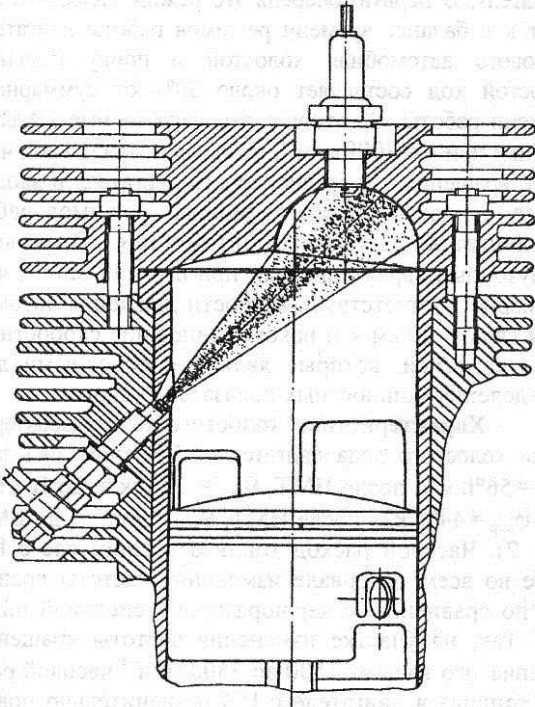


Рис. 1. Конструктивные особенности двигателя с непосредственным впрыскиванием топлива

При пленочном смесеобразовании не предъявляются столь высокие требования к дисперсности распыливания топлива, как при объемном смесеобразовании, т. е. возможно применять пониженную интенсивность впрыска при пониженном давлении топлива

перед форсункой. Экспериментальные исследования дисперсности распыливания топлива клапанной форсункой с удлиненным распылителем выполнены на двигателе с рабочим объемом $V_h = 459 \text{ см}^3$ при давлении открытия клапана форсунки $P_{\text{впр}} = 1,8\text{--}2,0 \text{ МПа}$. Впрыскивание топлива осуществлялось на такте сжатия при открытых органах газораспределения. Средний диаметр капель по Заутеру D_{32} в зависимости от частоты вращения кулачкового вала и цикловой подачи составлял $370\text{--}530 \text{ мкм}$ [1]. По расчетным исследованиям теплообмена между капельками топлива и воздухом только около 5% топлива может испариться при движении топливного факела, а остальная часть топлива достигнет стенок КС [2]. При этом зарегистрировано, что при данной установке форсунки в цилиндре (рис. 1) топливный факел практически не взаимодействует с продувочным воздухом, т. е. имеет место преимущественно пленочное смесеобразование.

К моменту подачи искрового разряда в КС формируются три зоны с различным составом смеси: зона топливной пленки или паров топлива без воздуха (коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0$); зона топливо-воздушной смеси, находящаяся в пределах воспламеняемости ($0,4 < \alpha < 1,2$) и зона «чистого» воздуха ($\alpha = \infty$). Воспламенение топливо-воздушной смеси происходит в зоне с $\alpha = 0,4\text{--}1,2$. Над поверхностью пленки топлива к этому моменту времени образуется зона испарившегося топлива. Вследствие значительных перепадов температуры и плотности заряда в КС возрастает интенсивность массо- и теплообмена между зонами. Пары топлива над поверхностью пленки, перемешиваясь с воздушным зарядом, перемещаются над ее поверхностью в зону горения потоком воздуха, поступающего в КС из-под вытеснителя.

Интенсивность тепловыделения определяется интенсивностью испарения топлива и образования топливо-воздушной смеси, скоростью перемещения топливо-воздушной смеси в зону сгорания топлива. Интенсивность испарения топлива с поверхности пленки, интенсивность сгорания топливо-воздушной смеси зависят от температуры стенки КС, температуры пламени, интенсивности турбулизации заряда и объема зоны сгорания. Чем выше температура стенок КС и турбулизация заряда, тем интенсивнее происходит испарение топливной пленки с поверхности КС и поступление топливо-воздушной смеси в зону горения; чем больше объем зоны сгорания, тем большее количество топливо-воздушной смеси вносится в очаг сгорания. Поэтому скорость нарастания

давления в цилиндре двигателя $\Delta P/\Delta\phi$ будет определяться скоростью поступления топливо-воздушной смеси в зону сгорания, т. е. будет зависеть от начального объема топливо-воздушной смеси у электродов свечи зажигания в момент воспламенения, характеризуемом коэффициентом расслоения заряда (отношение объема воздуха в момент воспламенения к объему надпоршневой полости)

$$e = \frac{V_{\text{ц}} - V_{\text{см}}}{V_F} = 1 - \frac{1}{\alpha_{\Sigma}},$$

где $V_{\text{ц}}$ – объем надпоршневой полости; $V_{\text{см}}$ – объем топливо-воздушной смеси у свечи зажигания; α_{Σ} – суммарный коэффициент избытка воздуха.

Если $\alpha_{\Sigma} = 1$, расслоения заряда нет ($e = 0$) и скорость сгорания соответствует скорости сгорания однородной смеси с $\alpha \approx 1$, как в двигателе с ИЗ и внешним смесеобразованием. При $\alpha_{\Sigma} > 1$ в цилиндре двигателя имеет место расслоение заряда ($0 < e < 1$), и часть топлива, которая находится возле электродов свечи зажигания, сгорает со скоростью однородной смеси, а оставшееся топливо на поверхности стенок КС или в виде паров сгорает по мере его испарения и поступления с воздухом в зону сгорания. В четырехтактных двигателях расчетное значение степени расслоения заряда (e) более близко к действительным значениям, т. к. нет потерь воздуха при перекрытии клапанов. В двухтактных же двигателях степень расслоения заряда (e_{Σ}) может быть приближенно определена по суммарному расходу воздуха, прошедшему через двигатель, без учета потерь при продувке (значение e_{Σ} будет несколько завышено).

Эффективность процессов смесеобразования и сгорания в двигателе с ИЗ и НВ топлива зависит от большого количества факторов, из которых определяющими факторами при пленочном смесеобразовании являются расположение свечи зажигания и топливной пленки в КС, характеристики распыливания топлива, формы камеры сгорания, расположение КС и форсунки, направление и интенсивность потоков воздушного заряда в цилиндре двигателя и КС и др. Влияние этих факторов на процессы смесеобразования и сгорания взаимосвязано, и для оценки их влияния на экономические и экологические показатели двигателя необходимо проведение трудоемких опытно-конструкторских разработок, экспериментальных исследований.

В технической литературе имеются отдельные данные по организации расслоения топливо-воздушной смеси в двигателях с ИЗ и НВ топлива, но они крайне ограничены [3, 4, 5] и не могут быть приняты за основу при создании двигателя с расслоением топливо-воздушной смеси, вследствие конструктивных особенностей системы впрыска и организации рабочих процессов в надпоршневой полости, различия основных факторов, влияющих на мощность, экономичность, выбросы токсичных веществ с отработавшими газами.

В статье представлены основные результаты экспериментальных исследований по доводке рабо-

чих процессов одноцилиндрового двухтактного двигателя с ИЗ и НВ воздушного охлаждения, созданного на базе двигателя ДН-4 рабочим объемом $V_b = 459 \text{ см}^3$ ($S/D = 87/82$) Мелитопольского завода «Гидромаш». На начальном этапе исследований были определены форма КС и ее расположение в головке цилиндра. Приемлемыми по экономичности оказались полусферическая КС, размещенная над выпускным окном так, что плоскость ее симметрии проходит через ось форсунки и ось свечи зажигания. При этом ось форсунки пересекает ось свечи зажигания в полости КС. Отношение диаметра горловины КС к диаметру цилиндра соответствует 0,6, геометрическая степень сжатия $\epsilon_r = 12$, действительная – $\epsilon_d = 8,4$ (рис. 1). Такое конструктивное решение по форме КС, взаимному расположению КС, форсунки и свечи зажигания позволило обеспечить растекание топливной пленки в направлении электродов свечи. В этом же направлении перемещается и воздушный заряд к концу такта сжатия.

Двигатель ДН-4 с системой НВ разрабатывается и как стационарный и как двигатель для средств малой механизации. В перспективе предусматривается создание на его базе двигателя для автомобиля особо малого класса. Поэтому для оценки эффективности использования непосредственного впрыска выбраны типичные характеристики автомобильного двигателя. В первую очередь это режим холостого хода, т. к. в балансе времени режимов работы двигателя легкового автомобиля холостой и принудительный холостой ход составляет около 30% от суммарного времени работы. Во-вторых, это нагрузочные характеристики при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, что является основной частотой вращения для стационарного двигателя и входит в зону основных эксплуатационных режимов работы двигателя легкового автомобиля. В-третьих, нагрузочные характеристики при $n = 4500 \text{ мин}^{-1}$, что примерно соответствует скорости движения автомобиля свыше 90 км/ч и наконец, внешние скоростные характеристики, которые являются основными для определения мощностных показателей двигателя.

Характеристики холостого хода. Характеристики холостого хода двигателя с НВ снимались при $\phi_{\text{впр}} = 56^\circ \text{ п.к.в.}$ после НМТ, $\theta_{\text{заж}} = 10^\circ \text{ п.к.в.}$ до ВМТ и при $\phi_{\text{впр}} = 44^\circ \text{ п.к.в.}$ после НМТ, $\theta_{\text{заж}} = 5^\circ \text{ п.к.в.}$ до ВМТ (рис. 2). Часовой расход топлива в двигателе с НВ ниже во всем интервале изменения частоты вращения по сравнению с карбюраторной системой питания. Так, на участке изменения частоты вращения коленчатого вала от 1500 до 3500 мин^{-1} часовой расход топлива в двигателе с НВ незначительно повышается от 0,5 до 0,7 кг/ч, в то время как с карбюратором G_T возрастает почти линейно от 0,9 до 2,8 кг/ч. При частоте вращения 3000–3500 мин^{-1} часовой расход топлива в двигателе с НВ ниже почти в 4 раза, чем в двигателе ДН-4 с карбюратором. С увеличением частоты вращения до 4800 мин^{-1} отличие в часовых расходах топлива в двигателях с НВ и карбюратором сокращается до 32%.

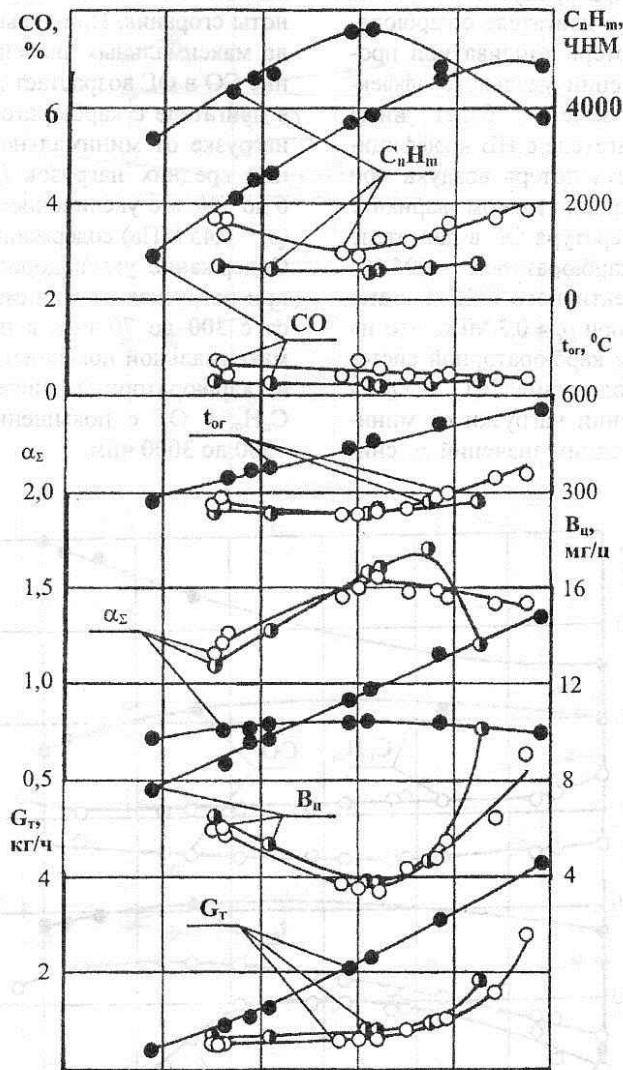


Рис. 2. Характеристики холостого хода

○ – НВ, $\varphi_{впр} = 44^\circ$ п.к.в. после НМТ; ● – НВ, $\varphi_{впр} = 56^\circ$ п.к.в. после НМТ; ● – карбюратор.

Выводы. Снижение часового расхода топлива в двигателе с НВ на режимах холостого хода обусловлено улучшением процесса сгорания вследствие повышения коэффициента избытка воздуха (α_Σ) на режимах холостого хода (в 2–2,1 раза). При этом температура ОГ снижается на 200°C . Содержание окиси углерода (CO) в ОГ в двигателе с НВ во всем диапазоне изменения частоты вращения находится в пределах 0,5–0,6%, углеводородов (C_nH_m) – 500–600 чнм, что значительно ниже, чем при работе двигателя с карбюраторной системой питания. С повышением частоты вращения коленчатого вала свыше 4000 мин^{-1} процессы смесеобразования и сгорания ухудшаются, снижается степень расслоения заряда, возрастает часовой расход топлива.

Нагрузочные характеристики при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$. Нагрузочные характеристики при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ двигателя с системой НВ снимались

при углах опережения впрыскивания топлива $\varphi_{впр}$ и углах опережения зажигания $\theta_{зак}$ близких к оптимальным по удельному эффективному расходу топлива (рис. 3). При нагрузках от $p_e = 0,15 \text{ МПа}$ до средних значений $p_e = 0,23 \text{ МПа}$ угол опережения впрыска топлива принимался равным $\varphi_{впр} = 44^\circ$ п.к.в. после НМТ, угол опережения зажигания – $\theta_{зак} = 8^\circ$ до ВМТ; в зоне нагрузок от $p_e = 0,23 \text{ МПа}$ до $p_e = 0,43 \text{ МПа}$ – $\varphi_{впр} = 44^\circ$ п.к.в. после НМТ и $\theta_{зак} = 10^\circ$ до ВМТ; в зоне нагрузок от $p_e = 0,43 \text{ МПа}$ до $p_e = 0,465 \text{ МПа}$ – $\varphi_{впр} = 20^\circ$ п.к.в. после НМТ и $\theta_{зак} = 27^\circ$ до ВМТ.

Минимальный удельный эффективный расход топлива ($g_{emin} = 0,264 \text{ кг/кВт}\cdot\text{ч}$) в двигателе с системой НВ имеет место в диапазоне изменения нагрузок от $p_e = 0,26 \text{ МПа}$ до $p_e = 0,34 \text{ МПа}$, в двигателе с карбюраторной системой $g_{emin} = 0,483 \text{ кг/кВт}\cdot\text{ч}$ при $p_e = 0,31$ – $0,37 \text{ МПа}$ (рис. 3). Существенное снижение g_{emin} (до 45%) в двигателе с НВ достигнуто за счет

исключения потерь топлива при продувке и улучшения процесса сгорания. Если в двигателе с карбюратором исключить 30–35% потерь топлива при продувке, поле возможных значений удельного эффективного расхода топлива заметно будет ниже (заштрихованная зона). В двигателе с НВ коэффициент избытка воздуха без учета потерь воздуха при продувке $\alpha_{\Sigma} = 2,0$, а при карбюраторном варианте $\alpha_{\Sigma} = 0,9$. Максимальная температура ОГ в двигателе с НВ достигает 490 °С, а с карбюратором – 625 °С. Максимальное значение эффективного КПД двигателя с НВ составляет $\eta_e = 0,315$ при $p_e \approx 0,3$ МПа, что на 45% выше, чем в двигателе с карбюраторной системой питания ($\eta_e = 0,171$). Содержание СО в ОГ в двигателе с НВ при увеличении нагрузки от минимальной $p_e = 0,15$ МПа до средних значений p_e сни-

жается с 0,6 до 0,1% вследствие увеличения α и полноты сгорания. При дальнейшем повышении нагрузки до максимальных значений $p_e = 0,465$ МПа содержание СО в ОГ возрастает до 1%. Содержание СО в ОГ в двигателе с карбюраторной системой питания при нагрузке от минимальной ($p_e = 0,15$ МПа) до значений средних нагрузок ($p_e = 0,3$ МПа) возрастает с 6 до 7%, а с увеличением нагрузки до максимальной ($p_e = 0,45$ МПа) содержание СО в ОГ снижается до 5%. Содержание углеводородов C_nH_m в двигателе с НВ при нагрузках от минимальной до средних снижается с 300 до 70 чнм, а при повышении нагрузки до максимальной повышается до 1000 чнм. В двигателе с карбюраторной системой питания содержание C_nH_m в ОГ с повышением нагрузки возрастает от 1500 до 3000 чнм.

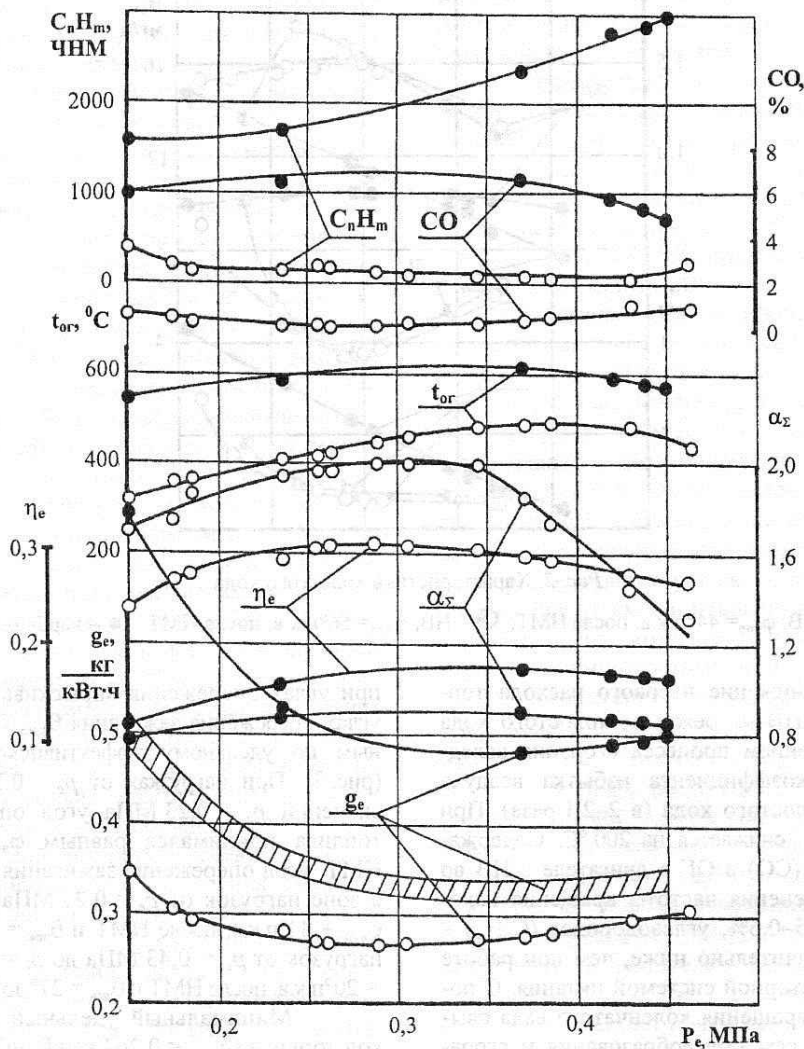


Рис. 3. Нагрузочные характеристики при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

○ – непосредственный впрыск; ● – карбюратор

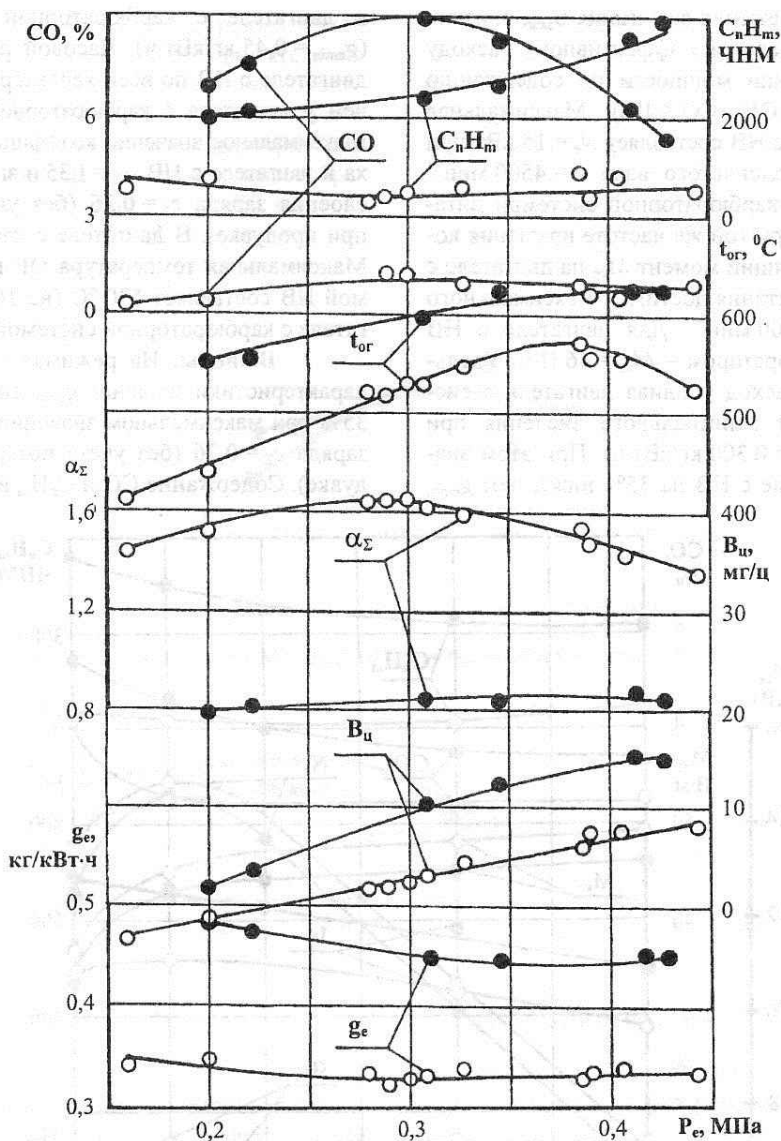


Рис. 4. Нагрузочные характеристики при $n = 4500 \text{ мин}^{-1}$

○ – непосредственный впрыск; ● – карбюратор

Нагрузочные характеристики при $n = 4500 \text{ мин}^{-1}$. Нагрузочные характеристики двигателя с НВ снимались при угле впрыска $\varphi_{\text{впр}} = 20^\circ \text{ п.к.в.}$ после НМТ и угле опережения зажигания $\theta_{\text{зак}} = 27^\circ$ до ВМТ (рис. 4). Минимальный удельный эффективный расход топлива в двигателе с НВ снижен на 28% ($g_{\text{е min}} = 0,325 \text{ кг/кВт}\cdot\text{ч}$) по сравнению с минимальным удельным эффективным расходом топлива в двигателе с карбюраторной системой питания ($g_{\text{е min}} = 0,45 \text{ кг/кВт}\cdot\text{ч}$). Максимальное значение коэффициента избытка воздуха α_{Σ} в двигателе с НВ составляет 1,65, с карбюратором – $\alpha = 0,87$. Максимальная температура ОГ снизилась примерно на 50°C .

Выводы. Применение НВ, организация пленочного смесеобразования со степенью расслоения

заряда $e_{\Sigma} = 0,5$ (без учета потерь воздуха при продувке) позволили снизить в среднем интервале нагрузок при частоте вращения коленчатого вала $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ значение $g_{\text{е min}}$ на 45%, содержание CO и C_nH_m в ОГ – на 70–90%. По нагрузочной характеристике при $n = 4500 \text{ мин}^{-1}$ значение $g_{\text{е min}}$ снижено на 28% при максимальном значении степени расслоения заряда $e_{\Sigma} = 0,39$ (без учета потерь воздуха при продувке), содержание CO в ОГ – в среднем в 9 раз, C_nH_m – в среднем в 5 раз.

Внешние скоростные характеристики. Внешние скоростные характеристики двигателя с карбюраторной системой питания снимались при полном открытии дроссельной заслонки. Внешние скоростные характеристики двигателя с НВ снимались при значениях угла опережения впрыскивания топ-

лива $\varphi_{впр}$ и угла опережения зажигания $\theta_{зак}$, близких к оптимальным по удельному эффективному расходу топлива и ограничению мощности по содержанию оксида углерода в ОГ ($CO \leq 1\%$). Максимальная мощность двигателя с НВ составляет $N_e = 15$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $n = 4500$ мин⁻¹ (рис. 5), двигателя с карбюраторной системой питания – $N_e = 14,5$ кВт при той же частоте вращения коленчатого вала. Крутящий момент $M_{кр}$ на двигателе с обеими системами питания достигает максимального значения при $n = 2000$ мин⁻¹. Для двигателя с НВ $M_{кр} = 49$ Н·м, с карбюратором – $M_{кр} = 46$ Н·м. Удельный эффективный расход топлива двигателя с системой НВ достигает минимального значения при $n = 3000$ мин⁻¹ ($g_{e_{min}} = 0,300$ кг/кВт·ч). При этом значение $g_{e_{min}}$ в двигателе с НВ на 35% ниже, чем $g_{e_{min}}$

в двигателе с карбюраторной системой питания ($g_{e_{min}} = 0,45$ кг/кВт·ч). Часовой расход топлива G_T в двигателе с НВ по всей характеристике на 35% ниже, чем у двигателя с карбюраторной системой питания. Максимальное значение коэффициента избытка воздуха в двигателе с НВ $\alpha_\Sigma = 1,35$ и значение степени расслоения заряда $e_\Sigma = 0,26$ (без учета потерь воздуха при продувке). В двигателе с карбюратором $\alpha = 0,9$. Максимальная температура ОГ в двигателе с системой НВ составляет 530 °С (на 160° ниже, чем в двигателе с карбюраторной системой питания).

Выводы. На режимах внешней скоростной характеристики значение $g_{e_{min}}$ снижено в среднем на 35% при максимальном значении степени расслоения заряда $e_\Sigma = 0,26$ (без учета потерь воздуха при продувке). Содержание CO и C_nH_m в ОГ двигателя с НВ

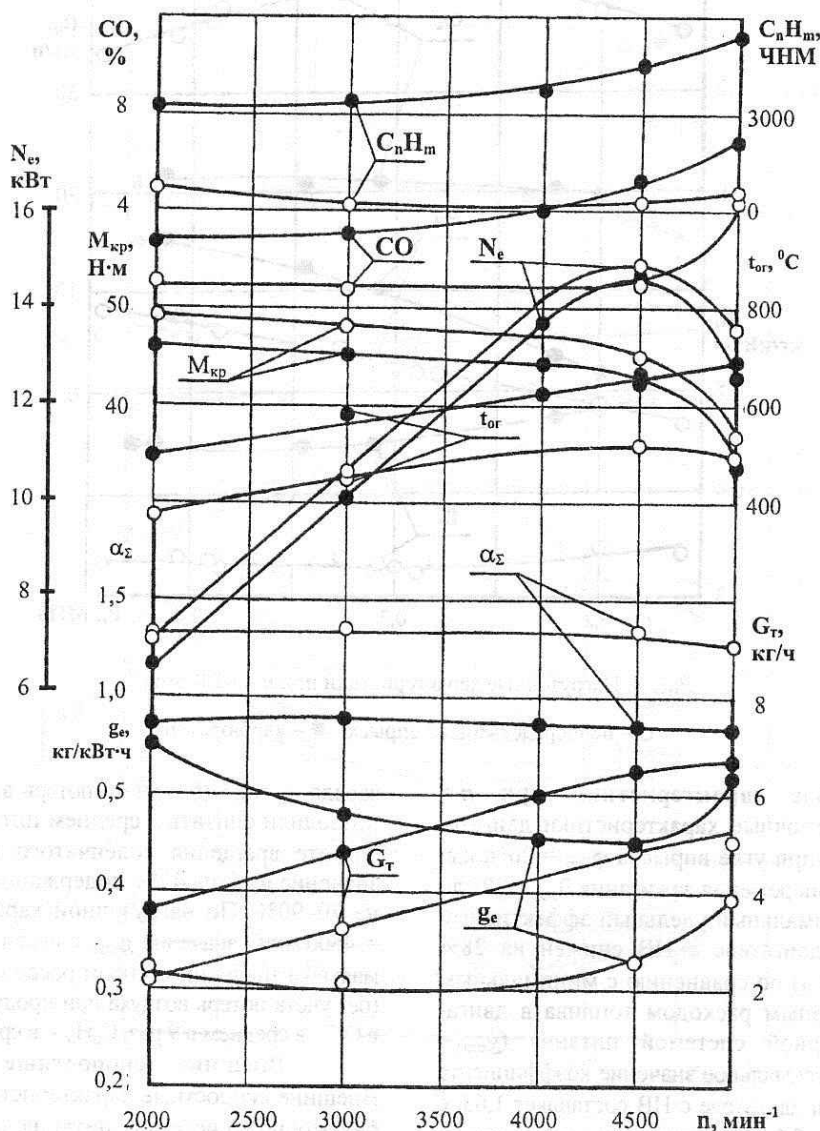


Рис. 5. Внешние скоростные характеристики

\circ – непосредственный впрыск; \bullet – карбюратор

на 70–90% ниже, чем в двигателе с карбюраторной системой питания. Как и при работе двигателя по нагрузочным характеристикам улучшение экономичности, снижение токсичности ОГ в двигателе с НВ на режимах внешней скоростной характеристики достигнуто за счет перехода от внешнего смесеобразования к внутреннему при размещении КС в головке цилиндра, повышения полноты сгорания топлива, исключения потерь топлива при продувке цилиндра.

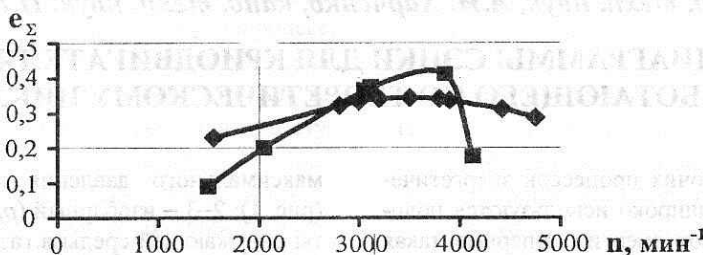


Рис. 6. Степень расщепления заряда e_{Σ} на режимах холостого хода

■ — $\phi_{впр} = 56^\circ$ п.к.в. после НМТ, $\theta_{зак} = 10^\circ$; ◆ — $\phi_{впр} = 44^\circ$ п.к.в. после НМТ, $\theta_{зак} = 5^\circ$

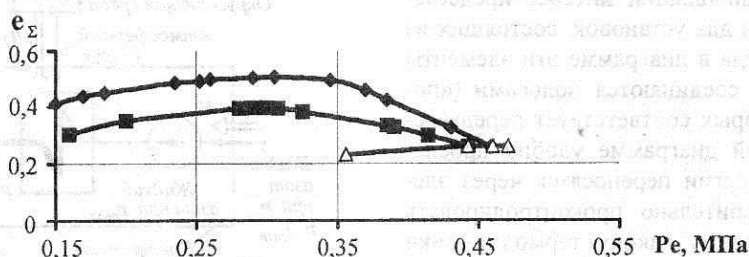


Рис. 7. Степень расщепления заряда e_{Σ} в зависимости от нагрузки

Характер изменения степени расщепления заряда e_{Σ} на всех режимах двигателя предопределяется суммарным коэффициентом избытка воздуха α_{Σ} . На режимах холостого хода (рис. 6) максимальное значение $e_{\Sigma\max}$ при $\phi_{впр} = 44^\circ$ п.к.в. после НМТ и $\theta_{зак} = 5^\circ$ составляет 0,355 ($n = 3200$ мин⁻¹) при минимальном часовом расходе топлива $G_T = 0,6$ кг/ч. При установке $\phi_{впр} = 56^\circ$ п.к.в. после НМТ, $\theta_{зак} = 10^\circ$ и $n = 3880$ мин⁻¹ $e_{\Sigma} = 0,41$. В диапазоне частоты вращения от 1500 до 4130 мин⁻¹ при $\phi_{впр} = 56^\circ$ п.к.в. после НМТ и $\theta_{зак} = 10^\circ$ содержание СО и C_nH_m в отработавших газах заметно ниже, чем $\phi_{впр} = 44^\circ$ п.к.в. после НМТ и $\theta_{зак} = 5^\circ$ при незначительном повышении часового расхода топлива.

Характер изменения степени расщепления заряда e_{Σ} в зависимости от нагрузки при постоянной частоте вращения (3000 и 4500 мин⁻¹) показывает, что $e_{\Sigma\max}$ зависит как от нагрузки, так и от частоты вращения коленчатого вала (рис. 7). Максимальное значение $e_{\Sigma\max} = 0,505$ имеет место при $n = 3000$ мин⁻¹ и $p_e = 0,305$ МПа. По нагрузочной характеристике при $n = 4500$ мин⁻¹ и $p_e = 0,3$ МПа $e_{\Sigma\max} = 0,398$. Значение степени расщепления заряда e_{Σ} по внешним ско-

По данным представленных характеристик двухтактного двигателя ДН-4 (рис. 2, 3, 4 и 5) построены расчетные зависимости степени расщепления заряда (α_{Σ}) на режимах холостого хода (рис. 6) и в зависимости от нагрузки (рис. 7). Заметим, что на нагрузочных режимах двигателя с НВ регулирование мощности — комбинированное, в диапазоне нагрузок от минимальной до средних значений — количественное, от средних до максимальных значений — качественное.

ростным характеристикам совпадают по значениям e_{Σ} нагрузочных характеристик при максимальной нагрузке ($e_{\Sigma} = 0,259$ при $n = 3000$ мин⁻¹ и $p_e = 0,46$ МПа; $e_{\Sigma} = 0,259$ при $n = 4500$ мин⁻¹ и $p_e = 0,44$ МПа).

Общий вывод. Представленные экспериментальные данные по двухтактному двигателю с непосредственным впрыскиванием топлива и расчетные значения степени расщепления заряда позволяют количественно оценить уровень эффективных показателей рабочих процессов с расщеплением топливовоздушного заряда.

Список литературы:

1. Корогодский В.А., Обозный С.В. Экспериментальные исследования дисперсности распыливания бензина клапанной форсункой // Двигатели внутреннего сгорания / Науч. техн. журн. Харьков: НТУ «ХПИ». — 2002. — №1. — С. 33–34.
2. Корогодский В.А. Выбор расположения форсунки в надпоршневой полости двигателя с искровым зажиганием // Вісник НТУ «ХПИ». Темат. зб. наук. праць «Двигуни внутрішнього згоряння». — Харків: НТУ «ХПИ». — 2001. — № 26. — С.103–110.

3. Итоги науки и техники. Серия «Двигатели внутреннего сгорания» / ВИНТИ. — М., 1977. — Т. 2. Бензиновые автомобильные ДВС с послойным распределением топлива в заряде / Вахошин Л.И., Маркова И.В., Тернопольская Э.Б. — 162 с. 4. Петруничев А.И. Бензиновые ав-

томобильные ДВС с послойным распределением топлива в заряде // Труды НИИНАВТОПРОМ. — М., 1976. — 70 с. 5. Гершман И.И., Грудский Ю.Г. Многотопливные дизельные двигатели с поторонним зажиганием (гибридные двигатели) // Труды НАМИ. — 1975. — 83 с.

УДК 621.484,621.59

И.И. Тимченко, канд. техн. наук, А.И. Харченко, канд. техн. наук, П.В. Жадан, инж.

ДИАГРАММЫ СЭНКИ ДЛЯ КРИОДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО ПО ТЕОРЕТИЧЕСКОМУ ЦИКЛУ

Для анализа рабочих процессов энергетических установок давно и широко используются полосовые диаграммы потоков энергии. Впервые такая диаграмма была опубликована еще в 1898 г. ирландским инженером Генри Сэнки [1]. Поэтому ее обычно называют диаграммой Сэнки. Диаграммы Сэнки строятся на основании энергобалансов первого закона термодинамики. Наибольший интерес представляют диаграммы Сэнки для установок, состоящих из многих элементов. Тогда в диаграмме эти элементы (энергетические узлы) соединяются полосами («потоками»), ширина которых соответствует передаваемой энергии. По такой диаграмме удобно проследить, какие потоки энергии переносятся через элементы установки, и зрительно проконтролировать энергобалансы по первому закону термодинамики как в границах отдельных элементов, так и в границах всей установки. Очевидный интерес представляет построение диаграмм для установки с варьированием каким-либо ее параметром.

Ниже рассмотрены диаграммы Сэнки для азотного криогенного двигателя, работающего по теоретическому циклу при варьировании количества теплоты, которое подводится к рабочему телу в процессе его расширения.

Условия осуществления и особенности циклов, для которых построены диаграммы Сэнки

Реальные азотные криогенные двигатели (КД), созданные и испытанные в конце XX столетия в США [2], работают по разомкнутому рабочему циклу и имеют схему, в принципе соответствующую рис. 1. В схему включены только элементы КД, в которых происходят основные преобразования энергии.

На рис. 2 в T,s -диаграмме изображены теоретические циклы КД, различающиеся только характером процессов расширения. Там же изображен и холодильный цикл идеальной азотной холодильной машины, о чем подробнее будет рассказано ниже. Разомкнутый теоретический цикл транспортного КД, как видно из рис. 2, состоит из трех обратимых процессов: 1–2 — адиабатное сжатие жидкого азота

максимального давления цикла p_{max} в насосе Н (рис. 1); 2–3 — изобарный ($p_{max} = const$) подвод теплоты окружающей среды в газификаторе Г; 3–4 — расширение газообразного азота в расширительной машине РМ, сопровождающееся тем или иным подводом теплоты окружающей среды.

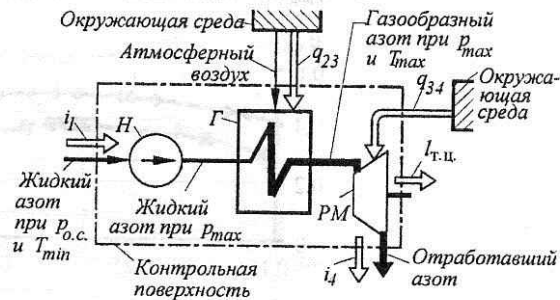


Рис. 1. Простейшая схема азотного криогенного двигателя (КД) для осуществления разомкнутого теоретического цикла: Н — насос криогенный; Г — газификатор-нагреватель; РМ — расширительная машина

Основными исходными параметрами циклов приняты: $p_{max} = 3$ МПа, температура $T_{0.c} = 288$ К.

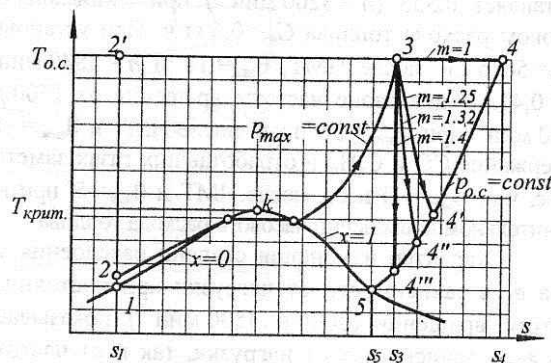


Рис. 2. Разомкнутый теоретический цикл азотного КД с различными политропными процессами расширения при максимальном давлении цикла $p_{max} < p_{крит}$ в T,s -диаграмме