

А. П. Марченко, И. И. Сукачев – Харьковский политехнический институт  
В. В. Гаврилов – С.-Петербургский государственный университет  
водных коммуникаций

## Зависимость топливоподачи от формы камеры сгорания

**К**лючевой вопрос при оптимизации струйно-го смесеобразования – рациональное согласование характеристик впрыскивания топлива с формой камеры сгорания (КС). Для форсированного дизеля решение этой задачи обычно заключается в выборе системы конструктивно-регулируемых параметров, обеспечивающей оптимизацию функции цели в условиях ограничений на переменные состояния.

В качестве функции цели нами принят среднеэксплуатационный расход топлива  $g_{ez} = f[\Phi_{кр}, \Phi_o(\Phi_{кр})]$ . В систему конструктивно-регулируемых параметров включены:

$\Phi_{кр} \equiv \varepsilon, p_{int}, q_{icp}, \sigma, i_c, d_c, \gamma_c, \gamma_w, d_r, h_z, H$ , где  $\varepsilon$  – степень сжатия;  $p_{int}$  – давление наддува;  $q_{icp}$  – средняя скорость подачи топлива;  $\sigma$  – закон топливоподачи;  $i_c, d_c, \gamma_c$  – количество, диаметр и угол наклона распыливающих отверстий форсунки соответственно;  $\gamma_w$  – угол наклона периферийной стенки КС;  $d_r = d_{kc}/d$  – относительный диаметр условной горловины;  $h_z$  – величина надпоршневого зазора;  $H$  – вихревое отношение.

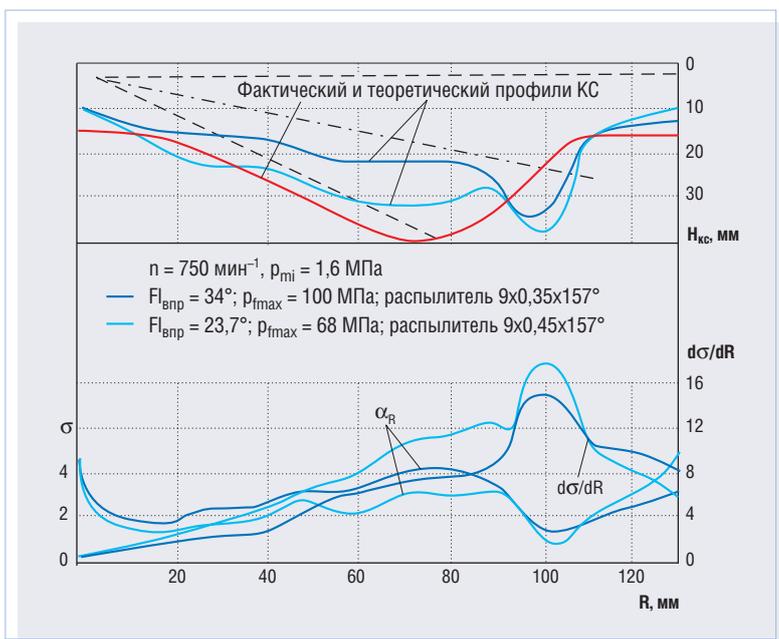
Рис. 1. Характеристики распределения топлива в опытном двигателе 1ЧН26/34 на номинальном режиме работы

В систему ограничительных параметров включены:

$\Phi_o(\Phi_{кр}) \equiv p_{max}, (dp/d\phi)_{max}, p_{fmax}, T_{п}, T_{т}, e_{Nox}$ , где  $p_{max}$  – максимальное давление цикла;  $(dp/d\phi)_{max}$  – максимальная скорость нарастания давления сгорания;  $p_{fmax}$  – максимальное давление впрыскивания топлива;  $T_{п}, T_{т}$  – максимально допустимые температуры поршня и газов перед турбиной соответственно.

Даже при таком ограниченном наборе влияющих факторов размерность оптимизационной задачи значительна. Следует также иметь в виду, что одновременный учет сильно и слабо влияющих факторов ведет к повышению вычислительных погрешностей. Поэтому в нашем исследовании использованы алгоритмы поэтапного получения частных решений на основе математического планирования вычислительных экспериментов. Согласование характеристик впрыскивания топлива и формы КС определяется наличием математической модели цикла дизеля, которая включает систему уравнений, описывающих топливоподачу, смесеобразование и сгорание. За основу приняты (и уточнены) методы расчета процессов смесеобразования и сгорания, разработанные профессором Н.Ф. Разлейцевым [1]. Модель цикла дизеля реализована в виде современного интерактивного программного комплекса, включающего интерфейсы графического представления информации.

Разработана методика расчетного конструирования неразделенной КС с оптимальным распределением топливовоздушной смеси. В [1,2] приведены расчетные формулы и методики расчета характеристик впрыскивания, движения и распределения элементарных порций капель топлива в свободной струе и в стесненных условиях КС форсированного дизеля. В данной статье приводятся основные результаты расчетно-экспериментальных исследований по согласованию характеристик топливоподачи с формой КС и поэтапные решения для достижения целевой функции.



## Основные критерии рационального согласования параметров топливоподдачи и формы КС

На первом этапе целесообразно спрофилировать огневую поверхность КС по условию выравнивания воздушно-топливного отношения вдоль радиуса цилиндра  $\alpha_R = f(R) \rightarrow \alpha \approx 2$ . Сопоставление  $\alpha_R$  с усредненным по всему объему камеры коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$  позволяет оценить, насколько эффективно используется воздушный заряд в различных зонах КС для сгорания топлива.

Для примера приведем результаты расчетного профилирования КС, выполненного для судового дизель-генератора типа ЧН26/34. На рис. 1 показаны характеристики распределения топлива  $d\sigma/dR$  и  $\alpha_R$  вдоль радиуса цилиндра для КС с увеличенным надпоршневым зазором для двух существенно различающихся характеристик топливоподдачи. Видно, что глубина в центральной части камеры (профилирование которой исключает касание боковой поверхности топливных струй со стенками) больше теоретически необходимой. Сокращение  $\Phi_{ВПР}$  привело к перераспределению топлива вдоль оси струи на участке ее свободного развития, позволило приблизить  $\alpha_R$  к  $\alpha$ . Увеличение доли объемного смесеобразования положительно повлияло на индикаторные показатели дизеля, а удельный эффективный расход топлива снизился на 1,5 %. Учитывая существенное изменение  $\alpha_R$  по характеристике работы дизеля, профилирование КС выполнялось также для частичного режима, соответствующего принятому коэффициенту загрузки для судового дизеля  $K_M = 0,75$ , после чего принималось компромиссное решение.

В качестве второго критерия согласования принято условие минимизации попадания топлива в пристеночную зону гильзы цилиндра  $\alpha_{W6}$ . Установлено, что если эта доля превышает  $(0,15...0,20)V_c$ , следует ожидать снижения экономичности двигателя на 2-3 %, заметного увеличения выброса продуктов неполного сгорания топлива, «осоляживания» масла и т.п.

При прочих равных условиях доля топлива, достигающая втулки цилиндра, зависит от следующих параметров:

$$\sigma_{W6} = f(\gamma_w, h_z, p_f, i_c, d_c, \gamma_c).$$

Если при ранее выбранных  $p_f, i_c, d_c, \gamma_c$  более половины цикловой порции топлива распределяется у периферийной стенки КС, необходимо применить камеру с увеличенным надпоршневым зазором и выбрать оптимальные значения  $\gamma_w, h_z$ .

В качестве третьего критерия согласования принято ограничение на долю топлива в смыкающихся потоках от соседних струй у периферийной поверхности КС –  $\sigma_{W7}$ . Если на номи-

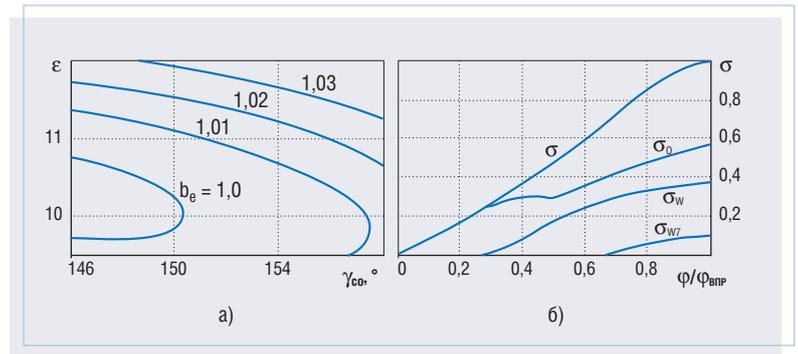


Рис. 2. Влияние  $\epsilon$  и  $\gamma_c$  на топливную экономичность дизеля (а) и распределение топлива в зонах испарения КС дизеля 1ЧН32/32 на режиме полной мощности (б)

нальном режиме работы  $\sigma_{W7} = 0$ , то рассматривалась возможность увеличения  $i_c$  при согласованном уменьшении  $d_c$ . Исследования тепловозных и судовых дизелей типа ЧН25/27, ЧН26/34, ЧН32/32 показали, что при оптимальном суммарном проходном сечении распылителя  $\mu_c i_c$  выгодно увеличивать  $i_c$  до такой величины, при которой на номинальном режиме работы имеется небольшое перекрытие зон смесеобразования от соседних струй ( $\sigma_{W7} \approx (0,1...0,15)V_c$ ).

## Расчетное согласование параметров цикла, характеристик распылителя форсунки и формы КС

Окончательное решение по рациональным параметрам топливной аппаратуры и формы КС принималось после их совместного согласования с термодинамическими параметрами цикла. На первом этапе были согласованы  $\epsilon, p_{int}$  и  $\gamma_c$ . В этом сочетании  $\gamma_c$  выступает в роли фактора ограничения  $\epsilon$  в связи с ее существенным влиянием на стесненность развития топливных струй в КС. Выбор осуществлялся по условию достижения максимального КПД цикла по характеристике работы дизеля:  $\eta_i = f(\epsilon, p_{int}, \gamma_c)$  при ограничениях  $p_{max} = 15,5$  МПа и  $T_T \leq 625$  К. На рис. 2а показано влияние согласования  $\epsilon$  и  $\lambda_c$  на  $b_e$  дизеля 1ЧН32/32 при  $n=900$  мин<sup>-1</sup>,  $p_{mi} = 2,7$  МПа. Оптимальное значение  $\epsilon$  связано с противоположным влиянием на  $\eta_i$  термодинамического КПД цикла и стесненности КС для свободного развития топливных струй.

На втором этапе исследования уточнялись значения  $i_c, d_c, \gamma_w$  при выбранных ранее  $\epsilon = 10,5$ ;  $p_{int} = 0,4$  МПа;  $\gamma_c = 150^\circ$ . Расчеты показали существенную стесненность развития топливных струй не только по радиусу камеры сгорания, но и по окружности гребня поршня. Так, для  $i_c = 10$  доля топлива в районе смыкания зон смесеобразования от соседних струй  $\sigma_{W7} > 0,15V_c$ . Уменьшение количества распыливающих отверстий  $i_c$  до 9 не привело к существенному уменьшению  $\sigma_{W7}$  вследствие увеличения  $\Phi_{ВПР}$  и времени взаимодействия топливной системы со стенкой КС. Поэтому с учетом частичных режимов работы

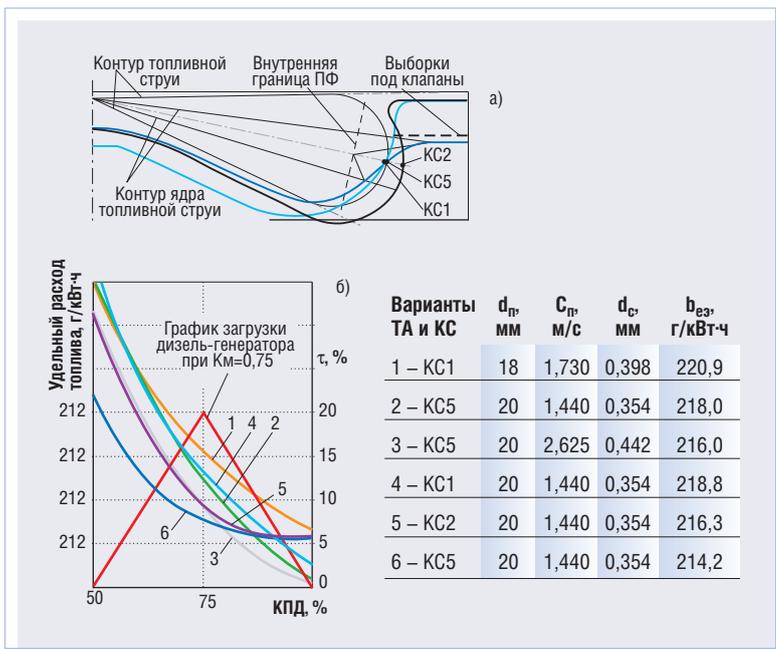


Рис. 3. Результаты согласования параметров топливной аппаратуры и КС на двигателе 1ЧН26/34

приняли  $i_c = 10$ . Установлено, что при работе двигателя на полной мощности и  $\gamma_w = \text{const}$  изменение  $d_c$  в пределах 0,45...0,55 мм несущественно влияет на  $\eta_i$ . Это объясняется противоположным влиянием  $d_{32}$ ,  $\Phi_{ВПР}$  и  $\sigma_{w7}$ . С учетом частичных режимов работы, когда рост  $\eta_i$  связан с относительным повышением давления впрыскивания топлива и качества его распыливания, приняли  $d_c = 0,45$ .

Результаты расчета показателей цикла подтвердили оптимальность угла наклона периферийной стенки, полученного на этапе профилирования КС,  $\gamma_w = 65^\circ$ . В результате согласования  $\eta_i$  увеличился на 4,5 % и достиг 0,46.

Характеристики распределения топлива в КС при выбранных на втором этапе параметрах смесеобразования приведены на рис. 2б. На рис. 3а показаны совмещенные профили исходной камеры сгорания (КС1) и двух опытных вариантов, обеспечивших лучшие результаты по индикаторным показателям.

Среди камер сгорания с высоким гребнем лучшей оказалась КС2 с максимально возможным диаметром тора, обеспечивающим  $l_w = 110$  мм. Однако наличие глубоких выборок под клапаны не позволяет полноценно использовать для смесеобразования и сгорания запасенный в них воздушный заряд. Поэтому в КС5 высота гребня поршня была снижена до исключения выборок под клапаны при сохранении неизменной степени сжатия  $\epsilon = 13,8$ .

На рис. 3б приведено изменение удельного эффективного расхода топлива по нагрузочной характеристике для исследованных вариантов топливной аппаратуры и КС. Окончательно для дизелей типа 6ЧН26/34 был рекомендован 6-й вариант комплектации топливной аппаратуры и КС, обеспечивающий снижение эксплуатационного расхода топлива по сравнению с исходной на 3 %.

Таким образом, экспериментальные исследования по влиянию микро- и макрораспределения топлива в объеме неразделенных КС на показатели рабочего процесса форсированных дизелей с диаметром цилиндра 120...360 мм и частотой вращения 500...2000 мин<sup>-1</sup> подтвердили изложенные в данной работе основные критерии оптимального согласования параметров топливopодачи с формой КС. Экспериментальная проверка расчетных методов подтвердила их соответствие по индикаторным показателям на уровне 98-99 %.

Использованная литература

1. Процессы в перспективных дизелях / Под редакцией А.Ф. Шеховцова. Изд-во «Основа» Харьковского ун-та, 1992. С. 352.
2. Марченко А.П., Сукачев И.И., Гаврилов В.В. Методика расчета движения и распределения топлива в камере сгорания форсированных дизелей // Двигатели внутреннего сгорания. 2005, №1. С. 53-58.



ЗАО «НГ-Энерго» поставило 11 энергетических комплексов для буровых установок.

В рамках контракта компания выполнит шефмонтаж и пусконаладку 55 ДЭС общей мощностью 47 520 МВт. Заказчик оборудования – группа компаний «Интегра».

Электростанции будут работать в составе буровых установок производства Уралмаш-ВНИИБТ. В состав каждой установки входят четыре блочные ДЭС Энерго-Д1000/6,3 КН30 мощностью по 1000 кВт, созданные на базе двигателя Cummins KTA50, и резервная ДЭС Энерго-Д320/0,4 КН30 мощностью 320 кВт (на базе Cummins QSX 15).