

УДК 621.436.038

ИССЛЕДОВАНИЕ ПО ВЫБОРУ НЕРАЗДЕЛЕННОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ ВАЗ-341

С.С. Жилин, доцент, к.т.н., Д.Н. Волков, студент, ХНАДУ,
Л.Т. Жилина, научн. сотр., НТУ «ХПИ»

Аннотация. Разработана программа расчетов параметров неразделенной камеры сгорания. Проведено расчетное исследование по выбору параметров камеры сгорания дизеля ВАЗ-341 при различных степенях сжатия и уровнях давления впрыскивания топлива.

Ключевые слова: дизель, камера сгорания, степень сжатия, давление впрыскивания.

ДОСЛІДЖЕННЯ З ВИБОРУ НЕРОЗДІЛЕНОЇ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ДИЗЕЛЯ ВАЗ-341

С.С. Жилін, доцент, к.т.н., Д.М. Волков, студент, ХНАДУ,
Л.Т. Жиліна, наук. співр., НТУ «ХПІ»

Анотація. Запропоновано методику розрахунку параметрів нерозділеної камери згоряння. Проведено розрахункове дослідження з вибору параметрів камери згоряння дизеля ВАЗ-341 за різних ступенів стиску і тисках упрорскування палива.

Ключові слова: дизель, камера згоряння, ступінь стиску, тиск упрорскування.

INVESTIGATION OF CHOICE OF UNSEPARATED COMBUSTION CHAMBER OF VAZ-341 DIESEL ENGINE

S. Zhylin, Associate Professor, Candidate of Technical Science, D. Volkov, student,
KhNAHU, L. Zhylina, Researcher, NTU «KhPI»

Abstract. The program for unseparated combustion chamber parameters calculation is developed. The calculation investigation for parameters choice of VAZ-341 diesel engine combustion chamber at different rates of compression and fuel injection pressure is carried out.

Key words: diesel engine, combustion chamber, compression rate, injection pressure.

Введение

Как показывает опыт мирового автомобильного двигателестроения, дизель имеет резервы дальнейшего повышения технико-экономических и экологических показателей. Одним из направлений совершенствования автомобильных дизелей является отказ от применения разделенных камер сгорания (вихревых, предкамер) и использование открытых камер сгорания, в которых в основном реализуется объемная схема смесеобразования. Недостатки, присущие дизелям с открытыми камерами сгорания, такие как

повышенная жесткость процесса сгорания и шумность, успешно преодолеваются воздействием на характеристики впрыскивания топлива при помощи микропроцессорных систем управления. Кроме того, необходимо отметить непрерывный рост давления впрыскивания топлива, обеспечивающего чрезвычайно мелкое распыливание и интенсификацию процессов смесеобразования и сгорания. В таких условиях приобретают актуальность исследования по согласованию параметров открытой камеры сгорания с характеристиками топливного факела, обеспечивающими объемный способ смесеобразования и ис-

ключающими значительное взаимодействие топливного факела со стенкой. Особенно осложняется эта проблема в дизелях с малым диаметром цилиндра.

Анализ публикаций

До недавнего времени бытовало мнение, что наиболее экономичный объемный способ смесеобразования более приемлем для дизелей со сравнительно большим диаметром цилиндра (судовые, тепловозные) [1].

В конце 70-х годов английская компания «Rover» предприняла попытку создать для легкового автомобиля дизель с неразделенной камерой сгорания, однако, в связи с чрезмерно жесткой работой, такие двигатели не пользовались спросом. Более удачную попытку в этом направлении предпринял «Fiat» в 1988 г. Был создан современный дизель с рабочим объемом 1,93 л и с турбонаддувом. В 1989 г. появился пятицилиндровый дизель с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха компании «Audi» с удельным расходом топлива 198 г/(кВт·ч) [2].

Больших успехов в создании малотоксичных дизелей с однополостными камерами сгорания для легковых автомобилей добились компании «Volkswagen», «Opel» и др.

Важнейшим условием получения высоких экономических и мощностных показателей дизелей с неразделенной камерой сгорания при допустимой динамике цикла, дымности и токсичности является обеспечение необходимой мелкости и однородности распыливания и макрораспределения топлива в камере сгорания. Исследования по влиянию характеристик впрыскивания топлива на рабочий процесс дизеля с объемным смесеобразованием свидетельствует, что эффективным способом снижения удельного расхода топлива является сокращение продолжительности впрыскивания с одновременным уменьшением мелкости распыливания, которая характеризуется средним диаметром капель Заутера d_{32} . Такая интенсификация сопровождается повышением давления в топливной системе [3]. В настоящее время налажен выпуск экономичных дизелей для легковых автомобилей, в которых используются однополостные ω -образные камеры сгорания и аккумуляторные топливные системы Com-

mon Rail, в которых создается давление 135–150 МПа. Еще большее давление впрыскивания обеспечивает насос-форсунка (до 205 МПа) [4].

Так как объемное смесеобразование предполагает, что топливные факелы должны хорошо согласоваться с параметрами камеры сгорания, не допуская оседания капель топлива на поверхность стенок головки цилиндра, днища поршня и гильзы цилиндра, поэтому становятся актуальными методики расчета по выбору параметров открытой камеры сгорания.

Цель и постановка задачи

Целью данной работы является разработка программ расчета геометрических параметров открытой камеры сгорания дизеля, а также определение этих параметров применительно к вихрекамерному дизелю ВАЗ-341 при различных вариантах топливной аппаратуры и степенях сжатия.

Методика определения параметров камеры сгорания

В качестве исходных данных для расчета параметров камеры сгорания (КС) задается:

- число цилиндров i ;
- диаметр цилиндра D , м;
- ход поршня S , м;
- номинальная мощность N_e , кВт;
- частота вращения коленчатого вала на номинальном режиме работы n , хв^{-1} ;
- удельный расход топлива g_e , г/кВт·ч;
- степень сжатия ε ;
- вихревое отношение $\Omega = \omega_v / \omega$;
- характеристики топлива:
- плотность ρ_t , кг/м^3 ;
- коэффициент поверхностного натяжения σ_t , Н/м;
- коэффициент динамической вязкости μ_t , Па·с;
- максимальное давление топлива в распылителе форсунки p_ϕ , МПа;
- давление газа в конце наполнения p_a , МПа;
- показатели политропы сжатия n_c .

После получения исходных данных приступают к определению параметров, которые необходимы для расчета геометрических параметров камеры сгорания.

Для расчета геометрических параметров КС необходимо также задать исходные данные:

- отношение диаметра горловины КС к диаметру цилиндра D_{Γ}/D ;
- угол наклона боковой стенки гребня к его торцевой плоскости γ_w ;
- радиус тороидальной поверхности R_{TO} ;
- расстояние от днища головки до точки пересечения осей распиливающих отверстий с осью форсунки от h_c ;
- выступание носка распылителя над плоскостью головки h_{np} ;
- угол конуса распыливания факела γ (определяется из расчета параметров топливного факела).

В большинстве дизелей с открытыми камерами сгорания типа Гессельман $D_{\Gamma}/D = 0,75 - 0,85$, $h_c = 2 - 2,5$ мм.

Анализ конструкций КС дизелей с центральным расположением форсунки свидетельствует, что лучшие результаты по расходу топлива имеют место, когда верхняя образующая конуса факела распыленного топлива практически параллельна плоскости головки цилиндра и проходит на расстоянии 3–4 мм от неё с расчетом снижения уровня выходящего отверстия распылителя относительно точки пересечения оси топливного факела с осью форсунки [1]. Поэтому можно рекомендовать

$$\gamma_c = 90^\circ - \gamma / 2. \quad (1)$$

Схема к расчету формы камеры сгорания показана на рис. 1.

Образующая центральной зоны КС должна проходить на 3–5 мм ниже образующей ко-

нуса факела. С учетом того, что в центральной зоне камеры рассеивается незначительная часть цикловой подачи топлива, необходимо максимально удалить воздух с этого объема. Целесообразно объединить вершину этой зоны с точной пересечения осей распыляющих отверстий. В связи с этим рекомендуется принять $\gamma_k = 86^\circ - \gamma$, $h_{k0} = 0$, а расстояние между образующими конуса факела и конуса центрального выступа на радиусе R_{01} $\Delta = 2$ мм.

В первом приближении

$$R_r = \frac{\Delta}{\cos \gamma_r \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \gamma_r} - \operatorname{tg} \gamma \right)}. \quad (2)$$

Координаты точек сопряжения участков профиля камеры в поршне

$$R_3 = \frac{D}{2}, \quad R_2 = R_3 \left(\frac{D_{\Gamma}}{D} \right); \quad (3)$$

$$R_{c1} = R_k \cos \gamma_k, \quad h_{c1} = h_{k0} + R(1 - \sin \gamma_k); \quad (4)$$

$$R_{01} = \frac{\frac{R_{c1}}{\operatorname{tg} \gamma_k} + R_2 \cdot \operatorname{tg} \gamma_w + R_{TO} \left(\frac{1}{\sin \gamma_k} - \frac{1}{\cos \gamma_w} \right) - h_{c1}}{\frac{1}{\operatorname{tg} \gamma_k} + \operatorname{tg} \gamma_w}; \quad (5)$$

$$h_{01} = h_{c1} + \frac{R_{01} - R_{c1}}{\operatorname{tg} \gamma_k} - \frac{R_{TO}}{\sin \gamma_k}; \quad (6)$$

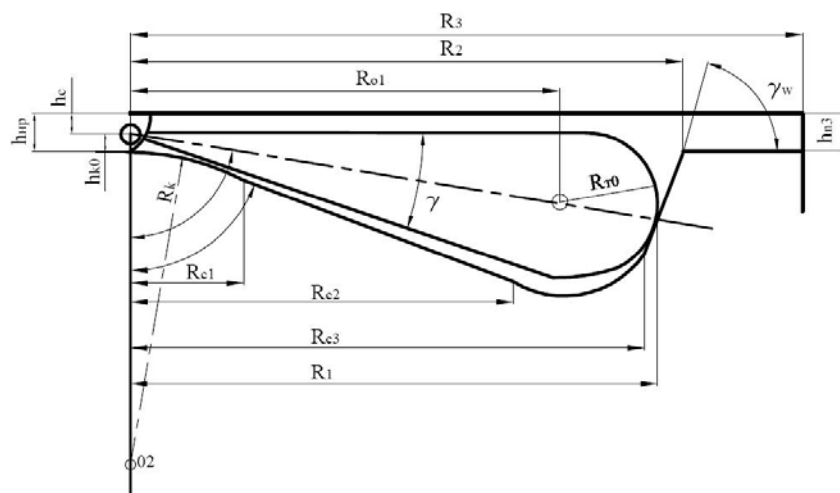


Рис. 1. Схема к расчету камеры сгорания

$$R_{C2} = R_{C1} - R_{T0} \cdot \cos \gamma_K;$$

$$h_{C2} = h_{C1} + \frac{R_{C2} - R_{C1}}{\operatorname{tg} \gamma_K}; \quad (7)$$

$$R_{C3} = R_{01} + R_{T0} \cdot \sin \gamma_W,$$

$$h_{C3} = \frac{R_2 - R_{C3}}{\operatorname{tg} \gamma_W}, \quad (8)$$

где h_{C1} , h_{C2} , h_{C3} , h_{01} – расстояние от торцевой плоскости поршня.

Объем элементов камеры в поршне:
над центральным выступом

$$V_1 = \pi \left[R_{C2}^2 \cdot h_{C2} - (h_{C1} - h_{K0})^2 \cdot \frac{3R_K - h_{C1} + h_{K0}}{3} - (h_{C2} - h_{C1}) \cdot \frac{R_{C2}^2 + R_{C1}^2 + R_{C1} \cdot R_{C2}}{3} \right]; \quad (9)$$

над тороидальной поверхностью

$$\phi_2 = 2 \cdot \arccos \frac{R_{01} - R_{C2}}{R_{T0}}; \quad (10)$$

$$\phi_3 = 2 \cdot \arccos \frac{R_{C3} - R_{01}}{R_{T0}}; \quad (11)$$

$$S_{T0} = \frac{R_{T0}^2 (2\pi - \phi_2 - \phi_3 + \sin \phi_2 + \sin \phi_3)}{4}; \quad (12)$$

$$V_2 = 2\pi \cdot R_{01} [(R_{C2} - R_{C3})h_{01} + S_{T0}]; \quad (13)$$

над боковой стенкой гребня

$$V_3 = \frac{\pi \cdot h_{C3} (R_2^2 - 2R_{C3}^2 + R_{C3} \cdot R_2)}{3}; \quad (14)$$

надпоршневой зазор

$$h_{H3} = \frac{4(V_{K3} - V_1 - V_2 - V_3)}{\pi \cdot D^2}. \quad (15)$$

При проектировании КС уточняется h_{K0} из условия предотвращения контакта центрального выступа днища поршня с носком распылителя $h_{H3} - h_{HP} > 2$ мм, то можно принять $h_{K0} = 0$, по другому $h_{K0} = h_{HP} - h_{H3} + 2$ мм.

После этого уточняем

$$R_K = \frac{h_{H3} - h_c + h_{K0}}{\frac{1}{\sin \gamma_K} - 1}; \quad (16)$$

$$R_{C1} = R_K \cos \gamma_K, \quad h_{C1} = R_K (1 - \sin \gamma_K) + h_{K0}. \quad (17)$$

Глубина камеры от плоскости днища головки цилиндра

$$0 < R \leq R_{C1},$$

$$h_K = h_{H3} + h_{K0} + R_K - \sqrt{R_K^2 - R^2}; \quad (18)$$

$$R_{C1} < R \leq R_{C2},$$

$$h_K = h_{H3} + h_{C1} + \frac{R - R_{C1}}{\operatorname{tg} \gamma_K}; \quad (19)$$

$$R_{C2} < R \leq R_{C3},$$

$$h_K = h_{H3} + h_{01} + \sqrt{R_{T0}^2 - (R_{01} - R)^2}; \quad (20)$$

$$R_{C3} < R \leq R_2, \quad h_K = h_{H3} + (R_4 - R) \cdot \operatorname{tg} \gamma_W; \quad (21)$$

$$R_2 < R \leq R_3, \quad h_K = h_{H3}. \quad (22)$$

Координаты точки пересечения оси факела с боковой стенкой камеры сгорания

$$R_1 = \frac{h_{H3} - h_c + R_2 \operatorname{tg} \gamma_W}{\frac{1}{\operatorname{tg} \gamma_c} + \operatorname{tg} \gamma_W}; \quad (23)$$

$$h_1 = h_c + \frac{R_1}{\operatorname{tg} \gamma_c}; \quad (24)$$

$$l = \frac{R_1}{\sin \gamma_c}; \quad (25)$$

Длина l не должна быть значительно меньше длины l_i , на которую развивается топливный факел за период задержки воспламенения τ_i .

Эта методика была реализована в виде программы на языке Delphi, которая в дальнейшем была использована в расчетных исследованиях по выбору параметров камеры сгорания.

Анализ рисунков свидетельствует, что, в связи с повышением дальности, радиус тороидальной поверхности для каждого варианта увеличивается на 1 мм. То есть увеличивается расстояние от соплового отверстия до стенки. Камера сгорания становится более плоской, уменьшается размер вытесняющего гребня, что приводит к уменьшению радиальной скорости воздуха.

Это необходимо будет учесть при определении количества сопловых отверстий или тангенциальной составляющей движения заряда. Необходимо определить, что изменение угла конусности факела γ_ϕ отражается на форме профиля КС незначительно.

Во второй группе расчетов исследовалось влияние степени сжатия ϵ на форму камеры сгорания дизеля. Эти расчеты имеют смысл в связи с тем, что дальнейшее повышение технико-экономических и экологических показателей требует применения наддува двигателя. Известно, что с повышением давления наддува необходимо уменьшать степень сжатия, для того чтоб поддерживать максимальное давление сгорания P_z на допустимом уровне ($P_z \leq 12-13$ МПа). Расчеты проводились при такой же комплектации, как и в предыдущем случае ($i_c=6; d_c=0,12$), и давление впрыскивания $P_\phi=150$ МПа. Степень сжатия ϵ изменялась $\epsilon=13, 17, 19$. Результаты расчетов вариантов профилей камер сгорания показаны на рис. 3.

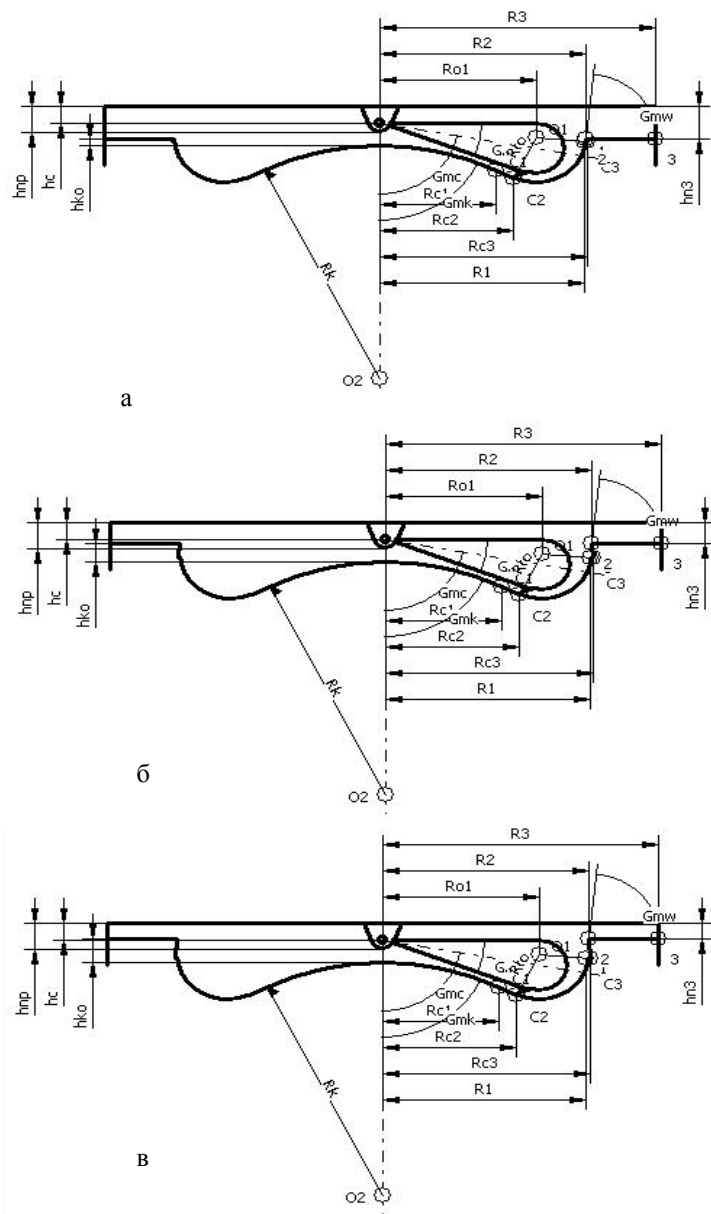


Рис. 3. Профили камер сгорания: а – $\epsilon = 13$; б – $\epsilon = 17$; в – $\epsilon = 18$

Как видим, объем камеры сгорания уменьшается в основном за счет надпоршневого зазора. С уменьшением ε длина проникновения топливного факела в объем камеры сгорания практически не увеличивается на номинальном режиме, так, увеличение степени сжатия P_s частично компенсируется уменьшением ε . При уменьшении скорости режима (n) плотность воздуха резко уменьшается и дальность увеличивается. Но значительный надпоршневой зазор позволяет использовать воздушный заряд, размещенный на периферии.

Выводы

Разработана программа расчета параметров открытой тороидальной камеры сгорания дизеля.

Определены геометрические параметры открытой камеры сгорания применительно к автомобильному дизелю ВАЗ-341 при различных уровнях давления в топливной сис-

теме ($P_\phi=100-200$ МПа) и различных степенях сжатия ($\varepsilon=13-19$).

Литература

1. Шеховцов А.Ф. Процессы в перспективных дизелях / А.Ф. Шеховцов. – Харьков : Основа, 1992. – 352 с.
2. Жерновой А. Автомобильный дизель сегодня / А. Жерновой // Сигнал. – 2000. – №2. – С. 32–34.
3. Шеховцов А.Ф. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / А.Ф. Шеховцов. – К. : Техника, 1992. – 272 с.
4. Воробьев-Обухов А.И. 2000 атмосфер не предел / А.И. Воробьев-Обухов // За рулём. – 1999. – №1. – С. 50–51.

Рецензент А.Н. Пойда, профессор, д.т.н. ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 30 июня 2011 г.
