

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ СУДОВОГО МАЛОРАЗМЕРНОГО ДИЗЕЛЯ

Бисенов А.Р. Тлеуова А.М.

Бұл мақалада кіші көлемді кеме дизелінің жану камерасының ұтымды конструкциясын анықтау жолдары қаралады.

In this clause the theoretical methods of a choice of optimum design data of the chamber of combustion ship of diesel engines are considered basic.

Необходимость повышения энергетической эффективности транспортных ДВС (удельной массовой мощности – кВт/кг, литровой мощности – кВт/л), в том числе и судовых дизелей, является актуальной научно-технической и прикладной задачей [1-7]. В этой связи важным направлением является форсирование судовых малоразмерных дизелей по частоте вращения коленчатого вала, что во многих случаях является наименее затратным по времени и средствам путём. Тем не менее, это направление требует решения ряда возникающих подзадач, а именно:

- улучшение качества внутреннего смесеобразования;
- обеспечение приемлемого уровня термических, силовых и усталостных напряжений в элементах конструкции дизеля;
- обеспечение приемлемых динамических и экологических показателей работы дизеля и др.

Одной из подзадач по улучшению качества внутреннего смесеобразования является определение оптимальных (обеспечивающих интенсивное вихреобразование, отсутствие трещинообразования в кромках, активное испарение топливной плёнки со стенок камеры) параметров камеры сгорания. Это, прежде всего, относится к камерам сгорания, расположенным в поршне, а более конкретно – к камерам сгорания цилиндрического типа.

Анализ конструктивных параметров цилиндрических камер сгорания применяемых фирмами Perkins, Volvo-Penta и др. на малоразмерных высокооборотных дизелях с рабочим объемом цилиндра до одного литра, показывает, что отношение диаметра горловины камеры сгорания к диаметру цилиндра колеблется в диапазоне 0,50 - 0,63.

Величина оптимального вихревого отношения для высокооборотного дизеля колеблется в пределах $\Omega = 2,5 - 4,5$, где $\Omega = n_{\text{вихр}}/n_{\text{кв}}$ ($n_{\text{вихр}}$ – частота вращения зарядного вихря в камере сгорания, $n_{\text{кв}}$ – частота вращения коленчатого вала). При значениях вихревого отношения меньше оптимального не обеспечивается эффективное протекание процессов смесеобразования, и воздушный заряд недоиспользуется при сгорании топлива. Увеличение вихревого отношения сверх оптимального значения приводят к сносу части оболочки одного топливного факела в зону горения ядра соседнего факела, то есть в зону высоких температур и недостатка кислорода. Кроме того, слишком интенсивный вихрь уменьшает радиальное

проникновение факела, создавая избыток топлива в центральной части и отбрасывая воздушный заряд на периферию камеры. В результате уменьшается полнота сгорания топлива, повышается температура и дымность выпуска, ухудшаются мощностные и экономичностные показатели дизеля.

Оптимальной для малоразмерного высокооборотного дизеля следует считать такой характер движения заряда, при котором:

- происходит наиболее равномерное распределение топлива по объему и стенкам камеры сгорания, с целью максимальной интенсификации процессов испарения и взаимодействия углеводородных молекул топлива с кислородом воздушного заряда;

- не происходит наложение двух соседних факелов, под действием поперечного потока воздуха, то есть не происходит попадание топливных капель одного факела в зону развития соседнего за характерный период времени;

- воздушный заряд в камере сгорания к концу такта сжатия вращается по закону цилиндрического вихря $W+R^{-n} = \text{const}$.

За характерный период времени принимается τ_i - период задержки воспламенения или продолжительность активного развития топливного факела, но наиболее часто $\tau_{впр}$ - продолжительность впрыска.

Анализ индикаторных диаграмм и осциллограмм топливоподачи, снятых с двигателя 2Ч9,5/11 на различных скоростных и нагрузочных режимах показал, что величина $\tau_{впр}$ - продолжительность топливоподачи существенно превышает τ_i - период задержки воспламенения или продолжительность активного развития топливного факела. Учитывая, что вихревое движение заряда, сохраняясь, определенное время после появления первых очагов воспламенения топливовоздушной смеси, оказывает влияние на процессы смесеобразования и сгорания, за характерный период времени принимается $\tau_{впр}$ - продолжительность топливоподачи.

Вышеприведенное определение является упрощенным и не отражает в полном объеме реальные физико-химические процессы, протекающие в камере сгорания дизеля. Однако расчеты $D_{к.с}$ - диаметра камеры сгорания, приведенные ниже и базирующие на этом определении в целом были подтверждены результатами экспериментальных исследований на опытном дизеле.

Принимая факел топлива за квазитвердое тело, упрощенное условие оптимальной интенсивности осевого вихря математически записывается следующим образом (рис. 1.):

$$W_T \cdot \tau_{впр} = \frac{2\pi \cdot R_{к.с.}}{i} - \frac{\pi \cdot R_{к.с.} \cdot \gamma^\circ}{180^\circ} \quad (1)$$

где, $R_{к.с.}$ - радиус камеры сгорания;

i - количество топливных факелов;

γ° - угол конусности факела.

W_T - радиальная скорость движения заряда

$$W_T = \omega_{к.с.} \cdot R_{к.с.} \quad (2)$$

где, $\omega_{к.с.}$ - угловая скорость осевого вихря в камере сгорания.

Считая, что

$$\tau_{\text{аио}} = \frac{2\pi}{\omega} \cdot \frac{a^\circ}{360^\circ} \quad (3)$$

где, $\omega_{к.в.}$ - угловая скорость коленчатого вала;

a° - угловая продолжительность впрыска.

Подставляя уравнение (2, 3) в выражение (1), получим:

$$\Omega = \frac{\omega_{\text{э.н.}}}{\omega_{\text{э.а.}}} = \frac{360^\circ}{\dot{a}^\circ} \cdot \left(\frac{1}{i} - \frac{\gamma^\circ}{360^\circ} \right) \quad (4)$$

Выражение (4) позволяет выявить взаимосвязь между i - количеством топливных факелов и требуемой величиной Ω - интенсивности осевого вихря. Однако в выражении (4) не учитывается существенное влияние $D_{к.с.}$ - диаметра камеры сгорания, на Ω . Для расчета $D_{к.с.}$ необходимо определение функциональной взаимосвязи между i , Ω и $D_{к.с.}$.

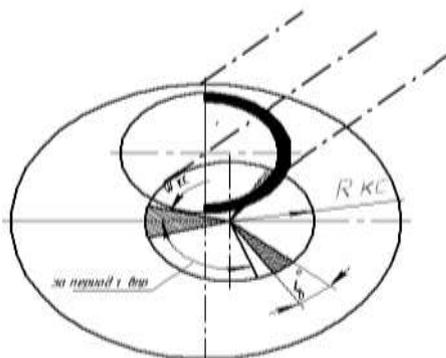


Рис.1. К расчету требуемой интенсивности осевого вихря

Расчет оптимального диаметра цилиндрической камеры сгорания основывается на предположении о сохранении момента количества движения заряда (МКД), поступившего в цилиндр на такте впуска через впускной тракт ($K_{в.п.}$) и МКД заряда, вращающегося в камере сгорания ($K_{к.с.}$) и надпоршневом зазоре ($K_{н.з.}$) на такте сжатия с учетом потерь энергии заряда (ξ),

$$(1 - \xi)K_{вп} = K_{н.з.} + K_{к.с.} \quad (5)$$

В результате некоторого уточнения и дополнения выражений представленных в работе [1] для определения $K_{в.п.}$, $K_{к.с.}$, $K_{н.з.}$, последние приобретают следующий вид:

$$\hat{E}_{\text{аи}} = l \cdot F_i \frac{C_m \cdot 2 \cdot \sin \frac{\gamma_\phi}{2}}{(\mu f)_{\text{ндо}} \frac{360^\circ - \gamma_\phi}{360^\circ}} \cos \varphi \frac{\gamma'}{g} V_h; \quad (6)$$

$$\hat{E}_{\text{э.н.}} = \frac{(h_{\text{э}} + h_{\text{с}})}{2g} \gamma \pi \omega_{\text{э.н.}} \cdot R_{\text{э.н.}}^4; \quad (7)$$

$$\hat{E}_{i.c.} = \frac{2\pi h_c}{2g} \gamma \omega_{\hat{e}.n.} \cdot R_{\hat{e}.n.}^2 (R_{\hat{o}}^2 - R_{\hat{e}.n.}^2) \quad (8)$$

где, l - расстояние от оси цилиндра до центра тяжести воздушного потока;
 F_{Π} - площадь днища поршня;
 $(\mu f)_{cp}$ - средняя эффективная проходная площадь в седле серийного клапана;
 $\gamma_{ш}$ - угол охвата ширмы клапана (изменение интенсивности вращения воздуха в цилиндре и камере сгорания в экспериментах осуществляется за счет использования заширмленного впускного клапана);
 φ - угол фаски клапана;
 γ' - плотность воздуха во всасывающих органах;
 h_k - высота камеры сгорания;
 h_3 - величина надпоршневого зазора;
 γ - плотность заряда в конце такта сжатия;
 R_{Π} - радиус цилиндра.

Произведем ряд следующих преобразований:

- подставим уравнения (6,7,8) в выражение (5):

- в уравнениях (7, 8) выразим окружную скорость вихря $\omega_{к.с.}$ через уравнение (5);

- выразим среднюю скорость поршня C_m , как $C_m = \frac{S \cdot \omega_{\hat{e}.a.}}{\pi}$ получим,

$$(h_k - h_3)R_{к.с.}^4 + (2h_3R_{\hat{o}}^2)R_{\hat{e}.n.}^2 = \frac{(1 - \xi)l \cdot F \cdot S \cos \varphi V_h \cdot 4 \sin \frac{\gamma_{\phi}}{2} \gamma}{(\mu f)_{\tilde{n}\delta} \frac{360^\circ - \gamma_{\phi}}{360^\circ} \pi^2 \cdot \frac{360^\circ}{a^\circ} \left(\frac{1}{\varepsilon} - \frac{\gamma^2}{360^\circ} \right) \gamma} \quad (9)$$

Высота цилиндрической камеры сгорания $h_{к.с.}$ неизвестна, поэтому выразим ее через объем камеры сгорания $V_{к.с.}$ и радиус камеры:

$$h_{\hat{e}.n.} = \frac{V_{\hat{e}.n.}}{\pi R_{\hat{e}.n.}^2} \quad (10)$$

Опыт, накопленный при исследований камер сгорания с центральным выступом и с суженной горловиной типа ЦНИДИ на дизеле 2Ч9,5/11 позволяет утверждать, что для экономичных модификаций малоразмерных дизелей оптимальной является степень сжатия $\xi = 17,5-18,5$ здесь выбрана $\xi = 13,0$ что соответствует объему камеры сгорания $V_{к.с.} = 30 \text{ см}^3$.

Обозначим правую часть равенства (9) через $-C$, тогда из уравнения (9) с учетом выражения (10) получим:

$$h_c R_{\hat{e}.n.}^4 - \left(\frac{V_{\hat{e}.n.}}{\pi} + 2h_c R_{\hat{o}}^2 \right) R_{\hat{e}.n.}^2 + \tilde{N} = 0 \quad (11)$$

Обозначим в уравнении (11) $h_3 = A$; $\frac{V_{\hat{e}.n.}}{\pi} + 2h_c \cdot R_{\hat{o}}^2 = \hat{A}$; $R_{\hat{o}}^2 = W$

Тогда уравнение (10) примет вид полного квадратного уравнения вида:
 $AW^2 + BW + C = 0$

Корни данного уравнения находятся по известной формуле:

$$W_{1,2} = \frac{-\hat{A} \pm \sqrt{\hat{A}^2 - 4\hat{A}\tilde{N}}}{2\hat{A}}$$

По представленной методике проведен сравнительный расчет конструктивных соотношений цилиндрической камеры сгорания применительно к дизелю 2Ч9,5/11 при следующих основных исходных данных: $l = 0,307\text{м}$; $F_{\text{п}} = 0,0066\text{м}^2$; $S = 0,11\text{м}$; $V_{\text{п}} = 0,000726\text{м}^3$; $\varphi = 45^\circ$; $\gamma_{\text{ш}} = 180^\circ$; $\gamma = 18^\circ$; $\gamma' = 0,1185\text{кг/м}^3$; $\gamma = 18,2\text{кг/м}^3$; $(\mu f)_{\text{ср}} = 0,66$; $\varphi_{\text{ср}} = 4,24 \cdot 10^{-4}\text{м}^2$; $i = 3$; $h_3 = 0,85 \cdot 10^{-3}\text{м}$; $R_{\text{ц}} = 46 \cdot 10^{-3}\text{м}$.

Величина $\zeta = 0,39$ определялась по методике изложенной в работах [1, 2].

В результате расчета было установлено, что для 3-х дырчатого распылителя (типа РД 3×0,3) оптимальным является, диаметр $D_{\text{к.с}} = 42\text{мм}$ (относительный диаметр $D_{\text{к.с}}/D_{\text{ц}} = 0,46$ глубина камеры $h_{\text{к.с.}} = 24\text{мм}$). Некоторое уменьшение относительного диаметра $D_{\text{к.с}}/D_{\text{ц}} = 0,46\text{мм}$ полученное в результате расчета по сравнению со значениями этого же параметра $D_{\text{к.с}}/D_{\text{ц}} = 0,50-0,63\text{мм}$ для большинства зарубежных малоразмерных дизелей с цилиндрической камерой сгорания объясняется, выбранным типом распылителя и соответствующей ему интенсивностью вихря.

Для подавляющего большинства зарубежных малоразмерных дизелей с объемно-пленочным способом смесеобразования и цилиндрической камеры сгорания в поршне характерным является, применение 4-х дырчатых распылителей (крайне редко $i = 5$). Примером могут служить дизеля ОМ-314ДВ и др.

Имеющей наклон форсунки к оси цилиндра 35° распылитель РД3×0,3 обеспечивает наиболее благоприятное расположение топливных факелов в пространстве камеры сгорания с расширенной горловиной по сравнению с другими типами распылителей (Рис.2.). Как известно, для реализации эффективного рабочего процесса в цилиндрической камере сгорания с 3-х дырчатым распылителем, требуется большая интенсивность осевого вихря, при прочих равных условиях, чем с четырех дырчатым.

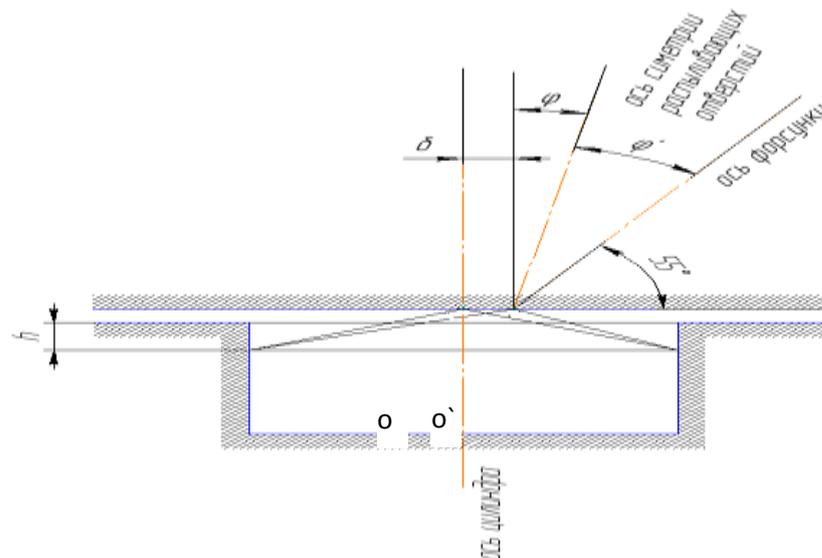


Рис.2. Расположение топливных факелов

Увеличение интенсивности вихря может быть достигнуто следующими способами:

- за счет изменения конструкции всасывающего тракта (уменьшение проходных площадей, угла наклона канала к плоскости головки, увеличение угла ширмы и т.д.);
- за счет уменьшения диаметра камеры сгорания.

Не касаясь подробно преимуществ и недостатков, характерных для каждого из вышеуказанных способов, следует отметить, что применение первого способа влечет за собой существенное увеличение гидравлического сопротивления канала и как следствие уменьшение h_n - коэффициента наполнения.

Использование цилиндрической камеры сгорания с относительным диаметром $D_{кс}/D_{ц} = 0,46$ мм что на 8% меньше минимальной величины $D_{кс}/D_{ц} = 0,50$ мм применяемой на зарубежных малоразмерных дизелях с рабочим объемом цилиндра до одного литра ведет к увеличению на 5-6% энергии «выжимания» (squish) или перетекания заряда из надпоршневого зазора в камеру сгорания.

Известно, что энергия «выжимания» применительно к условиям цилиндрических камер, используемых на российских и зарубежных дизелях, составляют 15-20% от энергии осевого вихря [1]. Из анализа литературных источников [2 - 6] следует, что уменьшение диаметра цилиндрической камеры сгорания в допустимых пределах благоприятно влияет на характер и взаимодействия осевого вихря и радиального движения заряда.

Результаты проведенных исследований показали, что для достижения высокой топливной экономичности и надежной работы вышеназванных элементов конструкции малоразмерного дизеля, может быть применено объемно-пленочное смесеобразование в цилиндрической камере сгорания в поршне с вертикальными стенками и организованным на всасывании вихревым движением воздушного заряда вокруг оси цилиндра.

Литература:

1. Хачиян А.С., Гельговский В.Р., С.Е Никатин. Доводка рабочего процесса автомобильных дизелей. М., Машиностроение, 1976,104с.
2. Артамонов, Морли, Скворцов. Основы теории и конструирования автотракторных двигателей. М., 1978,247 с
3. Завлин М.Л., Семенов Б.Н. Основные направления развития отечественных судовых и промышленных маломерных дизелей. Двигателестроение. Л., 1980,стр. 5-8.
4. Свиридов Ю.Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях. М.: Машиностроение, 1972.
5. Конкс Г.А., Лашко В.А. Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта. – М.: Машиностроение, 2005.
6. JF Alcock and W.M. Skott . Some more light on Diesel combustion. The Institution of Mechanical Engineers. Automobile Division.1963. London pp 3-15
7. Информационные материалы фирм Caterpillar, Mitsubishi, Perkins, Volvo-Penta, Sulzer, GMT, MAN, MTU и др.