

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ С БОЛЬШИМ ЗАПАСОМ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

Д.Д. Матиевский, А.Е. Свистула

Корректорная ветвь скоростной характеристики двигателя с большим коэффициентом запаса крутящего момента характеризуется существенным изменением частоты вращения и нагрузки. В результате такие параметры смесеобразования, как продолжительность впрыскивания φ_e , дисперсность распыливания, динамика факелов топлива не остаются постоянными, а претерпевают существенные изменения.

Если предположить, что показатели смесеобразования для номинального режима подобраны близкими к оптимальным с учетом конкретных конструктивно-регулируемых параметров дизеля, то естественно стремление сохранить их теми же и для других режимов.

Сохранить постоянным φ_e при больших цикловых подачах V_u можно увеличением давления впрыска P_e и проходного сечения распыливающих отверстий форсунки. Однако, увеличение названных параметров влияет на дисперсность распыливания и динамику факелов топлива.

По мнению авторов работы [1] с точки зрения минимизации удельных расходов топлива в открытых камерах сгорания с преобладанием элементов объемной схемы смесеобразования, нашедших подавляющее распространение в автотракторных дизелях, оптимальные условия смесеобразования должны соответствовать таким, при которых за период индукции факелы топлива успевают достигнуть стенок камеры сгорания. При этом осуществляемый действительный угол опережения впрыска и соответственно начало видимого горения должны быть такими, чтобы период тепловыделения располагался как можно ближе к положению поршня в ВМТ. Такие требования обеспечиваются при достаточной степени интенсификации и небольшой продолжительности впрыска топлива.

При работе дизеля по корректорной характеристике с повышенным коэффициентом запаса крутящего момента условие достижения вершинами факелов стенок камеры сгорания за период индукции резко нарушается, как вследствие изменения скорости развития

факела, так и вследствие изменения периода индукции. Преодолеть это нарушение можно путем изменения давления впрыска и диаметра распыливающих отверстий.

Для обеспечения требуемой продолжительности впрыска и динамики факелов необходимо при росте цикловой подачи V_u увеличить диаметр сопловых отверстий d_c , а также давление впрыска P_e .

Учитывая приведенные рассуждения и положения работы [2], ниже предлагается расчетный анализ с целью прогнозирования требуемых давлений впрыска и целесообразного изменения диаметра сопловых отверстий двигателя с большим запасом крутящего момента K_z .

Закладываются следующие предпосылки: при работе дизеля по корректорной характеристике с коэффициентом запаса крутящего момента K_z дисперсность распыливания, характеризуемая средним диаметром капли d_k , продолжительность впрыска φ_e и динамика факела должны сохраняться такими же, как и для номинального режима, для которого эти показатели, как уже отмечалось, считаются подобранными оптимальными. Динамика факела анализируется при условии сохранения одинаковой дальности, а также при обеспечении условия минимизации удельного расхода топлива, при котором факелы топлива должны распространяться за период индукции до стенки камеры сгорания.

В результате анализа эмпирических зависимостей расчета динамики факела топлива [2] получаем выражение для оценки степени роста давлений впрыска в зависимости от плотности ρ_e и температуры T_e воздушного заряда, степени изменения диаметра распыливающих отверстий d_c и времени развития процесса τ_e :

$$\frac{P_e}{P_e^H} = \frac{\rho_B}{\rho_B^H} \times \frac{T_e}{T_e^H} \times \left(\frac{d_c^H}{d_c} \right)^2 \times \left(\frac{\tau_e^H}{\tau_e} \right)^2 \quad (1).$$

Здесь и далее индекс "H" соответствует номинальному режиму, "M" - режиму максимального крутящего момента.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ
С БОЛЬШИМ ЗАПАСОМ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

При условии равенства диаметров капель d_k распыленного топлива при работе дизеля по корректорной характеристике $d_k^m = d_k^h$:

$$\frac{P_{\epsilon}}{P_{\epsilon}^h} = \left(\frac{d_c}{d_c^h}\right)^{2,48} \times \left(\frac{\rho_{\epsilon}^h}{\rho_{\epsilon}}\right) \quad (2).$$

Далее, используя исходную предпосылку о том, что продолжительность впрыска сохраняется постоянной $\tau_{\epsilon} = \tau_{\epsilon}^h$, можно записать:

$$\frac{P_{\epsilon}}{P_{\epsilon}^h} = \left(\frac{\rho_k}{\rho_k^h}\right)^2 \times \left(\frac{d_c^h}{d_c}\right)^4 \times \left(\frac{\alpha^h}{\alpha}\right)^2 \quad (3),$$

здесь α - коэффициент избытка воздуха.

Исходные данные к расчету приведены в таблице 1.

Таблица 1

K_3^{mek}		1,41	1,36	1,28	1,16	1,0
ϵ		15,1	15,1	15,1	15,1	15,1
ϵ_{ϵ}		13,0	12,9	12,9	12,8	12,8
T_k	К	385	386	390,5	392	394
ρ_k	кг/м ³	2,17	2,2	2,21	2,23	2,26
ρ_{ϵ}	кг/м ³	28,2	28,4	28,5	28,6	28,9
τ_i / τ_i^h		0,9	0,93	0,95	0,97	1,0
P_k	МПа	0,14	0,144	0,148	0,151	0,155
T_{ϵ}	К	1600	1530	1500	1440	1400

На рисунке 1 представлены результаты расчета требуемых степеней изменения давления впрыска в зависимости от изменения диаметра сопловых отверстий при значении текущего запаса крутящего момента $K_3 = M_{\delta\epsilon} / M_{\delta\epsilon}^h$, достигающего величины 1,41, при сохранении следующих условий:

- продолжительности впрыска, $\tau_{\epsilon} = \tau_{\epsilon}^h$;
- среднего диаметра капель, $d_k = d_k^h$;
- динамики факела, $L_{\phi} = L_{\phi}^h, L_{\phi i} = L_{\phi i}^h$.

В результате графического совместного решения по точкам пересечения кривых имеется возможность найти требуемые давления впрыска и диаметры сопловых отверстий, при которых осуществляется оптимальный рабочий процесс в цилиндре дизеля, работающего по корректорной характеристике с повышенным запасом крутящего момента.

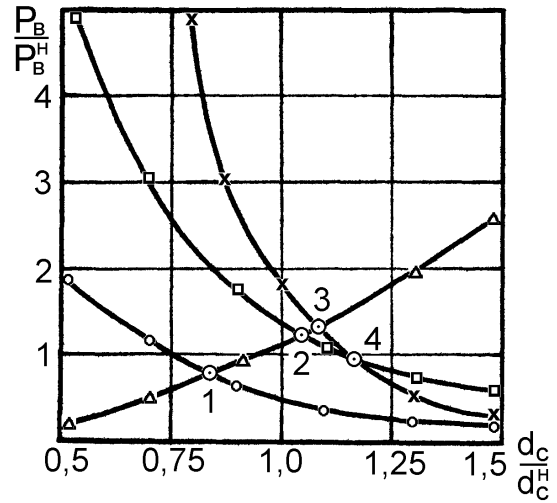


Рисунок 1 – Зависимость $P_{\epsilon}/P_{\epsilon}^h$ от d_c/d_c^h при постоянных параметрах топливоподачи и факела ($K_3=1,41$).

-o- $L_{\phi} = L_{\phi}^h$; -□- $L_{\phi i} = L_{\phi i}^h$; -Δ- $d_k = d_k^h$; -x- $\tau_{\epsilon} = \tau_{\epsilon}^h$.

Так, в таблице 1 обеспечиваются сохранение диаметра капель и дальности факела, как для номинального, так и для режима максимального крутящего момента, но при этом необходимо уменьшение диаметра сопловых отверстий до $d_c = 0,84d_c^h$ и давления впрыска $P_{\epsilon} = 0,65P_{\epsilon}^h$.

Аналогичные рассуждения можно принять и при рассмотрении точек 2-4. Точки 2-4 по своему расположению находятся довольно близко, т.е. здесь можно говорить о приблизительном сохранении условий $L_{\phi i} = L_{\phi i}^h, d_k = d_k^h, \tau_{\epsilon} = \tau_{\epsilon}^h$, но при увеличении диаметров сопловых отверстий $d_c = (1,06...1,12)d_c^h$ и давления впрыска $P_{\epsilon} = (1,05...1,25)P_{\epsilon}^h$.

На рисунке 2 приведены результаты графического совместного решения трех зависимостей (рисунок 1), показывающие требуемую степень изменения давлений впрыска и диаметра сопловых отверстий, при работе дизеля по корректорной характеристике с повышенным значением K_3 при условии сохранения диаметра капель d_k и одного из трех параметров ($L_{\phi}, L_{\phi i}, \tau_{\epsilon}$).

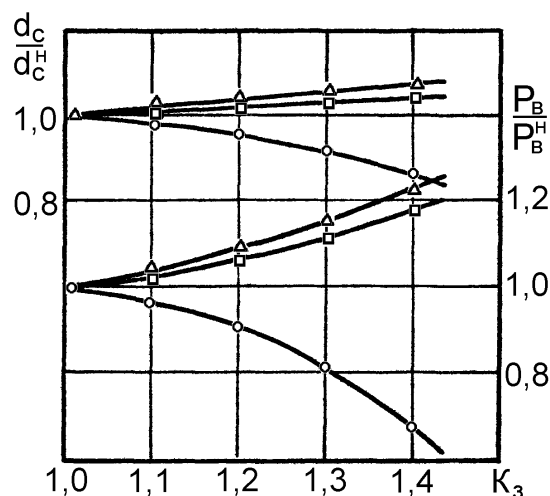


Рисунок 2 – Зависимость d_c/d_c^H и P_6/P_6^H от текущей величины коэффициента запаса крутящего момента K_3 . -o- $L_\phi=L_\phi^H$, $d_k=d_k^H$; -□- $L_{\phi i}=L_{\phi i}^H$, $d_k=d_k^H$; -Δ- $\tau_6=\tau_6^H$, $d_k=d_k^H$.

Из рисунку 2 видно, что с увеличением текущей величины K_3 будут выполняться условия $L_{\phi i}=\text{const}$, $d_k=\text{const}$ и $\tau_6=\text{const}$ при возрастании P_6/P_6^H и d_c/d_c^H в указанных пределах. Сохранение дальности факела L_ϕ и диаметра капель d_k выполняется лишь при соответствующем уменьшении соотношений d_c/d_c^H и P_6/P_6^H . Таким образом, при работе дизеля по корректорной характеристике с высоким K_3 для сохранения трех условий оптимального смесеобразования из четырех вышеназванных необходимо увеличение диаметра сопловых отверстий $d_c=(1,06...1,08)d_c^H$ и давления впрыска $P_6=(1,18...1,23)P_6^H$.

Таблица 2

K_3	$V_{\text{ш}}$ мм ³	d_n мм	h_2 мм	μf_c мм ²	d_c мм	Режим
1	95,5	10	1,22	0,26	0,333	«Н»
1,41	131	11	1,38	0,3	0,356	«М»

Существуют значительные технические трудности текущего изменения диаметра соплового отверстия и давления впрыска. В таблице 2 приведены некоторые рекомендации значений параметров топливной аппаратуры дизеля Д440-2 для соответствующих режимов. Можно рекомендовать, как одно из компромиссных решений, выбор средних значений указанных конструктивных параметров,

использование форсунок с гидравлическим или пневматическим изменением давления нагружения иглы, использование регулируемого остаточного давления в линии высокого давления.

Можно принять и такой вариант: проводить "настройку" смесеобразования на одном из характерных режимов - номинальном или режиме максимального крутящего момента. Для ответа на вопрос, на каком из режимов целесообразно проводить "настройку" смесеобразования, обратимся к графикам на рисунке 3, где приведены изменения индикаторного КПД и составляющих неиспользования теплоты в цикле на корректорной ветви внешней скоростной характеристики. Значения коэффициентов на рисунке 3, объединяемых уравнением (4), подсчитываются по методике, изложенной в [4].

$$\eta_i = 1 - \Delta X_{\text{нп}} - \delta_3 - \delta_{\text{нс}} - \delta_T - \delta_c - \delta_w \quad (4)$$

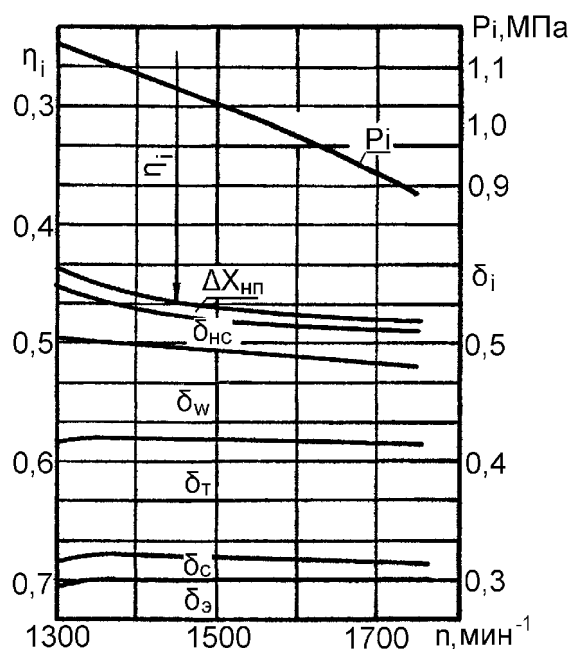


Рисунок 3 - Зависимость коэффициентов неиспользования теплоты по корректорной ветви скоростной характеристики дизеля Д-440-2 [3].

С уменьшением частоты вращения n от 1750 мин^{-1} до 1300 мин^{-1} снижение индикаторного КПД составляет 0,04 ед. и, в основном, происходит из-за увеличения коэффициентов неиспользования теплоты вследствие теплообмена δ_w и переменности температуры рабочего тела δ_T . Рост первого (δ_w) вызван как увеличением количества отведенной теплоты x_w (примерно на 20%) из-за увели-

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ С БОЛЬШИМ ЗАПАСОМ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

чения времени теплообмена, так и усилением отвода теплоты в районе ВМТ из-за слишком раннего угла опережения впрыскивания топлива Θ . Рост второго коэффициента (δ_T) определяется повышением температуры рабочего тела (РТ) в процессе сгорания.

Величина $\Delta x_{ин}$, характеризующая неполноту сгорания топлива, увеличивается при работе по коррекционной ветви при снижении частоты вращения n с 0,6 % до 0,9 % из-за уменьшения коэффициента избытка воздуха α .

Таким образом, анализ показывает, что для повышения индикаторного КПД (η_i) во всем диапазоне частот вращения n , прежде всего, следует предусмотреть мероприятия, обеспечивающие снижение коэффициентов δ_w и δ_T . При этом перспективными могут оказаться технические решения, влияющие на снижение температуры РТ в цикле: охлаждение наддувочного воздуха, снижение степени сжатия, уменьшение "паразитных" объемов и т.д.

На режиме максимального крутящего момента определенный результат может быть достигнут также и за счет оптимизации условий смесеобразования и подбора оптимального угла опережения Θ , позволяющих снизить коэффициент несвоевременности сгорания $\delta_{нс}$.

За счет уменьшения роста коэффициентов δ_w , δ_T и $\delta_{нс}$ можно решить задачу ограничения темпа падения индикаторного КПД η_i при снижении частоты вращения n .

Применительно к поставленному нами вопросу о том, на каком из режимов проводить настройку смесеобразования, следует обратить внимание на особенность коррекционной ветви, заключающуюся в относительно невысоком значении коэффициента несвоевременности ввода теплоты $\delta_{нс}$, которое начинает существенно возрастать при приближении к режиму максимального крутящего момента, в основном за счет обогащения топливоздушную смеси и соответствующего уменьшения избытка окислителя.

В общем случае коэффициент несвоевременности сгорания $\delta_{нс}$ определяется продолжительностью развития по углу поворота кривошипа процессов подачи, прогрева, испарения, распределения по окислителю и выгорания топлива, т.е. всего того, что объясняется термином "смесеобразование и сгорание", а также развитием процесса сгорания топлива по отношению к положению поршня в ВМТ. Отмеченный рост коэффициента несвоевременности сгорания на частоте вращения режима максимального крутящего момента свидетельствует о том, что на данном режиме при невысоком избытке окислителя происходит ухудшение условий смесеобразования, а также, что процесс выделения теплоты не скорректирован по отношению к ВМТ в связи с отсутствием регулирования угла начала впрыскивания топлива и его настройки на режим номинальной мощности. На остальных режимах не оптимальность условий смесеобразования компенсируется высоким избытком окислителя.

Таким образом, для дизеля с большим коэффициентом запаса крутящего момента, если не идти на усложнение топливной аппаратуры, необходимо доводку рабочего процесса (в том числе "настройку" смесеобразования) проводить на режиме максимального крутящего момента, а не номинального, как это обычно делается в ДВС с небольшим запасом крутящего момента.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Файнлейб Б.Н., Бараев В.И. Исследование оптимальных условий развития топливного факела в быстроходном дизеле при различных камерах сгорания // Тр. ЦНИТА. - 1973.-Вып.56. - С.11-17.
2. Файнлейб Б.Н., Бараев В.И. Требования к интенсификации впрыска топлива при наддуве автотракторных дизелей // Двигателестроение.- 1981. - №5. - С.6-7.
3. Отработка и исследование рабочего процесса дизеля постоянной мощности размерностью 13/14: Отчет о НИР. - Алт. политехн.ин-т; Руководитель Д.Д. Матиевский. - №ГР 01890044819. - Барнаул, 1989. - 99 с.
4. Матиевский Д.Д. Метод анализа индикаторного КПД рабочего цикла двигателя // Двигателестроение. - 1984. - № 6. - С.7-11.