

КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА ДРОССЕЛИРОВАНИЯ В ДВУХКАМЕРНОМ ДИЗЕЛЬНОМ ДВИГАТЕЛЕ

Кандидат техн. наук, доцент **Вохмин Д.М.**
(Тюменский индустриальный университет)

QUANTITATIVE EVALUATION OF THROTTLING IN A TWO-CHAMBER DIESEL ENGINE

D.M. Vokhmin, Ph.D. (Tech.), Associate Professor
(Industrial University of Tyumen)

Техническая эксплуатация, топливная система, дросселирующее сечение, дизельный двигатель, коэффициент избытка воздуха, автомобильный транспорт.

Technical operation, fuel system, throttling section, diesel engine, excess air ratio, road transport.

Рассматривается влияние диаметра соединительного канала на количество свежего заряда, перетекающего из основного в дополнительный объем, на такте сжатия, в двухкамерном дизельном двигателе. В зависимости от режима работы двигателя транспортного средства, количество перетекающего воздуха, при межкамерном перетоке, учитывающее наличие дросселирования, позволяет определить состав топливо-воздушной смеси в основной и дополнительной камерах сгорания дизельного двигателя. Полученные результаты создают возможность подбора оптимального состава смеси путём корректирования количества подаваемого топлива.

The article deals with the analysis of the influence of the diameter of the connecting channel on the amount of fresh charge flowing from the main to the additional volume, at the compression stroke, in a two-chamber diesel engine. Depending on the mode of operation of the vehicle engine, the amount of flowing air in the inter-chamber flow, taking into account the presence of throttling, allows you to determine the composition of the fuel-air mixture in the main and additional combustion chambers of the diesel engine. Due to the results obtained, it is possible to select the optimal composition of the mixture by adjusting the amount of fuel supplied.

Введение

Эксплуатация автомобильного транспорта, оснащенного вихрекамерными и предкамерными дизельными двигателями, сопряжена с различными режимами работы [1]. Экономичность автомобилей, оснащенных такими двигателями, ниже, чем автомобилей с двигателями с объемным смесеобразованием [2]. Одна из причин более низкой экономичности это неопределенность в распределении топлива между объемами основной и дополнительной камерами сгорания.

Проблема, решение которой, позволило бы решить неопределенность воспроизводимости в последовательных рабочих циклах состоит в определении состава смеси на момент воспламенения на различных скоростных режимах работы двигателя, в зависимости от условий эксплуатации транспортного средства [3, 4]. Суть проблемы заключается в неопределенности количества воздуха перетекающего из основной камеры сгорания в дополнительную при наличии дросселирования. Величина дросселирования определяется диаметром соединительного канала между основной и дополнительной камерами.

Наряду с изменением количества воздуха дросселирование влечёт за собой перепад давлений между камерами и при его значительной величине снижение степени сжатия в дополнительном объеме. В то же время умеренное дросселирование повышает энергетические параметры дополнительной камеры при обратном перетекании в процессе сгорания.

Весь комплекс неопределённостей и допущений в процессе проектирования подобных систем призваны решить данные исследования.

Моделирование весового значения заряда в дополнительной камере при дросселировании соединительного канала

При работе на такте сжатия в вихрекамерном или предкамерном дизельном двигателе происходит перетекание рабочего тела между основной и дополнительной камерами [5].

Для любой точки x индикаторной диаграммы значение температуры T_x :

$$T_x = T_a \times \left(\frac{P_x}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (1)$$

где P_x – давление в произвольный момент такта сжатия;

k – показатель адиабаты;

T_a – температура на впуске;

P_a – давление на впуске.

Используя зависимость температуры и давления:

$$dT = \frac{k-1}{k} \times \frac{T_a}{P_a^{\frac{k-1}{k}} \times P_x^{\frac{1}{k}}} \times dP. \quad (2)$$

Принимаем следующие условия $P = P_a$ и $G = G_{1a}$, где G_{1a} – количество заряда в форкамере на момент начала сжатия.

Давление P_x в любой момент такта сжатия в форкамере:

$$P_x = \left(\frac{G_x}{G_{1a}} \right)^k, \quad (3)$$

где G_{1a} – количество заряда в форкамере на момент начала сжатия;

G_x – количество заряда в форкамере в произвольный момент сжатия.

Учитывая, что

$$G_x = G_{1a} + \Delta G_x, \quad (4)$$

получим

$$P_x = P_a \times \left(1 + \frac{\Delta G_x}{G_{1a}} \right)^k. \quad (5)$$

Дифференциальное выражение можно выразить следующим образом:

$$P_x^{\frac{1}{k}} = P_a^{\frac{1}{k}} \times \left(1 + \frac{\Delta G}{G_{1a}} \right), \quad (6)$$

на основании условий $P = P_a$ и $G = G_{1a}$:

$$G_{1a} \times P_x^{\frac{1}{k}} = P_a^{\frac{1}{k}} \times G_{1a} + P_a^{\frac{1}{k}} \times \Delta G_x. \quad (7)$$

В любой момент такта сжатия величина заряда в дополнительной камере:

$$\Delta G_x = \frac{G_{1a} \left(P_x^{\frac{1}{k}} - P_a^{\frac{1}{k}} \right)}{P_a^{\frac{1}{k}}}, \quad (8)$$

учитывая, что

$$P_x^{\frac{1}{k}} = P_a^{\frac{1}{k}} \times \left(\frac{P_a^{\frac{1}{k}} \times \varepsilon_x - P_x^{\frac{1}{k}} \times a}{P_a^{\frac{1}{k}} (1-a)} \right), \quad (9)$$

где a – объем дополнительной камеры;

ε_x – текущая величина степени сжатия;

$P_x^{\frac{1}{k}}$ – величина текущего давления в основной камере сгорания.

Получим

$$\Delta G_x = G_{1a} \times \left[\left(\frac{P_a^{\frac{1}{k}} \times \varepsilon_x - P_x^{\frac{1}{k}} \times a}{P_a^{\frac{1}{k}} (1-a)} \right) - 1 \right]. \quad (10)$$

В уравнении (10) $\frac{P_a^{\frac{1}{k}} \times \varepsilon_x - P_x^{\frac{1}{k}} \times a}{P_a^{\frac{1}{k}} (1-a)}$ данное выражение

определяет значение переменности степени сжатия в любой точке x индикаторной диаграммы с учетом дросселирования.

Выражение на основании распределения объемов рисунок.

$$\frac{P_a^{\frac{1}{k}} \times \varepsilon_x - P_x^{\frac{1}{k}} \times a}{P_a^{\frac{1}{k}} (1-a)} = \frac{P_x^{\frac{1}{k}}}{P_a^{\frac{1}{k}}} = \left(\frac{P_x}{P_a} \right)^{\frac{1}{k}} = \frac{V_a}{V_x} = f(\varepsilon_x), \quad (11)$$

где V_a – полный объем цилиндра;
 V_x – текущее значение объема цилиндра.

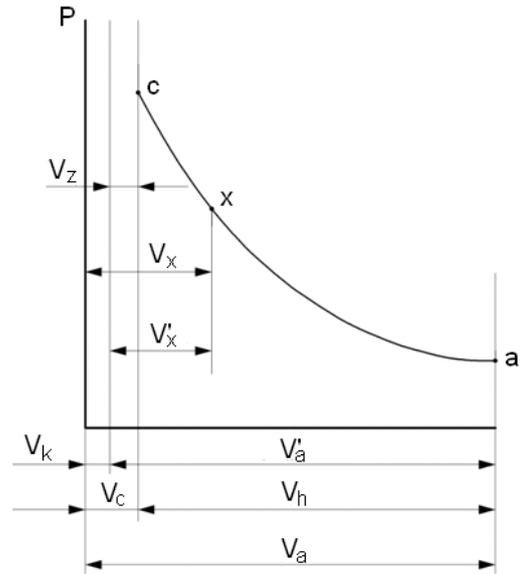


Рис. Обозначение объемов при перераспределении материального баланса на такте сжатия: V_a – полный объем цилиндра; V'_a – рабочий объем цилиндра; V_c – полный объем камеры сгорания; V_k – объем дополнительной камеры сгорания; V_z – объем основной камеры сгорания; V_x – текущее значение объема цилиндра; V'_x – величина текущего объема цилиндра без учета дополнительной камеры сгорания; V_x – текущее значение объема цилиндра

В любой точке x индикаторной диаграммы с учетом дросселирования данное выражение преобразуется из уравнения адиабаты:

$$P_x \times V_x^k = P_a \times V_a^k, \quad (12)$$

соответственно

$$\left(\frac{P_x}{P_a} \right)^{\frac{1}{k}} = \frac{V_a}{V_x} = \frac{P_a^{\frac{1}{k}} \times \varepsilon_x - P_x^{\frac{1}{k}} \times a}{P_a^{\frac{1}{k}} (1-a)} = f(\varepsilon_x). \quad (13)$$

V_x – значение, составляющее совокупность объемов от произвольной точки сжатия x до конечной точки сжатия и объема камеры сгорания V_c :

$$V_x = V_c + V_h \times \frac{1}{2} \times \left(1 - \cos \delta + \frac{1}{2} \times \lambda \times \sin^2 \delta \right), \quad (14)$$

в компактной форме

$$V_x = V_c + V_h \times f(\delta), \quad (15)$$

через функцию переменной степени сжатия

$$V_x = \frac{V_a}{f(\varepsilon_x)} + V_h \times f(\delta), \quad (16)$$

где $f(\delta) = \frac{1}{2} \times \left(1 - \cos \delta + \frac{1}{2} \times \lambda \times \sin^2 \delta \right)$;

$$\lambda = \frac{r}{l}; \quad r - \text{радиус кривошипа}; \quad l - \text{длина ша-}$$

туна;

δ – угол, определяющий положение поршня в момент сжатия x .

Произведя замену значений уравнения (15) в уравнение (9) имеем:

$$f(\varepsilon_x) = \frac{f(\varepsilon_x)}{(f(\varepsilon_x)-1) \times f(\delta)+1}, \quad (17)$$

произведя замену значений уравнения (10) имеем:

$$\Delta G_x = G_{1a} \times \left[\frac{f(\varepsilon_x)}{(f(\varepsilon_x)-1) \times f(\delta)+1} - 1 \right]. \quad (18)$$

Преобразуя выражение, получим G_{1a} :

$$G_{1a} = G_\Sigma - G_{2a} = \frac{a}{f(\varepsilon_x)} \times G_\Sigma, \quad (19)$$

преобразуя уравнение (19), имеем:

$$\Delta G_x = \frac{a}{f(\varepsilon_x)} \times \left[\frac{f(\varepsilon_x)}{(f(\varepsilon_x)-1) \times f(\delta)+1} - 1 \right] \times G_\Sigma. \quad (20)$$

На основании значений часового расхода воздуха, определяется его вес при перераспределении в дополнительный объем:

$$\Delta G_x = G_v \times \frac{a}{f(\varepsilon_x)} \times \left[\frac{f(\varepsilon_x)}{(f(\varepsilon_x)-1) \times f(\delta)+1} - 1 \right]. \quad (22)$$

Компактный вид выражения (22) можно записать введя B - коэффициент, учитывающий повышение давление в основной камере сгорания при известной величине дросселирования:

$$\Delta G_x = \frac{a}{B \times \varepsilon_x} \times \left[\frac{B \times \varepsilon_x}{(B \times \varepsilon_x - 1) \times f(\delta)+1} - 1 \right] \times G_\Sigma. \quad (23)$$

где ε_x - текущая величина степени сжатия.

В таблице 1 представлены расчетные значения коэффициента дросселирования B в функции значения величины соединительного канала и значения объемов дополнительной камеры.

Таблица 1.

Влияние объема дополнительной камеры a и диаметра соединительного канала d_k на повышение давления в основной камере сгорания

Относительный объем дополнительной камеры $a = V_k/V_c$	Наименьший диаметр соединительного канала d_k , мм	Перепад давления ΔP МПа	Величина снижения степени сжатия в дополнительной камере $\Delta \varepsilon$	Коэффициент, влияющий на повышение давления в основной камере B
0,1	2	0,065	0,6	0,925
	3	0,021	0,2	0,975
	4	0,007	0,05	0,993
	5	0	0	1
	6	0	0	1
0,2	2	0,15	1	0,875
	3	0,075	0,5	0,973
	4	0,028	0,1	0,987
	5	0,009	0,03	0,996
	6	0	0	1
0,3	2	0,35	2,5	0,688
	3	0,188	1,1	0,863
	4	0,1	0,6	0,925
	5	0,035	0,2	0,975
	6	0,01	0,08	0,998

Кроме того представлена соответствующая степень повышения давления в основной камере при повышении степени сжатия.

Результаты

Экспериментальные исследования проводятся с целью получения фактического материала для выявления некоторых тенденций и закономерностей работы двигателя [8] по разработанной схеме.

В качестве объекта для подтверждения теоретических исследований использовался двигатель УД-15, характеристики которого представлены в таблице 2.

Таблица 2.

Техническая характеристика двигателя

Параметр	Значение
Количество цилиндров	1
Тактность	4
Частота вращения коленчатого вала	3000 мин ⁻¹
Диаметр цилиндра	72 мм
Ход поршня	60 мм
Исходная степень сжатия в однокамерном исполнении	6
Рабочий объем	245 см ³
Охлаждение	воздушное

Эксперименты осуществлялись с применением опытной составной головки цилиндров с использованием дополнительной камеры с изменяемым объемом с $a = 0,3$ до $a = 0,15$ от объема основной камеры сгорания. Степень сжатия предварительно повышенная до 8 единиц изменялась при использовании дополнительной камеры от 6,3 до 6,8 соответственно.

Также вместо карбюратора двигатель дооборудован топливным насосом высокого давления, привод которого осуществлялся через шестеренчатый привод.

Одной из целей исследований ставилось отыскание путей расширения использования топливных ресурсов. Опыты показали возможность применения различных топлив, таких как бензин, с октановым числом до 80, дизельное топливо и авиационный керосин, на которых проводились сравнительные эксперименты.

Результаты дают основание говорить о том, что двигатель, несмотря на неоптимальные показатели степени сжатия и наполнения, приобрел прогнозируемую многотопливность и удовлетворительно работает на названных сортах топлива [6, 7].

Благодаря двухкамерному исполнению [9, 10, 11, 12], удается повысить экономичность используя качественный способ изменения мощности и снижение чувствительности к детонации с применением факельного сжигания смеси.

Заключение

Математическое моделирование весового значения заряда в дополнительной камере при дросселировании соединительного канала дает возможность определять величину заряда, перемещаемого в дополнительную камеру, что при наличии данных о количестве подаваемого топлива позволяет найти оптимальную для воспламенения (по α) точку на линии сжатия, а также управлять этим показателем в пределах оптимальных значений.

Такая возможность позволяет снизить расход топлива при эксплуатации транспортных средств, оснащенных дизельными двигателями и оптимизировать процесс сгорания для оптимизации токсических выбросов.

Литература

1. Вохмин Д.М. Анализ параметров энергии смеси образования в двигателях внутреннего сгорания поршневого типа // Научное обозрение. – 2016. – № 18. – С. 60-65.
2. Вохмин Д.М., Ильиных В.Д. Модель формирования ресурса распылителей форсунок двигателей 740.31-240 автомобилей КАМАЗ-53215 с учетом средней технической скорости эксплуатации // Научно-технический вестник Поволжья. – 2015. – № 3. – С. 116-118.
3. Захаров Н. С., Магарил Е. Р., Тюлькин В. А. Обоснование наиболее экономичного и быстро осуществимого пути улучшения экологических и эксплуатационных характеристик автопарка // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2005. – № 4. – С. 105-110.
4. Козин Е. С., Базанов А. В. Электронные системы управления двигателем и системы безопасности автомобиля – Тюмень, – 2017. – 130 с.
5. Шаруха А. В. Обоснование применения тепловых труб в системе утилизации тепла СДМ // Материалы региональной научно-практической конференции. В сборнике: Нефть и газ. Новые технологии в системах транспорта – 2004. – С. 133-134.
6. Штайн Г. В., Панфилов А.А. Топливная экономичность дизелей с системой Adblue-Bluetec // Научное обозрение. – 2016. – № 1. – С. 115-118.
7. Congbiao Sui, Enzhe Song, Douwe Stapersma, Yu Ding Mean value modelling of diesel engine combustion based on parameterized finite stage cylinder process // Ocean Eng., – 136 (15) (2017), – pp. 218-232.
8. Y. Jin, M. Olhofer, B. Sendhoff, Dynamic weighted aggregation for evolutionary multi-objective optimization: why does it work and how? in: Proc. Genet. Evol. Comput. Conf., – San Francisco, – CA, – USA, – 2001, – pp. 1042-1049.
9. Sangki Park, Youngkun Kim, Seungchul Woo, Kihyung Lee Optimization and calibration strategy using design of experiment for a diesel engine Appl. Therm. Eng., – 31 (2017) – pp. 244-259.
10. Vaibhav R. Wakode, Amarsingh B. Kanase-Patil Regression analysis and optimization of diesel engine performance for change in fuel injection pressure and compression ratio. Appl. Therm. Eng., – 113 (2017), – pp. 322-333.
11. Vokhmin D. M. Optimization of mixing energy in two-chamber engines // Research Journal of Pharmaceutical, Biological and Chemical Sciences. – 2016. – Т. 7. – № 5. – P. 928-938.
12. Zurek, J., Jankowski, A., Experimental and Numerical Modelling of Combustion Process of Liquid Fuels under Laminar Conditions, Journal of KONES, – Vol. 21, – No. 3, – pp. 309-316, – 2014.

Сведения об авторе:

Вохмин Дмитрий Михайлович, доцент кафедры «Сервис автомобилей и технологических машин», Институт транспорта, Тюменский индустриальный университет. 625000, Тюменская область, г. Тюмень, ул. Володарского, 38,
Тел.: раб. 83452539559, моб. 89129240463,
e-mail: wokhmin@gmail.com.