

мерении ИД величина p_s была достоверно определена, то необходимость в первом этапе отпадает.

Далее анализируется участок ИД от начала закрытия впускных органов до начала видимого сгорания ИД. Этот участок оптимизации имеет самую высокую размерность – три параметра. Для программной реализации метода для второго участка был выбран алгоритм покоординатного спуска.

Расчет, начинаемый с предположения, что ВМТ определен при измерениях корректно, затем повторяется при смещении ИД вправо или влево относительно положения, полученного с помощью отметчика. Корректным положением ВМТ считается вариант, обеспечивающий минимальное значение функционала по результатам 2-го этапа оптимизации.

Таким образом, к моменту начала анализа участка сгорания (3-й этап) найдены значения пяти из восьми варьируемых параметров. Третий этап оптимизации предполагает нахождение двух величин: цикловой подачи топлива V_c и угла опережения впрыска $\phi_{опг}$. При этом критерий качества определяется только для участка ИД, соответствующего первым фазам сгорания. Опыт идентификации технического состояния ИД показывает, что расхождение расчетной и действительной диаграмм на последующем участке – догорание и расширение обусловлено, как правило, искажением ИД из-за дросселирования в ИК. Поэтому на заключительном (4-м) этапе оптимизации в ходе итерационных расчетов определяется величина узкого сечения ИК по методике, изложенной выше.

Заключение. Практическая реализация представленного метода, выполненная для двух типов двигателей: 4Ч9/12,5 и 16ЧН26/26, подтвердила его преимущества в сравнении с другими методами диагностического анализа ИД. Эти преимущества заключаются в следующем:

- точное расчетное определение положения ВМТ не требующее специального датчика (отметчика);
- количественная оценка основных неисправностей и разрегулировок дизеля;
- возможность анализа ИД, полученных при дросселировании газа в зауженном сечении ИК.

Необходимо отметить, что перечень возможных дефектов и степень достоверности их количественного определения во многом определяется уровнем математических моделей. По мере развития метода эти характеристики могут быть улучшены.

Литература:

1. Симсон А.Э, Хомич А.З., Куриц А.А. Двигатели внутреннего сгорания (тепловозные дизели и газотурбинные установки). Учебник.-М.:Транспорт, 1980.–384 с.
2. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях.- Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980.-169 с.
3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

ГРАДИЕНТНАЯ ТЕПЛОМЕТРИЯ В ДВС: ВОЗМОЖНОСТИ И ПЕРСПЕКТИВЫ

Митяков А.В., Митяков В.Ю., Сапожников С.З.

(Санкт-Петербургский государственный политехнический университет)

В цилиндрах и камерах сгорания современных ДВС плотность теплового пото-

ка достигает 10^6 Вт/м² и более, она заметно меняется в течение цикла и неравномерна по поверхности теплообмена. Для оценки теплового состояния деталей ДВС необходимо располагать не только средними, но и местными значениями плотности теплового потока как функциями угла поворота коленчатого вала [1].

До настоящего времени прямые измерения плотности теплового потока на поверхностях, ограничивающих объем газа или рабочей смеси в цилиндре, не проводились. В то же время интерес к теплотметрии в этих условиях растет, и тепловой поток определяют «полурасчетным» путем: проводят термометрию с помощью малоинерционных термопар, а затем используют одно из решений задачи теплопроводности, априорно задавая краевые условия.

Сошлемся на современную работу [2], посвященную определению тепловых потоков на днище поршня в бензиновом двигателе с самовоспламенением однородной топливной смеси (Homogeneous Charge Compression Ignition = HCCI). Измерительным преобразователем служит коаксиальная (диаметром 1,52 мм) термопара железо-константан; рабочий спай сформирован фольгой толщиной 1...2 мкм, что обеспечивает постоянную времени порядка 10^{-6} с. Расчетная погрешность термометрии, по данным авторов, не превышают 2%. Одна группа термопар измеряла температуру на днище поршня, другая заделывалась на глубине $\delta=4$ мм, чтобы оценить стационарную составляющую плотности теплового потока.

Температура на поверхности определялась как

$$T(\tau) = T_m + \sum_{n=1}^N A_n \cos(n\omega\tau) + B_n \sin(n\omega\tau), \quad (1)$$

а плотность теплового потока суммировалась из стационарной и динамической составляющих:

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(T_m - T_l) + \lambda \sum_{n=1}^N \Phi_n [(A_n + B_n) \cos(n\omega\tau) - (A_n - B_n) \sin(n\omega\tau)]; \quad (2)$$

здесь T_m, T_l – средние температуры на глубине δ и на днище поршня, соответственно;

τ – текущее время;

λ – теплопроводность материала поршня;

Φ_n, A_n, B_n – функции, определяемые быстрым преобразованием Фурье;

ω – частота вращения коленчатого вала;

N – число членов ряда, подлежащих суммированию;

n – номер члена ряда.

В результате при $N = 40$ (авторы считают, что этого числа членов достаточно для разрешения в $0,5^\circ$ угла поворота коленчатого вала γ) получена зависимость $q(\gamma)$. Максимум на кривой сдвинут вправо от верхней мертвой точки, что, на наш взгляд, физически спорно – или, как минимум, требует детального обоснования.

На примере этой тщательно выполненной работы видно, что «полурасчетный» подход себя практически исчерпал, а к прямой теплотметрии у исследователей нет даже стремления – что извиняется отсутствием датчиков с требуемыми характеристиками.

В Санкт-Петербургском государственном политехническом университете с 1996 г. успешно развивается методика теплотметрии, основанная на использовании градиентных датчиков теплового потока (ГДТП) [3]. ГДТП представляет собой батарею последовательно соединенных анизотропных термоэлементов, располагаемую на поверхности теплообмена (рис. 1). Когда через пластину проходит тепловой поток плотностью q , в направлении, перпендикулярном вектору потока, воз-

никает термоЭДС $E_{\perp}$ (поперечный эффект Зеебека). Величину $E_{\perp}$ определяет градиент температуры в сечении датчика (отсюда его название); согласно гипотезе Фурье такой сигнал пропорционален плотности теплового потока.

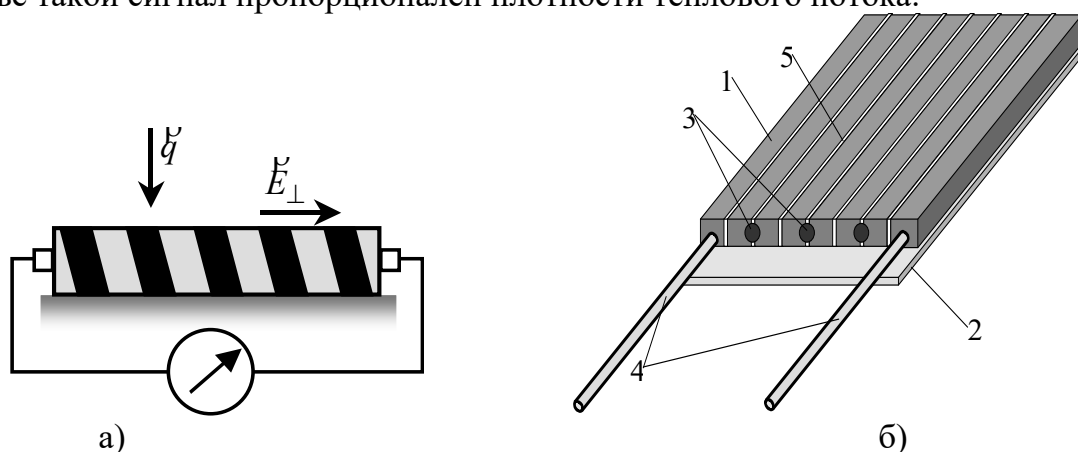


Рис. 1. Схема (а) и конструкция (б) ГДТП: 1 – анизотропный термоэлемент; 2 – подложка из слюды; 3 – спай висмута; 4 – токовыводы; 5 – лавсановые прокладки

ТермоЭДС датчика $E_{\perp}$ связана с плотностью теплового потока q и площадью ГДТП в плане F линейно:

$$E_{\perp} = S_0 q F \quad (3)$$

где S_0 – вольт-ваттная чувствительность ГДТП, мало зависящая от температуры.

ГДТП, используемые в наших опытах, выполнены на основе монокристаллического висмута. Они работоспособны вплоть до точки плавления (271°C), что существенно и непреодолимо ограничивает их применимость для исследования высокотемпературных процессов. Вольт-ваттная чувствительность ГДТП меняется в пределах $5 \dots 20$ мВ/Вт, омическое сопротивление связано с размерами датчика и обычно не превышает 10 Ом; это позволяет использовать для усиления и регистрации сигнала тракт (аналоговый или цифровой), применяемый в комплекте с термопарами. Градуировка ГДТП – абсолютная, с погрешностью не более 1% .

Постоянная времени ГДТП аномально низкая; она имеет порядок $10^{-8} \dots 10^{-9}$ с (сигнал генерирует лишь поверхностный «горячий» слой). Такие датчики практически безынерционны даже при исследовании процессов в быстроходных ДВС.

Применение ГДТП позволило исследовать нестационарную теплоотдачу от газа к поверхности камеры сгорания в четырехтактном дизельном двигателе Indenor XL4D производства концерна PSA Peugeot Citroën. Основные характеристики двигателя: вихрекамерный, степень сжатия 23, максимальная мощность 35 кВт при 5000 об/мин, максимальный крутящий момент $84,3$ Н·м при 2500 об/мин.

Препарировка двигателя сводилась к минимуму, ГДТП размещали на огневой поверхности камеры сгорания так, чтобы сделать вывод проводов наиболее удобным. Сходным путем можно измерить местные значения плотности теплового потока в других зонах огневой поверхности, где средняя за цикл температура не превышает пределов термостойкости ГДТП.

Для измерения местной плотности теплового потока на огневой поверхности крышки блока цилиндров 2 (рис. 2) применялся ГДТП 1 чувствительностью $8,4$ мВ/Вт и размерами $4 \times 7 \times 0,2$ мм. ТермоЭДС измеряли светолучевым осциллографом Н-145. Кроме того, на осциллограмме регистрировали отметки времени (50 Гц) и отметки верхней мертвой точки (ВМТ). После установки на головку блока цилиндров ГДТП 1 был отградуирован по специально разработанной методике [4].

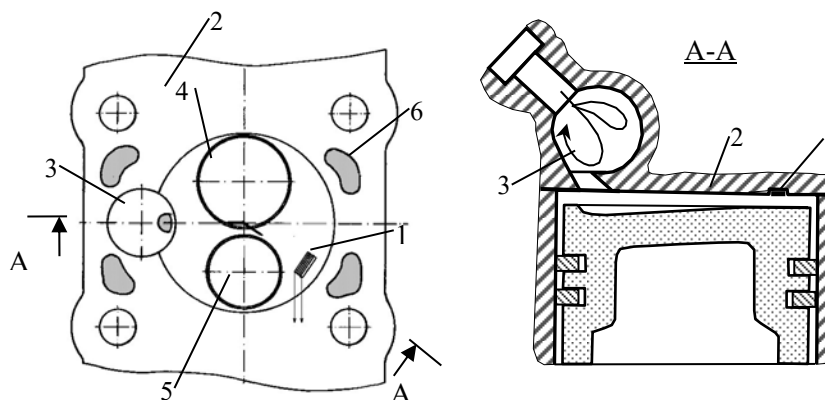


Рис. 2. Место установки ГДТП на поверхности крышки блока цилиндров:
1 – ГДТП; 2 – крышка блока цилиндров; 3 – вихревая камера; 4 – впускной клапан;
5 – выпускной клапан; 6 – каналы системы охлаждения

В первой серии опытов коленчатый вал прокручивали без подачи топлива (на частотах 250 и 870 об/мин), во второй топливо подавалось по штатной схеме, а частоты составляли 900 и 1320 об/мин.

Кривые $q(\gamma)$, где γ – угол поворота коленчатого вала, представлены на рис. 3. Как видим, максимум плотности теплового потока приходится на ВМТ.

Как следует из термодинамического анализа цикла ДВС, наиболее экономично сжигать топливо как можно ближе к ВМТ [5], однако практически во всех работах по теплотрии в ДВС [6,7 и др.] приводятся зависимости, на которых максимум плотности потока «отстает» от ВМТ. Это вызвано, по нашему мнению тем, что изменение температуры стенок камеры сгорания (и, следовательно, термопар) обычно отстает от изменения температуры газа, что вносит фазовую ошибку в рассчитанный по данным теплотрии тепловой поток.

В наших опытах наблюдалось также различие в амплитуде колебаний теплового потока в соседних циклах, на что ранее обращали внимание и другие экспериментаторы. Это может быть вызвано как неравномерностью в движении заряда, так и неравномерностью топливоподачи от цикла к циклу, которая, например, для топливного насоса фирмы Bosch составляет около 10% [8].

В момент открытия выпускного клапана на кривой наблюдается уменьшение плотности теплового потока. Видны также моменты открытия выпускного клапана и впрыска топлива. В точке перекрытия клапанов (вблизи ВМТ) плотность теплового потока меняется примерно на 2 кВт/м², что, возможно, связано с теплообменом при продувке цилиндра.

При прокручивании без топливоподачи плотность местного теплового потока нарастает от нуля, достигает максимума в ВМТ, а затем убывает, что соответствует данным работ [6,7,9].

При сгорании топлива видны два максимума теплового потока, что характерно для двигателей с разделёнными камерами сгорания. Первый максимум достигается вблизи ВМТ, а второй – в 70°...80° от ВМТ. Теория и физические представления о таком процессе освещены в специальной литературе [5,10], однако экспериментального подтверждения «двойной максимум» до этих опытов не имел – в первую очередь полагаем из-за отсутствия у экспериментаторов быстродействующих ДТП.

Интересно, что на всех кривых тепловой поток сохраняет знак, что коррелирует с работой [6]. Это свидетельствует, что огневая поверхность в зоне измерения не успевает охладиться в течение такта всасывания. На других участках камеры сгорания и цилиндра возможен и знакопеременный (по тепловому потоку) режим [7].

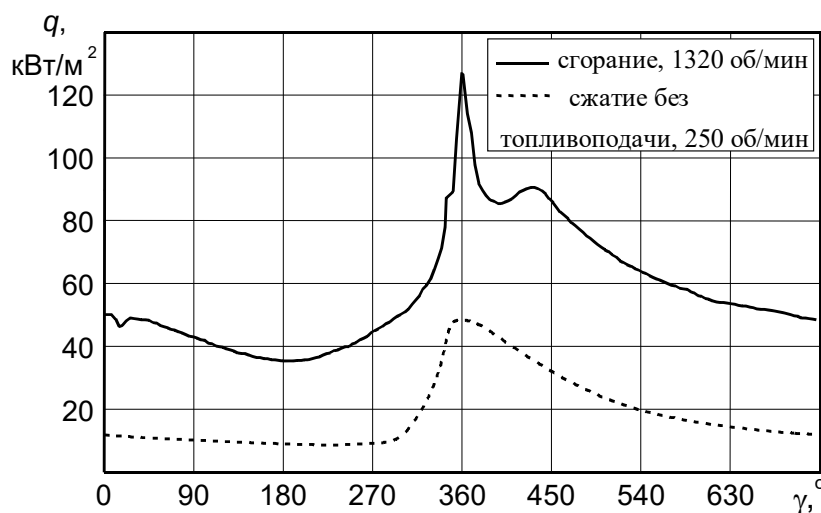


Рис. 3. Зависимость местной плотности теплового потока от угла поворота коленчатого вала

Предел термостойкости ГДТП из висмута, существенно ограничивает их возможности и заставляет искать новые материалы, в которых

наблюдается поперечный эффект Зеебека. Мировой опыт в этой области неутешителен [3], но в 2007 г. авторам удалось создать ГДТП на основе искусственно созданного ими слоистого композита, включающего сплавы никеля различного состава. Температурный предел измерений превысил 1000°C . А вольт-ваттная чувствительность составила 80 мкВ/Вт (что, с учетом возможностей аналого-цифрового тракта позволяет рекомендовать их для теплотометрии практически любых ДВС).

Новые ГДТП менее трудоемки в изготовлении, поскольку представляют, по сути, одиночные термоэлементы произвольных размеров и формы, а поэтому не требуют соединения в батарею, использования прокладок, подложек и т.п. Кроме того, их толщину можно довести до $0,1\text{ мм}$ и менее (ГДТП из висмута не удастся сделать тоньше $0,2\text{ мм}$); эффективная теплопроводность их в $2...3$ раза выше, чем у ГДТП из висмута, а термическое сопротивление на порядок ниже.

Сказанное позволяет надеяться, что градиентная теплотометрия в ДВС получит дальнейшее развитие и даст интересные результаты.

Литература:

1. Кавтарадзе, Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях [Текст]: учеб. пособие / Р.З. Кавтарадзе; М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 592 с.
2. Chang, J., Fillipi, Z., Assanis, D., Kuo, T.-W., Najt, P., Rask, R. Characterizing the thermal sensitivity of gasoline homogeneous charge compression ignition engine measurements of instantaneous wall temperature and heat flux. Int.J.Engine.Res. Vol.6. 2005. p. 289–309.
3. Сапожников, С.З. Градиентные датчики теплового потока в теплотехническом эксперименте [Текст]: моногр. / С.З. Сапожников, В.Ю. Митяков, А.В. Митяков. СПб.: СПбГПУ, 2007. 203 с.
4. Митяков, А.В. Градиентные датчики теплового потока в нестационарной теплотометрии [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 01.04.14 / А.В. Митяков. СПб, 2000. 134 с.
5. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина. М.: Машиностроение, 1971. 400 с.
6. Wimmer, A., Pivec, R., Sams, T. Heat Transfer to the Combustion Chamber and Port Walls of IC Engines – Measurements and Prediction. SAE paper 2000-01-

0568, 2000.

7. Розенблит, Г.Б. Теплопередача в дизелях [Текст] / Г.Б. Розенблит. М.: Машиностроение, 1977. 216 с.
8. Топливораспределительный насос типа VE [Текст]: Техническое описание. BOSCH GmbH, 1981. 68 с.
9. Петриченко, Р.М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания [Текст]: учеб. пособие / Р.М. Петриченко; Л. 1983. 244 с.
10. Костин, А.К. Работа дизелей в условиях эксплуатации [Текст]: справ. / А.К. Костин, Б.П. Пугачев, Ю.Ю. Кочинев; Ред.: А.К. Костин; Л.: Машиностроение, 1989. 284 с.

ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ АВТОТРАКТОРНЫХ И КОМБАЙНОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Габитов И.И., Неговора А.В.

(Башкирский государственный аграрный университет, сектор №19 ГОСНИТИ)

Технический сервис – это комплекс услуг по эффективному использованию машин и оборудования в определенной сфере производства и поддержанию их в работоспособном состоянии. Как правило, технический сервис включает в себя изучение конъюнктуры рынка предоставляемых услуг и используемых машин, предпродажную подготовку и продажу, гарантийное и послегарантийное обслуживание, обеспечение запасными частями и другими материалами, представление услуг технического обслуживания и ремонта, обучение и консультирование по вопросам правильной эксплуатации. В связи с этим, развитие технического сервиса топливной аппаратуры (ТА) является производной от наличного модельного состава, насыщенности, степени использования и территориального размещения парка дизельных машин и др.

Эффективность технического сервиса в значительной мере определяется качеством проведения технического обслуживания (ТО) и ремонта, реализацией запасных частей и услуг. Как правило, владелец дорогой и высокопроизводительной техники готов оплатить дорогостоящие услуги, требуя при этом быстрый и качественный ремонт и техобслуживание.

В период с 1990 по 2000 гг. кризисные явления в экономике страны подвергли разрушительным воздействиям систему ТО и ремонта в сфере агропромышленного комплекса (АПК). В АПК произошло значительное сокращение парка машин отечественного производства, во многих регионах в значительных количествах были приобретены зарубежные тракторы и комбайны, увеличился импорт и другой дизельной автотранспортной техники в Россию. Кроме этого, некоторые производители отечественных двигателей начали комплектовать свои дизели зарубежными топливоподающими системами: дизели КамАЗ-740.30-260 с рядным топливным насосом высокого давления (ТНВД) типа Р фирмы Bosch, ЗМЗ-514.10 с распределительным ТНВД типа VE фирмы Bosch и др. В настоящее время для выполнения современных требований по экономическим и экологическим показателям расширяется применение в дизелях электронного управления топливоподачей. По оценке фирмы R.Bosch в производстве топливной аппаратуры удельный вес новых топливных систем возрастет с 35% в 2004 г до 60% в 2014 г. (рис.1).