

При высоких значениях частоты вращения коленчатого вала (рис. 3, б) пульсации скорости потока более сглажены. Примечательно, что после закрытия выпускного клапана скорость потока воздуха не становится равной нулю и наблюдаются некоторые флуктуации скорости. Схожий эффект наблюдался и для процесса впуска [1], где скорость потока воздуха после закрытия впускного клапана также не обращалась в нуль.

Путем обработки графиков изменения скорости потока за отдельный такт были получены зависимости местного объемного расхода V_2 через выпускной канал. На рис. 4 показаны опытные точки зависимости расхода воздуха V_2 от частоты вращения коленчатого вала n для различных постоянных избыточных давлений p_b перед клапаном, которые аппроксимированы линейными функциями.

В результате аппроксимации в условиях постоянного давления p_b проявились три режимных участка: I – участок увеличения расхода (от 600 до 1500 мин⁻¹); II – зона постоянного расхода (от 1500 до 2600 мин⁻¹); III – участок его спада (от 2600 мин⁻¹). Обнаруженное снижение расхода воздуха при высоких частотах вращения коленчатого вала, возможно, связано с образованием на этих режимах застойных зон в канале и соответствующим уменьшением проходного сечения. Следует отметить, что в реальном двигателе и при расчете в ДИЗЕЛЬ-РК расход газа через выпускные органы монотонно возрастает с увеличением частоты вращения. Такой непрерывный прирост, по-видимому, объясняется увеличением внутрициклового давления на выпуске, приводящего к снижению удельной работы.

В целом, можно сделать следующие выводы: наблюдаются значительные пульсации скорости потока воздуха в процессе выпуска, что наиболее ярко выражено при низких частотах вращения коленчатого вала. Расход воздуха через выпускной канал увеличивается с ростом давления в системе. При этом в условиях постоянного давления в цилиндре имеются режимы постоянного расхода (от 1500 до 2500 мин⁻¹), после которых происходит его снижение.

Таким образом, проведенное исследование позволило определить следующие направления совершенствования процесса выпуска: сглаживание пульсаций, что может привести к более полной очистке цилиндра от отработавших газов, и разработке как пассивных, так и активных методов, которые могут привести к увеличению расхода газа за процесс выпуска при высоких оборотах.

Литература

1. Экспериментальное исследование газодинамических процессов в системе впуска поршневого ДВС/ Б.П. Жилкин, Л.В. Плотников, С.А. Корж, И.Д. Ларионов// Двигателестроение. – 2009. – №1. – С. 24-27.

УЧЕТ ЛОКАЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУР КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ

Барченко Ф.Б. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

В настоящее время во всем мире проектирование и доводка ДВС не мыслится без проведения математического моделирования и компьютерной оптимизации. Расчет рабочего процесса в цилиндре ДВС является важной и сложной задачей. Термодинамические модели расчета рабочего процесса в ДВС не требуют мощностей суперкомпьютеров и все без исключения используют большое количество эмпирических и полуэмпирических формул для описания смесеобразования и сгорания. Набор таких математических моделей (ММ) весьма широк. Среди них сле-

дует особо выделить две модели: Хироюсу (Hiroyasu) [1-3] и Разлейцева [4]. Обе модели были разработаны независимо друг от друга в начале 80-ых годов 20-ого века. Модель Хироюсу за границей принята как негласный стандарт, и включена в профессиональные программы [5-7] GT-POWER (Gamma Technologies), AVL-BOOST (AVL), WAVE (Ricardo software). Однако, последние 10-15 лет в печати нет сообщений о дальнейшем развитии этой ММ. С конца 80-ых годов модель Н.Ф. Разлейцева продолжает свое развитие в руках Кулешова А.С. И в настоящее время претерпела ряд серьезных изменений. Большинство изменений ММ можно найти в трудах, опубликованных, как на русском [8, 9], так и на иностранном [10, 11] языках. Математическая модель цилиндра представляет собой открытую термодинамическую систему, обменивающуюся массой и энергией с окружающей средой. Модели впускной и выпускной систем двигателя используются для корректного описания наполнения и очистки рабочего цилиндра. Для расчета смесеобразования и сгорания используется ММ, разработанная Н.Ф. Разлейцевым. Струя топлива представлена зонной моделью, каждая из зон имеет свои параметры смесеобразования и сгорания. Данная ММ легла в основу программного комплекса Дизель-РК, разработанного Кулешовым А.С.

В данной работе описывается модель расчета теплового состояния деталей, образующих камеру сгорания (КС). Локальные температуры КС используются в модели Дизель-РК на следующих этапах расчета:

- при расчете скорости испарения топлива по уравнению:

$$\frac{ds_{ui}}{dt} = \left[1 - (1 - b_{ui} t_{ui})^{3/2} \right] \frac{s_{zi}}{t_{ui}},$$

где $K_{ui} = 4 \times 10^6 Nu_D D_p p_s / r_f$ - константа испарения;

$D_p = D_{po} (T_k / T_o) (p_o / p)$ - коэффициент диффузии;

i - номер зоны;

τ_{ui} - время нахождения (испарения) топлива в i -ой зоне;

σ_{zi} - доля топлива в i -ой зоне;

d_{32} - средний массовый диаметр капель (диаметр Заутера);

K_{ui} - константа испарения, является функцией характерной температуры T_k [8-11]:

$$T_k = \begin{cases} 550 & \text{if } T_{wi} \leq 400 \\ aT_{wi}^3 + bT_{wi}^2 + cT_{wi} + d & \text{if } 400 < T_{wi} < 700 \\ 700 & \text{if } 700 \leq T_{wi} \end{cases}$$

T_{wi} - локальная температура поверхности КС под данной зоной струи, величина коэффициентов a, b, c, d подбирается во время идентификации математической модели;

- при расчете скорости тепловыделения, по выражениям:

в период выгорания паров топлива: $dx/dt = f_0 P_0 + f_1 P_1$;

во время впрыска: $dx/dt = f_1 P_1 + f_2 P_2$;

после окончания впрыска: $dx/dt = f_3 A_3 K_T (1-x)(x_b a - x)$.

Подробное описание всех коэффициентов и способа их расчета можно найти в работах [8-11], здесь более интересно значение коэффициентов f_0, f_1, f_2 , которые являются функцией температуры и описываются выражением:

$$f = 1 - \frac{A_1}{x_b a - x} \left\{ r_V + \sum_{i=1}^{m_W} \left[300 r_{Wi} \exp\left(\frac{-16000}{2500 + T_{Wi}}\right) \right] \right\} \frac{dx}{dt};$$

где T_{Wi} – температура стенок в соответствующих зонах, остальные коэффициенты можно найти в работе [8].

- при расчете теплообмена рабочего тела со стенками камеры сгорания, по формуле Ньютона-Рихмана.

До сих пор в ММ программы Дизель-РК расчет температур стенок велся следующим образом (см. рис. 1). Для крышки цилиндра решалась одномерная задача теплопроводности для многослойной стенки, и определялась температура огневой поверхности крышки $T_{w.k}$. Температура поршня находилась по формуле [13]:

$$T_{w.n} = C \cdot T_{w.k}, \quad (1)$$

где $T_{w.n}$ – температура огневой поверхности поршня, К;
 C – коэффициент пропорциональности, см. таблицу 1;
 $T_{w.k}$ – температура огневой поверхности головки, К.

Таблица 1. Коэффициент пропорциональности в формуле (1)

Материал поршня	Материал крышки		
	Сталь	Чугун	Алюминий
Сталь	1,08	1,10	1,15
Чугун	1,035	1,08	1,13
Алюминий	0,83	0,85	1,08

Температура втулки цилиндра ($T_{w.в}$) задавалась в явном виде, на основе экспериментальных данных или исходя из опыта исследователя. На рис. 2 представлена предлагаемая математическая модель расчета теплового состояния КС.

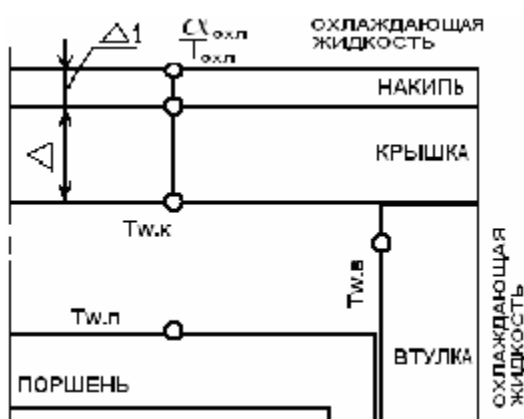


Рис. 1. Расчетная схема температур КС в программе Дизель-РК.

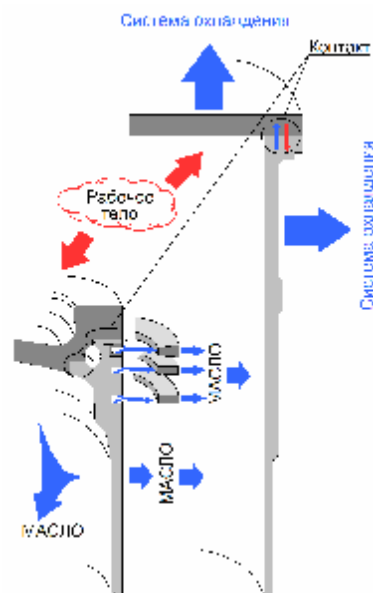


Рис. 2. Расчетная схема предлагаемой модели теплового состояния КС.

Как известно из многочисленных экспериментов и расчетов, температуру поверхностей КС в большинстве случаев нельзя охарактеризовать всего тремя значениями [14,15]. Поэтому для расчета теплового состояния необходимо использовать более сложную постановку задачи теплопроводности. В данной работе использовалось решение стационарной, двухмерной, осесимметричной задачи теплопро-

водности с помощью метода конечных элементов (МКЭ). Данная постановка задачи уже была использована в работах Иващенко Н.А., Петрухина Н.В., Майорова А.В. В работах Иващенко Н.А. и Петрухина Н.В. использовалась модель сгорания Вибе И.И., и не учитывалось взаимное влияние теплового состояния на рабочий процесс. Кроме того в работе не было согласования теплового состояния деталей КС, а граничные условия по теплообмену между поршнем, кольцами и втулкой задаются на основе экспериментальных данных. В работе Майорова А.В. рабочий процесс используется как входные данные, а цель его работы это создание согласованного расчета теплового состояния поршня, втулки, крышки, для уточненного расчета теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ). В данной работе используется метод согласования температурных полей деталей ЦПГ, при применении более совершенной модели сгорания.

Для решения задачи используются граничные условия 3-его рода. Со стороны КС находится среднее за цикл значение коэффициента теплоотдачи, и среднее эквивалентное значение температуры рабочих газов. Коэффициент теплоотдачи в КС, в зависимости от угла поворота коленчатого вала, вычисляется по формуле Г.Вошни.

Так как тепловой поток в поршень и крышку, в зависимости от радиуса цилиндра, распределяется не равномерно, то для этого используется профиль коэффициента теплоотдачи, который может быть найден для характерных конструкций КС в опубликованных работах.

Граничные условия для расчета теплообмена с системой охлаждения поршня, крышки цилиндра, втулки цилиндра задаются в явном виде.

Теплообмен с кольцами рассчитывается по методам, изложенным в работах Петриченко Р.М. В зонах контактного соединения (например, крышка-прокладка-втулка или залитые вставки в поршни) используются две модели: модель идеального контакта (залитые вставки) и модель контактного теплообмена, описанная в работе [16], и нашедшая широкое применение при моделировании двигателя [17].

Данная модель сложного теплообмена была включена в расчетный комплекс Дизель-РК. Для чего была написана компьютерная программа на языке ФОРТРАН, и оформлена как DLL (динамически подключаемая библиотека). На рис. 3 приведен пример расчета с помощью данной программы теплового состояния и характеристик тепловыделения с учетом локальных температур и без их учета. Расчет проведен для судового двигателя с высокой форсировкой $P_e = 23$ бар. На выносных линиях указаны температуры, полученные в результате термометрирования.

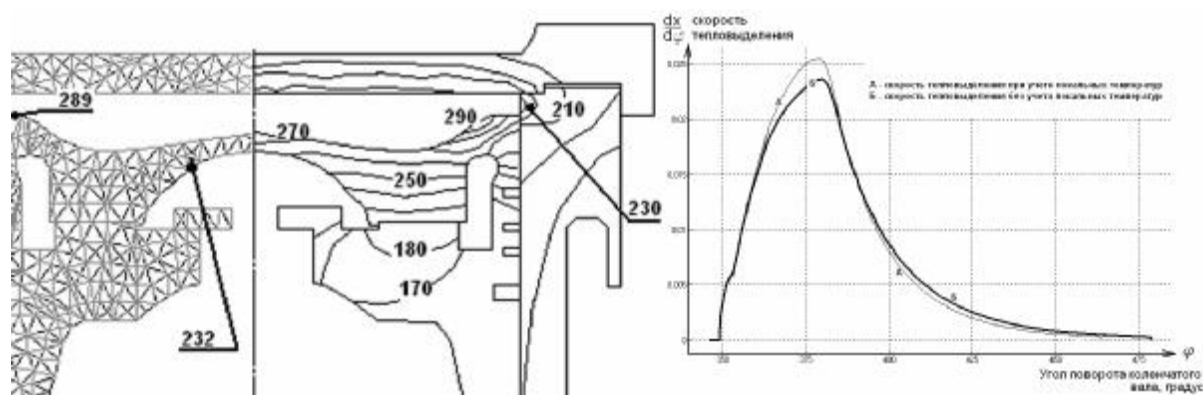


Рис. 3. Тепловое состояние КС двигателя типа ЧН 26/26 и характеристики тепловыделения с учетом и без учета локальных температур КС.

Литература:

1. Hiroyuki Hiroyasu, Toshikazu Kadota and Masataka Arai. Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions // Paper 214-12, Bull. JSME, 1983, V. 26, N 214, P. 576-583.
2. Takuo Yoshizaki, Keiichiro Yuzaki, Keiya Nishida, Hiroyuki Hiroyasu, Hideo Yamashita, Kazufumi Kaneda. Experiments and Modeling on Spray Distributions in the Combustion Chamber of a Direct Injection Diesel Engine // SAE Tech. Pap. Ser. – 1996. – N 961820. – P. 1 - 15.
3. Takuo Yoshizaki, Keiya Nishida, Hiroyuki Hiroyasu, Kyu-Keun Song Three-Dimensional Spray Distributions in a Direct Injection Diesel Engine // SAE Tech. Pap. Ser. – 1994. – N 941693. – P. 45 - 56.
4. Процессы в перспективных дизелях. Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. Ун-те, 1992. – 352 с.
5. AVL BOOST: [Электронный ресурс]. (<http://www.avl.com>). Проверено 12.09.2008.
6. Ricardo Software: [Электронный ресурс]. (<http://www.software.ricardo.com>). Проверено 12.09.2008.
7. Gamma Technologies Inc.: [Электронный ресурс]. (<http://www.gtisoft.com>). Проверено 12.09.2008.
8. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. Расчет распределения топлива в струе // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2007. – Специальный выпуск Двигатели внутреннего сгорания. – С. 18 - 31.
9. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. Расчет скорости тепловыделения при многократном впрыске // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2007. – Специальный выпуск Двигатели внутреннего сгорания. – С. 32 - 45.
10. Kuleshov A.S. Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in DI diesel engines over whole operating range // SAE Tech. Pap. Ser. – 2005. – N 2005-01-2119. – P. 1-16.
11. Kuleshov A.S. Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and Optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection // SAE Tech. Pap. Ser. – 2006. – N 2006-01-1385. – P. 1-17.
12. Кулешов А.С. Расчетно-экспериментальный выбор параметров рабочего процесса 4-х тактного среднеоборотного комбинированного ДВС. Дисс. ...канд. техн. наук. М.: МВТУ, 1986. – 124 с.
13. Кулешов. А.С. Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания Дизель-2/4т. Руководство пользователя. Москва, 2001.
14. Woschni G. Experimentelle Untersuchung des Warmeflusses in Kolben und Zylinderbuchse eines schnellaufenden Dieselmotors // MTZ. – 1979. – Bd.39, №12. – S.575 – 579.
15. Иванченко Н.Н., Красовский О.Г., Соколов. С.С. Высокий наддув дизелей. – Л.: Машиностроение, 1983. – 201 с.
16. Попов В.М. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. – М.: Энергия, 1971. – 271 с.
17. Петриченко Р.М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания. – Л.: ЛГУ, 1983. – 224с.