

## ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И ВЫПУСКНЫХ КАНАЛОВ НА ПОКАЗАТЕЛИ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

П.С. Пацей, аспирант, Ю.В. Галышев, д.т.н., доцент, зав. кафедрой  
ФГАОУ ВО «СПбПУ»

Представлены результаты исследования влияния формы камеры сгорания и впускных каналов на турбулизацию и закрутку заряда в камере сгорания, скорость сгорания смеси, экологические и индикаторные показатели двигателя. Выполнено математическое моделирование физико-химических процессов в камере сгорания поршневого двигателя, при сгорании газового топлива. Моделировалось турбулентное течение в камере сгорания, искровое зажигание и горение газового топлива. Результаты моделирования показали, что замена одного из двух впускных каналов на тангенциальный позволяет создать вихревое движение и увеличить турбулентность смеси в камере сгорания. Увеличение кинетической энергии смеси перед подачей искры ведет к уменьшению времени сгорания. Для моделирования физико-химических процессов в камере сгорания использовалась программа Ansys Forte.

**Введение.** Газовое топливо в последнее время находит все более широкое применение, поскольку обладает рядом преимуществ по сравнению с другими моторными топливами. Хорошие антидетонационные качества газовых топлив, благоприятные условия смесеобразования, широкие пределы воспламенения в смесях с воздухом и другие положительные свойства этих топлив обеспечивают высокие технико-экономические показатели двигателей. По удельной мощности и топливной экономичности лучшие современные газовые и газожидкостные двигатели близки к жидкотопливным, а по выбросам вредных веществ с отработавшими газами и износу — имеют значительные преимущества [1–3].

В отечественной [4–7] и в зарубежной [8, 9] литературе подробно рассмотрены вопросы конвертации дизельных двигателей на природный газ. Существуют два направления организации рабочего процесса в конвертированном двигателе. Первое основано на предельно медленном сгорании богатых газозвушных смесей, второе — на максимально быстром сгорании предельно бедных смесей.

В данной работе рассматривается рабочий процесс при использовании бедной смеси. В работах [10–13] показано, что турбулизация заряда в камере сгорания увеличивает скорость турбулентного горения смеси, поэтому для ускорения сгорания бедной смеси, необходима интенсификация движения заряда в камере сгорания. В отечественной [4, 5, 14] и зарубежной литературе [8, 9] подробно рассмотрен вопрос влияния формы камеры сгорания на интенсификацию движения заряда в цилиндре двигателя.

В настоящей работе рассмотрено совместное влияние формы камеры сгорания и впускных каналов на турбулизацию и закрутку заряда в камере сгорания, скорость сгорания смеси, экологические и индикаторные показатели двигателя.

**Построение тангенциальных каналов.** Одним из способов организации закрутки заряда на впуске двигателя является применение тангенциальных каналов. К общим для всех типов каналов основным конструктивным параметрам относятся проходная площадь, размер, форма и месторасположение входного окна в крышке цилиндра, конфигурация и площадь минимального сечения, диаметр горловины, а также ориентация канала относительно оси цилиндра двигателя [15–17].

При профилировании тангенциального канала основными параметрами при заданном распо-

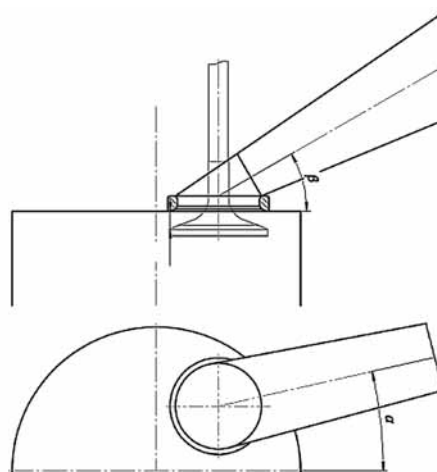


Рис. 1. Схема тангенциального канала

ложении горловины являются угол входа  $\alpha$  в плане и угол наклона  $\beta$  к поверхности, перпендикулярной оси цилиндра (рис. 1).

**Математическое моделирование.** Турбулентное горение топлива в газопоршневом ДВС (двигателе внутреннего сгорания) характеризуется сложным сочетанием физико-химических процессов, среди которых основными являются турбулентное течение заряда в камере сгорания и горение природного газа вместе с воздухом. В настоящей работе выполнено численное моделирование указанных процессов с помощью программы Ansys Forte [18].

В инженерных расчетах при моделировании турбулентных течений используются модели, основанные на осреднении по Рейнольдсу–Фавру системы уравнений Навье–Стокса (Reynolds-averaged Navier–Stokes, RANS модели) [19]. Одной из наиболее распространенных моделей данного класса является  $k-\epsilon$  модель турбулентности. В настоящей работе используется ее модификация — RNG  $k-\epsilon$  модель.

Существует большое количество различных подходов к моделированию горения [20]. В отечественных работах часто встречается применение модели Магнуссена–Хартагера [4, 5, 14]. В данной работе при моделировании горения природного газа в камере сгорания использовалась модель, основанная на удельной площади поверхности пламени, так называемая  $G$ -equation модель. Для моделирования искрового зажигания применялась модель дискретных частиц ядра зажигания (Discrete Particle Ignition Kernel — DPIK) [18, 21].

Экспериментально доказано, что детонация возникает вследствие самовоспламенения несгоревшей части смеси в процессе сгорания. Для расчета возникновения детонации предлагается использовать критерий детонации  $K_d$  [23–25]:

$$K_d = \frac{\left. \frac{\text{Энергия, накопившаяся в несгоревшей смеси}}{\text{Объем камеры сгорания}} \right|_t}{\left. \frac{\text{Полная энергия, выделяющаяся в процессе сгорания}}{\text{Объем камеры сгорания}} \right|_{t_0}}. \quad (1)$$

Уравнение (1) можно представить в следующем виде:

$$K_d = \frac{(h_{st} - h_t)m_u / V_t}{h_0 m_0 / V_0}, \quad (2)$$

где  $h$  — удельная энтальпия несгоревшей смеси;  $m_u$  — масса несгоревшей смеси;  $V$  — объем камеры сгорания; индексы  $st$  и  $t$  соответствуют моменту подачи искры и текущему моменту времени, соответственно;  $h_0$  — удельная энтальпия смеси;  $m_0$  — масса смеси в камере сгорания в конце процесса наполнения.

**Основные параметры двигателя**

Наименование параметра	Значение параметра
Коэффициент тактности	Четырехтактный
Количество цилиндров в двигателе	12
Ход поршня, м	0,175
Диаметр цилиндра, м	0,150
Геометрическая степень сжатия	11
Постоянная КШМ (отношение радиуса кривошипа к длине шатуна)	0,275
Частота вращения коленчатого вала, об/мин	1900
Коэффициент избытка воздуха	1,4
Давление на впуске, бар	2,2
Температура на впуске, К	345
Топливо	Природный газ
Способ подачи топлива	Подача газообразного топлива во впускную систему
Фазы газораспределения в зависимости от угла поворота коленчатого вала (ПКВ), °:	
— выпуск	118,0–378,0
— впуск	343,0–563,0

**Описание двигателя.** В качестве объекта исследования рассматривался двигатель типа ЧН15/17,5 (табл. 1).

**Расчетная область.** На рис. 2 изображено четыре варианта геометрии расчетной области. Моделирование проводилось с двумя типами камеры сгорания и двумя вариантами впускной системы:

*Вариант 1.* Плоская камера сгорания и оригинальные впускные каналы.

*Вариант 2.* Плоская камера сгорания и один впускной канал заменен тангенциальным.

*Вариант 3.* Полусферическая камера сгорания и оригинальные впускные каналы.

*Вариант 4.* Полусферическая камера сгорания и один впускной канал заменен тангенциальным.

**Результаты расчетов.** В данной работе проводилось трехмерное моделирование процесса наполнения, сжатия, искрового зажигания смеси, турбулентного сгорания смеси природного газа с воздухом в камере сгорания и процесса выпуска сгоревшей смеси.

Для каждого варианта геометрии было выбрано значение угла опережения зажигания, соответствующее значению  $K_{dmax} \approx 1,5$ , согласно рекомендациям [25].

Тангенциальный канал используется для того, чтобы создать закрутку заряда в цилиндре двигателя и турбулизовать смесь перед началом

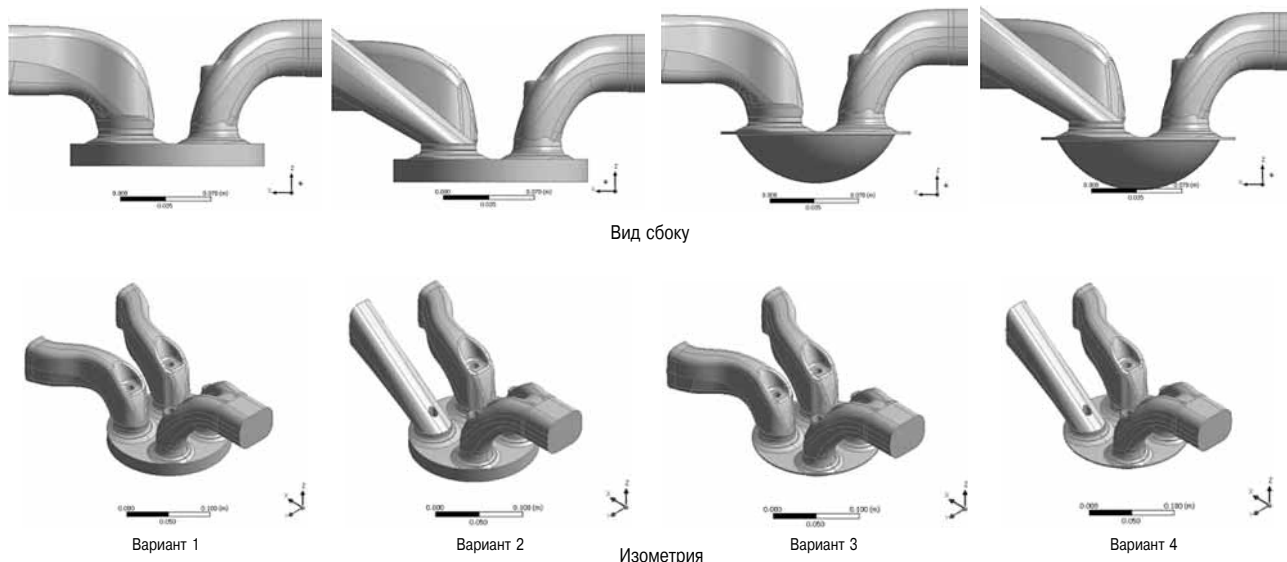


Рис. 2. Расчетная область

процесса сгорания. В табл. 2 приведены показатели рабочего процесса. Видно, что в вариантах геометрии с тангенциальным каналом число закрутки больше, чем в вариантах с оригинальными каналами. Для плоской камеры сгорания значение числа закрутки при  $\theta = -25^\circ$  увеличилось с 0,03 до 1,81, а для полусферической камеры сгорания — с 0,03 до 2,92. Использование тангенциальных каналов также позволило увеличить значение турбулентной кинетической энергии. Для плоской камеры сгорания значение осредненной по объему турбулентной кинетической энергии при  $\theta = -25^\circ$  увеличилось с 67 до 74, а для полусферической камеры сгорания — с 74 до 113. Данные значения показывают, что тангенциальный канал позволяет успешно создавать вихрь в камере сгорания и турбулизовать поток. При увеличении кинетической энергии увеличивается скорость сгорания топлива. Поэтому турбулизация заряда позволяет уменьшить время сгорания топлива в камере сгорания. Для плоской камеры сгорания значение продолжительности выделения 10–90 % тепла уменьшилось с 25,8 до 22,6 град угла ПКВ, а для полусферической камеры сгорания — с 26,5 до 16,8 град угла ПКВ.

На рис. 3 показан фронт пламени при разных значениях угла ПКВ. Для визуализации фронта пламени построена изоповерхность соответствующая значению  $G = 0$ . В данном случае для всех вариантов геометрии каналов был взят угол опережения зажигания  $\theta = -20^\circ$  угла ПКВ.

Видно, что в одинаковых по форме камерах сгорания закрутка потока с помощью тангенциальных каналов увеличивает скорость распространения фронта пламени. В полусферической камере сгорания фронт пламени имеет большую площадь поверхности, что так же увеличивает

скорость сгорания топлива. Поэтому вариант 4 (с полусферической камерой сгорания и тангенциальным каналом) характеризуется наибольшей скоростью сгорания топлива и соответственно наименьшей продолжительностью сгорания.

Таблица 2

Показатели рабочего процесса двигателя

Показатели	Вариант			
	1	2	3	4
Угол опережения зажигания, °	-17,3	-16,0	-13,7	-10,4
Критерий детонации $K_{dmax}$	1,50	1,49	1,51	1,51
$p_{max}$ , бар	91	97	105	113
$T_{max}$ , К	2200	2266	2114	2257
Число закрутки в цилиндре при $\theta = -25^\circ$	0,03	1,81	0,03	2,92
Осредненная кинетическая энергия $k$ при $\theta = -25^\circ$ , м <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>	67	74	74	113
Индикаторное давление $p_i$ , бар	18,4	18,5	18,4	18,3
Индикаторная мощность $N_i$ , кВт	90,0	90,6	90,0	89,6
Индикаторный КПД $\eta_i$ , %	51,07	51,58	51,11	51,78
Коэффициент наполнения $\eta_V$	0,93	0,92	0,93	0,91
Полный тепловой поток в стенке, кДж	0,97	1,11	0,86	1,22
Потери тепла в стенке, %	7,6	8,7	6,8	9,8
Продолжительность выделения 10–90 % тепла, град	25,8	22,6	26,5	16,8
Образование оксидов азота NO <sub>x</sub> , г/кВт·ч	8,8	11,5	15,1	16,1

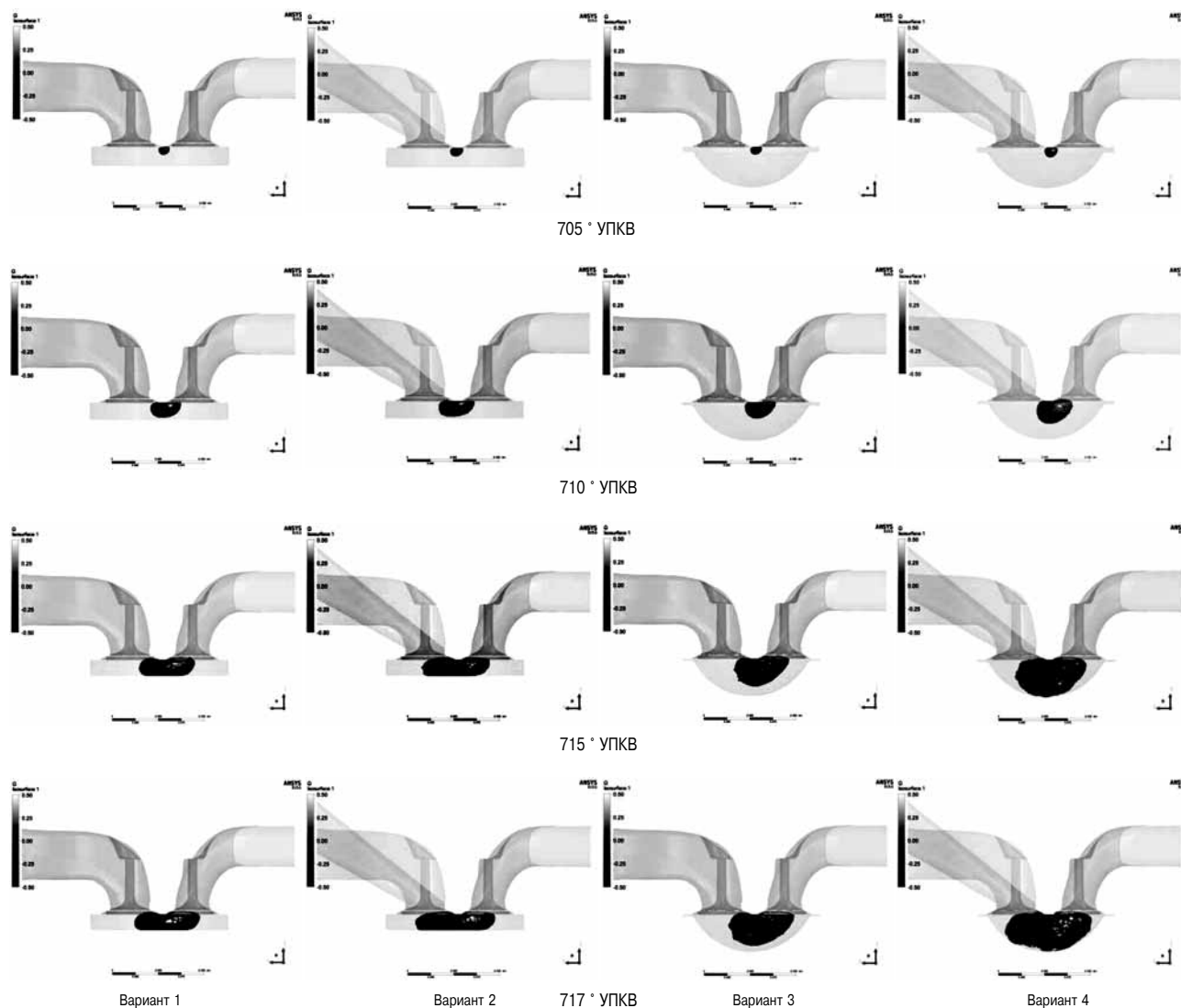


Рис. 3. Фронт пламени для разных значений угла ПКВ

Увеличение скорости сгорания топлива (уменьшение продолжительности сгорания) приводят к увеличению максимальных значений температуры и давления цикла. В то же время закрутка заряда увеличивает тепловые потери в стенки камеры сгорания. Для плоской камеры сгорания замена одного впускного канала на тангенциальный увеличивает потери тепла в стенки с 7,6 до 8,7 %, а для полусферической камеры сгорания — с 6,8 до 9,8 %. Скорость сгорания топлива увеличилась, но при этом возросли потери тепла в стенки камеры сгорания. Это привело к тому, что значения индикаторного давления и индикаторной мощности практически не изменились для всех вариантов. При этом замена плоской камеры сгорания на полусферическую и одного впускного канала на тангенциальный приводит к повышению индикаторного КПД на 0,7 %. В то же время выбросы оксидов азота возросли почти в два раза.

**Выводы.** Выполнено численное моделирование рабочего процесса газового двигателя с искровым зажиганием в четырех вариантах исполнения. Использовались два типа камеры сгорания — плоская и полусферическая, и два варианта впускной системы — вариант с оригинальными впускными каналами, и вариант с заменой одного из двух оригинальных каналов на тангенциальный. Получены следующие основные результаты.

Замена одного оригинального канала на тангенциальный позволяет увеличить число закрутки и заметно турбулизовать заряд в камере сгорания.

Закрутка заряда сильно влияет на процесс сгорания топлива. Увеличение турбулентной кинетической энергии к моменту подачи искры позволило существенно сократить время сгорания топлива.

Угол опережения зажигания выбирался исходя из значения критерия детонации  $K_{dmax} = 1,5$ . Интенсификация турбулентного движения в камере сгорания приводит к необходимости устанавливать более поздние значения угла опережения зажигания.

Увеличение закрутки заряда в камере сгорания увеличивает тепловые потери в стенки.

Замена плоской камеры сгорания на полусферическую и одного впускного канала на тангенциальный позволило повысить индикаторный КПД на 0,7 %. В то же время образование оксидов азота возросло в два раза.

Применение полусферической камеры сгорания и замена одного впускного канала на тангенциальный позволяет ускорить процесс сгорания. Предполагается применение данного варианта геометрии двигателя при более позднем значении угла опережения зажигания и с более обедненной смесью, что позволит улучшить индикаторные показатели двигателя, при этом уменьшить образование оксидов азота.

Результаты работы были получены с использованием вычислительных ресурсов суперкомпьютерного центра Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

#### Литература

1. Булычева З.Ю., Семенихин А.Н., Соколов М.Г. Дизель и газодизель: соревнование равных // Автомобильная промышленность. — 1992. — № 2. — С. 13–14.
2. Васильев Ю.Н., Золотаревский Л.С., Янкевич А.И. Использование газового топлива в автомобильных двигателях // Химия и технология топлив и масел. — 1989. — № 11. — С. 13–15.
3. Левкин Г.М. Повышение эффективности применения газового топлива в транспортных ДВС: Обз. инф. — М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1991. — Сер. 4. — Вып. 2. — 40 с.
4. Гайворонский А. И., Марков В. А., Илатовский Ю.В. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. — М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2007. — 480 с.
5. Кавтарадзе Р. З. Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. — 238 с.
6. Равкин А.А. Унифицированные газовые двигатели. — М.: Недра, 1967. — 123 с.
7. Генкин К.И. Газовые двигатели. — М.: Машиностроение, 1977. — 196 с.
8. Johansson B. and Olsson K. Combustion Chambers for Natural Gas SI Engines. Part 1: Fluid Flow and

Combustion. SAE Technical Paper 950469, 1–12, 1995.

9. Olsson K. and Johansson B. Combustion Chambers for Natural Gas SI Engines. Part 2: Combustion and Emission. SAE Technical Paper 950517, 1–13, 1995.

10. Воинов А. Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1977. — 277 с.

11. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, New York, 1988.

12. Lancaster D.R., Krieges R.B., Sorenson S.C., Hull W.L. Effects of Turbulence on Spark Ignition Engine Combustion. — SAE 760160.

13. Lee K. The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve S.I. engine / K. Lee, C. Bae, K. Kang // Applied Thermal Engineering. 27. 2007. — P. 2122–2130.

14. Гайворонский А. И., Савченков Д. А. Обоснование выбора формы камеры сгорания газового двигателя транспортного назначения с учетом вихревого отношения дизельного прототипа // Известия вузов. Машиностроение. — 2008. — № 1.

15. Вихерт М.М. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей / М.М. Вихерт, Ю.Г. Грудский. — М.: Машиностроение, 1982. — 149 с.

16. Драганов Б.Х., Круглов М.Г., Обухова В.С. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания / — К.: Вища шк. Головное изд-во, 1987. — 175 с.

17. Hill P.G., Zhang D. The effect of swirl and tumble on combustion in spark ignition engines., Department of Mechanical Engineering, The University of British Columbia, 1994.

18. ANSYS FORTE 18.0 Theory Manual. ANSYS Inc., January 2017.

19. Снегирёв А.Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. — 143 с.

20. Снегирёв А.Ю. Основы теории горения. Учебник. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та (ISBN 978-5-7422-4612-1). — 2014. — 352 с.

21. Tan An Z. ignition and combustion model based on the level-set method for spark ignition engine multidimensional modeling / Z. Tan, R. D. Reitz // Combustion and Flame. — 2006. — Vol. 145. — P. 1–15.

22. Lee K. The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve S.I. engine / K. Lee, C. Bae, K. Kang // Applied Thermal Engineering. — 2007. — № 27. — P. 2122–2130.

23. Gao J. Knock Modelling in S.I. Engines: PhD thesis: Mechanical Engineering / J. Gao. — Calgary, Canada, 230 p. (1993).

24. Bade Shrestha, S. and Karim, G. A predictive model for gas fueled spark ignition engine applications, SAE Technical Paper 1999-01-3482 (1999).

25. Attar A.A. Optimization and Knock Modelling of a Gas Fueled Spark Ignition Engine. PhD thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Calgary, 1997.