

# Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.434

doi: 10.18698/0536-1044-2022-4-23-33

## Расчетно-экспериментальное исследование рабочего процесса перспективного роторно-поршневого двигателя

Р.З. Кавтарадзе, А.А. Касько, А.А. Зеленцов

МГТУ им. Н.Э. Баумана

## Computational and Experimental Study of the Working Process of a Promising Rotary Piston Engine

R.Z. Kavtaradze, A.A. Kasko, A.A. Zelentsov

Bauman Moscow State Technical University

Предложена математическая модель рабочего процесса роторно-поршневого двигателя в трехмерной постановке. Проведена верификация математической модели этого процесса на основе данных измерений нестационарных давлений газа в камере сгорания (индицирования) и во впускном и выпускном каналах роторно-поршневого двигателя. Модель рабочего процесса такого двигателя основана на фундаментальных уравнениях количества движения, энергии, диффузии и неразрывности, записанных в форме Рейнольдса и дополненных моделью турбулентности  $k-\zeta-f$ . Моделирование сгорания топлива выполнено с помощью расширенной модели когерентного пламени (ECFM). Численные эксперименты проведены в программном комплексе AVL FIRE. Детально рассмотрено влияние движения топливовоздушной смеси в камере сгорания роторно-поршневого двигателя (с учетом процессов впуска и выпуска в соседних камерах и перетечек рабочего тела из объемов свечных каналов в основную камеру) на процессы сгорания и эффективные показатели двигателя.

**Ключевые слова:** роторно-поршневой двигатель, расчетно-экспериментальное исследование, математическое моделирование, рабочий процесс

The article considers mathematical model in a three-dimensional setting developed to study the Wankel engine working process. The verification of the mathematical model is carried out on the basis of measured unsteady pressures in the combustion chamber and in the inlet and outlet ports of a Wankel engine. The engine workflow model is based on the fundamental equations of momentum, energy, diffusion and continuity, written in Reynolds form and supplemented by a  $k-\zeta-f$  turbulence model. Fuel combustion was simulated using the Extended Coherent Flame Model (ECFM). Numerical experiments were carried out using the AVL FIRE software package. The paper considers in detail the effect of the movement of the air-fuel mixture in the combustion chamber of a Wankel engine, considering the intake and exhaust processes in adjacent chambers and the gas overflows from the volumes of spark plug channels into the main chamber on the combustion pro-

cesses and the engine performance. The effect of the movement of the air-fuel mixture in the combustion chamber of a Wankel engine on the combustion processes and engine performance is considered in detail taking into account the processes of intake and exhaust in adjacent chambers and the leakage of the working fluid from the volumes of the spark plug channels into the main chamber.

**Keywords:** Wankel engine, computational and experimental study, mathematical simulation, working process

Роторно-поршневые двигатели (РПД) прошли огромный путь развития. Многие из предложенных ранее схем РПД имели существенные недостатки: неравномерное движение рабочих органов, вызывающее рост инерционных сил в динамике механизма; сложную конфигурацию зазоров и уплотнительных элементов, затрудняющую герметизацию уплотнений; несовершенные в термодинамическом отношении форму и характеристику изменения объема камеры сгорания (КС).

К наилучшим относятся схемы РПД с циклоидальными формами роторов. В них использованы свойства эпи- и гипотрохоид, образование которых связано только с вращательным движением, вследствие чего кинематика РПД чрезвычайно проста [1–3].

Самой простой является схема циклоидального РПД с неподвижным корпусом, вращающимся ротором и внутренней огибающей. Бироторная схема и схема с вращающимся корпусом являются сложными и неудобными, а схема с неподвижным корпусом и внешней огибающей требует механизма газораспределения.

В конце 1959 г. в технической литературе появились первые сообщения о том, что Ф. Ванкелю, работавшему с фирмой NSU, удалось спроектировать надежную систему уплотнений и построить работоспособный РПД. В 1964 г. началось его серийное производство [2, 4].

На сегодняшний день в качестве одного из вариантов использования РПД можно рассматривать их установку на летательные аппараты, так как такой тип двигателей характеризуется хорошим соотношением эффективной мощности и массы. Доводка РПД в этом случае сопряжена с особой ответственностью и затратами времени и средств.

Одним из вариантов снижения этих затрат является более широкое применение математического моделирования как на этапе предварительной оценки показателей РПД с использованием 0–1-мерного подхода, так и при доводке его геометрии с применением трехмерных моделей.

Моделирование газо- и термодинамических процессов в КС РПД затруднено его геометрическими особенностями [5, 6]. В настоящее время вопросы моделирования рабочих процессов классических поршневых двигателей достаточно проработаны и широко освещены в специальной литературе [7, 8]. Однако соответствующие подходы для РПД не столь развиты.

Цель работы — верификация трехмерной математической модели рабочего процесса на основе данных измерения нестационарного давления газа в камере сгорания (индицирования) и во впускном и выпускном каналах авиационного РПД.

Объектом исследования являлся односекционный авиационный РПД со свободным турбокомпрессором. Рабочий объем РПД — 386 см<sup>3</sup>, степень сжатия — 9,4.

**Математическая модель.** Для верификации трехмерных расчетов использовались экспериментальные данные. Параметры модели: начальная плотность фронта пламени (Initial flame surface density), коэффициенты масштаба (Stretch factor) и расхода (Consumption factor) подбирались с целью дальнейшего использования верифицированной модели для получения дополнительных данных о действующих силах для прочностных расчетов на близких рабочих режимах и при оптимизации путем небольших изменений конструкции.

Расчеты проводились с использованием среды AVL FIRE [9], являющейся одним из ведущих программных комплексов для моделирования вычислительной гидродинамики (CFD) двигателей внутреннего сгорания. К ним относятся моделирование впрыска топлива, воспламенения, сгорания и образования вредных веществ в отработавших газах. Комплекс AVL FIRE поддерживает CFM-модель горения и ее доработанные вариации, которые будут описаны далее.

Режим турбулентного горения предварительно подготовленной смеси можно задать, используя различные свойства, такие как вре-

менная шкала протекания химических процессов, интегральная шкала длин и интенсивность турбулентности. Вследствие предположения, что в РПД время протекания химических процессов намного меньше, чем у турбулентных, можно применять концепцию сгорания, реализованную в модели когерентного пламени (CFM).

CFM-модель применима как к предварительно смешанным, так и к предварительно не смешанным потокам на основе концепции ламинарного пламени, скорость горения  $S_L$  и толщина фронта  $\delta L$  которого являются средними значениями, интегрированными вдоль фронта пламени, зависящими только от давления, температуры и концентрации топлива в свежем заряде газа.

Такая модель удобна, поскольку рассматривает отдельный расчет химических реакций и турбулентности. Все модели сгорания предполагают, что реакция происходит в относительно тонких слоях, которые отделяют свежий несгоревший газ от полностью сгоревшего. На основании этого предположения средняя скорость турбулентной реакции  $\overline{\rho \dot{r}}_{fu}$  рассчитывается как произведение поверхностной плотности пламени  $\Sigma$  и ламинарной скорости горения  $S_L$ :

$$\overline{\rho \dot{r}}_{fu} = -\omega_L \Sigma,$$

где  $\omega_L$  — средний показатель расхода топлива на единицу поверхности вдоль фронта ламинарного пламени.

Поверхностная плотность пламени  $\Sigma$  (площадь пламени на единицу объема) определяется из уравнения [10, 11]

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_j \Sigma) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu_t \frac{\partial \Sigma}{\partial x_j} \right) = \\ = S_\Sigma = S_g - S_a + S_{LAM}, \end{aligned}$$

где  $\bar{u}_j$  — осредненная скорость рабочего тела;  $j$  — индекс, указывающий на соответствующую компоненту скорости;  $\nu_t$  — турбулентная кинематическая вязкость;  $\sigma_\Sigma$  — турбулентное число Шмидта;  $S_g$  — генерация поверхности пламени за счет турбулентной деформации,  $S_g = \alpha K_{eff} \Sigma$  ( $\alpha$  — коэффициент масштаба;  $K_{eff}$  — средняя скорость растяжения пламени);  $S_a$  — аннигиляция поверхности пламени за счет расхода реагентов [12];  $S_{LAM}$  — вклад ламинарного горения в формирование поверхностной плотности пламени [13].

Аннигиляция поверхности пламени за счет расхода реагентов

$$S_a = \beta \frac{\rho_{fu}^{fr} S_L}{\rho_{fu}} \Sigma^2,$$

где  $\beta$  — коэффициент расхода;  $\rho_{fu}^{fr}$  — парциальная плотность свежего заряда в топливовоздушной смеси;  $S_L$  — ламинарная скорость горения;  $\rho_{fu}$  — плотность топлива.

Это выражение записано для случая сгорания обедненной смеси, но эквивалентное уравнение получено для богатых условий путем замены массовой доли топлива массовой долей окислителя [10, 11, 14].

Расширенная модель когерентного пламени ECFM [7] разработана для описания процесса сгорания в двигателях с непосредственным впрыском топлива. Эта модель, способная работать с моделью впрыска топлива, позволяет моделировать стратифицированное сгорание, включая эффекты системы рециркуляции отработавших газов EGR и образование монооксида азота NO. Модель основана на условном отношении несгоревшей части газа к сгоревшей. Модель ECFM содержит все функции CFM и улучшения других модификаций этой модели сгорания.

**Результаты экспериментального исследования.** В состав высокочастотной измерительной системы входят три высокочастотных датчика давления и индуктивный датчик 60-2, фиксирующий положение коленчатого вала РПД. Датчики давления установлены во впускном, выпускном и верхнем свечном каналах (рис. 1).

Каждый канал снабжен усилителем сигнала, который преобразует его в постоянное напряжение. Напряжение после регистрации осциллографом передается на персональный компьютер (ПК) через Ethernet-подключение.

Перед проведением эксперимента показания датчика давления в свечном канале было проконтролировано на грузопоршневом стенде, где поверенными грузами создавалось давление газа с точностью  $\pm 0,001$  бар в диапазоне 0...60 бар.

Результаты экспериментального исследования, полученные при частоте вращения коленчатого вала  $n = 6050$  мин<sup>-1</sup>, мощности РПД  $N_b = 59$  кВт (80,3 л.с.), давлении газа  $p_{вх} = 1,45$  бар и температуре газа  $T_{вх} = 32,8$  °C на впуске приведены на рис. 2. Полученные данные усреднялись по восьми циклам и использова-

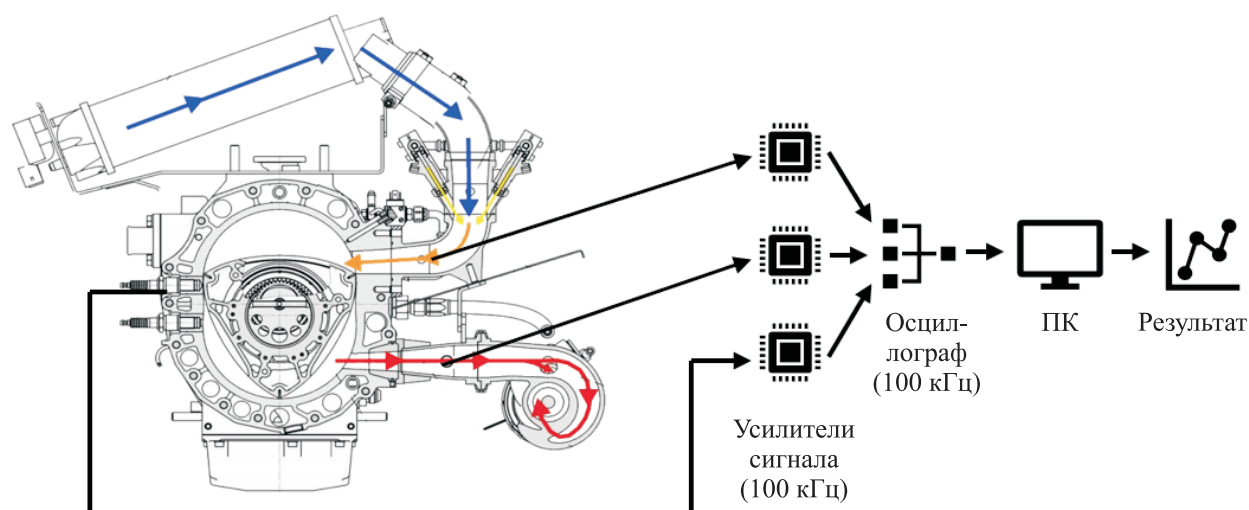


Рис. 1. Схема измерения давления газа во впускном, выпускном и верхнем свечном каналах РПД

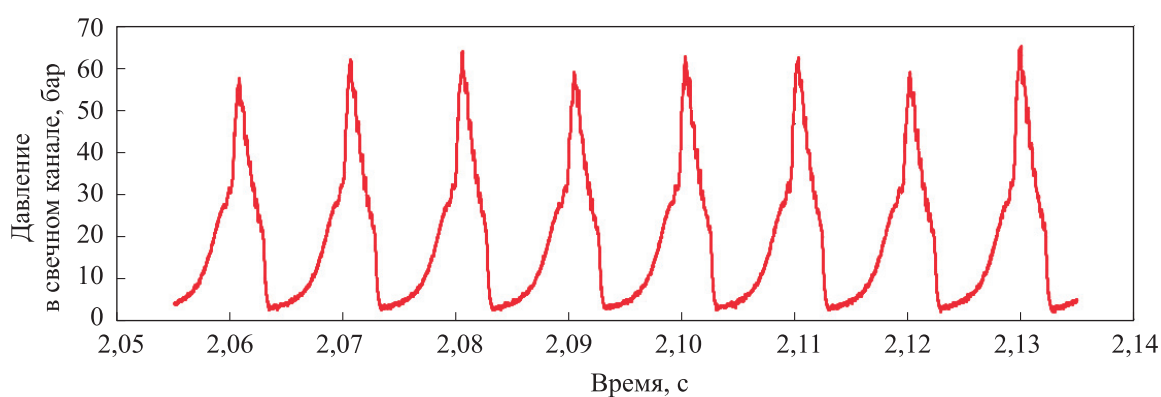


Рис. 2. Зависимость давления газа в свечном канале от времени

лись для идентификации математической модели рабочего процесса РПД.

**Результаты расчетного исследования.** Для построения сеток блочным методом использован программный пакет ANSYS ICEM CFD, позволяющий разбить сетку с заданными параметрами, а также оценить ее качество перед импортом в комплекс AVL FIRE [15]. Для впускных и выпускных каналов размер элементов не превышал 2 мм, для свечных каналов — 0,5 мм. Размер сетки ячейки КС варьировался в пределах 0,5...2,0 мм.

Схема отработки математической модели КС приведена на рис. 3. Сетка в области КС деформировалась по коду, содержащему кинематические характеристики РПД. Сначала модель отработывалась на одной КС, затем на трех КС, которые позволяли учесть перетечки между КС через впускные/выпускные каналы и переброс

фронта пламени и продуктов реакции через свечные каналы.

В доработанный выпускной канал добавилась сужающаяся коническая часть. Длина и малый диаметр конуса подбирались исходя из расчета с использованием газодинамических функций. Доработанный участок обеспечивал сглаживание пульсаций и повышал стабильность расчета, моделируя направляющий аппарат турбины, который присутствовал на РПД.

В качестве граничных условий задавались параметры, указанные в таблице, а также температуры подвижных торцевых стенок КС, апексов и стенок статора, представленные в виде графической зависимости от времени на рис. 4. Топливом являлся бензин марки АИ-98, характеризуемый низшей теплотой сгорания  $H_u = 43,5$  МДж/кг и стехиометрическим количеством воздуха  $L_0 = 14,5$ .

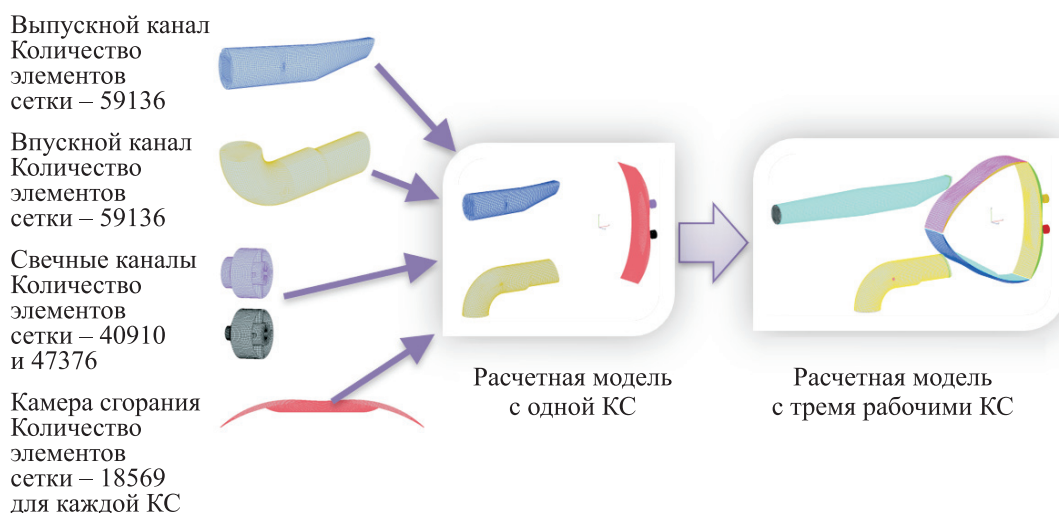


Рис. 3. Схема отработки математической модели КС

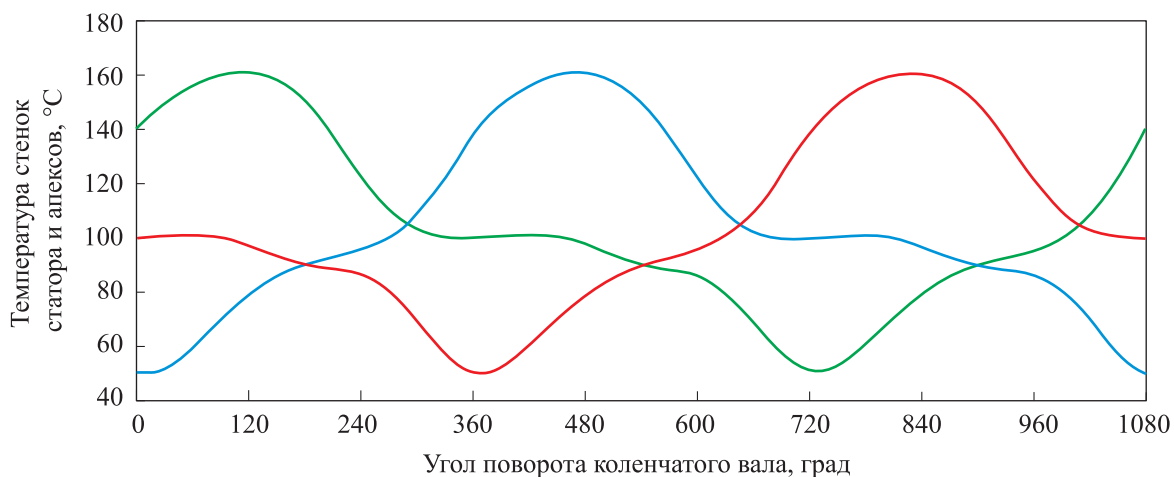


Рис. 4. Зависимость температуры стенок статора и апексов первой (—), второй (—) и третьей (—) КС от угла поворота коленчатого вала РПД

**Граничные условия для расчетов**

Элемент конструкции	Параметр	Значение
Впускное сечение	Массовый расход воздуха, г/с	0,069
	Температура, °C	21,3
	Доля отработавших газов	0
	Коэффициент избытка воздуха	0,8
	Кинетическая энергия турбулентности, м <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>	1
	Масштаб турбулентности, м	0,016
Выпускное сечение	Статическое давление газа, бар	1,05
	Доля отработавших газов	1
Свечной канал	Скорость потока у стенки, м/с	0
	Температура стенки, °C	150
Впускной канал	Скорость потока у стенки, м/с	0
	Температура стенки, °C	50

Окончание таблицы

Элемент конструкции	Параметр	Значение
Выпускной канал	Скорость потока у стенки, м/с	0
	Температура стенки, °С	700
Поверхность ротора	Скорость потока у стенки, м/с	0
	Температура стенки, °С	190

Температура задавалась табличными данными для каждой КС как функция угла поворота коленчатого вала. Данные о распределении температуры в КС взяты из работы [16], где приведены результаты исследования РПД с близкими параметрами.

В ходе численных исследований выбраны следующие параметры модели КС, позволяющие получить наиболее близкий к экспериментальным данным результат: начальная плотность фронта пламени —  $100 \text{ м}^{-1}$ ; коэффициент масштаба — 0,5; коэффициент расхода — 1.

**Сопоставление результатов экспериментального и расчетного исследований.** Сравнение расчетных и экспериментальных значений давления газа во впускном коллекторе показало их удовлетворительную сходимость. Уточненные параметры модели (давление газа на впуске и соотношение воздуха и топлива) использовались при расчете процесса сгорания, результаты которого приведены на рис. 5.

Получено хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных (расхождение менее 4,2 %). Заметно различие давления газа в КС и свечном канале, что объясняется небольшим диаметром последнего (4 мм) и вы-

сокими скоростями течения потока в процессе горения.

Теплонапряженное состояние деталей отображает рис. 6, где приведен график температуры газа, осредненной по объему КС, а также поля температуры газа на тактах сжатия и воспламенения.

На рис. 7 показан график, отображающий величину полноты сгорания топлива во всем объеме одной КС, а также локальные распределения свежего и отработавшего заряда, где красным цветом обозначена область с полностью сгоревшим топливом, а синим — область, где реакция еще не протекала. Заметна достаточно высокая степень полноты сгорания в исследуемом двигателе, проблемной областью остается только периферия КС при значительном сближении ротора и статора. Вариантом уменьшения этой области является изменение формы выемки в роторе с целью улучшения газообмена в надроторной полости.

В области свечных каналов имеет место перетекание свежего и воспламенившегося заряда в ходе одного такта. Вследствие этого явления в ходе расчетов также иногда происходил переброс массы заряда, в которой активно протекало горение, из одной КС в другую (соседнюю),

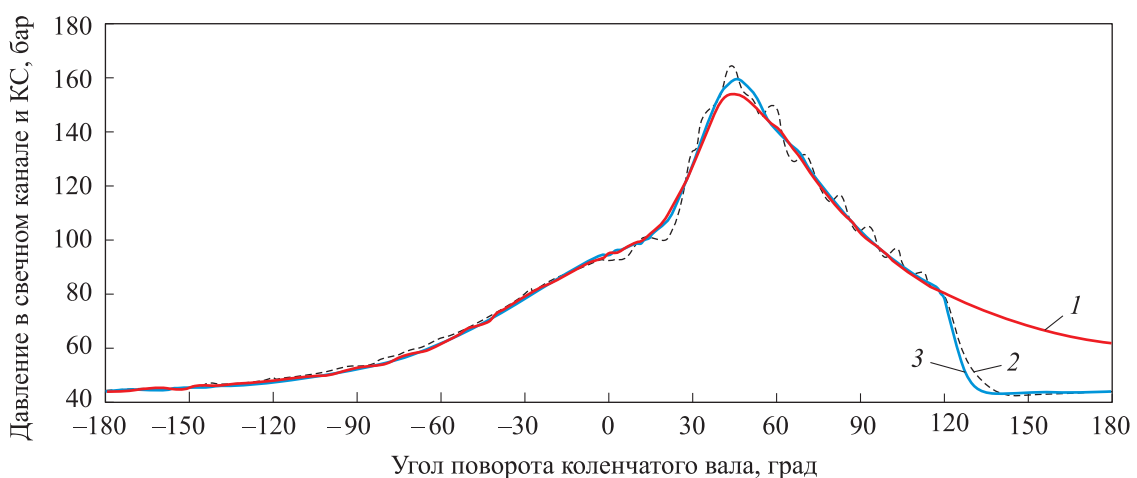


Рис. 5. Экспериментальная (штриховая линия) и расчетные (сплошные линии) зависимости давления газа в КС (1) и свечном канале (2, 3) от угла поворота коленчатого вала

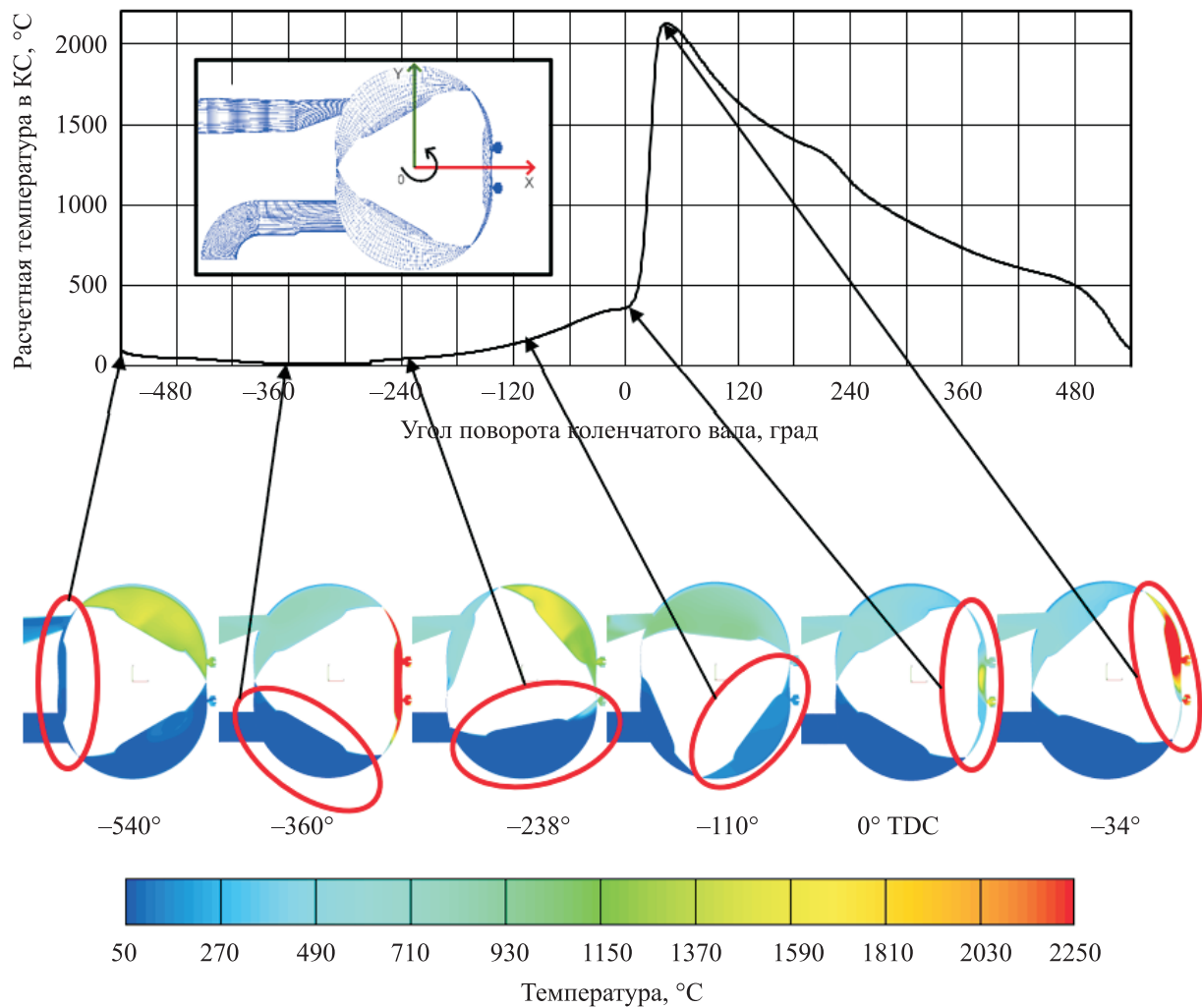


Рис. 6. Поля и изменение температуры, осредненной по объему КС

что в результате приводило к раннему воспламенению.

Аналогичные явления наблюдались и в ходе проведения эксперимента, что косвенно подтверждает корректность разработанной математической модели РПД.

Для получения силовых факторов, возникающих в планетарном механизме РПД, осредненные значения давления газа в КС умножали на проекцию площади поверхности ротора в КС. В результате определили суммарную газовую силу, действующую на ротор РПД.

Крутящий момент, возникающий от сил газа на коленчатом валу РПД,

$$M_{кр} = -p_r e \sin(\varphi_1 - \varphi_2).$$

Здесь  $p_r$  — суммарная сила давления газа;  $e$  — эксцентриситет;  $\varphi_1$  — угол поворота коленчатого вала;  $\varphi_2$  — угол отклонения суммарного вектора сил газа,

$$\varphi_2 = \arctg \frac{p_r^y}{p_r^x},$$

где  $p_r^y$ ,  $p_r^x$  — компоненты вектора суммарной газовой силы в декартовой системе координат.

На рис. 8 приведены значения крутящего момента, возникающего от сил газа на коленчатом валу в каждой КС, и суммарного крутящего момента.

Средний крутящий момент  $\overline{M}_{кр} = 103,45 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . Для подведения итогов расчета найдем индикаторную мощность  $N_i$  при частоте вращения коленчатого вала  $n = 6050 \text{ мин}^{-1}$  следующим образом:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 6050}{30} = 633,3 \text{ с}^{-1};$$

$$N_i = \overline{M}_{кр} \omega \frac{1}{1000} = 103,45 \cdot 633,3 \frac{1}{1000} = 65,5 \text{ кВт}.$$

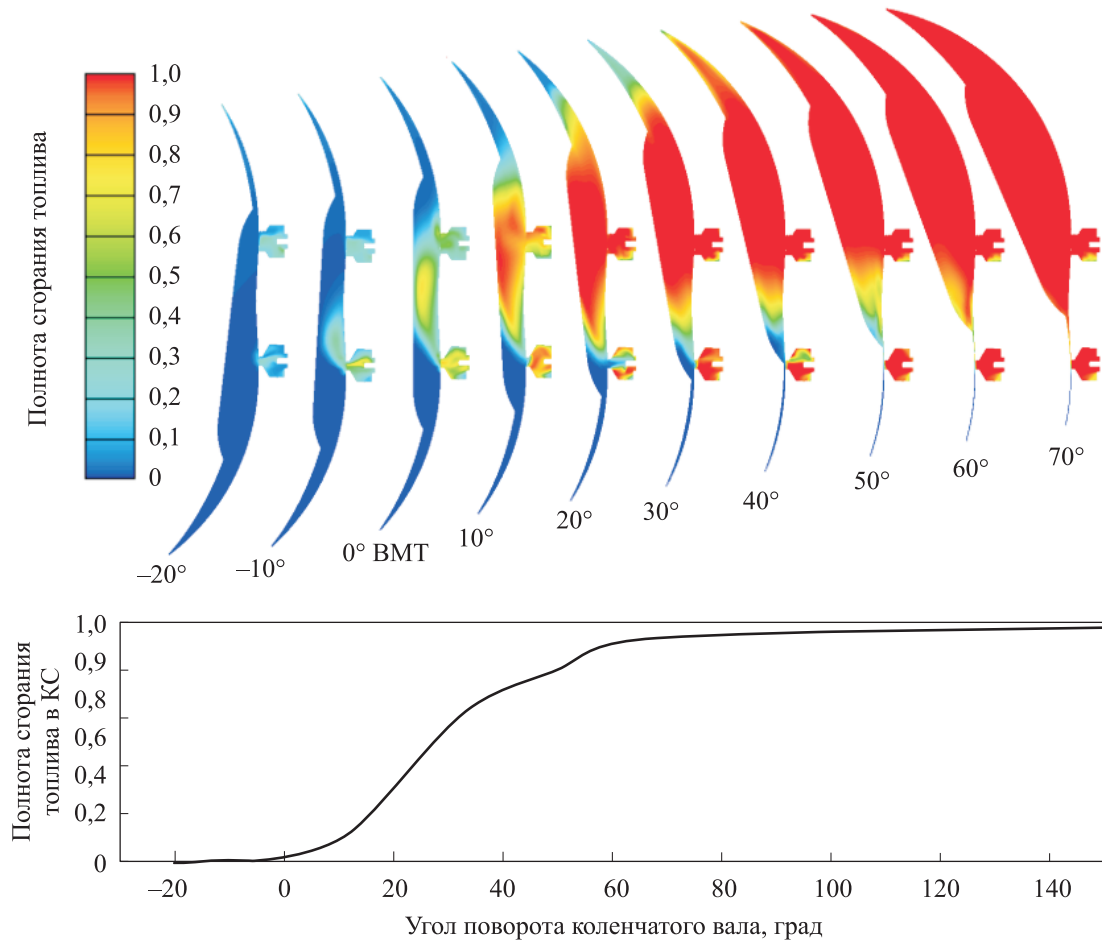


Рис. 7. Поля и изменение полноты сгорания топлива, осредненной по объему КС и свечных каналов

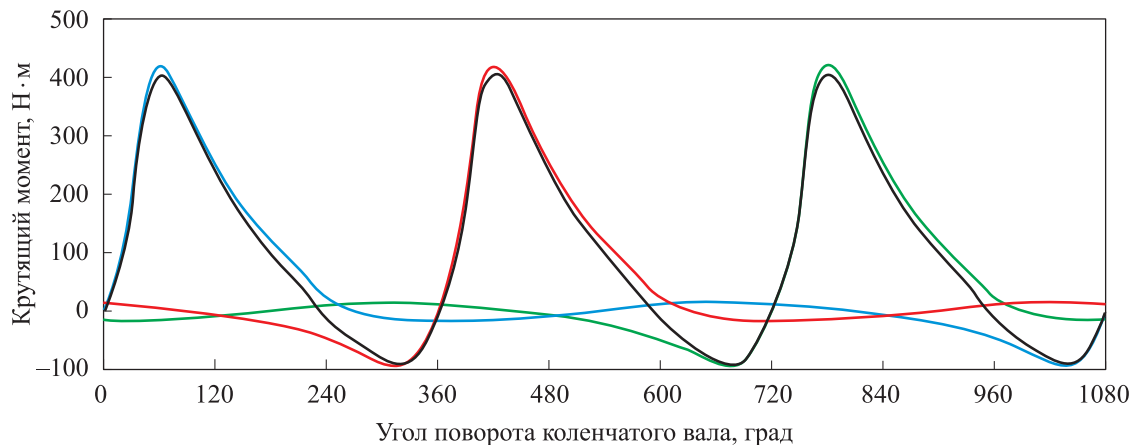


Рис. 8. Зависимости крутящих моментов, возникающих от действия сил газа в первой (—), второй (—), третьей (—) КС, и суммарного крутящего момента (—) от угла поворота коленчатого вала

Показания эффективной мощности на стенде во время испытаний — 59 кВт (80,3 л.с.). Механические потери определяются отношением экспериментальной эффективной мощности  $N_e$  к расчетной индикаторной мощности  $N_i$ :

$$\eta_m = N_e/N_i = (59/65,5) \cdot 100 \% = 90,1 \%$$

## Выводы

1. Проведен эксперимент по индицированию РПД. С помощью высокочастотных датчиков давления получены значения давлений газа во впускном, выпускном и свечном каналах. Создана специальная программа обработки



экспериментальных данных, которая на основе индуктивного датчика положения коленчатого вала 60-2 выделяла участки полноценных циклов и по ним усредняла показания датчиков давления в установившемся режиме.

2. Показано, что в односекционном варианте КС при номинальном режиме ( $n = 6050 \text{ мин}^{-1}$ ) мощность РПД достигает 59 кВт (80,3 л.с.). Максимальное давление газа в КС, осредненное по восьми последовательным циклам, составило 61,7 бар.

3. Идентифицирована математическая модель рабочего процесса РПД с использованием методов вычислительной газовой динамики и модели горения ECFM в специализированном программном пакете AVL FIRE. Получена хорошая сходимость результатов расчетного моделирования с экспериментальными данными.

4. Разработанная математическая модель позволяет учесть перетечки между КС через впускные и выпускные каналы, а также «переброс» фронта пламени и продуктов реакции

через свечные каналы. Раннее воспламенение в отдельных циклах РПД, полученное в результате последовательного расчета рабочего процесса в соседних КС, наблюдалось также при индицировании двигателя в стендовых условиях, что может служить косвенным подтверждением корректности разработанной математической модели.

5. Механические потери составили 9,9 %, что соответствует механическому КПД двигателя, равному 90,1 %. Это значение согласуется с известными значениями  $\eta_m$  для РПД.

6. Существенная зависимость характера протекания рабочего процесса в РПД от перетечек рабочего тела в соседних КС позволяет заключить, что дальнейшее совершенствование процесса сгорания топливовоздушной смеси должно быть связано с отработкой геометрических размеров и положения свечных каналов для первой и второй свечей зажигания по направлению смещения ротора.

## Литература

- [1] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. N.Y., McGraw-Hill Book Company, 1988. 930 p.
- [2] Hege J.B. *The wankel rotary engine. A history*. McFarland & Company, 2006. 174 p.
- [3] Злотин Г.Н. *Особенности рабочих процессов и пути повышения энергетической эффективности роторно-поршневых двигателей Ванкеля*. Волгоград, ВолгГТУ, 2010. 120 с.
- [4] Wankel F.H. *Einteilung der Rotations-Kolbenmaschinen*. Stuttgart, Anstalt, 1963.
- [5] Poojitganont T., Izweik H.T., Berg H.P. The simulation of flow field inside the wankel combustion chamber. *Thes. 20<sup>th</sup> Conf. Mechanical Engineering Network of Thailand*, 2006. 6 p.
- [6] Finkelberg L.A., Kostuchenkov A.N., Zelentsov A.A. et al. Improvement of combustion process of spark-ignited aviation wankel engine. *Energies*, 2019, vol. 12, no. 12, art. 2292, doi: <https://doi.org/10.3390/en12122292>
- [7] Кавтарадзе Р.З. *Теория поршневых двигателей. Специальные главы*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 589 с.
- [8] Кавтарадзе Р.З., Касько А.А., Зеленцов А.А. Профилирование камеры сгорания поршневого двигателя с непосредственным впрыскиванием бензина. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 9, с. 67–76, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2019-9-67-76>
- [9] AVL FIRE™. *avl.com: веб-сайт*. URL: <https://www.avl.com/fire> (дата обращения: 25.09.2021).
- [10] Candel S., Poinot T. Flame stretch and the balance equation for the flame area. *Combust. Sci. Technol.*, 1990, vol. 70, no. 1–3, pp. 1–15, doi: <https://doi.org/10.1080/00102209008951608>
- [11] Delhaye B., Cousyn B. Computation of flow and combustion in spark ignition engine and comparison with experiment. *SAE Tech. Paper*, 1996, art. 961960, doi: <https://doi.org/10.4271/961960>
- [12] Blint R.J. The relationship of the laminar flame width to flame speed. *Combust. Sci. Technol.*, 1986, vol. 49, no. 1–2, pp. 79–92, doi: <https://doi.org/10.1080/00102208608923903>

- [13] Metghalchi M., Keck J.C. Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane and indolene at high pressure and temperature. *Combust. Flame*, 1982, no. 48, pp. 191–210, doi: [https://doi.org/10.1016/0010-2180\(82\)90127-4](https://doi.org/10.1016/0010-2180(82)90127-4)
- [14] Meneveau C., Sreenivasan K.R. The multifractal nature of turbulent energy dissipation. *J. Fluid Mech.*, 1991, vol. 224, pp. 429–484, doi: <https://doi.org/10.1017/S0022112091001830>
- [15] *FIRE. Users manual version 2020*. AVL List GmbH, 2021.
- [16] Yamamoto K. *Rotary engine*. Society of Automotive Engineers, 1981. 329 p.

## References

- [1] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. N.Y., McGraw-Hill Book Company, 1988. 930 p.
- [2] Hege J.B. *The wankel rotary engine. A history*. McFarland & Company, 2006. 174 p.
- [3] Zlotin G.N. *Osobennosti rabochikh protsessov i puti povysheniya energeticheskoy effektivnosti rotorno-porshnevnykh dvigateley Vankelya* [Special aspects of working processes and method for raising power efficiency of Wankel engines]. Volgograd, VolgGTU Publ., 2010. 120 p. (In Russ.).
- [4] Wankel F.H. *Einteilung der Rotations-Kolbenmaschinen*. Stuttgart, Anstalt, 1963.
- [5] Poojitganont T., Izweik H.T., Berg H.P. The simulation of flow field inside the wankel combustion chamber. *Thes. 20<sup>th</sup> Conf. Mechanical Engineering Network of Thailand*, 2006, 6 p.
- [6] Finkelberg L.A., Kostuchenkov A.N., Zelentsov A.A. et al. Improvement of combustion process of spark-ignited aviation wankel engine. *Energies*, 2019, vol. 12, no. 12, art. 2292, doi: <https://doi.org/10.3390/en12122292>
- [7] Kavtaradze R.Z. *Teoriya porshnevnykh dvigateley. Spetsial'nye glavy* [Theory of piston engines. Special chapters]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2016. 589 p. (In Russ.).
- [8] Kavtaradze R.Z., Kas'ko A.A., Zelentsov A.A. Shaping the combustion chamber of a piston engine with direct injection of gasoline. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2019, no. 9, pp. 67–76, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2019-9-67-76> (in Russ.).
- [9] AVL FIRE™. *avl.com: website*. URL: <https://www.avl.com/fire> (accessed: 25.09.2021).
- [10] Candel S., Poinot T. Flame stretch and the balance equation for the flame area. *Combust. Sci. Technol.*, 1990, vol. 70, no. 1–3, pp. 1–15, doi: <https://doi.org/10.1080/00102209008951608>
- [11] Delhaye B., Cousyn B. Computation of flow and combustion in spark ignition engine and comparison with experiment. *SAE Tech. Paper*, 1996, art. 961960, doi: <https://doi.org/10.4271/961960>
- [12] Blint R.J. The relationship of the laminar flame width to flame speed. *Combust. Sci. Technol.*, 1986, vol. 49, no. 1–2, pp. 79–92, doi: <https://doi.org/10.1080/00102208608923903>
- [13] Metghalchi M., Keck J.C. Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane and indolene at high pressure and temperature. *Combust. Flame*, 1982, no. 48, pp. 191–210, doi: [https://doi.org/10.1016/0010-2180\(82\)90127-4](https://doi.org/10.1016/0010-2180(82)90127-4)
- [14] Meneveau C., Sreenivasan K.R. The multifractal nature of turbulent energy dissipation. *J. Fluid Mech.*, 1991, vol. 224, pp. 429–484, doi: <https://doi.org/10.1017/S0022112091001830>
- [15] *FIRE. Users manual version 2020*. AVL List GmbH, 2021.
- [16] Yamamoto K. *Rotary engine*. Society of Automotive Engineers, 1981. 329 p.

Статья поступила в редакцию 21.12.2021

## Информация об авторах

**КАВТАРАДЗЕ Реваз Зурабович** — доктор технических наук, профессор кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», Член Национального комитета по теплообмену РАН. МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: kavtaradzerz@mail.ru).

**КАСЬКО Антон Александрович** — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: kasko\_73@mail.ru).

**ЗЕЛЕНЦОВ Андрей Александрович** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: zelentsov.aa@gmail.com).

## Information about the authors

**KAVTARADZE Revaz Zurabovich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: kavtaradzerz@mail.ru).

**KASKO Anton Aleksandrovich** — Postgraduate. Department of Combined Engines and Alternative Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: kasko\_73@mail.ru).

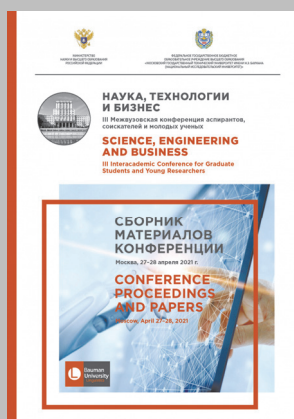
**ZELENTSOV Andrei Aleksandrovich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Combined Engines and Alternative Power Plants Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: zelentsov.aa@gmail.com).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Кавтарадзе Р.З., Касько А.А., Зеленцов А.А. Расчетно-экспериментальное исследование рабочего процесса перспективного роторно-поршневого двигателя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 4, с. 23–33, doi: 10.18698/0536-1044-2022-4-23-33

### Please cite this article in English as:

Kavtaradze R.Z., Kasko A.A., Zelentsov A.A. Computational and experimental study of the working process of a promising rotary piston engine. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 4, pp. 23–33, doi: 10.18698/0536-1044-2022-4-23-33



## Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям сборник материалов III Межвузовской конференции аспирантов, соискателей и молодых ученых «Наука, технологии и бизнес»

В сборник вошли тезисы докладов и сообщений на английском и русском языках, сделанные на III Межвузовской конференции аспирантов, соискателей и молодых ученых, состоявшейся 27–28 апреля 2021 г.

Обсуждаются вопросы, связанные с научными исследованиями, проектно-конструкторскими и методическими разработками, экспериментальными работами в области биомедицинских и машиностроительных технологий, радиоэлектроники и лазерной техники, специального машиностроения, робототехники и автоматизации, информатики, систем управления, инженерного бизнеса и менеджмента, а также прикладной лингвистики.

### По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1.  
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;  
press@baumanpress.ru; <https://bmstu.press>