

РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС В МГТУ ИМ. Н. Э. БАУМАНА: ОТ МЕТОДА ГРИНЕВЕЦКОГО ДО СОВРЕМЕННЫХ 3D-МОДЕЛЕЙ*

*Р.З. Кавтарадзе, д.т.н., профессор
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана*

Показана роль кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ имени Н.Э. Баумана в историческом развитии фундаментальной теории поршневых двигателей, начиная от отцов-основателей специальности «Двигатели внутреннего сгорания (ДВС)», до настоящего времени. Проанализированы актуальные задачи исследования, прежде всего, внутрицилиндровых процессов, решенные на разных этапах развития поршневого двигателестроения усилиями кафедры. Другие направления научно-исследовательских работ, связанные с газообменом и наддувом, топливоподачей, механикой и термочернотью ДВС упомянуты только по мере необходимости при анализе проблем совершенствования рабочего процесса. То же самое относится к работам других, российских и зарубежных научных школ, оказавших существенное влияние на развитие теории поршневых двигателей и достойных самой высокой оценки.

Продолжение. Начало см. № 2 (276), 2019

Три «скачка» в развитии теории ДВС. Развитие поршневого двигателестроения, начиная от первых двигателей Лемуара до современных машин, имеет в основном перманентный и эволюционный характер, тем не менее в его истории можно выделить три инновации, приводящие к скачкообразному изменению показателей двигателя:

- наддув, позволяющий резко повысить удельную мощность двигателя;
- механическое впрыскивание в дизелях и отказ от пневматической системы подачи топлива;
- электронное управление процессами в ДВС.

На кафедре поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана по всем этим направлениям были получены фундаментальные результаты.

По системам наддува и газодинамики ДВС была создана научная школа профессоров А.С. Орлина и М.Г. Круглова, которая в настоящее время успешно развивается проф. Ю.А. Гришиным и его учениками. Форсирование двигателей стимулировало работы по механической и термической прочностноту двигателей, проведенные профессорами А.С. Орлиным и Н.А. Иващенко. В настоящее время эти работы выведены на

качественно новый уровень работами проф. Н.Д. Чайнова и его учеников. Традиции, которые заложили профессора Г.Г. Калиш, В.И. Крутов, О.Б. Леонов в развитие систем топливоподачи и управления двигателями в настоящее время успешно развиваются профессорами В.А. Марковым, А.Г. Кузнецовым, к.т.н. В.И. Шатровым и их учениками.

Работы А.С. Орлина (1902–1988) в области теории поршневых двигателей. Выдающийся ученый, профессор Андрей Сергеевич Орлин, возглавлявший кафедру Э2 в МГТУ им. Н.Э. Баумана в течение 28 лет (с 1947 по 1975 гг.), дважды утвержденный в звании профессора по кафедрам Сопротивление материалов и ДВС, является основателем научных школ по газообмену и прочностноту ДВС [11]. В теории рабочих процессов ему принадлежит ряд интересных работ, в том числе совместная с профессором М.Г. Кругловым монография [21], занимающая «особое место по актуальности, научному уровню и масштабности» [1].

Наряду с вопросами исследования и конструирования систем газообмена и наддува двухтактных двигателей А.С. Орлиным разработаны основы теории газообмена в цилиндре, в частности, предложен метод расчета сечений органов газораспределения двухтактных двигателей при изменяющихся в период свободного выпуска давления и объема цилиндра. Результаты этой работы имеют практическую значимость и сегодня, особенно при моделировании рабочего процесса двухтактных двигателей. Следует отметить, что во время руководства А.С. Орлиным кафедра МГТУ занимала лидирующую роль в стране и за рубежом по исследованиям двухтактных двигателей.

А.С. Орлин еще в 1950–60-х гг. инициировал работы по применению водорода в качестве моторного топлива (этой проблемой занимались О.Б. Леонов и В.П. Алексеев, позже С.Г. Роганов), заложив основу для решения проблем использования альтернативных топлив.

* Статья написана по материалам пленарного доклада на Международной научно-технической конференции «Двигатель-2018», посвященной 150-летию факультета энергомашиностроения МГТУ им. Н.Э. Баумана 30 октября 2018 г.

А.С. Орлин вдохновитель издания и редактор многотомного учебника по двигателям — коллективного труда кафедры, первый том первого издания которого «Теория рабочих процессов ДВС» был издан в 1951 г. Вышедший в 1971 г. под редакцией А.С. Орлина и М.Г. Круглова учебник «Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей» в четырех томах [16] был удостоен в 1974 г. Государственной премии СССР и долгое время оставался настольной книгой студентов, аспирантов, исследователей и конструкторов ДВС.

Создатель практически двух научных школ А.С. Орлин воспитал лидеров, возглавивших соответствующие направления: профессор М.Г. Круглов — школу нестационарной газодинамики ДВС и профессор Н.Д. Чайнов — школу термодинамики ДВС, результаты деятельности которых известны как в России, так и за ее пределами.

Научная школа М.Г. Круглова (1921–2004) по нестационарной газодинамике ДВС. Профессор М.Г. Круглов является автором работ, сыгравших важную роль в становлении современной теории поршневых двигателей. Прежде всего, здесь следует отметить его известную монографию [22], в которой М.Г. Круглов не только развил методы расчета органов газораспределения двухтактных двигателей, разработанные его учителем А.С. Орлиным, а совершенно на другом уровне поставил и решил задачи одномерной нестационарной газодинамики, опираясь на метод характеристик.

Обращая внимание на название книги «Термодинамика и газодинамика двухтактных ДВС» [22], видно, что автор четко делит функции этих наук при исследовании процессов в цилиндре и смежных системах. В то время, когда методы решения трехмерных нестационарных задач еще не были разработаны, что в немалой степени было обусловлено отсутствием компьютерных технологий, а бесперспективность (с точки зрения практической значимости) постановки одно- и двумерных задач для внутрицилиндровых процессов были очевидны, М.Г. Круглов принял единственно правильное решение: использовать термодинамический, т. е. нульмерный подход для определения параметров рабочего процесса, необходимых при исследовании процессов газообмена. Книга стала настольной для специалистов, занимающихся двухтактными двигателями, а сам М.Г. Круглов и его школа — бесспорными лидерами в области нестационарной газодинамики ДВС. Чуть позже это еще раз было подтверждено изданием монографии [21], о которой было уже сказано выше. М.Г. Круглов всегда был сторонником использования современных методов прикладной математики в теории поршневых

двигателей. Под его непосредственным участием была выполнена работа [23], в которой для решения задач теплообмена ДВС впервые был применен численный метод контрольных объемов (КО), наиболее распространенный в настоящее время среди численных методов решения задач тепло-массообмена и гидрогазодинамики.

М.Г. Круглов был одним из авторов и редактором первой монографии [24], изданной в СССР по проблемам двигателя с внешним подводом теплоты (двигателя Стирлинга), а также инициатором открытия соответствующей специализации в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Говоря о приоритетах кафедры Э2 в области двигателей Стирлинга, нельзя не отметить заслуги доц. С.И. Ефимова (1932–2001), очень много сделавшего для развития этого направления. Несмотря на определенный интерес к альтернативным источникам энергии, с уходом из жизни М.Г. Круглова и С.И. Ефимова в МГТУ, к сожалению, перестали заниматься двигателями с внешним подводом теплоты.

Замечательный результат научно-педагогической деятельности тандема учителя и ученика — А.С. Орлина и М.Г. Круглова — последнее 4-е издание 4- томного учебника по ДВС, вышедшего в 1983 г. под их редакцией. Второй том учебника «Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей» [25] написана в добрых традициях метода Гриневецкого–Мазинга. Это очевидно, если судить по методу построения книги, когда подробно рассматриваются последовательные внутрицилиндровые процессы впуска, сжатия, сгорания-расширения и выпуска. При этом конечные результаты расчета одного процесса являются начальными условиями последующего. Можно утверждать, что в этой книге метод Гриневецкого–Мазинга достиг своего апогея.

Выдающаяся роль метода Гриневецкого–Мазинга в развитии поршневого двигателестроения. В последней четверти прошлого столетия внедрение информационных технологий оказало на теорию поршневых двигателей, как и на любую другую науку, заметное влияние и внесло свои коррективы. Метод Гриневецкого–Мазинга в своем традиционном виде стали применять все меньше и меньше, и он уступил место однозонной модели рабочего процесса, которая по существу является его детищем. Действительно, в однозонной модели, как и в методе Гриневецкого–Мазинга, исследуемой термодинамической системой является объем цилиндра, представляющий собой одну единственную зону, в которой для произвольного момента времени (или для произвольного положения поршня) значения термодинамических параметров во всех точках

объема являются одинаковыми, т. е. нет локальных изменений параметров в цилиндре и они изменяются только по углу поворота коленчатого вала. Правда, в отличие от модели Гриневецкого–Мазинга, в этой модели нет коэффициентов, подобных ξ и χ из (1), а вместо квазистационарных уравнений термодинамических процессов используются фундаментальные законы сохранения массы и энергии (первый закон термодинамики), записанные в виде обыкновенных дифференциальных уравнений [6, 26], решение которых осуществляется численными методами.

А что тогда с теорией Гриневецкого–Мазинга? Здесь уместны слова, высказанные одним из крупнейших физиков современности Ричардом Фейнманом в адрес классической физики — она теперь стала почтенной старой дамой, о которой можно сказать, что она очень хорошая мать и у нее очень хорошие дети.

«Дети» метода Гриневецкого–Мазинга, прежде всего, современные модели рабочего процесса ДВС, а также целая плеяда крупных специалистов-воспитанников МГТУ, среди которых 6 академиком РАН, 8 Героев социалистического труда, 28 лауреатов Государственных премий, 24 заслуженных деятелей науки РФ, 30 руководителей кафедрами других вузов [1].

Важно отметить, что превосходство советской военной техники в области авиационного, морского и танкового двигателестроения, особенно в заключительной части Второй мировой войны, было обусловлено трудами не только крупных специалистов и ученых, но и огромной армией рядовых инженеров, конструкторов и исследователей, воспитанных на методе Гриневецкого–Мазинга.

Однозонная термодинамическая модель. Работы Н.А. Иващенко (1940–2016) по моделированию рабочего процесса. Говоря о применении компьютерных технологий в области поршневого двигателестроения, следует упомянуть, прежде всего, имя профессора Н.А. Иващенко, автора одной из первых однозонных моделей современного типа, позволяющей проследить за изменениями параметров в рабочем цикле по времени. Н.А. Иващенко в начале 1970-х гг. активно стал внедрять компьютерные технологии по разным направлениям двигателестроения. Он был пионером применения численного метода конечных элементов (МКЭ) в теории прочности ДВС и автором соответствующей программы TDN для решения задач теплового и напряженного состояния деталей ДВС, созданной задолго до появления таких коммерческих программных продуктов, как COSMOS или ANSYS, основанных на МКЭ и широко используемых в последние годы. Параллельно им созданы однозонная математическая

модель рабочего процесса и программа НК1, применяемые практически на всех ведущих заводах, КБ, в вузах СССР и РФ.

Простой перечень задач, методы решения которых проф. Н.А. Иващенко с учениками разработал на кафедре Э2, указывает на его способность не ограничиваться отдельными узкими направлениями теории ДВС и находить комплексный подход к решению проблемы развития двигателестроения. Н.А. Иващенко был, видимо, последним из современного поколения ученых-двигателистов, обладающим универсальным знанием и глубоким пониманием проблематики по различным направлениям двигателестроения. Несмотря на то, что время его руководства кафедрой совпало с тяжелыми годами перестройки, распада СССР и кризиса в системе образования, ему удалось не только сохранить кафедру, но и приумножить ее научный потенциал появлением молодых докторов и кандидатов наук в преподавательском составе кафедры.

Однозонные модели рабочего процесса. Как уже было отмечено, современные однозонные модели исходят из метода Гриневецкого–Мазинга. Действительно, по современным обозначениям, не связанным с коэффициентами ξ и χ из (1), используемое в цилиндре тепло $Q = \xi H_u$ представляет собой разность между тепловыделением $Q_x = \chi H_u$ и теплоотводом Q_w , т. е. $Q = Q_x - Q_w$. Тогда основные уравнения однозонной модели (уравнения сохранения массы, энергии и состояния) записываются так:

$$\begin{aligned} \frac{dm}{d\tau} &= \frac{dm_{en}}{d\tau} + \frac{dm_{en,m}}{d\tau} - \frac{dm_{вып}}{d\tau}; \\ \frac{d(mu)}{d\tau} &= \frac{dQ_x}{d\tau} - \frac{dQ_w}{d\tau} - p_\infty \frac{dV}{d\tau} + \\ &+ h_{вп} \frac{dm_{вп}}{d\tau} - h_{вып} \frac{dm_{вып}}{d\tau}; \\ \frac{dp_\infty}{d\tau} &= \frac{mR}{V} \frac{dT_\infty}{d\tau} + \frac{mT}{V} \frac{dR}{d\tau} + \frac{RT_\infty}{V} \frac{dm}{d\tau} - \frac{p_\infty}{V} \frac{dV}{d\tau}. \end{aligned} \quad (6)$$

Расчетная схема однозонной модели рабочего процесса поршневого двигателя приведена на рис. 1.

Сравнение однозонной модели с моделью (методом) Гриневецкого–Мазинга позволяет заключить:

1. Однозонная модель, как и метод Гриневецкого–Мазинга, построена на однозонном представлении объема цилиндра с одним давлением и одной температурой, одинаковыми по всему объему, изменение которых происходит нестационарно (по времени или по углу поворота коленчатого вала). Эти изменения описываются обыкновенными дифференциальными уравнениями

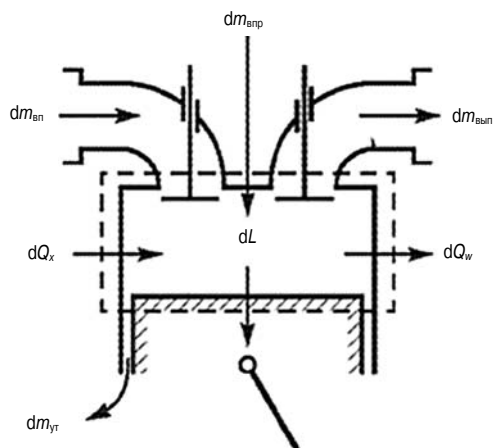


Рис. 1. Схема однозонной модели

ями (6), выражающими фундаментальные законы сохранения массы и энергии, а также состояния. В отличие от метода Гриневецкого–Мазинга, где квазистационарные изменения давлений и температуры рассматриваются в зависимости от перемещения поршня (объема цилиндра) и описываются алгебраическими уравнениями термодинамики, в однозонных моделях используются обыкновенные дифференциальные уравнения, в которых в качестве аргумента введено время.

2. Задание в методе Гриневецкого–Мазинга коэффициентов использования теплоты ξ и выделения теплоты χ затруднено, особенно при проектировании двигателей новых типов и размеров, для которых статистические данные по их значениям отсутствуют. Заметим, что задание этих коэффициентов по существу означает перевод P – V -диаграммы идеального термодинамического цикла, т. е. цикла без потерь, в замкнутую индикаторную диаграмму (в диаграмму реального цикла). В однозонной модели необходимость задания этих коэффициентов отсутствует, так как используются соотношения для тепловыделения (например, уравнение Вибера) и теплоотдачи (например, α -формула Вошни).

3. С помощью однозонной модели (6) можно решать две различные задачи расчета рабочего процесса:

➤ определить изменение давления $p_{\infty}(\tau)$. Для этого необходимо задавать законы тепловыделения $Q_x(\tau)$ и теплообмена $Q_w(\tau)$, чтобы найти количество теплоты, передаваемой к рабочему телу и идущей на повышение ее внутренней энергии (прямая задача расчета рабочего процесса);

➤ определить закон тепловыделения $Q_x(\tau)$, задавая при этом закон изменения давления $p_{\infty}(\tau)$, полученный либо экспериментальным, либо расчетным путем. Очевидно, что для определения $Q_x(\tau)$ следует также задать закон теплообмена $Q_w(\tau)$, так как непосредственно из $p_{\infty}(\tau)$ можно

определить количество теплоты $dQ = dQ_x - dQ_w$. В отличие от первой эту задачу можно назвать обратной задачей расчета рабочего процесса.

Из формулировки прямой задачи следует, что для определения эффективных показателей двигателя необходимо задание $Q_x(\tau)$ и $Q_w(\tau)$. Этим и объясняется стремление исследователей получить более или менее приемлемые соотношения для моделирования тепловыделения $Q_x(\varphi)$. В результате появились известные зависимости К. Неймана, Б.М. Гончара, Б.П. Пугачева, наконец, самая известная из них – формула И.И. Вибера, названные законами тепловыделения. Следует отметить, что увеличение количества уравнений для моделирования тепловыделения, как это делается, например, в работе Н.Ф. Разлейцева [27] или К. Schreiner [28], приводит к значительному увеличению задаваемых эмпирических коэффициентов, которые не отличаются универсальностью, так как получены для двигателей определенного типа и размеров. А критика, подобная тому, что «одно уравнение Вибера с двумя неизвестными может привести к любому результату», не уместна из-за отсутствия лучшего варианта расчета тепловыделения в термодинамических моделях.

Интересно, что если $Q_x(\varphi)$ представить как функцию распределения непрерывной случайной величины x – доли выгоревшего топлива, то все известные формулы для расчета скорости тепловыделения $dQ_x/d\varphi = f(\varphi)$ представляют собой плотности распределения вероятности и формально могут быть получены из классических выражений теории вероятности [6].

Еще больше формул, так называемых α -формул, существуют для моделирования процесса теплоотдачи в цилиндре, авторы которых В. Нуссельт, Н.Р. Брилинг, G. Eichelberg, Г.Б. Розенблит, G. Woschni и др. [10] не стали называть их законами. Заметим, что все эти формулы требуют задания индикаторной диаграммы $p_{\infty}(\tau)$ и полученной из нее средней по объему температуры $T_{\infty}(\tau)$ рабочего тела, т. е. они получены на основе однозонного представления объема цилиндра двигателя. В связи с этим их использование в двух или многозонных моделях, рассмотренных ниже, возможно только после некоторой модификации [10].

Подчеркнем, что принципиальная разница современных однозонных моделей от исторически первых моделей особенно заметна при моделировании процессов в ДВС с непосредственным впрыскиванием топлива, в которых мгновенное значение коэффициента избытка воздуха в рабочем цикле меняется от бесконечности (к началу впрыскивания) до его суммарного значения (к концу впрыскивания) [6, 26].

Необходимость создания новой теории поршневых двигателей. Переходный период. 1970–80-е годы в истории двигателестроения ознаменованы существенным форсированием по литровой мощности, что достигалось, прежде всего, путем наддува, и введением норм выбросов вредных веществ с ОГ. При этом увеличение литровой мощности двигателя привело к необходимости определения локальных термических граничных условий для основных деталей со стороны высокотемпературного рабочего тела, т. е. к разработке теории локального теплообмена, а моделирование процессов образования вредных веществ, в частности оксидов азота и твердых частиц сажи, потребовало определения локальных нестационарных параметров рабочего тела, прежде всего, локальных нестационарных температур в объеме КС.

Создалась ситуация, когда имеющиеся однозонные модели оказались бесполезными для решения указанных актуальных задач локального теплообмена и экологии, а надежных трехмерных моделей рабочего процесса еще не было. Переходный период к новой теории ознаменован появлением сначала двух-, а потом многозонных моделей рабочего процесса. Подчеркнем, что они, по аналогии с однозонной моделью, являются термодинамическими и нульмерными. Термодинамика в очередной раз заполнила вакуум, образованный в теории рабочего процесса ДВС при переходе от усредненных по объему цилиндра параметров к локальным параметрам. Переходный период длился почти до конца прошлого столетия.

Двухзонная модель рабочего процесса. Первой попыткой вычисления той реальной температуры, которая обуславливает образование оксидов азота в камере сгорания, являлась двухзонная модель. Идея двухзонной модели рабочего процесса проста: в цилиндре мгновенно, сразу после начала сгорания, образуются две зоны, одна — со свежим, еще не успевшим сгореть зарядом, и вторая — со сгоревшим зарядом. По мере развития сгорания первая зона сужается и к концу сгорания исчезает, а вторая — наоборот расширяется и к концу сгорания охватывает весь объем цилиндра. При этом в двухзонной модели в двигателях с непосредственным впрыском задается изменение мгновенного значения коэффициента избытка воздуха в зависимости от закона подачи топлива, аналогично однозонной модели [6]. Основные уравнения для двухзонной модели аналогичны уравнениям (6) однозонной модели и записываются отдельно для каждой зоны. Отличие заключается в отсутствии в уравнениях двухзонной модели энтальпии впускных и выпускных газов, так как двухзонная модель действует только в процессе сгорания, т. е.

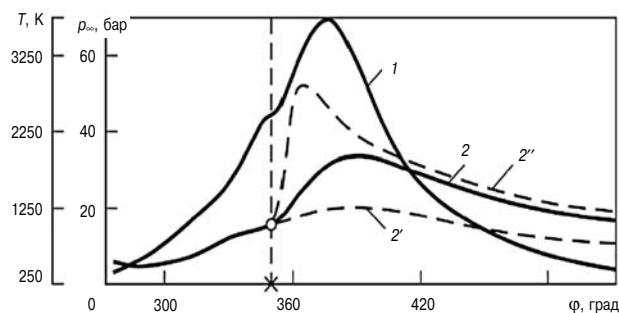


Рис. 2. Результаты, полученные с применением одно- и двухзонных моделей:

1 — давление p ; 2, 2', 2'' — температуры в случае одной зоны T , в несгоревшей T^I и в сгоревшей T^{II} в зоне соответственно

при закрытых органах впуска-выпуска. До и после сгорания, т. е. в фазах низкого давления, действует однозонная модель. В связи с большой разницей между скоростями выравнивания давлений и температуры по объему цилиндра принимается, что для фиксированного момента времени давление p_∞ в обеих зонах одинаково, а температуры T^I и T^{II} разные (это допущение принимается и для многозонных моделей, см. далее). Их значения для зон с несгоревшим и сгоревшим зарядами соответственно, вычисляется из первого закона термодинамики [6]:

$$\frac{dT_\infty^I}{d\tau} = \frac{1}{m^I c_{v0}^I} \left(\frac{p_\infty V^I}{m^I} \frac{dm^I}{d\tau} - p_\infty \frac{dV^I}{d\tau} - \frac{dQ_w^I}{d\tau} \right);$$

$$\frac{dT_\infty^{II}}{d\tau} = \frac{1}{m^{II} \left(\frac{\partial u^{II}}{\partial T_\infty^{II}} \right)} \times \left[\frac{p_\infty V^{II}}{m^{II}} \frac{dm^{II}}{d\tau} - p_\infty \frac{dV^{II}}{d\tau} + \frac{dQ_w}{d\tau} - \frac{dQ_w^{II}}{d\tau} - m^{II} \left(\frac{\partial u^{II}}{\partial p_\infty} \right) \frac{dp_\infty}{d\tau} - m^{II} \left(\frac{\partial u^{II}}{\partial \alpha_w} \right) \frac{d\alpha_w}{d\tau} \right], \quad (7)$$

где верхними индексами «I» и «II» обозначены значения параметров в «несгоревшей» и «сгоревшей» зонах соответственно. Другие обозначения в (7) такие же, что в (6). На рис. 2 приведено сравнение результатов, полученных с помощью одно- и двухзонных моделей.

Температура T^{II} является определяющей в процессе образования оксидов азота и сажи. Следует подчеркнуть, что во всех случаях разумного использования двухзонные модели успешно применяются как для дизелей, так и для двигателей с принудительным зажиганием, и дают результаты вполне соответствующие экспериментальному значению эмиссии оксидов азота [29].

Многозонная модель рабочего процесса. Как видно, двухзонная модель (7) определяет некую условную температуру T^{II} в «сгоревшей» зоне, которая при условии $T^{II} > 1800$ К «включает» термически механизм (механизм Зельдовича) образования NO. Очевидно, что эта модель не способна определить локальные температуры в

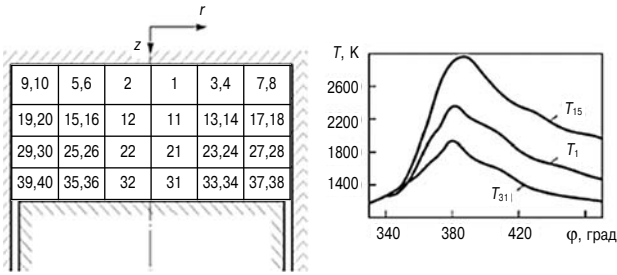


Рис. 3. Представление объема цилиндра в виде конечного числа зон (контрольных объемов) и результаты моделирования нестационарных температур в отдельных зонах

цилиндре и не может указать на очаги образования вредных компонентов, и, конечно, не может моделировать локальный теплообмен и определить термические граничные условия для основных деталей двигателя. Единственная термодинамическая модель, способная сделать это — многозонная модель рабочего процесса, основанная на следующей концепции. Расчетная область — объем цилиндра делится на конечное число фиксированных объемных зон произвольной формы (рис. 3). По ходу поршня эти зоны сжимаются и расширяются по направлению оси цилиндра. Определив количество топлива, попавшего в каждую из этих зон, и рассматривая зоны как мини-камеры сгорания с собственными процессами испарения и сгорания, а также учитывая тепло- и массообмен между зонами, можно определить термодинамические параметры, в частности температуру, в этих зонах [6, 26].

Из многозонных моделей иногда отдельно выделяют так называемые квазимерные модели, в которых топливная струя делится на множество отдельных зон, называемых пакетами. Для них соблюдаются законы сохранения и рассматриваются процессы испарения капель, сгорания и образования NO_x [30].

Таким образом, в качестве локальных параметров рабочего процесса в многозонной модели рассматриваются параметры в локальных зонах, равномерно (гомогенно) распределенные по объему зоны и изменяющиеся только по времени $\tau = \varphi/\omega$ (φ — угол поворота, а ω — угловая скорость коленчатого вала). Зная локальную температуру, т. е. температуру данной зоны, с привлечением известных кинетических механизмов образования оксидов азота и сажи, моделируются локальные процессы образования этих вредных веществ.

Значения локальных температур рабочего тела в цилиндре, в частности температуры в локальных пристеночных зонах, используются в качестве термических граничных условий для расчета теплового состояния деталей, составляющих КС [31, 32].

Основанная на такой концепции многозонная модель впервые была разработана в МГТУ им. Н.Э. Баумана на кафедре поршневые двигатели в конце 1980-х гг. [31]. В дальнейшем она нашла отражение в научных публикациях и учебниках МГТУ [6, 10, 32, 33]. Основное уравнение многозонной модели — это уравнение энергии, записанное для i -й зоны, рассматриваемой в качестве контрольного объема, для которого соблюдаются фундаментальные законы сохранения энергии:

$$\sum_k u_{ik} \frac{dm_{ik}}{d\tau} + \left(\sum_k m_{ik} c_{vk} \right) \frac{dT_i}{d\tau} + \Delta u_{исп} \frac{dm_{исп,i}}{d\tau} + \Delta u_{сг} \frac{dm_{сг,i}}{d\tau} =$$

$$= \sum_j \lambda_{ij} \frac{T_j - T_i}{S_{ij}} F_{ij} + \sum_j \alpha_{ij} (T_i - T_j) F_{ij} + \sum_j \psi_{ij} \sigma_0 (T_j^4 - T_i^4) -$$

$$- \frac{m_i R_i T_i}{V_i} \frac{dV_i}{d\tau} + \sum_j \left(\sum_k h_k \frac{dm_k}{d\tau} \right)_{ij}, \quad (8)$$

где λ — коэффициент теплопроводности; α — коэффициент теплоотдачи; n_v — число зон (контрольных объемов (КО)), примыкающих к i -й зоне; n_w — число участков поверхности, примыкающих к i -й зоне; n_{vv} — общее число зон (или КО) в объеме цилиндра; n_{ww} — общее число участков поверхностей, ограничивающих этот объем; m — масса рабочего тела; S — расстояние между центрами зон (или КО); F — площадь поверхности теплообмена; ψ — взаимная поверхность обмена излучением; σ_0 — постоянная излучения. Остальные обозначения в (8) являются общепринятыми в термодинамике и уже были использованы выше.

Уникальность модели (8) заключается в введении в ней ψ — геометрического фактора процесса теплообмена с излучением, позволяющего моделировать локальный лучистый теплообмен в КС. Для определения этого параметра был использован метод, предложенный проф. П. Людвигом [34]. Алгоритм, лежащий в основе расчетной программы MZM и разработанной в МГТУ им. Н.Э. Баумана [35, 36], составлен так, что предусматривает использование в качестве исходных данных индикаторной диаграммы (желательно экспериментальной), что повышает достоверность результатов моделирования. Процессы испарения и сгорания топлива выражаются изменением внутренней энергии рабочего тела и связаны с характеристикой впрыскивания топлива. При этом отпадает необходимость задания функции тепловыделения в виде соотношений Гончара, Вибе или Разлейцева и можно воспользоваться брутто-реакцией полного (или неполного) сгорания топлива с известной химической формулой, когда тепловые эффекты указанных реакций известны. Основной результат применения многозонной модели — это

локальные нестационарные температуры (т. е. температуры отдельных зон) [35], которые используются в моделях образования сажи и оксидов азота и играют решающую роль в оценке эмиссии вредных веществ [36].

Отметим, что при создании двух- и многозонных моделей, в отличие от однозонной, следует иметь в виду два фактора, учет которых имеет важное значение [6]:

1. Необходимость учета тепло- и массообмена между отдельными зонами.

2. Непригодность известных α -формул для моделирования осредненного по поверхности теплообмена, так как все они, от формулы Нуссельта до последних модификаций формулы Вошни [10], справедливы только для однозонной модели.

Завершая обсуждение нульмерных термодинамических моделей (одно-, двух- и многозонных), подчеркнем, что они используют обыкновенные дифференциальные уравнения первого порядка и для проведения расчетов требуют незначительных ресурсов оперативной памяти и времени. Следуя основному принципу моделирования, согласно которому любая модель должна быть простой по возможности и сложной по необходимости, можно констатировать, что для решения ряда задач теории ДВС нульмерные модели не потеряли свою актуальность.

Двумерные модели рабочего процесса. История развития науки моделирования учит, что естественный путь перехода от нульмерных моделей к реальным трехмерным моделям проходит через одномерные, а потом двумерные теории. На стыке XX и XXI столетий появились попытки создания упрощенных (двумерных) моделей внутрицилиндровых процессов двухтактных двигателей, в которых движение рабочего тела, особенно в период продувки-наполнения, носит более направленный характер, чем в четырехтактных ДВС. Это значительный фактор при разработке упрощенных моделей течения. Немаловажную роль здесь сыграл еще тот факт, что благодаря трудам, прежде всего, научных школ МГТУ им. Н.Э. Баумана, возглавляемых А.С. Орлиным и М.Г. Кругловым, был создан прочный фундамент для дальнейшего развития теории двухтактных двигателей. Поэтому закономерно, что впервые разработкой двумерных моделей внутрицилиндровых процессов в 1980-х гг. стали заниматься в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Полученные результаты нашли отражение в книге [37], содержащей численные решения двумерных нестационарных задач продувки-наполнения двухтактного двигателя методом крупных частиц. При этом использовалось допущение, что движение поступающего в цилиндр воздуха в случае

прямоточной схемы газообмена имеет винтообразный, симметричный относительно оси цилиндра характер, а давления, плотности и скорости на каждой окружности с центром, лежащим на этой оси, одинаковы. Что касается задач смесеобразования и сгорания, в [37] они описаны в общих чертах и в математическую модель внутрицилиндрового процесса не включены. Этой работой были инициированы ряд исследований аналогичного направления, характерных для переходного периода теории ДВС, и основанных на одном из двух подходов:

1. Использовались двумерные модели нестационарного турбулентного течения в цилиндре, при этом процессы химической кинетики совершенно не учитывались (см., например, [38]). В результате получилось так, что практическая ценность этой работы не превышала не только указанную работу [37], но и исторически первую модель течения в цилиндре двухтактного двигателя, опубликованную в 1934 г. академиком С.А. Чаплыгиным и проф. В.В. Голубевым, в которой течение рабочего тела принимается потенциальным, а полученные расчетные соотношения, основанные на эллиптических функциях, являются малоприменимыми для инженерных расчетов [39].

2. Разрабатывались модели течения в газоздушных трактах двигателя на основе системы уравнений Эйлера, т. е. без учета вязкости, в которых реальный процесс горения в цилиндре заменялся подводом теплоты ко всем ячейкам расчетной сетки камеры сгорания, например, по формуле Вибе (см., например, [40]).

Очевидно, что с точки зрения развития теории рабочих процессов значение таких работ существенно меньше по сравнению с многозонными термодинамическими моделями и их роль в настоящее время можно ограничить лишь изучением математической стороны, в частности исследованием алгоритмов и нюансов численного эксперимента при решении специфических задач теории ДВС с подвижными границами. Влияние турбулентности, имеющее существенное влияние на характер протекания исключительно всех внутрицилиндровых процессов, в этих работах не учитывалось. Позже в рамках двумерной газодинамики было исследовано влияние турбулентных пульсаций параметров рабочего тела на внутрицилиндровую химическую кинетику [41].

Следует подчеркнуть, что вышеуказанные, а также другие подобные им подходы к двумерному моделированию внутрицилиндровых процессов из-за заложенных в них ограничений могут быть использованы только для задания граничных условий со стороны цилиндра при сквозном расчете газоздушного тракта. Для прогнозирования эффективных, особенно экологических

показателей рабочего процесса они не пригодны, так как не могут давать адекватные количественные результаты. По этой причине в дальнейшем кафедра поршневых двигателей МГТУ разработкой двумерных моделей рабочего процесса особенно не увлекалась.

Литература

- 100 лет специальности «Двигатели внутреннего сгорания» в МГТУ им. Н.Э. Баумана под ред. Н.А. Ивашенко. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2007. 296 с.
- Гриневицкий В.И. Тепловой расчет рабочего процесса. Дополнение редактора перевода к книге Г. Гюльдера «Газовые, нефтяные и прочие двигатели внутреннего сгорания», Москва, типолитография «И.Н. Кушнерев и К», 1907. С. 569–594.
- Sittauer H.L. Nicolaus August Otto, Rudolf Diesel. 4. Auflage. Teubner, Leipzig, 1990. 220 p.
- Diesel R. Theorie und Konstruktion eines rationellen Warmemotors zum Ersatz der Dampfmaschine und der heute bekannten Warmmotoren. Berlin. Springer-Verlag, 1893. 96 p.
- Тринклер Г.В. Двигателестроение за полстолетие. Очерки современника. Л.: Государственное издательство водного транспорта, 1954. 160 с.
- Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. 2-е изд. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 589 с.
- Мазинг Е.К. Тепловой расчет рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. 2-е изд., доп. М., 1935. (Первое издание в 1928 г.).
- Брилинг Н.Р. Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизель. М.: Изд-во ГНТИ, 1931.
- Либрович Б.Г. Рабочий процесс предкамерного двигателя, М.; Л.: ОНТИ НКТП СССР. 1937.
- Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. 3-е изд., доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 515 с.
- Основатели научных школ МГТУ им. Н.Э. Баумана: Краткие очерки/под ред. Е.Г. Юдина, К.Е. Демикова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. — 632 с.
- Вырубов Д.Н. Теплоотдача и испарение капель // Журнал технической физики. Т. IX, вып. 21. 1939. С. 1923–1931.
- Sitkei G. Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren. Springer-Verlag. Berlin-Gottingen-Heidelberg. 1964. 222 p.
- Алексеев В.П., Вырубов Д.Н. Физические основы процессов в камерах сгорания поршневых двигателей внутреннего сгорания. М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977. 84 с.
- Алексеев В.П. Уравнение для определения задержки воспламенения в камере сгорания дизеля // Известия ВУЗов, Машиностроение. 1974. № 6.
- Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей // А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, В.И. Ивин, М.Г. Круглов, О.Б. Леонов, Г.Н. Мизернюк / под ред. А.С. Орлина. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1971. 400 с.
- Кавтарадзе Р.З., Цайлингер К., Цитцлер Г. Задержка воспламенения в дизеле при использовании различных топлив // РАН. Теплофизика высоких температур. 2005. Т. 43, № 6. С. 947–965.
- Boehman A.L., Le Corre O. Combustion on Syngas in Internal Combustion Engines // Combustion Science and Technology. 008. № 6 (180). P. 1193–1206.
- Lata D.B., Misra A. Analysis of ignition delay period of dual fuel Diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels. Int // Journal of hydrogen energy. 2011. № 36. P. 3746–3756.
- Lieuwen T., Yang V., Yetter R (eds.). Synthesis Gas Combustion. Fundamentals and Applications. CRC Press. New York, 2010. 403 p.
- Орлин А.С., Круглов М.Г. Комбинированные двухтактные двигатели. М.: Машиностроение, 1968. 576 с.
- Круглов М.Г. Термодинамика и газодинамика двухтактных двигателей (процессы газообмена). Круглов М.Г. Термо-

динамика и газодинамика двухтактных двигателей внутреннего сгорания (процессы газообмена). М.: Машгиз, 1963. 272 с.

- Круглов М.Г., Кавтарадзе Р.З. Краевые задачи теплопроводности для транспортных энергетических установок и их решение численным методом // Известия Академии Наук СССР, Энергетика и транспорт. 1989. № 5. С. 149–157.
- Двигатели Стирлинга // В.Н. Даниличев, С.И. Ефимов, В.А. Звонов, М.Г. Круглов, А.Г. Шувалов/под ред. М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1977. 150 с.
- Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. // Д.Н. Вырубов, Н.А. Ивашенко, В.И. Ивин и др; под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова. 4-е изд., переработ. и доп. М.: Машиностроение, 1983. 372 с.
- Ивашенко Н.А., Кавтарадзе Р.З. Многозонные модели рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания: учебное пособие. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. 58 с.
- Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. Харьков: Вища школа, 1980. 169 с.
- Schreiner K. Untersuchungen zum Ersatzbrennverlauf und Wärmeübergang bei schnelllaufenden Hochleistungsdieselmotoren // MTZ. 1993. № 11. P. 554–563.
- Heider G., Woshni G., Zeilinger K. 2-Zonen Rechenmodell zur Vorausberechnung der NO-Emission von Dieselmotoren // MTZ. 1998. № 11. P. 770–775.
- Hiroyasu H., Kadota T., Arai M. Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emission // Bulletin of the JSME. 1983. Vol. 26. Part 1: Combustion Modeling. P. 569–575. Part 2: Computational Procedure and Parametric Study. P. 576–583.
- Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в камерах сгорания дизелей: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1991. 265 с.
- Кавтарадзе Р.З. Моделирование локальных нестационарных температур рабочего тела в объеме камеры сгорания дизеля // Двигателестроение. 1995. № 1. С. 14–17.
- Ивашенко Н.А., Кавтарадзе Р.З., Голосов А.С., Кавтарадзе З.Р., Скрипник А.А. Метод расчета локальных концентраций оксидов азота в поршневых двигателях с внутренним смесеобразованием на основе многозонной модели // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер.: «Машиностроение». 2004. № 1. С. 34–59.
- Ludwig P. Die Untersuchung der örtlichen Wärmeübertragung in groben Dieselmotoren unter besonderer Berücksichtigung der Strahlung mit Hilfe der Zonenmethode // Schiffbau Forschung. 1981. № 1. P. 3–11.
- Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Голосов А.С. Численная методика расчета локальных нестационарных температур в камере сгорания дизеля. Свидетельство о государственной регистрации программ для ЭВМ № 2015617794. Дата государственной регистрации в Реестре программ для ЭВМ 22.07.2015.
- Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Голосов А.С. Численная методика расчета концентрации NO_x на основе многозонной модели рабочего процесса дизеля. Свидетельство о государственной регистрации программ для ЭВМ № 2015617793. Дата государственной регистрации в Реестре программ для ЭВМ 22.07.2015.
- Круглов М.Г., Меднов А.А. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1988. 360 с.
- Березин С.Р. Теория и расчет газодинамических процессов в быстроходном двухтактном турбопоршневом двигателе: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02. М., 1994. 378 с.
- Чаплыгин С.А., Голубев В.В. К теории продувки цилиндров двигателей внутреннего сгорания. Труды ЦАГИ им. Н.Э. Жуковского. Вып. 175. 1934. С. 24–41.
- Лобов Н.В. Улучшение характеристик двухтактных ДВС оптимизацией газозооного тракта: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02. М., 2005. 278 с.
- Чесноков С.А. Прогнозирование неравновесного образования токсичных веществ при горении в ДВС с искровым зажиганием: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02. Тула, 2006. 326 с.