

ТРАНСПОРТНОЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

621.436

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ФОРМЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО НАЗНАЧЕНИЯ С УЧЕТОМ ВИХРЕВОГО ОТНОШЕНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ПРОТОТИПА

Канд. техн. наук А. И. ГАЙВОРОНСКИЙ, асп. Д. А. САВЧЕНКОВ

Рассмотрены возможные пути совершенствования рабочего процесса газового двигателя с воспламенением от электрической искры. Приведены результаты расчетно-экспериментальных исследований с различной геометрией камер сгорания в поршне и различных значениях вихревого отношения. Дана качественная и количественная оценка влияния формы и расположения камеры сгорания на локальные распределения температур, характеристику тепловыделения и образование основных токсичных компонентов. Кроме того, приводятся данные о влиянии интенсивности входного вихря на уровень турбулентной кинетической энергии, структуру фронта пламени и концентрацию оксидов азота для исследуемых режимов работы двигателя.

This paper deals with the problems and possible solutions to improvement of working process of the gas engine with spark ignition. Detailed results of the experiment-calculated research of different combustion chamber configurations and variable swirl ratio are given. Qualitative and quantitative estimation of the shape and location of the combustion chamber effect on the local temperature distribution, heat release profile and main toxic components' emission can be found in this paper. In conclusion, data on the influence of the intensity of intake swirl on turbulent kinetic energy, flame structure and nitric oxides concentration for investigated modes of engine operation is presented.

В настоящее время природный газ как моторное топливо находит все более широкое применение. Газовые двигатели все чаще используются в силовых установках различного назначения. Однако потенциал газового топлива как экологически чистого энергоносителя реализуется далеко не всегда. Происходит это, в основном, вследствие того, что газовые двигатели разрабатываются на основе существующих серийных прототипов. Несогласованность базовой конструкции и рабочего процесса может привести к повышению теплонапряженного состояния деталей цилиндропоршневой группы, увеличенному расходу топлива и недопустимо высокому уровню токсичности продуктов сгорания. В итоге технический уровень создаваемого газового двигателя оказывается ниже его прототипа.

Так как подавляющее большинство газовых двигателей получают конвертированием серийно выпускаемых дизельных двигателей, внесение в их конструкцию существенных изменений либо не представляется возможным, либо экономически не оправданно. В первую очередь это касается головок цилиндров. Изменение формы и расположения коллекторов возможно лишь при условии полной замены головки. Поэтому геометрия впускных каналов при конвертировании бывает заданной, с фиксированным вихревым отношением заряда и, как правило, не всегда оптимальной для эффективного использования природного газа в искровом процессе. Следовательно, при конвертировании практически единственным способом улучшения работы газового двигателя является оптимизация камеры сгорания, геометрия которой обеспечивала бы наилучшие показатели для имеющейся конструкции головки цилиндров.

В современных дизельных двигателях чаще всего используют головки цилиндров с тангенциальными каналами, что обеспечивает лучшее наполнение и гомогенизацию свежего заряда. Структура течения в тангенциальном канале носит, в основном, турбулентный характер и, попадая в цилиндр, представляет собой круговое движение смеси с определенной средней скоростью.

Процесс смесеобразования в газовом двигателе так же, как и в дизельном, является определяющим для последующих процессов воспламенения и сгорания. В двигателях, работающих на природном газе, как правило, распространена схема с внешним смесеобразованием, при которой природный газ подается во впускной коллектор (центральная или распределенная подача), перемешивается с воздухом и затем топливовоздушная смесь поступает в цилиндр. Условно этот процесс можно разделить на два этапа: перемешивание во впускном тракте двигателя и перемешивание в цилиндре. Качество перемешивания (степень гомогенизации) зависит от многих факторов. Для впускного тракта характерными являются форма впускного коллектора (также чистота поверхности), способ подачи газа, скорость и давление потока в коллекторе, длина пути смешения и закон подъема впускного клапана. В цилиндре смесеобразование определяется скоростью и направлением потока, которые задаются геометрией впускного канала, началом открытия и законом подъема впускного клапана; конфигурацией камеры сгорания и скоростью поршня. Создаваемое впускным каналом начальное ориентирование потока может быть вертикальным или тангенциальным и с учетом формы камеры сгорания именно оно определяет дальнейшую газодинамическую картину в цилиндре.

Существуют два принципиально отличающихся друг от друга направления выбора геометрии камеры сгорания газового двигателя. Согласно первому, модифицированная камера (тип А) должна уменьшать по сравнению с дизельным аналогом тангенциальную составляющую скорости свежего заряда в надпоршневом пространстве и в объеме камеры сгорания, минимально турбулизируя поток. В этом случае уменьшаются тепловые потери в стенки камеры сгорания и возрастает индикаторный к.п.д. Сгорание будет достаточно медленным с небольшими градиентами изменения термодинамических параметров рабочего тела. Максимальные значения температуры и давления будут небольшими. Концентрация окислов азота в продуктах сгорания может быть невысокой, а для нейтрализации других токсичных компонентов предполагается использование трехкомпонентного окислительного нейтрализатора.

Коэффициент избытка воздуха при таком способе организации процесса сгорания должен соответствовать богатым смесям, близким к стехиометрическим. Организовать эффективное сгорание бедных смесей в этом случае будет очень сложно вследствие недостаточно высокой скорости распространения фронта пламени с большой вероятностью затухания очагов воспламенения, значительной цикловой неравномерностью сгорания и, в конечном итоге, пропусками воспламенения. Таким образом, данное направление можно назвать «предельно медленным сгоранием богатых газозоудных смесей».

Принципиально иным является такое изменение камеры сгорания (тип Б), которое предполагает организацию «максимально быстрого сгорания предельно бедных смесей» без больших цикловых изменений процесса сгорания и пропусков воспламенения. Обеднение смеси предпочтительнее с точки зрения термодинамики. Кроме того, становится возможной работа с более высокими степенями сжатия, так как склонность к детонации уменьшается по мере обеднения смеси. Поэтому, несмотря на высокие тепловые потери (вследствие больших массовых расходов и турбулентности при перетекании свежего заряда в момент сжатия из надпоршневого объема в камеру сгорания в поршне), индикаторный к.п.д. должен быть достаточно высоким, а концентрация NO_x в продуктах сгорания ниже, чем в предыдущем случае из-за невысоких максимальных температур. В то же время проблематичным будет получение низких концентраций несгоревших углеводородов CH_x .

вследствие замедленных скоростей окислительных реакций. Кроме того, необходимо отметить, что для воспламенения бедных смесей требуется значительно больше энергии, чем для стехиометрических.

Камеры сгорания (типы А и Б) для реализации описанных выше концепций существенно отличаются друг от друга отношением плоской части днища при наличии в поршне камеры сгорания (площади вытеснения) к площади цилиндра: так называемое «squish»-отношение, которое является основным фактором, определяющим уровень турбулентности смеси при приближении поршня к ВМТ и последующем его движении. Чем выше это отношение, тем большее количество свежего заряда должно быть вытеснено при сжатии из надпоршневой области в камеру сгорания, т.е. тем выше будут скорости перетекания и смесь будет более турбулизирована. Поэтому для камер с высоким «squish»-отношением следует ожидать высоких скоростей распространения фронта пламени и скорости тепловыделения.

Другой важный геометрический параметр — отношение всей теплообменной поверхности днища поршня (вся площадь камеры сгорания плюс площадь плоской части днища поршня) к площади цилиндра. Чем выше это отношение, тем больше (при прочих равных условиях) должны быть тепловые потери и ниже, соответственно, индикаторный к.п.д. С другой стороны, повышенные тепловые потери будут способствовать снижению максимальных значений температуры и уменьшат склонность смеси к детонации.

Учитывая изложенное выше, а также результаты ряда работ, например [5—8] и принимая во внимание геометрию камеры сгорания штатного двигателя, во ВНИИГАЗе при разработке газовой модификации отечественного дизеля транспортного назначения КамАЗ 740 ($S/D = 120.0/120.0$) был проведен цикл расчетно-экспериментальных исследований с камерами сгорания, показанными на рис. 1.

За основу была принята цилиндрическая камера сгорания и незначительные ее модификации. При этом степень сжатия для рассматриваемых вариантов лежала в диапазоне 11,5—11,53, т.е. была практически одинаковой. Смещение камеры сгорания (рис. 1, б и 1, в) от оси симметрии цилиндра в направлении свечи зажигания (смещенной относительно оси цилиндра на 5 мм) позволяло предварительно рассчитывать на увеличение турбулизации метано-воздушную смесь на тактах сжатия и сгорания. Цилиндрическую и коническую камеры сгорания (а, г) условно отнесем к типу А, а смещенную цилиндрическую и ω -образную, более интенсивно взаимодействующих с потоком (б, в), к типу Б. Коэффициент избытка воздуха составлял 1,29. Угол опережения зажигания был постоянным и составлял 24° п.к.в. до ВМТ. Значения «squish»-отношения и отношения теплообменной поверхности днища поршня к площади цилиндра для исследуемых камер представлены в таблице.

Для прогнозирования протекания рабочего процесса газового двигателя был разработан программный комплекс, в основе которого лежал программный продукт FIRE австрийской фирмы AVL, адаптированный во ВНИИГАЗе для решения подобных задач. На первом этапе строились трехмерные расчетные подвижные сетки для анализируемых вариантов камер сгорания, показанные для одного из моментов времени на рис. 2. Затем для каждой дискретной ячейки (число которых составляло примерно 80000) на каждом расчетном шаге (1° УПКВ) решались фундаментальные уравнения гидрогазодинамики и тепломассообмена с использованием численного метода контрольных объемов Патанка—Сполдинга. Процесс рассчитывался с момента закрытия впускного клапана до момента открытия выпускного клапана (от 229 до 474° УПКВ) при задаваемых значениях вихревого отношения, равных 0,8; 1,0 и 2,5. Общее время счета одного конструктивного варианта составляло примерно 40 часов при использовании ПЭВМ типа IBM PC с объемом оперативной памяти 2 Гб и процессором Pentium-4 (2600 МГц).

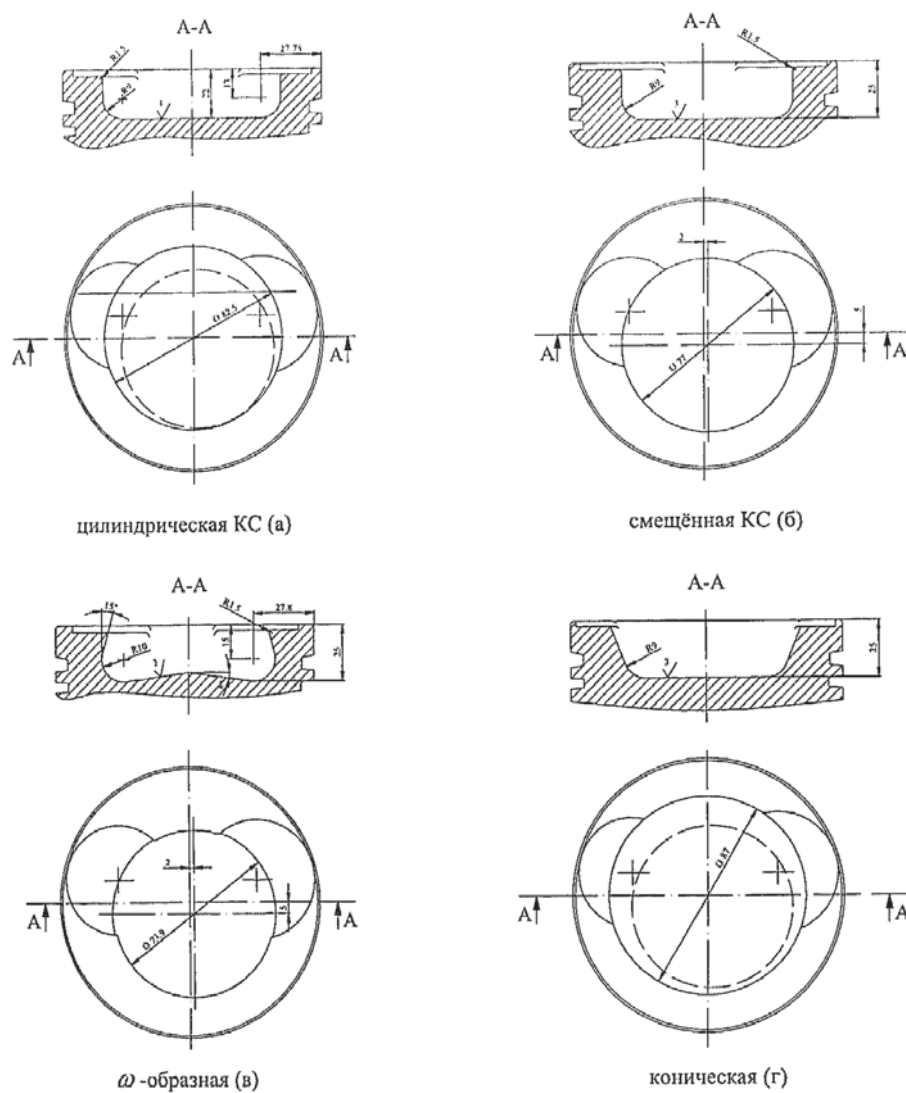
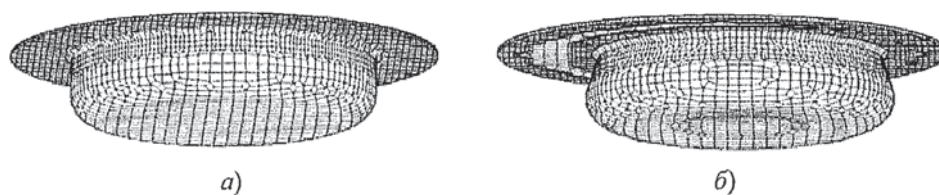


Рис. 1. Камеры сгорания, используемые в работах ВНИИГАЗа

Таблица

Отношения площадей	Тип камеры сгорания			
	а	б	в	г
$S_{\text{плоск. части}} / S_{\text{пл.}}$	0,492	0,556	0,654	0,450
$S_{\text{поверхн. кс.}} / S_{\text{шл.}}$	1,398	1,435	1,419	1,326

Рис. 2. Трехмерные расчетные сетки для цилиндрической (а) и ω -образной (б) камер сгорания.

Идентификация расчетной модели проводилась путем сопоставления экспериментальных и расчетных индикаторных диаграмм применительно к симметричной цилиндрической камере сгорания для разных составов свежей смеси, частот вращения и углов опережения зажигания. На рис. 3 приведены результаты для двух выбранных режимов — максимального крутящего момента (а) и номинальной мощности (б) и видно практически полное совпадение эксперимента и расчета, что свидетельствует о надежности и достоверности расчетного инструмента. Далее были получены результаты и для остальных анализируемых геометрий.

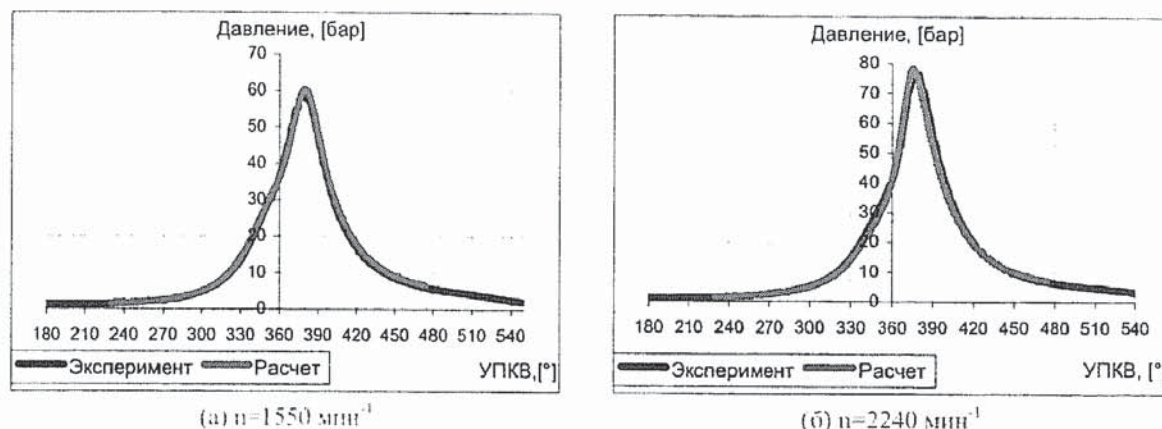


Рис. 3. Экспериментальные и расчетные индикаторные диаграммы на режимах максимального крутящего момента (а) и максимальной мощности (б)

Влияние вихревого отношения для камер сгорания всех типов, в первую очередь, проявляется в характере воздействия на поле скоростей и изменение турбулентной кинетической энергии (ТКЭ) потока в цилиндре двигателя на тактах сжатия и расширения. Расчетные данные, представленные на рис. 4, показывают, что на расчетных частотах вращения (2200 и 1550 мин⁻¹) для ω -образной камеры при всех вихревых отношениях наблюдаются наибольшие значения ТКЭ. Это объясняется тем, что данная камера имеет самое большое среди сравниваемых вариантов «squish»-отношение, являющееся, как уже отмечалось ранее, основным фактором, определяющим уровень турбулентности в цилиндре. Кроме того, здесь кривые ТКЭ всех расчетных вариантов практически совпадают. В совокупности это позволяет сделать вывод, о том что как пульсационная составляющая скорости, так и сама скорость смеси определяются геометрией данной камеры, а не интенсивностью входного вихря. Тот же вывод применим к варианту «б». Анализ характеристик для камер «а» и «с» свидетельствует о взаимном влиянии скорости вихря и формы КС на энергию турбулентного движения.

Несимметричное расположение камеры сгорания любой формы вносит большее возмущение в структуру потока, совершающего вихревое движение, нежели чем при симметричном расположении. Поэтому смещение цилиндрической симметричной относительно оси цилиндра камеры сгорания в направлении несимметрично установленной свечи зажигания приводит к большей неупорядоченности потока и повышению ТКЭ для всех значений вихревого отношения. В момент основного периода тепловыделения (10—90% всей выделившейся теплоты) дополнительным фактором, способствующим повышению турбулентной кинетической энергии, является большая площадь распространения фронта пламени в симметричной относительно свечи зажигания камере сгорания. Как и следовало ожидать, коническая камера сгорания, имеющая минимальное «squish»-отношение, в наименьшей степени изменяет структуру потока и обеспечивает минимальные значения ТКЭ.

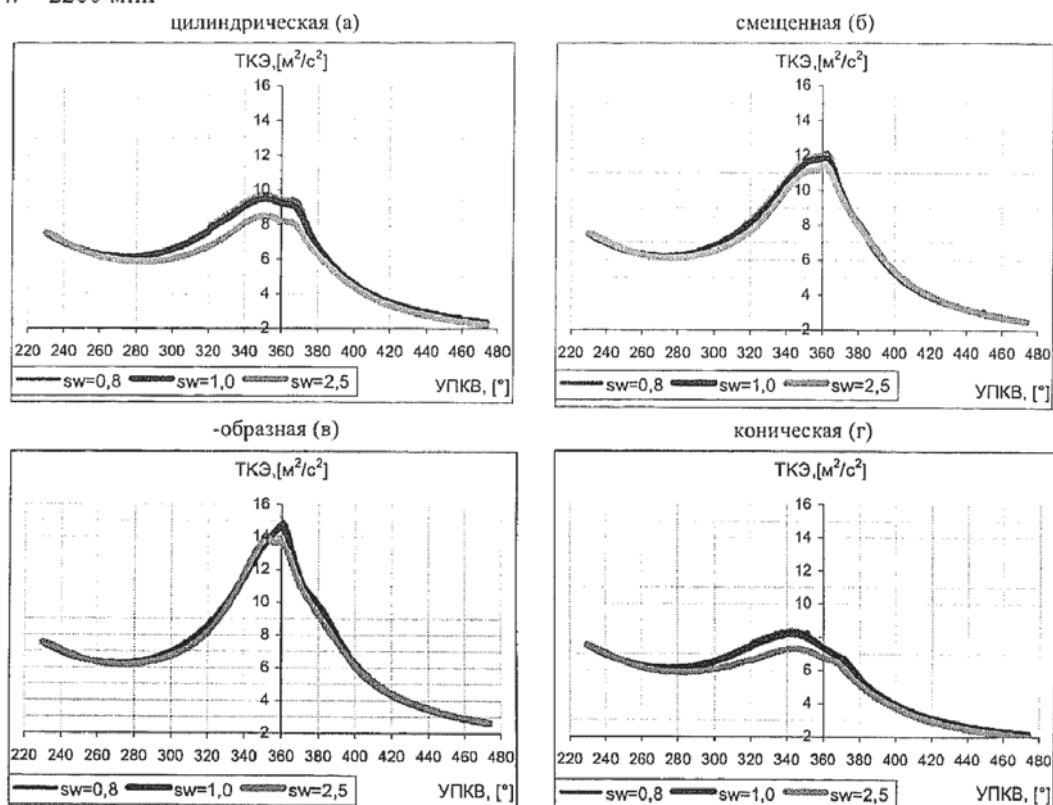
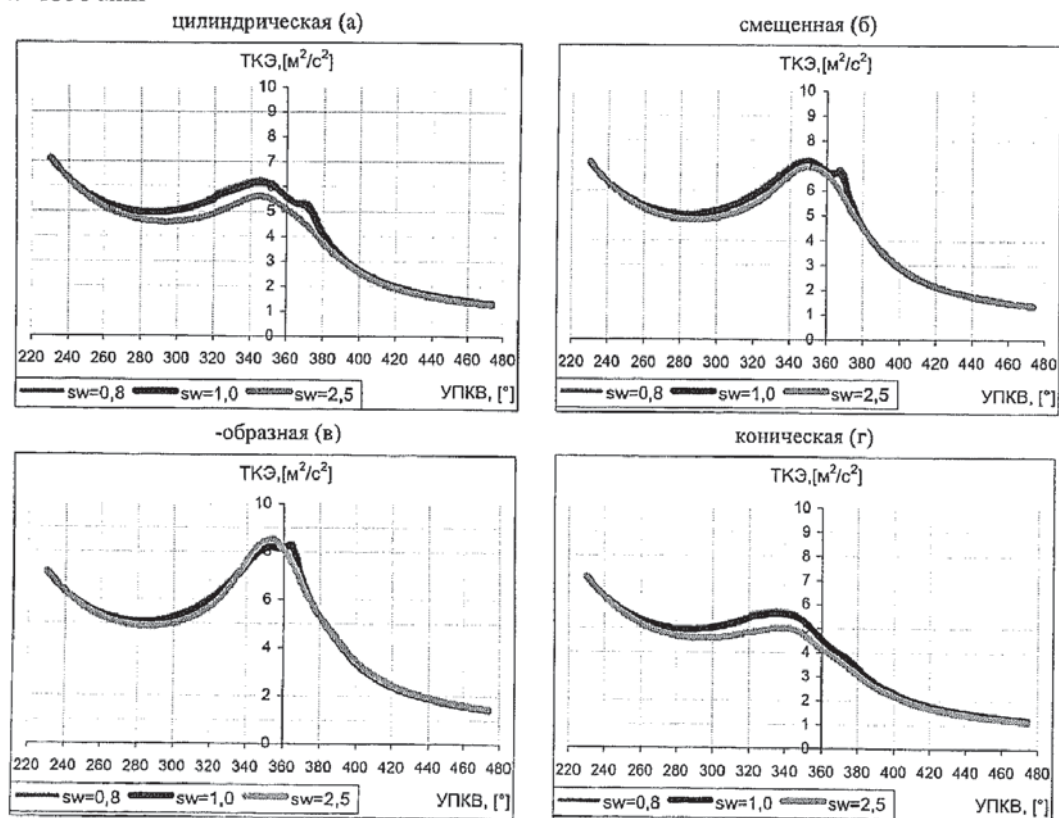
$n = 2200 \text{ мин}^{-1}$  $n = 1550 \text{ мин}^{-1}$ 

Рис. 4. Влияние вихревого отношения (sw) на изменение турбулентной кинетической энергии для камер сгорания различных типов и на разных режимах работы

Кроме того, необходимо отметить еще ряд моментов. Эффективное распространение фронта пламени происходит в том случае, если при высокой турбулентности максимум ТКЭ наблюдается в момент времени после ВМТ. Этому условию лишь в некоторой степени, при всех значениях вихревого отношения, удовлетворяет несимметричная цилиндрическая камера и ω -образная камера при низких вихревых отношениях, у которой максимум ТКЭ имеет место практически в районе ВМТ. Для этих камер сгорания характерным будет близкое к полному сгорание свежей смеси с минимальной эмиссией несгоревших углеводородов CH_x , что подтверждается расчетным исследованием (рис. 5). Симметричная цилиндрическая и коническая камеры будут характеризоваться большими значениями эмиссий CH_x . Однако содержание CO , как видно на рис. 6, для камер типа «а» и «г» ниже, что объясняется более низкой скоростью его образования и наличием достаточного количества кислорода для превращения CO в CO_2 для указанных камер.

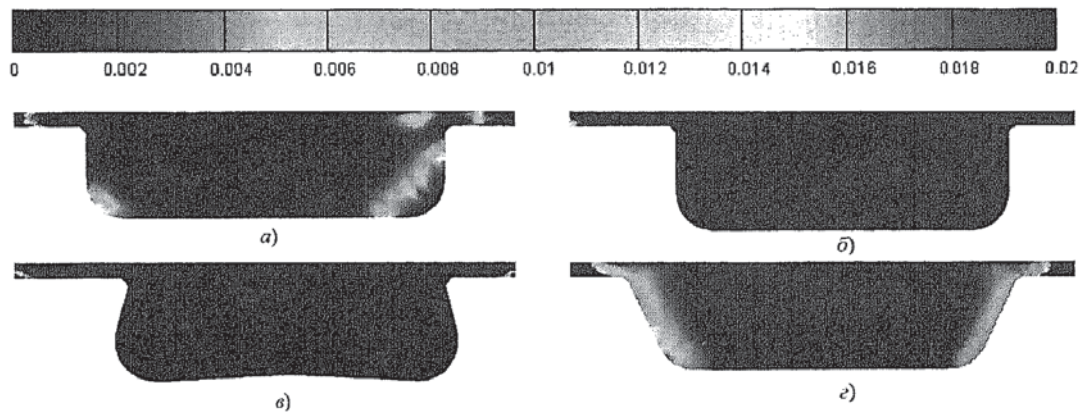


Рис. 5. Массовая доля CH_x , соответствующая 15° УПКВ после ВМТ

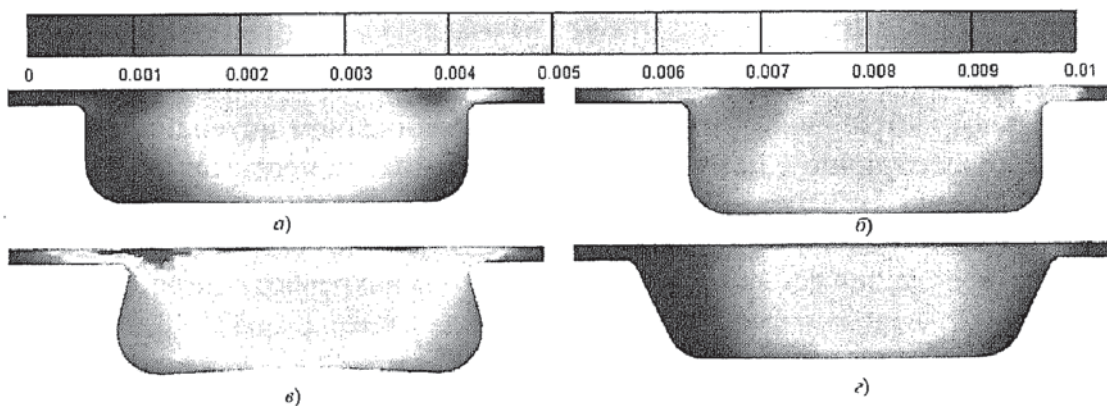


Рис. 6. Массовая доля CO , соответствующая 15° УПКВ после ВМТ

Еще одним любопытным обстоятельством является то, что повышение вихревого отношения для анализируемых камер сгорания всех типов, вне зависимости от частоты вращения, приводит к уменьшению турбулентной кинетической энергии потока. Объясняется это, очевидно, тем, что на этапе сжатия и начала сгорания повышение вихревого отношения приводит к увеличению кинетической энергии движущегося, в основном, в горизонтальной плоскости потока: движение становится более упорядоченным и взаимодействие с поверхностями и кромками камеры сгорания вносит меньше возмущений по сравнению с потоком, обладающим меньшей кинетической энергией. Т.е. повышение

вихревого отношения приводит к уменьшению относительной доли кинетической энергии потока, теряемой на его турбулентные возмущения.

Выявленная расчетным методом тенденция влияния вихревого отношения на ТКЭ подтверждается экспериментальными данными, полученными при изучение рабочего процесса опытного образца малоразмерного газового двигателя ($S/D = 62/75$, $\epsilon = 10,5$) [Y.Fukano, H.Hisako, S.Kida and T.Kadota. In-Cylinder Combustion in a Natural Gas Fueled Spark Ignition Probed by High Speed Schlieren Method and Its Dependence on Engine Specifications. SAE Technical Paper Series. 1999-01-1493, 1999]. С помощью Шлирен-метода были получены снимки распространения фронта пламени для различных моментов времени и при разных значениях вихревого отношения (рис. 7) для камеры сгорания, имеющей близкую к симметричной форму. При этом, что к фиксированному моменту времени увеличение вихревого отношения приводит к повышению общей площади фронта пламени, сама линия фронта имеет более гладкий характер, что свидетельствует об уменьшении турбулентных пульсаций и собственно ТКЭ. Т. е. с увеличением sw турбулентные вихри становятся меньше (преобладает мелкомасштабная турбулентность) за счет увеличения кинетической энергии вихря, приводя к уменьшению структуры пламени и образуя менее «рваный» фронт.

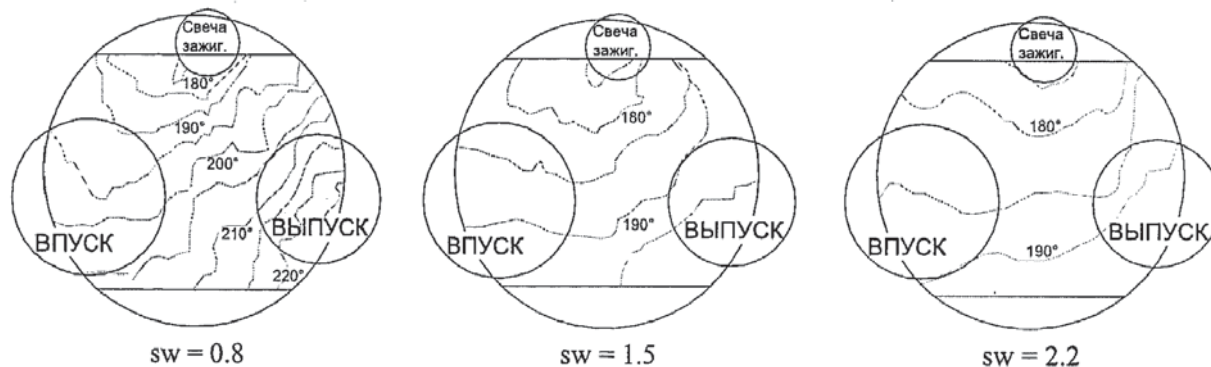


Рис. 7. Влияние вихревого отношения на распространение фронта пламени

Скорость распространения пламени растет с увеличением интенсивности вихря и происходит не концентрично к источнику воспламенения, а смещается по направлению закрутки для каждого варианта. Величина этого смещения снижается с увеличением вихревого отношения. Причиной является более быстрый рост скорости фронта пламени относительно скорости движения заряда с повышением вихревого отношения.

Дизельный прототип разрабатываемого газового двигателя КамАЗ 740 имеет вихревое отношение $\approx 2,2$. Поэтому на рис. 8 и 9 для $sw = 2,5$ представлены поля скоростей и турбулентных кинетических энергий для анализируемых геометрий камер сгорания, дающие представление о процессах, протекающих в локальных областях. Видно, что изменение формы камеры сгорания влияет как на направление движения газов, так и на абсолютные значения локальных скоростей и турбулентных кинетических энергий.

Скорость тепловыделения в газовом двигателе является функцией скорости распространения фронта пламени и доступной площади поверхности пламени. Существующие различия в уровне турбулентности смеси для разных камер сгорания и вихревых отношений должны обуславливать и разницу в характеристиках тепловыделения. В начальный момент развития пламени площадь его контакта со стенкой имеет огромное значение для скорости сгорания, а уровень турбулентности влияет в меньшей степени. Скорость тепловыделения в этот период для разных камер сгорания незначительно изменяется в зависимости от уровня турбулентности, и сгорание будет определяться, прежде всего, ско-

ростью ламинарного распространения фронта пламени, зависящего, главным образом, от давления и температуры. Поэтому начальный период сгорания мало зависит от структуры потока в цилиндре двигателя и в большей степени зависит от состава топливоздушнoй смеси. Основнoй период тепловыделения сопровождается турбулентным распространением пламени, тогда геометрия камеры сгорания будет играть решающую роль. В камерах сгорания, обеспечивающих высокий уровень турбулентности, в том числе после ВМТ, продолжительность основного периода тепловыделения минимальна. Представленные на рис. 10 расчетные данные подтверждают это.

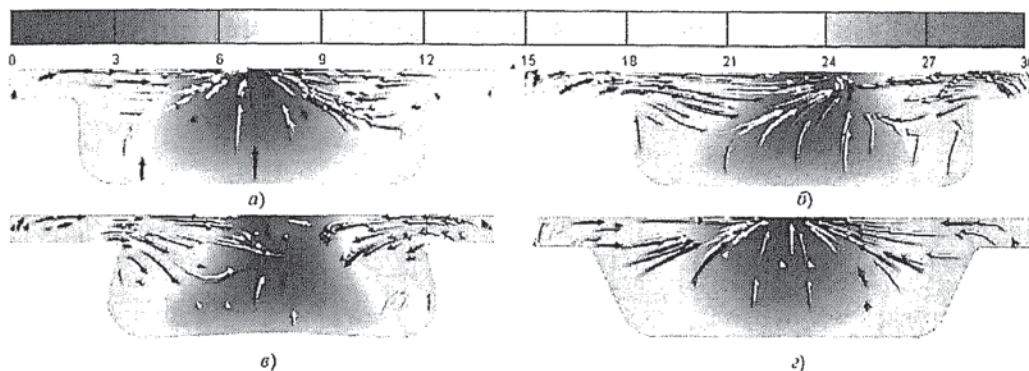


Рис. 8. Локальные значения скорости (м/с) газовойздушной смеси в момент воспламенения.

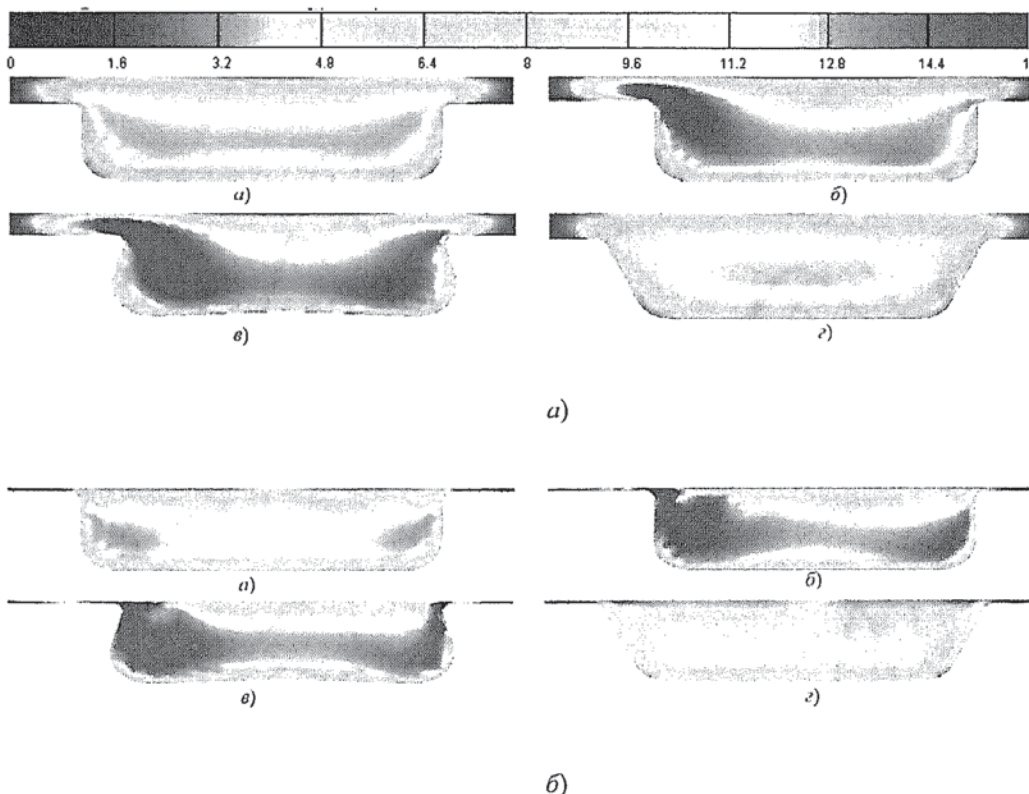


Рис. 9. Локальные значения турбулентной кинетической энергии, $\text{м}^2/\text{с}^2$: а — угол поворота коленчатого вала 336° (момент воспламенения газовойздушной смеси); б — угол поворота коленчатого вала 360° (поршень в положении ВМТ)

Повышение частоты вращения для камер сгорания всех типов приводит к более интенсивному тепловыделению за счет уменьшения тепловых потерь (что характерно для всех

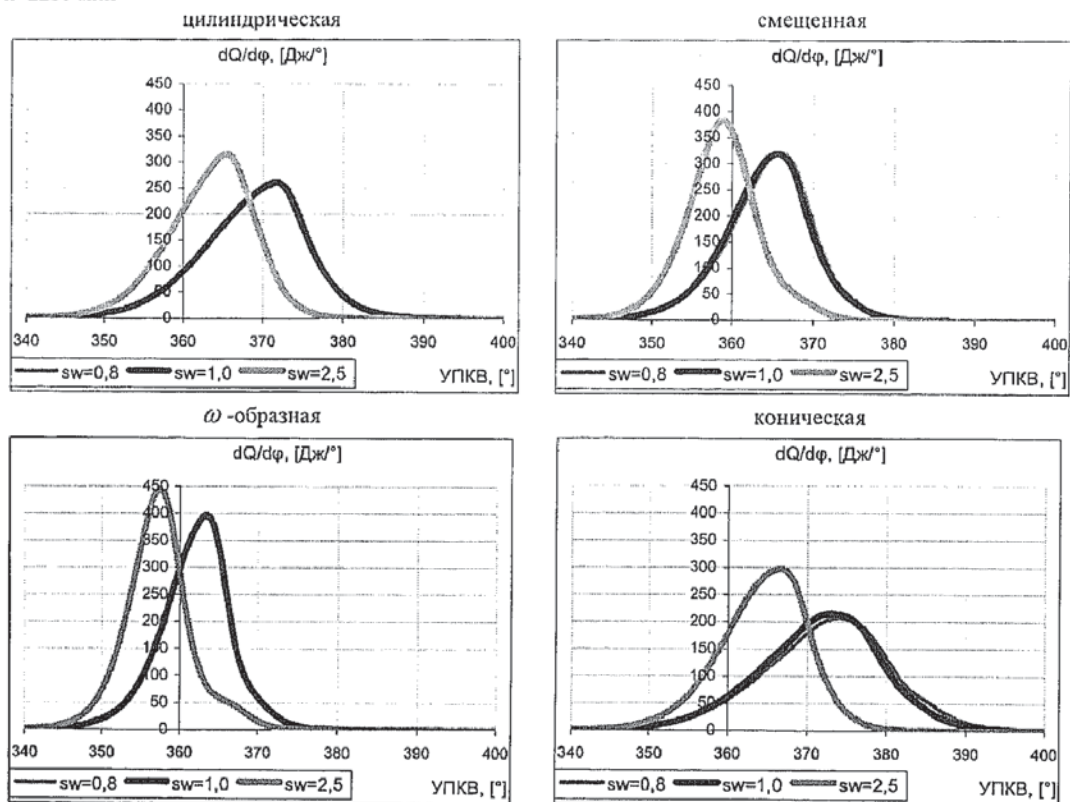
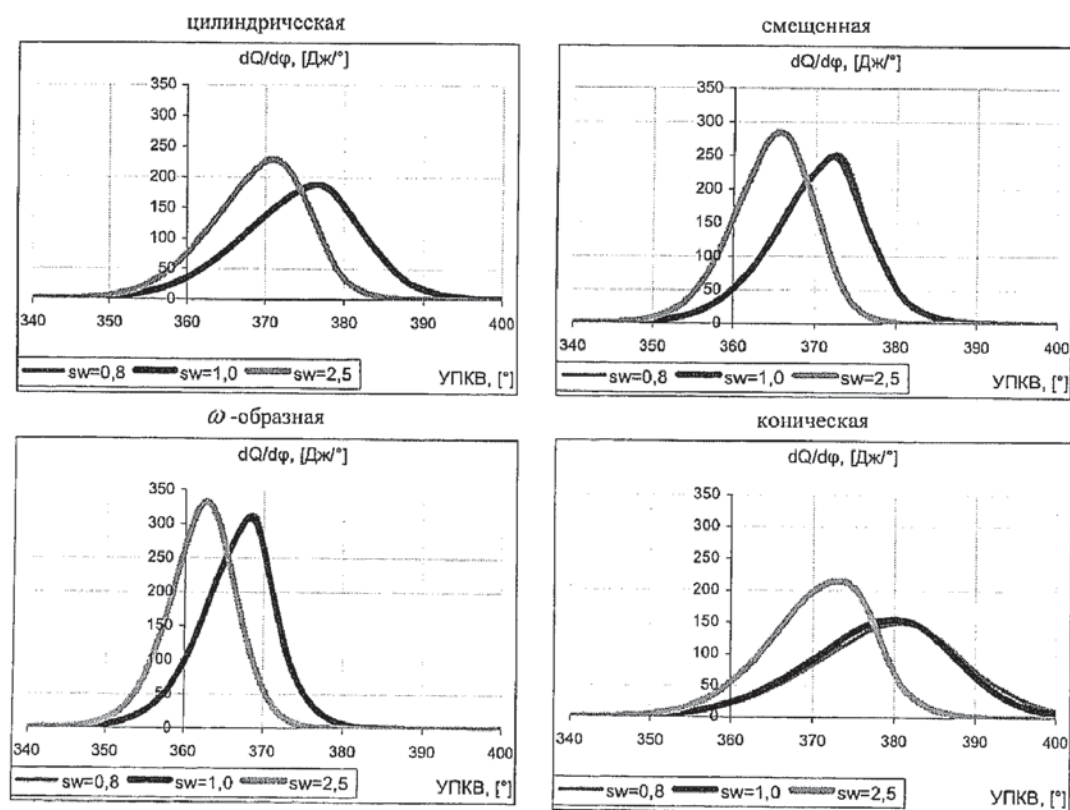
$n=2200 \text{ мин}^{-1}$  $n=1550 \text{ мин}^{-1}$ 

Рис. 10. Влияние вихревого отношения (sw) на скорость тепловыделения для камер сгорания различных типов и на разных режимах работы

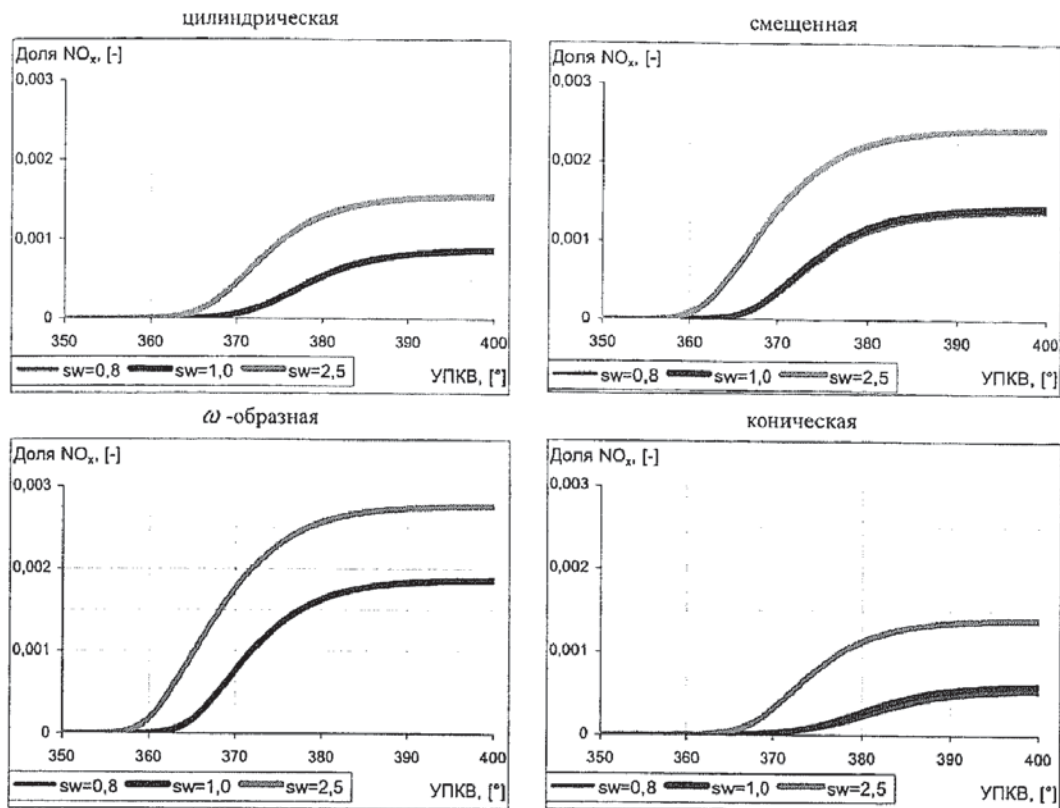
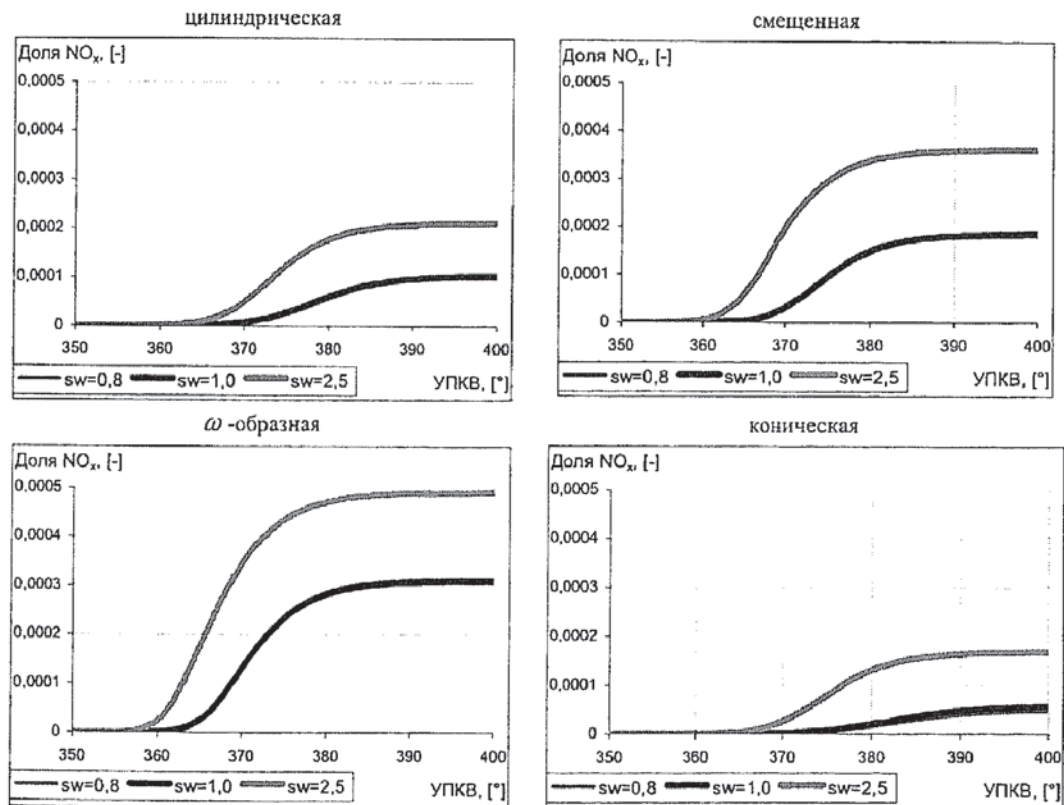
$n=2200 \text{ мин}^{-1}$  $n=1550 \text{ мин}^{-1}$ 

Рис. 11. Влияние вихревого отношения sw на образование оксидов азота для камер сгорания различных типов и на разных режимах работы

двигателей внутреннего сгорания). При этом повышение вихревого отношения неизменно приводит к интенсификации теплообмена за счет повышения скорости распространения фронта пламени. Для камер сгорания, интенсивно взаимодействующих с потоком (варианты цилиндрической смещенной и ω -образной камер), при высоких частотах вращения и вихревых отношениях максимум тепловыделения может наблюдаться в районе ВМТ и даже несколько раньше. Это неблагоприятный фактор с точки зрения роста температур в цилиндре двигателя и образования оксидов азота. Очевидно, что в этом случае на близких к номинальным режимах работы обеспечить низкие значения эмиссии NO_x даже при высоких значениях коэффициента избытка воздуха, не представляется возможным. Напротив, для камер сгорания минимально турбулизирующих поток (цилиндрическая и коническая камеры) даже при высоких вихревых отношениях максимум тепловыделения имеет небольшие абсолютные значения, сдвинутые от ВМТ на такте расширения. В случае применения этих камер можно рассчитывать на получение низких эмиссий оксида азота. Расчетные данные, полученные с применением расширенного механизма Зельдовича (рис. 11), подтверждают это. Кроме того, на рис. 11 приведены локальные массовые доли оксидов азота при вихревом отношении $sw = 2,5$ для различных камер сгорания в фиксированный момент времени (30° после ВМТ).

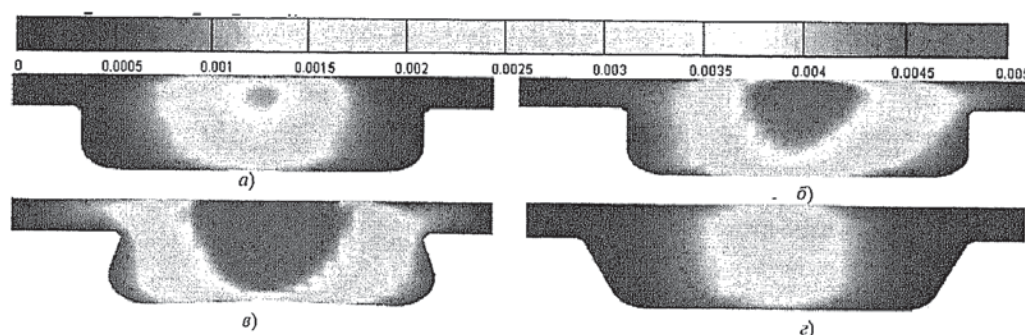


Рис. 12. Локальные массовые доли оксидов азота для исследуемых камер сгорания

Из рис. 12 видно, что основной очаг образования оксидов азота лежит в центральной части КС и его развитие происходит концентрично источнику воспламенения, а интенсивность его роста согласуется с уровнем температуры и ТКЭ. Массовые доли NO_x для камер «в» и «г» отличаются более чем в два раза. Необходимо заметить, что локальные значения скорости в центральной части всех камер малы и не превышают 2 м/с (рис. 8).

Выводы

1. Несовершенство газовых двигателей, полученных конвертированием, обусловлено несогласованностью конструкции прототипа со способом использования газообразного топлива, а также сложностью ее изменения.
2. Наиболее «удобный» инструмент улучшения работы газового двигателя — оптимизация геометрии и расположения камеры сгорания с учетом имеющейся конструкции головки цилиндров и концепции двигателя.
3. Газодинамическая картина в цилиндре определяется, в основном, формой камеры сгорания и «squish»-отношением.
4. Начальный период сгорания мало зависит от структуры потока и в большей степени от состава смеси.

5. Особенности влияния формы камеры сгорания оказывают на основной период тепловыделения, в том числе на локальные значения температуры, максимальное давление сгорания и тепловые потери.

6. Оптимизация геометрии камеры сгорания позволяет снижать выбросы токсичных компонентов CO , NO_x и CH , а также межцикловую неравномерность работы газового двигателя с искровым воспламенением.

7. Методика проведенного расчетного исследования, достоверность которого подтверждена экспериментально, позволяет прогнозировать развитие процессов сгорания и образования вредных веществ, и оценить важнейшие показатели работы при внесении изменений в конструкцию газового двигателя, не прибегая к дорогостоящим стендовым испытаниям различных вариантов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Johansson B. and Olsson K. Combustion Chambers for Natural Gas Spark Ignition Engines. Part1: Fluid flow and Combustion. SAE 950469. — Pp.1—12.
2. Olsson K. and Johansson B. Combustion Chambers for Natural Gas Spark Ignition Engines. Part2: Combustion and Emission. SAE 950517. — Pp.1—13.
3. Heywood J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals, Mc Graw Hill, New York, 1988.
4. Lancaster D. R., Krieges R.B., Sorenson S. C., Hull W.L. Effects of Turbulence on Spark Ignition Engine Combustion, SAE 760160.
5. Kevin D. Beaty, Rolf Egnell and Mats Ekelund. Development of a low Emission Volvo 9.GL Natural Gas fueled Bus Engine. SAE Technical Paper Series, 921554. — Pp 1—12.
6. Enewall P., Johansson B. Combustion Chamber for Supercharged Natural Gas Engines, SAE Technical Paper Series, 970221. — Pp.33—58.
7. Beroun S. and Martins J. The Development of Gas Engines for Buses and Trucks and Emission and Cycle Variability Characteristics. SAE Technical Paper Series. 2001-01-0144, pp. 1—9.
8. Evans R. L., Blaszczyk J. and Matys P. An Experimental and Numerical Study of Combustion Chamber Design for Lean-Burn Natural Gas Engines, SAE Technical Paper Series, 961672.

621.436

МЕТОДИКА РАСЧЕТА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ КИНЕТИКИ СГОРАНИЯ ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВА В ПОРШНЕВЫХ ДВС

Асп. А. С. СЕРЕГИН

Представлен метод расчёта процесса сгорания газообразного топлива в поршневых двигателях. При расчете рабочего процесса применена многозонная модель. Разработана модель расчета распространения фронта пламени в камере сгорания поршневого двигателя с искровым зажиганием. Полученные зависимости используются для расчёта концентраций токсичных компонентов в отработавших газах двигателя на различных режимах его работы.

This article represents the combustion analysis in reciprocating engines working on fuelled gas. For the purpose of calculation of working processes the multizone model was applied. Also a model of flame spread over the engine with spark ignition cable was designed. Final dependencies can be used for density calculation of toxic components in burnt gases of reciprocating engines under various power conditions.

Моделирование кинетики сгорания позволяет определить содержание токсичных компонентов в отработавших газах ДВС. На данный момент существует ряд детальных