

УДК 621.43

Р. Д. ЕНИКЕЕВ, М. Д. ГАРИПОВ

**РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ПЕРСПЕКТИВНОГО ПОРШНЕВОГО ДВС**

Предложено возможное направление реализации рабочего процесса поршневых ДВС, который дал бы возможность приблизиться к решению проблем истощения ресурсов углеводородных ископаемых топлив и увеличения содержания углекислого газа в атмосфере. Представлена математическая модель двухэтапного, по показателю И. И. Вибе, комбинированного сгорания. Приведены результаты расчетного исследования характеристик предлагаемого рабочего процесса. *Двигатели внутреннего сгорания; перспективный рабочий процесс; горение; биотоплива; детонация*

Истощение запасов ископаемых топлив и увеличение содержания углекислого газа в атмосфере, вызванное их сжиганием, — известные глобальные проблемы. Международное энергетическое агентство прогнозирует истощение экономически рентабельных запасов нефти к 2030 году, при этом выбросы углекислого газа в атмосферу и спрос на энергию возрастут более чем на 50%. В связи с этим в мире идут интенсивные исследования и разработки альтернативных источников энергии.

Если для крупных стационарных производителей энергии, прежде всего тепловой и электрической, выбор исходного источника энергии достаточно велик (ядерный, водород, ветер, реки, моря и т. д.), то в мобильных автономных силовых установках, большинство которых базируется на поршневых двигателях внутреннего сгорания (ДВС), выбор топлива, удовлетворяющего требованиям энергоемкости, экологичности, безопасности, существенно более узок.

Цель работы: выявить возможное направление реализации рабочего процесса поршневых ДВС, который дал бы возможность приблизиться к решению проблем истощения ресурсов углеводородных ископаемых топлив и увеличения содержания углекислого газа в атмосфере. Объектом исследования являются поршневые ДВС для мобильных автономных силовых установок. Анализ подвергнуты лишь внутрицилиндровые процессы.

**АНАЛИЗ ТРЕБОВАНИЙ  
К ПЕРСПЕКТИВНОМУ РАБОЧЕМУ ПРОЦЕССУ**

Решением обеих глобальных проблем могло бы стать использование топлив, участвующих в кругообороте веществ в природе.

Естественными, генерируемыми самой природой являются топлива из растительного сырья. При их использовании не происходит роста содержания углекислого газа в атмосфере. Из топлив растительного происхождения наиболее перспективным представляется этанол [8]. Это объясняется доступностью и простотой технологии его производства из органического сырья, в том числе из органических отходов. С другой стороны, благодаря содержанию кислорода в топливе, проще организовать его полное и экологичное сгорание. К тому же смеси этанола с водой не расслаиваются, что очень важно для ограничения выбросов окислов азота путем снижения температуры сгорания.

Переход на экологически чистый этанол в странах с относительно холодным климатом пока невозможен, так как не решена проблема организации эффективного рабочего процесса и пуска двигателя при низких температурах окружающей среды. Минимальная температура надежного пуска двигателя на этаноле составляет  $+13^{\circ}\text{C}$  [7]. Этим и объясняется необходимость добавки в этанол некоторого количества бензина. В США, например, используется топливо E85 — смесь на основе этанола с 15%-й добавкой бензина. Это решает проблему загрязнения окружающей среды и истощения ископаемых ресурсов лишь частично. Проблемой также является плохая растворимость спиртов в бензине. Этанол гигроскопичен, а влага еще более усиливает склонность бензоспиртовых смесей к расслоению. В связи с этим требуется применение абсолютизированного этанола (концентрация воды не более 0,2–0,5%) и специальных присадок, что вызывает значитель-

ное удорожание спиртового топлива. Решение проблем использования в ДВС необезвоженного (с максимально большим содержанием воды) этанола, учитывая достаточное количество исходного растительного сырья, удобство использования жидкого топлива, возможность использования для транспортировки и распределения этанола инфраструктуры светлых нефтепродуктов, сделало бы его наиболее вероятной альтернативой топливам из нефти.

Для обеспечения постепенного и безболезненного перехода от использования ископаемых источников энергии к возобновляемым, участвующим в кругообороте веществ в природе, необходимо, чтобы перспективный рабочий процесс позволял двигателю работать не только на этаноле и его водных растворах, но и на современных товарных топливах. Причем преобразование энергии топлива в механическую энергию должно осуществляться с высоким КПД. Учитывая массовость производства поршневых двигателей, необходимо добавить еще одно требование, диктуемое экономическими соображениями: желательно, чтобы рабочий процесс реализовывался на базе традиционного поршневого ДВС.

Исторически сложились два типа поршневых ДВС — с воспламенением от искры (бензиновые) и воспламенением от сжатия (дизели). Бензиновые двигатели отличаются высокой удельной мощностью и низкой топливной экономичностью. Дизели, наоборот, обладают высокой топливной экономичностью, но низкой удельной мощностью. Параллельное существование двух типов поршневых ДВС ведет к серьезным издержкам — для каждого из них требуются свои топлива, смазочные материалы, технологии производства и ремонта, материалы и т. д. Очевидно, что перспективный рабочий процесс должен объединять лучшие качества бензиновых двигателей и дизелей и работать на всей существующей номенклатуре выпускаемых для них топлив. Это даст возможность перейти на единое универсальное топливо, включающее фракции современных товарных топлив, что значительно снизит энергоемкость и себестоимость их производства.

Каким же требованиям должен удовлетворять рабочий процесс, чтобы объединить в себе топливную экономичность дизеля и удельную мощность бензинового двигателя? Анализ показывает, что усилия исследователей сосредоточены в следующих направлениях [1–4, 11, 12]:

1) Для двигателей легкого топлива: а) повышение степени сжатия — в современных двигателях достигнуто значение  $\varepsilon \approx 10$ ; б) переход на качественное регулирование: увеличение максимального коэффициента избытка воздуха на частичных режимах до значений, характерных для дизелей ( $\alpha \approx 4 \dots 6$ ).

2) Для дизельных двигателей: а) снижение степени сжатия до уровня 12...14 без наддува; б) снижение жесткости сгорания; в) снижение минимального коэффициента избытка воздуха; г) увеличение верхнего предела частоты вращения коленчатого вала; д) снижение минимальной цикловой дозы топлива.

Уже из этого перечисления видно, что векторы развития существующих типов двигателей направлены на создание единого универсального рабочего процесса. Учитывая, что при одинаковых начальных условиях и степени сжатия наиболее эффективен цикл с подводом тепла при постоянном объеме, можно сформулировать требования к перспективному рабочему процессу:

1) Подвод теплоты в цикле, близком к изохорному.

2) Отсутствие ограничений по степени сжатия (оптимальная находится в диапазоне 12–15).

3) Качественное регулирование — работа в широком диапазоне изменения коэффициента избытка воздуха ( $\alpha \approx 1 \div 6$ ).

4) Работа в широком диапазоне частот (на уровне современных двигателей с искровым воспламенением).

5) Оптимальная характеристика теплоподвода (критерии оценки качества процесса — эффективный КПД, максимальное давление, максимальная температура, скорость повышения давления в рабочем цикле).

6) Возможность подачи малых цикловых доз топлива вблизи верхней мертвой точки.

7) Возможность работы на современных товарных топливах (от дизельного топлива до высокооктановых бензинов) и топливах растительного происхождения (без добавки ископаемых) в широком интервале температур окружающей среды.

8) Возможность использования воды для подавления образования окислов азота.

### ГИПОТЕЗА

Для реализации перспективного рабочего процесса в первую очередь необходимо решить вопросы, связанные с обеспечением надежного воспламенения и бездетонационного сгорания.

Вышеперечисленные требования к рабочему процессу определяют отказ от механизма воспламенения, лежащего в основе дизельного цикла — самовоспламенения от сжатия, поскольку при использовании этого механизма приходится сталкиваться с сильной зависимостью задержки воспламенения от типа топлива и термодинамических условий в рабочей камере. Самовоспламенение в рабочем процессе может сопровождать сгорание, но не инициировать его. Следовательно, двигатель должен иметь принудительное воспламенение, которое отличается определенностью и управляемостью момента воспламенения. Для возможности воспламенения электрической искрой топливо в районе искрового разряда должно быть в газовой фазе, а смесь находится в концентрационных пределах воспламенения. Возможно ли обеспечить эти условия при использовании различных топлив в широком диапазоне температур окружающей среды? Есть основание ответить на этот вопрос положительно. В работе [12], выполненной на кафедре ДВС УГАТУ, показано, что при впрыске топливовоздушной смеси компрессор-форсункой имеется возможность, по крайней мере в атмосферных условиях, воспламенения основных товарных топлив — бензина, дизельного топлива, керосина искровым разрядом в широком интервале температур окружающей среды. Так как в рабочей камере температура в конце сжатия положительна во всем диапазоне температур окружающей среды, то может устраниться проблема холодного пуска двигателя даже при использовании топлив с высокой скрытой теплотой парообразования, например, обводненного этанола.

Рассмотрим далее возможность организации в перспективном рабочем процессе бездетонационного сгорания. Детонационная волна представляет собой ударную волну, которая нагревает смесь до температуры, при которой возникает экзотермическая реакция, протекающая в некоторой зоне за фронтом ударной волны [5]. Детонационная волна в условиях двигателя — это волна с искривленной поверхностью [2], а значит, даже без учета потерь (на нагрев во фронте ударной волны, теплообмен и т. д.) амплитуда ударной вол-

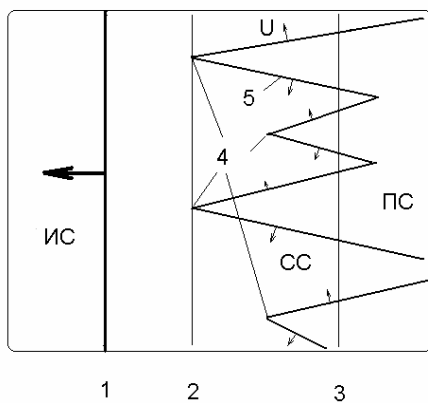
ны без поддержки горением за ее фронтом должна уменьшаться по мере распространения (за счет увеличения поверхности фронта) и в итоге затухать. Энергия химической реакции идет на поддержание ударной волны, а ее амплитуда зависит от количества выделенного при этом тепла [5]. Следует отметить, что возможность детонации в условиях поршневого ДВС определяется не только амплитудой ударной волны, но и степенью химической подготовленности смеси [2]. Таким образом, интенсивность детонационной волны определяется способностью смеси самовоспламениться и количеством выделенного за фронтом ударной волны тепла.

Способность смеси к самовоспламенению зависит от вида топлива и условий (термодинамических, временных и т. д.) протекания химических реакций, которые можно регулировать, например, подачей в цикл воды, существенно уменьшающей температуру смеси вследствие высокой теплоты испарения. Факты использования воды для подавления детонации известны. Многочисленные испытания, проведенные в 40-х годах на авиационных двигателях, показали, что впрыск воды в количестве до 50% расхода топлива не сказывается отрицательным образом на скорости и полноте сгорания, одновременно резко снижая склонность двигателей к детонации. Использование воды позволяет также значительно снизить выбросы окислов азота [2]. Применение компрессор-форсунки, вероятно, позволит расширить возможности использования воды в рабочем цикле двигателя.

Количество тепла, выделенного за фронтом ударной волны единицей массы смеси, можно снизить с помощью изменения ее состава, обогащая или обедняя смесь. Наиболее опасным с точки зрения возникновения детонации является режим максимальной нагрузки, на котором есть ограничения по изменению состава смеси, обусловленные требованиями максимального использования имеющегося в рабочей камере воздуха и ограничением выбросов продуктов неполного сгорания. Поэтому реализация бездетонационного сгорания за счет изменения состава смеси в рабочей камере нецелесообразна.

В данной работе предполагается, что неоднородное распределение состава топливовоздушной смеси в рабочей камере обеспечит возможность бездетонационного сгорания. Рассмотрим механизм возможного подавления детонации в таком процессе.

При сжатии смеси во фронте ударной волны 1 (рис. 1), через определенный промежуток времени, равный длительности задержки воспламенения, образуются очаги сгорания 4, формирующие фронты турбулентного пламени 5. Задержка воспламенения и размер очага зависят от степени предварительной подготовки смеси, т. е. степени завершенности процессов испарения и смесеобразования, а также глубины химического превращения в предпламенных реакциях, которые, в свою очередь, зависят от степени созданной неоднородности.



**Рис. 1.** Схема процессов, происходящих на выделенном участке детонационной волны: ИС — исходная смесь; СС — сжатая смесь; ПС — продукты сгорания (остальные обозначения в тексте)

Пусть 2 — поверхность, соответствующая началу процесса тепловыделения, 3 — его завершению, которые отвечают случаю детонационной волны максимальной амплитуды. Нетрудно прийти к выводу, что, в зависимости от концентрации очагов воспламенения в этом объеме и скоростей их последующего турбулентного сгорания, интенсивность детонационных волн будет различной. При определенных значениях концентраций и скоростей можно получить такую интенсивность детонационных волн, которая не будет представлять опасности для конструкции двигателя и ухудшать его эффективные показатели. Возникшее многоочаговое воспламенение и относительно слабые ударные волны должны способствовать более быстрому завершению тепловыделения в конце основной фазы сгорания и в фазе догорания. Это подтверждается известными наблюдениями, согласно которым наилучшие мощность и расход топлива достигаются перед самым началом наступления детонации, когда начинают регистрироваться колебания на кривой давления [1]. Здесь мы не касались механизма образования

первичной ударной волны. По устоявшимся к настоящему времени представлениям [2], она возникает в результате самовоспламенения определенного объема несгоревшей части топливоздушную смеси. В зависимости от размера первоначального очага воспламенения (определяется степенью неоднородности смеси) амплитуда, а соответственно, воспламеняющая способность ударной волны на удалении от него будет различной (чем меньше очаг, тем она меньше) и, начиная с определенного размера, характер распространения пламени от таких очагов самовоспламенения будет сходен с распространением турбулентного пламени от искры. Таким образом, при концентрационной неоднородности смеси затрудняется как образование детонационной волны, так и ее последующее развитие.

Подтверждение возможности бездетонационного сгорания низкооктановых топлив при высоких степенях сжатия можно найти при рассмотрении дизельного цикла, в котором детонация не возникает именно за счет создания концентрационной неоднородности в топливоздушной смеси. Однако в дизеле уровень неоднородности определяется не столько стремлением ограничить интенсивность ударных волн, сколько необходимостью ограничения среднеинтегральных по объему рабочей камеры значений максимального давления и скорости его нарастания. Это объясняется тем, что максимум скорости тепловыделения в дизеле расположен ближе к началу горения (приблизительно через промежуток времени, соответствующий 10–20% продолжительности сгорания). Чем меньше концентрационная неоднородность заряда к моменту самовоспламенения, тем жестче протекает процесс горения. Для уменьшения доли смеси, сгорающей во взрывной период (соответственно уменьшения жесткости сгорания), усиливают степень неоднородности заряда. При этом скорость и полнота последующего сгорания лимитируются процессами смешения и могут сопровождаться неполным и затыжным сгоранием [2].

При принудительном воспламенении можно обеспечить более мягкое сгорание (сравнимое с бензиновыми двигателями) на начальном этапе, что, вероятно, даст возможность использовать более однородные, чем в дизеле смеси. Здесь следует отметить, что по некоторым данным [2] скорость горения мелких (менее 40 мкм) капель распыленного жидкого топлива практически не лимитируется их испарением. При равномерном распределении капель в объеме воздушного за-

ряда, скорость распространения фронта пламени в капельной взвеси может превышать скорость пламени в гомогенной смеси такого же состава. В случае неравномерной концентрации капель скорость сгорания в основном определяется скоростями турбулентного смешения образующихся паров топлива с воздухом.

Эти соображения позволяют сформулировать гипотезу о возможном способе осуществления перспективного рабочего процесса с управляемым комбинированным воспламенением и сгоранием. Процесс реализуется за счет вдува вблизи верхней мертвой точки богатой топливовоздушной струи, которая воспламеняется искровым разрядом вблизи ее границ. Этим обеспечивается первый этап сгорания, характерный для бензинового двигателя. В результате повышения давления и температуры несгоревшей части топливовоздушной смеси, обусловленного сгоранием части смеси, воспламененной искрой, на втором этапе происходит многоочаговое воспламенение и сгорание, характерное для рабочего процесса дизельного двигателя. При этом уровень неоднородности топливовоздушной смеси должен быть таким, чтобы, с одной стороны, исключить возможность возникновения детонации с интенсивностью, близкой к максимальной, с другой стороны, обеспечить максимально возможную степень использования имеющегося в рабочей камере двигателя воздуха. Удовлетворить эти противоречивые требования, вероятно возможно, если организовать процесс таким образом, чтобы концентрационная неоднородность имела место на локальном уровне, а сами очаги локальной неоднородности были относительно равномерно распределены по объему камеры сгорания. Предполагается, что локальное образование детонационных волн, ослабляющихся в процессе распространения (благодаря неоднородной структуре смеси) до такого уровня, который не представляет опасности для конструкции двигателя и не ухудшает его эффективные показатели, допустимо. Принципы организации процессов смешения и воспламенения, заложенные в предлагаемом рабочем процессе, должны позволить управлять степенью неоднородности и работать в широком диапазоне изменения коэффициента избытка воздуха. Самовоспламенение может и не быть при использовании высокооктановых топлив, например, водных растворов этанола. Тогда процесс будет одноэтапным. Такой принцип организации процессов смешения и воспламе-

нения позволит расширить возможности использования воды для подавления окислов азота.

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОМБИНИРОВАННОГО СГОРАНИЯ

Для теоретического анализа рабочего процесса требуется математическая модель комбинированного сгорания. При этом для достоверного описания еще не исследованного рабочего процесса эмпирические параметры, содержащиеся в математической модели, должны иметь физически обоснованные интервалы варьирования и при определенных значениях описывать процессы сгорания традиционных типов поршневых ДВС (дизельных и бензиновых) как крайних случаев предлагаемого рабочего процесса. Такой универсальной модели сгорания в опубликованных источниках нет.

Существующие на сегодняшний день модели двухфазного сгорания в дизельном процессе (под фазами в данном случае понимаются периоды сгорания, в которых преобладает либо кинетический, либо диффузионный режимы), привязаны к конкретному рабочему процессу и отличаются наличием большого количества эмпирических параметров, физический смысл многих из которых остается неясным. Соответственно о возможности использования таких моделей при изменении механизмов сгорания говорить не приходится.

Имеющееся множество методов решений уравнений Навье–Стокса, полученных в рамках различных моделей турбулентных реагирующих потоков, либо имеют эмпирические параметры, значения которых распространяются на конкретные, относительно простые объекты, либо требуют огромных вычислительных ресурсов. Поэтому при доводке рабочего процесса плодотворным может оказаться использование таких моделей, когда из множества физически реализуемых характеристик выгорания уже выбрана оптимальная и есть возможность моделирования отдельных его элементов, например, формирование концентрационных полей при впрыске топливовоздушной струи, или процесса в целом.

Для определения интегральных показателей цикла при варьировании его параметрами необходимо иметь модель другого уровня. Наиболее широкое распространение получила модель *И. И. Вибге*, поскольку из всех моделей именно она наиболее точно описывает процессы сгорания (речь идет об одно-

фазных процессах) в различных типах поршневых ДВС при минимуме опытных параметров, обладающих относительно ясным физическим смыслом и известным интервалом изменения значений. Для анализа предлагаемого рабочего процесса требуется именно подобная модель, которая, во-первых, содержала бы минимум опытных параметров, во-вторых, имела бы параметры с тем же физическим смыслом. Она значительно упростила бы проведение сравнительного анализа при варьировании параметров сгорания и придала бы им наглядную физическую основу.

В соответствии с моделью Вибе [1] закон выгорания до момента самовоспламенения будем задавать по формуле

$$x_1 = 1 - \exp \left[ \ln(1 - x_Z) \left( \frac{\varphi - \varphi_c}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right],$$

где  $x_1$  — доля топлива, сгоревшего к данному моменту времени на первом этапе сгорания,  $x_Z$  — доля топлива, сгорающего к моменту практического конца реакции,  $\varphi_z$  — общая продолжительность сгорания,  $\varphi_c$  — угол опережения зажигания,  $m$  — показатель характера сгорания.

После самовоспламенения процесс сгорания приобретает качественно иной характер. Сгорание сопровождается появлением новых очагов воспламенения. Аналогично [1] зададим кривую выгорания в виде

$$x_2 = 1 - e^{-n \int_0^t \rho dt},$$

где  $\rho$  — относительная плотность эффективных центров в данный момент времени. В работе [1] вид функции  $\rho = f(t)$  был принят следующим:

$$\rho = kt^m,$$

т.е. предполагалось, что при  $t = 0$   $\rho = 0$ , что означает отсутствие химической реакции в начальный момент времени. В нашем случае начало второго этапа сгорания является продолжением первого с уже развитой химической реакцией. Обозначим  $\rho(0) = \rho_0$  и запишем функцию  $\rho = f(t)$  в виде

$$\rho = \rho_0 + kt^m,$$

тогда

$$x_2 = 1 - e^{-(n\rho_0 + \frac{nk}{m+1}t^{m+1})}, \quad (1)$$

где  $x_2$  — отношение сгоревшей массы топлива на втором участке к данному моменту времени к массе всего топлива, сгорающего на втором участке. Обозначим

$$nk = K_1, \quad n\rho_0 = K_2.$$

Определим неизвестные константы  $K_1$  и  $K_2$ . Начальное условие — равенство скоростей переработки топлива в момент самовоспламенения соответственно первого и второго этапов сгорания:

$$dm_{T1}/dt = dm_{T2}/dt,$$

или

$$M_0 dx/dt = M_{02} dx_2/dt,$$

где  $M_0$  — начальная масса топлива в КС,  $M_{02}$  — масса топлива, оставшегося к моменту начала второго этапа сгорания.

$$M_{02} = M_0 - M_0 x_0,$$

где  $x_0$  — доля топлива, сгоревшего к моменту самовоспламенения (массовая доля топлива, сгоревшего на первом участке сгорания).

Отсюда

$$W_{20} = W_{10}/(1 - x_0) = W_0, \quad (2)$$

где  $W_{10}$ ,  $W_{20}$  — относительные скорости выгорания топлива в момент самовоспламенения соответственно для первого и второго этапов сгорания.

Найдем из (1)  $W_2$ :

$$W_2 = \frac{dx_2}{dt} = (K_2 + K_1 t^{m_2}) \times \exp \left\{ -K_2 t - \frac{K_1}{m_2 + 1} t^{m_2 + 1} \right\}.$$

Из условия (2) получим, что  $K_2 = W_0$ . Время  $t$ , присутствующее в уравнениях для второго этапа, является временем относительно момента самовоспламенения. Обозначим через  $t_{z2}$  продолжительность второго участка сгорания. При  $t = t_{z2}$ ,  $x_2 = x_{z2} = (x_z - x_0)/(1 - x_0)$ , тогда из (1) можно найти  $K_1$ . Окончательно получаем уравнение выгорания для второго участка:

$$x_2 = 1 - \exp \left\{ \ln \left( \frac{x_z - x_0}{1 - x_0} \right) \left( \frac{t}{t_{z2}} \right)^{m_2 + 1} \right\} \times \exp \left\{ (W_0 t) \left( \left( \frac{t}{t_{z2}} \right)^{m_2} - 1 \right) \right\}.$$

Перейдем от времени к углам:

$$t = \varphi/6n,$$

$$x_2 = 1 - \exp \left\{ \ln \frac{x_z - x_0}{1 - x_0} \left( \frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_{z2}} \right)^{m_2+1} \right\} \times$$

$$\times \exp \left\{ W_0 \frac{\varphi_{z2}}{6n} \left( \left( \frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_{z2}} \right)^{m_2+1} - \frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_{z2}} \right) \right\},$$

где  $n$  — частота вращения коленчатого вала (об/мин),  $\varphi$  — угол поворота коленчатого вала (п. к. в.),  $\varphi_0$  — угол момента самовоспламенения,  $\varphi_{z2}$  — продолжительность второго участка сгорания:

$$\varphi_{z2} = \varphi_z - (\varphi_0 - \varphi_c).$$

Суммарная кривая выгорания для второго участка будет выглядеть следующим образом:

$$x = x_2(x_z - x_1) + x_1,$$

где

$$\begin{cases} x_2 = 0 & \text{при } \varphi < \varphi_0, \\ x_1 = x_0 & \text{при } \varphi \geq \varphi_0 \end{cases}.$$

Для полученной кривой тепловыделения достаточно задать общую продолжительность сгорания, момент самовоспламенения и показатели горения каждого из этапов. Показатели характера сгорания имеют тот же физический смысл и, соответственно, те же интервалы варьирования, что и в уравнении И.И. Виббе. Модель позволяет при определенных значениях описывать процессы сгорания традиционных типов поршневых ДВС (дизельных и бензиновых) как крайних случаев предлагаемого рабочего процесса.

### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Расчет двигателя с новым рабочим процессом осуществлялся с помощью системы имитационного моделирования ДВС «Альбея» [9], в которую была встроена математическая модель комбинированного сгорания. Система моделирования позволяет определить индикаторные и эффективные показатели двигателя в любой момент времени.

В качестве объекта исследования выбран двухтактный двигатель ТМЗ-200М. Были приняты следующие исходные данные для расчета циклов: давление и температура наружного воздуха  $P = 0,1033$  МПа и  $T = 20^\circ\text{C}$ ; коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1$ ; температура стенок  $T_{\text{ст}} = 500\text{K}$ ; частота вращения

коленчатого вала  $n = 3000$  об/мин. Параметры газообмена брались из работы [10], согласно которой коэффициент наполнения двигателя без настройки газозвдушного тракта составляет  $\eta_v = 0,42$ , с настройкой может быть доведен до 1.

Теоретическое исследование предусматривало раскрытие влияния на важнейшие показатели двигателя на полной нагрузке следующих параметров: степени сжатия и показателя характера сгорания при оптимальных углах опережения зажигания и неизменной условной продолжительности сгорания.

Продолжительность сгорания  $\varphi_z$  принята равной 50 град. угла п. к. в. Стремление к дальнейшему уменьшению продолжительности сгорания с целью приблизить подвод тепла к изохорному, по данным многих исследователей [1–3], практически не приводит к увеличению КПД двигателя и ведет к значительному увеличению температурных и силовых нагрузок на элементы двигателя.

Комбинированный процесс сгорания исследовался при различных значениях относительной доли первого этапа: 0,16; 0,35; 0,55; 0,8. Показатель характера сгорания первого этапа принимался равным 3. Показатель характера сгорания второй фазы составлял: – 0,3; 0; 0,5; 1.

### ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ

В табл. 1 и 2 представлены числовые значения показателей цикла соответственно при  $\eta_v = 0,42$  и  $\eta_v = 1,0$ . Видно, насколько сильно влияет коэффициент наполнения на КПД двигателя. При коэффициенте наполнения  $\eta_v = 1,0$  прирост эффективного КПД с увеличением степени сжатия составляет  $\approx 10\%$ ; при  $\eta_v = 0,42$  увеличение КПД составляет лишь  $\approx 3\%$ .

Таблица 1

Показатели цикла	$\varepsilon$			
	8,5 УОЗ =23°	10 УОЗ =22°	12,5 УОЗ =21°	15 УОЗ =17°
$\eta_i$	0,34	0,348	0,355	0,357
$\eta_m$	0,867	0,86	0,857	0,851
$\eta_e$	0,295	0,3	0,304	0,3
$T_z$ , К	2705	2700	2697	2660
$P_z$ , МПа	3,16	3,8	4,37	4,4
$(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ , МПа/град	0,097	0,103	0,12	0,126

Таблица 2

Показатели цикла	$\epsilon$							
	8,5 УОЗ =23°	12,5 УОЗ =19°	14 УОЗ =17°	15 УОЗ =17°	16 УОЗ =17°	17 УОЗ =17°	18 УОЗ = 17°	20 УОЗ = 17°
$\eta_i$	0,362	0,393	0,398	0,401	0,402	0,405	0,405	0,406
$\eta_m$	0,879	0,872	0,869	0,867	0,865	0,863	0,861	0,857
$\eta_e$	0,318	0,342	0,346	0,347	0,349	0,349	0,348	0,348
$T_z$ , К	2806	2744	2716	2702	2686	2671	2665	2626
$P_z$ , МПа	5,3	7,0	7,5	7,9	8,3	8,8	9,2	10
$(dp/d\varphi)_{\max}$ , МПа/град	0,22	0,25	0,26	0,27	0,27	0,27	0,27	0,27

Более интенсивный рост эффективного КПД с увеличением степени сжатия при большем коэффициенте наполнения объясняется разницей в росте индикаторного КПД. Индикаторный КПД при  $\eta_v = 1,0$  растет более интенсивно, что является следствием относительного уменьшения, с ростом коэффициента наполнения, количества продуктов сгорания, содержащих в основном трехатомные компоненты, которые обладают более высокой теплоемкостью.

С повышением степени сжатия оптимальные углы опережения зажигания сокращаются. При этом все большая часть продолжительности сгорания приходится на линию расширения. Этому и обязано снижение температуры с повышением степени сжатия при соблюдении оптимальных углов опережения зажигания. Как следствие, с повышением степени сжатия (при неизменной продолжительности сгорания) индикаторный КПД растет гораздо медленнее термического, ввиду большего отклонения от изохорного подвода теплоты.

С повышением давления газов в цилиндре двигателя увеличиваются механические потери. Поэтому повышение степени сжатия в рассматриваемом диапазоне вызывает падение механического КПД.

Расчет механических потерь велся для существующей конструкции. При увеличении коэффициента наполнения и степени сжатия нагрузка на элементы двигателя значительно возрастает, что в реальной обстановке потребует усиления конструкции, которое может вызвать увеличение механических потерь. Поэтому реальный предел степени сжатия может быть ниже.

При оптимальных степенях сжатия были проведены расчеты при различных показателях сгорания  $m$ . На рис. 2 и 3 представлены характерные кривые изменения давления и скорости нарастания давления (характери-

зующие жесткость процесса сгорания) в рабочей камере по углу поворота вала. В табл. 3 и 4 приведены числовые значения показателей цикла.

Таблица 3

Показатели цикла	$m$				
	- 0,3	0	0,5	1,5	3
$\eta_i$	0,344	0,344	0,345	0,349	0,355
$\eta_m$	0,856	0,856	0,856	0,856	0,857
$\eta_e$	0,294	0,294	0,295	0,298	0,304
$T_z$ , К	2907	2785	2691	2652	2697
$P_z$ , МПа	4,8	4,4	4,2	4,1	4,37
$(dp/d\varphi)_{\max}$ , МПа/град	2,1	0,67	0,25	0,16	0,12

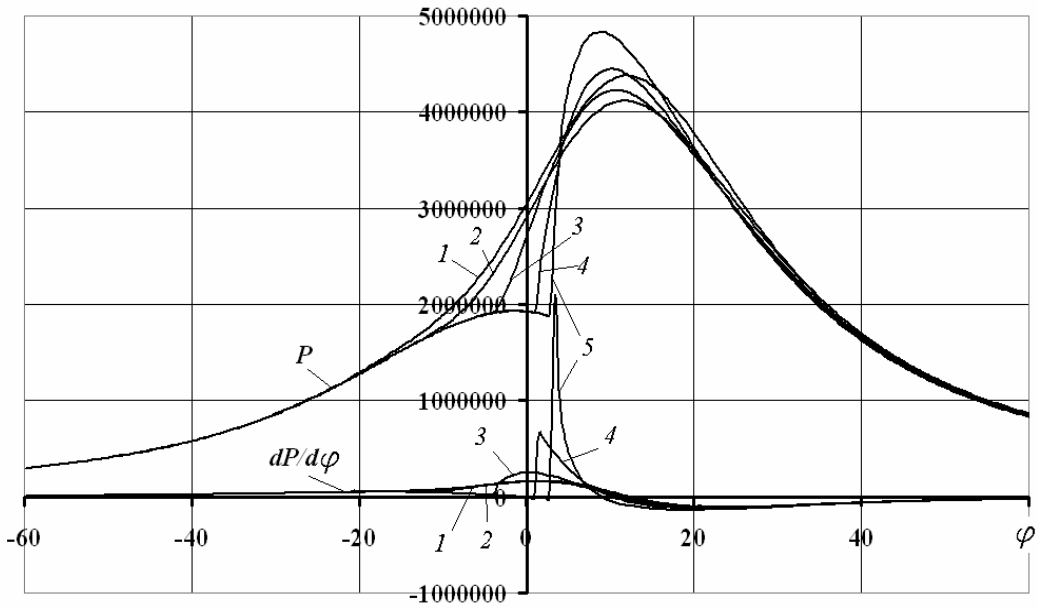
Таблица 4

Показатели цикла	$m$				
	- 0,3	0	0,5	1,5	3
$\eta_i$	0,39	0,391	0,392	0,397	0,402
$\eta_m$	0,864	0,865	0,864	0,864	0,865
$\eta_e$	0,337	0,338	0,339	0,343	0,349
$T_z$ , К	2972	2822	2705	2650	2686
$P_z$ , МПа	9,7	9	8,5	8,5	8,3
$(dp/d\varphi)_{\max}$ , МПа/град	3,1	1,54	0,5	0,3	0,27

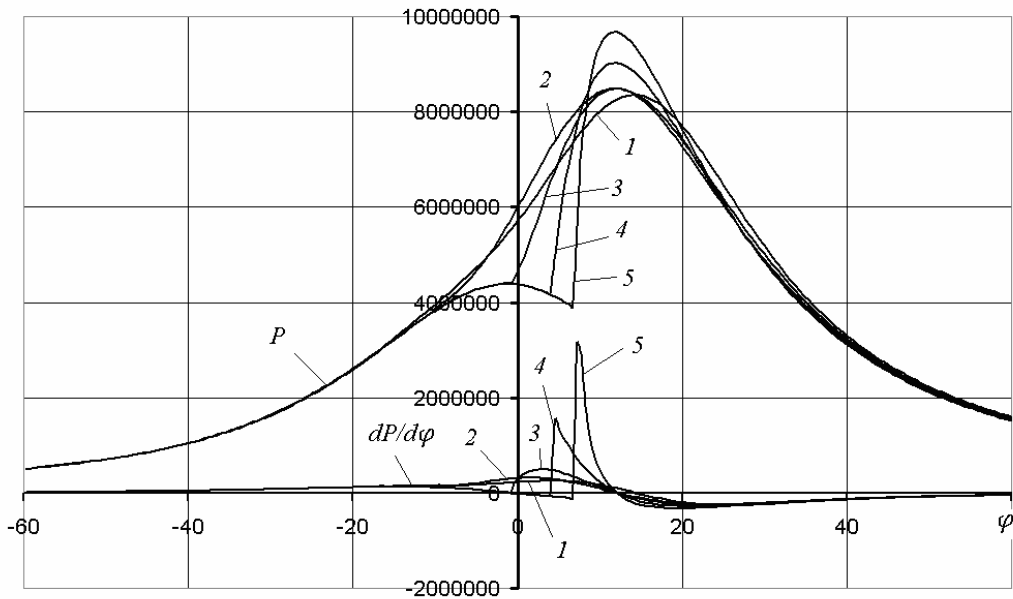
С уменьшением  $m$  максимум скорости тепловыделения смещается ближе к началу сгорания. Поэтому момент воспламенения необходимо делать позже по углу поворота коленчатого вала. Вследствие этого, с уменьшением показателя  $m$ , все большая часть продолжительности сгорания приходится на линию расширения, что и вызывает падение эффективного КПД.

Показатель  $m = 3$  характерен, как уже отмечалось, для бензинового двигателя, диапазон  $m = -0,3-0,75$  для современных дизелей. Разница в эффективном КПД при прочих равных условиях составляет около 3%. Сравнение циклов, как уже указывалось, произво-





**Рис. 2.** Расчетная диаграмма изменения давления  $P$ , Па и  $dp/d\varphi$ , Па/град от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  при различных показателях характера сгорания  $m$  ( $m = \text{const}$  для всего периода сгорания). Коэффициент наполнения  $\eta_v = 0,42$ : 1 –  $m = 3$ ; 2 –  $m = 1,5$ ; 3 –  $m = 0,5$ ; 4 –  $m = 0$ ; 5 –  $m = -0,3$



**Рис. 3.** Расчетная диаграмма изменения давления  $P$ , Па и  $dp/d\varphi$ , Па/град от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  при различных показателях характера сгорания  $m$  ( $m = \text{const}$  для всего периода сгорания). Коэффициент наполнения  $\eta_v = 1$ : 1 –  $m = 3$ ; 2 –  $m = 1,5$ ; 3 –  $m = 0,5$ ; 4 –  $m = 0$ ; 5 –  $m = -0,3$

дилось при одинаковой продолжительности сгорания  $\varphi_z = 50^{circ}$  п. к. в. В действительности в дизелях продолжительность сгорания составляет  $60-100^\circ$  п. к. в. [3]. Во избежание получения малых значений  $m$ , что означает большую жесткость сгорания (см. рис. 2, 3), увеличивают степень неоднородности сме-

си, которая, в свою очередь, вызывает затяжное диффузионное догорание на линии расширения. Столь длительная продолжительность сгорания вызывает снижение эффективного КПД в дизеле. Проведен расчет цикла при продолжительности сгорания, равной  $100^\circ$  п. к. в. для  $\varepsilon = 12,5$ . Разница в эффектив-

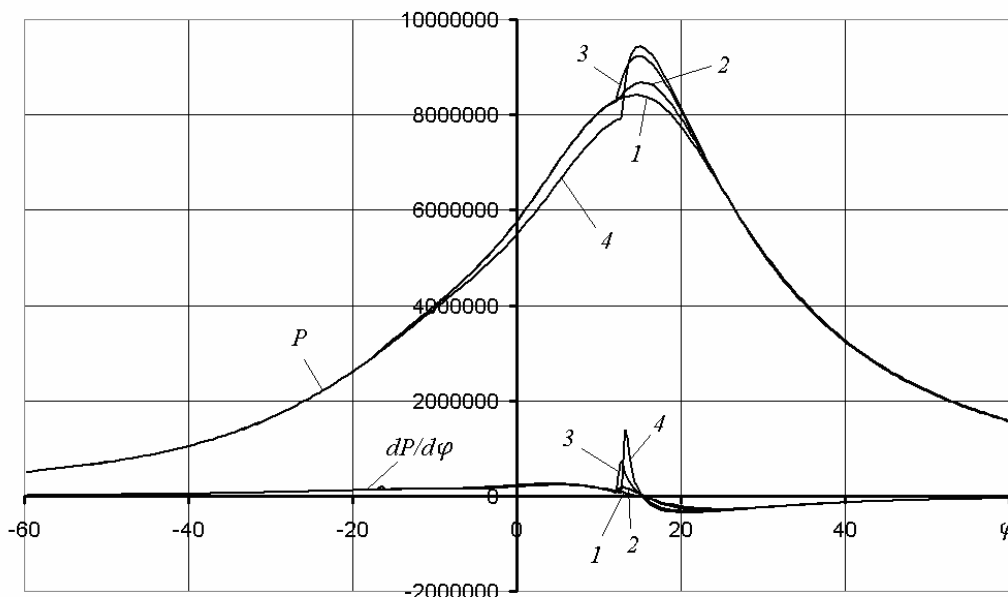


Рис. 4. Расчетная диаграмма изменения давления  $P$  (Па) и  $dp/d\varphi$  (Па/град) от угла п. к. в.  $\varphi$ . Доля топлива, сгоревшего на первом этапе,  $x_0 = 0,55$ : 1 –  $m = 1$ ; 2 –  $m = 0,5$ ; 3 –  $m = 0$ ; 4 –  $m = -0,3$

ном КПД по сравнению с  $\varphi_z = 50^\circ$  п. к. в. составила приблизительно 5%.

При моделировании комбинированного теплоподвода был сделан вывод о том, что эффективный КПД двигателя остается практически неизменным (отклонение не более 1%) при всех выбранных сочетаниях этапов и показателей  $m$  второго этапа и, как минимум, не ниже самого выгодного (при продолжительности сгорания равной  $50^\circ$  п. к. в.) из одноэтапных видов сгорания – сгорания с показателем  $m = 3$ .

Величины максимумов скорости нарастания давления близки к дизельному двигателю лишь в случае, когда относительная доля первого этапа составляет  $x_0 = 0,16$ . Очевидно, что жесткость работы двигателя определяется не только максимальным значением скорости нарастания давления, но и положением ее по углу п. к. в., а также абсолютной величиной скачка давления. Уже при относительной доле первого этапа 0,35 эта величина меньше значения соответствующего дизельному варианту в два раза. А при  $x_0 > 0,55$  приемлемым является практически весь диапазон значений  $m$  второго этапа сгорания вследствие того, что максимальная скорость нарастания давления не превышает значений, реализуемых в современных дизелях. При этом координаты ее максимума имеют более позднее расположение по углу п. к. в., а абсолютная величина скачка давления значительно мень-

ше значений соответствующих дизельным вариантам расчета (ср. рис. 2 и 3). Это означает, что в отличие от дизелей взрывообразное сгорание допустимо и степень однородности смеси будет ограничивать лишь вероятность образования детонации. Следствием может быть увеличение полноты сгорания по сравнению с дизельными двигателями, а также сокращение ее продолжительности даже относительно продолжительности в классическом двигателе с искровым воспламенением.

В табл. 5 приведены числовые значения показателей цикла при комбинированном процессе сгорания для  $x_0 = 0,55$  и различных показателей  $m$  второго этапа ( $\eta_v = 1$ ,  $\varepsilon = 16$ ). На рис. 4 представлена графическая интерпретация этих циклов в виде изменения давления и скорости нарастания давления от угла поворота коленчатого вала.

Таблица 5

Показатели цикла	$m$			
	- 0,3	0	0,5	1
$\eta_i$	0,404	0,404	0,404	0,403
$\eta_m$	0,866	0,866	0,865	0,865
$\eta_e$	0,35	0,35	0,349	0,349
$T_z$ , К	2876	2807	2747	2705
$P_z$ , МПа	9,4	9,2	8,7	8,4
$(dp/d\varphi)_{\max}$ , МПа/град	1,3	0,7	0,25	0,25

## РЕЗЮМЕ

1. Сформулированы требования к перспективному рабочему процессу.

2. Определено, что перспективный рабочий процесс может быть реализован посредством комбинированного воспламенения и сгорания.

3. Разработана математическая модель комбинированного сгорания.

4. В результате имитационного моделирования установлено:

4.1. При комбинированном теплоподводе эффективный КПД двигателя остается практически неизменным (отклонение не более 1%) при всех выбранных сочетаниях этапов и показателей  $m$  второго этапа и не ниже самого высокого среди исследованных одноэтапных видов сгорания.

4.2. Жесткость сгорания при комбинированном теплоподводе является управляемой величиной и ее варьирование практически не вызывает изменения эффективного КПД двигателя.

4.3. При комбинированном теплоподводе есть потенциал увеличения эффективного КПД двигателя даже относительно современных дизелей.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Вибе, И. И.** Новое о рабочем цикле двигателя. Скорость сгорания и рабочий цикл двигателя / И. И. Вибе. Свердловск : Машгиз, 1962. 269 с.
2. **Воинов, А. Н.** Сгорание в быстроходных поршневых двигателях / А. Н. Воинов. М. : Машиностроение, 1977. 277 с.
3. **Орлин, А. С.** Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М. : Машиностроение, 1983. С. 143–144.
4. **Дизельные** двигатели КНД, работающие на метаноле // Конструкции автомобилей. 1984. № 9.
5. **Зельдович, Я. Б.** Теория детонации / Я. Б. Зельдович, А. С. Компанеец. М. : Гостехиздат, 1955. 188 с.
6. **Морозов, К. А.** Разработка мероприятий для создания опытных образцов двигателей, работающих на топливах с добавками нефтяного происхождения : отчет о научно-исследовательской работе / К. А. Морозов, Л. М. Магтохин. МАДИ, 1987. Разд. 3. 115 с.
7. **Рудой, Б. П.** Концепция развития поршневых двигателей внутреннего сгорания / Б. П. Рудой // Вестник УГАТУ. 2004. Т. 5, № 1 (9). С. 3–9.
8. **Горбачев, В. Г.** Система имитационного моделирования «Альбея» (ядро). Руководство пользователя. Руководство программиста : учеб. пособие / В. Г. Горбачев, С. А. Загайко, Н. В. Рудая [и др.]. Уфа : УГАТУ, 1995. 112 с.
9. **Хисматуллин, К. А.** Взаимосвязь основных конструктивных параметров ГВТ двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой : дис. ... канд. техн. наук / К. А. Хисматуллин. Уфа, 1996. 130 с.
10. **Bechtold, R. L.** Performance, emissions and fuel consumption of the white I-163 stratified-charge engine using various fuels / R. L. Bechtold // SAE Techn. Pap. Ser. 1978. No. 780641. 11 p.
11. **Phatak, R. G.** Investigation of a spark — assisted diesel engine / R. G. Phatak, K. Komiyama // SAE Techn. Pap. Ser. 1983. No. 830588. — 8 p.
12. **Rudoy, B.** The air-fuel pulse jet inflammation / B. Rudoy, R. Galieve // The Second Scientific-Technical Seminar on Gas Turbine Engines. Istanbul, 1996. P. 38–40.