

УЛУЧШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ПУТЕМ ФАЗИРОВАНИЯ ПОДАЧИ ТОПЛИВА

*Е.А. Федянов, д.т.н., проф., Г.Н. Злотин, д.т.н., проф. Е.Б. Морщихин,
зав. лаб., К.Е. Ярыгин, инж.; кафедра «Теплотехника и гидравлика»
Волгоградский государственный технический университет*

С помощью моделирования процесса распространения пламени в камере сгорания роторно-поршневого двигателя выполнены исследования зависимости величины недогорания топлива от частоты вращения и нагрузки на двигателе ВАЗ-311. Экспериментально показано, что применение фазированного впрыскивания топлива позволяет уменьшить его недогорание и улучшить топливную экономичность по сравнению с использованием карбюратора.

В последнее время вновь отмечается повышение интереса к роторно-поршневым двигателям (РПД) Ванкеля. Это связано, в частности, с успехами фирмы «Mazda», добившейся существенного улучшения показателей выпускаемых ею автомобильных РПД, а также с перспективами их применения в легкомоторной, в первую очередь беспилотной авиации. Несмотря на отмеченные достижения, роторно-поршневые двигатели имеют по сравнению с обычными поршневыми ДВС несколько больший эксплуатационный расход топлива и повышенное содержание в отработавших газах (ОГ) несгоревших углеводородов.

В течение многих лет на кафедре «Теплотехника и гидравлика» Волгоградского государственного технического университета ведутся работы, направленные на улучшение топливной экономичности и экологичности РПД. В настоящее время проводится исследование влияния управляемого фазированного впрыскивания топлива во впускное окно на топливную экономичность и выбросы несгоревших углеводородов.

Снижение расхода топлива и выбросов несгоревших углеводородов при применении фазированного впрыскивания топлива на такте впуска достигается вследствие расслоения топливовоздушного заряда и, соответственно, уменьшения доли топлива, недогорающего вблизи задней вершины ротора. Указанное недогорание топлива связано, как известно [1], с тем, что однонаправ-

ленное движение заряда в рабочей камере, вызванное вращением ротора, затрудняет распространение пламени от свечей зажигания в сторону, противоположную движению заряда.

Для эффективной организации рабочего процесса РПД с расслоенным зарядом необходимо знать, как зависят границы распространения пламени в камере сгорания от режимов работы двигателя, как и в какой мере на них влияют конструктивные параметры РПД.

В связи со сложностью всестороннего экспериментального изучения процесса распространения пламени в камере сгорания РПД было выполнено теоретическое исследование на основе разработанной математической модели этого процесса.

Согласно этой модели, как показано в [2], пространство камеры сгорания разделяется на пять зон: три зоны исходной топливовоздушной смеси и две зоны продуктов сгорания. Зоны продуктов сгорания расширяются за счет перемещения фронтов пламени по исходной топливовоздушной смеси. При этом учитывается, что пламя от свечей зажигания распространяется как в продольном относительно ротора, так и в поперечном направлениях. Каждая из зон продуктов сгорания разделяется на две полузоны. Первые полузоны каждой из зон ограничены фронтами пламени, которые движутся в сторону задней вершины ротора, вторые полузоны — фронтами пламени, которые движутся в сторону передней вершины.

Система уравнений математической модели включает для каждой из трех зон свежего заряда и каждой из двух зон продуктов сгорания уравнения сохранения энергии, уравнения состояния идеального газа, уравнение объемов, уравнения сохранения масс, уравнения, описывающие механизм распространения турбулентного пламени. В итоге модель представляет собой систему из 28 дифференциальных уравнений.

Для описания процесса распространения пламени применена так называемая модель «погружения», которая предполагает, что движение передней границы зоны горения полностью определяется характеристиками турбулентности в

набегающем потоке свежей смеси, а сгорание в охваченном пламенем объеме свежей смеси происходит в многочисленных ламинарных фронтах по поверхностному механизму. Передняя граница фронта пламени, которая «поглощает» свежий заряд, рассматривается как сглаженная поверхность, огибающая максимально выступающие очаги пламени. Размер сгорающих в ламинарных фронтах пламени турбулентных молей принимается равным микромасштабу Тейлора (λ_t), который в свою очередь пропорционален интегральному масштабу турбулентности L_r .

Характерное время τ_f выгорания турбулентных молей масштаба λ_t находится как

$$\tau_f = \lambda_t / w_{n(ij)}, \quad (1)$$

где $w_{n(ij)}$ — скорость распространения ламинарного пламени на границе ij -й полузоны.

Значения $w_{n(ij)}$ вычисляются по формулам, аппроксимирующим экспериментальные данные, приведенные в [3].

Скорость выгорания смеси во фронте пламени определяется в модели по формуле

$$\frac{dm_{b(ij)}}{d\varphi} = \frac{m_{e(ij)} - m_{b(ij)}}{\omega \cdot \tau_{f(ij)}}, \quad (2)$$

где $m_{e(ij)}$ — масса свежего заряда, погружаемого во фронт пламени на границе ij -й полузоны; $m_{b(ij)}$ — масса продуктов сгорания в ij -й полузоне; ω — угловая скорость вращения ротора; φ — угол поворота ротора.

Для нахождения массы m_e свежего заряда, погруженного во фронт пламени, предварительно вычисляется скорость погружения:

$$\frac{dm_{e(ij)}}{d\varphi} = \frac{\rho_{u(i+j-1)} \cdot A_f(ij) \cdot (w'_{ij} + w_{n(i+j-1)})}{\omega}, \quad (3)$$

где w'_{ij} — интенсивность турбулентных пульсаций; A_f — площадь фронта пламени для полузоны.

Интенсивность турбулентных пульсаций принимается линейно зависящей от средней скорости потока:

$$w'_{ij} = C_1 \cdot |w_{ij}| \cdot \left(\frac{p}{p_0} \right)^{0,5}, \quad (4)$$

где w_{ij} — средняя скорость потока в сечении камеры сгорания, соответствующем положению передней границы фронта пламени; p_0 — давление в камере сгорания в начале сжатия; C_1 — константа порядка 0,1.

Множитель $(p/p_0)^{0,5}$ в формуле (4) учитывает уменьшение микромасштаба турбулентности при сжатии.

Положение границ фронтов пламени и зон продуктов сгорания определяется полученными текущими значениями объемов полузон.

Использованный способ моделирования распространения турбулентного пламени, по мнению авторов, в наибольшей мере учитывает влияние на этот процесс газодинамики заряда и, в первую очередь, параметров турбулентности.

На рис. 1 в качестве примера показаны результаты расчетного определения положения фронтов пламени в камере сгорания РПД ВА3-311, работающего на частоте вращения 2000 об/мин с 50 %-ным открытием дроссельной заслонки и с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1$. Двигатель указанной модели имеет следующие геометрические параметры: эксцентриситет $e = 14,985$ мм, производящий радиус приближенного контура рабочей полости $a = 102$ мм, ширина статора $H = 80$ мм. Рабочий объем двигателя 649 см³.

Анализ результатов моделирования, выполненного в пределах изменения частоты вращения от 1500 до 5500 об/мин и в диапазоне изменения степени открытия дроссельной заслонки ($\varphi_{др}$) от 15 до 100 %, показывает, что оба указанных режимных фактора влияют на величину недогорания.

На нагрузочной характеристике (рис. 2) наибольшее недогорание наблюдается на малых нагрузках. Так, например, на смеси стехиометрического состава ($\alpha = 1$) при $\varphi_{др} = 15$ % недогорание примерно в 1,8 раза больше, чем при $\varphi_{др} = 100$ %. Причины значительного недогорания на малых нагрузках заключаются, на взгляд авторов, в снижении ламинарной скорости горения из-за повышения доли остаточных газов. Сделанный вывод подтверждается, в частности, тем, что на малых нагрузках, как видно из рис. 2, влияние коэффициента избытка воздуха на недогорание ослабевает — остаточные газы на этих нагрузках оказывают большее влияние на нормальную скорость распространения пламени, чем величина α .

При рассмотрении зависимости доли недогорающего топлива от нагрузки обращает на себя внимание то, что минимум недогорания при всех составах смеси оказывается в диапазоне нагрузок от 50 до 75 % открытия дросселя. Это

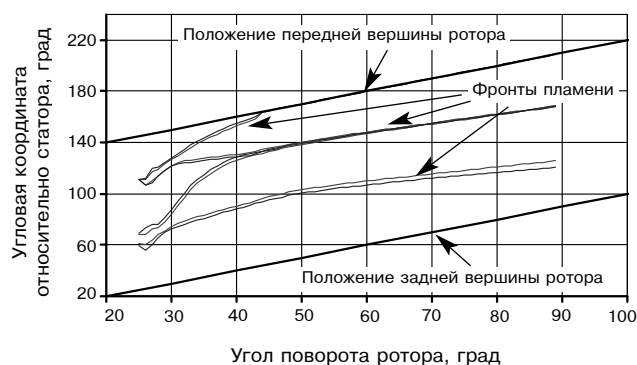


Рис. 1. Границы распространения фронта пламени при $\alpha = 1$, $\varphi_{др} = 50$ %, $n = 2000$ об/мин

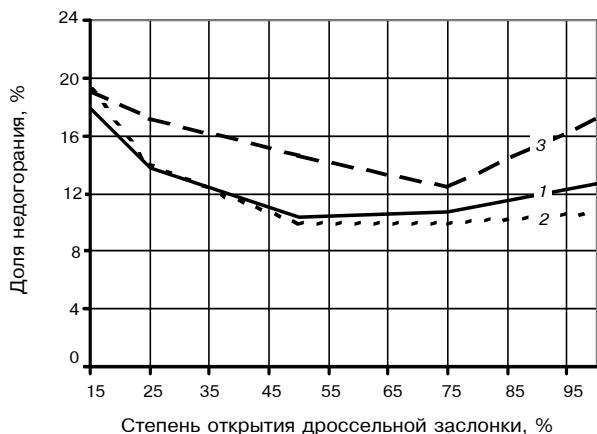


Рис. 2. Зависимость доли недогорания от степени открытия дроссельной заслонки ($n = 2000$ об/мин):
 1 — при $\alpha = 0,92$; 2 — при $\alpha = 1$; 3 — при $\alpha = 1,1$

связано, по-видимому, с тем, что при больших степенях открытия дроссельной заслонки начинает сказываться снижение скорости распространения ламинарного пламени вследствие роста среднего давления в ходе процесса сгорания.

Влияние частоты вращения на недогорание иллюстрируется рис. 3. Как видно, значение доли несгоревшего топлива при частоте вращения 5500 об/мин существенно больше, чем при 1500 об/мин. Например, на стехиометрической смеси (кривая 2) при $n = 5500$ об/мин недогорает в 2,4 раза больше топлива, чем при $n = 1500$ об/мин. Вместе с тем, как видно из рис. 3, зависимость доли недогорающего топлива от частоты вращения на всем диапазоне изменения последней не является монотонной. При любом составе смеси можно указать некоторый интервал изменения частоты вращения, в котором с ростом последней недогорание несколько уменьшается. Это объясняется тем, что при повышении частоты вращения, с одной стороны, увеличивается средняя скорость движения заряда относительно статора, препятствующая распространению пламени в сторону задней вершины ротора, а с другой, — растет интенсивность турбулентных пульсаций и, соответственно, скорость перемещения турбулентного пламени относительно свежей смеси. В отмеченных выше интервалах изменения частоты вращения влияние второго фактора несколько превалирует над влиянием первого.

Проведенные расчеты позволили определить на всех нагрузочных и скоростных режимах положение относительно ротора зоны камеры сгорания, в пределах которой должна располагаться содержащая топливо часть расслоенного заряда.

Результаты моделирования позволяют оценить возможное снижение расхода топлива и, соответ-

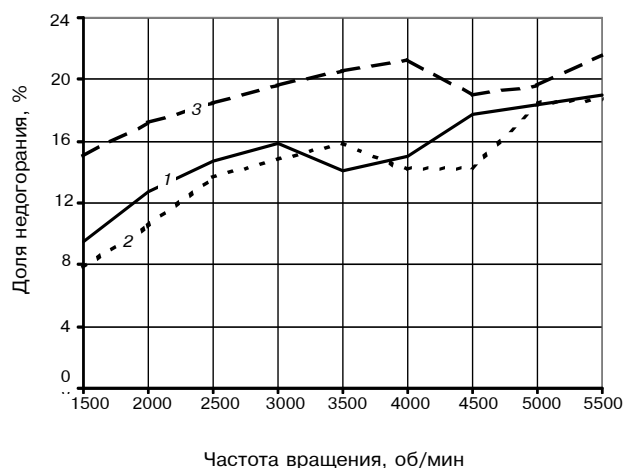


Рис. 3. Зависимость доли недогорания от частоты вращения эксцентрикового вала двигателя ($\varphi_{др} = 100\%$):
 1 — при $\alpha = 0,92$; 2 — при $\alpha = 1$; 3 — при $\alpha = 1,1$

ственно, выбросов несгоревших углеводородов за счет расслоения заряда при фазированном впрыскивании. На осредненном режиме городского ездового цикла ($\alpha = 1$, $n = 2000$ об/мин, $\varphi_{др} = 25\%$ ($p_e = 0,2$ МПа)) указанное снижение может достигать до 15 %.

Экспериментальные исследования влияния фазирования впрыскивания на показатели РПД проведены на односекционном двигателе ВАЗ-311 со степенью сжатия $\epsilon = 9,0$. При ширине статора $H = 80$ мм приведенный рабочий объем составляет 1300 см^3 .

РПД ВАЗ-311 был оснащен устройством для фазированного впрыскивания топлива во впускной коллектор.

Управление фазированным впрыскиванием осуществлялось с помощью специально созданной аппаратуры, позволявшей независимо изменять начало и продолжительность подачи топлива, а также визуально наблюдать картину распределения цикловой подачи топлива по отношению к процессу впуска. Исследования проводились на режиме $n = 2000$ об/мин, $p_e = 0,2$ МПа, что соответствует осредненному режиму городского ездового цикла.

В ходе экспериментов продолжительность впрыскивания оставалась неизменной в целях сохранения постоянного по камере сгорания значения коэффициента избытка воздуха α ; изменялся только момент начала подачи топлива во впускное окно.

На рис. 4 представлены полученные экспериментально на режиме $n = 2000$ об/мин, $p_e \approx 0,2$ МПа регулировочные характеристики РПД по углу опережения впрыскивания топлива. На этом же рисунке показан уровень удельного расхода топлива при работе со штатным карбюратором.

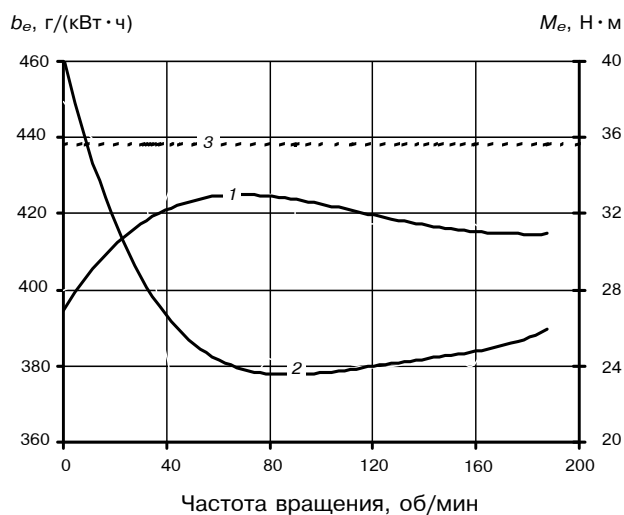


Рис. 4. Зависимость эффективного крутящего момента M_e и удельного эффективного расхода топлива b_e от момента начала подачи топлива ($n = 2000$ об/мин, $p_e = 0,2$ МПа):

1 — эффективный крутящий момент; 2 — удельный эффективный расход топлива; 3 — уровень удельного эффективного расхода топлива для двигателя ВАЗ-311, оснащенного карбюратором

Как следует из сопоставления удельных расходов по регулировочной характеристике (кривая 2) с удельным расходом при питании через карбюратор, фазированное впрыскивание обеспечивает заметную экономию топлива. При этом максимальное снижение удельного расхода топлива наблюдается, когда впрыскивание топлива начинается через $40\text{--}45^\circ$ поворота эксцентрикового вала (ПЭВ) после начала впуска. Среднее значение коэффициента избытка воздуха α по камере сгорания составляет в этом случае 1,1. При такой величине угла впрыскивания указанное снижение достигает примерно 15 %, что соответствует теоретически полученной величине.

Положение циклограммы впрыскивания топлива (линия 1) относительно фазы впуска (линия 2), соответствующее минимальному расходу топлива, показано на рис. 5. Как видно, в этом случае впрыскивание завершается примерно за 150° ПЭВ до завершения впуска. Даже с учетом времени перемещения капель топлива от форсунки до впускного окна (линия 3) период от момента завершения впрыскивания до момента перекрытия



Рис. 5. Визуализация процесса впрыскивания (цикловой подачи):

1 — продолжительность цикловой подачи по углу поворота эксцентрикового вала; 2 — продолжительность процесса впуска по углу поворота эксцентрикового вала; 3 — продолжительность цикловой подачи по углу поворота эксцентрикового вала с учетом транспортной задержки

впускного окна задней вершиной ротора составляет не менее 130° ПЭВ.

Таким образом, применение в РПД фазированного впрыскивания топлива позволяет по сравнению с подачей топлива через карбюратор уменьшить недогорание топлива и снизить его расход.

Литература

1. Зиновьев И.В., Шатров Е.В. Особенности процесса сгорания и организация расслоения заряда в роторно-поршневых двигателях // Автомобильная промышленность. — 1980. — № 12. — С. 7–10.
2. Злотин Г.Н., Федянов Е.А., Иткис Е.М., Черноусов С.Г. Моделирование индикаторного процесса роторно-поршневого двигателя с фазированным впрыскиванием топлива // Двигателестроение. — № 3. — 2002. — С. 24–26.
3. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. — М.: Машиностроение, 1977. — 277 с.
4. Злотин Г.Н., Малов В.В., Дульгер М.В. Аналитическое исследование одномерного течения заряда в рабочей полости роторно-поршневого двигателя // Высокий наддув поршневых двигателей и роторно-поршневые двигатели. Доклады Всесоюзной научно-технической конференции г. Тбилиси, 10–13 ноября 1981 г. — Тбилиси: Мецниереба, 1984. — С. 211–219.