

1. Получена зависимость УНПТ от установочного (геометрического) УОВТ, которая представлена в виде функции частоты вращения коленчатого вала.

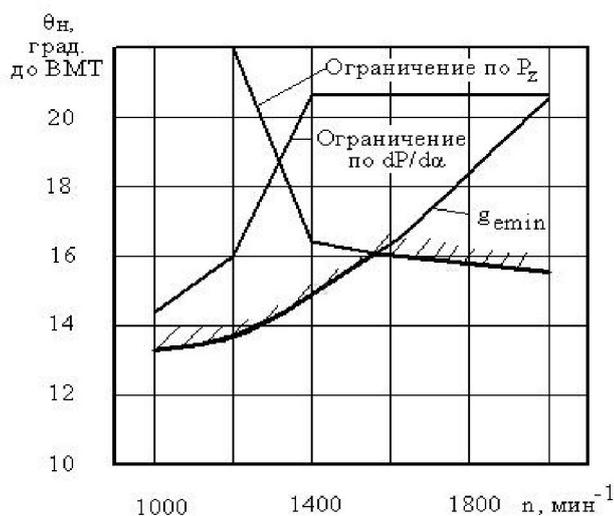


Рис. 5. Изменение УНПТ по внешней характеристике при принятых ограничениях по максимальному давлению, скорости нарастания давления и при минимальном удельном эффективном расходе топлива

2. Установлено влияние УНПТ на показатели динамической напряженности и топливной экономичности дизеля.

3. С учетом принятых ограничений по динамической напряженности и минимальной топливной экономичности предложен закон управления подачей топлива.

Полученные результаты могут быть использованы для обобщения данных по влиянию УНПТ на показатели динамической напряженности и топливной экономичности различных дизелей.

Список литературы:

1. Крутов В.И., Марков В.А., Шатров В.И., Тишин Д.В. Математическая модель системы автоматического регулирования дизеля с турбонаддувом и изменяемым углом опережения впрыскивания топлива // Вестник МГТУ. Сер. Маш.-ние, 1994. – № 1. – С. 55-68.
2. Левин М.И., Островский Э.С., Леснер Е.Ю. Микропроцессорная система управления углом опережения впрыскивания топлива. Статика // Двигательное строительство, 1988. – № 6. – С. 16-18.
3. Мочешников И.А., Френкель А.И. Обобщенные зависимости влияния регулировок дизеля на его токсичность и экономические показатели // Автомобильная промышленность, 1974. – № 11. – С. 17-19.

УДК 621.43

Н.В. Лобов, канд. техн. наук

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ГАЗООБМЕНА В ДВУХТАКТНОМ ДВИГАТЕЛЕ С КРИВОШИПНО-КАМЕРНОЙ ПРОДУВКОЙ

Широкое распространение в отечественной и мировой практике получили малогабаритные двухтактные бензиновые двигатели с кривошипно-камерной продувкой. Они используются в качестве источника энергии в различном ручном бензиномоторном инструменте. Основными факторами, определяющими их выбор, являются простота конструкции и невысокий вес изделия на 1 кВт снимаемой мощности. Однако, существенным недостатком двухтактных двигателей подобного типа остаются потери топливной смеси при осуществлении процесса газообмена и неизменно высокий уровень эмиссии вредных веществ. Исходя из этого, основным вектором в тенденции их развития в настоящее время остается поиск путей минимизации потерь свежего заряда при продувке [1].

Для достижения поставленной цели используются различные пути усовершенствования конструкции двигателя: впрыск топлива, расслоение заряда, управление фазами выпуска и т.д., ведется интенсивная

работа по совершенствованию одномерных и многомерных газодинамических моделей двухтактных двигателей. В настоящей статье приведена методика, позволяющая осуществлять прямой расчет потерь свежего заряда и оценивать степень очистки цилиндра от выхлопных газов в процессе газообмена. Предлагаемая методика позволяет оценить уровень конструкторской разработки на стадии проектирования двигателя и, тем самым, существенно сократить затраты, связанные с освоением новой техники.

Для разработки искомой методики была использована трехмерная газодинамическая модель двухтактного одноцилиндрового бензинового двигателя, подробное описание которой приводится в работе [2]. Расчетная схема двигателя представлена на рис. 1.

Основной отличительной особенностью данной математической модели двигателя является то, что двигатель рассматривается как единая система, в которой имеются системы впуска и выпуска, цилиндр с функциональными каналами и кривошипная камера.

Для описания нестационарных газодинамических процессов во внутренних полостях двигателя был использован отечественный метод – метод крупных частиц (МКЧ) [3]. Этот метод уже использовался для численного исследования газодинамических процессов в элементах ДВС [4],[5]. Результаты тестирования МКЧ применительно к задачам двигателестроения представлены в работе [6]. Следует сделать одно важное замечание. МКЧ – это метод, содержащий в своей основе алгоритм преобразования исходной системы дифференциальных уравнений в систему в виде конечных разностей и механизм решения последней в результате расщепления ее на физические процессы. В настоящее время существует большое количество модификаций МКЧ, разработанных самим автором метода Давыдовым Ю.М. и его последователями. Для описания нестационарных газодинамических процессов в ДВС в трехмерной постановке при использовании МКЧ следует подходить избирательно, т.к. не все модификации метода обеспечивают необходимую точность и устойчивость вычислений. Проведенные исследования показали, что лучше всего для этих целей подходят параметрические схемы метода, приведенные в работах [7],[8].

В качестве исходной газодинамической системы дифференциальных уравнений была взята система уравнений Эйлера, записанная в дивергентном виде. В нее вошли: уравнение неразрывности (сохранения массы) (1); уравнения сохранения импульса по осям координат (2); уравнение сохранения полной удельной энергии (3) и уравнение неразрывности (сохранения массы) для продуктов сгорания (4):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{W}) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mathbf{W}) + \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mathbf{W}) + \frac{\partial p}{\partial y} = 0,$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \text{div}(\rho \omega \mathbf{W}) + \frac{\partial p}{\partial z} = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \text{div}(\rho E \mathbf{W}) + \text{div}(p \mathbf{W}) = q_{cz} + q_{mo},$$

$$\frac{\partial b}{\partial t} + \text{div}(b \mathbf{W}) = b_i. \quad (4)$$

Для замыкания системы было использовано уравнение состояния для идеального газа

$$p = (\bar{k} - 1) \cdot \rho \cdot \left(E - \frac{W^2}{2} \right). \quad (5)$$

В процессе реализации численного интегрирования исходной системы дифференциальных уравнений с помощью МКЧ вся расчетная область покрывается фиксированной в пространстве Эйлеровой расчетной сеткой. Сетка состоит из прямоугольных элементарных ячеек - объемов. Общее количество таких ячеек в процессе исследования не превышало 150-180 тысяч.

Для каждого нового момента времени $t^{n+1} = t^n + \Delta t$, в каждой ячейке определялись значения плотности газа ρ^{n+1} , плотности продуктов сгорания (ППС) b^{n+1} , значения скорости движения газа по трем направлениям, соответственно u^{n+1} , v^{n+1} , ω^{n+1} , значения энергии E^{n+1} и давления p^{n+1} с учетом изменяющегося состава газа.

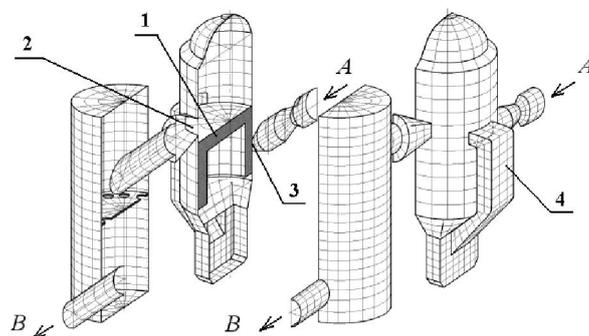


Рис.1 Объемное представление расчетной схемы одноцилиндрового двухтактного бензинового двигателя внутреннего сгорания: 1-поршень, 2-выпускной канал, 3-впускной канал, 4-продувочный канал, А, В – направление движения заряда

Для обеспечения обратной связи с процессом газообмена совершенным ранее в приходно-расходные комплексы уравнений (3) и (4) включен параметр, учитывающий степень очистки цилиндра γ_{r_o} , так называемый, остаточный фон продуктов сгорания (фон ПС):

$$dq_{cz}/dt = \xi \cdot (H_u - \Delta H_{u_{xum}}) \cdot \left(\frac{1}{\alpha} \cdot \frac{f_s}{1-f_s} \right) \cdot (1 - \gamma_{r_o}) dx/dt, \quad (6)$$

$$db_{ijk}/dt = \rho_{ijk} (1 - \gamma_{r_o}) dx/dt. \quad (7)$$

Остаточный фон ПС определяется после закрытия верхней кромки выпускного окна для локализованного в цилиндре объема газа. Уравнение (6) описывает динамику выделения тепла в элементарной ячейке в процессе выгорания топлива. Реальный процесс сгорания топлива в математической модели заменен эквивалентным подводом тепла к ячейке с использованием полуэмпирической модели горения Виббе. Уравнение (7) определяет динамику преобразования рабочей смеси в продукты сгорания (ПС). При этом, изначально нулевое значение ППС в ячейке, после реализации процесса сгорания, становится равным плотности рабочей смеси. Исходя из этого, коэффициент остаточных газов в каждой ячейке может быть определен делением ППС на плотность газа в ячейке.

Для повышения достоверности расчетных данных и исключения их привязки к избранному прототипу двигателя использован следующий принцип задания начальных – стартовых условий расчета. Каждый серийный расчет начинается всегда при одних и тех же начальных условиях. Давление газа, его плот-

ность и энергетическое состояние в каждой ячейке принимаются равными атмосферным условиям. Скорость движения газа в ячейках равна нулю. Движение поршня осуществляется со скоростью эквивалентной расчетной частоте вращения коленчатого вала. Значение ППС в системе впуска, кривошипной камере и продувочном канале принимается равной нулю. ППС в цилиндре и глушителе принимается равной 0,7 плотности рабочей смеси. Вычислительный процесс продолжается до достижения момента относительной стабилизации всех параметров, до достижения их повторяемости. За это время двигатель успевает совершить несколько полных оборотов коленчатого вала, обычно от трех до пяти.

Оценка степени очистки цилиндра производилась по величине остаточного фона ПС. Этот параметр оставался неизменным после закрытия выпускного окна.

Для количественной оценки потерь свежего заряда в процессе газообмена был произведен расчет массового расхода свежей смеси через контрольные сечения продувочного и выпускного каналов в зависимости от угла поворота коленчатого вала. В качестве контрольных сечений были выбраны: стык продувочного канала с цилиндром и стык выпускного окна с цилиндром двигателя. Массовый расход свежей смеси на входе в цилиндр определялся по формуле:

$$q_{вх} = \sum_{i=1}^N A \cdot u_i \cdot (\rho_i - b_i), \quad (8)$$

где N – число целых ячеек в контрольном сечении продувочного канала;

u_i – скорость газа в ячейке, перпендикулярная контрольному сечению;

A – площадь ячейки в контрольном сечении.

Количество свежего заряда, попавшего в систему выпуска в процессе продувки, т.е. покинувшего цилиндр, определялось по формуле:

$$q_{вых} = \sum_{i=1}^M A \cdot u_i \cdot (\rho_i - b_i), \quad (9)$$

где M – число целых ячеек в контрольном сечении выпускного канала.

Анализ формул (8) и (9) показывает, что они позволяют избирательно отслеживать движение только свежего заряда. В случае истечения ПС без примеси свежего заряда, значение ППС – b_i и плотности рабочей смеси – ρ_i тождественно равны. В этом случае расход свежего заряда через контрольные сечения будет равен нулю.

Предлагаемая методика оценки эффективности процесса газообмена была опробована при выполнении теплового расчета для серийного двигателя бензиномоторной пилы «Урал-2Э» при номинальной частоте вращения коленчатого вала. Для верификации расчетных данных были использованы результаты индицирования двигателя, полученные Шмаковым Д.К. [9].

На рис.2а представлены результаты сравнения расчетной и экспериментальной индикаторных диаграмм давления в цилиндре двигателя. Проведенное сравнение показывает высокую степень совпадения кривых в момент газообмена и несколько худшее совпадение при сгорании топлива и на линии расширения. Более точного совпадения данных кривых можно достичь подбором эмпирических коэффициентов модели тепловыделения Вибе и модели теплообмена Вошни. В данном случае вышеназванный подбор не проводился.

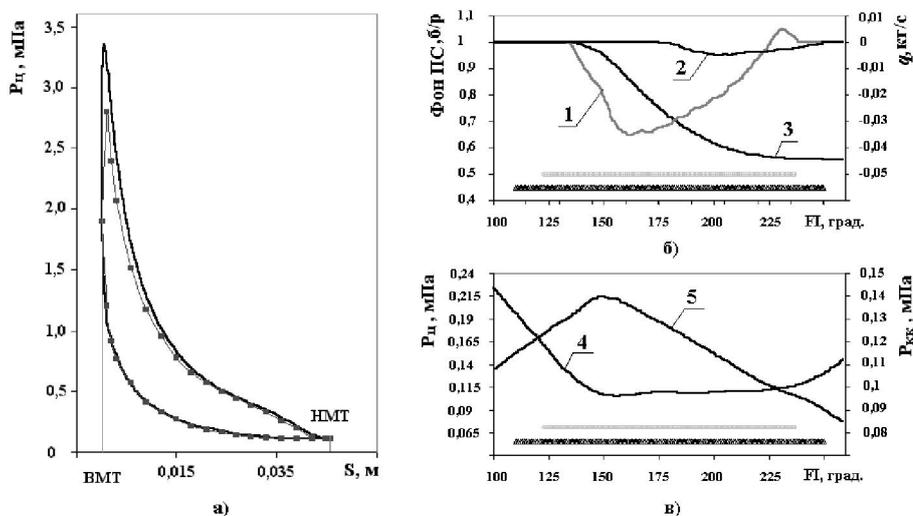


Рис.2 Результаты расчета показателей процесса газообмена в двухтактном двигателе бензиномоторной пилы «Урал-2Э»: а) сравнение расчетных и экспериментальных индикаторных диаграмм в цилиндре двигателя: — расчет, —•— эксперимент; б) изменение расчетного значения массового расхода свежего заряда на входе и выходе из цилиндра двигателя в процессе газообмена; в) изменение расчетного значения давления в цилиндре и кривошипной камере двигателя в процессе газообмена

На рис. 2б представлены результаты изменения массового расхода свежего заряда на входе и выходе из цилиндра двигателя в процессе газообмена в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Кривая 1 – соответствует поступлению свежего заряда в цилиндр, кривая 2 – соответствует поступлению свежего заряда в систему выпуска, кривая 3 – показывает изменение остаточного фона ПС в цилиндре двигателя. На рис. 2в представлен характер изменения давления в цилиндре и кривошипной камере. Кривая 4 и 5, соответственно, демонстрируют изменение давления в цилиндре и кривошипной камере. Для лучшего анализа рисунков 2б и 2в под ними добавлены интервалы открытия выпускного и продувочного каналов. Меньший интервал открытия относится к продувочному каналу.

Проведенное численное исследование процесса газообмена в двухтактном двигателе позволило выявить следующие закономерности в его работе. К моменту открытия продувочных окон в цилиндре двигателя все еще остается высокое давление остаточных газов. Это давление превышает давление в кривошипной камере. Поэтому выхлопные газы устремляются не только в систему выпуска, но и в кривошипную камеру. Дальнейшее понижение давления в цилиндре и его повышение в кривошипной камере приводят к тому, что газ из подпоршневого пространства начинает поступать в цилиндр. В первую очередь, в цилиндр поступают прорвавшиеся в продувочный канал ПС и только после их истечения начинает поступать свежая смесь. Все это приводит к относительному запаздыванию момента начала поступления свежего заряда в цилиндр двигателя, см. рис. 2б.

Следующим характерным моментом при продувке цилиндра двигателя является завершающая фаза. Интенсивный процесс истечения газа из кривошипной камеры приводит к понижению давления в камере и росту давления над поршнем. Повышению давления над поршнем способствует и начавшееся движение поршня от нижней мертвой точки к верхней мертвой точке. Все это приводит к тому, что часть свежего заряда, попавшая в цилиндр, начинает поступать обратно в кривошипную камеру, снижая эффективность продувки. Подтверждением этому служит участок кривой 1, располагающийся выше нулевого значения.

Поступающая в цилиндр свежая смесь, интенсивно перемешиваясь с ПС, начинает вытеснять их из цилиндра. Часть свежего заряда при этом поступает в систему выпуска (см. рис. 2б, кривая 2). Доля свежего заряда, поступившего в систему выпуска из

цилиндра, в данном случае составила около 10-12%.

Проведенный расчет процесса газообмена позволил зафиксировать высокий уровень остаточного фона ПС после закрытия выпускного окна (см. рис. 2б, кривая 3). Такой уровень остаточного фона ПС характерен для двигателей бензиномоторного инструмента. Расчетная величина остаточного фона ПС для двигателя «Урал-2Э» при номинальной частоте вращения коленчатого вала составила около 50-55%.

Вывод. Многомерная математическая модель двухтактного двигателя и созданная на ее базе методика оценки эффективности процесса газообмена позволяют на более высоком качественном и количественном уровне оценить совершенство конструкции двигателя. Отличительной особенностью данной методики является то, что она минимально привязана к экспериментальным данным и позволяет оценить уровень конструкторской разработки еще на стадии проектирования.

Список литературы:

1. *Entwicklung von emissionsreduzierten Zweitaktmotoren fuer handgefuerte Arbeitsgeraete.* Zahn Wolfgang, Vonderau Werner, Rosskamp Heiko, Geyer Klaus, Schlosarczyk Joerg. *MTZ: Motortech. Z.*, 2002, №2, S.106-113.
2. Лобов Н.В. Трехмерная математическая модель двухтактного одноцилиндрового бензинового ДВС// В журнале «Строительные и дорожные машины», 2003, №2, с. 40-42.
3. Ю.М. Давыдов. Крупных частиц метод. – В кн.: *Мат. энциклопедия, Т.3, 1982, с. 125-129.*
4. Круглов М.Г., Меднов А.А. Исследование течений газа в двигателях внутреннего сгорания// *Числ. иссл. актуальн. пробл. машиностр. и мех. сплошн. и сыпуч. сред метод. крупных частиц: В 5 т./ Под ред. Ю.М. Давыдова/ НАПН. – М. 1995. –Т. 2. – С.311-362.*
5. Гришин Ю.А. Новые схемы метода крупных частиц и их использование для оптимизации газоздушных трактов двигателей// *Математическое моделирование, 2002. – Т.14, №8, с.51-55.*
6. Лобов Н.В. Оценка эффективности использования метода крупных частиц при решении тестовой задачи// *Двигателестроение. 2003, №2, с.24-25.*
7. Давыдов Ю.М., Егоров М.Ю. Численное моделирование нестационарных переходных процессов в активных и реактивных двигателях/ Под ред. Ю.М. Давыдова. – М.: Изд-во Нац. Академия прикладных наук России, 1999. – 272 с.
8. Лобов Н.В. Моделирование рабочего процесса в двухтактном одноцилиндровом двигателе внутреннего сгорания, Пермь, ПермГТУ, 2003, 82 с.
9. Шмаков Д.К. Некоторые особенности рабочего процесса двигателей бензиномоторных инструментов// *Труды ЦНИИМЭ № 109. – Химки, 1970, с.13-18.*