

учетом характера известных зависимостей накопления отложений от параметров (скоростей, температур, состава воды и пр.) позволяет прогнозировать ресурс теплообменника. В дальнейшем подобные расчеты воздухоохлаждателей целесообразно проводить в комплексе с гидравлическими расчетами водяной сети, насосного оборудования, электродвигателей и компрессора, для которых обычно используются элементы системного анализа.

#### Список литературы:

1. Стационарные газотурбинные установки / под ред. Л.В. Арсеньева, В.Г. Тырышкина. – Л.: Машиностроение,

1989. – 543 с. 2. Кельтон В. Имитационное моделирование / В. Кельтон, А. Лоу. – СПб.: Питер; Киев: Издательская группа ВНУ, 2004. – 847 с. 3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с. 4. Берж К. Теория графов и ее применение / К. Берж – М.: ИЛ, 1962. – 319 с. 5. Кейс В.М. Компактные теплообменники / В.М. Кейс, В.М. Лондон – М.: Энергия, 1967. – 223 с. 6. Ганжа А.Н. Исследование эффективности воздухоохлаждателей компрессорных установок / А.Н. Ганжа, Н.А. Марченко // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 9. – С. 32-37. 7. Кучеренко Д.И. Обратное водоснабжение (Системы водяного охлаждения) / Д.И. Кучеренко, В.А. Гладков. – М.: Стройиздат, 1980, – 168 с.

УДК 612.43.013

А.А. Хандримайлов, инж., В.Г. Солодов, д-р техн. наук

## ЧИСЛЕННАЯ МОДЕЛЬ СЖИМАЕМОГО ВЯЗКОГО ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ ВО ВПУСКНЫХ КАНАЛАХ И ЦИЛИНДРАХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. Часть II. ВЕРИФИКАЦИЯ

### Введение

Данная статья посвящена численному моделированию нестационарных сжимаемых вязких турбулентных течений в элементах впускных систем поршневых двигателей. В статье представлен численный метод и постановка задачи о расчете сжимаемого вязкого турбулентного течения газа в элементах впускных систем, цилиндрах и камерах сгорания поршневых двигателей на основе развития программного обеспечения **MTFS** [1, 2]. Целью работы является тестирование метода на данных ЛДА эксперимента [3].

### Математическая модель расчетной области и процесса.

Рассматривается газодинамическая задача о впуске и последующем сжатии рабочей смеси в цилиндре ДВС. Основные геометрические параметры модели представлены на рис.1.

Для определения положения поршня и клапана в зависимости от угла поворота коленчатого вала задаются соответствующие кинематические законы движения, которые определяются частотой вращения кривошипа и его начальным углом поворота. Положение поршня (рис.1) определяется по формуле:

$$S_{\varphi} = L + R(1 - \cos \varphi) - \sqrt{L^2 - R^2 \cdot \sin^2 \varphi},$$

где  $\varphi$  – угол поворота коленчатого вала (п.к.в.),  $L$  – длина шатуна,  $S$  – ход поршня,  $R$  – радиус кривошипа. Перемещение клапана задается в виде зависимости величины подъема клапана от угла п.к.в. ( $h_{кл} = f(\varphi)$ ).

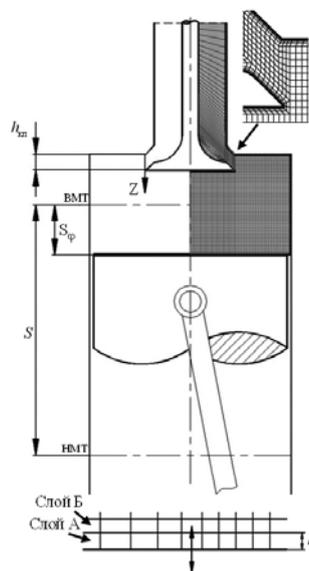


Рис. 1. Схема и пример сеточного описания расчетной области

Сеточная модель является гексаэдральной со сгущением вблизи твердых границ расчетной области; высота минимальной ячейки пограничного слоя составляет  $\sim 10^{-5}$  м. Сеточная модель разделена на

несколько подобластей: область с неизменяемой сеткой; подвижная сеточная область, которая перемещается по заданному закону; область с деформирующейся сеткой. Принцип деформирования сетки во времени основан на послойном изменении путем сжатия/растяжения, либо объединения/разделения параллельных слоев ячеек, прилегающих к подвижной границе. Для подвижных границ вводится характерная высота слоя ячеек  $h_o$ . Слой ячеек, прилегающий к подвижной границе (слой А на рис.1), разделяется или объединяется с соседним слоем (слой Б на рис.1) в зависимости от высоты  $h$  слоя А.

При движении подвижной границы в сторону расширения сеточной области (рис. 1) условие разделения слоя А:  $h \geq 1.5h_o$ . При делении образуются два слоя ячеек: с высотой  $0.5h_o$  около подвижной границы и с высотой  $h_o$ . При движении подвижной границы в сторону сжатия сеточной области слой А объединяется со слоем Б при условии:  $h < 0.5h_o$ . Пересчет узлов достигается линейной интерполяцией вдоль осевой координаты.

Численный метод интегрирования уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу-Фавру, изложен в части I данной работы.

**Моделирование турбулентности** осуществляется вычислением формируемых при осреднении рейнольдсовых турбулентных напряжений с помощью моделей турбулентности. При применении гипотезы Буссинеска о разделении вязких касательных напряжений на ламинарную и турбулентную части использовались однопараметрическая модель вихревой вязкости Спаларта-Аллармаса (SA) [4], и двухпараметрическая модель турбулентных напряжений Ментера (SST) [5], отражающая механизм переноса рейнольдсовых напряжений. Опыт применения этих моделей для течений в элементах выпускных систем кратко изложен в [6].

Дифференциальное уравнение переноса турбулентной вязкости SA и два дифференциальных уравнения SST подобны по форме осредненным уравнениям Навье-Стокса, и поэтому интегрируется модификацией той же разностной схемы с использованием рассмотренного алгоритма.

Численная трактовка источников членов модели SST определяет устойчивость счета по данной модели. Рекомендации по этому вопросу изложены в обзоре [6]. Их реализация несущественно отличается

от приемов, которые рекомендованы для аппроксимации источников членов модели SA.

**Граничные условия** формулируются на основе известной физически обусловленной каналовой постановки [7], при которой выставляются стационарные распределения полных параметров потока на входных границах расчетной области. Твердые стенки предполагаются адиабатическими; на них задается условие прилипания с учетом подвижности части границ [7].

Для модели SA на входной границе расчетной области задается значение турбулентной вязкости, которое для входных потоков может составлять доли значения молекулярной вязкости. На выходе ставится условие равенства нулю произведения турбулентной вязкости. На стенках значение турбулентной вязкости полагается равным нулю. В модели SST на стенках значение кинетической энергии турбулентности принимается равным нулю. Значение частоты турбулентных пульсаций определяется из асимптотического соотношения [5].

**Устойчивость алгоритма и ускорение сходимости.** Схема имеет второй порядок аппроксимации по времени и пространственным координатам. Явная часть численной схемы ограничена обычным условием Куранта для разностного оператора, где полный временной шаг вычисляется по вкладкам конвективной и диффузионной составляющих:

$$\Delta t = CFL \cdot \Delta t_c \Delta t_d / (\Delta t_c + \Delta t_d).$$

Конвективная составляющая шага вычисляется по собственным значениям якобиевых матриц, а диффузионная составляющая определяется числом Прандтля и вязкостью газа в соответствии с критерием Неймана.

$$\Delta t_c = 1/(\lambda_\xi + \lambda_\eta + \lambda_\zeta),$$

$$\Delta t_d = 1/[const \cdot \kappa \mu (\xi_0^2 + \eta_0^2 + \zeta_0^2) / (\rho Pr)].$$

Шаг интегрирования по псевдовремени ограничен  $\Delta \tau < (2/3)\Delta t$ . Для расчета нестационарных задач должна быть обеспечена сходимость итераций по псевдовремени в рамках временного шага. Оптимальный выбор физического временного шага и величины итерационного параметра зависит от применения и величины параметра обусловленности, что в свою очередь определяется физическим содержанием задачи.

**Аппроксимация вычислительной области. Организация и параллелизация алгоритма.** Опи-

сание области течения основывается на построении твердотельной модели расчетной области с неструктурированной доменной сеточной архитектурой [1, 2], на основе которой производится декомпозиция области на пучки одномерных нитей, составленных из гексаэдральных ячеек трех семейств, соответствующих направлениям локальной сеточной системы координат. Такое представление сеточного разбиения обеспечивает реализацию экспоненциально сгущающихся сеток, обтягивающих без перекрытий все твердые поверхности для аккуратного описания пограничного слоя, позволяет эффективно и экономично обрабатывать трехмерные расчетные области с произвольной конфигурацией границ, упрощает реализацию интерфейса геометрических и газодинамических данных в другие форматы.

Ниточная организация обработки трехмерного набора ячеек допускает возможность эффективной параллелизации вычислений [6]. Для реализации параллельных вычислений создается набор индивидуальных подпроцессов, каждый из которых оперирует одновременно с пропорциональным количеством нитей выбранного семейства. Данная стратегия эффективно использует произвольное число процессоров и реализуется на любой платформе.

#### Верификация численного метода в условиях установившегося течения

Верификация в условиях установившегося течения проводится путем сопоставления результатов расчетов с данными [3]. Эксперимент проведен методом лазерной анемометрии газового потока с заявленной погрешностью результатов 3%.

**Оссимметричная модель** (рис. 1) представляет собой область прямого подводящего канала, клапанной щели и цилиндра. Геометрические параметры модели: диаметр впускного канала 27 мм, диаметр тарелки клапана 33 мм, диаметр цилиндра 75 мм, угол наклона фаски клапана  $45^\circ$ . Подвижная граница поршня заменялась выходной проницаемой границей на расстоянии трех диаметров цилиндра от плоскости головки, на которой выставлялись соответствующие граничные условия.

Мощность сеточной модели составляла  $\sim 180$  тыс. ячеек. Сетка являлась гексаэдральной (рис. 1) с организацией сгущения вблизи твердых границ расчетной области  $y^+ \leq 0.3$ . В качестве граничных условий задавались полное давление и температура на входной и выходной границах модели. Использо-

вались модели турбулентности Спаларта-Аллмараса и SST модель Ментера.

Предметом исследования данного раздела является структура газового течения в клапанной щели. Расчеты проведены для различных величин подъема клапана ( $h_{кл}$ ).

**Результаты исследования.** На рис. 2 представлено сопоставление расчетных и экспериментальных данных по величине радиальной скорости на выходе клапанной щели ( $Z$  на рис. 1). На рис. 3 показана зависимость массового расхода ( $G$ , кг/ч) от величины подъема клапана ( $h_{кл}$ , мм) при фиксированном перепаде давления. Графики пульсаций скорости на выходе клапанной щели представлены на рис. 4.

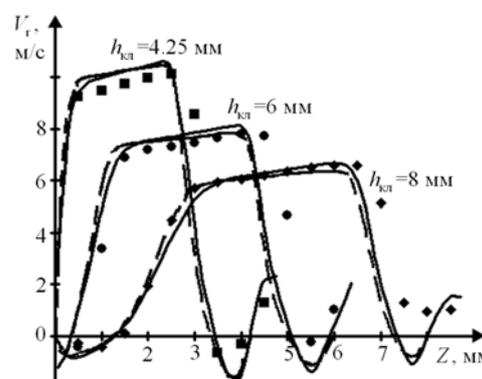


Рис. 2. Профили радиальной скорости течения на выходе клапанной щели (■, ●, ▲ – эксперимент; — – расчет, модель SA; - - - расчет, модель SST)

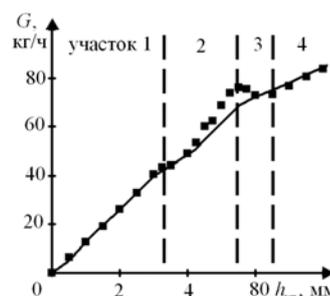


Рис. 3. Зависимость массового расхода от величины подъема клапана (■ – эксперимент; — – расчет)

Авторы экспериментальной работы [3] выделяют четыре участка изменения наклона кривой массового расхода (рис. 3). Появление или исчезновение зон отрыва потока в клапанной щели характеризуется сменой участка на графике массового расхода (рис. 3). На расчетной кривой участки 2, 3 выражены менее четко по сравнению с экспериментальными данными.

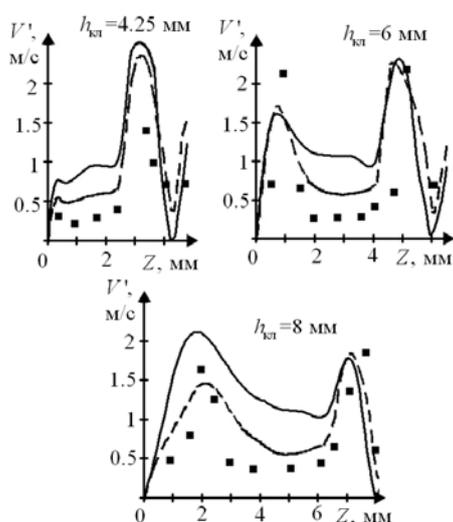


Рис. 4. Профили пульсаций скорости на выходе клапанной щели (■ – эксперимент; — – расчет, модель турбулентности SA; — — – расчет, модель турбулентности SST)

Анализ результатов сопоставления с экспериментальными данными показал, что SST модель дает лучшее разрешение турбулентных пульсаций по сравнению с моделью турбулентности SA.

#### Верификация численного метода в условиях нестационарного течения

Ниже проводится тестирование численного метода в условиях нестационарного течения на данных опытов [3].

Модель исследования являлась осесимметричной с прямым подводящим каналом (рис. 1). Геометрические параметры модели прежние при ходе поршня 94 мм, длине шатуна 188 мм. Сопоставление выполнено на выходе клапанной щели (направление  $Z$  на рис.1) и внутри цилиндра в радиальном направлении ( $r$ ) от оси к стенке цилиндра на расстоянии 15 мм от плоскости головки.

Сетка являлась гексаэдральной с организацией сгущения вблизи твердых границ ( $y^+ \leq 0.3$ ). Мощность сеточной модели при положении поршня в верхней мертвой точке (ВМТ) составляла  $\sim 10$  тыс. ячеек, и увеличивалась по мере движения поршня к нижней мертвой точке (НМТ). В качестве начальных условий для расчета задавались полное давление и температура в расчетной области модели, соответствующие опытным данным [3]. На входной границе подводящего канала задавались постоянные давление и температура торможения.

Результаты исследования даны на рис.5 и 6. На рис.5 представлены профили радиальной скорости на выходе клапанной щели для различных величин подъема клапана. Профили осевых и радиальных компонент скорости в цилиндре для  $h_{\text{кл}} = 6$  мм даны на рис.6.

Согласно результатам сопоставления расчетных и экспериментальных данных наблюдаются различия в значениях скорости в ядре течения через клапанную щель.

Сравнительные графики (рис. 5) показывают, что относительная погрешность по величине скорости в клапанной щели уменьшается с увеличением скорости потока. В расчетах течения, приближенного к условиям реального двигателя, скорость потока на порядок выше и погрешность в определении поля скоростей незначительна. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных по профилям осевой и радиальной компонент скорости в цилиндре (рис. 6) указывает на их удовлетворительное соответствие.

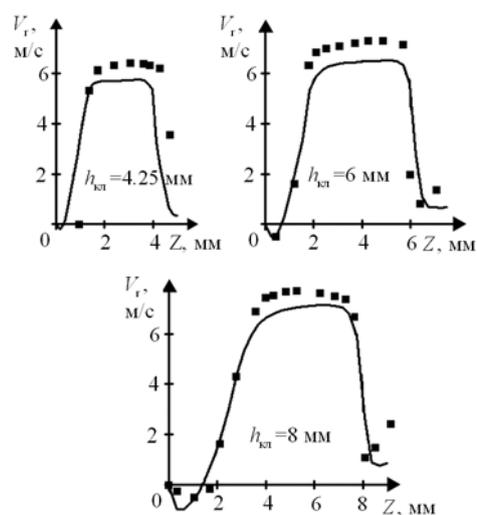


Рис. 5. Профили радиальной скорости на выходе клапанной щели (■ – эксперимент, — – расчет)

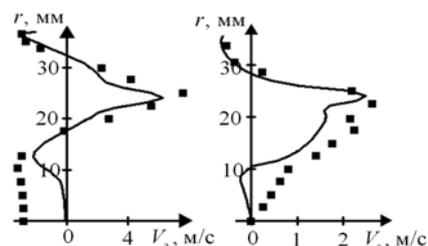


Рис. 6. Профили осевой ( $V_a$ ) и радиальной ( $V_r$ ) скорости в цилиндре (■ – эксперимент, — – расчет)

### Заключение

В работе изложен опыт авторов в области численного моделирования сжимаемых вязких турбулентных течений в элементах трактов впуска, камерах сгорания и цилиндрах поршневых двигателей с использованием программного комплекса **MTFS**.

Продемонстрированы возможности технологии в моделировании газодинамических процессов подготовки воздушнотопливной смеси. Показано, что моделирование вязкого турбулентного течения в областях со сложной геометрией границ, развитыми отрывами и большой относительной поверхностью стенок позволяет получать количественно адекватные эксперименту результаты. Развитием данной работы может быть имплементация модели струи топлива в КС дизелей и разработка модели воспламенения смеси.

Авторы высоко оценивают плодотворные дискуссии последних лет с профессором J. Whitelaw (London Royal College), докторами Ю. Стародубцевым (ХНАДУ), Р. Spalart (Boeing).

### Список литературы:

1. Солодов В.Г. Солвер для решения трехмерных нестационарных задач внутренней газодинамики / В.Г. Солодов, Ю.В. Стародубцев. // Вестник ХГАДТУ. – 2000. - Вып. 12,13. – С. 103-105.
2. Солодов В.Г. Научно-прикладной программный комплекс **MTFS**<sup>®</sup> для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы. / В.Г. Солодов, Ю.В. Стародубцев // Сертификат гос. регистр. авторских прав. - УГААСП. - #5921. - 07.16.2002.
3. Bicen A.F. Steady and unsteady air flow through an intake valve of a reciprocating engine / A.F. Bicen, C. Vafidis, J.H. Whitelaw // 2nd Winter Annual Meeting ASME. – 1984. – P. 47 – 55.
4. Spalart P.R. A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows / P.R. Spalart., S.R. Allmaras // AIAA Paper 92-0439. – 1992. - 21 p.
5. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications/ F.R. Menter // AIAA Journal. - 1994. - №8. - P. 1598-1605.
6. Солодов В.Г. Численное моделирование сжимаемых вязких турбулентных течений во впускных каналах и цилиндрах поршневых двигателей / В.Г. Солодов, А.А. Хандримайлов // Аэрогидродинамика: проблемы и перспективы. – 2006. – Вып.2. – С. 212–233.
7. Ferziger J. Computational Methods for Fluid Dynamics / J. Ferziger, M. Peric. – Springer. – 1999. – 389 p.

УДК 621.432.018.2

**С.Ю. Белик, асп., И.В. Парсаданов, д-р техн. наук**

## РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ДИЗЕЛЕ С ГАЗОТУРБИНЫМ НАДДУВОМ

### Введение

Оценка резервов совершенствования показателей ДВС связана с определением индикаторных показателей и механических потерь. Индикаторные показатели характеризуют уровень доведенности рабочего процесса, механические потери – уровень доведенности конструктивных элементов двигателя.

Индикаторные показатели определяют экспериментальным или расчетным методами. Экспериментальный метод связан с индицированием изменения давления в цилиндре (обычно в одном) двигателя с последующим расчетом индикаторной работы, индикаторного КПД и удельного индикаторного расхода топлива. Погрешность определения индикаторных показателей при усреднении результатов измерений связана с погрешностью датчиков давления и ВМТ и допущением, что индикаторные процессы во всех цилиндрах тождественны. Соответственно, погрешность определения индикаторных показателей

совместно с погрешностью определения при испытаниях эффективных показателей сказывается на точности оценки механических потерь.

Расчетный метод применяется, как правило, для определения индикаторных показателей двигателя на режиме номинальной мощности с использованием ряда эмпирических коэффициентов, полученных в результате обработки множества индикаторных диаграмм. Поэтому погрешность определения индикаторных показателей расчетным методом находится на уровне экспериментального метода.

Применение методов математического моделирования к решению задач определения механических потерь в двигателе до настоящего времени не подтвердило свою эффективность из-за множества влияющих факторов, изменения их значения, разнообразия причин, вызывающих эти изменения. За исключением моделирования одной из составляющих механических потерь – насосных потерь, результаты