

Двигателестроение

УДК 621.43

Моделирование течения во впускном канале ДВС

Предко А.В.

Белорусский национальный технический университет

Дизельные двигатели являются основным источником энергии для мобильных машин и на транспорте. Эффективность работы двигателей внутреннего сгорания в значительной степени зависит от совершенства процессов, протекающих в проточных частях, прежде всего от конструкции впускных и выпускных каналов.

Потери в каналах складываются из потерь, обусловленных отрывными явлениями и трением, и потерь с выходной скоростью. Сложность процессов, происходящих в каналах газообмена, затрудняет экспериментальные исследования. Поэтому для определения аэродинамических характеристик каналов неустановившийся процесс заменяется рядом стационарных процессов, охватывающих все режимы течения в канале. Исследования на стендах статической продувки не дают полную картину распределения потерь в канале. Поэтому встает вопрос о сочетании экспериментальных и теоретических методов для эффективного изучения процессов протекающих во впускных и выпускных системах двигателей.

Движение и теплообмен в текущей среде описывается системой уравнений Навье – Стокса, объединяющей в нестационарной постановке законы сохранения массы, импульса и энергии среды:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k) = 0, \\ \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_i u_k - \tau_{ik}) + \frac{\partial P}{\partial x_i} = S_i, \\ \frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} ((\rho E + P)u_k + q_k - \tau_{ik}u_i) = S_k u_k + Q_n. \end{cases}$$

где t – время, u – скорость текучей среды, ρ – плотность текучей среды, P – давление, Si – внешние массовые силы, E – полная энергия единичной массы текучей среды, Q_n – тепло, выделяемое тепловым источником в единичном объеме текучей среды, τ_{ik} – тензор вязких сдвиговых напряжений, q_i – диффузионный тепловой поток, нижние индексы означают суммирование по трем координатам направления.

Используя данную систему можно моделировать как турбулентные, так и ламинарные течения. При моделировании турбулентного течения необходимо учитывать пульсационные составляющие скорости, которые перемешивают параметры переноса потока, что приводит к пульсации самих параметров переноса. В этом случае уравнения движения усредняют по времени, по пространству или используют другие способы исключения локальных мелкомасштабных пульсаций, получая измененные уравнения движения, которые более приемлемы для расчетов. Наиболее популярен метод осреднения по Рейнольдсу, где используется осредненное по малому масштабу времени влияние турбулентности на параметры потока, а крупномасштабные временные изменения осредненных по малому масштабу времени составляющих газодинамических параметров потока учитываются введением соответствующих производных по времени. В результате уравнения имеют дополнительные члены – напряжения по Рейнольдсу

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{3}{2} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right) - \frac{3}{2} \rho k \delta_{ij},$$

$$\mu = \mu_l + \mu_t \mu_l,$$

где μ – коэффициент динамической вязкости, μ_t – коэффициент турбулентной вязкости, δ_{ij} – дельта функция Кронекера, k – кинетическая энергия турбулентности.

Для замыкания этой системы уравнений используют уравнения переноса кинетической энергии турбулентности и ее диссипации в рамках k - ϵ модели турбулентности:

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon}, \quad f_\mu = \left[1 - e^{-0,025 R_y} \right]^2 \cdot \left(1 + \frac{20,5}{R_T} \right),$$

$$R_y = \frac{\rho \sqrt{k} y}{\mu_l}, \quad R_T = \frac{\rho k^2}{\mu_l \varepsilon}.$$

Кроме того, в системе необходимо использовать уравнения состояния текучей среды, эмпирические зависимости вязкости и теплопроводности от температуры.

Используя вышеописанную систему уравнений, смоделируем статическую задачу истечения газа в системе впускной канал – клапанная щель – цилиндр, имитирующую натурный эксперимент на продувочном стенде. С целью упрощения задачи пренебрегаем теплообменом между текучей средой и стенками, ограничивающими внутреннее пространство. Решение системы уравнений ведется методом конечных элементов.

Для получения численных решений задаемся краевыми условиями, соответствующими условиям статической продувки.

Граничные условия на входном сечении канала задавались как статическое давление P_0 и температура газа T_0 . В выходном сечении задавались объемным расходом газа V_c .

Геометрическими границами течения является внутреннее пространство трехмерной твердотельной, состоящей из проточной части профилируемого впускного винтового канала, клапана и седла, части гильзы цилиндров, нижний срез, которой соответствует положению поршня в нижней мертвой точке. Твердотельная модель является параметрической, т.е. допускает изменение своих геометрических характеристик (профиль канала, диаметр и высота подъема клапана и др.) путем изменения таблицы параметров.

Теплообменом между газом и стенками пренебрегаем, поэтому в качестве параметров поверхности задаемся только шероховатостью стенок Rz .

В качестве текучей среды принимаем воздух.

Целевыми функциями приняты параметры состояния газа в выходном сечении.

В результате проведения расчетов получаем массивы значений функций состояния газа в центре каждого расчетного элемента.

Результаты моделирования могут быть представлены различными способами, позволяющими как визуально, так и численно анализировать процессы, проходящие в проточной части:

картины распределения параметров поля течения и температуры в сечениях и на поверхностях модели, отображение линий тока; определение значений параметров в точке, интегральных и локальных (минимальное, максимальное, среднее) значений параметров на поверхности и в объеме. Таблицы рассчитанных значений выводятся в файл Microsoft Excel. На рисунках 1, 2 показаны результаты расчета течения воздуха при высоте подъема клапана $h=5\text{ мм}$ и расходе воздуха $V_c=0,02\text{ м}^3/\text{с}$.

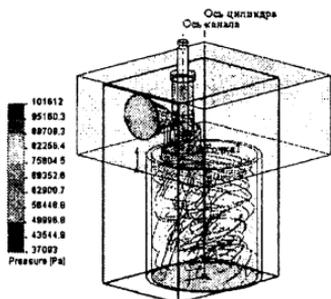


Рисунок 1. Визуализация траекторий струй

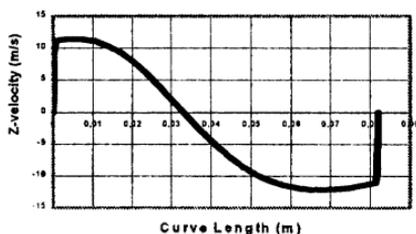


Рисунок 2. Изменение тангенциальной скорости по радиусу цилиндра

Результаты расчетов позволяют определять как интегральные показатели всей системы канал – клапанная щель – цилиндр, характеризующие аэродинамические свойства системы в целом, аналогичные, определяемым при натурных экспериментах, так и анализировать течения в отдельных элементах, с целью определения влияния их конструкции на характеристики потока в элементе и системы в целом.

Литература

1. Вихерт, М.М., Грудский, Ю.Г. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей. – М.: Машиностроение, 1982. – 151 с.
2. Драганов, Б.Х., Круглов, М.Г., Обухова, В.С. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1987. – 175 с.
3. Алямовский, А. А. и др. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.