

УДК 621.43

Д.О. Онищенко, Р.Е. Буданов, С.Ю. Руман

**Моделирование турбулентного течения через клапанные каналы
поршневого двигателя**

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

D.O. Onishchenko, R.E. Budanov, S.Y. Ruman

Simulation of turbulent flow through the valve ports of the piston engine

Bauman Moscow State Technical University

Определение параметров течения воздуха через клапанные каналы является важной частью моделирования рабочего процесса поршневого двигателя, поскольку потери в каналах определяют количество рабочей смеси, которое может быть использовано двигателем в процессе сгорания. В данной работе с помощью программы ANSYS Fluent проведено моделирование течения воздуха через клапанные каналы двигателя в пространственной постановке как турбулентное течение вязкой сжимаемой жидкости. Для верификации математической модели, которая включает в себя систему уравнений, настройки решателя, сетки и пр., была проведена продувка головки блока цилиндров бензинового двигателя на стенде SuperFlow. Полученная модель течения хорошо согласуется с экспериментальными данными. Получена зависимость коэффициента расхода впускных и выпускных каналов, которая в дальнейшем может быть использована для получения математической модели рабочего процесса двигателя.

Ключевые слова: поршневой двигатель, математическая модель, клапанные каналы, коэффициент расхода, продувка, ANSYS Fluent, SuperFlow.

Evaluation of airflow parameters through the cylinder head of a piston engine is an important part of the combustion process calculation, since port resistance determines the amount of air-fuel mixture that can be used in the combustion process of an engine. In this work, ANSYS Fluent software was used to simulate airflow through the valve ports. In this case airflow is considered as a turbulent flow of viscous compressible fluid. In order to verify mathematical model, which includes a number of equations, solvers and mesh settings etc., airflow resistance of gasoline engine cylinder head was measured on the SuperFlow flowbench. Obtained flow model perfectly corresponds with the experimental data. Received dependence between flow coefficient and valve ports geometry can be used in further creation of mathematical model for the engine process.

Keywords: piston engine, mathematical model, valve ports, flow coefficient, flow test, ANSYS Fluent, SuperFlow.

Неотъемлемой частью современного двигателестроения является разработка новых силовых установок, а также доработка уже существующих. На сегодняшний день для этого повсеместно используются программные комплексы, позволяющие решать те или иные задачи: моделирование процессов течения газов и жидкостей в проточных частях двигателя [1], моделирование процессов распространения пламени в камере сгорания, моделирование упруго - деформированного состояния деталей двигателя и пр. Однако для получения желаемых результатов, математическая модель двигателя должна быть верифицирована, иначе говоря, доработана в соответствии с величинами, полученными экспериментальным путем. Так, для моделирования рабочего процесса двигателя, необходимо знать количество воздуха, попавшего в камеру сгорания за такт впуска [2]. Учитывая, что впускные каналы головки блока цилиндров, как правило, имеют сложную форму, не поддающуюся

описанию в одномерной постановке, необходимо прибегнуть к выше упомянутым программным комплексам для определения потерь в каналах.

В данной работе было проведено моделирование течения воздуха через клапанные каналы бензинового двигателя ВАЗ 21126. Рассматриваемый двигатель имеет 4 клапана: 2 впускных и 2 выпускных. Течение воздуха рассматривалось в пространственной стационарной постановке, как течение вязкой сжимаемой жидкости, что подразумевает решение системы уравнений Навье-Стокса, усредненных по Рейнольдсу [3]. Данная система является незамкнутой, и для её замыкания была использована *SST (Shear Stress Transport)* модель турбулентности Ментера [3,4,5,7,8]. Для решения указанной системы уравнений был применен программный комплекс ANSYS Fluent, решатель которого основан на методе контрольных объемов. Геометрия проточной части каналов и камеры сгорания была получена на основе имеющейся модели головки блока цилиндров (рисунок 1). Основные размеры представлены на рисунке 2.

Учитывая симметричность геометрии, а также в целях сокращения расчетного времени течение воздуха моделировалось только в одной половине проточной части цилиндра, а также при расчете, к примеру, впускных каналов выпускной удалялся, и наоборот.

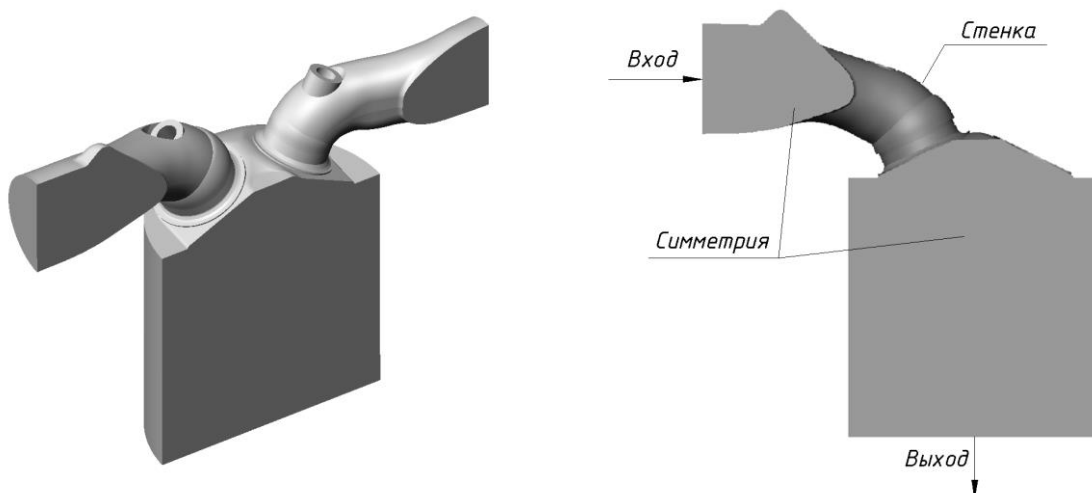


Рисунок 1 – Геометрия каналов и камеры сгорания, граничные условия

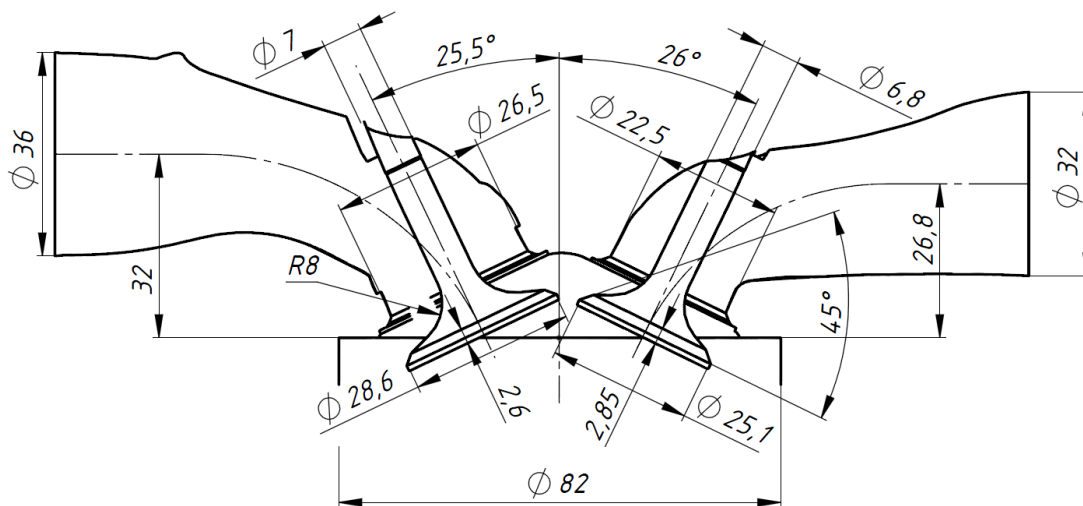


Рисунок 2 – Основные геометрические размеры

Расчетная сетка представляет собой нерегулярную тетраэдрическую сетку с призматическим слоем на стенке для лучшего описания пристеночного течения. Для построения конечно-элементной сетки использовалась программа ICEM CFD с параметрами, представленными в таблице 1.

Таблица 1 – Основные параметры сетки

Параметр	Значение
Максимальный размер элемента	5 мм
Минимальный размер элемента	0.5 мм
Максимальный размер элемента в призматическом слое	0.25 мм
Количество призматических слоев	7

Указанные параметры сетки были получены не случайно, а в ходе анализа сеточной сходимости и влияния на результат параметра y^+ , который выражает расстояние между стенкой и центром ближайшего элемента сетки, позволяющего определить в каком из подслоев турбулентного пограничного слоя этот элемент находится (рисунок 3)[4,9].

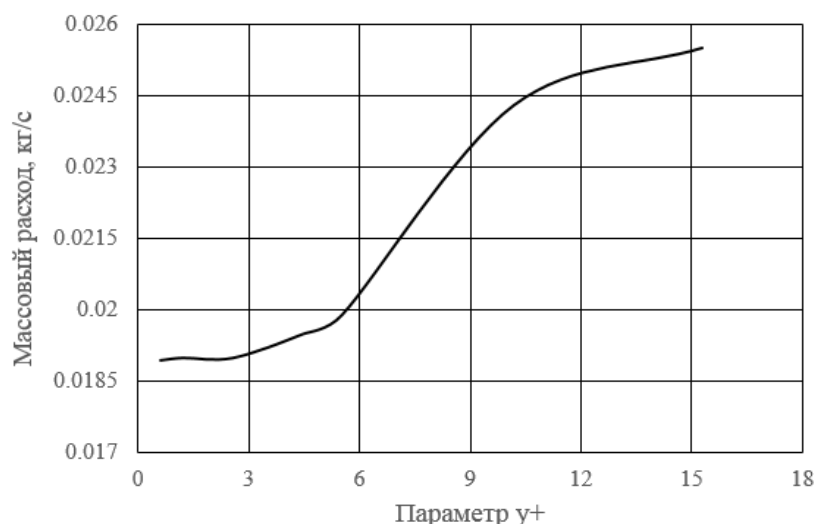


Рисунок 3 – Зависимость результата от параметра u^+

Из графика видно, что при значениях параметра u^+ ниже 3 изменение значений массового расхода становится не значительным. При этом максимальное значение параметра не превосходит 10 и наблюдается на поверхности седла (рисунок 4). Сходимость сетки достигается при количестве элементов примерно равном 3 млн, однако, для достижения указанного значения параметра u^+ , измельчение сетки вблизи стенок приводит к увеличению количества элементов до 6 млн.

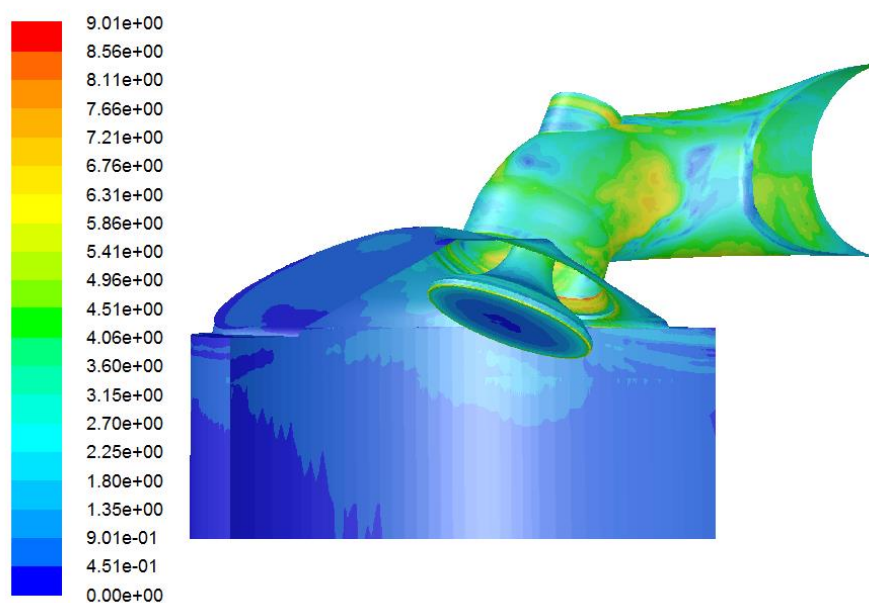


Рисунок 4 – Распределение параметра u^+

Расчет течения воздуха проводился при разных ходах клапана, с шагом 0.76 мм, то есть в 10 точках. Зная средний массовый расход воздуха через один цилиндр двигателя для режима максимального крутящего момента, а также закон движения клапана, был найден приблизительный расход воздуха, соответствующий каждому ходу клапана (рисунок 5). Таким образом была проведена серия расчетов с различными ходами клапанов для каждого канала. При этом граничным условием на входе, к примеру, для впускного канала (рисунок 1), является атмосферное давление, а на выходе – массовый расход.

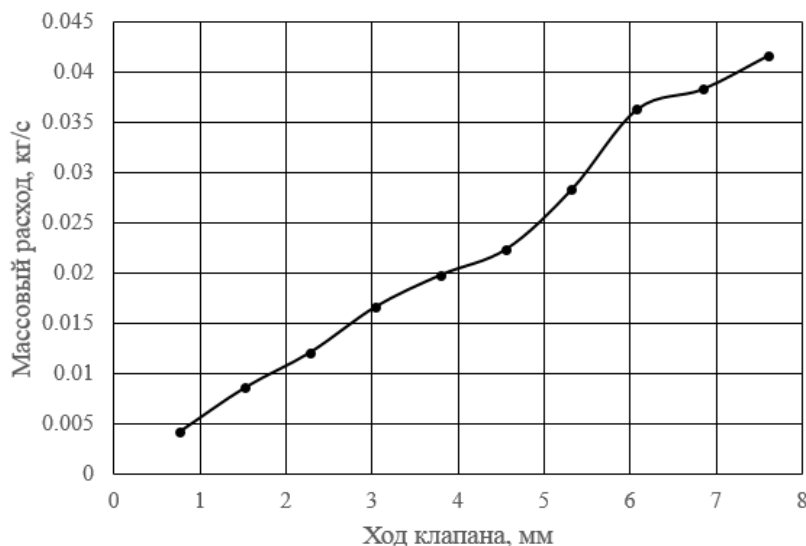


Рисунок 5 – Значения массового расхода воздуха при различных положениях клапана

Результатом расчета является перепад давлений. Зная массовый расход воздуха и перепад давления можно вычислить коэффициент расхода клапанного канала, физическим смыслом которого является отношение реального массового расхода к теоретическому [6]. Принимая во внимание, что рабочее тело представляет собой сжимаемую жидкость, коэффициент расхода может быть найден с помощью газодинамических функций [5,9]:

$$\mu = \frac{G\sqrt{T}}{Sp_1\gamma(\lambda)m'}$$

где G – массовый расход воздуха (кг/с), S – площадь сечения канала (м^2), p_1 – давление воздуха на входе в канал ($\text{кг}/\text{м}^3$), $y(\lambda)$ – расходная газодинамическая функция от приведенной скорости на выходе, $m = 0,0404 \frac{c\sqrt{K}}{\text{м}}$ – для воздуха [5]. В результате моделирования течения в каналах головки блока цилиндров были получены следующие зависимости коэффициентов расхода от хода клапана (рисунок 6). Полученная форма кривой аналогична представленным в литературе [6].

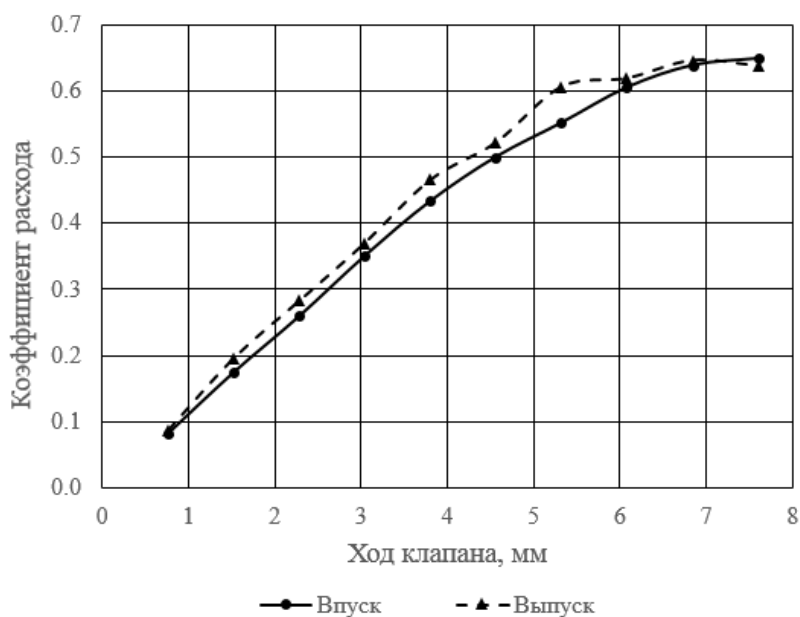


Рисунок 6 – Значения коэффициента расхода при различных положениях клапана

Для верификации полученной математической модели была осуществлена продувка головки на стенде SuperFlow SF-1020 в лаборатории НОЦ «Поршневое двигателестроение и спецтехника» (рисунок 7).

Продувочный стенд имеет пластину с отверстием, куда устанавливается головка блока с помощью переходника. Согласно рекомендациям производителя [10], переходник представляет собой цилиндр, диаметр которого равен диаметру цилиндра двигателя, а высота – ходу поршня плюс высота камеры сгорания. На двигателе к фланцу головки

крепится ресивер, имеющий диаметры каналов, равные диаметру отверстий в ГОЛОВКЕ.

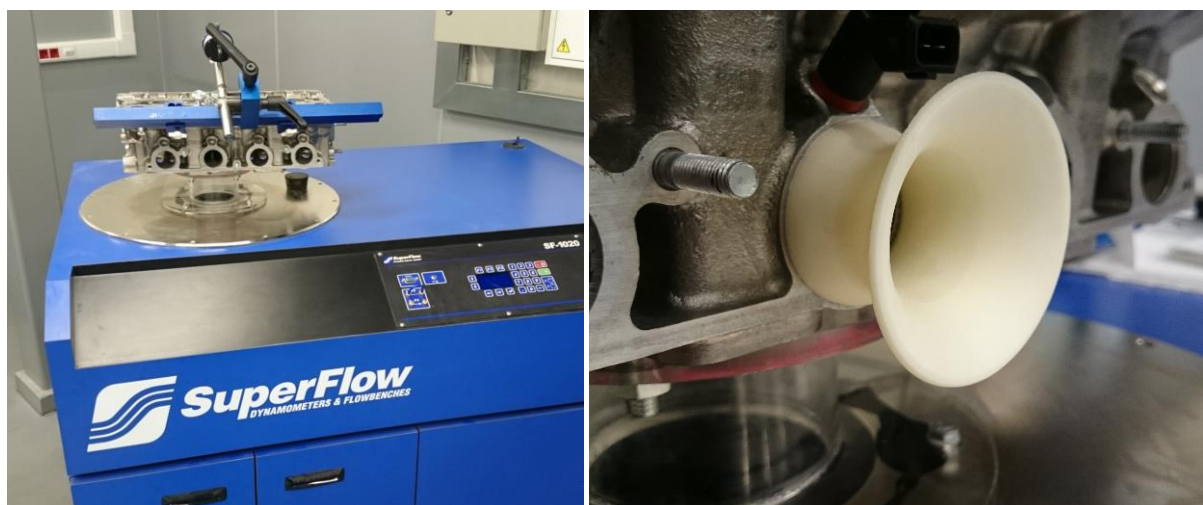


Рисунок 7 – Продувочный стенд

Таким образом, вход воздуха из ресивера во впускной канал осуществляется без потерь. Поскольку в данной экспериментальной установке ресивер отсутствует, рекомендуется снижать потери с помощью фланца с плавным расширением (рисунок 6).

Таблица 2 – Результаты измерений

Ход клапана, мм	Массовый расход, г/с	Перепад давления, Па	
		Впуск $t_0 = 24^\circ\text{C}$, $p_0 = 101.32 \text{ кПа}$	Выпуск $t_0 = 23.3^\circ\text{C}$, $p_0 = 99.22 \text{ кПа}$
0.76	4.198	1444.0	1313.8
1.52	8.605	1090.0	1635.5
2.28	12.124	998.6	1436.3
3.04	16.674	1034.0	1257.5
3.80	19.849	956.8	1241.3
4.56	22.427	912.0	1201.8
5.32	28.370	1202.0	1501.3
6.08	36.337	1632.0	2240.0
6.84	38.324	1626.0	2352.5
7.6	41.668	1824.0	2700.0

Граничные условия для продувки головки задавались аналогично: для каждого хода клапана задавался нужный расход воздуха, после его достижения, компьютер выводит значение перепада давления (таблица 2). В результате была получена зависимость коэффициента расхода от хода клапана. Погрешность измерений составила в среднем 50 Па, при дисперсии воспроизводимости 17 Па. На рисунке 8 показано сравнение экспериментальных данных с расчетом. Как видно из графиков, полученные расчетные значения довольно близки к экспериментальным, максимальное отклонение составило 8.7%.

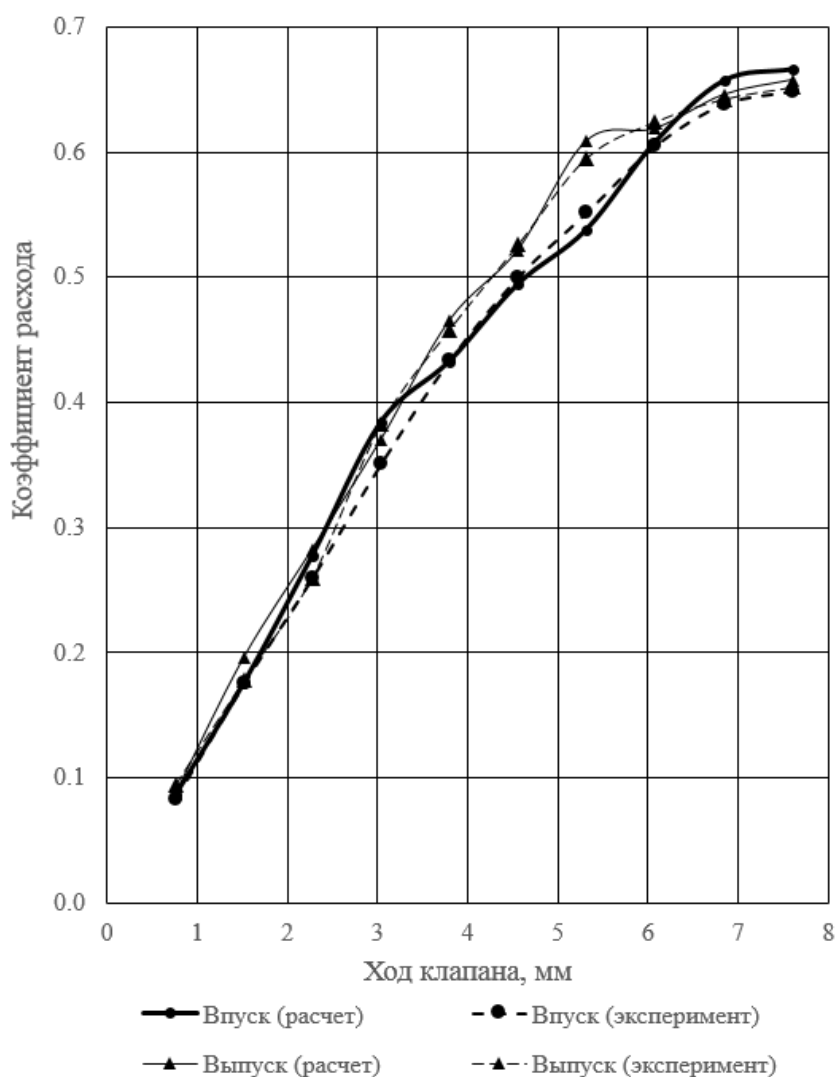


Рисунок 8 – Сравнение результатов расчетов и эксперимента

По результатам работы делаются следующие выводы:

- Получена математическая модель течения воздуха в клапанных каналах бензинового двигателя;
- Проведена верификация модели с помощью продувки головки на стенде. Показана хорошая согласованность математической модели с экспериментом;
- Получены значения коэффициента расхода в зависимости от хода клапана, что в дальнейшем будет использовано для создания верифицированной модели рабочего процесса двигателя ВАЗ 21126 (к примеру, с помощью программы AVL Boost).

Список использованной литературы

[1] Гришин Ю.А., Дорожинский Р.К., Зенкин В.А. Расчетное улучшение характеристик впускной системы поршневого двигателя. Известия Вузов. Машиностроение. - №6.- 2012.-С.52-58.

[2] Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин, и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.С. Круглова. – 4-е изд. перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

[3] Кавтарадзе Р.З. *Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов.* – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016. – 590 с.

[4] Гришин Ю.А., Дорожинский Р.К., Зенкин В.А. Численное моделирование турбулентного течения через клапаны поршневых двигателей. Вестник Машиностроения. Изд-во Машиностроение. 2016.-№1.-С.24-28. (SCOPUS).

[5] Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. - М.: Наука, 1969. - 824с.

[6] Merker G.P., Schwarz C., Teichmann R. Combustion Engines Development: Mixture Formation, Combustion, Emissions and Simulation. – Berlin: Springer, 2012. – 642 с.

[7] ANSYS 14.0 Help, SAS IP, Inc, 2011.

[8] Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие. – СПб: Балт.гос.техн.ун-т., 2001.-108 с.

[9] Гришин Ю.А., Буданов Р.Е. Численное исследование течения через дроссельные заслонки поршневых двигателей. Известия Вузов. Машиностроение. №7.-2015.-С.45-51.

[10] SF-1020 Flowbench. Operation Manual. SuperFlow TechnologiesGroup. 2010.