DOI 10.5862/JEST.231.2
УДК 621.43

П.С. Пацей, Ю.В. Галышев

ПРОФИЛИРОВАНИЕ ВПУСКНЫХ КАНАЛОВ В ГОЛОВКЕ ЦИЛИНДРА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

P.S. Patsey, Yu.V. Galyshev

SHAPING THE INLET CHANNELS OF THE HEAD OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

В статье представлены результаты профилирования геометрии впускных каналов головки одноцилиндровой установки на базе форсированного дизеля ряда ЧН 15/17,5. Профилирование проводились с помощью численного эксперимента. Был получен исходный вариант впускного канала; на его основе строились различные варианты геометрии впускных каналов и в них с помощью программы ANSYS FLUENT моделировалось турбулентное течение. Использовалась k-ω SST модель турбулентности. На основе полученных численных решений высчитывалось гидравлическое сопротивление. В статье представлены параметры, по которым изменялась геометрия каналов, результаты численных расчетов и выводы по гидравлическому сопротивлению полученных вариантов каналов. Получен вариант впускного канала со значительно меньшим гидравлическим сопротивлением, чем в исходном варианте.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТУРБУЛЕНТНЫХ ТЕЧЕНИЙ; ОПТИМИЗАЦИЯ ВПУСКНЫХ КАНАЛОВ; ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ; k-ω SST МОДЕЛЬ ТУРБУЛЕНТНОСТИ; ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ГИДРОДИНАМИКА.

The paper presents the results of shaping the geometry of the inlet channels of the internal- combustion engine head based on a CHN 15/17,5 turbo diesel. The shaping was performed using a numerical experiment. Various versions of the inlet channel geometry were designed based on the original one. Turbulent flow was then modelled for these versions by the Ansys Fluent software. A k-ω SST turbulent model was used. Aerodynamic resistance was subsequently calculated using the obtained numerical solution. The paper presents information on the configuration and aerodynamic resistance of the designed inlet channels. An inlet channel with much less aerodynamic resistance than the original one was obtained as a result of the research.

COMPUTIONAL FLUID DYNAMICS; TURBULET FLOW; OPIMIZATION OF THE INLET CHANNELS; INTERNAL-COMBUSTION ENGINE; k-ω SST TURBULENT MODEL; ANSYS FLUENT.

Введение

При производстве современных дизельных двигателей к ним предъявляют комплекс разнообразных жестких требований, таких, как низкая стоимость производства и эксплуатации при обеспечении длительного моторесурса и надежности. Наибольший акцент делается на снижении расхода топлива и выбросов вредных веществ. Транспортный двигатель работает в широком диапазоне нагрузок и частот вращения коленчатого вала, при этом большую часть времени его работа происходит на неустановившихся и переходных режимах. Необходимо оптимизировать конструкцию поршневых двигателей внутреннего сгорания и улучшать протекание рабочего процесса в цилиндрах дизеля.

Эффективность работы дизельного двигателя во многом определяется совершенством процесса впуска, то есть конструкцией впускных каналов, клапанов и клапанной щели. Структура движущегося свежего заряда, попадающего в цилиндры при впуске, формируется при прохождении газа через клапанную щель непосред-

ственно на такте впуска и усложняется на такте сжатия в результате вытеснения заряда в камеру сгорания.

В связи с этим при конструировании головки цилиндра необходимо уделить повышенное внимание профилированию впускных каналов, чтобы их форма способствовала получению максимального наполнения цилиндра и обеспечению вихревого движения заряда требуемой интенсивности, а также наилучшей очистки цилиндра от отработавших газов. Чем выше частота вращения коленчатого вала, тем меньше времени отводится на процесс впуска и тем большее влияние оказывает форма канала на величину гидравлического сопротивления. А это может существенно снизить величину наполнения и, следовательно, эффективную мощность двигателя [1].

В качестве объекта оптимизации были выбраны впускные каналы головки цилиндра одноцилиндровой установки ЧН 15/17,5, проектирование которой проводило ОАО «Звезда» совместно с СПбПУ.

Постановка цели и задач

Оценить гидравлическое сопротивление можно как экспериментально – на специальных продувочных стендах, так и численно с применением современных программ моделирования пространственных течений. Так как при оптимизации требуется рассмотрение большого количества конфигураций каналов, проведение натурного эксперимента потребует больших материальных и временных затрат. Поэтому в современном инженерном анализе в связи с ростом производительности электронно-вычислительной техники и ее доступностью широкое применение находит численное моделирование.

Цель работы – выполнение профилирования впускных каналов [2, 3] головки цилиндра ДВС с помощью вычислительной гидродинамики.

Сформулированы следующие основные задачи, которые необходимо решить для достижения данной цели:

выбрать математическую модель, описывающую трехмерное течение несжимаемого вязкого газа;

построить геометрические модели и расчетные сетки для различных вариантов впускных каналов;

поставить граничные условия для решения гидродинамической задачи;

выбрать оптимальную конфигурацию впускного канала на основе проведенных гидродинамических расчетов.

Математическая модель

Моделирование турбулентного течения во впускном канале проводилось в программе ANSYS FLUENT. В основе реализованных в программе математических моделей лежат законы сохранения массы и импульса. Ниже представлены решаемые в программе уравнения неразрывности (1) и переноса импульса (2) [9]. При моделировании турбулентных течений важен выбор модели турбулентности [4–7]. В вычислительной гидродинамике существует большое количество подходов к моделированию турбулентных течений. Наиболее подходящими для решения поставленной задачи являются модели турбулентности семейства RANS (Reynolds-averaged Navier–Stokes). RANS модели основаны на осреднении по Рейнольдсу уравнения Навье–Стокса [8]. Поэтому уравнения неразрывности и переноса импульса записаны относительно осредненной по Рейнольдсу скорости $\overline{u}_j$.

Уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho \overline{u}_j}{\partial x_j} = 0 . \qquad (1)$$

Уравнения переноса импульса:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho \overline{u}_i\right) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho \overline{u}_j \overline{u}_i\right) =$$

$$= -\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\overline{p} + \frac{2}{3}\left(\rho k + \left(\mu + \mu_t\right)\frac{\partial \overline{u}_k}{\partial x_k}\right)\right) + \qquad (2)$$

$$+ \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\left(\mu + \mu_t\right)\left(\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i}\right)\right).$$

Уравнения переноса импульса (2) представляют собой три уравнения переноса для проекций скорости. Здесь $\overline{p}$ – среднее давление; k — кинетическая энергия; μ_t – турбулентная вязкость, определяемая в соответствии с выбранной моделью турбулентности.

В работе в качестве модели турбулентности использовалась модель Ментера (k-ω SST модель). Эта модель предложена в 1993 году; таким образом, опыт ее эксплуатации насчитывает уже

почти 20 лет. Этот опыт свидетельствует о том, что данная модель, получившая название модели Shear Stress Transport (SST), по совокупности своих качеств является одной из лучших, если не лучшей, среди существующих RANS моделей турбулентности [5].

Модель SST представляет собой комбинацию k-ε и k-ω моделей, обеспечивающую сочетание лучших качества этих давно известных моделей. Так, k-ε модель хорошо зарекомендовала себя при расчете свободных и струйных сдвиговых течений, для анализа которых, собственно, и была предназначена ее первая версия, предложенная Харлоу, а k-ω модель обеспечивает существенно более точное описание пристеночных пограничных слоев. С учетом этих обстоятельств Ментером было предложено объединить эти модели с использованием специальных функций-переключателей, которые обеспечивает близость комбинированной модели к модели k-ε вдали от твердых стенок и к модели k-ω в пристеночной части потока.

Другими словами, данная модель использует сильные стороны двух различных моделей турбулентности. Поскольку в поставленной задаче необходимо вычислить гидравлическое сопротивление канала, важно как можно точнее смоделировать пристеночное течение и срыв потока. С этой целью в пределах пограничного слоя лучше справляется k-ω модель. При моделировании течения вдали от стенки, т.е. за пределами пограничного слоя, k-ε модель показывает лучшие результаты.

Рассмотрим уравнения переноса k-ω SST модели [4]:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t}+\frac{\partial \rho k u_j}{\partial x_j}= =\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_{k3}}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+\rho P_k-\rho C_\mu k\omega; \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t}+\frac{\partial \rho \omega u_j}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}}\right)\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right]+ +(1-F_1)2\rho\frac{1}{\sigma_{\omega 2}\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_j}+\alpha_3\frac{\omega}{k}\rho P_k-\rho\beta_3\omega^2, \quad (4)$$

где k – кинетическая энергии турбулентности; ε – скорости диссипации кинетической энергии; $\omega = \varepsilon/k$ – величина, обратная времени жизни крупных вихрей. Поскольку кинетическую энергию турбулентности можно выразить через величину ω, то в комбинированном уравнении (4) она присутствует в завуалированном виде.

Турбулентная вязкость в SST модели вычисляется с учетом локального значения скорости деформации поля скорости:

$$\mu_t=\rho\frac{\alpha_1 k}{\max\left(\alpha_1\omega,\left|\overline{S}\right|F_2\right)}, \quad (5)$$

где $\left|\overline{S}\right|$ – модуль тензора скоростей деформации.

В выражениях (4) и (5) используются функции-переключатели F_1 и F_2, которые принимают следующие предельные значения:

$$F_1= =\begin{cases}0 \text{ вдали от поверхностей } (k\text{-}\varepsilon \text{ модель});\\ 1 \text{ внутри пограничного слоя у поверхностей } (k\text{-}\varepsilon \text{ модель});\end{cases}$$

$$F_2= =\begin{cases}0 \text{ комбинация } k\text{-}\varepsilon \text{ и } k\text{-}\omega \text{ модель};\\ 1 \text{ для SST модели.}\end{cases}$$

Зона резкого изменения функции F_2 располагается на внешней границе пограничного слоя, т.е. дальше от твердой стенки, чем зона резкого изменения F_1.

Моделирование турбулентного течения во впускном канале ДВС

Расчетная область. Расчетная область представляет собой внутреннее пространство впускного канала вместе с клапаном, в котором происходит движение газовой среды. На рис. 1 изображена исходная геометрия канала.

При оптимизации геометрии канала было принято решение оставить неизменными входную и выходные части канала и форму клапана. Оптимизация канала происходила по двум параметрам: варьировался диаметр горловины $D_г$ и угол α наклона бобышки (рис. 2).

Расчетная сетка. Расчетная сетка строилась в программе ANSYS ICEM CFD [10]. Метод построения – тетраэдральная сетка с призматическим слоем. Как упоминалось выше, модель k-ω SST требует от расчетной сетки аккуратного разрешения пограничного слоя, поэтому размер первой ячейки в призматическом слое подбирался таким образом, чтобы выполнялось условие $y_+ \approx 1$.

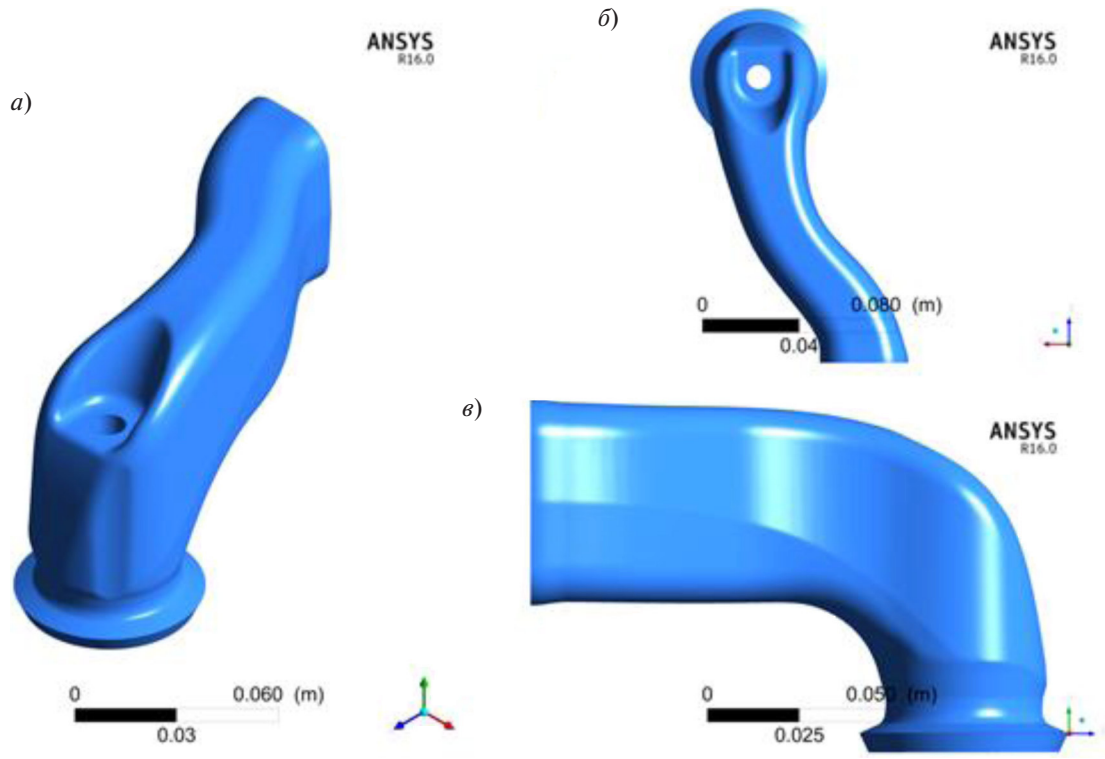


Рис. 1. Внешний вид исходной геометрии впускного канала:
а – изометрическая проекция; *б* – вид сверху; *в* – вид сбоку

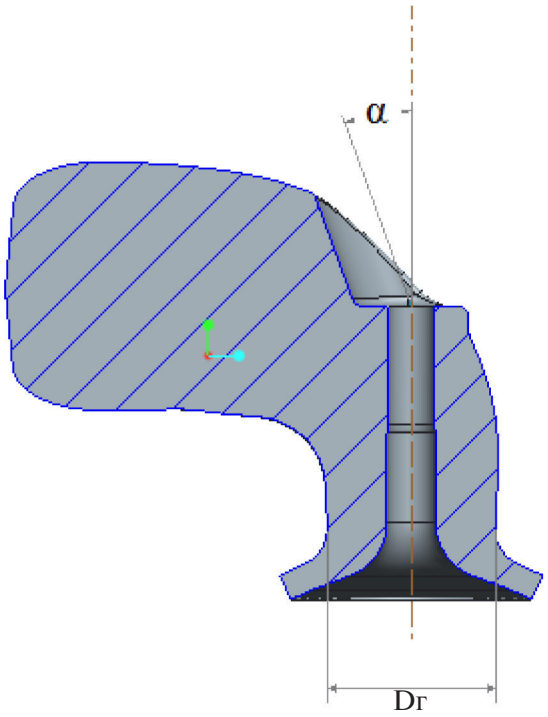


Рис. 2. Геометрия клапана в сечении

Граничные условия. На основании рассчитанных термодинамических параметров рабочего тела в объемах системы впуска двигателя была определена скорость свежего заряда на границах впускного канала, необходимая для эффективного подъема клапана. Граничные условия устанавливались такие:

Граница	*Граничное условие*
Входное сечение	Скорость $V = 48$ м/с Гидравлический диаметр $d_г = 0{,}039$ м Турбулентная интенсивность потока $I = 5$ %
Стенки канала	Условие прилипания
Выходное сечение	Избыточное давление $P_{изб} = 450$ кПа Гидравлический диаметр $d_г = 0{,}00577$ м Турбулентная интенсивность потока $I = 1$ %

Свойства среды. В качестве рабочей среды использовался воздух при температуре 70°С, Свойства среды приняты следующие:

Вещество – воздух

Плотность – 1,029 кг/м^3

Кинематическая вязкость – $1{,}97 \cdot 10^{-5}$ м^2/с

Результаты расчетов. Сначала был проведен аэродинамический расчет для исходной геометрии канала и получены значения статического давления на входном и выходном сечениях:

во входном сечении – 458018 Па;

в выходном сечении – 450000 Па;

разность давлений ΔP – 8018 Па.

Затем была проведена серия расчетов, в которых строилась геометрия канала с разными значениями диаметра горловины, при этом угол наклона бобышки оставался неизменным и был равен нулю. Результаты расчетов статического давления приведены в табл. 1. График зависимости разности статического давления между входными и выходным сечениями от значения диаметра горловины приведен на рис. 3.

Как видно из полученных результатов, наименьшим значением разности давлений между входными и выходным сечениями обладает вариант впускного канала, соответствующий значению диаметра горловины 36 мм. Соответственно, данный вариант канала обладает наименьшим гидравлическим сопротивлением. Следующим шагом было построение геометрии канала с этим значением диаметра горловины, но с разными углами наклона бобышки. Результаты расчетов статического давления приведены в табл. 2. График зависимости разности статического давления, между входными и выходным сечениями, от значения угла наклона бобышки приведен на рис. 4.

Как видно из полученных результатов, наименьшим гидравлическим сопротивлением обладает вариант впускного канала, соответствующий значению угла наклона бобышки 25 градусов.

Таблица 1

Результаты расчетов впускных каналов с разными значениями диаметра горловины

Диаметр горловины $D_г$, мм	Статическое давление, Па		
	во входном сечении	в выходном сечении	разность давлений ΔP
32	458075	450000	8075
35	456665	450000	6665
36	456460	450000	6460
37	456480	450000	6480
38	456485	450000	6485
39,256	456530	450000	6530
40,8	456990	450000	6990

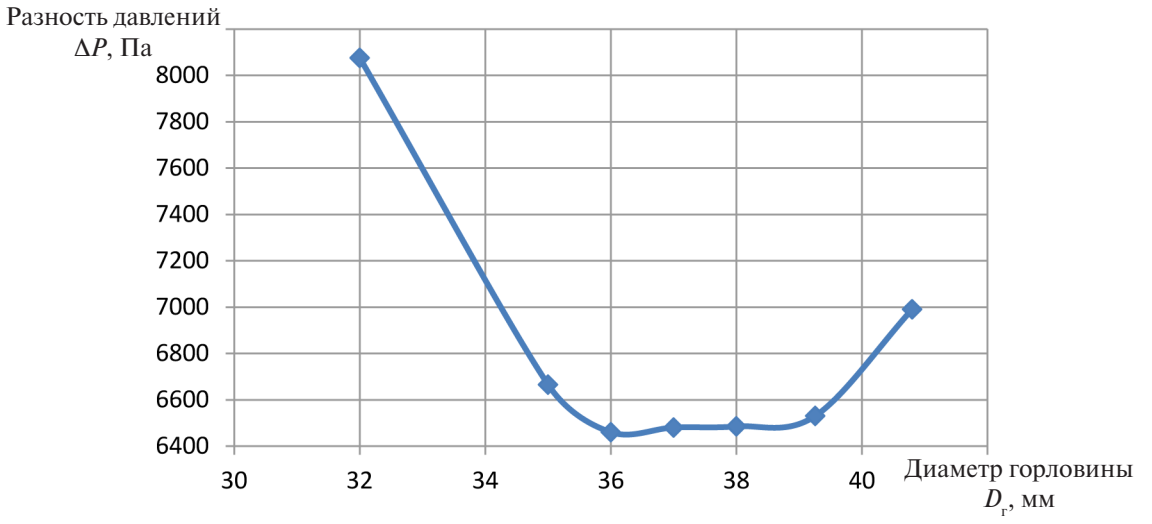


Рис. 3. График зависимости разности статического давления между входными и выходным сечениями от значения диаметра горловины

Таблица 2

Результаты расчетов впускных каналов с разными значениями угла наклона бобышки

Угол наклона бобышки α, град	Статическое давление, Па		
	во входном сечении	в выходном сечении	разность давлений ΔP
0	456460	450000	6460
10	456415	450000	6415
20	456295	450000	6295
25	456274	450000	6274
30	456370	450000	6370

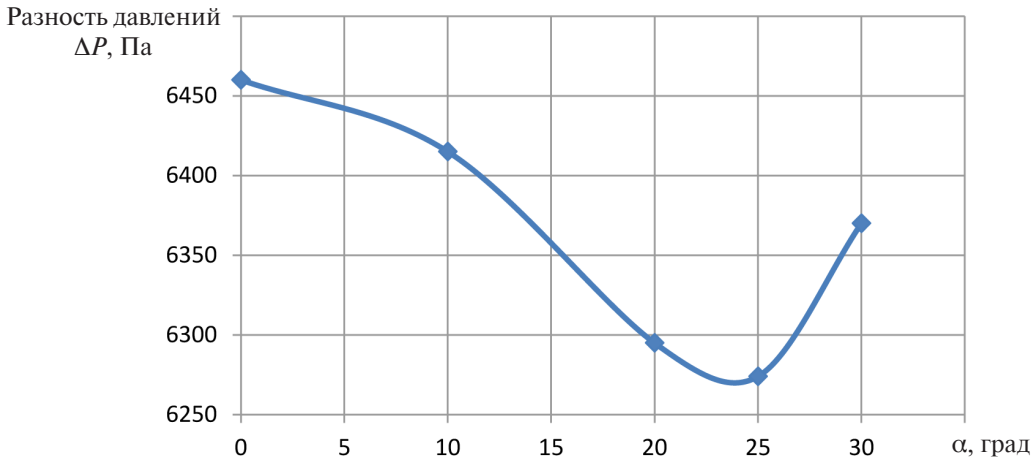


Рис. 4. График зависимости разности статического давления, между входными и выходным сечениями, от значения угла наклона бобышки

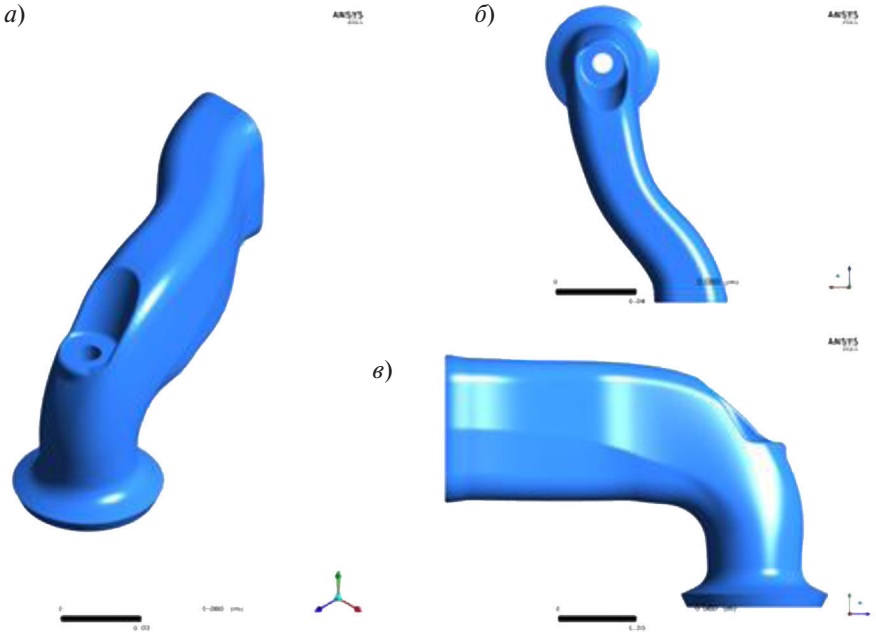


Рис. 5. Внешний вид геометрии оптимизированного впускного канала:
а – изометрическая проекция; *б* – вид сверху; *в* – вид сбоку

Заключение

Проведено профилирование впускных каналов головки цилиндра ДВС. При разработке вариантов геометрии каналов изменялись параметры – диаметр горловины и угол наклона бобышки.

В результате был определен вариант впускного канала с диаметром горловины 36 мм и углом наклона бобышки 20 градусов, который обладает наименьшим гидравлическим сопротивлением. Разность давлений между входным и выходным сечениями исходного канала соответствует 8075 Па, а у оптимизированного канала – 6274 Па. Это означает, что благодаря проведенному процессу оптимизации, гидравлическое сопротивление впускного канала было снижено на 22 %. На рис. 5 изображена геометрия оптимизированного впускного канала.

Исследование выполнено в соответствии с государственным контрактом 02.G25.31.0094 на выполнение работ по теме «Разработка технологии проектирования и организация производства головок цилиндров дизельных и газопоршневых двигателей нового поколения» в рамках реализации постановления Правительства Российской Федерации № 218 от 9.04.2010 г. «О мерах государственной поддержки развития кооперации российских высших учебных заведений и организаций, реализующих комплексные проекты по созданию высокотехнологичного производства».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Н.Х. Дьяченко. Л.: Машиностроение, 1979. 392 с.

2. **Вихерт М.М., Грудский Ю.Г.** Конструирование впускных систем быстроходных дизелей. М.: Машиностроение, 1982. 151 с.

3. **Драганов Б.Х., Круглов М.Г., Обухова В.С.** Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания. Киев: Вища шк. Головное изд-во, 1987. 175 с.

4. **Снегирёв А.Ю.** Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. 143 с.

5. **Гарбарук А.В., Стрелец М.Х., Шур М.Л.** Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: Учебное пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. 88 с.

6. **Белов И.А., Исаев С.А.** Моделирование турбулентных течений : Учебное пособие. СПб.: Изд-во БГТУ, 2001. 108 с.

7. **Волков К.Н., Емельянов В.Н.** Моделирование крупных вихрей в расчетах турбулентных течений. М.: Физматлит, 2008. 368 с.

8. **Лойцянский Л.Г.** Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1987. 840 с.

9. ANSYS FLUENT 14.0. Theory Guide / ANSYS Inc., 2009.

10. ANSYS ICEM CFD 14.5. User Manual / ANSYS Inc., October 2012.

REFERENCES

1. Konstruirovaniye i raschet dvigateley vnutrennego sgoraniya. [The design and calculation of internal combustion engines] / Edited by N.Kh. Dyachenko. L.: Mashinostroyeniye, 1979. 392 s. (rus.)

2. **Vikhert M.M., Grudskiy Yu.G.** Konstruirovaniye vpusknykh sistem bystrokhodnykh dizeley. [Construction of the inlet system of high-speed diesel engines]. M.: Mashinostroyeniye, 1982. 151 s. (rus.)

3. **Draganov B.Kh., Kruglov M.G., Obukhova V.S.** Konstruirovaniye vpusknykh i vypusknykh kanalov dvigateley vnutrennego sgoraniya. [Construction of inlet and outlet channels of internal combustion engines.]. K.: Vishcha shk. Golovnoye izd-vo, 1987. 175 s. (rus.)

4. **Snegirev A.Yu.** Vysokoproizvoditelnyye vychisleniya v tekhnicheskoy fizike. Chislennoye modelirovaniye turbulentnykh techeniy. [High-performance computing in technical physics. Computational simulation of turbulent flows.]. Sankt-Peterburg : Izd-vo Politekhn. un-ta, 2009, 143 s. (rus.)

5. **Garbaruk A.V., Strelets M.Kh., Shur M.L.** Modelirovaniye turbulentnosti v raschetakh slozhnykh techeniy: uchebnoye posobiye [Modeling of turbulence in the calculation of complex flows]. SPb: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2012. 88 s. (rus.)

6. **Belov I.A., Isayev S.A.** Modelirovaniye turbulentnykh techeniy. Uchebnoye posobiye. [Simulation of turbulent flows. study guide]. SPb: Izd-vo BGTU, 2001. 108 s. (rus.)

7. **Volkov K.N., Yemelyanov V.N.** Modelirovaniye krupnykh vikhrey v raschetakh turbulentnykh techeniy. [Large-eddy simulation in the calculations of turbulent flows]. M.: Fizmatlit, 2008. 368 s. (rus.)

8. **Loytsyanskiy L.G.** Mekhanika zhidkosti i gaza. [Fluid Mechanics]. M.: Nauka, 1987. 840 s. (rus.)

9. ANSYS FLUENT 14.0. Theory Guide / ANSYS Inc., 2009

10. ANSYS ICEM CFD 14.5. User Manual / ANSYS Inc., October 2012.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ/AUTHORS

ПАЦЕЙ Павел Сергеевич – аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.
195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
E-mail: 2pashtet@gmail.com

PATSEY Pavel S. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.
E-mail: 2pashtet@gmail.com

ГАЛЫШЕВ Юрий Виталиевич – доктор технических наук заведующий кафедрой Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.
195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
E-mail: galyshev57@yandex.ru

GALYSHEV Yurii V. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.
E-mail: galyshev57@yandex.ru