

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Тольяттинский государственный университет»  
Институт машиностроения  
(наименование института полностью)  
Кафедра «Энергетические машины и системы управления»  
(наименование)  
13.03.03 Энергетическое машиностроение  
(код и наименование направления подготовки, специальности)  
Альтернативные источники энергии транспортных средств  
(направленность (профиль/специализация))

## **ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА)**

на тему Влияние интенсификации вихреобразования в цилиндре на  
характеристики двигателя с принудительным воспламенением

Студент

И.О. Бурмистров

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

к.т.н., доцент, Д.А. Павлов

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2021

## **Аннотация**

В работе проведен информационно-аналитический обзор патентной информации по теме «Впускные каналы с интенсификацией вихреобразования». Проведен анализ результатов экспериментальных продувок впускных каналов, которые показали, возможность предложенными методами увеличение интенсивности вихря в зависимости от частоты вращения двигателя. Результаты испытаний позволили спроектировать устройство позволяющее увеличить интенсивность вихреобразования в камере сгорания двигателя на частичных режимах работы двигателя, и тем самым, обеспечить лучшее протекание рабочего процесса.

Результаты оценочного расчета показывают возможность улучшения экономических показателей двигателя на режимах частичных нагрузок. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании новых двигателей, а также при модернизации существующих конструкций двигателя.

## **Abstract**

The paper presents an informational and analytical review of patent information on the topic "Inlet channels with vortex formation intensification". The analysis results of experimental purging intake channels is carried out. This method increases the intensity of the vortex. A device is designed to increase the intensity of vortex formation combustion chamber. The thermal calculation of the engine is carried out. The results of the evaluation calculation show the possibility of improving the economic performance of the engine. The results obtained can be used in the design of new engines.

## Содержание

Введение.....	5
1 Способы повышения наполнения цилиндров поршневых ДВС .....	6
1.1 Общие сведения проектирования вихревых впускных каналов бензиновых двигателей.....	8
1.2 Обзор патентов по вихрю tumble в цилиндре .....	12
2 Методика проведения экспериментальных исследований .....	26
2.1 Стационарная продувка на стенде .....	26
2.2 Результаты экспериментальных работ .....	30
3 Расчёт целевых параметров двигателя.....	35
4 Экологические стандарты «Евро» для автомобилей.....	43
5 Применение альтернативных топлив для выполнения перспективных норм токсичности.....	46
Заключение .....	53
Список используемых источников.....	55

## Введение

Одной из первостепенных экологических проблем является глобальное потепление. Промышленная революция привела человечество к выработке тепловой энергии из углеродных ресурсов, выделяя углекислый газ в атмосферу. За прошедший век развитие промышленности сильно увеличило концентрацию углекислого газа ( $\text{CO}_2$ ) в атмосфере, повысилась солнечная радиация в дневные часы, что привело к увеличению тепла, поглощаемого  $\text{CO}_2$ , а также другими парниковыми газами в атмосфере. Есть мнение, что подобные процессы приводят к росту температуры поверхности Земли. Для решения проблем глобального потепления многие производители в области автомобилестроения ищут возможности для снижения расхода топлива двигателей. Интенсификация потока в цилиндре без потери мощности достигается с помощью использования клапанов, регулирующих поток воздуха на впуске.

Целью работы является разработка способов повышения образования вихря в цилиндре ДВС.

На основании поставленной цели были сформулированы задачи исследований:

- провести аналитический обзор существующих способов вихреобразования в цилиндре ДВС;
- выполнить информационно-аналитический обзор патентной информации;
- представить способ повышения вихреобразования в цилиндре ДВС на частичных режимах работы двигателя, основываясь на данных проведенного анализа;
- выполнить тепловой расчет, учитывающий особенности вихреобразования в цилиндре двигателя.

## **1 Способы повышения наполнения цилиндров поршневых ДВС**

Регулировать эффективность сгорания в двигателе и количество выбросов можно с помощью внутрицилиндровых вихревых потоков "tumble"/"swirl". Самым распространенным в использовании принято считать вихревой поток "tumble", который способен оказывать влияние на экономичность топлива, а также на количество и контроль выбросов при частичных нагрузках. Понимание механизмов влияния вихря "tumble", оказываемого на работу двигателя при частичных нагрузках, дает возможность его успешное использование для повышения экономичности используемого топлива и снижения уровня токсичности.

Одним из определяющих параметров характеризующих, как процесс сгорания, так и выделение NOx является температура. Определение температуры сгорания является весьма сложной экспериментальной задачей. В первом приближении температуру процесса можно оценить, например, путем решения уравнения состояния газа (уравнение Клайперона – Менделеева) при известных давлениях, удельном объеме и газовой постоянной. Очевидно, что такой метод оценки температуры очень неточен, а использовать результаты расчета указанным методом возможно только при проведении оценочных инженерных расчетов, где большая точность не требуется. Использование контактных методов оценки температур сгорания в камере сгорания ДВС тоже наталкивается на ряд непреодолимых трудностей, основной из которых является большая инерционность таких систем измерения. Указанных выше недостатков лишены системы, так называемые, бесконтактные методы измерения температур основанных на спектроскопическом методе. Это оптический метод и ему присущи те же недостатки, что и для других оптических методов. Обычно,

спектроскопические системы, используемые при исследовании процесса сгорания, работают в диапазоне инфракрасного и/или видимого излучения.

Не все методы исследования протекания процессов горения топлив в камере сгорания двигателя возможно использовать в работе с ДВС. Сдерживающим фактором могут с условиями протекания самого процесса (турбулентность, краткосрочность протекания процесса и др.). Поэтому не все методы, которые хорошо подходят для исследования процесса сгорания топлив, будут давать точные результаты для исследования процесса сгорания в ДВС. Результаты, полученные по данным методикам будут являться приближенными и опираться на них следует весьма осторожно. Однако существуют методики, которые дают качественную оценку отдельных процессов горения топлива в камере сгорания ДВС. К ним относится методом горелки Бунзена.

Создание новых видов топлива, а также их комбинирование не только дают толчок в развитии конструирования двигателей, но и способствуют появления абсолютно новых продуктов горения. Продукты горения нового поколения отличаются от тех, что образуются при использовании традиционных топлив. Для возможности снижения  $\text{NO}_x$  можно рассматривать использование горение частично перемешанных систем при низких температурах. Для того, чтобы разобраться в сути этих явлений необходимо использовать детальную модель, работающую в условиях низких температур. При наличии соответствующих датчиков возможно on-line исследование этих процессов. Наиболее подходящим способом слежения за процессом горения является Хемилюминесценция.

## 1.1 Общие сведения проектирования вихревых впускных каналов бензиновых двигателей

Одним из важнейших факторов, влияющим на процессы смесеобразования и сгорания, на интенсивность теплообмена [34] между рабочим телом и стенками камеры сгорания (КС) является поле скоростей в цилиндре двигателя [8].

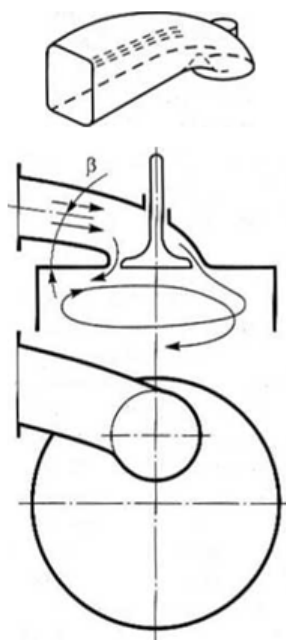


Рисунок 1.1 – Схема образования вихревого движения заряда в цилиндре при наличии тангенциального канала

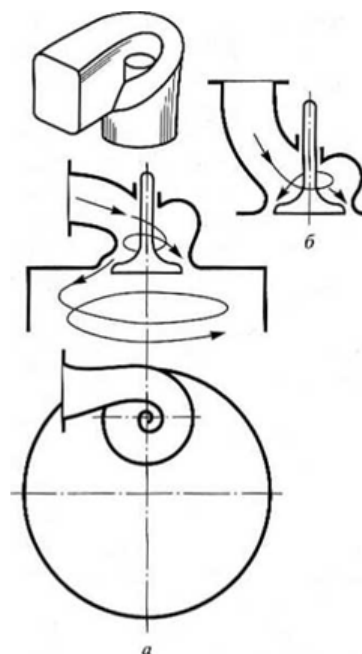


Рисунок 1.2 – Схема образования вихревого движения заряда в цилиндре при наличии спирального канала с боковым (а) и вертикальным (б) подводом

Для генерации вихревого движения в цилиндре двигателя во время впуска существует три способа. Первый способ основывается на обеспечении подвода струи свежего заряда по касательной к стенке цилиндра двигателя с помощью впускного канала (рисунок 1.1). Этот канал, называемый



тангенциальным или впускной, участвует в создании вихревого движения воздушного заряда, стремящийся вниз к поршню по винтообразной траектории. Угол наклона  $\beta$  тангенциального канала, как правило, меньше, чем угол наклона однофункционального канала. Размеры и форма этих каналов определяются конструкцией головки цилиндра двигателя, имеют относительно небольшой коэффициент расхода топлива.

Второй, один из самых распространенных способов закрутки заряда, основывается на создании вихревого движения во впускном канале до входа заряда в цилиндр. Форма впускного канала, в данном случае будет иметь форму спирали, расположенной вокруг стержня впускного клапана (рисунок 1.2).

Закрутка потока будет зависеть только от конфигурации самого канала, и не зависит от того, как он расположен относительно оси цилиндра двигателя. Использование всей поверхности периферийного входного сечения спирального канала позволяет получить высокий коэффициент расхода при эквивалентной интенсивности закрутки заряда. Отсюда увеличение коэффициента наполнения. На рисунке 1.2, а, б можно наглядно увидеть, что спиральный канал (винтовой канал), как правило, имеет боковой или вертикальный (с падающим потоком) подвод заряда. Это зависит от конструкции головки цилиндра и компоновки двигателя.

Третий способ основывался на создании направленного воздушного потока который образовывался с помощью преграждения части проходного сечения специальной сегментной вставки - ширмой или экраном. Ширма или экран может устанавливаться на клапан (рисунок 1.3) или будет запрессована в головку под седло впускного клапана. Данный способ относится к началу развития быстроходных двигателей.

Использование клапанов данного вида в серийном производстве в настоящее время практически не применяется. Помимо увеличения массы

клапана, увеличивается гидравлическое сопротивление, что снижает коэффициент наполнения на 5...10%, особенно на высоких частотах вращения коленчатого вала [3], [19]. Сравнительный анализ гидравлического сопротивления двухфункционального и однофункционального каналов показывает наиболее высокие показатели у двухфункционального канала, как тангенциального, так спирального видов.

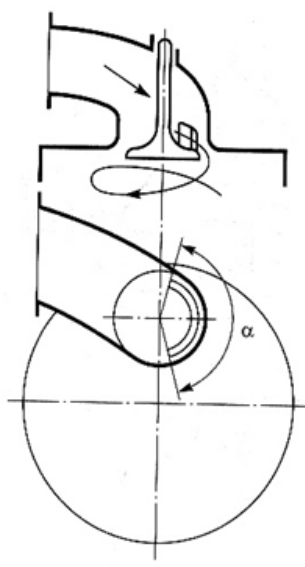


Рисунок 1.3 – Схема образования вихревого движения заряда при наличии впускного клапана с ширмой ( $\alpha$  – угол заширмления)

Двухфункциональный канал, как тангенциальный, так и спиральный имеет более высокое гидравлическое сопротивление, в отличие от однофункционального. Главное назначение двухфункционального канала в обеспечении оптимальной закрутки воздушного потока. Сила вихревого движения, осуществляемая впускным каналом, зависит от процесса впрыскивания топлива. Независимо от того высокая или низкая интенсивность вихревого движения происходит влияние на ухудшение экологических показателей двигателя. Воздушный поток просачивается через клапанную щель, взаимодействует со стенками цилиндра, по мере

перемещения поршня к НМТ принимает форму спирали и опускается вниз (рисунок 1.4).

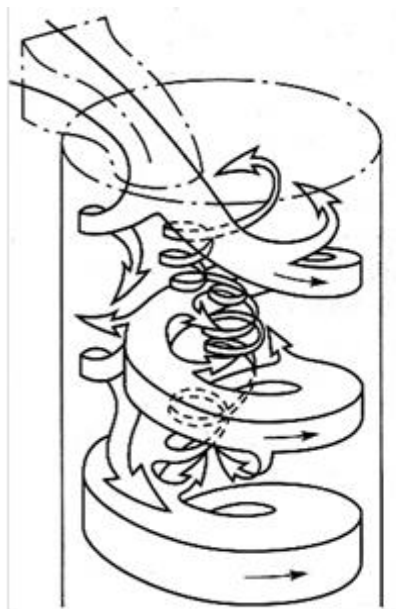


Рисунок 1.4 – Схема образования вихревого движения заряда в цилиндре двигателя в процессе впуска

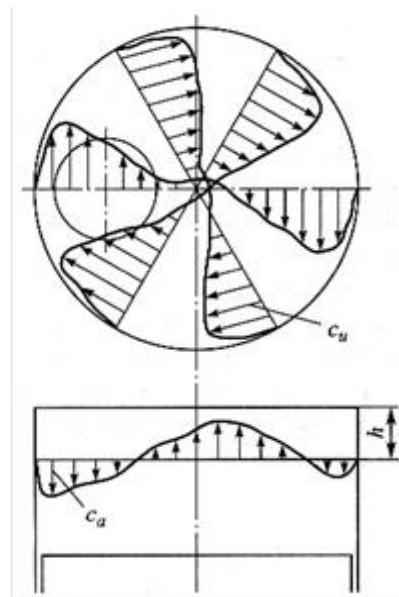


Рисунок 1.5 – Эпюры тангенциальной  $c_u$  и аксиальной  $c_a$  компонент вектора скорости воздушного заряда в процессе впуска

Конструкция впускного клапана определяет интенсивность вихревого движения заряда внутри цилиндра, а оси вращения заряда и цилиндра не всегда должны совпадать. Большое значение имеет расположение впускных каналов относительно стенки цилиндра, от этого зависит интенсивность вихревого движения, минимальное расстояние от кромки тарелки клапана до стенки цилиндра, перепад давления между надклапаным и внутрицилиндровым объемами.

Закрутка потока в цилиндре работающего двигателя [6] будет неравномерная. Экспериментальные данные показывают максимальную

закрутку потока в цилиндре в первой половине процесса впуска [19] и процесс, как она уменьшается в конце. Скорость закрученного потока распределяется в зависимости от нарастания тангенциальной скорости по радиусу цилиндра (рисунок 1.5), кроме пристеночной области, где на уменьшение скорости на поверхности практически до нуля влияет трение. На рисунке 1.5 можно видеть, что на определенном расстоянии  $h$  от поверхности головки цилиндра эпюра тангенциальной скорости напоминает эпюру скорости вращения твердого тела. Направленный вверх воздушный поток, возникает в центральной части цилиндра двигателя, в тот момент, когда весь основной поток стремится вниз (рисунок 1.4 и 1.5). На основании проведенных исследований можно утверждать, что при вращении воздушного заряда над неподвижной плоскостью в пограничных слоях возникает радиальное течение [15], направленное внутрь, это течение со своей стороны в силу условия неразрывности вызывает восходящее в осевом направлении вторичное течение. Важно учесть, что при турбулентном течении в цилиндре двигателя происходит перенос импульса турбулентными пульсациями, что снижает эффект вторичного течения.

## **1.2 Обзор патентов по вихрю tumble в цилиндре**

В патенте US 5245964 от 21.09.1993г. фирмой Mitsubishi предложен впускной канал, у которого одна половина сечения канала шире другой половины, чтобы поток воздуха через впускной канал был смещен к стороне потока tumble (рисунок 1.6).

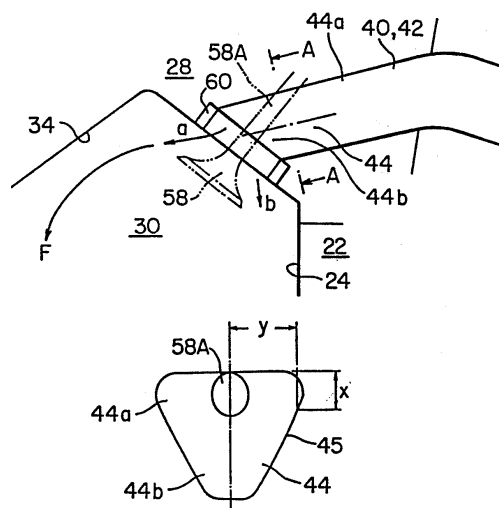


Рисунок 1.6 – Патент US 5245964

В патенте US 5487365 от 30.01.1996г. фирмой Yamaha впускной канал проектируется для получения максимального наполнения для условий работы двигателя при максимальной частоте вращения коленчатого и нагрузке, а на низких частотах вращения и нагрузках конфигурация впускного канала изменяется с помощью управляющего клапана наклонного действия, установленного во впускном канале (рисунок 1.7).

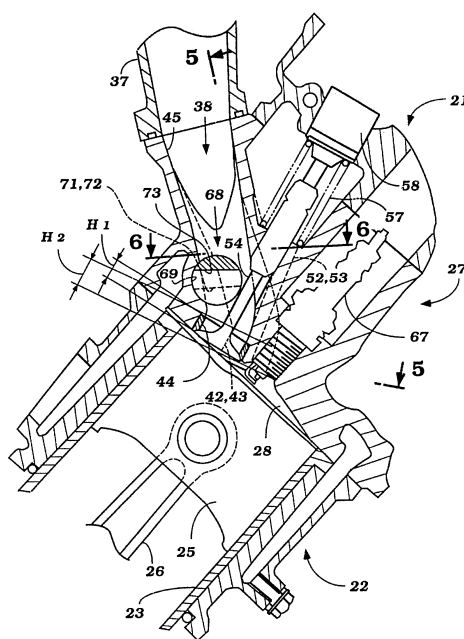


Рисунок 1.7 – Патент US 5487365

В патенте US 5551392 от 03.09.1996г. фирмой Fuji предложен впускной канал, имеющий прямой участок, на котором он разделен по центру канала на две части и с помощью управляющего клапана в виде заслонки производится закрытие одного канала и открытие другого для создания вихря tumble в цилиндре двигателя (рисунок 1.8).

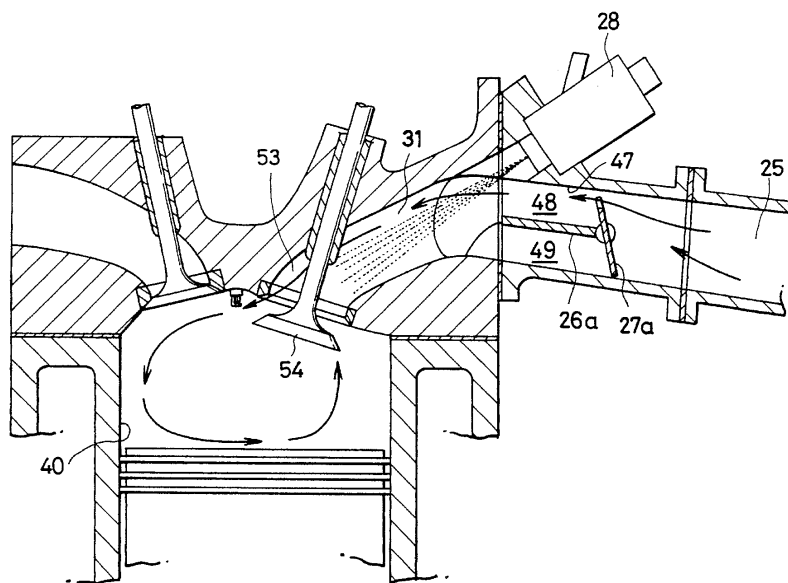


Рисунок 1.8 – Патент US 5551392

В патенте US 5595156 от 21.01.1997г. фирмой Yamaha предлагается устройство для перекрытия, по крайней мере, одного впускного канала в двигателе с несколькими впускными клапанами и перенаправляет поток через другие впускные каналы (рисунок 1.9).

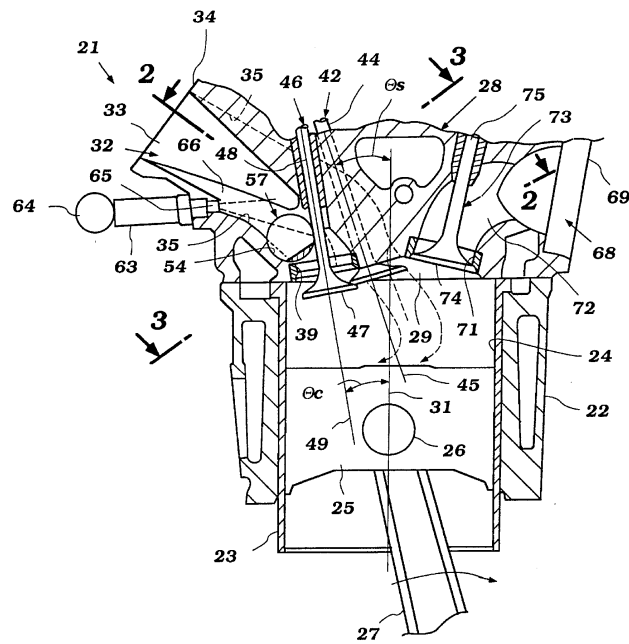


Рисунок 1.9 – ПатентUS 5595156

В патенте US 5640941 от 24.06.1997г. фирмой Ford предложен управляющий клапан tumble в виде поворотной заслонки для двигателя с расслоением заряда, расположенный во впускном канале перед топливной форсункой для создания высокой скорости потока и вихря tumble (см. рисунок 1.10).

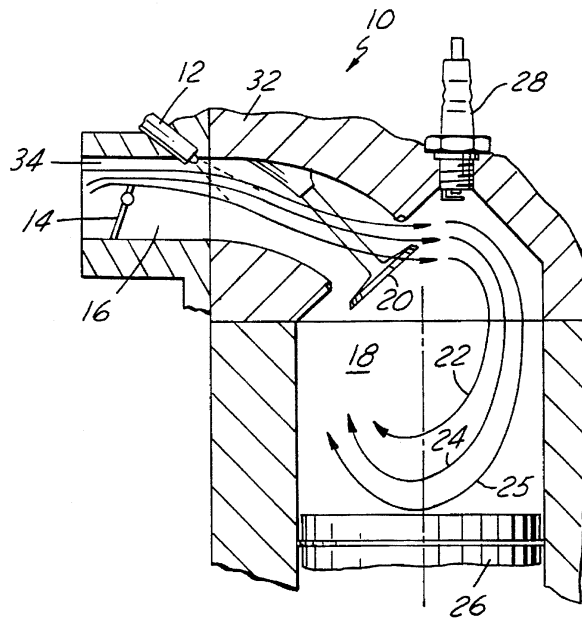


Рисунок 1.10 – ПатентUS 5640941

В патенте US 5913554 от 22.06.1999г. фирмой Mitsubishi впускной канал имеет более широкую форму в одной из половин канала, расположенной ближе к плоскости, проходящей через ось цилиндра, чем другая половина, расположенная дальше. Впускной канал имеет в его нижней части направляющее устройство для направления потока к внешней поверхности стенки цилиндра (рисунок 1.11).

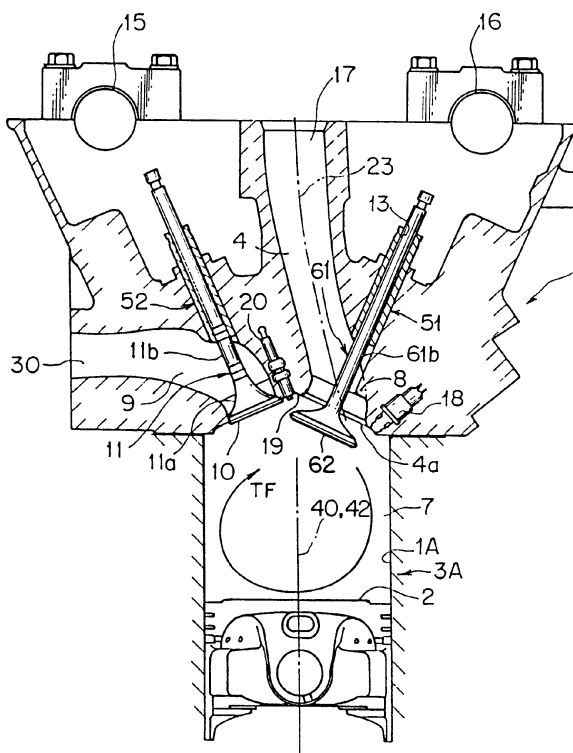


Рисунок 1.11 – ПатентUS 5913554

В патенте US 5915354 от 29.06.1999г. фирмой Ford впускной канал делится закрученной перегородкой на два винтовых канала. В конце перегородка находится в положении перпендикулярном стержню клапана, при этом, начало перегородки, расположено параллельно стержню клапана (рисунок 1.12).



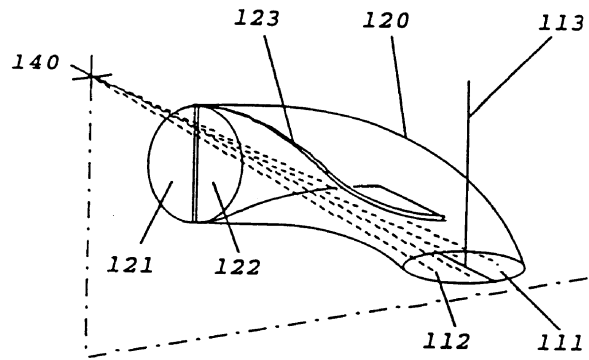


Рисунок 1.12 – Патент US 5915354

В патенте US 5950582 от 14.09.1999г. фирмой Ford возле седла впускного клапана расположено направляющее устройство, расширяющееся в цилиндр двигателя (рисунок 1.13). Этим достигается эффект ширмы.

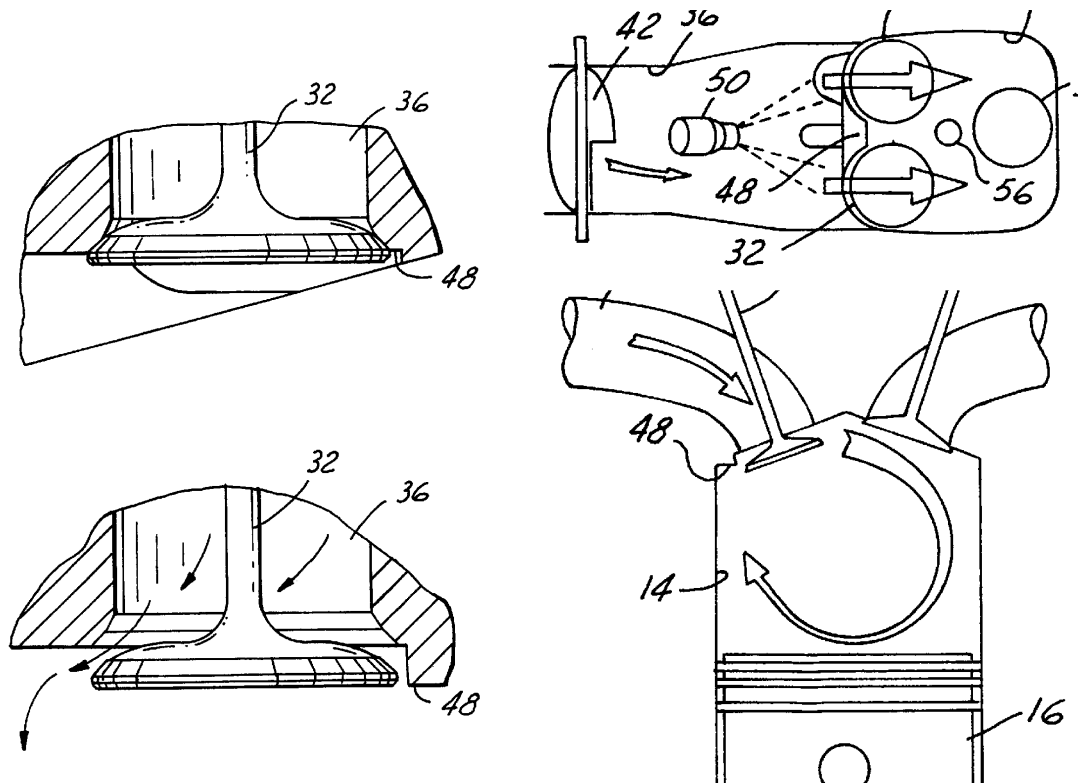


Рисунок 1.13 – Патент US 5950582

В патенте US 6634333 от 21.10.2003г. фирмой Hitachi во впускном канале имеется байпасный роторный клапан, при открытом положении формирующий вихрь tumble (рисунок 1.14).

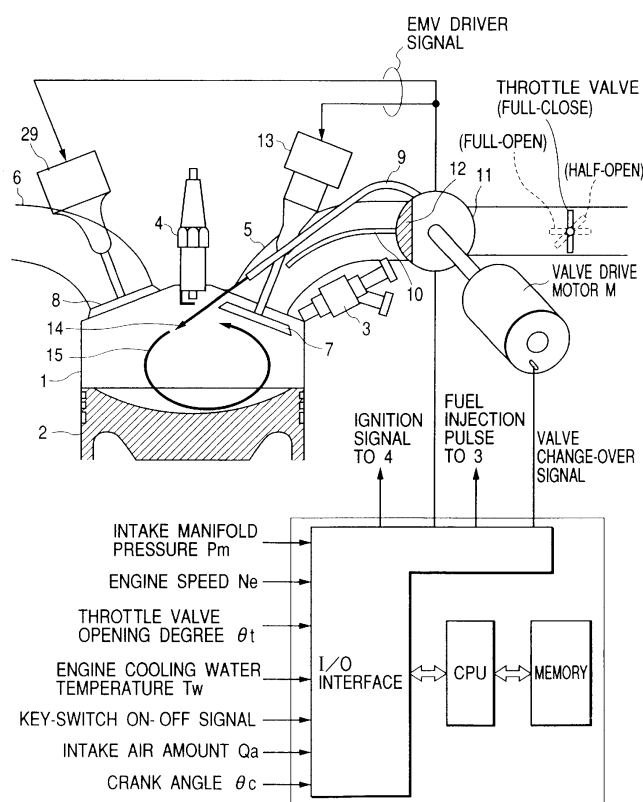


Рисунок 1.14 – Патент US 6634333

В патенте US 6705280 от 16.03.2004г. фирмой Volkswagen во впускном канале головки цилиндров расположена перегородка вдоль канала, а во впускном коллекторе установлен клапан в виде поворотной заслонки, который при повороте уменьшает проходное сечение канала до перегородки (рисунок 1.15).

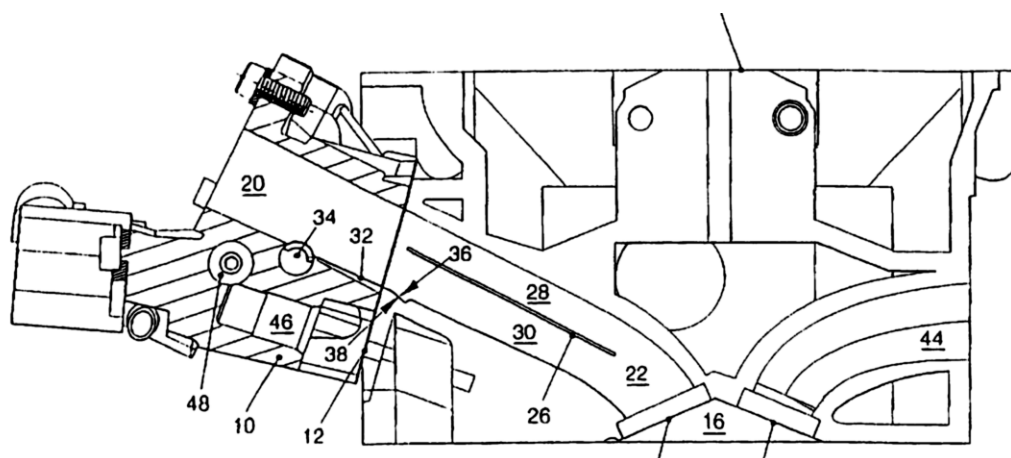


Рисунок 1.15 – Патент US 6705280

В патенте US 6868823 от 22.03.2005г. фирмой Nissan предложен впускной канал, в котором имеются две области в продольном направлении канала и канал рециркуляции с нижней стороны канала, по которому воздух забирается в одной области и переносится во вторую область впускного канала (рисунок 1.16).

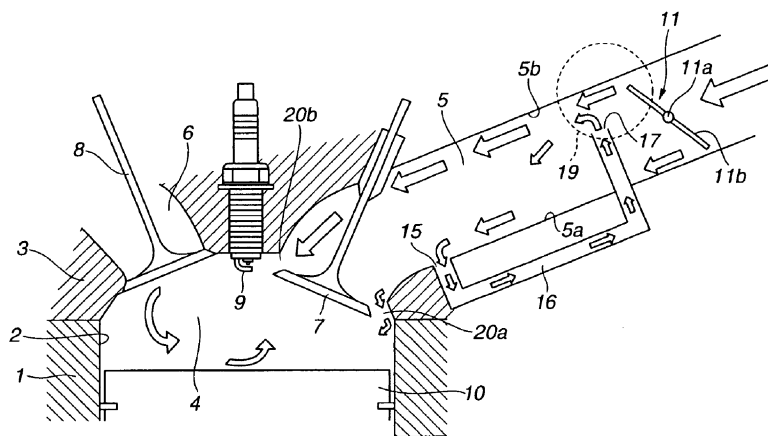


Рисунок 1.16 – Патент US 6868823

В патенте US 6874465 от 05.04.2005г. фирмы Nissan впускной канал разделен на два канала перегородкой вдоль канала и имеет управляющий клапан в виде заслонки, позволяющий открывать и закрывать вторую часть канала. При этом между управляющим клапаном и перегородкой имеется

проход, через который из второго канала поток подсасывается в первый канал основного потока (рисунок 1.17).

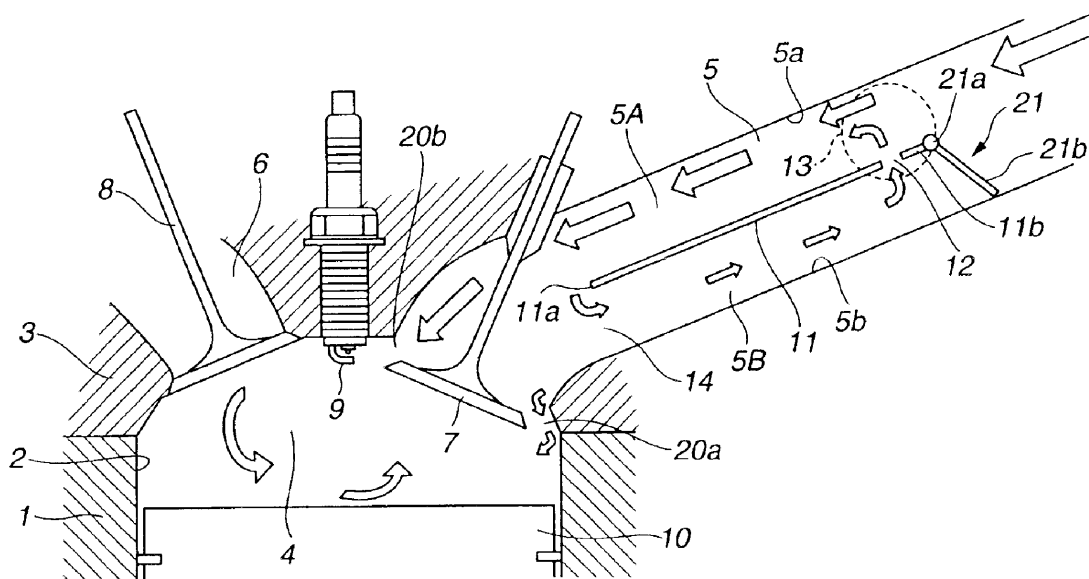


Рисунок 1.17 – Патент US 6874465

В патенте US 6918372 от 19.07.2005г. фирмы Nissan впускной канал разделен на две секции перегородкой в продольном направлении канала. Управляющий клапан движения газа открывает и закрывает проходное сечение второго канала и расположен во впускном коллекторе перед впускным каналом (рисунок 1.18).

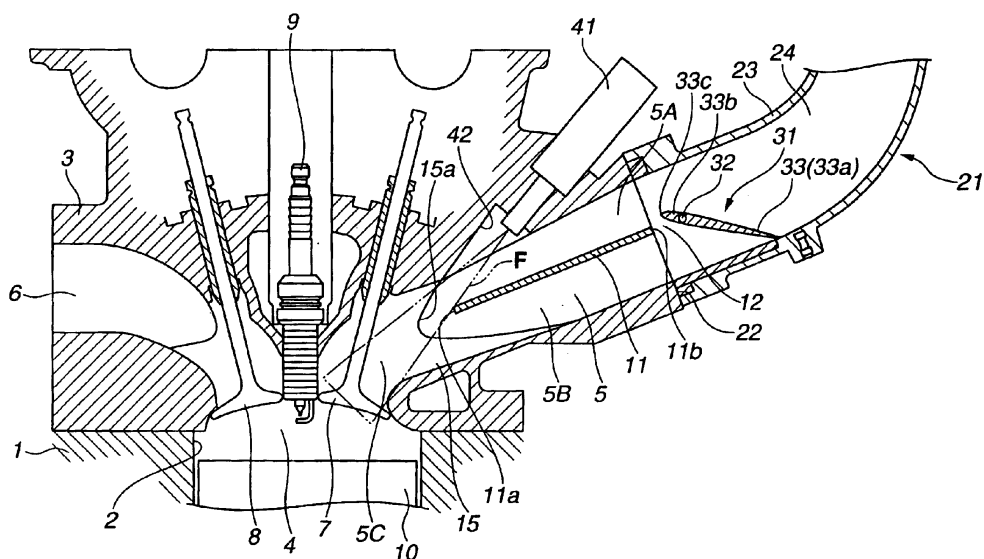


Рисунок 1.18 – Патент US 6918372

В патенте US 7762229 от 27.07.2010г. фирмы Toyota впускной канал разделен перегородкой с отверстиями на две секции. Перекрытие второй секции канала осуществляется поворотной заслонкой. Когда интенсивный поток tumble создается в первом впускном канале из второго впускного канала поток воздуха поступает в первый канал через отверстия в перегородке, так что топливо, находящееся на перегородке засасывается в первый канал (рисунок 1.19).

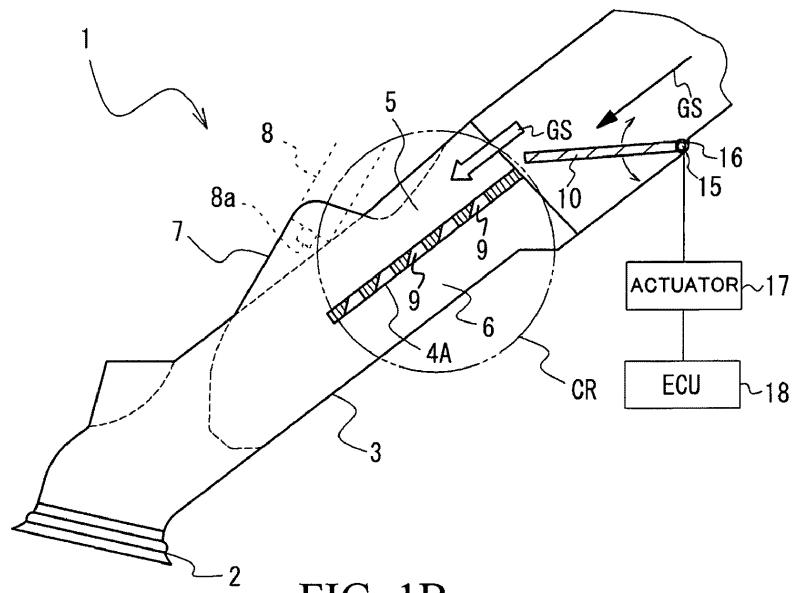


FIG. 1B

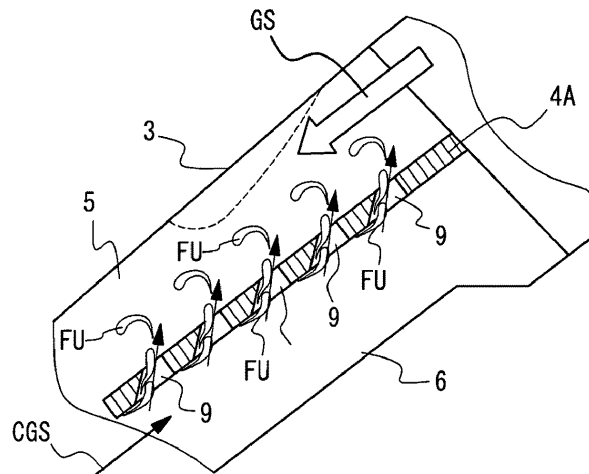


Рисунок 1.19 – Патент US 7762229

В патенте US 7707989 от 04.05.2010г. фирмы Honda первый впускной канал прямой, а второй канал винтовой создают два вихря swirl, не мешающие друг другу (рисунок 1.20).

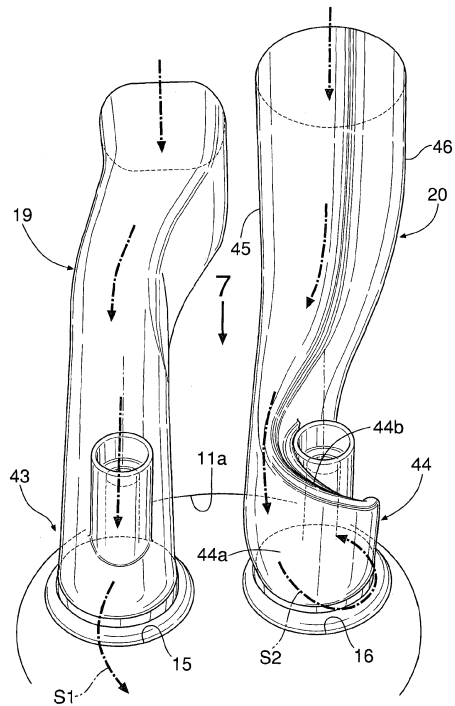


Рисунок 1.20 – Патент US 7707989

В патенте US 7685993 от 30.03.2010г. фирмы Cummins регулируемый swirl достигается за счет различного профиля подъема первого и второго впускных клапанов. Комбинация первого и второго профилей вызывают регулируемый вихрь swirl воздуха в цилиндре в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя (рисунок 1.21).

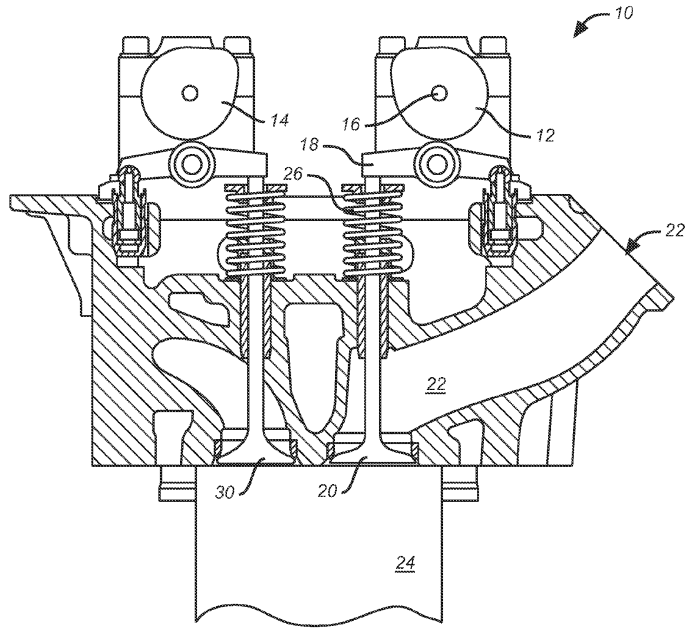


Рисунок 1.21 – Патент US 7685993

В патенте US 7568464 от 04.08.2009г. фирмой Delphi предложен способ и устройство для управления движением заряда во впускном трубопроводе с помощью роторного клапана в виде цилиндра с окнами (рисунок 1.22).

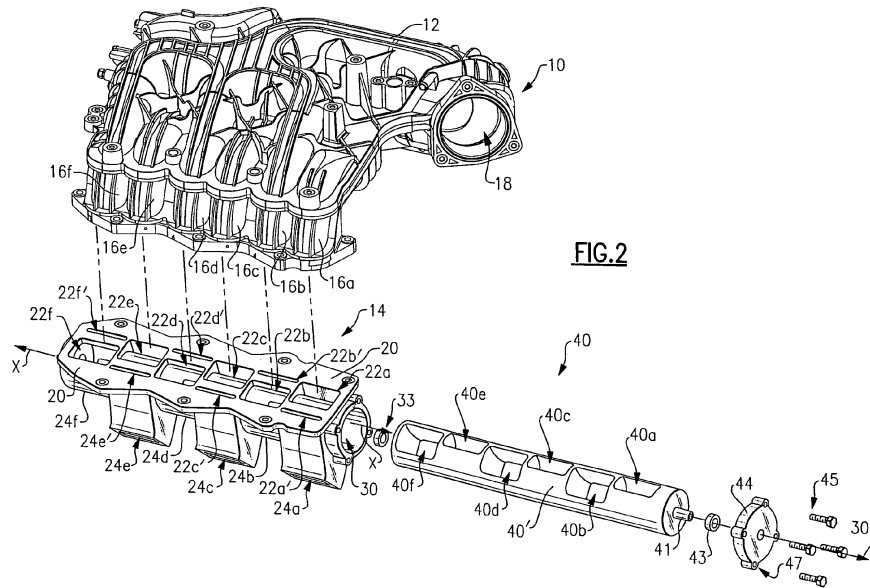


FIG.2

Рисунок 1.22 – Патент US 7568464



В патенте US 7409944 от 12.08.2008г. фирмы Toyota впускной канал имеет углубление, которое формирует внутреннюю поверхность стенки впускного канала и в котором устанавливается клапан, управляющий потоком воздуха во впускном канале и канавку, которая соединена с углублением в основном в центре и по ширине углубления и которая расширяется от углубления в сторону впускного канала против потока (рисунок 1.23).

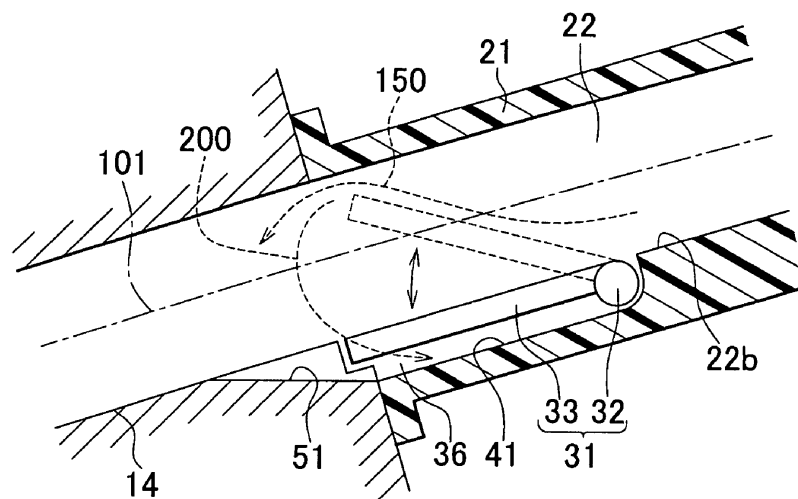


Рисунок 1.23 – Патент US 7409944

**Выводы по разделу:**

- проведен аналитический обзор существующих способов вихреобразования в цилиндре ДВС;
- выполнен информационно-аналитический обзор патентной информации по теме «Впускные каналы с интенсификацией вихреобразования».

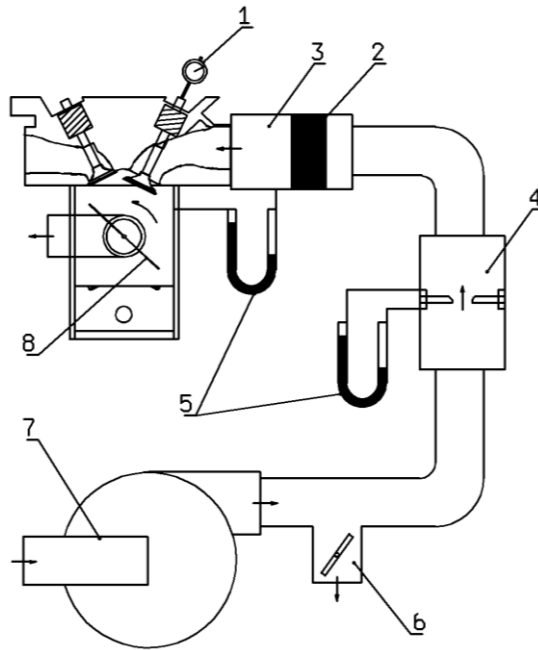
## **2 Методика проведения экспериментальных исследований**

Для определения влияния вихревых характеристик потока, формируемого во впускном коллекторе двигателя, были проведены экспериментальные исследования. Основные результаты исследований представлены ниже.

### **2.1 Стационарная продувка на стенде**

Стационарная продувка на стенде активно используется для измерения коэффициента расхода, вихря swirl, вихря tumble, головки блока цилиндра. Импульсный измеритель момента делает замеры углового момента потока на впуске, а величина вихря tumble рассчитывается, основываясь на измеренном угловом моменте и массовом расходе. Крыльчатка измеряет угловую скорость потока на впуске, предполагая, что поток в цилиндре имеет линейное распределение скорости в поперечном сечении цилиндра. Для измерения вихря tumble в этой работе использовался L-образный адаптер между ГБЦ и импульсным измерителем момента, установленный на стенд стационарной продувки. Также возможно использование T-образного адаптера [39].

Продувка осуществлялась на специально оборудованной продувочном стенде, представленном на рисунке 2.3.



1 – индикатор подъёма клапана, 2 – спрямитель потока, 3 – ресивер, 4 – измеритель расхода воздуха, 5 – манометр, 6 – заслонка перепуска, 7 – нагнетатель, 8 – измеритель вихря

Рисунок 2.1 – Схема экспериментальной установки для стационарных продувок

При проведении испытаний применялась установка с L-коннектором. Схема установки представлена на рисунке 2.2.

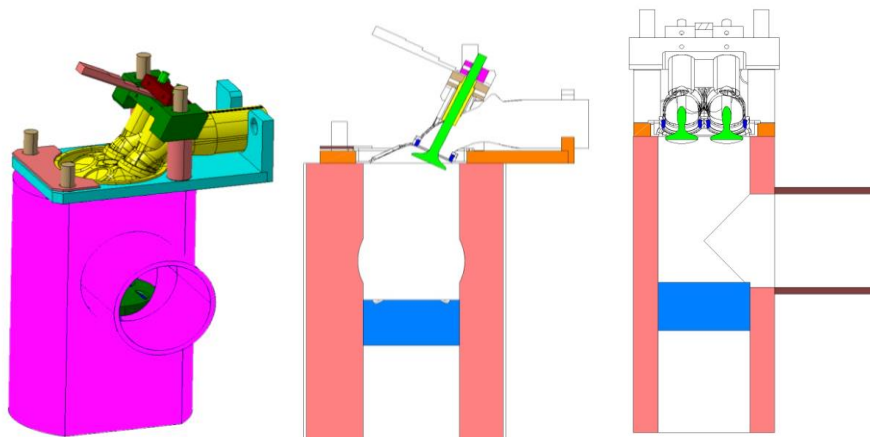


Рисунок 2.2 – Установка с L-коннектором



Рисунок 2.3 – Внешний вид стенда продувок ГБЦ

Определение вихревого числа выполнялось по следующей методике:

$$\text{Расход воздуха, кг/с, } G_{flow} = \frac{G_h}{3600}, \quad (2.1)$$

где  $G_h$  - измеренный массовый расход газа через канал, кг/ч;

$n_t$  - обороты крыльчатки,  $\text{мин}^{-1}$

$$\text{Разряжение на входе в цилиндр, Па, } p = p_0 - \Delta p, \quad (2.2)$$

где  $\Delta p$  - перепад давления в ресивере перед каналом и в цилиндре, Па;

$p_0$  - давление газа на входе в канал, Па;

$$\text{Давление окружающей среды, Па, } p_0 = p_{Hg} * 133.322 = 1.004 * 10^5 \quad (2.3)$$

$$\text{Температура, К, } T_0 = t_0 + 273.15 \quad (2.4)$$

$$\text{Плотность воздуха, кг/м}^3, \rho_0 = \frac{p_0}{R_{\text{возд}} * T_0} = 1.202 \quad (2.5)$$

где  $R_{\text{возд}}$  - газовая постоянная (для воздуха  $R = 287,3 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ );

Теоретическую скорость в клапане, соответствующую давлению  $\Delta p$ , м/с,

$$\omega_{valv_j} = \omega(\Delta p_j) \quad (2.6)$$

$$\text{Коэффициент расхода впускного канала: } c_f = \frac{G}{i_{\text{ккл}} * G_{\text{ккл}}}, \quad (2.7)$$

где  $G$  - действительный массовый расход газа через канал, кг/с;

$i_{\text{ккл}}$  - число впускных клапанов,  $i_{\text{ккл}} = 2$ ;

$G_{\text{ккл}}$  - теоретический массовый расход газа через клапан, кг/с: (2.8)

$$G_{\text{ккл}} = \rho_0 \cdot A_{\text{ккл}} \cdot w,$$

где  $\rho_0$  - плотность газа на входе в канал, кг/м<sup>3</sup>;

$A_{\text{ккл}}$  - площадь отверстия клапана, м<sup>2</sup>, определяемая по формуле:

$$A_{\text{ккл}} = \frac{\pi * D_{\text{ккл}}^2}{4} = 6.605 * 10^{-4}, \quad (2.9)$$

где  $D_{\text{ккл}}$  - диаметр клапана, м;

$\omega$  - скорость потока по перепаду давления в канале, м/с, определяемая по формулам:

$$\text{— с учетом сжимаемости } \omega(\Delta p) = \sqrt{2 * \frac{k * R_{\text{возд}} * T_0}{k-1} * \left[ 1 - \left( \frac{p_0 - \Delta p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (2.10)$$

$$\text{— без учета сжимаемости газа } \omega'(\Delta p) = \sqrt{2 * \frac{\Delta p}{\rho_0}} \quad (2.11)$$

где  $k$  - показатель адиабаты сжатия (для воздуха  $k = 1,4$ ).

$$\text{Безразмерное число вихря Tumble } N_t = \frac{D_{\text{ц}} * \omega_t}{v_0}, \quad (2.12)$$

где  $D_{\text{ц}}$  - диаметр цилиндра, м;

$$v_0 \text{ - скорость потока внутри цилиндра, м/с, } v_0 = \frac{G}{\rho_0 \cdot A_0}, \quad (2.13)$$

где  $A_0 = \frac{\pi * D_{\text{ц}}^2}{4}$  - площадь поршня, м<sup>2</sup>.

Безразмерный коэффициент вихря Tumble:

$$C_t = \frac{D_{\text{ц}} * \omega_t}{\omega}, \quad (2.14)$$

где  $\omega_t = \frac{\pi n_t}{30}$  - угловая скорость вращения крыльчатки, рад/с;

$n_t$  - частота вращения крыльчатки измерителя вихря Tumble,  $\text{мин}^{-1}$ .

## 2.2 Результаты экспериментальных работ

Для иллюстрации на рисунке 2.4. представлена головка блока цилиндров двигателя ВАЗ-21126.



Рисунок 2.4– Внешний вид ГБЦ ВАЗ-21126 с установленной на нее заслонкой

Испытания проводились для различных вариантов установленной заслонки:

- первый вариант продувки канала на стенде – ГБЦ ВАЗ-21126 без заслонки;
- с заслонкой, повернутой на 35 градусов;
- с заслонкой, повернутой на 40 градусов.

В таблицах 2.1- 2.3 представлены результаты продувок. В таблицах приняты следующие обозначения:  $G$  – массовый расход,  $\text{кг/ч}$ ;  $\Delta p$  – перепад давления,  $\text{Па}$ ;  $C_f$  – коэффициент расхода;  $N_t$  – вихревое число;  $n_e$  – обороты коленвала,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $n_t$  – обороты крыльчатки,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $n_t/n_e$  – отношение скоростей.

Таблица 2.1 – Результаты испытаний головки блока цилиндров без заслонки

G, кг/ч	dp, Па	C <sub>f</sub>	N <sub>t</sub>	n <sub>e</sub> , МИН <sup>-1</sup>	n <sub>t</sub> , МИН <sup>-1</sup>	n <sub>t</sub> /n <sub>e</sub>
71,21	529	0,41	0,11	1238	382	0,30
78,72	635	0,42	0,11	1368	454	0,33
103,16	1029	0,43	0,14	1793	687	0,38
114,88	1295	0,43	0,14	1997	811	0,40
124,45	1492	0,43	0,15	2163	888	0,41
135,34	1795	0,43	0,16	2352	1063	0,45
145,69	2069	0,43	0,17	2532	1203	0,47
151,66	2259	0,43	0,17	2636	1264	0,47
166,55	2683	0,43	0,18	2895	1467	0,50
180,24	3105	0,43	0,18	3133	1574	0,50
181,47	3156	0,43	0,18	3154	1587	0,50

Таблица 2.2 – Результаты испытаний головки блока цилиндров на 35 градусов

G, кг/ч	dp, Па	C <sub>f</sub>	N <sub>t</sub>	n <sub>e</sub> , МИН <sup>-1</sup>	n <sub>t</sub> , МИН <sup>-1</sup>	n <sub>t</sub> /n <sub>e</sub>
37,09	525	0,21	0,11	643	403	0,62
41,46	628	0,22	0,12	719	486	0,67
56,67	1031	0,23	0,16	983	782	0,79
64,05	1296	0,24	0,17	1111	970	0,87
69,33	1477	0,24	0,18	1202	1055	0,87
76,07	1798	0,24	0,18	1319	1206	0,914
82,09	2074	0,24	0,19	1424	1344	0,94
86,14	2241	0,24	0,19	1494	1425	0,95
93,68	2666	0,24	0,20	1625	1606	0,98
101,14	3094	0,24	0,21	1754	1767	1,007
101,63	3131	0,24	0,21	1763	1801	1,02

Результаты экспериментальных исследований в виде графиков сравнения продувок ГБЦ ВАЗ-21126 без заслонки, с заслонкой на 35 градусов и с заслонкой на 40 градусов и показаны на рисунках 2.5 – 2.8

Таблица 2.3 – Результаты испытаний головки блока цилиндров на 40 градусов

G, кг/ч	dp, Па	C <sub>f</sub>	N <sub>t</sub> ,	n <sub>e</sub> , МИН <sup>-1</sup>	n <sub>t</sub> , МИН <sup>-1</sup>	n <sub>t</sub> /n <sub>e</sub>
35,51	537	0,20	0,11	616	390	0,63
52,24	1026	0,22	0,15	906	727	0,802
59,05	1280	0,22	0,16	1024	906	0,88
64,94	1523	0,22	0,17	1126	1050	0,932
71,15	1811	0,22	0,18	1234	1176	0,95
76,40	2071	0,22	0,18	1325	1297	0,97
79,76	2244	0,22	0,19	1383	1387	1,002
88,24	2707	0,22	0,207	1530	1599	1,045
94,46	3120	0,228	0,20	1638	1710	1,04
96,34	3203	0,2294	0,21	1671	1804	1,07

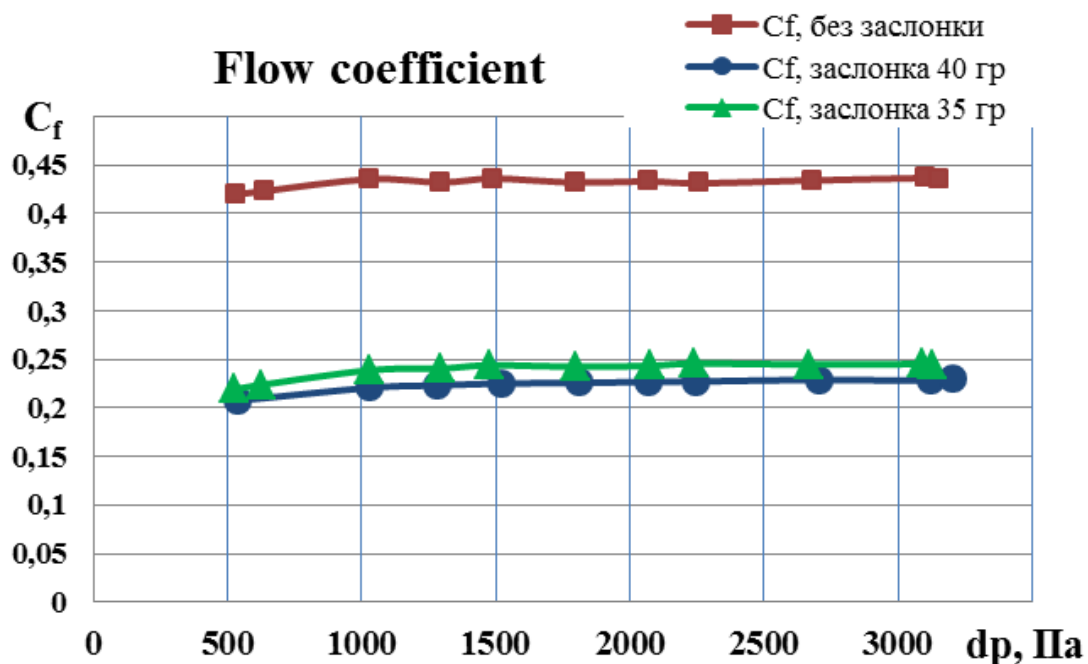


Рисунок 2.5 – Коэффициент расхода канала в зависимости от падения давления в канале



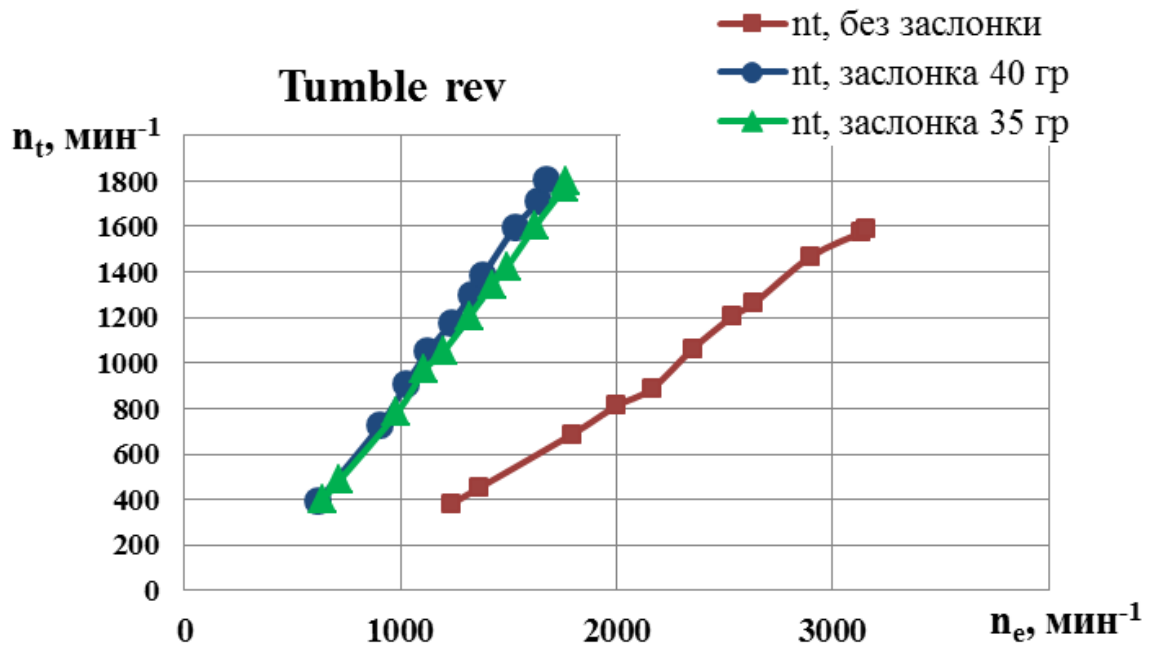


Рисунок 2.6 – Сравнение вихря tumble по оборотам коленвала двигателя

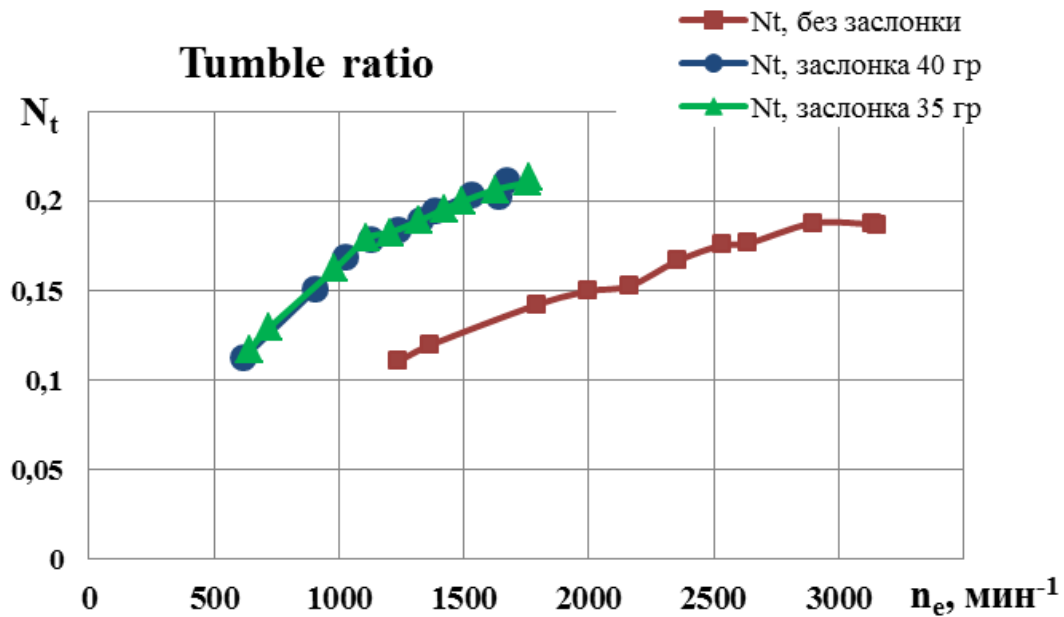


Рисунок 2.7– Вихревой коэффициент tumble в зависимости от частоты вращения коленвала

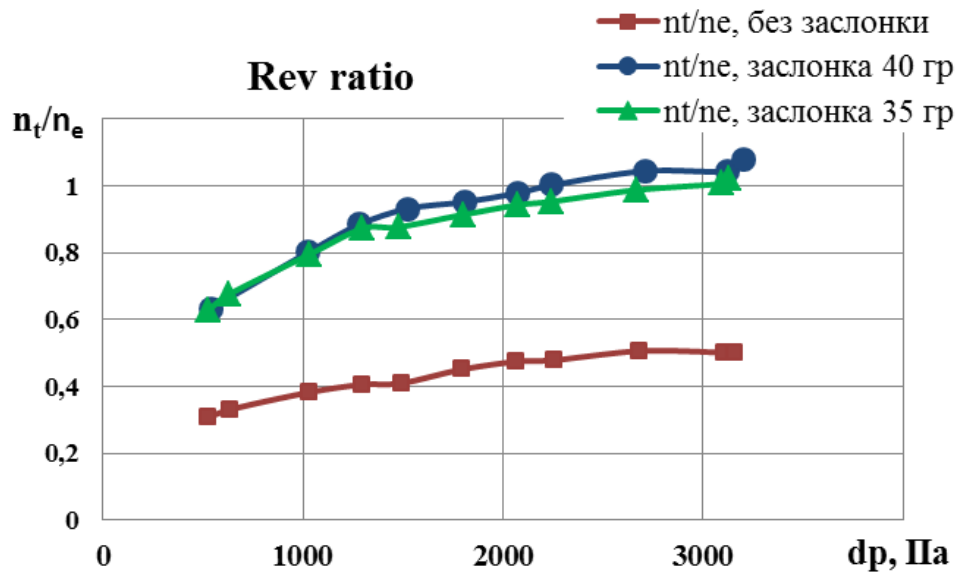


Рисунок 2.8– Отношение скоростей в зависимости от перепада давления в канале

### Выводы к разделу.

Проведен анализ результатов экспериментальных продувок впускных каналов которые показали, возможность предложенными методами увеличение интенсивности вихря на 10-25% в зависимости от приведенной частоты вращения  $n_e$  в диапазоне 700-1600 мин<sup>-1</sup> при одновременном снижении коэффициента расхода  $C_f$  примерно на 5 %.

Результаты испытаний позволили спроектировать устройство позволяющее увеличить интенсивность вихреобразования в камере сгорания двигателя на частичных режимах работы двигателя, и тем самым, обеспечить лучшее протекание рабочего процесса.

### 3 Расчёт целевых параметров двигателя

Состав топлива по АИ-92-К4(К5) по ГОСТ 32513 или марки АИ-95-К4(К5) по ГОСТ 32513 [**Ошибка! Источник ссылки не найден.**].

Элементарный средний состав и молекулярная масса топлива [9]:

$$C = 0,855; H = 0,145 \text{ и } m_T = 115 \text{ кг/кмоль.}$$

Низшая теплота сгорания топлива [9]:

$$\begin{aligned} H_U &= 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51 \times (9H + W) = \\ &= 33,91 \cdot 0,855 + 125,6 \cdot 0,145 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,145 = 43,93 \text{ МДж/кг} = \\ &= 43930 \text{ кДж/кг} \end{aligned} \quad (3.1.1)$$

Параметры рабочего тела. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива [9].

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left( \frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,516 \text{ кмоль возд/кг топл;}$$

$$I_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3}C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} + 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,957 \text{ кг возд/кг топл;}$$

Примем коэффициент избытка воздуха из диапазона  $\alpha = 1$  [9].

$$M_1 = \alpha \cdot l_0 + \frac{1}{m_T} \text{ кмоль гор. см/кг топл.} \quad (3.1.2)$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при  $K=0,5$  [34].

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 L_0 \text{ кмоль } CO_2 / \text{кг топл;} \quad (3.1.3)$$

$$M_{CO} = 2 \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 \text{ кмоль } CO / \text{кг топл;} \quad (3.1.4)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2 \cdot K \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 \text{ кмоль } H_2O / \text{кг топл;} \quad (3.1.5)$$

$$M_{H_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 \text{ кмоль } H_2 / \text{кг топл;} \quad (3.1.6)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 \text{ кмоль } N_2 / \text{кг топл}; \quad (3.1.7)$$

Общее количество продуктов сгорания[9]:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} \text{ кмоль пр. сг/кг топл.} \quad (3.1.8)$$

Результаты расчетов сведены в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Состав и общее количество продуктов сгорания.

<u>M, кмоль/кг топл.</u>	<u>n, мин<sup>-1</sup></u>			
	880	3000	4500	6000
<u>M<sub>1</sub></u>	0,53	0,53	0,53	0,53
<u>M<sub>CO<sub>2</sub></sub></u>	0,07	0,07	0,07	0,07
<u>M<sub>CO</sub></u>	0	0	0	0
<u>M<sub>H<sub>2</sub></sub></u>	0	0	0	0
<u>M<sub>N<sub>2</sub></sub></u>	0,41	0,41	0,41	0,41
<u>M<sub>H<sub>2</sub>O</sub></u>	0,07	0,07	0,07	0,07
<u>M<sub>2</sub></u>	0,55	0,55	0,55	0,55

Параметры окружающей среды и остаточные газы [9].

Давление окружающей среды:  $P_0 = 0,1 \text{ МПа}$

Температура окружающей сред:  $T_0 = 293 \text{ К}$

Принятые значения температуры и давления остаточных газов приведены в таблице 3.2

Таблица 3.2 – Значения температуры и давления остаточных газов

<u>n, мин<sup>-1</sup></u>	880	3000	4500	6000
<u>T<sub>r</sub>, К°</u>	900	1000	1000	1000
<u>P<sub>r</sub>, МПа</u>	0,1039	0,1109	0,1150	0,1239

Плотность заряда на впуске [9]:

$$\rho_k = p_k \cdot 10^6 / (R_B T_k); \text{кг} / \text{м}^3, \quad (3.1.9)$$

где  $R_B = 287 \text{ Дж} / \text{кг} \cdot \text{град}$  - удельная газовая постоянная для воздуха.

Потери давления на впуске. В соответствии со скоростными режимами работы двигателя и при условии качественной обработки внутренней

поверхности впускной системы можно принять  $\beta^2 + \xi_{\text{вп}} = 2,8$  и  $\omega_{\text{вп}} = 70$  м/с [9].

Тогда:  $A_n = \omega_{\text{вп}} / n_N$

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) A_n^2 n^2 \rho_0 \cdot 10^{-6} / 2 \text{ МПа.} \quad (3.1.10)$$

Давление в конце впуска:  $p_a = p_0 - \Delta p_a$ ,

При определении  $\gamma_r$  для двигателя принимается коэффициент очистки  $\varphi_{\text{оч}} = 1$ , и коэффициент дозарядки на номинальном скоростном режиме  $\varphi_{\text{доз}} = 1,1$  [9].

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \frac{\varphi_{\text{оч}} p_r}{\varepsilon \varphi_{\text{доз}} p_a - \varphi_{\text{оч}} p_r} \quad (3.1.11)$$

$$\text{Температура в конце впуска: } T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r) \quad (3.1.12)$$

$$\text{Коэффициент наполнения: } \eta_V = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{p_0} (\varphi_{\text{доз}} \varepsilon p_a - \varphi_{\text{оч}} p_r) \quad (3.1.13)$$

Результаты расчетов параметров свежего заряда на впуске приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Параметры свежего заряда на впуске.

$n, \text{ мин}^{-1}$	880	3000	4500	6000
$\Delta p_a, \text{ МПа}$	0,002	0,0082	0,0184	0,0326
$p_a, \text{ МПа}$	0,1	0,09	0,09	0,09
$\varphi_{\text{доз}}$	0,95	1,0	1,1	1,11
$\gamma_r$	0,038	0,036	0,035	0,040
$T_a, \text{ К}^\circ$	3329	327	325	325
$\eta_V$	0,893	0,902	0,970	0,904

Средний показатель адиабаты сжатия  $K_1$  при степени сжатия  $\varepsilon = 11$  и рассчитанных значениях  $T_a$  определяется по графику, а средний показатель политропы сжатия  $n_1$  принимается несколько меньше  $K_1$  [9].

$$\text{Давление в конце сжатия: } p_c = p_a \varepsilon^{n_1} \quad (3.1.14)$$

$$\text{Температура в конце сжатия: } T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (3.1.15)$$

Средняя мольная теплоемкость в конце сжатия:

а) свежей смеси

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,600 + 0,002638t_c \quad (3.1.16)$$

где  $t_c = T_c - 273 \text{ C}^0$ ;

б) остаточных газов

$(mc_v)_{t_0}^{t_c}$  - определяется методом экстраполяции

в) рабочей смеси

$$(mc_v')_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left[ (mc_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r (mc_v'')_{t_0}^{t_c} \right] \quad (3.1.17)$$

Подсчитанные по приведенным формулам значения параметров, характеризующих состояние рабочей смеси в конце процесса сжатия приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4– Параметры рабочего тела в конце процесса сжатия

$n, \text{ мин}^{-1}$	880	3000	4500	6000
$n_l$	1,375	1,376	1,376	1,377
$P_c, \text{ МПа}$	2,69	2,57	2,49	2,32
$T_c, \text{ К}$	809	805	800	803
$t_c, \text{ }^\circ\text{C}$	496	497	514	555
$(mc_v)_{cc}, \text{ кДж/кг}$	22,015	22,004	21,989	22,000
$(mc_v)_{oc}, \text{ кДж/кг}$	24,150	24,2158	24,171	24,162
$(mc_v)_{pc}, \text{ кДж/кг}$	22,09	22,08	22,06	22,08

Коэффициент молекулярного изменения горючей  $\mu_0 = M_2 / M_1$  и рабочей смеси  $\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r)$  [34].

Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания топлива [9]:

$$\Delta H_u = 119950(1 - \alpha) \cdot L_0 \quad (3.1.18)$$

Теплота сгорания рабочей смеси [36]:

$$H_{\text{раб.см}} = (H_u - \Delta H_u) / [M_1(1 + \gamma_r)] \quad (3.1.19)$$

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания:

$$(mc_v'' )_{t_0}^z = (1/M_2) [M_{CO_2} (mc_{vCO_2}'' )_{t_0}^z + M_{CO} (mc_{vCO}'' )_{t_0}^z + M_{H_2O} (mc_{vH_2O}'' )_{t_0}^z + M_{H_2} (mc_{vH_2}'' )_{t_0}^z + M_{N_2} (mc_{vN_2}'' )_{t_0}^z] \quad (3.1.20)$$

Величина коэффициента использования теплоты  $\xi_z$  принимается в соответствии с рекомендациями в диапазоне от 0,70 до 0,95[**Ошибка! Источник ссылки не найден.**].

Температура в конце видимого процесса сгорания  $\xi_z H_{\text{дадан}} + (mc_v')_{t_0}^z t_c = \mu (mc_v'')_{t_0}^z t_z$ .

откуда  $T_z = t_z + 237 = 2440,6 + 273 = 2713,6K$ ;

Максимальное давление сгорания теоретическое:  $p_z = p_c \mu T_z / T_c$  (3.1.21)

Максимальное давление сгорания действительное:  $p_{zД} = 0,9 \cdot p_z \text{ МПа}$  (3.1.22)

Степень повышения давления:  $\lambda = p_z / p_c$  (3.1.23)

Результаты расчетов по приведенным выше формулам приведены в таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Параметры процесса сгорания

$n, \text{ мин}^{-1}$	880	3000	4500	6000
$\mu_0$	1,05	1,05	1,05	1,05
$\mu$	1,050	1,050	1,050	1,049
$\Delta H_{\text{и}}, \text{ кДж/кг}$	0	0	0	0
$H_{\text{рс}}, \text{ кДж/кмоль раб.см}$	80540	80686	80785	80363
$\xi$	0,80	0,91	0,90	0,80
$t_z, \text{ }^\circ\text{C}$	2431	2670	2647	2424
$T_z, \text{ K}$	2704	2943	2920	2697
$P_z, \text{ МПа}$	9,50	9,86	9,55	8,19
$P_{zД}, \text{ МПа}$	8,51	8,87	8,60	7,37
$\lambda$	3,51	3,84	3,84	3,53

Процессы расширения и выпуска. Средний показатель адиабаты расширения  $k_2$  определения по номограмме 1,27 при заданной степени сжатия для соответствующих значений  $\alpha$  и  $T_z$  [9]:

Давление и температура в конце процесса расширения:  $p_b = p_z / \varepsilon^{n_2}$  и

$$T_b = T_z / \varepsilon^{n_2-1} \quad (3.1.24)$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов [9]:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b / p_r}} \quad (3.1.25)$$

Значения давления и температуры в конце расширения, уточненные значения температуры остаточных газов приведены в таблице 3.6.

Таблица 3.6 – Температура и давление в конце процесса расширения, температура остаточных газов

$n$ , мин <sup>-1</sup>	880	3000	4500	6000
$n_2$	1,254	1,254	1,250	1,25
$P_b$ , МПа	0,47	0,49	0,48	0,41
$T_b$ , К°	1470	1600	1603	1480
$T_r$ , К°	939	1035	1123	1196
$\Delta$	- 1,01	-2,31	-0,20	-0,52

Температура остаточных газов принятая в расчете не превышает 5% погрешности.

Параметры двигателя и рабочего цикла [9]. Индикаторные параметры рабочего цикла. Теоретическое среднее индикаторное давление [9]:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \text{ МПа}; \quad (3.1.26)$$

Среднее индикаторное давление:  $p_i = \varphi \cdot p_i'$  МПа,

где коэффициент полноты диаграммы принят  $\varphi = 0,95$

Индикаторный коэффициент полезного действия:  $\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_0 \cdot \eta_v}$ ; (3.1.27)

Индикаторный удельный расход топлива:  $g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$  (3.1.28)



Значения индикаторных параметров рабочего цикла приведены в таблице 3.7.

Таблица 3.7 – Индикаторные параметры рабочего цикла

$n, \text{мин}^{-1}$	880	3000	4500	6000
$p_i, \text{МПа}$	1,27	1,36	1,33	1,11
$p_i, \text{МПа}$	1,21	1,30	1,26	1,05
$\eta_i$	0,39	0,41	0,37	0,33
$g_i, \text{г/кВт}\cdot\text{ч}$	211	199	220	245

Эффективные показатели двигателя. Для определения среднего давления механических потерь необходимо оценить среднюю скорость поршня. В бензиновых двигателях средняя скорость поршня обычно составляет величину, не превышающую 20 м/с, при частотах вращения двигателя до 6000 об/мин [20], [5], [16] при этом, как правило, выполняется условие  $S/D \leq 1$ , то есть двигатели являются короткоходными. Среднее давление механических потерь для таких типов двигателей определяется как:

$$p_M = 0,034 + 0,0113 \cdot v_{п.ср}, \quad (3.1.28)$$

где  $v_n$ , средняя скорость поршня.

$$\text{Среднее эффективное давление: } p_e = p_i - p_M \text{ МПа;} \quad (3.1.29)$$

$$\text{Механический к.п.д.: } \eta_m = p_e / p_i \quad (3.1.30)$$

$$\text{Эффективный к. п. д.: } \eta_e = \eta_i \eta_m \quad (3.1.31)$$

$$\text{Эффективный удельный расход топлива: } g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.} \quad (3.1.32)$$

Рассчитанные по приведенным формулам значения эффективных показателей сведены в таблицу 3.8.

Ориентировочные значения литровой мощности двигателей с принудительным воспламенением и незначительным фосированием составляют величину порядка 25 – 30 кВт/л [9].

Таблица 3.8 – Эффективные показатели

$n, \text{мин}^{-1}$	880	3000	4500	6000
$V_b, \text{м/с}$	2,2	9,1	11,3	15,1
$p_M, \text{МПа}$	0,06	0,14	0,16	0,20
$p_e, \text{МПа}$	1,15	1,16	1,10	0,85
$\eta_M$	0,95	0,89	0,87	0,81
$\eta_e$	0,36	0,36	0,32	0,27
$g_e, \text{г/кВтч}$	223	222	252	304

Эффективная мощность двигателя определим исходя из следующих предположений:

$$\text{Крутящий момент: } M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \frac{N_e}{n} \text{ Нм} \quad (3.1.33)$$

$$\text{Часовой расход топлива: } G_T = N_e g_e \cdot 10^{-3} : \text{кг/ч} \quad (3.1.34)$$

Полученные результаты расчетов представлены в таблице 3.9.

Таблица 3.9 – Результаты теплового расчета

№	Частота вращения двигателя, $\text{мин}^{-1}$	Мощность двигателя, кВт	Рабочий объем двигателя, $V_b, \text{см}^3$	Крутящий момент $M_e, \text{Нм}$	Часовой расход топлива $G_T, \text{кг/ч}$
1	880	13,5	1,6	146	3,0
2	3000	55,6		147	12,4
3	4500	66,0		139	16,6
4	6000	68,0		108	20,7

### Выводы к разделу:

Результаты оценочного расчета показывают возможность улучшения экономических показателей двигателя на режимах частичных нагрузок до 5 %. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании новых двигателей, а также при модернизации существующих конструкций двигателя.

#### 4 Экологические стандарты «Евро» для автомобилей

Согласно данным ГИБДД РФ на 1 марта 2021 года всего в регионах России было зафиксировано приблизительно 56 миллионов транспортных средств. Из которых 86% (или 48,16 млн) – являются легковыми автомобилями, а 7,84 млн – это коммерческие легковые автомобили.

Ежегодно происходит ужесточение экологических требований к эксплуатации и производству автотранспортных средств. Был введен запрет на применение в процессе производства автомобилей опасных и вредных веществ, таких как: кадмий, свинец, фреоны, кобальт, 6-валентный хром).

С каждым годом все сильнее ужесточаются требования к содержанию токсичных веществ в отработанных газах силовых агрегатов, к ним относятся: окиси азота ( $\text{NO}_x$ ), окиси углерода (CO). На сегодняшний день также актуально сокращение выбросов углекислого газа ( $\text{CO}_2$ ). Данный показатель связан с расходом топлива в автомобилях и разрушением озонового слоя.

«Проблема, связанная с экологичностью отработанных газов автотранспортных средств, впервые возникла в 60-х годах двадцатого века в тот момент, когда автомобили получили наиболее широкое использование. Многие страны Европы, которые находились на сравнительно маленькой территории, стали первыми применять требования и экологические стандарты для автомобилей.

Самым первым стандартом, который был введен, стал Евро-0. Данный стандарт был введен в 1988 году Европейской экономической комиссией ООН, который требовал сокращения уровня окисла азота, углерода и других вредных веществ в выхлопных газах» [16].

Россия придерживается стандартам токсичности, установленным в Европе, но, к сожалению, их реализация отстает на 6-7 лет. На рисунке 4.1

показаны проценты загрязнения выхлопными газами в зависимости от типов транспорта.

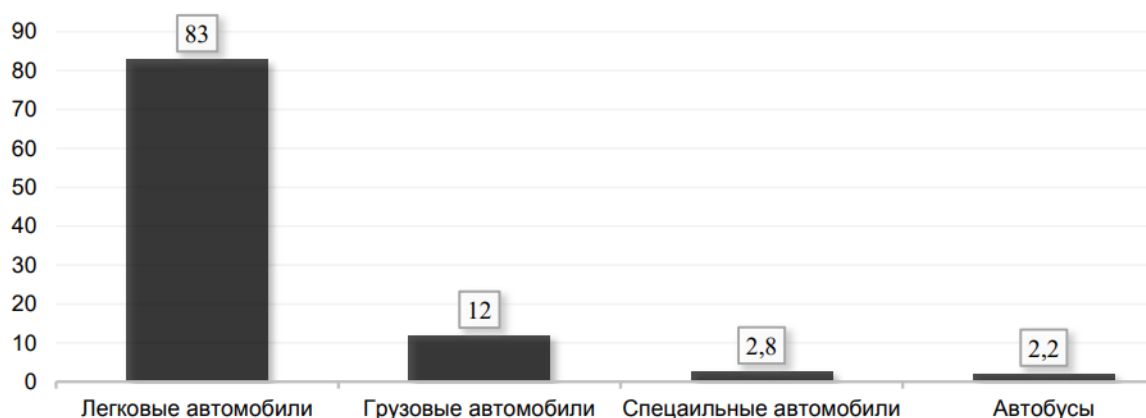


Рисунок 4.1 – «Процент загрязнения выхлопными газами» [16]

«Европейские экологические стандарты довольно строго ограничивают предельное количество загрязняющих атмосферу и токсичных веществ в отработавших газах автомобилей. Очередной новый стандарт «Евро» все более сильнее ужесточает данные ограничения, сокращая интенсивность загрязнения планеты» [17].

«Экологический стандарт «Евро-1» был принят в 1992 году директивой 91/441/ЕЕС. Этот стандарт регулировал процентное содержание токсичных веществ в отработавших газах таким образом, чтобы выброс углеводородов был не более 0,72 г/км, оксида углерода (СО) не более 2,72 г/км, а оксидов азота (No<sub>x</sub>) не более 0,27 г/км. Данный стандарт распространялся на грузовые, легковые и специальные транспортные средства, которые, в свою очередь продавались и эксплуатировались в Европейском союзе. Тех автовладельцев, чьи автомобили не могли соответствовать новым нормам, обязали немедленно модернизировать свои автомобили путем установки каталитических нейтрализаторов для достижения необходимых предельных

значений выбросов по новому стандарту «Евро-1». В противном случае нарушение этого стандарта влекло за собой наложение штрафов» [17].

В 2005 году в России был введен «Экологический стандарт «Евро-2».

Стандарт «Евро-3» ужесточил требования и сократил допустимый лимит выбросов, примерно на 40%. Далее был введен «Евро-4». Данный стандарт ужесточает требования к содержанию опасных веществ на 70%, относительно стандарта «Евро-3». В 2009 году вводится экологический стандарт «Евро-5» в Европейском союзе, в России стандарт «Евро-5» начал действовать на все автомобили с начала 2016 года.

«Экологический стандарт «Евро-6» был введен в Европейском союзе в 2015 году для легкового транспорта. Согласно данному стандарту, выбросы углекислого газа легковыми автомобилями должны будут составлять меньше 130 граммов на один километр пути» [41].

#### **Выводы к разделу:**

Современные требования к экологическому стандарту, в частности, «Евро-6» предполагают большое количество доводочных работ по организации рабочего процесса. При этом особое внимание уделяется выбросам CO<sub>2</sub>. Уменьшение выбросов CO<sub>2</sub> возможно только за счет улучшения экономических характеристик двигателя.

## **5 Применение альтернативных топлив для выполнения перспективных норм токсичности**

Для поддержания и улучшения экологической обстановки во всем мире были введены новые специальные экологические стандарты, которые характеризуют все транспортные средства по количеству токсичных веществ, выброс которых производится в атмосферу. В России, на сегодняшний день, начиная с июня 2019 года, продолжает действовать стандарт «Евро-6». Установленные предельно максимальные нормы выбросов и градация автомобильного транспорта по классам позволяют нам существенно уменьшить количество выбросов и осуществлять контроль за эксплуатацией и производством транспортных средств.

Чтобы соответствовать жестким стандартам по контролю за выбросами вредных веществ транспортными средствами потребуются автомобили, работающие на альтернативном топливе.

Предполагается, что для этого могут потребоваться специализированные и оптимизированные системы, которые используют абсолютно новые стратегии управления для того, чтобы достигнуть необходимые значения по количеству выбросов, согласно экологическим стандартам.

На сегодняшний день существуют следующие основные виды альтернативных топлив:

- Сжиженный нефтяной газ.

«Сжиженный нефтяной газ уже пытались использовать в качестве топлива для автомобилей. К примеру, в конце 1990-х годов Opel, Volvo, а также ряд других производителей предлагали его в качестве выбора для своих двухтопливных моделей. Такие автомобили запускались на бензине, а затем, после прогрева, переходили на сжиженный нефтяной газ. В

континентальной Европе и в других частях мира «СНГ», или «автогаз», как его часто называют, остается третьим по популярности видом топлива после бензина и дизельного топлива. Он производит меньше вредных выхлопных газов, и он в два раза дешевле, чем бензин. Однако нужно учитывать его большой расход – ровно в два раза по сравнению с обычным жидким бензином» [33];

- Водород,

«Водород – топливо, которому уже много десятилетий пророчат большое будущее, которое никак не хочет наступать. С одной стороны, известно, что из выхлопной трубы заправленного водородом автомобиля будет вылетать только водяной конденсат, но, с другой, также хорошо изучено, что выделение (производство) водорода крайне дорого (дороже бензина и уж тем более газа), к тому же его хранение взрывоопасно, по крайней мере, в баллонах под давлением, а в специальных ячейках безопасно, но дорого. Топливный элемент автомобиля работает путем объединения водорода из бака с кислородом для производства электроэнергии, на которой работает двигатель. Фактически автомобиль имеет свой собственный бортовой генератор, а не держит электроэнергию в батарее» [33];

- Биоэтанол,

«Биоэтанол получается в процессе переработки растительного сырья для использования в качестве биотоплива. Полученный этанол затем смешивается с бензином или дизельным топливом для получения нового типа топлива, которое может быть использовано в большинстве автомобилей с ДВС как с небольшими конструкционными изменениями, так и без. Количество биоэтанола, смешанного с ископаемым топливом, колеблется от 10% (E10) до 15% (E85). С экологической точки зрения использование биоэтанола имеет смысл, поскольку углекислый газ, который он производит

при сжигании в двигателе, компенсируется газами, поглощенными им во время его производства. Недостаток – повышенный расход» [33];

- Сжиженный природный газ.

«В мире насчитывается около 20 миллионов транспортных средств, использующих СПГ (сжатый под большим давлением до жидкого состояния природный газ). Многие из них – автобусы и грузовики, которые работают в городских условиях, что позволяет им свести к минимуму негативное воздействие на окружающую среду. СПГ на 75% уменьшает выбросы твердых частиц в атмосферу по сравнению с дизельным топливом, а также создает меньше углекислого газа, чем бензин, и до 90% меньше оксида азота» [33];

- Биодизель.

«Плюсом биодизельного топлива можно считать то, что его получают из восстанавливаемых органических элементов. В зависимости от поколения биодизеля (всего их три) топливо могут получать из рапса и других сельхозкультур, из жиросодержащих отходов и из липидов микроводорослей. Промышленное производство биодизеля обходится дороже, чем получение дизельного топлива из нефти, поэтому этот вид горючего прижился слабо. Плюс к этому биодизель сложно назвать нейтральным веществом – растворяющие свойства у него получше будут, чем у обычного дизеля, поэтому фильтры нужно менять чаще, чтоб они не пришли в негодность» [33];

- Пропан.

«Важно отличать пропан от сжиженного газа. Пропан можно назвать СПГ, но не весь СПГ состоит из пропана. Немногие автомобили работают исключительно на пропане, и большинство из них используют его как биотопливо, где они работают сначала на бензине, а затем переключаются на пропан, чтобы уменьшить выбросы. Поскольку пропан – это газ, ему нужен



больший резервуар для хранения достаточного его количества. Двигатель будет сжигать на 27% больше пропана, чтобы достичь той же мощности, что и бензин. Стоит также отметить, что пропан работает наилучшим образом в холодных климатических условиях» [33];

Для осуществления улучшения показателя экономичности двигателя и снижения количества вредоносных выбросов в атмосферу нужно непременно воздействовать на его рабочий процесс. Диаграмма сравнения видов топлива представлена на рисунке 5.1.

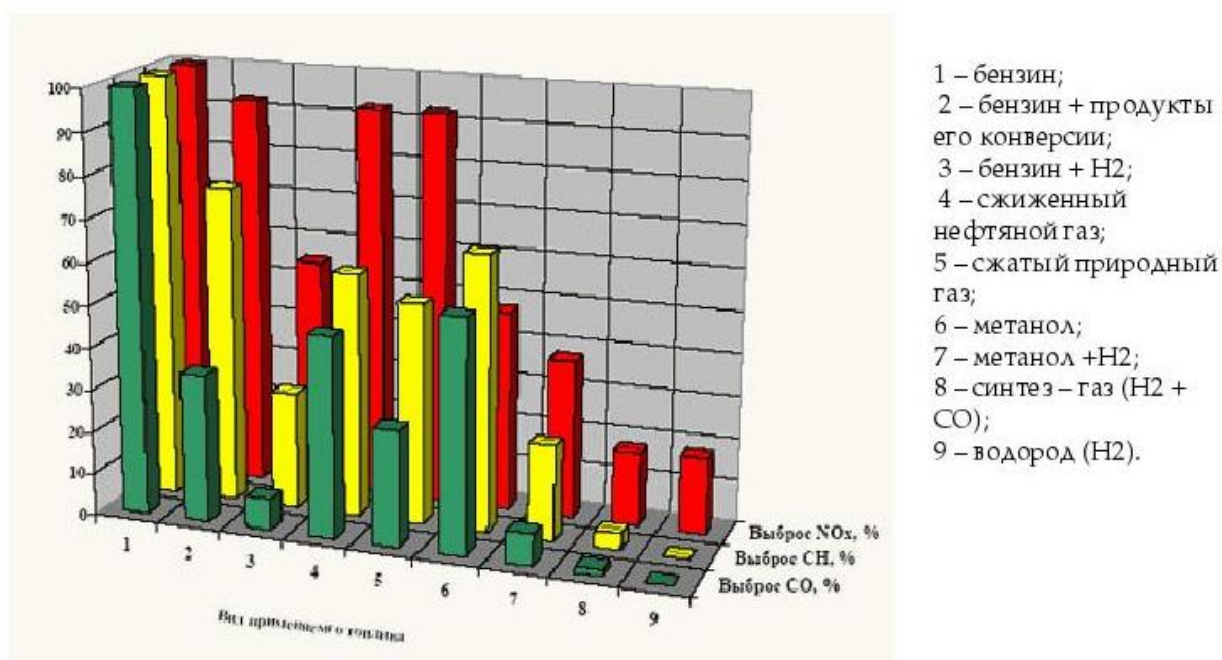


Рисунок 5.1 – «Сравнение показателей выбросов различных видов топлива» [13]

Из данной диаграммы видно, что в отличие от бензина, показатели выбросов у которого самые высокие, водород практически не выделяет вредных выбросов в окружающую среду, что является немаловажным критерием для выбора топлива.

Силовые агрегаты, которые используют газ в виде топлива, имеют значительно более высокий коэффициент полезного действия (КПД), в отличие от агрегатов, работающих лишь на бензиновом топливе. У

природного газа самым главным компонентом является метан. Октановое число у него приблизительно равно 115 – 130. По данной характеристике можно существенно увеличить в силовом агрегате степень сжатия.

За прошедшие 10-15 лет газовые двигатели применяются все больше и больше, в частности, в различных газопоршневых установках, гибридных установках, такие как стационарные и транспортные. На рисунке 5.2 показаны некоторые зависимости определенного ряда параметров работы ДВС, при осуществлении работы двигателя на бензине и природного газа с добавлением водорода.

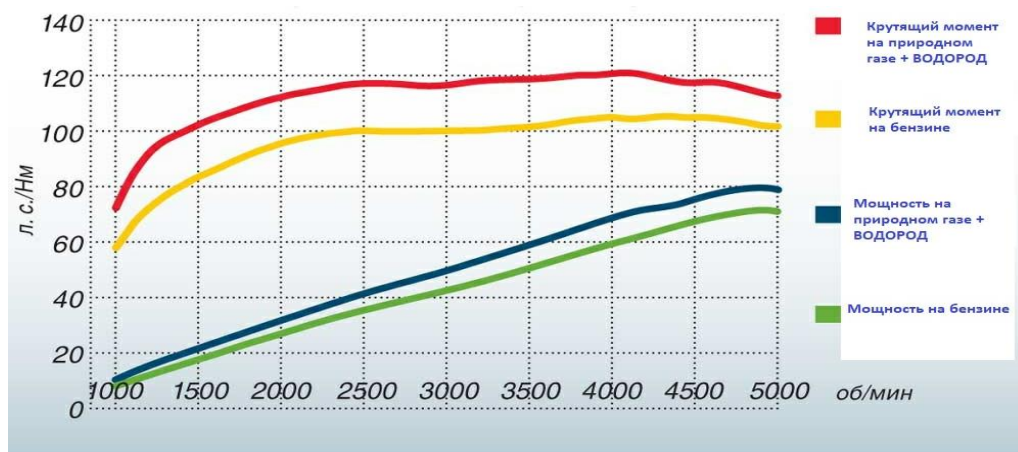


Рисунок 5.2 – «Внешние скоростные характеристики работы ДВС на бензине и природном газу с добавлением водорода» [14]

Абсолютно точно стоит отметить, что добавки водорода в двигатель без смены режима работы способствуют не только улучшению качества сгорания топлива, но и способствуют выполнению экологических норм. Однако, за что и ценится водород, так это за возможность перевода работы двигателя в наиболее экономичные режимы. Водородная энергетика была сформирована как направление развития технического прогресса в середине 80-х годов двадцатого столетия. По ходу того, как увеличивалась область различных исследований, которые связаны с использованием водорода, его получением, хранением, становились более очевидными экологические преимущества

водорода в разнообразных областях. Неоднократные успехи в развитии водородных технологий ярко показали, что при использовании водородного топлива показатели в работе агрегатов и систем выходят на новый уровень. Выполненные технические и экономические исследования показали: водород - вторичный энергоноситель, то есть он стоит на порядок больше, нежели привычные природные топлива. Однако его применение во многих случаях экономически более целесообразно уже на данный момент. Исходя из этого, работы по вопросу водородной энергетике во многих странах относятся к наиболее приоритетным направлениям развития техники и науки, и так же находят весьма немалую финансовую поддержку. «Английская компания ITMPower создала компактный и, относительно недорогой электролизёр для осуществления заправки автотранспорта водородом. Необходимо заметить, что данный проект ITMPower был направлен на использование водородного топлива для ДВС, что соответственно организовать намного дешевле и проще, нежели переход машин на силовые установки, которые используют водородное топливо. Кроме того, на ближайшие несколько лет компания рассматривает водород только в виде дополнительного топлива, дешёвого и удобного решения, которое, в свою очередь поможет смягчению изменения климата и сокращению выбросов парниковых газов. В соответствии с данной концепцией британцы с помощью относительно малых переделок конвертировали в двухтопливный (бензин/водород) автомобиль FordFocus. Однако стоит заметить, что в отличие от двухтопливной BMW - 7, где сам водород хранится в криогенном баке в жидком состоянии, и от двухтопливной модели MazdaRX-8, которая в свою очередь питается водородом, находящимся в газообразном состоянии, которые хранится под давлением 350 атмосфер. А в Focus баллон содержит газообразный водород под давлением всего лишь 75 атмосфер. Хотя и количество водородного топлива в автомобиле невелико, но зато уменьшаются требования к

прочности баллона, а это значит, что снижается и его стоимость. Электролизёр от фирмы ITMPower потребляет от штатной сети мощность в 10 киловатт. На первых испытаниях одна заправка, произведенная от данного электролизёра, дала возможность опытному автомобилю пройти путь практически в 40 километров на одном лишь водороде, после чего ДВС плавно перешёл на бензин. О дате старта производства домашней заправки, абсолютно точно ничего утверждать нельзя, однако британцы хотят уже в следующем году запустить серийный выпуск некой линейки электролизёров» [20].

#### **Выводы к разделу:**

Наиболее перспективным топливом является водород. Данный вид топлива обеспечивает практически полное исключение из отработавших газов таких компонентов как  $\text{CH}_4$  и  $\text{CO}_2$ . Однако, существует ряд принципиальных недостатков. К ним относятся:

- низкая плотность водорода как топлива, что предполагает его использования в баллонах с давлением более 250 атм. или в сжиженном виде;
- не решена проблема «наводораживания», то есть охрупчивание металлов при длительном контакте с водородом.

С учетом указанных недостатков применения водорода, на ближайшую перспективу, необходимо рассматривать как топливо - компримированный природный газ.

## Заключение

В результате выполненных работ были получены следующие результаты:

- проведен информационно-аналитический обзор существующих способов вихреобразования в цилиндре ДВС;
- предложен способ повышения вихреобразования в цилиндре ДВС на частичных режимах работы двигателя;
- произведен тепловой расчет, учитывающий особенности вихреобразования в цилиндре двигателя.

Выполнен информационно-аналитический обзор патентной информации по теме «Впускные каналы с интенсификацией вихреобразования».

Проведен анализ результатов экспериментальных продувок впускных каналов которые показали, возможность предложенными методами увеличение интенсивности вихря на 10-25% в зависимости от приведенной частоты вращения  $n_e$  в диапазоне 700-1600 мин<sup>-1</sup> при одновременном снижении коэффициента расхода  $C_f$  примерно на 5 %.

Результаты испытаний позволили спроектировать устройство позволяющее увеличить интенсивность вихреобразования в камере сгорания двигателя на частичных режимах работы двигателя, и тем самым, обеспечить лучшее протекание рабочего процесса.

Результаты оценочного расчета показывают возможность улучшения экономических показателей двигателя на режимах частичных нагрузок до 5 %. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании новых двигателей, а также при модернизации существующих конструкций двигателя.

Следует отметить, что предложенные мероприятия интенсификации вихреобразования в камере сгорания особенно актуальны для двигателей, работающих на сжатом природном газе (СПГ).

## Список используемых источников

1. Борисов А.О. Способ холодного пуска поршневого двигателя внутреннего сгорания // Сборник научных трудов по материалам Международной конференции Двигатель-2007, посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана // Под ред. Н.А. Иващенко, В.Н. Костюкова, А.П. Науменко, Л.В. Грехова – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007.
2. Благов, Е. Э. Предельный максимальный коэффициент расхода сужающих устройств гидросистем [Текст] / Е. Э. Благов // Наука и конструирование. – 2007. – № 2. – С. 57-63.
3. Вихерт М.М., Грудский Ю.Г. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей. М.: Машиностроение, 1982.
4. Влияние интенсивности вихря впускного воздуха на локальные температуры рабочего тела в цилиндре двигателя / Р.З. Кавтарадзе, В.В. Арапов, А.А. Скрипник, Ичунь Ван // Тр. XII школы-семинара «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках». М.: Изд-во МЭИ. 1999. С. 155–158.
5. ГОСТ 32513-2013 Топлива моторные. Бензин неэтилированный. Технические условия (Переиздание) – Москва – Изд. Стандартинформ, 2014 – 12с.
6. Двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н. Вырубов и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова – М.: Машиностроение, 1984.
7. Двигатель с искровым зажиганием и непосредственным впрыском: пат. 6065444 США. № 09/215253; заявл. 18.12.98; опубл. 23.05.00.

8. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 720 с.: ил.
9. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1980.
10. Ленин И. М. Теория автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / И. М. Ленин. – М.: Машиностроение, 1969. – 368 с.
11. Манджгаладзе А.А., Кавтарадзе Р.З., Апциаури А.З., Мгеладзе Р.А. Исследования процессов газообмена и теплообмена в дизелях методами математического и физического моделирования. Тбилиси: Мецниереба, 1986.
12. Мухаметзянова, А. Г. Гидравлическое сопротивление турбулентного потока несжимаемой жидкости в осесимметричных каналах переменного сечения с различными формообразующими [Текст] / А. Г. Мухаметзянова, Г. С. Дьяконов, Е. И. Кульментьева // Вестник Казанского технологического университета. – 2006. - № 1. – С. 209-216.
13. Обзор электромобилей как альтернативы замены бензиновых автомобилей.[Электронный ресурс] URL: BEV, EREV, PHEV, HEV – What Do They Mean? Here's Your Electric Vehicle Dictionary - Current EV Vlog(дата обращения: 18.02.2021). – Режим доступа: для авториз. пользователей.
14. Обзор 10 плагин-гибридов с наибольшим запасом хода на электротяге. [Электронный ресурс] URL:<https://hevcars.com.ua/reviews/top-10-plugin-gibridov-s-naibolshim-zapasom-hoda-na-elektrotyage/>(дата обращения: 01.04.2021). – Режим доступа: для авториз. пользователей



15. Петриченко М.Р., Валишвили Н.В., Кавтарадзе Р.З. Пограничный слой в вихревом потоке на неподвижной плоскости // РАН. Теплофизика и аэромеханика. Т. 9. № 3. 2002. С. 411–421.
16. Прогрессивная электрификация автотранспортных средств Рональд М. Делл, ... Дэвид А. Джей Рэнд, в К устойчивому развитию автомобильного транспорта, 2014 г. [электронный ресурс] URL: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/extended-range-electric-vehicle> (дата обращения: 15.03.2021). – Режим доступа: для авториз. пользователей.
17. Рынок электроавтомобилей: анализ, перспективы, ситуация в России. [Электронный ресурс] URL: <https://vc.ru/u/798640-varvara-kiseleva/241028-rynok-elektroavtomobiley-analiz-perspektivy-situaciya-v-rossii#:~:text=%D0%A0%D0%B0%D0%B7%D0%B2%D0%B8%D1%82%D0%B8%D0%B5%20%D0%BC%D0%B8%D1%80%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D0%B3%D0%BE%20%D1%80%D1%8B%D0%BD%D0%BA%D0%B0%20%D1%8D%D0%BB%D0%B5%D0%BA%D1%82%D1%80%D0%BE%D0%BC%D0%BE%D0%B1%D0%B8%D0%BB%D0%B5%D0%B9%20%D0%B2%D0%BE,%D0%B1%D0%BE> (дата обращения: 18.04.2021). – Режим доступа: для авториз. пользователей.
18. Способ холодного пуска двигателя внутреннего сгорания поршневого типа. Авторы: Борисов А.О., Байбурин Р.В. Патент РФ на изобретение №2290530, опубл. 27.12.2006. Бюл. №36.
19. Хейвуд Дж. Гидродинамика рабочих цилиндров двигателей внутреннего сгорания. Фримановская лекция 1986 г. // Тр. Американского общества инженеров-механиков. Теоретические основы инженерных расчетов. М.: 1987. С. 171–229.
20. Ховах М.С. Автомобильные двигатели – М., Машиностроение, 1977.
21. Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Клементьев В.В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов. – Челябинск. Издательство ЮУрГУ, 2006. – 382 с.

22. Barthelmä L. Einfluss der Luftbewegung im Brennraum auf die Abgasemission eines direkt einspritzenden Dieselmotors: Dissertation. TU München. 1982. 135 S.
23. Brandstetter W. Ähnlichkeitsgesetze des Viertaktmotors – MTZ, 1967, 28, № 9, S. 341 – 349.
24. Design of a tumble-Orientated Intake Port Layout for a Gasoline Combustion Process Used in Power Sport Application, SAE 2011-32-0589.
25. Effects of Injection Timings and Intake Port Flow Control on the In-Cylinder Wetted Fuel Footprints during PFI Engine Startup Process. SAE 2005-01-2082.
26. FlowMaster Advanced PIV / PTV Systems for Quantitative Flow Field Analysis. LaVision.
27. Hitoshi Takahashi; Takeya Harada; Toshihiro Yamaki; Toshihiro Oikawa. Study on Impulse Charger for Enhancement of Volumetric Efficiency of SI Engine. SAE Techn. Pap. Ser. 2006-01-0191.
28. Hohenberg G., Grebe U., Krausgrill Ch. Die Bestimmung von Drall und tumble und deren Auswirkung auf den Arbeitsprozess des Ottomotors. 5. Tagung «Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors» // TU Graz. 1995. S. 279–305.
29. In-cylinder Flow Analysis for Production-Type Internal-Combustion Engines / by S.L. van den Heuvel. – Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 1998. – Proefschrift.
30. Jenny E. Die Verwertung der Abgasenergie beim aufgeladenen Viertaktmotor. – The brown bavery Review, 1950, № 11, p. 447 – 461.
31. Kreuter P.: Method and apparatus for impulse charging of an internal combustion engine. Patent US 6422184, 2002.
32. Mitsubishi motors Technical review, 2008, №20.
33. Myatt L.J. Symmetrical Components. Elsevier Ltd, 1968. – 184 c.

34. Samimi Abianeh O., Mirsalim M., Shafiei Sabet A. Investigation of Swirling and Tumbling Flow Pattern of Spark Ignition Engine / The Journal of Engine Research. Vol. 14. Spring 2009. P.27-34.
35. Steady and Transient CFD Approach for Port Optimization, SAE 2008-01-1430.
36. The Electric Vehicle Outlook is Bloomberg NEF // 2020 Bloomberg Finance L.P. URL: <https://about.bnef.com/electric-vehicle-outlook> (accessed on 15 October 2020).
37. Toppelmann G. Räumlicher Drallmesser für Drall- und tumblemessung // MTZ. N 6. 1997. S. 327–363.
38. Toppelmann, G., "A New Method of Investigation of Swirl Ports," SAE Technical Paper 770404, 1977, doi:10.4271/770404.
39. Tumble Flow Measurements Using Three Different Methods and its Effects on Fuel Economy and Emissions. SAE 2006-01-3345.
40. Tumble Generator Valve (TGV) Control of In-Cylinder Bulk Flow and Its Turbulence Near Spark Plug in SI Engine. SAE 2001-01-1306.
41. Wolschendorf, J., Rzemien, K., and Gian, D., "Development of Electric and Range-Extended Electric Vehicles Through Collaboration Partnerships," SAE Int. J. Passeng. Cars - Electron. Electr. Syst. 3(2):215-219, 2010, <https://doi.org/10.4271/2010-01-2344>.
42. 3D CFD Upfront Optimization of the In-Cylinder Flow of the 3.5L V6 EcoBoost Engine. SAE 2009-01-1492.