

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования

«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»

(наименование кафедры)

13.04.03 «Энергетическое машиностроение»

(код и наименование направления подготовки)

Энергетические комплексы и системы управления

(направленность (профиль))

## МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему Повышение коэффициента наполнения двигателя с учетом  
требований регламента «FS»

Студент

В.В. Харитонов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Научный  
руководитель

А.М. Дзюбан

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель программы

к.т.н., доцент Д.А. Павлов

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

(личная подпись)

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2018 г.

**Допустить к защите**

Зав. кафедрой «ЭМиСУ»

к.т.н., доцент Д.А. Павлов

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

(личная  
подпись)

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2018 г.

Тольятти 2018

# СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
1 ГАЗООБМЕН ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ .....	8
1.1 Роль воздушного потока .....	8
1.2 Газообмен четырехтактного двигателя .....	8
1.2.1 Фазы газораспределения четырехтактных двигателей. ....	8
1.2.2 Индикаторная диаграмма процессов газообмена. ....	9
1.2.3 Показатели качества газообмена .....	11
1.3 Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на наполнение цилиндра .....	13
2 СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА НАПОЛНЕНИЯ ДВС. ....	14
2.1 Впускной коллектор с изменяемой геометрией .....	17
2.1.1 Впускной коллектор переменного сечения .....	18
2.1.2 Впускной коллектор переменной длины .....	19
2.2 Системы с регулируемыми фазами газораспределения .....	28
2.2.1 Регулировка фаз газораспределения проворачиванием распределительного вала .....	29
2.2.2 Регулировка фаз газораспределения с помощью применения разной формы кулачков распредвала .....	30
2.2.3 Регулировка фаз газораспределения изменением подъема клапана .....	33
2.3 Безвальный механизм газораспределения .....	38
3 ТРЕБОВАНИЯ РЕГЛАМЕНТА FORMULA STUDENT К СИЛОВЫМ АГРЕГАТАМ .....	41
3.1 Анализ способов повышения наполнения, применяемых в FORMULA STUDENT .....	43
4 РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ВПУСКА .....	55
4.1 Критериальная взаимосвязь параметров четырехтактного ДВС при динамическом наддуве .....	55

4.2 РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ВПУСКА ДВИГАТЕЛЯ KTM LC 4 .....	63
4.3 ИМИТАЦИОННЫЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ БОЛИДА КЛАССА «ФОРМУЛА СТУДЕНТ» В ПАКЕТЕ AVL BOOST .....	70
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	75
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	78

## ВВЕДЕНИЕ

Formula Student – студенческие соревнования, проводимые Сообществом Автомобильных Инженеров (Society of Automotive Engineers, SAE) с 1978 года. По условиям соревнований команда из студентов является инженерной группой, которая занимается разработкой, изготовлением и сборкой, тестированием прототипа автомобиля формульного типа (автомобиля с открытыми колесами). Прототип должен быть построен согласно специальным требованиям, задачей которых является обеспечить безопасность на трекке (автомобили пилотируются студентами), а также поиск решения проблем, возникающих при разработке. На сегодняшний день в мире существует более 500 команд-участников, что создает высокую конкуренцию.

У регламента Formula Student относительно немного ограничений. Это обеспечивает высокий уровень разнообразия болидов на соревнованиях, что редко встречается в автоспорте. Двигатели не имеют ограничений по максимальной мощности, количество цилиндров также не регламентировано. Двигатели должны быть поршневыми, четырехтактными с рабочим объемом не более  $710 \text{ см}^3$  (до 2017 года не более  $610 \text{ см}^3$ ) [1].

Средством ограничения выходной максимальной мощности двигателей болидов является ограничение максимального массового расхода воздуха двигателя. Орган, санкционирующий формулу SAE, требует использования ограничителя потребления воздуха, чтобы ограничить производительность, снизить затраты и поддерживать безопасность. Рестриктор — ограничитель потока газа или жидкости.

Назначение рестриктора в автоспорте заключается в уменьшении максимальной мощности, путем ограничения количества поступающего воздуха. Обычно выполняется в виде шайбы, устанавливаемой на воздухозаборник. При этом не допускается делать обходные системы

забора воздуха, т.е. весь воздух поступающий в цилиндры двигателя должен проходить через рестриктор. В соревнованиях ДТМ и НАСКАР используются пластины с несколькими отверстиями. Рестрикторы применяют на атмосферных и турбокомпрессорных двигателях. Увеличение давления наддува не оказывает влияния на максимальную мощность двигателя, но позволяет развивать её на более низких оборотах. В Формуле Студент не регламентирована форма рестриктора, участники обычно используют форму сопла. Максимальный диаметр отверстия 20мм [2].

Командам не запрещается разрабатывать и изготавливать двигатели самостоятельно. Но это возможность используется крайне редко из-за высокой стоимости разработки и изготовления. Обычно используются и адаптируются четырехцилиндровые двигатели с рабочим объемом до  $600\text{см}^3$ , от спортивных мотоциклов, по причине их широкой доступности. Однако встречаются команды, которые в качестве силового агрегата выбирают V-образные двухцилиндровые и одноцилиндровые с целью экономии веса [1].

Впускной тракт является одним из основных компонентов двигателя, оказывающих влияние на показатели эффективности силовой установки. С введением воздушного ограничителя, серийный двигатель не может продолжать использовать систему впуска воздуха, которая была изначально предназначена для этого. Рестриктор имеет целью ограничить мощность двигателя, внося потери давления на впуске.

Таким образом, становится актуальным вопрос поиска решений, позволяющих повысить коэффициент наполнения цилиндров в условиях ограничения пропускного сечения трубопровода без существенного усложнения конструкции двигателя. Рестриктор создает проблему для повышения производительности двигателя. Понимание воздействия рестриктора на двигатель приводят к улучшению производительности, что повышает конкурентоспособность автомобиля.

Целью работы является повышение коэффициента наполнения с учетом требований регламента «FS».

Для достижения цели решались следующие задачи:

- анализ факторов влияющих на значение коэффициента наполнения;
- аналитический обзор существующих способов повышения наполнения цилиндров ДВС;
- анализ регламента соревнований Formula Student, рассмотрение ограничений касающихся силового агрегата;
- анализ способов повышения коэффициента наполнения, применяемых для болидов команд Formula Student;
- расчет системы впуска воздуха двигателя.

Практическая значимость работы:

Результат работы позволяет применить данные полученные в ходе анализа и расчета при изготовлении системы впуска воздуха для болида класса Формула Студент.

Теоретическая значимость работы:

Предложена модель системы впускной системы резонансного наддува для болида класса Formula Student, удовлетворяющая требованиям регламента.

Апробация работы:

Основные положения работы были представлены в виде доклада на международной научно-практической конференции «Эволюция современной науки»

Публикации. По теме диссертации опубликована 1 печатная работа.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех разделов, выводов и приложений. Объем диссертации составляет 81 страницу, включая 45 рисунков.

В работе приведены результаты тематического обзора открытой литературы, работ, проводимых по теме исследования, оценена

практическая возможность различных способов повышения наполнения цилиндров.

# 1 Газообмен двигателя внутреннего сгорания

## 1.1 Роль воздушного потока

Вся система двигателя может быть сравнима с массивным воздушным насосом или дыхательной системой человека. Воздух из окружающей среды всасывается, выполняет свою работу и удаляется. В человеческом теле работа выполняется, когда кислород втягивается в легкие. В двигателе этот же кислород используется для поддержки горения топлива и это сжигание, в свою очередь, генерирует энергию.

Вся система, включающая в себя получение воздуха из окружающей среды, его использование и исключение, состоит из системы впуска воздуха, цилиндров двигателя и выхлопной системы. Оптимизация потока воздуха через эти системы приведет к повышению отдачи от двигателя. Тем не менее, существует много факторов, снижающих эффективность, которые могут возникнуть из-за плохо спроектированной системы впуска воздуха, которая в конечном итоге лишает двигатель его мощности.

Поэтому крайне важно, чтобы поток воздуха был максимально увеличен путем улучшения и тонкой настройки системы впуска воздуха [3].

## 1.2 Газообмен четырехтактного двигателя

### 1.2.1 Фазы газораспределения четырехтактных двигателей.

В реальном цикле работы двигателя внутреннего сгорания смена фаз происходит не в мертвых точках, а с некоторым угловым отклонением относительно них. Круговая диаграмма, иллюстрирующая чередование фаз газораспределения, приведена на рисунке 1.

Впускной клапан открывается с некоторым опережением на угол  $\varphi_{0\cdot\text{вп}}$  до ВМТ. Воздушно-топливная смесь всасывается в цилиндр двигателя. Процесс впуска завершается после прохождения поршнем НМТ с запаздыванием на угол  $\varphi_{з\cdot\text{вп}}$ . Процесс выпуска таким же образом смещен относительно мертвых точек. Выпускной клапан открывается до НМТ с



опережением на угол  $\varphi_{0.в.}$ , а завершается с запаздыванием на угол  $\varphi_{з.в}$  после ВМТ [4].

### 1.2.2 Индикаторная диаграмма процессов газообмена.

Для проведения анализа процессов газообмена используют индикаторную диаграмму. Индикаторная диаграмма процессов газообмена четырехтактного двигателя показана на рисунке 2. Показанный график показывает зависимость давления в цилиндре от полного объема цилиндра. При этом, принимают что каждая точка кривой характеризует равновесное состояние газа.

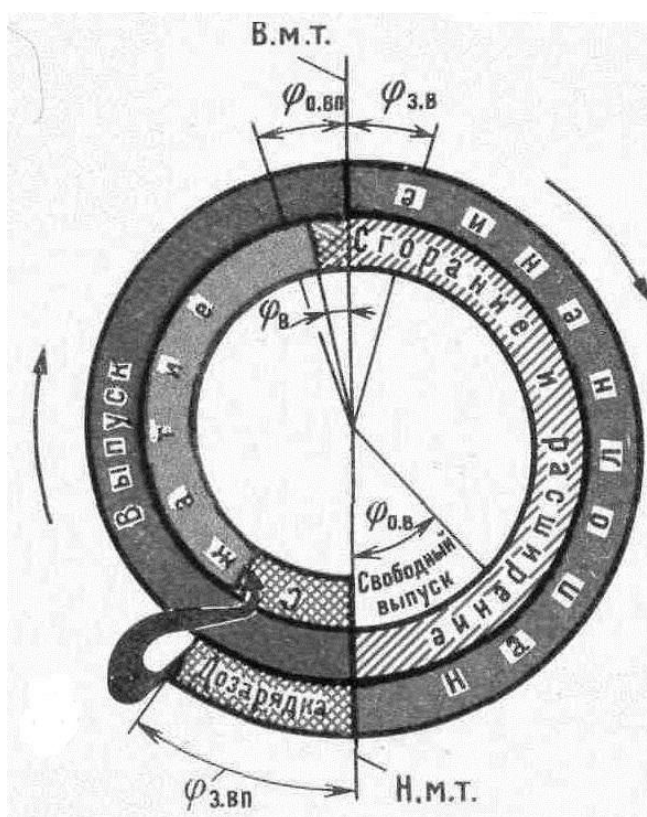


Рисунок 1 – Фазы газораспределения четырехтактного двигателя [4]

Реальные же процессы не являются равновесными, из-за движения поршня, наличия волновых процессов, а также взаимодействия относительно холодного свежего заряда с продуктами сгорания, которые обладают высокой температурой. Однако, в большинстве случаев указанными отклонениями пренебрегают. Также влияние оказывают условия граничных условий цилиндра. Параметры газа в каналах впуска и

выпуск непостоянны по причине нестационарности течения потока, при расчетах давление принимают постоянным.

Для поршневых ДВС давление перед впускными клапанами при полностью открытой дроссельной заслонке принимается равным атмосферному.

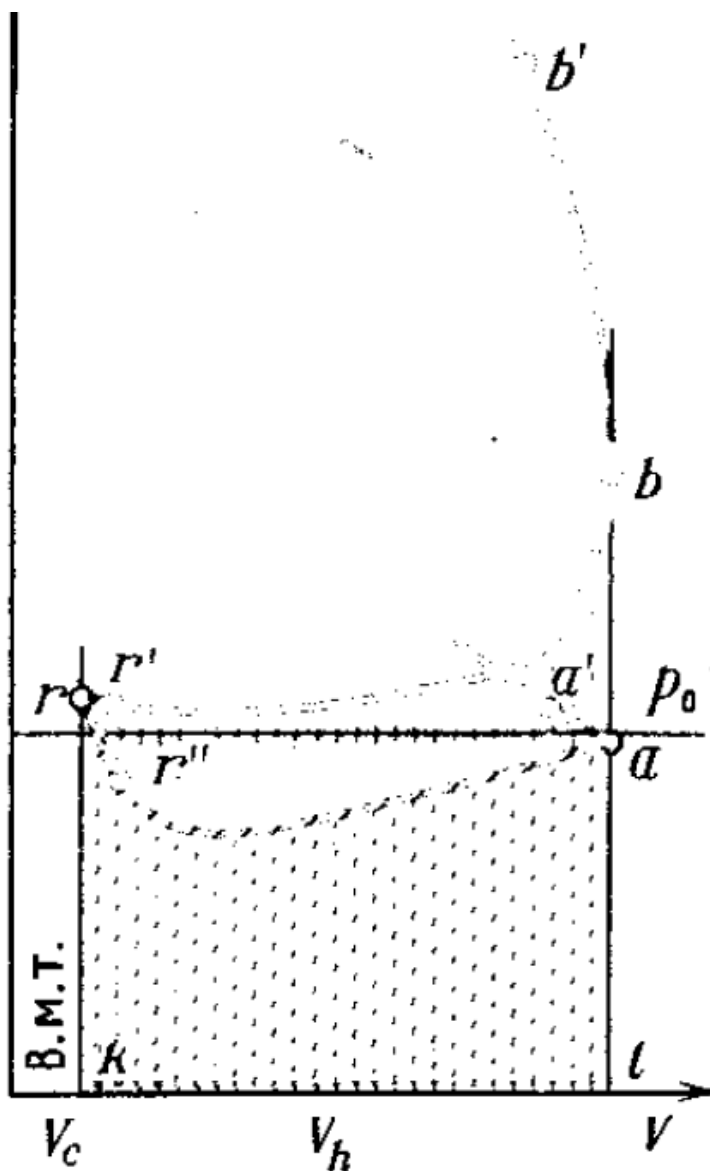


Рисунок 2 - Индикаторная диаграмма процессов газообмена [4]

Процесс наполнения протекает при движении поршня от ВМТ до НМТ. Скорость потока при прохождении клапанной щели определяется скоростью поршня и отношением площади минимального поперечного сечения клапанной щели к площади поршня. Кроме того, значительное

влияние оказывают волновые колебания во впускном тракте. Средняя за процесс наполнения скорость в минимальном поперечном сечении составляет 80—200 м/с.

Затем, при движении поршня от НМТ к ВМТ наступает фаза дозарядки. Топливоздушная смесь продолжает поступать в цилиндр до закрытия впускного клапана. Если давление в камере сгорания становится выше, чем давление перед впускным клапаном, это вызывает обратное течение смеси из цилиндра во впускной канал. Дозарядка и затем обратный выброс происходят почти при всех режимах двигателя [4].

### 1.2.3 Показатели качества газообмена

Оценкой качества газообмена служат два основных показателя: масса свежего заряда и работа насосных ходов. С повышением количества свежего заряда (т.е. воздуха или топливоздушной смеси) увеличивается работа за цикл.

Масса свежего заряда является относительным критерием оценки, так как она зависит от конструктивных параметров цилиндра и параметров топливоздушной смеси во впускном тракте.

Основными параметрами влияющим на действительное количество свежего заряда поступившее за такт наполнения является давление в конце процесса наполнения, гидравлические потери во впускном тракте.

Коэффициент наполнения равен отношению количества свежего заряда, фактически поступившего в цилиндра к количеству, которое помещается в объеме, равному рабочему объему цилиндра. Для атмосферных двигателей при атмосферном давлении и температура, для двигателей с наддувом – при температуре и давлении во впускном тракте после компрессора.

Действительная величина свежего заряда меньше расчетной, а коэффициент наполнения меньше единицы, из-за невозможности полного удаления отработавших газов из цилиндра двигателя во время такта выпуска. Объем остаточных газов превышает объем камеры сгорания.

Коэффициент наполнения может достигать единицы и превышать ее при условии эффективной продувки камеры сгорания [4].

Производительность двигателя внутреннего сгорания напрямую зависит от количества воздуха, поступившего за такт наполнения во время его функционирования. Количество воздуха оценивается коэффициентом наполнения. Максимальный теоретический коэффициент наполнения  $\eta_v$  зависит от степени сжатия  $\varepsilon$  и выражается формулой:

$$\eta_v = 1,33 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad (1)$$

Коэффициент наполнения - это показатель, характеризующий заряд цилиндра воздухом. Он определяет количество свежего заряда, который может всасываться в цилиндр, как отношение теоретической массы воздуха, которое может содержаться в цилиндре. По существу, для обычного бензинового двигателя это отношение поступившего газа к объему цилиндра.

Заряд двигателя определяет количество мощности, которое он может производить, и изменяется в зависимости от соотношения воздух-топливо, а также частоты вращения коленчатого вала. При точном стехиометрическом отношении выработанная мощность будет пропорциональна массе воздуха (или воздушно-топливной смеси), подаваемой в двигатель, иначе известному как «заряд» двигателя.

В случае, где единственным способом зарядки двигателя является вакуумное давление, создаваемое увеличением камеры сгорания, при движении поршня к НМТ, он способен достичь максимальной объемной эффективности 100%. Однако в реальности этот показатель будет снижен за счет системы впуска воздуха: ограничение потока через корпус дроссельной заслонки и впускные клапаны, потери энергии за счет трения с внутренними стенками системы впуска воздуха, а также распространение

пониженного давления воздуха [5].

### 1.3 Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на наполнение цилиндра

Основными конструктивными параметрами которые оказывают существенное влияние на коэффициент наполнения являются геометрические характеристики компонентов впускного тракта – длина, диаметр сечения и конфигурация.

Гидравлические потери в выпускных клапанах значительно меньше влияют на коэффициент наполнения, чем потери во впускных, поэтому при увеличенном диаметре впускного клапана и соответственно (с учетом ограничения диаметра клапанов диаметром цилиндра) уменьшенном диаметре выпускного клапана коэффициент наполнения повышается.

Приращение свежего заряда цилиндра вследствие нестационарности потока может превосходить отрицательное влияние гидравлических потерь, и поэтому возможны варианты, необъяснимые с позиций стационарной газодинамики, когда наполнение цилиндра улучшается при установке впускного трубопровода и клапана меньшего диаметра.

Наибольший коэффициент наполнения получают, если каждый цилиндр двигателя имеет отдельный неразветвленный трубопровод оптимального диаметра и оптимальной, достаточно большой, длины. В таком случае эффект дозарядки цилиндра, связанный с волновыми явлениями в трубопроводах, наибольший [4].

## 2 Способы повышения коэффициента наполнения ДВС

Повышение коэффициента наполнения приведет к увеличению давления в конце такта впуска, росту производительности, улучшит смесеобразование. Для этого необходимо обеспечить минимальное сопротивление во впускном тракте, а так же равномерное распределение воздуха, если цилиндров несколько. Снизить сопротивление на впуске можно устранением шероховатости трубопровода, резких изменений потока и внезапных расширений и сужений тракта.

Эксперименты, продемонстрировавшие значительно повышение наполнения за счет колебаний давления в выпускной системе для обеспечения продувки были проведены в 1893г. Аткинсоном и Кросслеем. Наибольшее значение коэффициента наполнения было достигнуто на двигателя NSU и составляло 1,3. Столь высокое значение было получено на газоздушном тракте, состоящем из индивидуальных для каждого цилиндра впускных и выпускных труб. Для получения результата было проведено порядка 60000 опытов для настройки сечений и длин каналов систем впуска и выпуска, а так же фаз газораспределения с рабочим объемом и частой вращения коленчатого вала.

Существенное влияние на наполнение цилиндров оказывают различные виды наддува. При этом необязательно использование агрегатов в виде турбин или компрессоров. Самый простой вид наддува заключается в использовании динамики поступающего воздуха. Такой наддув называется динамическим и резонансным. Эффект состоит в том, что на такте впуска по трубопроводу распространяется волна разрежения. Эти волновые явления генерируются во впускных трактах благодаря циклическому поступлению воздуха в цилиндры двигателя. Такие системы позволяют добиться эффекта в узком диапазоне работы двигателя. Энергия колебаний используется для увеличения наполнения на определенных расчетных резонансных частотах. Суммарная волна разрежения большой

амплитуды, наблюдаемая во впускном патрубке перед клапаном, сменяется вблизи НМТ волной давления, вследствие чего увеличивается дозарядка цилиндра после НМТ, и коэффициент наполнения может превысить единицу.

Другим способом воздействия на показатели наполнения цилиндров являются системы впуска и изменяемой геометрией, которая зависит от оборотов двигателя и нагрузки. Применяются следующие системы:

- с изменяемой длиной трубопроводов;
- с изменяемым диаметром трубопроводов;
- переключение между трубопроводами различной длины или диаметра;
- изменение/переключение объема впускного ресивера [6,7].

Настройка фаз газораспределения также оказывает существенное влияние на коэффициент наполнения. Механизм газораспределения работает таким образом, что фазы впуска и выпуска регулируются формой кулачков распределительного вала. На различных режимах работы двигателю требуются различные настройки работы клапанов. С этой целью были разработаны системы изменения фаз газораспределения, которые регулируют длительность впуска и выпуска, подъем клапанов в зависимости от частоты вращения коленчатого вала [8, 29].

В целях улучшения характеристики двигателей машин наземного транспорта оптимальные значения фаз и размеры трубопровода принимают в области максимального крутящего момента, поэтому коэффициент наполнения обычно имеет максимум.

Повышение максимального коэффициента наполнения четырехтактного двигателя методом интенсификации дозарядки за счет использования волны сжатия, получаемой в процессе выпуска рассмотрено в статье [7]. Эксперимент был поставлен на бензиновом двигателе УМЗ 341 с двумя вариантами исполнения впускного тракта:

- вариант 1 – настроенные трубы впуска и выпуска (рисунок 3)
- вариант 2 – с дополнительными компонентами в виде: настроенного трубопровода с двумя обратными впускными клапанами, которые расположены перед впускными ресиверами (рисунок 4).

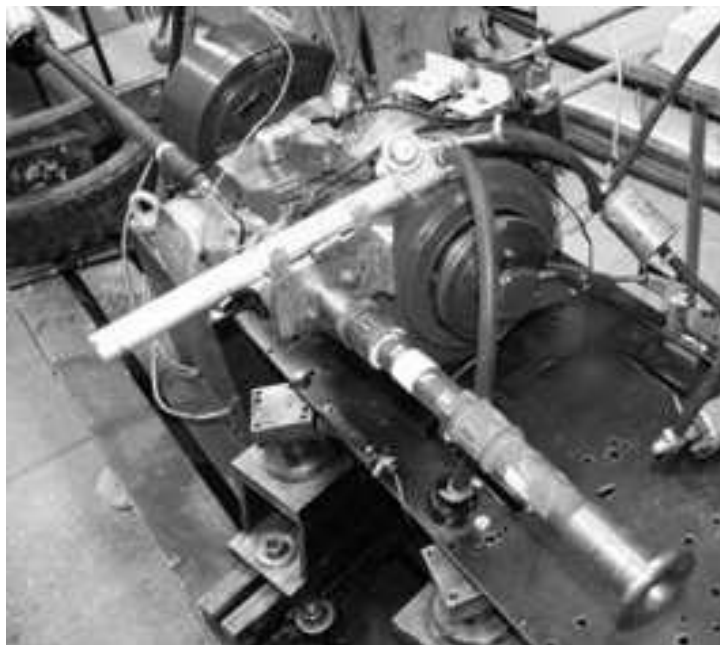


Рисунок 3 - Впускной тракт по варианту 1 [7]



Рисунок 4 - Впускной тракт по варианту 2 [7]

Полученные регулировочные характеристике показаны на рисунке 5. Как видно из графика максимальный крутящий момент для варианта 2 выше, а следовательно выше и коэффициент наполнения.

Сравнение полученных индикаторных диаграмм давления перед впускным клапаном показали эффективность применения интенсификации дозарядки с дополнительными компонентами в виде: настроенного трубопровода с двумя обратными впускными клапанами, которые



расположены перед впускными ресиверами [7].

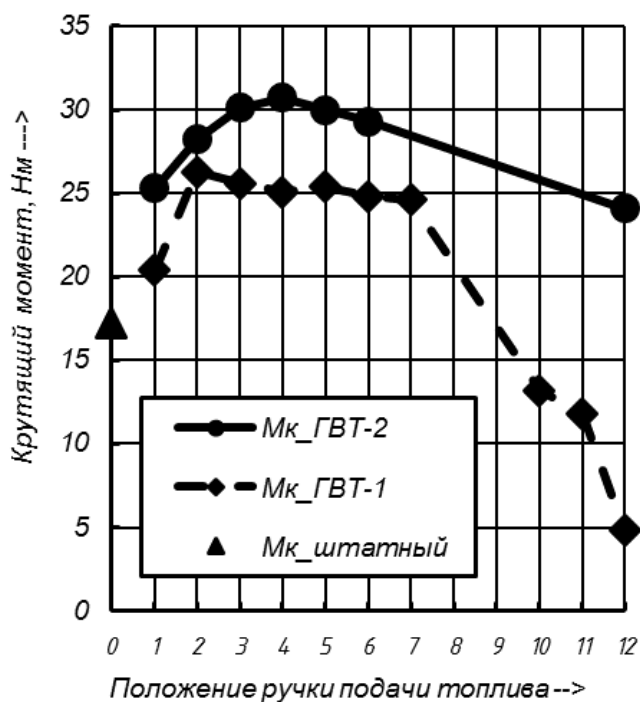


Рисунок 5 - Регулировочные характеристики [7]

## 2. 1 Впускной коллектор с изменяемой геометрией

Системы изменяемой геометрией сконструированы таким образом, что в зависимости от частоты вращения коленчатого вала может варьироваться длина впускных трубопроводов или используемый объем впускного ресивера, с целью увеличения мощности и крутящего момента в широком диапазоне оборотов двигателя, а также обеспечить лучшую эффективность использования топлива.

Этот эффект часто достигается за счет наличия двух отдельных впускных отверстий, каждое из которых управляется клапанами, которые открывают два разных коллектора - один с коротким трубопроводами, который работает при полной нагрузке двигателя, а другой со значительно более длинным контуром, который работает при меньшей нагрузке. Первый патент, выпущенный для впускного коллектора переменной длиной, был опубликован в 1958 году, патент США 2835235 от Daimler Benz AG [9].

### 2.1.1 Впускной коллектор переменного сечения

Переменная геометрия может создать благоприятный воздушный вихревой поток или турбулентность в камере сгорания. Закручивание помогает распределить топливо и образовать однородную воздушно-топливную смесь - это помогает инициировать процесс горения и способствует полному сгоранию. При низких оборотах в минуту, скорость воздушного потока увеличивается, путем направления воздуха через более длинный путь с ограниченной площадью поперечного сечения - и это способствует улучшению крутящего момента при низких частотах вращения коленчатого вала. При высоких частотах вращения более короткий и большой воздухопровод открывается при увеличении нагрузки, так что в камеру может поступать большее количество воздуха с наименьшим сопротивлением - это помогает увеличить максимальную мощность. В конструкциях с двойным верхним распределительным валом (DOHC) воздушные пути могут иногда соединяться с отдельными впускными клапанами, поэтому более короткий путь можно исключить, дезактивируя сам впускной клапан [9].

Известными системами впуска переменного сечения являются:

- Intake Manifold Runner Control, IMRC, Charge Motion Control Valve, CMCV от Ford;
- Twin Port от Opel;
- Variable Intake System, VIS от Toyota;
- Variable Induction System, VIS от Volvo [10].

Пример системы впуска переменного сечения приведен на рисунке 6.



Рисунок 6 – Система впуска переменного сечения

1-работа системы при полной нагрузке (заслонка открыта), 2-работа системы при частичной нагрузке (заслонка закрыта, завихрения топливно-воздушной смеси), 3- вихревой канал, 4 - вакуумный регулятор заслонки, 5 -форсунка, 6 – заслонка, 7-канал наполнения [10].

### 2.1.2 Впускной коллектор переменной длины

Переменный впускной коллектор был популярен на атмосферных двигателях с середины 1990-х годов. Он в основном используется для расширения кривой крутящего момента, для повышения гибкости двигателя. Обычный настраиваемый впускной коллектор фокусируется на узком диапазоне оборотов. Переменный коллектор, напротив, предлагает два или более этапов конфигурации наполнения для работы с разными частотами вращения двигателя. Это очень похоже на изменение фаз

газораспределения, но коллектор с переменной длиной, как правило, дешевле производить, поскольку он включает только некоторые литые или пластиковые коллекторы и несколько клапанов с электрическим приводом. Это объясняет, почему эта технология была применена к более дешевым и более мелким двигателям задолго до того, как системы с изменяемыми фазами стали популярными. Сегодня многие двигатели используют обе функции для достижения наилучших результатов.

Поскольку сейчас прослеживается тенденция к производству автомобилей с турбонаддувом, ожидается снижение популярности применения впускных трактов с переменной длиной [11].

Впускной коллектор переменной длины является прямым ответом на недостаток обычного настроенного впускного коллектора. Если впускной коллектор с фиксированной длиной оптимизирован для очень узкого диапазона оборотов, почему бы не использовать два впускных тракта, один с короткими трубами для получения преимущества на высоких оборотах, а другой с длинными трубами - низких оборотов? Для переключения между длинными и короткими трубопроводами используются простые заслонки [9].

Некоторые ранние системы, такие как Ford 2.5 Duratec V6, использовали отдельные длинные и короткие трубы, что видно на рисунке 7.



Рисунок 7 – Впускная система двигателя Ford 2.5 Duratec V6 [11]

Короткие трубопроводы идут к одному блоку цилиндров, а длинные к противоположному.

Такая компоновка связана с пространством. Недостаток пространства приводит к использованию более узких трубопроводом, поэтому он не очень подходит для высокопроизводительных двигателей.

Вот почему большинство систем переменной длины впускных трубопроводов, таких как двигатель Honda K20C (рисунок 8) , имеют свои длинные и короткие впускные пути, объединенные одним ресивером. При низких оборотах воздух проходит через длинный трубопровод; При высоких оборотах клапан открывается и поток переключается на короткую траекторию [11].

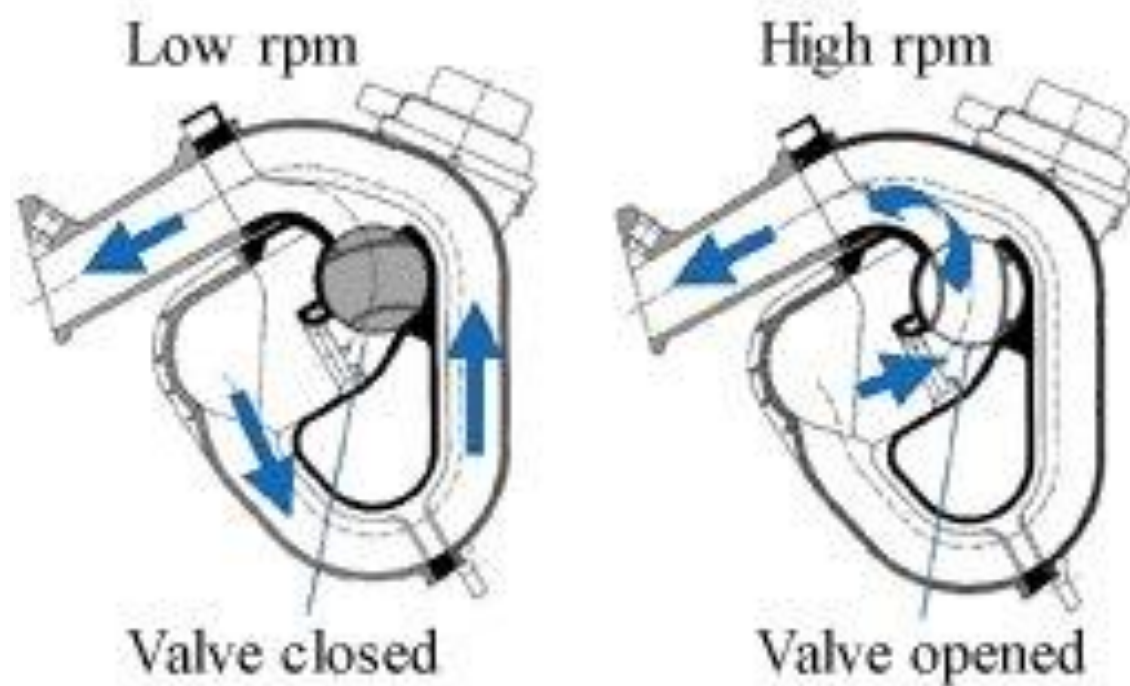


Рисунок 8 – Схема пускная система двигателя Honda K20C [11]

На рисунке 9 показана схема системы впуска восьмицилиндрового V-образного двигателя Audi, объемом четыре литра. Его впускной ресивер находится в развале двух половин блока цилиндров, для экономии пространства.

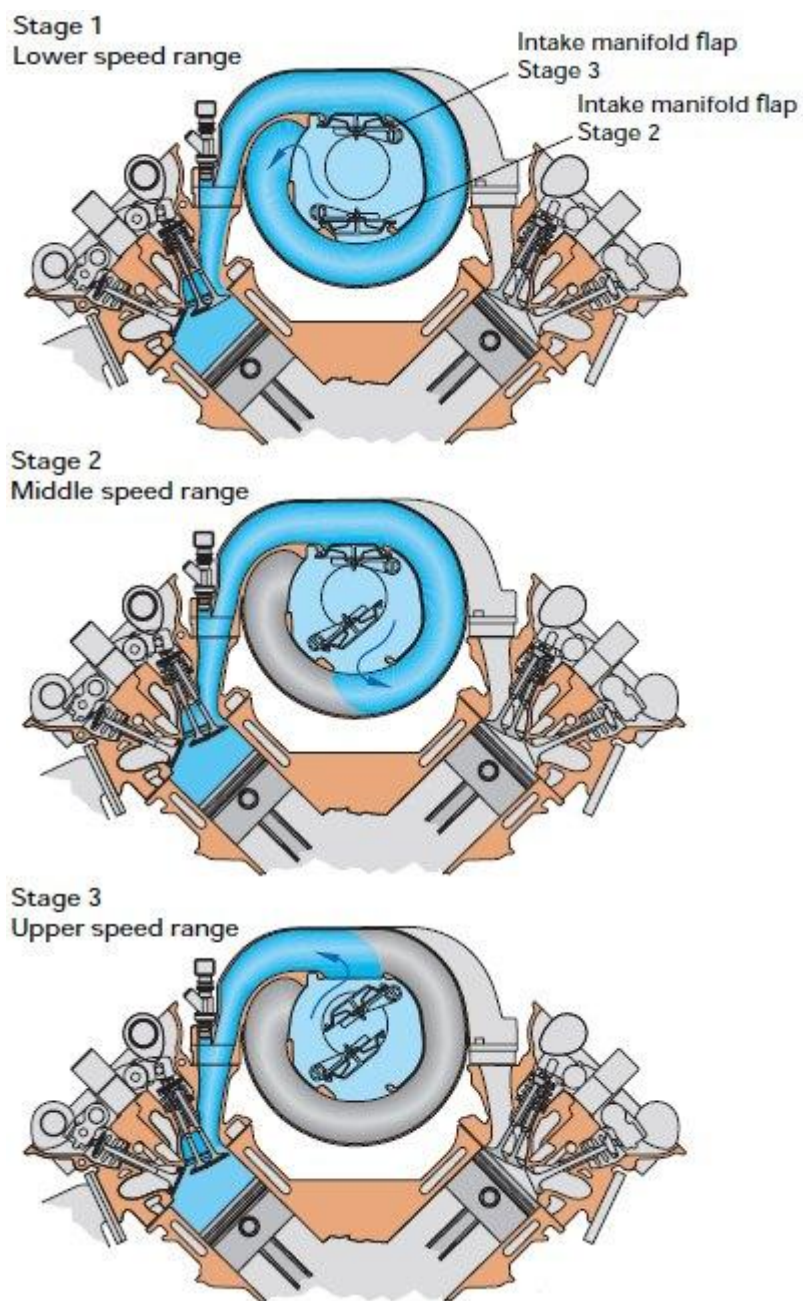


Рисунок 9 - схема системы впуска восьмицилиндрового V-образного двигателя Audi [11]

Внутри расположены два клапана. Когда оба клапана закрыты, свежий заряд проходит через всю длину впускного коллектора. При открытии одного клапана, воздух поступает в цилиндр по короткой траектории, при открытии второго клапана, открывается еще более короткий путь [11].

Следующая кривая, показанная на рисунке 10, крутящего момента

показывает влияние трехэтапной длины впускного трубопровода.

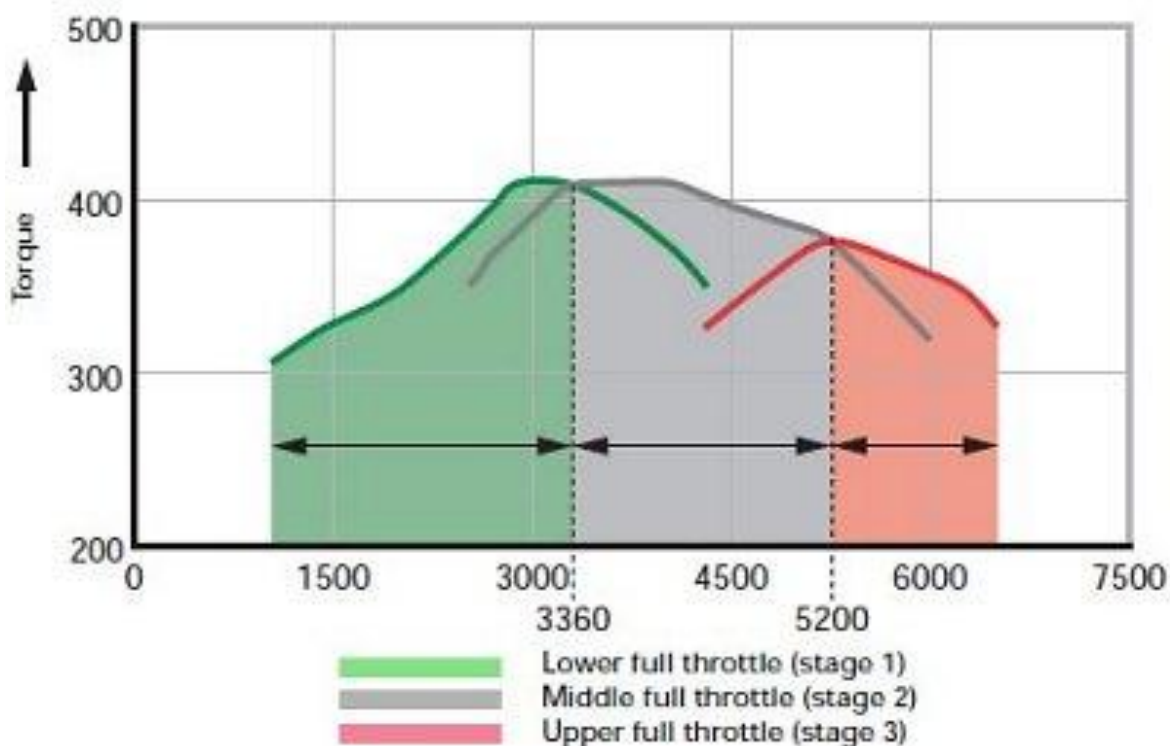


Рисунок 10 - влияние трехэтапной длины впускного трубопровода на крутящий момент [11]

Система BMW DIVA (дифференцированный переменный воздух) впервые была представлена двигателям N52 V8 на 7-й серии в 2001 году. Конструкция показана на рисунке 11. Это первый в мире многомиллиметровый впускной коллектор. Впускной коллектор каждого цилиндра расположен в круглой форме. Внутренняя стенка фактически представляет собой ротор, на котором расположен воздухозаборник. Когда ротор поворачивается, положение входа воздуха перемещается относительно внешнего корпуса коллектора. Это изменяет эффективную длину впускного коллектора, от 673 мм до 231 мм. Ниже 3500 об / мин DIVA использует максимальную длину коллектора для оптимизации крутящего момента при низких частотах вращения коленчатого вала. Выше 3500 об / мин длина постепенно уменьшается в соответствии с оборотами, сохраняя эффект наполнения на оптимальном уровне. Поскольку DIVA требует круговой конструкции, он занимает больше

места (особенно высоту), чем другие системы [11].

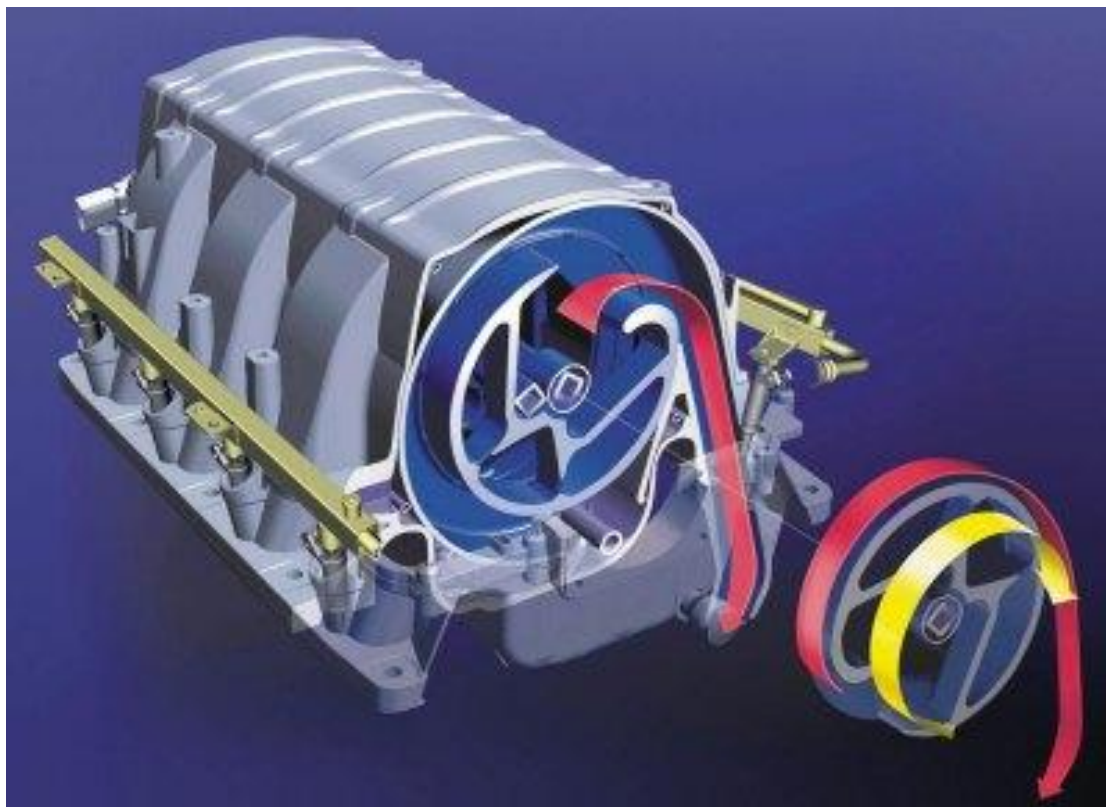


Рисунок 11 - Система BMW DIVA [11]

Обычные переменные впускные коллекторы достаточно увесистые и занимают много пространства. Они также, вероятно, будут иметь вихревые или суженные впускные коллекторы, которые влияют на выходную мощность.

В Ferrari F12tdf применяется другая конструкция (рисунок 12). Двигатель V12 использует 2 набора трубок (черные на рисунке ниже), которые могут перемещаться внутри впускных камер, изменяя эффективную длину впускных коллекторов. Трубы перемещаются гидравлическими приводами, расположенными между двумя камерами. В F12tdf трубы варьируются между длинными и короткими позициями, но теоретически эту конструкцию можно легко модифицировать, чтобы непрерывно варьировать между двумя позициями [11].





Рисунок 12 – Конструкция Ferrari F12tdf [11]

Одним из недостатков этой конструкции является ограниченный диапазон регулировки. Поскольку подвижные трубы довольно короткие, разница между длинными и короткими режимами не такая большая, как у вышеописанных систем. Однако эту проблему можно решить, используя несколько трубных секций, работающих в телескопическом стиле .

V-образные двигатели Porsche используют резонансный впускной коллектор для расширения кривой крутящего момента. Каждый блок цилиндров питается из ресивера через отдельные трубы. Два ресивера соединены двумя трубами разного диаметра [11].

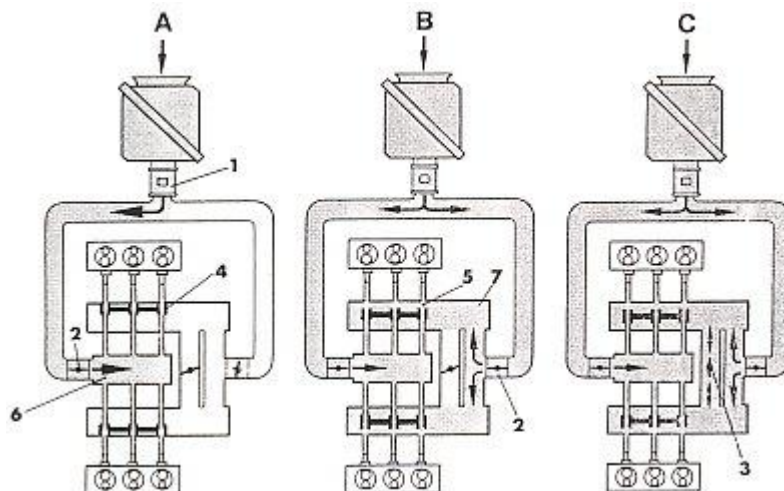


Рисунок 13 – Схема системы впуска Porsche [11]

На рисунке 13:

**А:** менее 5000 об / мин: длинные трубы; резонансный вход отключен.

**В:** 5000-5800 об / мин: длинные трубы плюс короткодействующий резонансный вход, при этом одна взаимосвязанная труба резонансного входа закрыта.

**С:** выше 5800 об / мин: длинные трубы плюс поглощение резонанса в трубах, при этом открываются обе соединенные трубы резонансного входа.

Так же у Porsche существовала трехступенчатая система впуска под названием VarioRam. Однако система занимает очень много места (см. Рисунок справа),

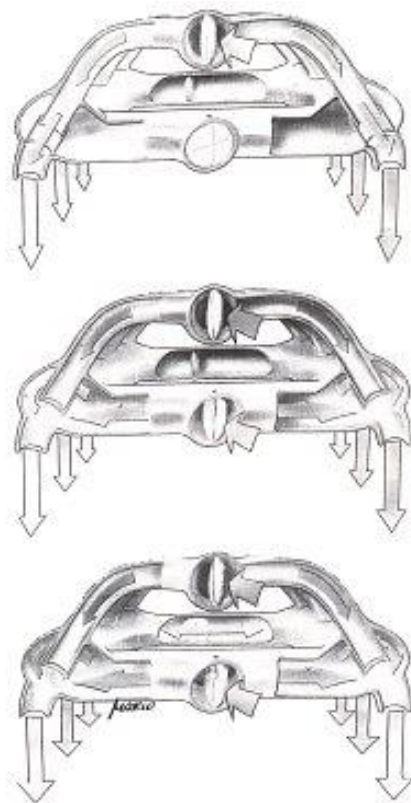


Рисунок 14- Система VarioRam [11]

Система впуска и изменяемой геометрии применена на двигателе ВАЗ 21127. Впускной коллектор изображен на рисунке 15.

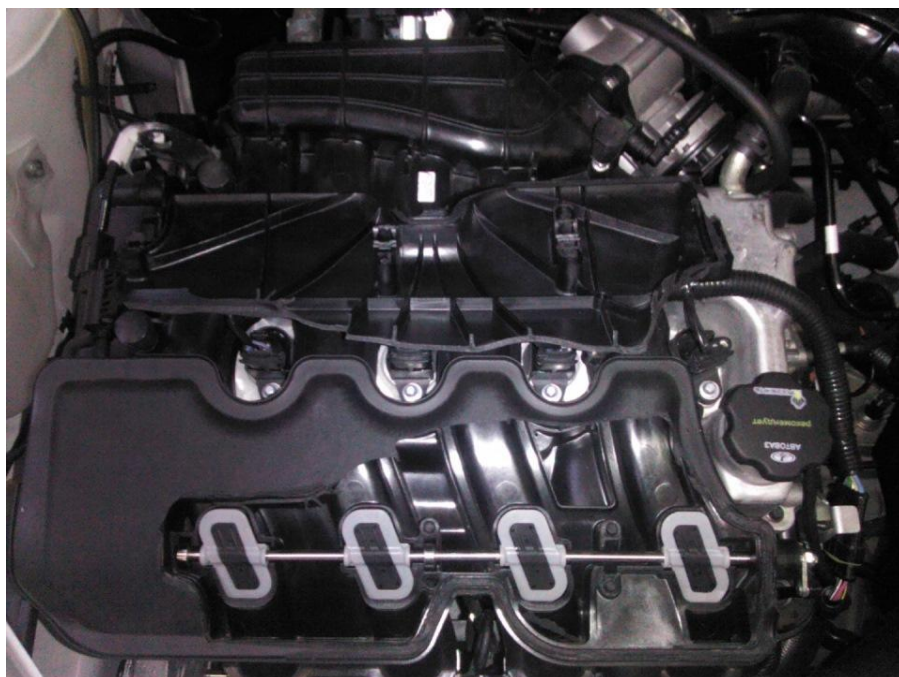


Рисунок 15 – Впускной коллектор двигателя ВАЗ-21127 [12]

Данная конструкции имеет своем составе два ресивера и регулирующий клапан.

При низких частотах вращения клапан закрыт и поток воздуха движется по длинному трубопроводу (Рисунок 16).

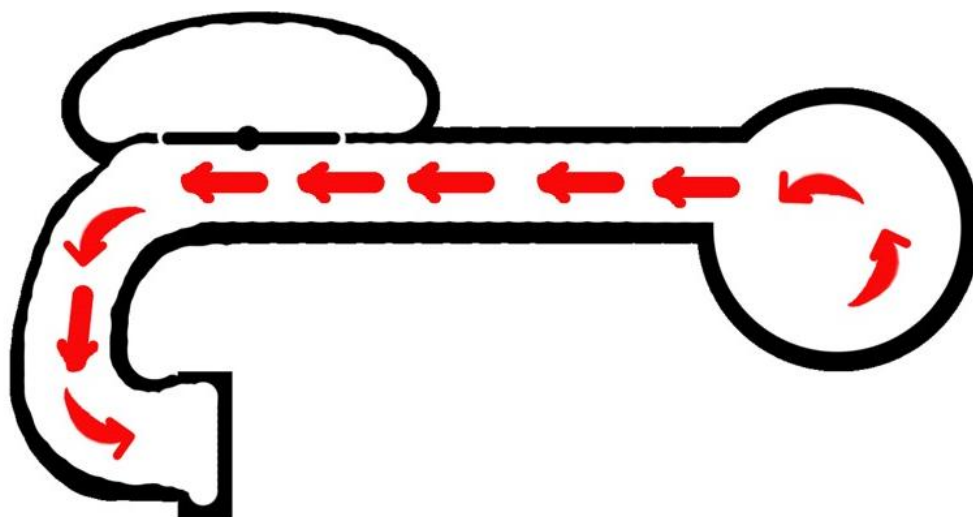


Рисунок 16 – Схема движения воздуха при низких оборотах [12]

С увеличением числа оборотом клапан расположенный в коллекторе открывается (рисунок 17) тем самым заполняя второй объем в результате чего воздушный поток поступает в цилиндры через короткий трубопровод.

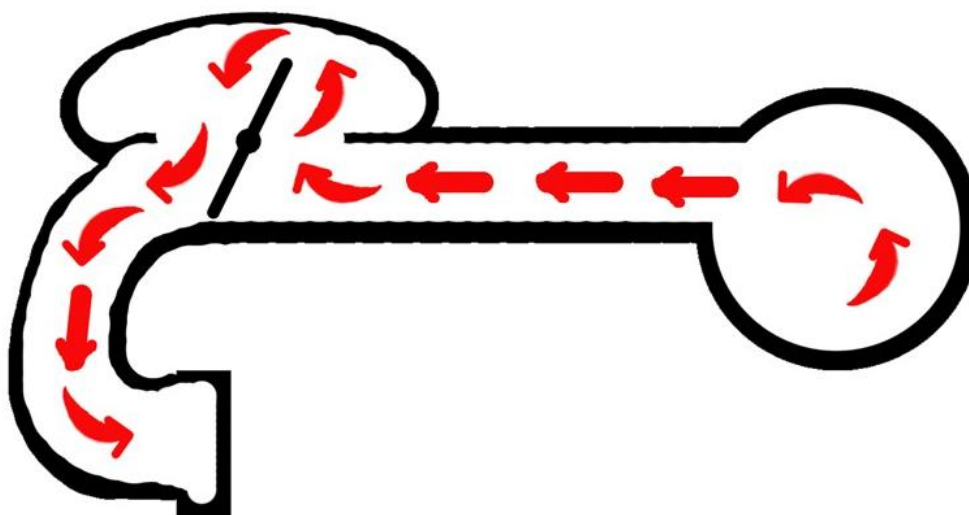


Рисунок 17 - Схема движения воздуха при высоких оборотах [12]

## 2.2 Системы с регулируемым временем газораспределения

Клапаны в двигателе внутреннего сгорания используются для управления потоком впускных и выхлопных газов в камеру сгорания и из нее. Время, продолжительность и подъем клапана оказывают значительное влияние на характеристики двигателя, в том числе на качество и эффективность наполнения и продувки. Регулировка фаз газораспределения во время работы двигателя в зависимости от режима позволяет улучшить производительность двигателя.

При работе на высоких скоростях двигатель требует большого количества воздуха. Тем не менее, впускные клапаны могут закрываться до того, как в каждую камеру сгорания поступит достаточно воздуха, что снижает производительность. С другой стороны, если распределительный вал удерживает клапаны открытыми в течение более длительного периода времени, проблемы начинают возникать при более низких оборотах двигателя. Открытие впускного клапана, когда выпускной клапан все еще открыт, может привести к выходу из него несгоревшего топлива, что приведет к снижению производительности двигателя и увеличению выбросов [13].

Форма кулачков распределительного вала имеет постоянную геометрическую форму, которая определяет закон открытия клапанов. В связи с этим выбирается компромисс между высоким крутящим моментом на низких оборотах и высокой мощностью на высоких оборотах коленчатого вала. Для решения этой проблемы используются системы изменения фаз газораспределения. Реализация достигается следующими путями.

### 2.2.1 Регулировка фаз газораспределения проворачиванием распределительного вала

Наиболее популярными и простыми являются системы использующие поворот распределительного вала, однако данные системы не позволяют изменять длительность открытия клапана и величину подъема. Они регулируют более раннее или позднее открытие. Такие системы разрабатывались многими автопроизводителями:

- VVT-i (Dual VVT-i), Variable Valve Timing with intelligence от Toyota;
- VVT, Variable Valve Timing от Volkswagen;
- VTC, Variable Timing Control от Honda;
- CVVT, Continuous Variable Valve Timing от Hyundai, Kia, Volvo, General Motors;
- VCP, Variable Cam Phases от Renault [14].

Принцип работы данных систем основан на повороте распределительного вала по ходу вращения, чем достигается раннее открытие клапанов по сравнению с исходным положением.

Система от BMW носит название VANOS. При низкой частоте вращения шестерня,двигаемая соленоидом, входит в зацепление с распределительным валом. Форма зубьев выполнена таким образом, что распределительный вал проворачивается, при этом увеличивается перекрытие клапанов. С ростом числа оборотов двигателя соленоид

закрывается, шестерня выводится из зацепления, распределительный вал возвращается в исходное положение [15].

Соленоид VANOS открывается, позволяя спиральной зубчатой чаше двигаться вперед и менять ориентацию кулачка относительно шестерни на несколько градусов. Принцип работы показан на рисунке 18 [16].

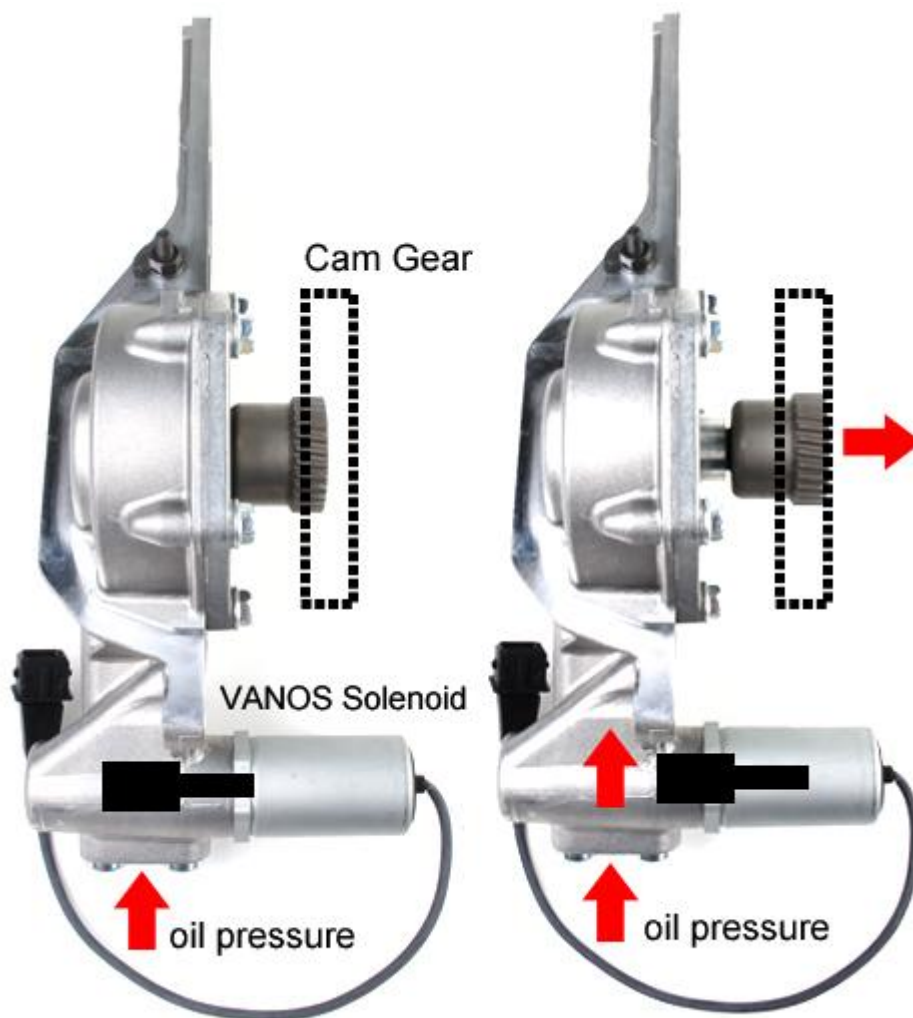


Рисунок 18 – Принцип работы соленоида VANOS [16]

2.2.2 Регулировка фаз газораспределения с помощью применения разной формы кулачков распредвала

Другая разновидность системы изменения фаз газораспределения построена на применении кулачков различной формы, чем достигается ступенчатое изменение продолжительности открытия и высоты подъема клапанов. Известными такими системами являются:

- VTEC, Variable Valve Timing and Lift Electronic Control от Honda;
- VVTL-i, Variable Valve Timing and Lift with intelligence от Toyota;
- MIVEC, Mitsubishi Innovative Valve timing Electronic Control от Mitsubishi;
- Valvelift System от Audi [14].

В начале 1980-х годов Honda впервые использовала дорожный автомобиль с известной системой VTEC (Valve Timing Electronic Control). Распределительный вал имеет два разных профиля кулачка, которые переключаются на разных режимах

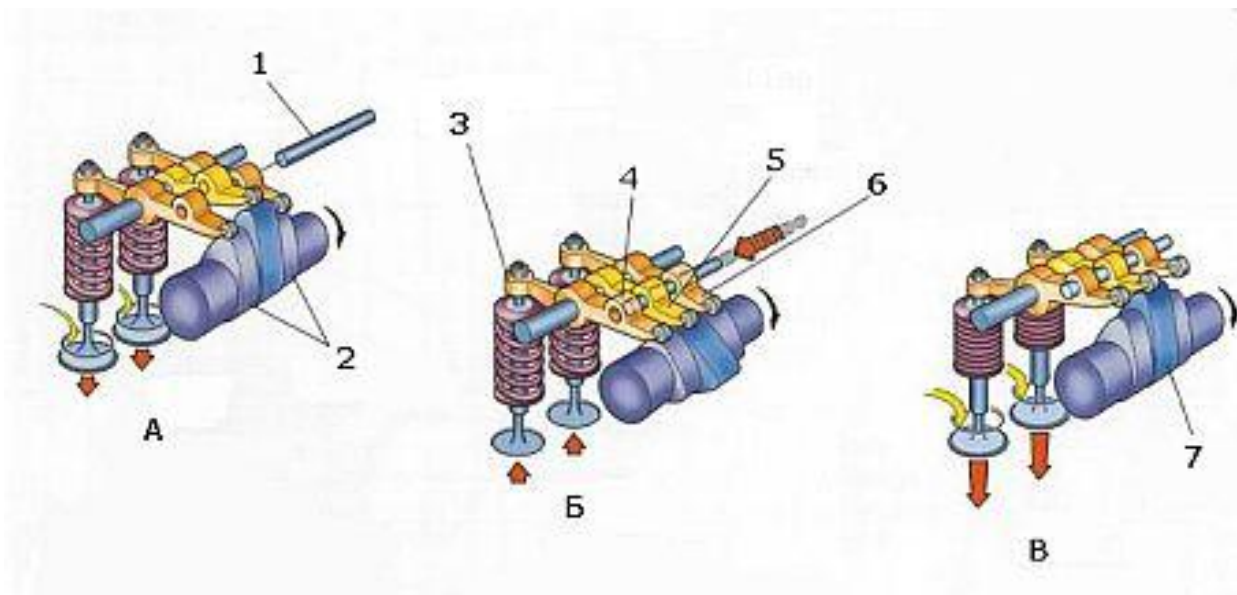


Рисунок 19 – Система VTEC [14]

На рисунке 19:

1. блокирующий механизм (стопорный штифт);
2. малые кулачки (кулачки низких оборотов);
3. впускной клапан;
4. коромысло (рокер) первого впускного клапана;
5. промежуточное коромысло;
6. коромысло второго впускного клапана;
7. большой кулачок (кулачок высоких оборотов)

- А. Режим низких оборотов двигателя
- Б. Переход с одного режима на другой
- В. Режим высоких оборотов двигателя

Со временем Honda усовершенствовали систему добавив третий кулачок. Схема на рисунке 20.

Механизм имеет 3 кулачка с различными профилями время-сечения и подъема. Их размеры также различны - средний кулачок (высокий подъем), как показано на рисунке, является самым большим; правый кулачок (малое время, средний подъем) среднего размера; кулачок левой стороны (малое время, низкий подъем) является самым маленьким.

Этот механизм работает следующим образом: при низкой частоте вращения 3 коромысла движутся независимо. Поэтому левый рычаг качалки, который приводит в действие левый впускной клапан, приводится в движение левым кулачком низкого подъема. Правый рычаг коромысла, который приводит в действие правый впускной клапан, приводится в движение с помощью правого кулачка средней подъемной силы. Средний кулачок не приводит клапан в действие.

При средней частоте вращения гидравлический привод (окрашен в оранжевый цвет на изображении) блокирует левое и правое плечи коромысел, оставляя среднее коромысло и, соответственно, кулачок незадействованным. Поскольку правый кулачок больше, чем левый кулачок, то фактически управление происходит правым кулачком. В результате оба впускных клапана получают средний подъем.

При высокой частоте вращения гидравлический привод блокирует все 3 коромысла вместе. Так как средний кулачок является самым большим, оба впускных клапана фактически управляются им. Таким образом увеличивается подъем клапана[17].



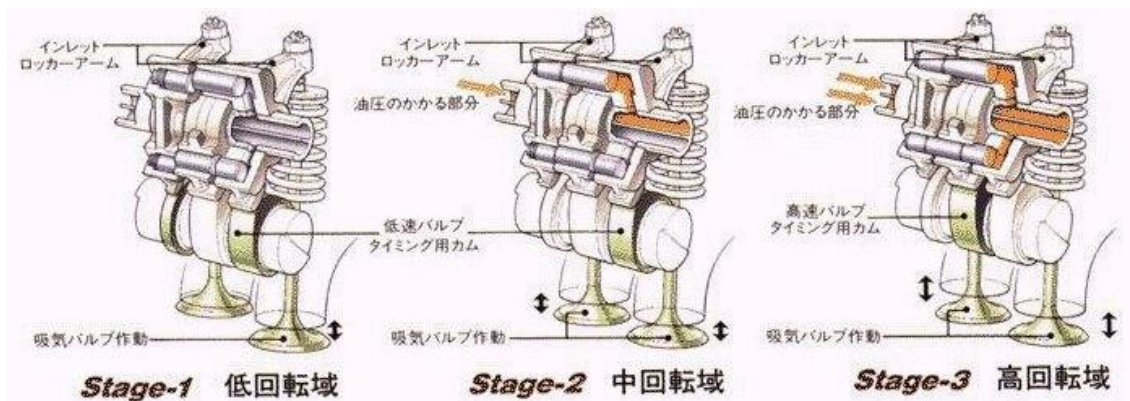


Рисунок 20 – Система VTEC с тремя кулачками [17]

i-VTEC обеспечивает:

- непрерывную регулировку фаз газораспределения
- двухступенчатый кулачок с изменяемой длительностью открытия клапана
- может применяться как для впускных, так и для выпускных клапанов.

Система Nissan Neo VVL очень похожа на систему Honda, но правый и левый кулачки имеют одинаковые профили. На малой скорости оба рычага качалки управляются независимо этими медленными, низковыходными правыми и левыми кулачками. На высокой скорости 3 коромысла блокируются вместе. Такая же системы используется и распределительном валу выпускных клапанов [17].

### 2.2.3 Регулировка фаз газораспределения изменением подъема клапана

В некоторых конструкциях подъем клапана также может изменяться в зависимости от частоты вращения двигателя. На высокой скорости, более высокий подъем ускоряет воздухозабор и выхлоп, таким образом, дальнейшая оптимизация дыхания. Конечно, при меньшей скорости такой подъем будет генерировать встречные эффекты, такие как ухудшение процесса смешивания топлива и воздуха, таким образом, уменьшает выход

или даже приводит к пропуску зажигания. Поэтому подъем клапана должен быть переменным в соответствии с частотой вращения двигателя.

Toyota VVTL-i включает в себя непрерывное регулирование фаз газораспределения - двухступенчатый клапан с изменяемым клапаном плюс длительность открытия клапана- применительно к впускным и выпускным клапанам. Система может рассматриваться как комбинация существующих VVT-i и VTEC от Honda, хотя механизм переменного подъема отличается от механизма Honda. Схема показана на рисунке 21.

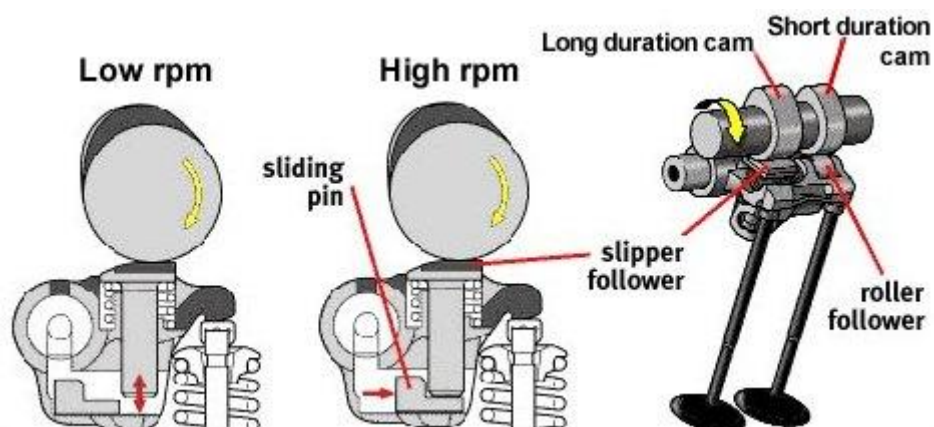


Рисунок 21 – Система Toyota VVTL-i

Как и VTEC, система Toyota использует одно коромысло, чтобы приводить в действие оба впускных клапана. Она имеет 2 кулачка, с разными профилями. Один с более длинным профилем продолжительности открытия клапана (для высокой скорости), другой с более коротким профилем продолжительности открытия клапана (для низкой скорости). При малой скорости медленный кулачок приводит в действие ведомый качающийся рычаг с помощью роликоподшипника (для уменьшения трения). Скоростной кулачок не оказывает никакого влияния на качающийся механизм, поскольку между гидравлическим толкателем имеется достаточное расстояние.

Когда обороты двигателя проходят пороговую точку, скользящий штифт подталкивается гидравлическим давлением. Скоростной кулачок включается в работу. Быстрый кулачок обеспечивает более длительную

продолжительность открытия клапана, в то время как скользящий штифт добавляет подъем клапана [18].

По сравнению с механизмами Honda или Toyota, Audi кажется более простым и эффективным. Он выполняет переменный подъем без использования сложных промежуточных частей (например, гидравлические блокируемые коромысла), поэтому он экономит пространство и вес, уменьшая потери на трение и, теоретически, улучшает реверсивность. В системе Valvelift (рисунок 22) кулачки могут скользить в продольном направлении для изменения исполнительных кулачков.

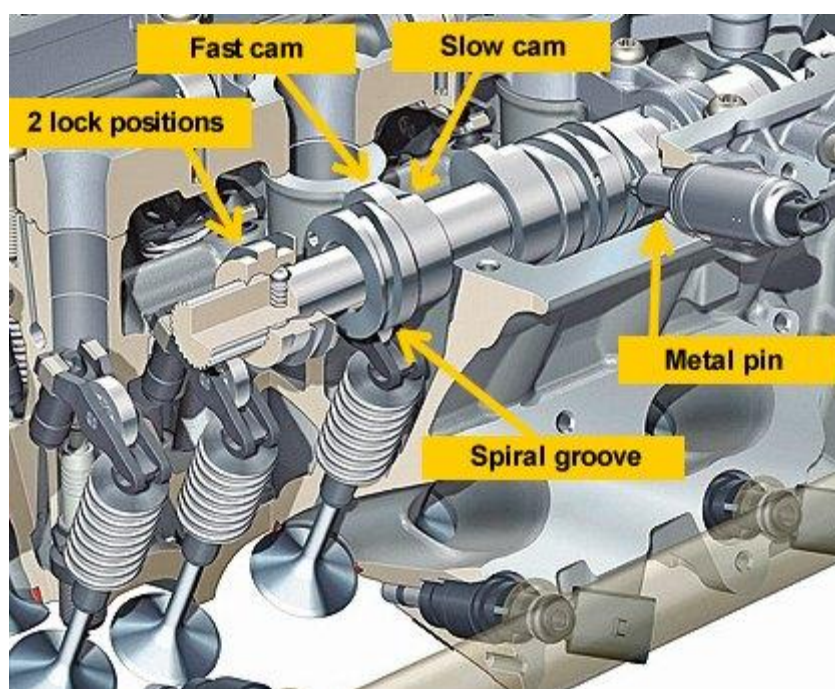


Рисунок 22 – Система Valvelift от AUDI [18]

Каждый впускной клапан может приводиться в действие быстрым кулачком (подъем 11 мм) или медленным кулачком (5,7 мм в одном впускном клапане и 2 мм в другом, чтобы создать завихрение в потоке воздуха для лучшего смешивания топлива на низкой скорости). Два кулачка установлены рядом друг с другом. Какой кулачок действует на толкатель ролика, зависит от продольного положения кулачковой детали. Это контролируется парой металлических штифтов, установленных на клапанной крышке. В распределительном валу имеется спиральная

канавка. Когда один металлический штифт опускается, он зацепляет спиральный паз на распределительном валу и толкает кулачок на 7 мм в продольном направлении. Подпружиненный шарик зафиксировал кулачок в новом положении. Таким образом, рабочие кулачки меняются от одного набора к другому. Чтобы вернуться к другому кулачку, другой металлический штифт прижимается к спиральной канавке спирали и перемещает кулачок обратно в исходное положение [18].

Mercedes представил свою собственную систему клапанов с изменяемым подъемом на новом четырехцилиндровом двигателе серии M270 в 2012 году. Его основная цель - не увеличить мощность, а сократить расход топлива. При легкой или частичной нагрузке Camtronic переключается на низкоподъемные кулачки, чтобы ограничить количество потока воздуха, поэтому бабочка дроссельной заслонки может оставаться широко открытой и уменьшать насосные потери. Этот принцип похож на систему BMW Valvetronic, но Camtronic - это двухступенчатая система, а не переменная.

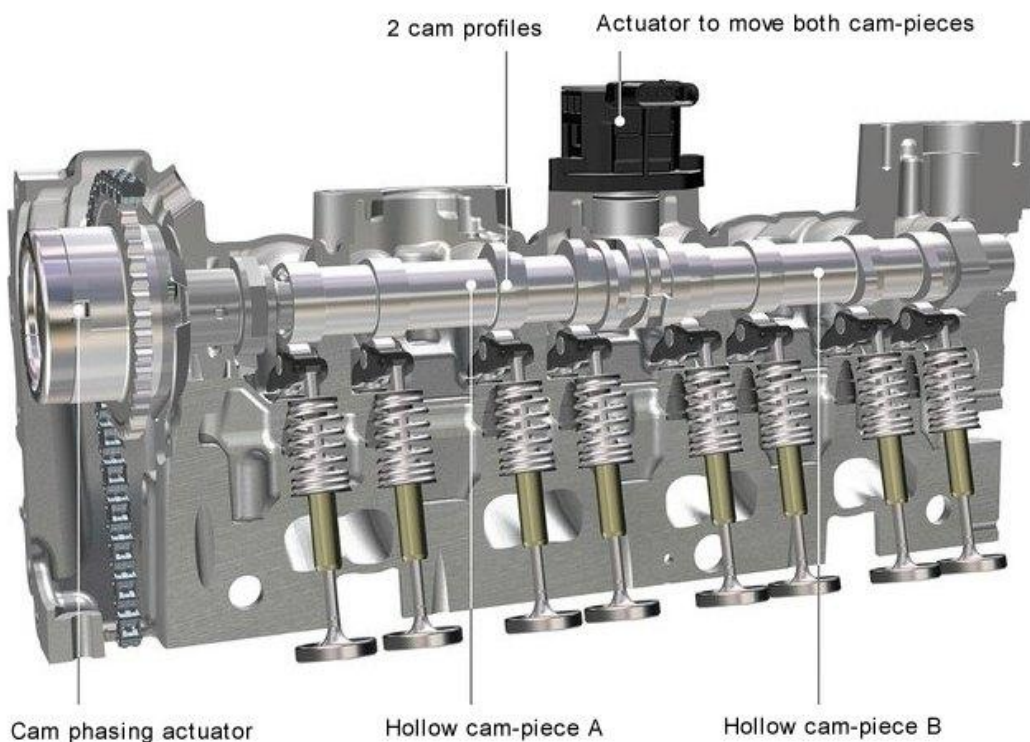


Рисунок 23 - Механизм Camtronic [18].

Механизм Camtronic довольно прост. Распределительный вал впуска оснащен актуатором на своем конце, а также компонентов подъемного механизма с регулируемым клапаном Camtronic. Сам распределительный вал состоит из внутреннего несущего вала и двух полых валов, каждый из которых работает по двум смежным цилиндрам. Каждый кулачок имеет два профиля (низкий подъем и высокий подъем), который входит в зацепление, зависит от продольного положения валов. Когда двигателю необходимо переключать кулачковые профили, центрально установленный привод прикладывает стальные штифты к канавкам валов, таким образом, вращение распределительного вала заставляет полые валы скользить в продольном направлении и зацеплять альтернативные кулачковые профили в пределах одного оборота. Принцип работы Camtronic очень похож на Valvelift от Audi, но он использует меньше кулачков и исполнительных механизмов, поэтому их стоимость становится менее дорогостоящей [18].

General Motors представила свою первую систему с регулируемым клапаном при непосредственном впрыске 2,5-литрового четырехцилиндрового двигателя в конце 2012 года. Первыми ее применениями были Chevrolet Impala и Malibu. IVLC (управление подъемом впускного клапана) применяется ко впускному распределительному валу и применяется в сочетании с изменяемыми фазами. Устройство механизма показано на рисунке 24. Для реализации функции переменного подъема используется специальный направляющий роликовый палец. Этот роликовый палец состоит из двух частей - внутреннего пальца, который действует непосредственно на впускной клапан, и внешнего пальца. Их можно отсоединить или закрепить вместе регулятором, который управляется давлением масла и управляется ECU.



Рисунок 24 – Механизм IVLC от GM [18]

Как и в большинстве других конструкций VVL, каждый из его впускных клапанов снабжен тремя кулачками с двумя кулачковыми профилями. Они активируют впускной клапан с помощью пальца. Внешние кулачки надавливают на наружный держатель пальца. При низких оборотах плунжер разблокируется, поэтому наружный палец перемещается вверх и вниз свободно, не нажимая на клапан. Между тем, внутренний медленный кулачок действует на внутреннем ролике и активирует клапан, поэтому двигатель работает с низким подъемом клапана[19].

### 2.3 Безвальный механизм газораспределения

Компанией KOENIGSEGG применяется технология FreeValve.

Концепция FreeValve, также известная как полностью регулируемое приведение в действие клапана, предлагает уникальную возможность независимого управления впускными и выпускными клапанами в ДВС. Устройство ГРМ от FreeValve показано на рисунке 25.

Для любых условий нагрузки двигателя время впуска и выхлопа может быть независимо запрограммировано.

Затем система может «принять решение» на основе условий движения, которые можно использовать для максимизации

производительности или минимизации расхода топлива и выбросов. Это обеспечивает большую степень контроля над двигателем, что в свою очередь обеспечивает значительные преимущества в производительности.

Не смотря на то, что концепция приведения в действие клапана была широко изучена, ни один производитель не смог ее реализовать в крупномасштабном производстве из-за различных технических проблем, а также недостатков компоновки и более высокой стоимости.

Ранее разработанные полностью регулируемые клапаны приводятся в действие двигателями, использующими электромагнитную или электрогидравлическую силу, для открытия клапанов. Вместо использования этих типов исполнительных механизмов, FreeValve использует электрогидравлические пневматические приводы. В результате FreeValve преодолел все типичные проблемы, с которыми сталкиваются другие производители.

Двигатель, показанный в Гуанчжоу, был 1,6-литровым двигателем Qoros с турбонаддувом, модифицированным с использованием технологии FreeValve для производства 230 лошадиных сил и 320 Нм крутящего момента. Он продемонстрировал увеличение мощности на 47%, увеличение крутящего момента на 45% и снижение расхода топлива на 15% по сравнению с традиционным двигателем с аналогичными характеристиками.

Технология FreeValve позволяет полностью контролировать цикл сгорания. Как впускной, так и выпускной клапаны можно открывать и закрывать с любым желаемым углом коленчатого вала. Эта гибкость позволяет двигателю обеспечивать более низкий расход топлива и количество выбросов, при этом обеспечивая повышенный крутящий момент и мощность [19].

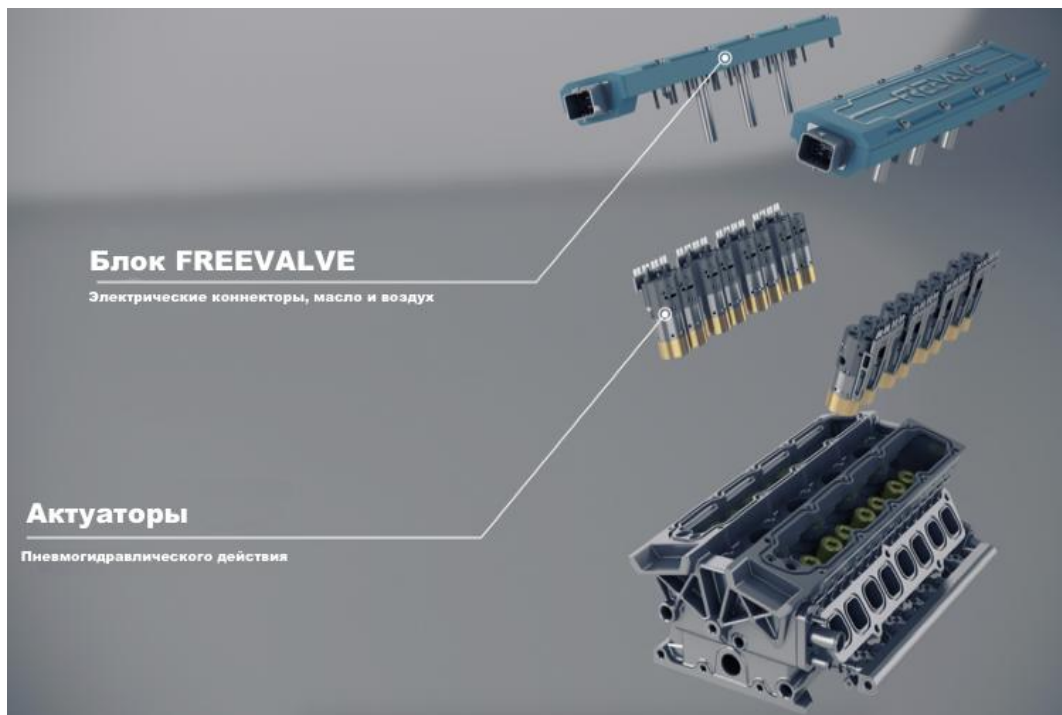


Рисунок 25 - Устройство ГРМ от FreeValve [20]



### 3 Требования регламента Formula Student к силовым агрегатам

На болиде допускается использовать несколько поршневых двигателей, работающих по четырехтактному циклу. Любая отведенная/выброшенная теплота может быть использована, метод преобразования не ограничен лишь четырёхтактным циклом. Применение гибридных трансмиссий не допускается.

В качестве топлива допускается использовать бензин с октановым числом 98 или этанол (E85). В камере сгорания могут быть только топливо и воздух. Следовательно, применение окислителей запрещено. Запрещается изменять температуру топлива с целью улучшения расчетной эффективности.

Все компоненты систем впуска воздуха и топлива (включая дроссельный узел, впускной ресивер, воздушный фильтр и воздухопроводы), не должны выходить за пределы указанные на рисунке 26. Т.е. они должны располагаться внутри фигуры, образованной вершиной дуги и внешними гранями четырех колес.

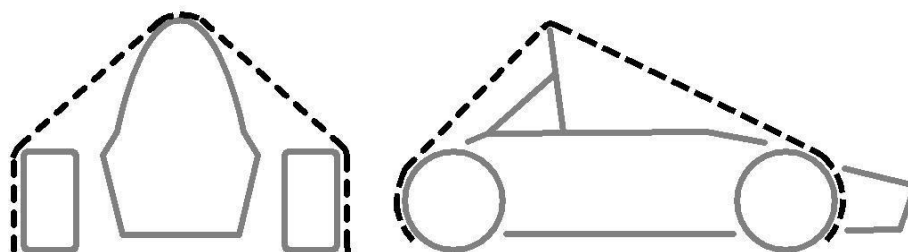


Рисунок 26 - Место расположения систем впуска воздуха и топлива

В системе впуска должен использоваться дроссельный узел. Дроссельный узел может иметь любой размер или конструкцию. Дроссельный узел должен приводиться в движение механически, педалью, т.е. через трос или систему тяг, или же электронной системой дроссельной заслонки. Позиция дроссельной заслонки определяется процентом от хода от полностью закрытой (0%) до полностью открытой (100%). Идеальной положение - это среднее положение во время работы двигателя на

холостом ходе.

В случае одновременного использования нескольких силовых агрегатов, воздух для всех двигателей должен проходить через один рестриктор, который устанавливается в систему впуска воздуха для ограничения мощности двигателя. Установка компонентов системы впуска допускается только в следующем порядке:

- для «атмосферных» двигателей схема показана на рисунке 27: дроссельная заслонка, рестриктор и двигатель;
- для двигателей с турбонаддувом или нагнетателем схема указана на рисунке 28: рестриктор, компрессор, дроссельная заслонка, двигатель.

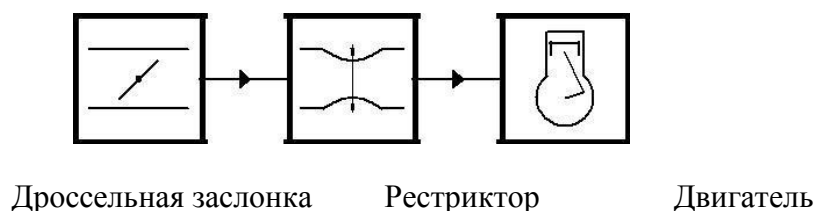


Рисунок 27 – Схема системы впуска для «атмосферных» двигателей.

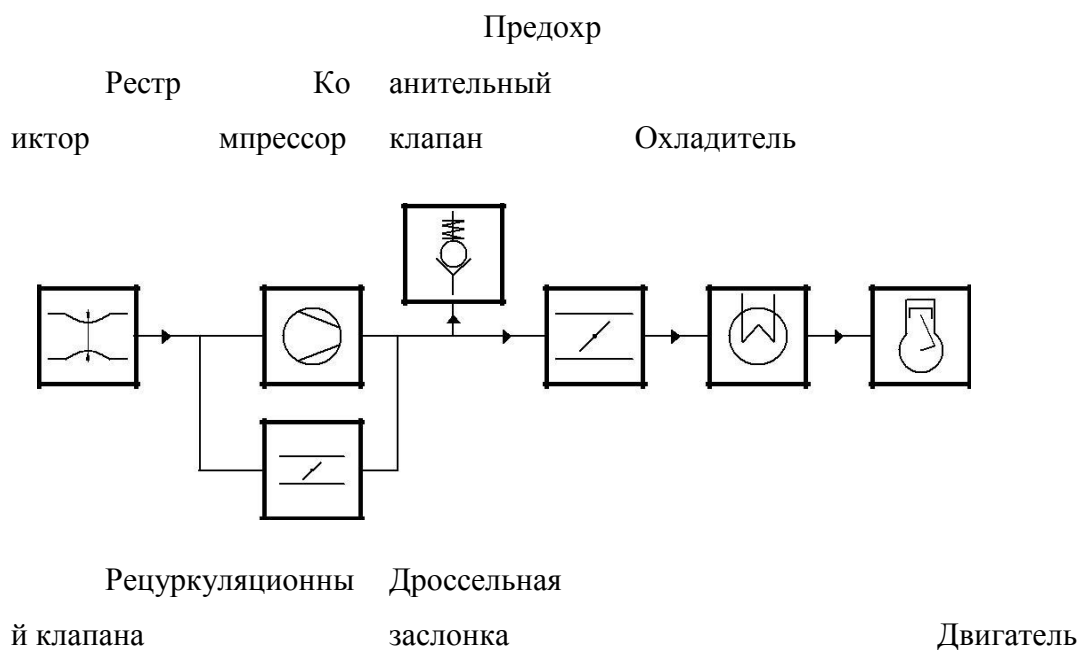


Рисунок 28- Схема системы впуска для двигателей с турбонаддувом или нагнетателем

Для получения допуска к заездам болид должен пройти техническую инспекцию на соответствие требованиям регламента. Размеры рестриктора измеряются в ходе проверки, поэтому конструкция должна подразумевать легкий доступ к рестриктору для обеспечения возможности замера внутреннего диаметра. Рестриктор должен быть неподвижным (не может быть подвижной частью дроссельного узла), он допускается изготовление из гибких или эластичных материалов.

Максимальные размеры внутреннего диаметра рестриктора:

- для автомобилей использующих бензине в качестве топлива - 20 мм;
- для автомобилей использующих E-85 - 19 мм.

Применение турбонаддува и компрессоров

Входной (впускной) воздух может быть охлажден интеркулером. Разрешаются к использованию интеркулеры с жидкостным и воздушным охлаждением. В качестве хладагента в жидкостной системе может использоваться только чистая вода без каких-либо добавок.

В случае использования регулируемых предохранительных клапанов, клапанов рециркуляции или теплообменников, они могут располагаться только в системе впуска, как показано на рисунке 3.

Запрещено располагать баки или ёмкость, значительно расширяющая обычную систему впускного тракта перед дроссельным узлом.

Максимально допустимый внутренний диаметр системы впуска между рестриктором и дросселем - 60 мм, или равный ему (т.е. 2827 мм<sup>2</sup>), если рестриктор не круглый [1].

### 3.1 Анализ способов повышения наполнения, применяемых в Formula Student

Система впуска состоит из нескольких компонентов, расположенных последовательно, и лежит между атмосферным воздухом и впускными клапанами двигателя. Основной функцией системы впуска воздуха

является подача воздуха в двигатель. Ключевое ограничение, накладываемое на систему воздухозаборника, в частности правилами Формулы SAE, состоит в том, что весь воздух, поступающий в двигатель, должен проходить через ограничитель диаметром менее 20 мм. Другие ограничения включают в себя расположение корпуса дроссельной заслонки, которое должно быть перед ограничителем, и что любое оборудование, используемое при попытке принудительной индукции воздуха в двигатель, например, турбонагнетатель или компрессор, должны быть размещено после ограничителя [3].

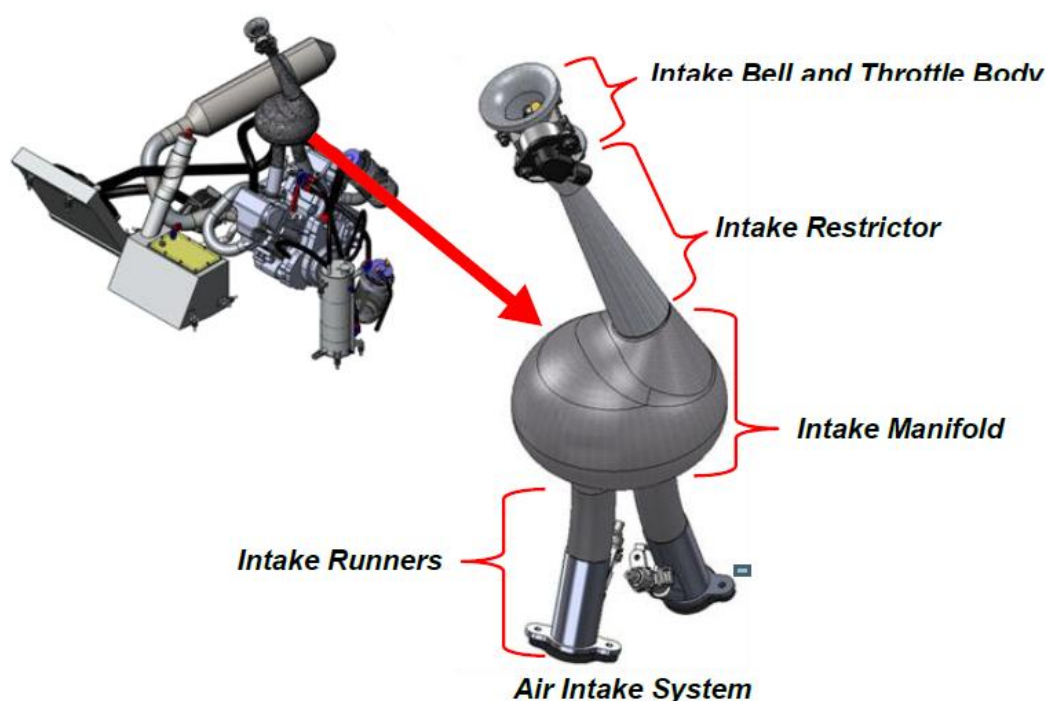


Рисунок 29 – компоненты системы впуска [3]

### Впускные трубопроводы

Впускные трубопроводы - это части системы впуска воздуха, которые подают воздух из впускного коллектора в цилиндры. В каждом воздухопроводе доминирующим явлением, которое управляет его исполнением, на самом деле является эффект акустических волн. Поскольку целью воздухопровода является подача воздуха, его производительность зависит от количества воздуха, которое он может доставить, а в случае с двигателем - последующего повышения объемного

КПД [3].

#### Воздушный ресивер

Впускной коллектор представляет собой резервуар, из которого воздух поступает в цилиндры двигателя. Этот воздух, в свою очередь, пополняется из атмосферы через дроссель, корпус дроссельной заслонки и трубу для впуска.

В системе впуска, снабжающей два или более цилиндра, и особенно один с системой с ограниченным всасыванием, как и в машине FSAE, важно, чтобы существовал коллектор, который способен снабжать воздухопроводы достаточным потоком воздуха.

Коллектор также стремится уменьшить влияние несбалансированного распределения на отдельные цилиндры, в некоторых случаях геометрически асимметричные, создавая градиент давления над входом в каждую направляющую цилиндра, так что объем воздуха, поступающего в каждый цилиндр, может быть последовательным [3].

#### Объем ресивера

В работе [21] рассмотрены варианты конструкций системы впуска для болида Формула студент. Приводится описание впускного тракта с единым объемом ресивера и ресивера с двойным объемом. Оба варианта имеют свои преимущества и недостатки, основным решающим фактором для выбора одной из этих конструкций является концепция, с применением резонансной зарядки. На эффект резонансной зарядки оказывает влияние следующие параметры: частота вращения двигателя, длина впускного трубопровода, объем ресивера, диаметр трубопровода. Изменяя один из параметров до подходящего значения, резонансная зарядка может быть достигнута путем синхронизации волны давления с открытым клапана.

#### Ресивер с двойным объемом

Как следует из названия, ресивер делится на две половины, одна половина подает воздух к центральным цилиндрам, а другая - к двум

внешним цилиндрами.

Разделенные ресиверы обычно, улучшают среднечастотный крутящий момент. Одним из явлений, происходящих в таких ресиверах, является преимущество объемной резонансной зарядки. Вместо одного большого резонатора, резонирующего в зависимости от частоты вращения двигателя, могут быть настроены двойные камеры, где положительный резонанс в одной из частей помогает всасыванию заряда в трубопровод другого объема.



Рисунок 30 – Внутренне сечение ресивера с двойным объемом [21]

Такая концепция разделения ресивера может показаться идеальной для ограниченных двигателей, но правильное сбалансированное приложение вряд ли будет достигнуто из-за геометрических ограничений. Внутренние цилиндры потребляют воздух, создавая голодание у внешних, из-за неуравновешенного резонанса. Это приводит к сжиганию прогоранию поршней, и выходу двигателя из строя [21].



Рисунок 31 – Ресивер с двойным объемом команды UTA FSAE [21]

#### Ресивер с единым объемом

Это понятие относится к объему ресивера, общему для всех цилиндров.

Для четырёхцилиндровых мотоциклетных двигателей, с частотой вращения выше  $18000 \text{ мин}^{-1}$ , можно применять конструкцию с двумя объемами, для увеличения мощности в среднем диапазоне оборотов. Однако серийные двигатели имеют клапан для переключения объема в зависимости от оборотов двигателя.

На высоких оборотах, крупное потребление одного объема является выгодным, так как каждый цилиндр использует один общий объем.

На двигателях с ограничителем, мощность на высоких оборотах значительно падает, но остается почти неизменной на низких [21].

В работе [22] описан результат работы над впускной системой одноцилиндрового двигателя объемом  $498 \text{ см}^3$ . Сначала оптимизировали объем ресивера, с целью ограничить влияние рестриктора, чтобы увеличить максимальную производительность двигателя. Схема на рисунке 32.

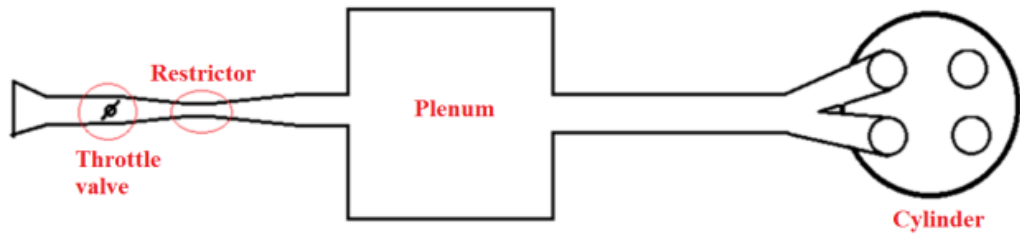


Рисунок 32 – Впускная система одноцилиндрового двигателя [22]

Для определения объема ресивера авторы рассмотрели характеристики двигателя в режиме полной нагрузки. Объем ресивера численно изменялся от 1 до 10 л с шагом, равным 1 л. Результат показан на рисунке 33. Чем больше объем ресивера, тем выше крутящий момент двигателя. Незначительны прирост мощности при объемах более 5 л не оправдывает потерю места внутри автомобиля.

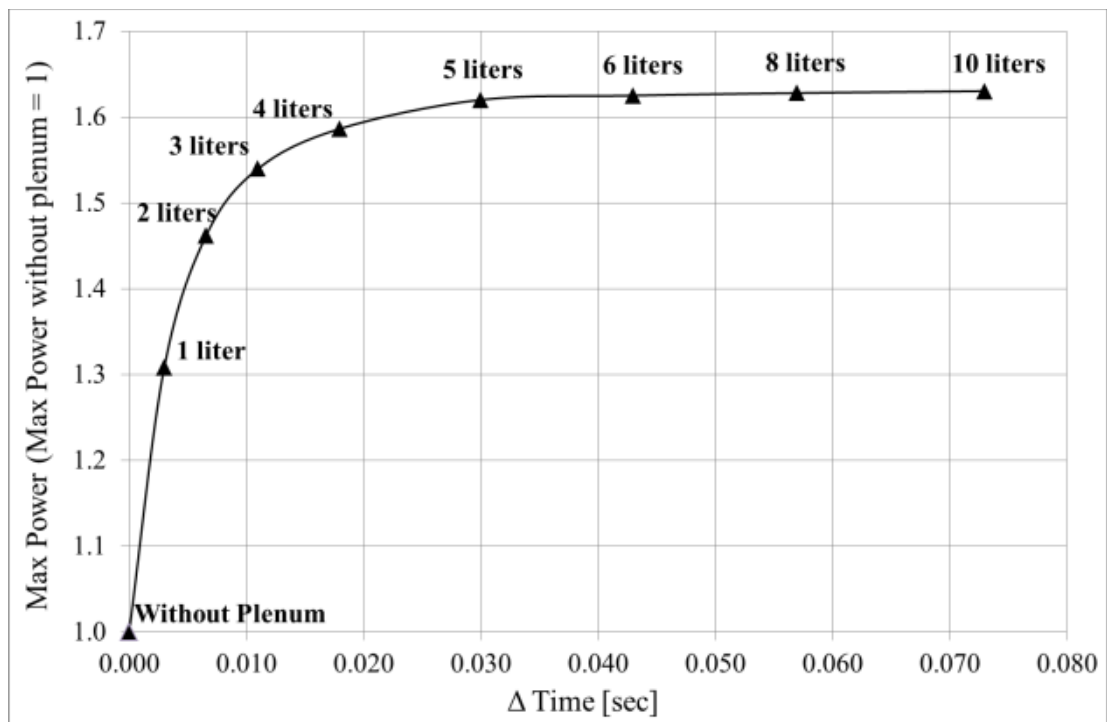


Рисунок 33 – Влияние величины объема ресивера на крутящий момент [22]

Для повышения эластичности работы двигателя, чтобы улучшить время отклика двигателя во время ускорений и замедлений транспортного



средства, была разработана инновационная система впуска, состоящая из канала переменной длины (рисунок 34). Использовалась калиброванная численная модель, которая объединяет двигатель и транспортное средство и позволяет имитировать как стационарные, так и переходные условия. Канал переменной длины не задействует ресивер, когда максимальная мощность не требуется.

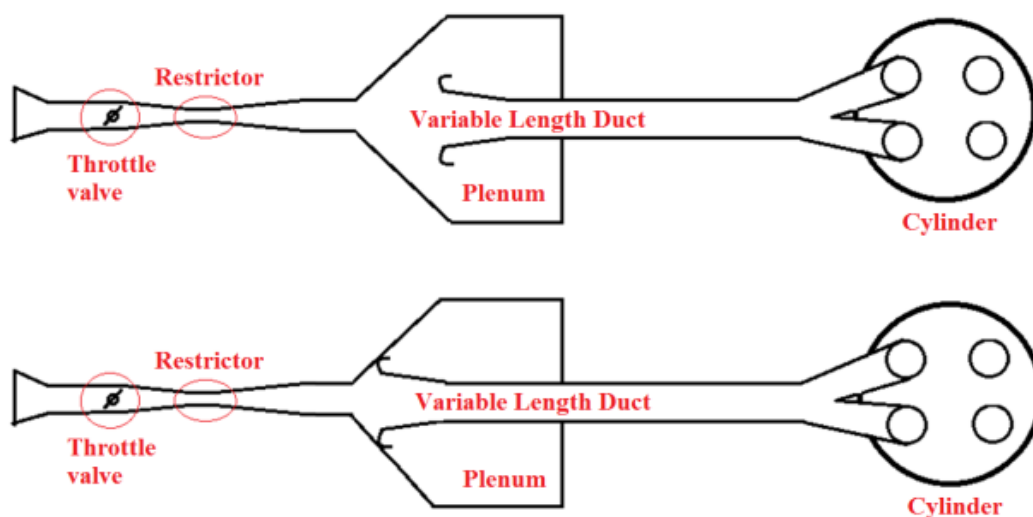


Рисунок 34 – Конструкция впускной системы переменной длины [22]

Предварительная управляющая логика системы основана как на открытии дроссельной заслонки, так и на скорости вращения двигателя. Моделирование в стационарных и переходных условиях показало, что целесообразно исключить камеру повышенного давления из линии всасывания как при низких оборотах двигателя, так и при открытии дроссельной заслонки менее 60%. И наоборот, ресивер должен быть использован для достижения высокой мощности.

Результаты численной деятельности показывают, как система переменной геометрии не влияет на максимальную мощность двигателя, полученную с помощью камеры повышенного давления, и в то же время позволяет добиться значительного улучшения с точки зрения ускорения и замедления транспортного средства [22].

Рестриктор

Рестриктор (ограничитель) - это компонент, предусмотренный

правилами соревнования, в котором весь воздух, поступающий в двигатель, должен проходить через отверстие диаметром 20 мм, чтобы ограничить мощность двигателя. При использовании ограничителя, расположенного на ранних стадиях системы впуска воздуха, производительность двигателя значительно снижается, поскольку он пропорционален объемному КПД системы двигателя, что, в свою очередь, связано с количеством воздуха, которое может втягиваться цилиндрами.

Поэтому крайне важно сконструировать ограничитель, чтобы обеспечить максимальный поток воздуха через ограничитель, чтобы позволить цилиндрам потреблять как можно больше воздуха во время такта впуска. Это позволит увеличить коэффициент наполнения на разных оборотах [21,30].

#### Форма рестриктора

Форма ограничителя может быть такой же простой, как пластина с заданными размерами, и размещаться в любом месте по воздухозаборной системе. Однако простая пластина с отверстиями создавала бы много потерь давления ниже по течению от ограничителя, и результатом этого эффекта является повышенная неэффективность вдоль линии воздушного потока.

При наблюдении потока воздуха через диафрагму с использованием инструмента CFD можно увидеть, что существует точка, в которой воздух сходится за диафрагмой, называемой стеновой трубкой. Эта сходимост приводит к ограничению воздушного потока, который меньше, чем само отверстие. Поэтому необходимо направлять воздух в ограничитель, вместо того чтобы делать ступенчатый шаг, который был бы в случае пластины с отверстием. Таким образом, появилась общая конструкция конвергентно-расходящегося сопла, которая заменяет пластину с отверстием как ограничитель в качестве рестриктора.

Во многих документальных исследованиях и литературе рекомендуемая форма для сходящейся части ограничителя представляет

собой эллиптическую кривую, ведущую к точке минимального диаметра, в то время как конус с  $3^\circ$  до  $7^\circ$  на расходящем конце ограничителя позволит воздуху восстановить давление потерянное по мере того, как воздух течет в сужение [21,31]. Профиль рестриктора в сечении на рисунке 35.

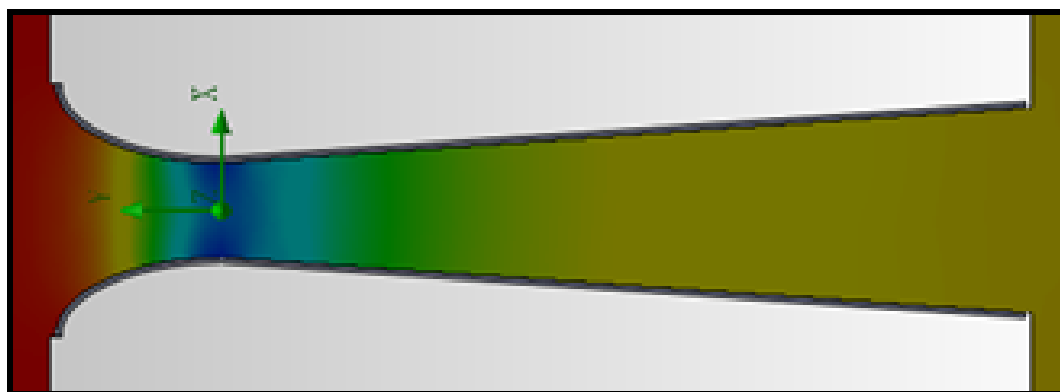


Рисунок 35 – Профиль рестриктора в сечении

Оптимальная форма рестриктора должна обеспечивать максимальный массовый расход, чтобы свести к минимуму потери давления. В работе [23] рассмотрено применение сопла Вентури в качестве рестриктора. Основная цель использования сопла Вентури – поддержание постоянного значения расхода и получение оптимальной траектории потока.

Для получения максимального расчетного массового расхода на  $0.0703 \text{ кг / с}$ , изменяющееся давление (давление на входе - давление на выходе) было рассчитано для различных сходящихся и расходящихся углов. Минимальный угол, который может быть изготовлен с значительной точностью был оценен в  $4^\circ$ , следовательно, расходящийся угол был рассмотрен от  $4^\circ$ . Угол сужения был рассмотрен от  $10^\circ$

Результаты, полученные на основе многочисленных имитаций, показали что оптимальные углы для применяя сопла Вентури в качестве рестриктора  $18^\circ$  для сужающейся части и  $6^\circ$  для расширяющейся.

В статье [24] приводятся результаты работы на двигателем для соревнований Formula SAE. В качестве базового блока был выбран

одноцилиндровый двигатель Honda CRF450 для экономии веса силовой установки в общей массе болида. Рассмотрен вариант установки в систему впуска турбокомпрессора от трехцилиндрового двигателя с рабочим объемом 0,6 л, применяемого на мини-автомобилях Suzuki. На первом этапе были оценены характеристики двигателя с использованием моделирования процесса газообмена с использованием AVL Boost, поскольку программное обеспечение имеет удобную функцию моделирования турбокомпрессора.

Между турбокомпрессором и впускным коллектором был установлен расширительный бак. Выбирая подходящий объем бака, двигатель может дышать практически достаточным количеством воздуха при почти всех рабочих условиях двигателя. Предполагается, что этот метод проектирования системы всасывания с расширительным баком помогает инженерам-конструкторам устанавливать турбокомпрессор без точной базы данных дизайна. Для оценки вышеупомянутой конструкции проводился тест динамометра шасси. В этом тесте турбокомпрессор с гораздо большей емкостью, который предназначен для двигателя 1,2 л, также был проверен для сравнения. Измеренная максимальная мощность достигала 75 кВт, а максимальный крутящий момент составлял 70 Нм от 5000 об / мин до 7000 об / мин.

В статье [25] рассматривается турбонаддув четырехтактного, одноцилиндрового двигателя внутреннего сгорания, добавляя воздушную емкость во впускной системе, чтобы справиться с условиями пульсирующего воздушного потока. Схема показана на рисунке 36.

В представленном анализе рассматриваются три критических проектных фактора: размер воздушной емкости, время наполнения емкости и коэффициент увеличения плотности воздуха, подаваемого в двигатель.

Целью исследования был поиск времени заполнения для соответствующего объема воздушной емкости, чтобы оценить

возможность реализации концепции. Модель включает в себя турбонагнетатель как источник постоянного давления, который заполняет емкость через трубопровод, при этом имеет потери на трение. Объем должен быть как можно меньше, чтобы минимизировать затраты, легко наполнять двигатель и свести к минимуму «турболаг». Но при этом он должен быть достаточно большим, чтобы не создавать значительного падения давления, во время процесса наполнения. Задача стоит сконструировать систему таким образом, чтобы в емкости не было более 25%-го падения давления во время такта впуска, при работе в устойчивом состоянии.

Проведенное исследование показывает, что эффективный объем емкости представляет собой пространство в 4-5 раз превышающее объем двигателя. Время заряда менее двух секунд. Увеличение коэффициента плотности воздуха составляет не менее 50% без охлаждения воздуха и до 80% в условиях идеального охлаждения.

Применение турбонаддува эффективнее сказывается на показателях мощности, а также топливной экономичности при меньшей стоимости, чем увеличение числа цилиндров.

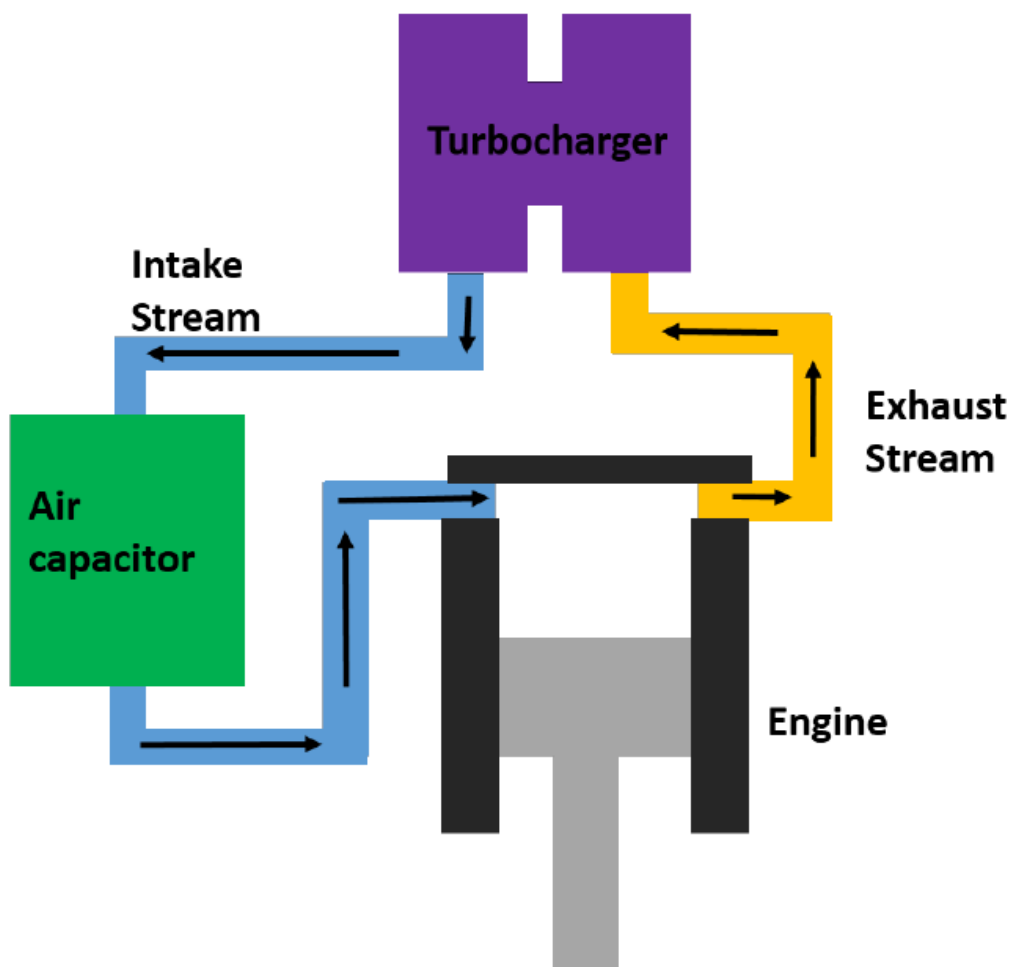


Рисунок 36 – Схема впуска с воздушной емкостью [25]

## 4 РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ВПУСКА

### 4.1 Критериальная взаимосвязь параметров четырехтактного ДВС при динамическом наддуве

Динамический наддув (ДН) как способ повышения удельной мощности двигателя в настоящее время все шире применяется не только для гоночных, но и для транспортных ДВС. Эффект ДН, заключающийся в повышении наполнения цилиндра двигателя, достигается путем подбора конструктивных параметров (настройки) газоздушного тракта (ГВТ).

Известно значительное количество работ, посвященных исследованию ДН ДВС. Однако, во многих случаях, исследования носят фрагментарный характер и направлены на улучшение показателей конкретного ДВС. Поэтому частные количественные зависимости, полученные для одного двигателя, трудно применить для анализа двигателей других типов, чтобы заранее оценить возможное улучшение показателей газообмена и определить размеры настроенного ГВТ без проведения дополнительных исследований. Кроме того, частные результаты не позволяют оценить потенциальные возможности использования ДН для улучшения показателей газообмена.

Попытки нахождения обобщенных зависимостей коэффициента наполнения двигателя от совокупности параметров ГВТ были предприняты Е. Джени [26] и Брандстеттером [27]. Однако полученные ими результаты носят ограниченный характер, так как не учитывают влияние остаточных газов.

Рассмотрим потенциальные возможности ДН для улучшения наполнения четырехтактных ДВС в зависимости от конструктивных характеристик его ГВТ. Общность результатов исследования достигается путем представления полученных данных в виде графических критериальных зависимостей.

В качестве основного метода исследования используется численное

моделирование процесса газообмена на ЭВМ. При ДН начальный импульс давления из цилиндра при выпуске (волна разрежения — при впуске) отражается от открытого конца трубопровода волной противоположного знака, которая при своевременном приходе обратно к клапану перед его закрытием вызывает дозарядку цилиндра при впуске или отсос остаточных газов из камеры сгорания — при выпуске. Это способствует увеличению количества свежего заряда в цилиндре, а следовательно, и коэффициента наполнения.

Для анализа ДН используется математическая модель газообмена в одноцилиндровом ДВС. В этом случае достигается максимальный эффект повышения коэффициента наполнения за счет волновых явлений вследствие того, что отсутствуют разветвления трубопроводов, на которых происходит дробление энергии волн.

Максимум коэффициента наполнения получается путем настройки всего ГВТ. Учитывая, однако, что длительность фазы перекрытия клапанов в четырехтактном ДВС составляет небольшую часть от общего времени газообмена, взаимное влияние волновых процессов на впуске и выпуске мало. Отсюда следует, что настройку впускной и выпускной систем можно производить отдельно друг от друга.

Рассмотрим методику настройки впускной системы. В этом случае волновые процессы во впускном трубопроводе должны обеспечивать максимум дозарядки цилиндра в момент закрытия клапана. Поэтому задачу настройки можно сформулировать следующим образом. Для конкретного ДВС со степенью сжатия  $\varepsilon$  и рабочим объемом цилиндра  $V_h$  при выбранной частоте циклов  $f$  находится максимальное количество свежего заряда  $G_c$  в цилиндре в зависимости от длины  $L$  и диаметра  $d$  впускного трубопровода, время-сечения  $A$  впускного клапана и фазы его закрытия. Подбор этих параметров с целью оптимизации величины  $G_c$  производится с помощью методики планирования эксперимента с движением по градиенту. Осуществление этой стратегии поиска оптимума



требует многократного расчета наполнения цилиндра при различных сочетаниях подбираемых параметров.

Для расчета процесса наполнения необходимо задать начальные условия. Давление и плотность воздуха в трубопроводе задаются равными соответствующим параметрам невозмущенной окружающей среды  $P_0$  и  $\rho_0$ , а состояние газа в цилиндре определяется через величину  $\gamma_0$  характеризующую количество остаточных газов  $G_{O_2}$ .

$$\gamma_0 = \frac{G_{O_2}}{\rho_0 \cdot V_h} \quad (2)$$

В момент времени  $t=0$  открывается впускной клапан и начинается расчет наполнения цилиндра с учетом волновых явлений в трубопроводе. Расчетный шаг выбран  $\approx 3^\circ$  угла ПКВ.

При исследовании численным методом важное значение приобретает вопрос о количестве последовательных расчетных циклов, после чего волновая картина в трубопроводе, а следовательно, и показатели газообмена стабилизируются. Выяснилось, однако, что при оптимальной длине впускного трубопровода относительное изменение коэффициента наполнения во втором, третьем и четвертом расчетных циклах по отношению к первому циклу составляет соответственно 1,1, 0,9 и 1,0%, что лежит в пределах точности численного эксперимента. Поэтому с целью экономии машинного времени рассчитывается только первый цикл.

Универсальным и мощным инструментом обобщения результатов частных исследований сложных физических процессов, зависящих от большого числа разнородных факторов, является теория обобщенного анализа. Из общих физических соображений утверждается, что многофакторность не является собственным свойством рассматриваемой задачи. В действительности влияние отдельных факторов проявляется не

порознь, а совместно в определенных совокупностях, характерных для данного процесса.

Исследование ДН во впускной системе производится в зависимости от соотношения параметров впускной системы и поршневой части двигателя. Соответственно при построении критериальных зависимостей в качестве аргумента используется критерий учитывающий совместное воздействие разнородных конструкционных и термодинамических параметров двигателя на скорость течения воздуха во впускном канале характеризующий усредненное число Маха для течения через клапан. Здесь величина характерной скорости звука  $a_s$ , при нормальных атмосферных условиях:

$$\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \frac{A \cdot a_s}{V_h} \quad (3)$$

Эффективное использование волновых явлений достигается при оптимальных значениях таких конструкционных параметров как длина и поперечное сечение трубопроводов, фазы газораспределения и время-сечения впускных и выпускных органов.

Оптимальная длина трубопровода определяется своевременным приходом волны сжатия или, разрежения перед закрытием клапана соответственно для впускной и выпускной систем. Своевременный приход волны зависит от соотношения скорости распространения (которая в первую очередь определяется скоростью звука в газе), длины трубопровода, длительности открытия клапана, зависящей от частоты циклов. Совместное влияние этих факторов на приход волны учитывается критерием Струхаля:

$$S_h = \frac{Lf}{a_s} \quad (4)$$

При постоянной скорости распространения волн оптимальное значение  $S_h$  оставалось бы постоянным, однако скорость волн конечной амплитуды зависит от их интенсивности: с увеличением амплитуды скорость волн сжатия повышается, а волн разрежения — уменьшается. Поэтому оптимальное значение  $S_h$  переменное, и его изменение можно представить в виде критериальных зависимостей (рисунок 37), позволяющих определить длину настроенного впускного трубопровода.

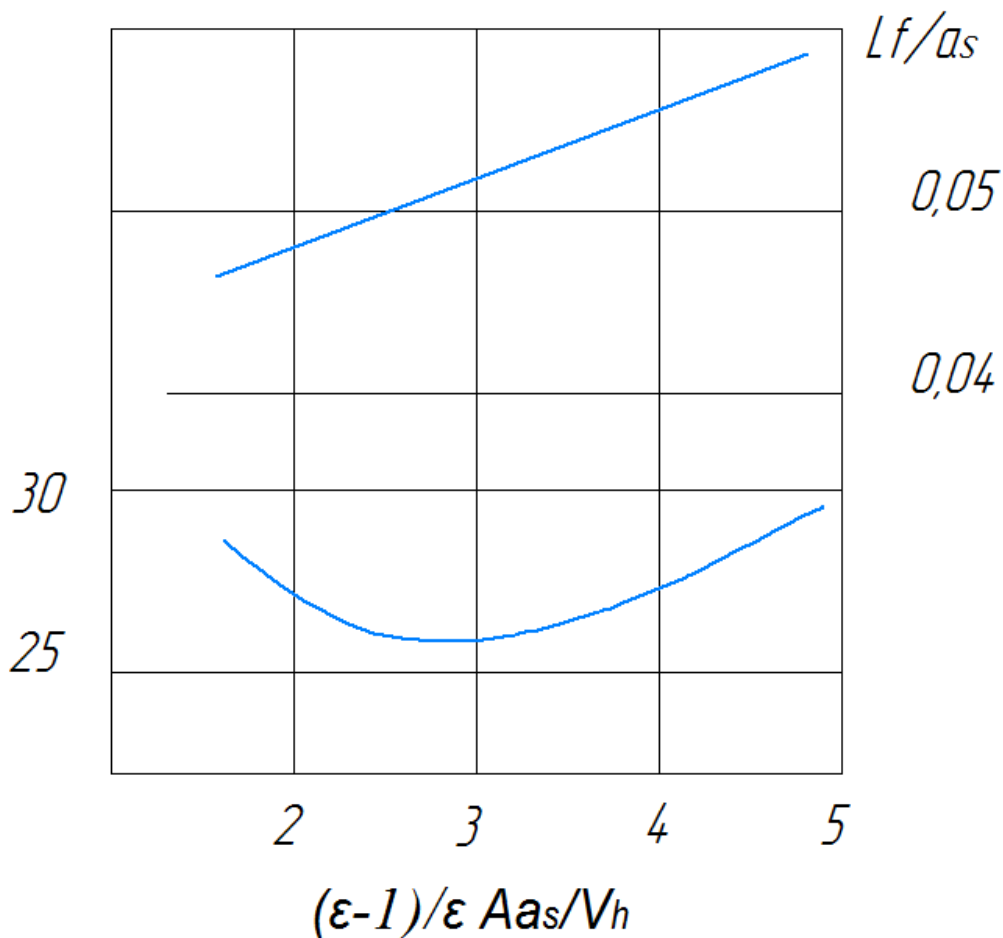


Рисунок 37 - Влияние режима течения во впускном клапане на длину (а) и диаметр (б) настроенного впускного трубопровода

Эффект настройки также существенно зависит от выбора поперечного сечения трубопровода. При узком поперечном сечении, увеличивается амплитуда волн, однако при этом может не обеспечиваться достаточный расход газа; к тому же с ростом скорости потока увеличиваются потери. Наоборот, при широком канале обеспечивается

большой расход газа, но в то же время понижается амплитуда волн. При этом волна окажется недостаточно мощной и уменьшится эффект дозарядки или очистки цилиндра. Поэтому необходимо найти рациональную площадь поперечного сечения трубопровода, обеспечивающую некоторую оптимальную среднюю скорость течения газа. В безразмерном виде эта скорость характеризуется величиной критерия, который можно представить как аналог числа Маха.

$$\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \frac{d^2 \cdot a_s}{V_h \cdot f} \quad (5)$$

На рисунке 38 представлены обобщенные зависимости, позволяющие определить оптимальную величину этого критерия для настроенной впускной системы.

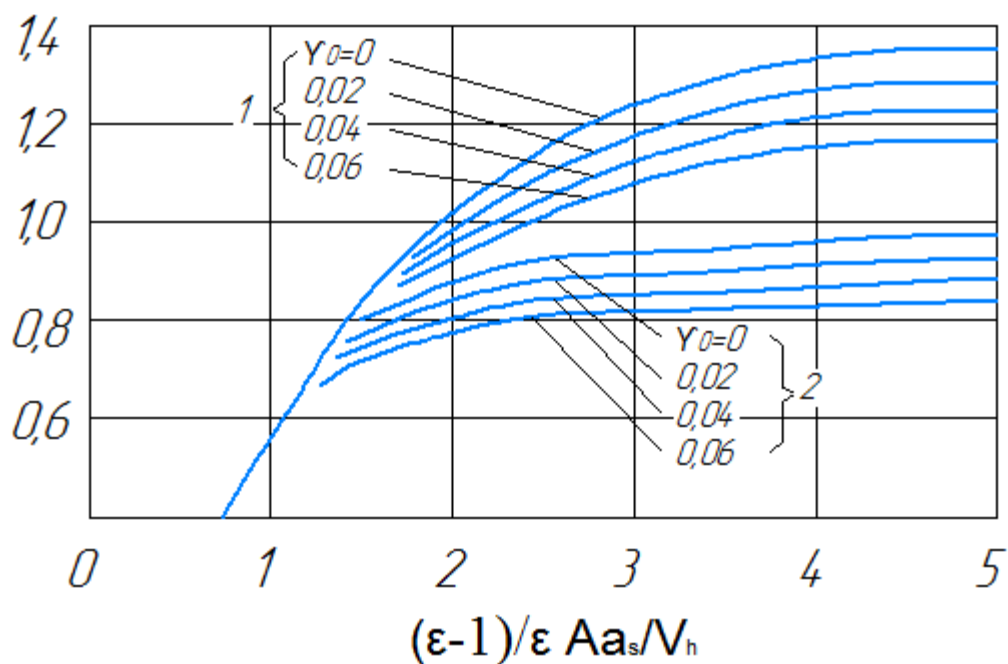


Рисунок 38 - Зависимость коэффициента наполнения от режима течения во впускном клапане: 1—настроенный впускной трубопровод; 2—впускной трубопровод отсутствует

С помощью данной диаграммы можно определить диаметры

настроенных впускных трубопроводов в зависимости от параметров двигателя.

Важное значение для процесса газообмена имеет правильный выбор проходных сечений клапанов. Аналогично, как и при определении поперечного сечения трубопровода, эти параметры также выбираются из условия нахождения оптимальной средней скорости течения газа в клапанах.

В результате исследования ДН представляется возможным определить не только размеры настроенного ГВТ, но и оценить степень улучшения коэффициента наполнения за счет волновых явлений в трубопроводах. При этом важно, чтобы была найдена обобщенная зависимость показателей газообмена от всей совокупности конструкционных и термодинамических параметров ДВС.

На рисунке 39 представлена полученная в соответствии с изложенной методикой обобщенная зависимость параметра  $\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} \cdot \eta_V$  от критерия  $\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} \cdot \frac{A \cdot a_s}{V_h}$

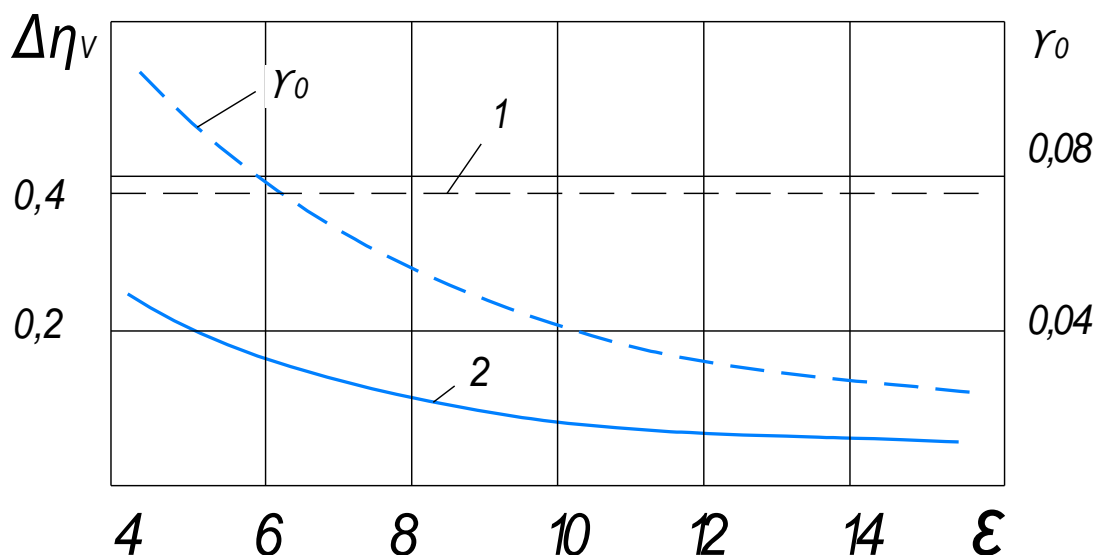


Рисунок 39 - Влияние степени сжатия на количество остаточных газов при ненастроенном выпуске без продувки и на прирост коэффициента наполнения при настроенных впуске (1) и выпуске (2)

Здесь множитель  $\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}$  при коэффициенте наполнения является масштабом, который позволяет представить все параметрическое семейство кривых с разными значениями  $\varepsilon$  в виде одной кривой.

Другим параметром при построении данной зависимости является величина характеризующая количество остаточных газов в цилиндре.

Обобщенная зависимость представлена в виде двух семейств кривых, из которых одно соответствует настроенной впускной системе, а другое — ненастроенной, когда отсутствует впускной трубопровод. Тогда взаимное расположение кривых, принадлежащих разным семействам и взятых при одном значении  $\gamma_0$  характеризует в обобщенном виде диапазон волновой настройки впускной системы.

Из рассмотрения этого рисунка видно, что при  $\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} \cdot \frac{A \cdot a_s}{V_h} < 1,2$  оба семейства кривых сливаются воедино. Такое поведение кривых означает, что эффективность настройки равна нулю, что в свою очередь объясняется «запиранием» ( $M=1$ ) проходного сечения впускного клапана во время всего процесса наполнения.

С ростом отношения  $A/V_h$  прирост коэффициента наполнения от настройки впуска постепенно повышается, достигая максимального значения равного 4,7. В этом случае величина коэффициента наполнения при значении  $\gamma_0 = 0$  представляет собой теоретический предел повышения наполнения цилиндра за счет использования волновых явлений, который составляет:

$$\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \eta_V = 1,33 \quad (6)$$

Используя это выражение, можно ввести понятие коэффициента совершенства ГВТ:

$$K_{ГВТ} = \frac{\eta_V}{1,33 \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}} \quad (7)$$

$\eta_V$ -значение коэффициента наполнения, действительно полученное для данного двигателя.

Знание величины  $K_{ГВТ}$  для конкретного двигателя позволяет реально оценивать возможности улучшения его параметров за счет совершенствования газодинамики тракта.

В таблице 1 приведены значения  $K_{ГВТ}$  для некоторых двигателей.

Таблица 1 - значения  $K_{ГВТ}$  для некоторых двигателей

Марка двигателя	Гоночный NSU	BA3-2103	M-412	GA3-24	Лотос-1500
$K_{ГВТ}$	0,896	0,6	0,6	0,54	0,632

#### 4.2 Расчет системы впуска двигателя KTM LC 4

На рисунке 40 представлен двигатель компании KTM, модель LC4.

Данный двигатель используется командой Формула Студент ТГУ Togliatti Racing Team. Этот двигатель устанавливается на мотоциклы KTM 690 Duke, KTM 690 SMC и другие. Как видно в составе системы впуска серийного двигателя отсутствует ресивер, а впускной трубопровод имеет короткую длину. Для использования его на болиде требуется провести разработку газоздушного тракта, включающего в себя ограничитель воздуха – рестриктор.



Рисунок 40 – Двигатель KTM LC4 [28]

Исходные данные для расчета:

Степень сжатия двигателя $\epsilon$ :	11,8
Частота вращения коленчатого вала двигателя $n$ , об/мин	6500
Количество цилиндров, $i$	1
Рабочий объем цилиндра двигателя $V_h$ , литр	0,654
Время-сечение впускных клапанов $A$ , мм <sup>2</sup> *с	4,22
Количество остаточных газов $\gamma_0$	0,035

Определение критериев подобия:

температура окружающей среды при нормальных условиях $T_0$ , С	293
универсальная газовая постоянная $R$	287
показатель политропы сжатия для воздуха $k$	1,4



-скорость звука при нормальных условиях, м/с

$$a_s = \sqrt{kRT_0} = 343,114$$

Определим частоту вынужденных колебаний, f

Порядок гармоники r 1

Коэффициент тактности 2

двигателя  $\tau$

$$f = \frac{n i r}{\tau 60} = 54,167$$

Определим критерий характеризующий среднюю скорость течения во впускном клапане

$$\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \frac{A \cdot a_s}{V_h 1000} = 2,055$$

Исходя из этого определим значение критерия

$$\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \frac{d^2 \cdot a_s}{V_h \cdot f} = 26$$

Отсюда определим диаметр трубопровода

$$d = \frac{\sqrt{V_h \cdot 10^{-3} \cdot f \cdot \varepsilon \cdot 26}}{a_s \varepsilon - 1} = 0,054$$

Таким образом диаметр впускного трубопровода будет равен  $d = 0,054\text{м}$

Определим эффективную длину трубопровода

Длину впускного трубопровода можно определить по критерию который характеризуется числом Струхалия:

$$S_h = \frac{Lf}{a_s}$$

Значение числа Струхалия определим по соответствующей зависимости и по критерию  $\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} \cdot \frac{A \cdot a_s}{V_h 1000}$  Отсюда длина трубопровода будет равна:

$$L = \frac{S_h \cdot a_s}{f} = 0,304 \text{ м}$$

По результатам расчета получим следующие значения:

- диаметр впускного трубопровода 0,054 м;
- длина впускного трубопровода 0,304 м.

Определим коэффициент наполнения при данных значениях диаметра и длины впускного трубопровода двигателя:

При заданных исходных параметров и полученных диаметра и длины впускного трубопровода критерий  $\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} \cdot \eta_V$  будет равен 0.89. Отсюда коэффициент наполнения равен:

$$\eta_V = \frac{0,9 \cdot \varepsilon}{\varepsilon - 1} = 0,972$$

Эффект динамического наддува существенно зависит от точности настройки на определенный скоростной режим. Волновые эффекты, на которых основан динамический наддув, могут влиять на коэффициент наполнения отрицательно, т.е. на некоторых режимах работы двигателя

могут наблюдаться провалы. Поэтому появляется необходимость определения и на других расчетных режимах работы ДВС. Результаты расчета сведены в таблицу 2.

Таблица 2 – Результаты расчета коэффициента наполнения

$n, \text{мин}^{-1}$	$S_h$	$\gamma_0$	$\eta_V$
1500	0,011	0,031	0,918
3600	0,026	0,032	0,929
6500	0,046	0,035	0,972
7000	0,05	0,038	0,961

По соответствующим значениям числа Струхаля, и заданным начальным параметрам определим  $\eta_V$  по критерию  $\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} \cdot \eta_V = K_{ГВТ}$

Расчет объема ресивера

Для замера расхода воздуха в ДВС снабженным системой впрыска применяются термоанемометры. Как отмечалось выше, при работе ДВС во впускной системе возникают волновые явления, что приводит к расхождению между показаниями датчика расхода воздуха (термоанемометром) и действительным значением расхода воздуха. Для исключения такого явления применяют ресивер, который сглаживает пульсации давления во впускном тракте ДВС перед датчиком расхода воздуха.

Определим объем ресивера, который позволит частично исключить влияние волновых эффектов во впускной системе на показания датчика расхода воздуха.

Определим частоту вынужденных колебаний,  $f$

Число цилиндров $i$	1
Порядок гармоники $g$	2
Тактность $\tau$	2

$$f = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot i \cdot r}{\tau \cdot 60} = 733,038 \text{ Гц}$$

Длина трубопровода от цилиндра двигателя до ресивера по предварительному расчету равна 0,304 м. Диаметр трубопровода в этом месте равен 0,054м:

Диаметр входа в ресивер равен: 0,054м

Соответственно площади равны:

$$f = \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$$

$$f_1 = 0,0029 \text{ м}^2$$

$$f_2 = 0,0029 \text{ м}^2$$

Приведенная длина ресивера равна

$$l_{np} = \frac{a_s}{f} \cdot \frac{1}{\tan f \cdot \frac{L}{a_s}} - \frac{f_2}{f_1} \cdot \tan(0) = 0,645 \text{ м}$$

Объем ресивера в этом случае будет равен:

$$V_p' = l_{np} \cdot f_1 = 0,00147 \text{ м}^3$$

Для гарантированного исключения совпадения вынужденной частоты ресивера с собственной частотой увеличим объем ресивера в несколько раз.

$$V_p = 2 \cdot V_p' = 0,0029 \text{ м}^3$$

Оценка предполагаемой мощности проектируемого двигателя в случае применения динамического наддува:

Исходя из условия, что мощность двигателя пропорциональна коэффициенту наполнения при неизменных других параметрах получим следующее:

при рассчитанных параметрах впускного коллектора двигателя коэффициент наполнения  $\eta_V$  на разных скоростных режимах равен:

0,918

0,929

0,972

0,961

другой стороны коэффициент наполнения  $\eta'_V$  определенный из теплового расчета равен:

0,833

0,836

0,826

0,821

Отсюда:

$$\Delta = \eta_V - \eta'_V$$

Сводные данные внесены в таблицу 3.

Таблица 3 – Результаты расчета системы впуска

п, мин <sup>-1</sup>	$\Delta$	Мощность по тепловому расчету $N_e$ , кВт	Ожидаемый прирост мощности	Предполагаемая мощность двигателя, кВт	Прирост мощности, %
1500	0,065	7	0,076	7,532	7,058
4000	0,063	14	0,072	16,086	6,75
6500	0,179	18	0,226	22,072	18,45
7000	0,18	17	0,216	20,664	17,73

Как видно из расчета прирост мощности на расчетном режиме составляет 18,45%. Однако в действительности можно рассчитывать только на 16% повышения мощности. Это связано с тем, что при увеличении  $\eta_v$  и  $\alpha = \text{const}$ , количество топлива поступившего в цилиндр двигателя увеличивается, что приводит к увеличению нагрузки двигателя, а следовательно и повышению механических потерь и некоторому увеличению удельного эффективного расхода топлива.

#### 4.3 Имитационный расчет двигателя для болида класса «формула студент» в пакете AVL BOOST

В разделе содержатся результаты имитационных расчётов для бензинового двигателя KTM LC4, предназначенного для установки в болид формула студент. Для сравнения характеристик, было рассчитано 3 варианта двигателя. Вариант 1 – базовый двигатель, вариант 2 – двигатель с установленным рестриктором в проточной части и 3 вариант – двигатель с турбонаддувом и рестриктором в проточной части.

Имитационные расчёты выполнялись в программе AVL BOOST, с целью сравнения параметров при добавлении дополнительных элементов в конструкцию базового двигателя.

Для создания моделей двигателей были использованы общие параметры двигателя KTM LC4: Объем – 654 см<sup>3</sup>; тактность – четырехтактный; число цилиндров – 1; диаметр цилиндра – 102 мм; ход поршня – 80 мм; степень сжатия – 11,8.

Была поставлена задача в программном комплексе AVL Boost создать и рассчитать имитационную модель двигателя KTM LC4 для болида формула студент ТГУ. По регламенту соревнований в проточную часть двигателя устанавливается рестриктор диаметров 20мм, для создания одинаковых условий для всех участников.

На рисунках 41 и 42 показаны модели двигателей, построенные в пакете AVL Boost.

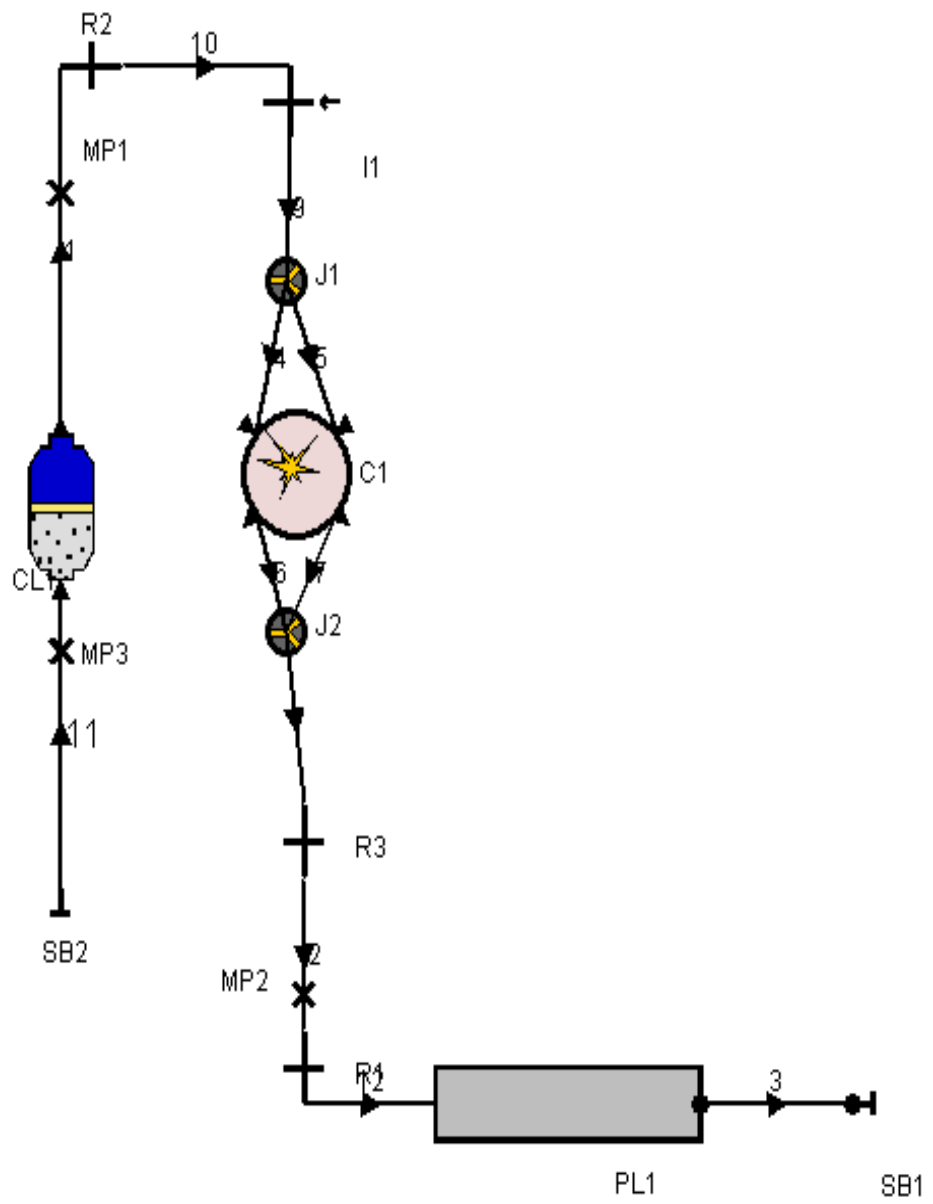


Рисунок 41 –Базовая модель двигателя KTM LC4

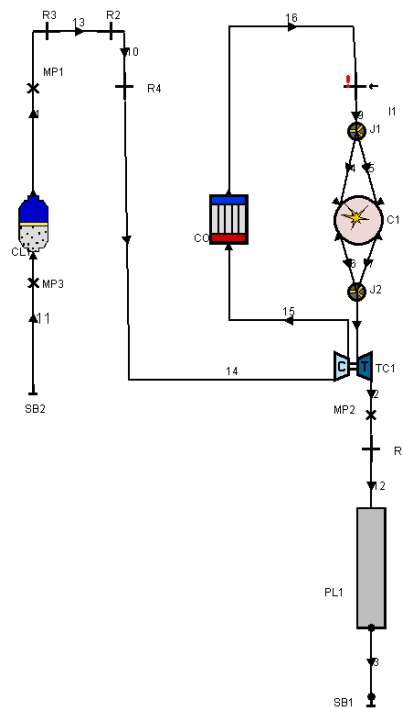


Рисунок 42 - Модель двигателя KTM LC4 с турбонаддувом и рестриктором

На рисунке 43 представлены графики расхода воздуха моделей сравниваемых двигателей.

Для сравнения показателей ВСХ было предложено добавить турбокомпрессор в модель двигателя с рестриктором. Характеристики турбокомпрессора были взяты с аналогичного двигателя Suzuki с рабочим объемом 0,6 л. Модель турбокомпрессора - RHF3 [24]. Совмещение характеристик двигателя и турбокомпрессора по расходу воздуха представлены на рисунке 44.

На рисунке 44 представлены графики сравнения крутящего момента и мощности для разных вариантов двигателя KTM LC4.

Из рисунка 45 видно, что на высоких оборотах модель двигателя с установленным рестриктором сильно проигрывает базовому двигателю по крутящему моменту и мощности.



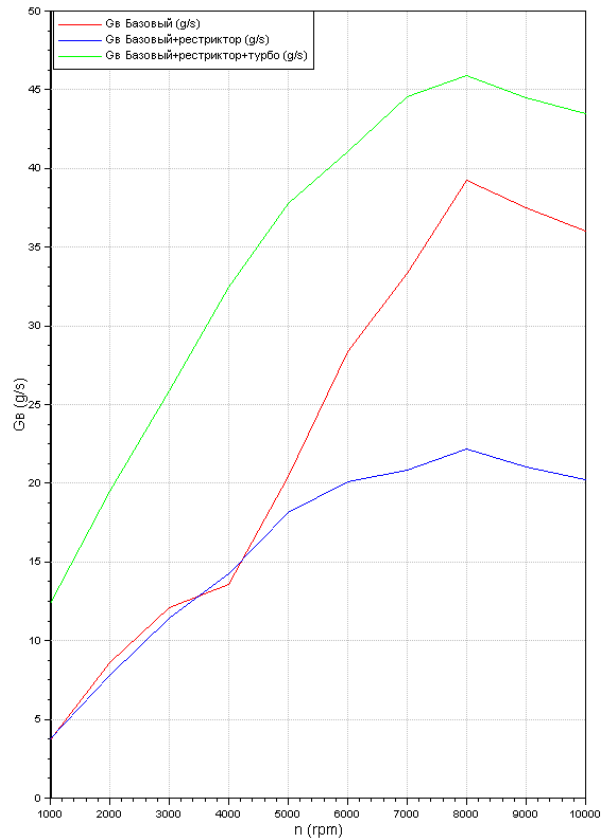


Рисунок 43 – Графики расхода воздуха двигателей на базе KTM LC4

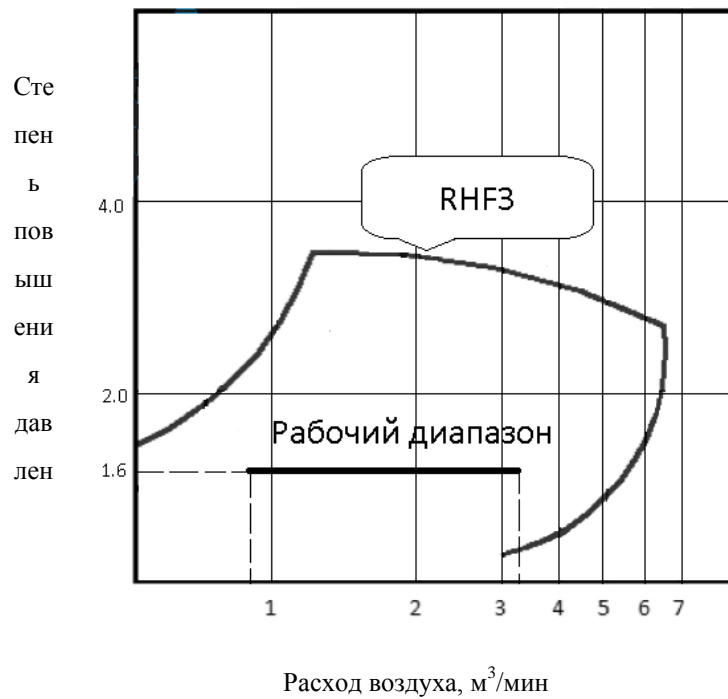


Рисунок 44 – Совмещенные характеристики двигателя и турбокомпрессора RHF3 по расходу воздуха

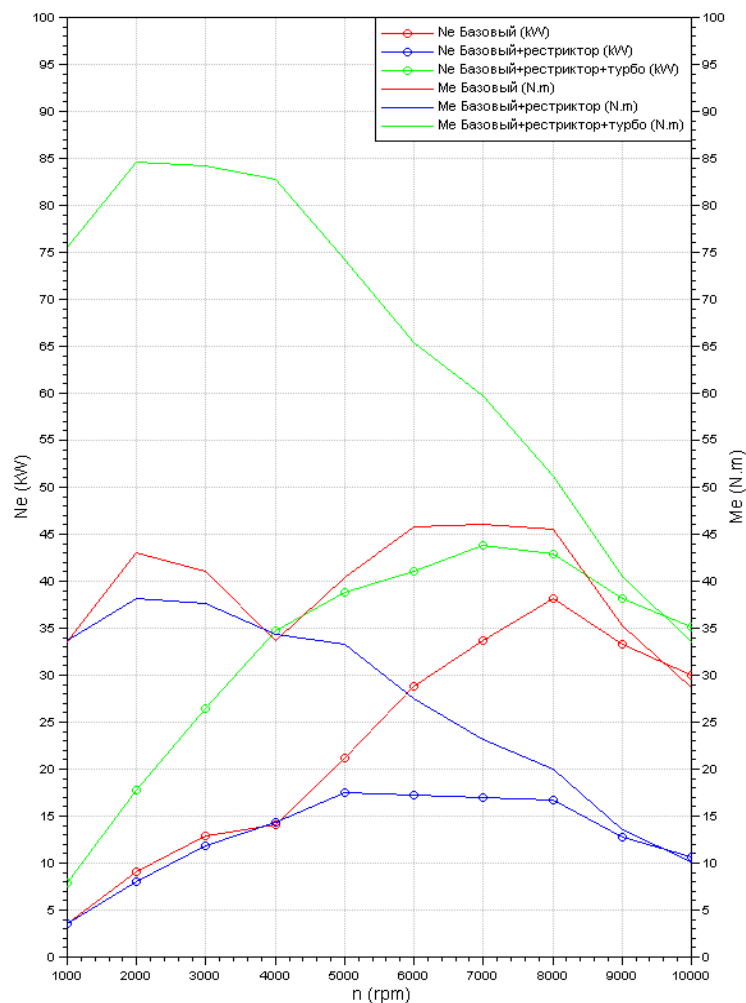


Рисунок 45 – Крутящий момент и мощность, сравниваемых двигателей на базе KTM LC4

Проведенные имитационные расчеты различных вариантов двигателя KTM LC4 показали, что использование рестриктора сказывается на значениях мощности и крутящего момента при частоте вращения коленчатого вала выше  $4000 \text{ мин}^{-1}$ . Для решения проблемы потери мощности было принято решение об использовании турбокомпрессора RHF3. Данная модель подходит для рабочего диапазона двигателя KTM LC4. В результате расчетная мощность варианта двигателя с использованием турбокомпрессора превосходит мощность базового двигателя во всем диапазоне работы.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С целью повысить коэффициент наполнения двигателя с учетом требований регламента Formula Student проведен литературный анализ факторов влияющих на значение коэффициента наполнения. Основными конструктивными параметрами которые оказывают существенное влияние на коэффициент наполнения являются геометрические характеристики компонентов впускного тракта длина, диаметр сечения и конфигурация. Гидравлические потери в выпускных клапанах значительно меньше влияют на коэффициент наполнения, чем потери во впускных. Наибольший коэффициент наполнения получают, если каждый цилиндр двигателя имеет отдельный неразветвленный трубопровод оптимального диаметра и оптимальной, достаточно большой, длины. В таком случае эффект дозарядки цилиндра, связанный с волновыми явлениями в трубопроводах, наибольший.

Проведен анализ существующих способов повышения наполнения цилиндров ДВС. Способом воздействия на показатели наполнение цилиндров являются системы впуска и изменяемой геометрии, которая зависит от оборотов двигателя и нагрузки. Применяются следующие системы:

- с изменяемой длиной трубопроводов;
- с изменяемым диаметром трубопроводов;
- переключение между трубопроводами различной длины или диаметра;
- изменение/переключение объема впускного ресивера.

Настройка фаз газораспределения также оказывает существенное влияние на коэффициент наполнения. На различных режимах работы двигателю требуются различные настройки работы клапанов. С этой целью были разработаны системы изменения фаз газораспределения, которые регулируют длительность впуска и выпуска

Проведен анализ регламента соревнований Formula Student, были рассмотрены ограничения касающихся силового агрегата. В качестве топлива допускается использовать бензин с октановым числом 98 или этанол (E85). Все компоненты систем впуска воздуха и топлива (включая дроссельный узел, впускной ресивер, воздушный фильтр и воздухопроводы), не должны выходить за пределы, которые образуются воображаемыми линиями проведенными от главной дуги к четырем колесам болида. Весь поток воздуха должен ограничиваться рестриктором. Рестриктор должен быть неподвижным (не может быть подвижной частью дроссельного узла), не допускается изготовление из гибких или эластичных материалов. Максимальные размеры внутреннего диаметра рестриктора:

- для автомобилей использующих бензине в качестве топлива - 20 мм;
- для автомобилей использующих E-85 - 19 мм.

Запрещено располагать баки или ёмкость, значительно расширяющая обычную систему впускного тракта перед дроссельным узлом.

Проведен анализ способов повышения коэффициента наполнения, применяемых для болидов команд Formula Student.

Выполнен расчет впускной системы резонансного наддува для двигателя KTM LC 4 с рабочим объемом  $654 \text{ см}^3$ , который используется командой ТГУ Togliatti Racing Team.

Представлена модель впускной системы резонансного наддува, в которой диаметр впускного трубопровода составляет 0,054м, длина впускного трубопровода – 0,304м, объем ресивера –  $0,0029 \text{ м}^3$ . Как видно из расчета прирост мощности на расчетном режиме составляет 18%.

Проведен Имитационный расчет двигателя для болида класса «формула студент» в пакете AVL BOOST. Проведенные имитационные расчеты различных вариантов двигателя KTM LC4 показали, что использование рестриктора сказывается на значениях мощности и крутящего момента при частоте вращения коленчатого вала выше 4000

мин<sup>-1</sup>. В результате расчетная мощность варианта двигателя с использованием турбокомпрессора превосходит мощность базового двигателя во всем диапазоне работы.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Formula Student [электронный ресурс]: URL: [https://ru.wikipedia.org/wiki/Formula\\_Student](https://ru.wikipedia.org/wiki/Formula_Student) (дата обращения 10.02.2017)
2. Рестриктор [электронный ресурс]: URL: <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%A0%D0%B5%D1%81%D1%82%D1%80%D0%B8%D0%BA%D1%82%D0%BE%D1%80> (дата обращения 10.02.2018)
3. Oh Yide, Andre Design and analysis of the intake system of a Formula SAE car [электронный ресурс]// NATIONAL UNIVERSITY OF SINGAPORE 2012: URL: <https://scholarbank.nus.edu.sg/bitstream/10635/34336/1/AndreOh%20A0066517B%20Thesis%20Final.pdf> (дата обращения 10.02.2017)
4. Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. – М.: «Машиностроение», 1983.
5. Атанов С. Н. Метод увеличения коэффициента наполнения четырехтактного двигателя внутреннего сгорания [электронный ресурс] // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета/: электрон. научн. журн. 2009(дата обращения 13.04.2018)
6. Жолобов Л. А., Суворов Е. А., Васильев И. С. Влияние дополнительной емкости во впускной системе на наполнение двс [электронный ресурс]// Современные проблемы науки и образования: электрон. научн. журн. 2013. N 1. URL: <https://www.science-education.ru/ru/article/view?id=8270> (дата обращения 13.04.2018)
7. Атанов С. Н., Р.Д. Еникеев экспериментальное исследование метода повышения коэффициента наполнения четырехтактного двигателя внутреннего сгорания интенсификацией дозарядки [электронный ресурс] // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета/: электрон. научн. журн. 2017(дата обращения 13.04.2018)

8. VTEC [электронный ресурс]: URL: <https://ru.wikipedia.org/wiki/VTEC> (дата обращения 12.01.2018)
9. Variable-length intake manifold [электронный ресурс]: URL [https://en.wikipedia.org/wiki/Variable-length\\_intake\\_manifold#cite\\_note-1](https://en.wikipedia.org/wiki/Variable-length_intake_manifold#cite_note-1) (дата обращения 10.02.2018)
10. Система изменения геометрии впускного коллектора [электронный ресурс]: URL [http://systemsauto.ru/vpusk/variable\\_length\\_intake\\_manifold.html](http://systemsauto.ru/vpusk/variable_length_intake_manifold.html) (дата обращения 14.02.2018)
11. AUTOZINE TECHNICAL SCHOOL [электронный ресурс]: URL [http://www.autozine.org/technical\\_school/engine/Intake\\_exhaust.html](http://www.autozine.org/technical_school/engine/Intake_exhaust.html) (дата обращения 10.09.2017)
12. Впускной коллектор с изменяемой геометрией на двигатель 21124. Механика. [электронный ресурс]: URL <https://www.drive2.ru/b/1752297/> (дата обращения 10.12.2017)
13. Variable valve timing [электронный ресурс]: URL [https://en.wikipedia.org/wiki/Variable\\_valve\\_timing](https://en.wikipedia.org/wiki/Variable_valve_timing) (дата обращения 17.02.2018)
14. Система изменения фаз газораспределения [электронный ресурс]: URL <http://systemsauto.ru/vpusk/vvt.html> (дата обращения 17.02.2018)
15. AUTOZINE TECHNICAL SCHOOL [электронный ресурс]: URL [http://www.autozine.org/technical\\_school/engine/vvt\\_3.htm](http://www.autozine.org/technical_school/engine/vvt_3.htm) (дата обращения 17.02.2018)
16. BMW VANOS Explained (No Magic Necessary) [электронный ресурс]: URL <https://www.eeuroparts.com/blog/557/bmw-vanos-explained/> (дата обращения 20.02.2018)
17. AUTOZINE TECHNICAL SCHOOL [электронный ресурс]: URL [http://www.autozine.org/technical\\_school/engine/vvt\\_2.htm#Cam-changing](http://www.autozine.org/technical_school/engine/vvt_2.htm#Cam-changing) (дата обращения 21.02.2018)

18. AUTOZINE TECHNICAL SCHOOL [электронный ресурс]: URL [http://www.autozine.org/technical\\_school/engine/vvt\\_31.htm](http://www.autozine.org/technical_school/engine/vvt_31.htm) (дата обращения 22.02.2018)
19. ØYVIND GUNDERSEN Free Valve Technology[текст] // Master of Science Thesis Stockholm, Sweden 2009
20. Двигатель без ГРМ — альтернатива от Freevalve [электронный ресурс]: URL <http://www.sciencedebate2008.com/dvigatel-bez-grm-alternativa-ot-freevalve/> (дата обращения 10.02.2018)
21. SUBHASH SESHADRI, DESIGN AND CFD ANALYSIS OF THE INTAKE MANIFOLD FOR THE HONDA CBR250RR ENGINE [текст] // THE UNIVERSITY OF TEXAS AT ARLINGTON, August 2015
22. Giovanni Vichi, Luca Romani, Lorenzo Ferrari, Giovanni Ferrara Development of an engine variable geometry intake system for a Formula SAE application [текст] // 69th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2014
23. Anshul Singhal, Mallika Parveen, Member, IAENG Proceedings of the World Congress on Engineering 2013 Vol III, WCE 2013, July 3 - 5, 2013, London, U.K.  
U.K.[http://www.iaeng.org/publication/WCE2013/WCE2013\\_pp1847-1851.pdf](http://www.iaeng.org/publication/WCE2013/WCE2013_pp1847-1851.pdf)
24. Development of a Power-train for a Formula SAE Competition Vehicle [Электронный ресурс] <http://papers.sae.org/2010-32-0085/> (Дата обращения: 16.02.2017).
25. Buchman, Michael R., Amos G. Winter Method for Turbocharging Single Cylinder Four Stroke Engines [текст] //16th International Conference on Advanced Vehicle Technologies; 11th International Conference on Design Education; 7th Frontiers in Biomedical Devices (August 17, 2014)
26. Jenny E. Die Verwertung der Abgasenergie beim aufgeladenen Viertaktmotor. – The brown bavery Review, 1950, № 11, p. 447 – 461 6.
27. Brandstetter W. Ähnlichkeitsgesetze des Viertaktmotors – MTZ, 1967, 28, № 9, S. 341 – 349.



28. KTM DUKE 690 2017[электронный ресурс]: URL <http://www.zabikers.co.za/2017/03/17/ktm-690-duke-2017/> (дата обращения 17.05.2018)
29. Вибе И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания: Конспект лекции. - Челябинск: ЧПИ, 1974. – 252.
30. Davies P. O. A. L. Piston engine intake and exhaust system design [электронный ресурс] / P. O. A. L. Davies // Journal of Sound and Vibration (1996) 190(4), 677–712. -URL: <https://scihub.io/http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022460X96900851>
31. Sulaiman S. A., Murad S. H. M., Ibrahim I. and Abdul Karim Z. A. Study of flow in air-intake system for a single-cylinder go-kart engine [электронный ресурс]/ S. A. Sulaiman and the others // International Journal of Automotive and Mechanical Engineering (IJAME). -ISSN: 2180-1606 (Online). -Volume 1. -pp. 91-104. -URL: [http://ijame.ump.edu.my/images/Volume\\_1/S.%20A.%20Sulaiman%20et%20al.pdf](http://ijame.ump.edu.my/images/Volume_1/S.%20A.%20Sulaiman%20et%20al.pdf)