

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт энергетики и электротехники

(институт)

Энергетические машины и системы управления

(кафедра)

13.03.03 (141100.62) «Энергетическое машиностроение»

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Двигатели внутреннего сгорания

(наименование профиля, специализации)

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему Адаптация системы выпуска двигателя Honda CBR 600 RR под требования регламента FS

Студент

В.В. Харитонов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

Д.А. Павлов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Консультанты

М.И. Фесина

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Нормоконтроль

А.Г. Егоров

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Допустить к защите

Заведующий кафедрой к.т.н. Павлов Д.А.

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

(личная подпись)

« » 20 г.

Тольятти 2016

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт энергетики и электротехники

(институт)

Энергетические машины и системы управления

(кафедра)

УТВЕРЖДАЮ:

Зав. кафедрой «ЭМиСУ»

Д.А. Павлов

(подпись)

(И.О. Фамилия)

«___» _____ 20___ г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение выпускной квалификационной работы

Студент Харитонов Владислав Валерьевич

1. Тема Адаптация системы выпуска двигателя Honda CBR 600 RR под требования регламента FS

2. Срок сдачи студентом законченной выпускной квалификационной работы 20.06.2016

3. Исходные данные к выпускной квалификационной работе четырёхтактный, четырёхцилиндровый двигатель Honda CBR 600 RR с рабочим объемом 599см³, номинальная частота вращения коленчатого вала 9000 мин⁻¹

4. Содержание выпускной квалификационной работы (перечень подлежащих разработке вопросов, разделов)

Тепловой расчет двигателя Honda CBR600RR, кинематический и динамический расчеты, расчет выпускной системы, безопасность и экологичность проекта

5. Ориентировочный перечень графического и иллюстративного материала поперечный и продольный разрезы двигателя Honda CBR 600 RR, графики кинематического расчета, графики динамического расчета, график ВСХ двигателя, 3D модель спроектированной выпускной системы

6. Консультанты по разделам М.И. Фесина –безопасность и экологичность проекта

7. Дата выдачи задания «___» _____ 20___ г.

Руководитель бакалаврской работы

(подпись)

Д.А. Павлов

(И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

(подпись)

В.В. Харитонов

(И.О. Фамилия)

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт энергетики и электротехники

(институт)

Энергетические машины и системы управления

(кафедра)

УТВЕРЖДАЮ

Зав. Кафедрой «ЭМиСУ»

Д.А. Павлов

(подпись)

(И.О. Фамилия)

« » 20 г.

**КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН
выполнения бакалаврской работы**

Студента Харитонов Владислава Валерьевича
по теме Адаптация системы выпуска двигателя Honda CBR 600 RR под требования регламента FS

Наименование раздела работы	Плановый срок выполнения раздела	Фактический срок выполнения раздела	Отметка о выполнении	Подпись руководителя
Тепловой расчет двигателя Honda CBR600RR	26.12.15	24.12.15		
Построение индикаторной диаграммы	26.12.15	24.12.15		
Тепловой баланс двигателя внутреннего сгорания	26.12.15	24.12.15		
Построение внешней скоростной характеристики для номинального режима	26.12.15	24.12.15		
Кинематические параметры кривошипно-шатунного механизма	26.12.15	24.12.15		
Динамика кривошипно-шатунного механизма	26.12.15	24.12.15		
Выхлопная система двигателя внутреннего сгорания	06.06.16	06.06.16		
Выпускная система двигателя Honda CBR 600 RR	06.06.16	06.06.16		
Безопасность и экологичность проекта	20.06.16	20.06.16		

Руководитель выпускной квалификационной работы

(подпись)

Д.А.Павлов

(И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

(подпись)

В.В. Харитонов

(И.О. Фамилия)

АННОТАЦИЯ

Целью выпускной квалификационной работы является проектирование, расчет выхлопной системы для двигателя Honda CBR 600 RR, удовлетворяющей требованиям регламента соревнований Formula Student, и ее компоновка внутри основной конструкции.

Бакалаврская работы состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка включает в себя расчетную часть и описание конструкции разработанной системы выпуска.

Расчетная часть содержит расчеты системы выпуска, моделирование воздушных потоков в спроектированном выпускном коллекторе. Конструкторская часть содержит тепловой расчет двигателя. Проведены кинематический и динамический расчеты.

В графической части проекта приводятся продольный и поперечный разрезы двигателя, а также графики кинематического и динамического расчетов, диаграмма BCX и 3D модель конструкции спроектированной выпускной системы для двигателя Honda CBR 600 RR.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
1 Выхлопная система двигателя внутреннего сгорания	9
1.1 Назначение выхлопной системы	9
1.2 Импульсные выхлопные системы	11
1.3 Эжекционные однотрубные выпускные системы	13
1.4 Выпускные системы, примененные в Formula Student	15
2 Тепловой расчет двигателя Honda CBR600RR	18
2.1 Параметры рабочего тела	19
2.2 Параметры впуска	20
2.3 Параметры сжатия рабочего тела и начала воспламенения смеси	24
2.4 Термодинамический расчет	24
2.5 Расчет процесса расширения	27
2.6 Параметры выпуска	28
2.7 Индикаторные параметры цикла	28
2.8 Эффективные показатели, размерность двигателя	29
3 Построение индикаторной диаграммы	31
4 Тепловой баланс двигателя внутреннего сгорания	33
5 Построение внешней скоростной характеристики для номинального режима	35
6 Кинематические параметры кривошипно-шатунного механизма	39
7 Динамика кривошипно-шатунного механизма	42
7.1 Силы давления газов	42
7.2 Приведение масс частей КШМ	42
7.3 Силы инерции	43
8 Выпускная система двигателя Honda CBR 600 RR	48
8.1 Проектирование выхлопной системы для болида Formula Student	52
8.2 Моделирование потоков в выпускном коллекторе	57
8.3 Результаты измерения мощности и крутящего момента двигателя	60
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	62
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ	63

ПРИЛОЖЕНИЕ А	66
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	70
ПРИЛОЖЕНИЕ В	72
ПРИЛОЖЕНИЕ Г	75
ПРИЛОЖЕНИЕ Д	78

ВВЕДЕНИЕ

Инженерно-спортивные соревнования Formula Student (FS) ставят перед участниками задачи разработки, конструирования и производства малых автомобилей формульного типа (автомобили с открытыми колесами) для автокросса. На общую конструкцию гоночного болида накладываются некоторые ограничения, которые описаны в техническом регламенте соревнований [1].

Команды должны представить, что работают на инжиниринговую компанию, занимающуюся проектированием и испытаниями прототипов автомобилей для рынка непрофессиональных гоночных автомобилей [1].

Дисциплины соревнований делятся на динамические и статические. Для успешного выступления в динамических дисциплинах гоночные болиды должны демонстрировать высокие динамические характеристики, показатели управления и торможения. Статические дисциплины подразумевают попытку “продать” конструкторский проект “корпорации”, которая приняла решение поставить на производство автомобиль, прошедший соревнования [1].

Дополнительными факторами оценки являются: общая стоимость, эргономика, ремонтпригодность, технологичность и надежность [1].

Ограничения накладываются на силовую установку. В проектируемых автомобилях используются четырехтактные поршневые двигатели внутреннего сгорания, рабочий объем которых не превышает 610см^3 . Для ограничения мощности силовой установки в систему впуска устанавливается рестриктор – устройство ограничивающее поток воздуха, поступающий в цилиндры двигателя. Система выпуска отработавших газов должна быть расположена так, чтобы пилот не подвергался воздействию выхлопных газов на любой скорости движения болида [1].

В качестве силовой установки наиболее часто используются мотоциклетные двигатели с рабочим объемом 599см^3 (команда Тольяттинского государственного университета использует двигатель Honda CBR 600 RR), так как об-

ладают следующими преимуществами: высокая мощность (до 88 кВт), высокий крутящий момент (до 70 Нм), низкая масса, малые габариты [1].

Очевидно, что для удовлетворения требований технического регламента соревнований FS, размещения двигателя и его узлов внутри основной конструкции болида (в пространственной раме) требуется внесение изменений в конструкции выпускного тракта, поскольку штатная система выпуска отработавших газов не удовлетворяет требованиям общей компоновки автомобиля.

Целью выпускной квалификационной работы является проектирование, расчет выхлопной системы для двигателя Honda CBR 600 RR, удовлетворяющей требованиям регламента соревнований Formula Student, и ее компоновка внутри основной конструкции.

Поставленная цель реализуется путем выполнения следующих задач:

- 1 Изучить конструкции систем выпуска отработавших газов;
- 2 Провести расчет выпускного коллектора;
- 3 Подготовить проект выпускной системы для болида класса Formula Student, с помощью программ 3D моделирования;
- 4 Провести моделирование потоков в выпускном коллекторе;
- 5 Провести измерения мощности и крутящего момента двигателя на измерительном стенде.

1 Выхлопная система двигателя внутреннего сгорания

1.1 Назначение выхлопной системы

Система выпуска отработавших газов двигателя внутреннего сгорания предназначена для отвода продуктов сгорания из цилиндров двигателя, а так же снижения производимого ими уровня шума. Современные выхлопные системы оказывают влияние на технические характеристики, эффективность и массу силовых установок [2,3].

Выхлопная система на первых серийных автомобилях представляла собой устройство для глушения высокого уровня шума. Система имела раздвоенный канал, для повышения мощности использовался клапан, который отводил отработавшие газы в атмосферу. В связи с этим стали приниматься нормативные акты, ограничивающие уровень шума, производимый выхлопными системами. Принятие этих актов, повлекло за собой усовершенствование систем отвода отработавших газов. В настоящее время законами регулируется предельно допустимый уровень шума и уровень содержания токсичных компонентов выхлопных газов [4].

Система выпуска обеспечивает:

- продувку и хорошую очистку цилиндров двигателя;
- минимальные потери энергии отработавших газов [5].

Применяемые в наше время системы выпуска состоят из следующих частей:

- выпускной коллектор – отводит отработавшие газы от отдельных цилиндров двигателя в один газоотводящий канал;
- резонатор – применяется для уменьшения противодавления в системе и сглаживания ударных волн;
- глушитель – предназначен для снижения уровня шума. Глушитель состоит из следующих элементов: поглощающие, отражающие и ограничительные;

— каталитический нейтрализатор – используется в выпускных системах для уменьшения доли содержания токсичных компонентов в выхлопных газах. При использовании каталитического нейтрализатора, несколько уменьшается эффективная мощность вследствие возрастающего сопротивления в выхлопной системе. Схема выпускной системы показана на рисунке 1.

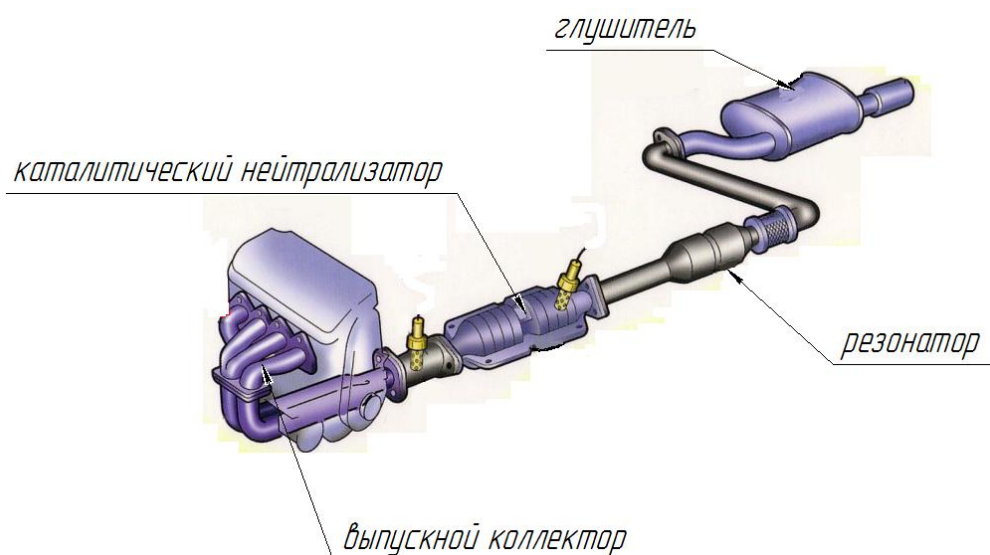


Рисунок 1 – Схема выпускной системы [6]

Выпускной коллектор, используемый в 4-тактных двигателях внутреннего сгорания, устанавливается на головке блока цилиндров двигателя. Газы из двигателя собираются выпускным коллектором и направляются в каталитический нейтрализатор. Выпускной коллектор играет важную роль в эффективности системы двигателя. Выпускной коллектор влияет на эффективность сгорания и потребления топлива.

В процессе сбора газа из двигателя и отвода к каталитическому нейтрализатору, выпускной коллектор нагревается до 800°C , а давление варьируется от 100 до 500 кПа.

Выпускной коллектор работает в условиях термической усталости, производимой увеличением и уменьшением температуры выхлопных газов. Волны давления, испускаемые отработавшими газами в определенные моменты цикла,

подвергают внутреннее давление. Все это приведет к появлению трещин в выпускном коллекторе.

Элементы выпускной системы выполняют таким образом, чтобы конструкция способствовала наиболее полной очистке цилиндров от остаточных газов и лучшему наполнению свежим зарядом [4,21].

В спортивных конфигурациях некоторые из вышеперечисленных узлов убираются, что позволяет повысить мощность двигателя. К впускным и выпускным системам поршневых двигателей предъявляется ряд требований, среди которых основными являются максимальное снижение аэродинамического шума и минимальное аэродинамическое сопротивление [5,24].

1.2 Импульсные выхлопные системы

Наиболее распространенными в автомобильных двигателях выхлопными системами являются импульсные.

Отвод отработавших газов из цилиндра двигателя происходит на такте выпуска, при движении поршня от верхней мертвой точки к нижней, с открытием выпускного клапана. Этот процесс происходит благодаря разности давлений газа в цилиндре и выпускном коллекторе, при этом создается волна давления, распространяющаяся со скоростью звука. Волна, отражаясь от стенок выпускного коллектора, может препятствовать истечению газов из цилиндров, повысив сопротивление. Дальнейшая очистка цилиндра от остаточных газов происходит за счет выталкивающего движения поршня от НМТ к ВМТ. Неудовлетворительная очистка цилиндров от отработавших газов отрицательно скажется на последующем наполнении свежим зарядом, следовательно, на мощности, экономичности и экологических показателях двигателя [4,5,22].

Для улучшения очистки цилиндра от остаточных газов выпускная система настраивается так, что к концу процесса выпуска (в период перекрытия клапанов) за выпускным клапаном образовалось разрежение. Таким образом, улучшаются продувка цилиндра и наполнение его свежим зарядом. Данный эффект называется резонансной продувкой цилиндра. Обеспечение такого эф-

фекта является одной из основных задач проектирования выпускного коллектора. Для того, чтобы получить эту зависимость, параметрическое исследование выполнялось для V20 двигателя. Результаты показывают, что эффективность работы двигателя возрастает с удлинением выхлопных труб. Удлинение выпускных труб в результате приводит к увеличению во времени волну, идущую между цилиндрами, и, таким образом, взаимодействие между цилиндрами уменьшаются. Это означает, увеличение среднего эффективного давления, а также эффективности двигателя. Одинаковая длина первичных выпускных труб придает данному эффекту большую регулярность. В таком случае, газообмен в цилиндре осуществляется не только за счет хода поршня. Методом подбора длины и площади сечения выпускных труб осуществляется настройка выпускной системы. Изначально указанные параметры могут быть определены расчетным методом, однако необходимо уточнение результатов по данным испытаний [5,7,25].

Импульсные системы для четырех цилиндровых двигателей внутреннего сгорания выполняются по следующим схемам:

- два первичных выпускных трубопровода объединяются в один вторичный, два вторичных объединяются между собой (4-2-1), схема показана на рисунке 2;

- четыре первичных трубопровода объединяются между собой в одной точке (4-1), схема показана на рисунке 3.

Подбор длины и площади сечения выпускных труб позволяет увеличить коэффициент наполнения цилиндров практически по всем диапазоне частоты вращения коленчатого вала. Длина первичных выпускных труб оказывает заметное воздействие на мощностные характеристики двигателя. Увеличение этой длины улучшает тягу на низких оборотах, в то время как её уменьшение улучшает тягу на высоких оборотах [5].

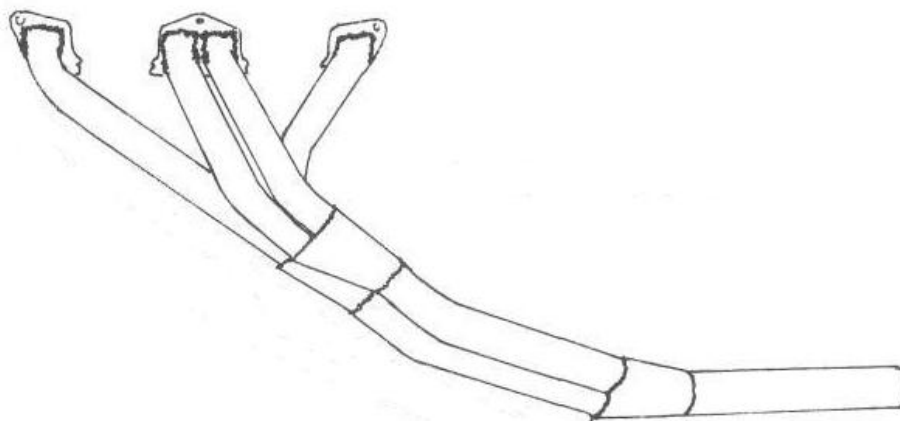


Рисунок 2 – Импульсная выхлопная система 4-2-1 [8]

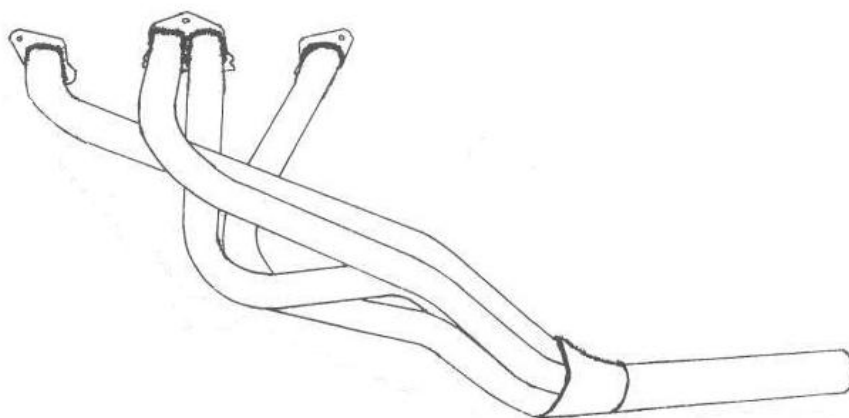


Рисунок 3 – Импульсная выхлопная система 4-1 [8]

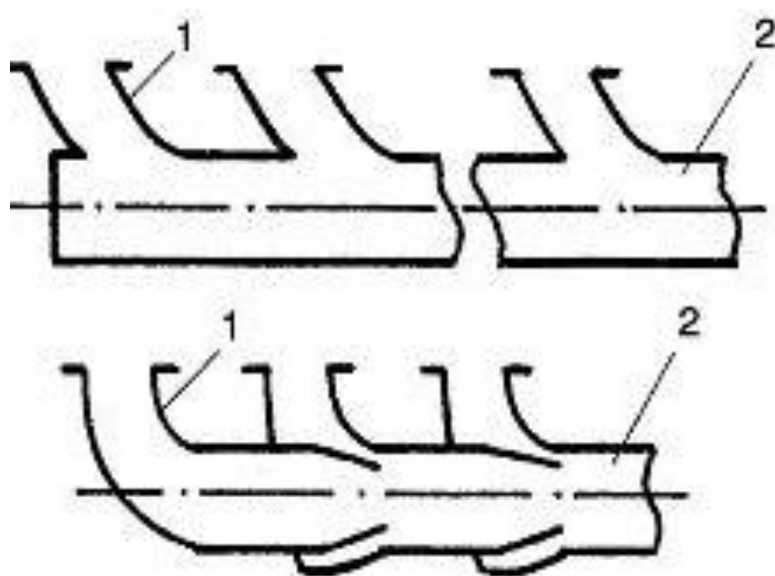
1.3 Эжекционные однотрубные выпускные системы

Эжекция - процесс смешения двух каких-либо сред, в котором одна среда, находясь под давлением, оказывает воздействие на другую и увлекает ее в требуемом направлении.

В эжекционных выпускных системах поток отработавших газов по выпускному патрубку поступает в коллектор. Проходя по коллектору, поток газов вызывает эжекцию в выпускных патрубках. В свою очередь, газовые потоки в выпускных патрубках вызывают эжекцию в выпускном коллекторе.

В атмосферных двигателях благодаря эжекции давление в выпускных патрубках в период перекрытия клапанов становится ниже атмосферного. Следовательно улучшаются очистка и наполнение цилиндров [5,7].

По сравнению с импульсной системой эжекционная однотрубная система имеет меньшие габариты и больше подходит для двигателей с наддувом, так как позволяет , повысить КПД турбокомпрессора, а также увеличить ресурс турбины. Схема исполнения эжекционной однотрубной выпускной системы показана на рисунке 4 [5,7].



1 - выпускной патрубок; 2 - выпускной коллектор

Рисунок 4 - Схемы возможного исполнения эжекционной однотрубной выпускной системы [7]

Подбор параметров выпускной системы двигателя выполняется комплексно с настройкой впускного тракта. При правильно подобранных параметрах обеих систем можно повысить эффективность наполнения цилиндров свежим зарядом.

При малом объеме отработавших газов использование выпускных патрубков меньшего диаметра позволяет увеличить скорость протекания потока. С увеличением объема отработавших газов диаметр должен быть увеличен [7].

Объем продуктов сгорания зависит от рабочего объема двигателя, частоты вращения коленчатого вала и нагрузки на двигатель. Чем больше объем цилиндра, чем выше частота вращения коленчатого вала, тем больше отработавших газов истекает из цилиндра в единицу времени, тем больше должен быть диаметр выпускного патрубка

Однако использование чрезмерно большого диаметра труб влечет за собой снижение скорости протекания потока отработавших газов, что приводит к снижению крутящего момента. Значительно снижение этой скорости приводит к снижению максимальной мощности, развиваемой двигателем [4,5,23].

1.4 Выпускные системы, примененные в Formula Student

В этом подразделе рассмотрены примеры конструкций выпускных систем для гоночных болидов от других команд-участников соревнований Formula Student.

Примеры выхлопных систем представлены на рисунках 5-11.



Рисунок 5 – Выхлопная система команды Dalhousie FSAE [9]



Рисунок 6 – Выхлопная система команды MUR Motorsports [10]

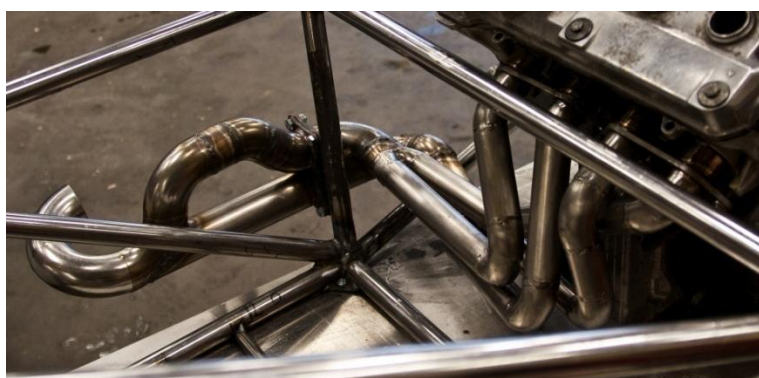


Рисунок 7 – Выхлопная система команды Formula Student Oulu [11]



Рисунок 8 – Выхлопная система команды Team HARE [12]

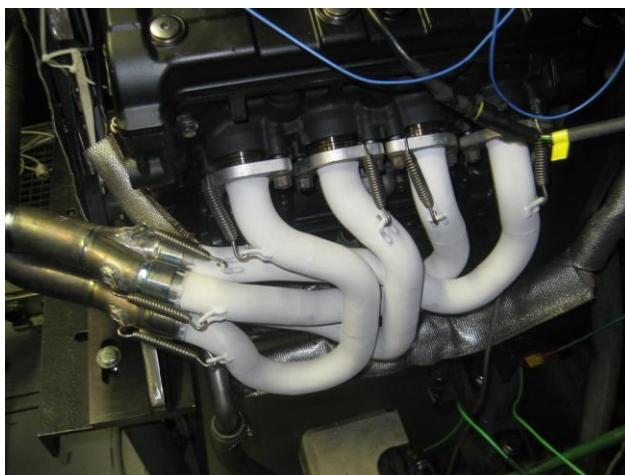


Рисунок 9 – Выхлопная система команды TU Graz Racing Team [13]



Рисунок 10 – Выхлопная система команды «Формула Студент» МГТУ им. Н.Э. Баумана [14]

Проанализировав приведенные выше примеры можно заметить, что участниками соревнований Formula Student используются импульсные выхлопные системы, собранные по схеме 4-2-1, выпускные патрубки имеют одинаковую длину. Включают в себя следующие компоненты: выпускной коллектор, глушитель. Каталитический нейтрализатор не используется, так как правилами не регламентировано количество вредных выбросов. Резонатор не используется по причине допустимого относительно высокого уровня шума (по сравнению с гражданскими транспортными средствами).

2 Тепловой расчет двигателя Honda CBR600RR

Исходные данные:

Номинальные обороты двигателя $n = 9000$ (мин⁻¹);

Количество цилиндров $i = 4$;

Диаметр цилиндра $D = 67$ (мм);

Ход поршня $S = 42,5$ (мм);

Радиус кривошипа $R = 21$ (мм);

Длина шатуна $L = 109$ (мм);

Отношения радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = 0,19$

Объем двигателя $V_{л} = 0,599$ (л);

Тактность двигателя $t = 4$;

Степень сжатия $\varepsilon = 12,2$;

Коэффициент $\alpha = 0,95$.

Расчет по методу Мазинга-Гранивецкого [15].



Рисунок 11 – Двигатель Honda CBR 600 RR [16]

2.1 Параметры рабочего тела

Для двигателей с искровым зажиганием используют бензин, средний элементарный состав в массовых долях и молекулярная масса составляют:

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

Низшая теплота сгорания (H_u) жидкого топлива определяется по формуле Менделеева:

$$H_u = [4,013C + 125,6H - 10,9O - S - 2,512W] \cdot 10^6 \quad (1)$$
$$H_u = 43897 \text{ КДж/кг}$$

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг жидкого топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,5168 \frac{\text{кмоль} \cdot \text{воздуха}}{\text{кг} \cdot \text{топлива}} \quad (2)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,9565 \frac{\text{кг} \cdot \text{воздуха}}{\text{кг} \cdot \text{топлива}} \quad (3)$$

Количество горючей смеси (M_1) для двигателей с искровым зажиганием определяется величиной:

$$M_1 = \left(\alpha \cdot L_0 + \frac{1}{\mu_m} \right) = 1 \cdot 0,5168 + \frac{1}{115} = 0,525 \frac{\text{кмоль} \cdot \text{гор.смеси}}{\text{кг} \cdot \text{топлива}} \quad (4)$$

Количество отдельных компонентов продуктов неполного сгорания жидкого топлива:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 =$$

$$= \frac{0,855}{12} - 2 \cdot \frac{1-0,99}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,5168 = 0,0698 \frac{\text{кмоль} \cdot \text{CO}_2}{\text{кг} \cdot \text{топлива}} \quad (5)$$

$$M_{\text{CO}} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 2 \cdot \frac{1-0,99}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,5168 = 0,0014 \frac{\text{кмоль} \cdot \text{CO}}{\text{кг} \cdot \text{топлива}} \quad (6)$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = \quad (7)$$

$$= \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{1-0,99}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,5168 = 0,0717 \frac{\text{кмоль} \cdot \text{H}_2\text{O}}{\text{кг} \cdot \text{топлива}}$$

$$M_{\text{H}_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{1-0,9}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,5168 = 0,0007 \frac{\text{кмоль} \cdot \text{H}_2}{\text{кг} \cdot \text{топлива}} \quad (8)$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,792 \cdot 0,9 \cdot 0,5168 = 0,405 \frac{\text{кмоль} \cdot \text{N}_2}{\text{кг} \cdot \text{топлива}} \quad (9)$$

Общее количество продуктов неполного сгорания жидкого топлива

$$\begin{aligned} M_2 &= M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{N}_2} = \\ &= 0,0569 + 0,0143 + 0,0653 + 0,0072 + 0,3684 = 0,549 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг} \cdot \text{топлива}} \end{aligned} \quad (10)$$

Изменение числа молей при сгорании характеризуется коэффициентом молекулярного изменения горючей смеси μ_0 , который представляет собой отношение количества молей продуктов сгорания M_2 к количеству молей горючей смеси M_1

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,549}{0,52} = 1,055 \quad (11)$$

2.2 Параметры впуска

Принимаются стандартные условия окружающей среды: барометрическое давление $P_0 = 101,3$ кПа, температура воздуха $T_0 = 293$ К.

$$P_k = P_0 = 0,1 \text{ МПа}$$

$$T_k = T_0 = 293 \text{ K}$$

Давление остаточных газов P_r на различных скоростных режимах двигателя определяется по приближенной формуле:

$$P_r = P_0 \cdot (0,035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2), \quad (12)$$

где P_{rN} – давление остаточных газов на номинальном режиме, Мпа;

n_N – частота вращения коленчатого вала на номинальном режиме, мин^{-1} .

Давление остаточных газов при номинальных оборотах $P_r = 0,115$ Мпа

Температура остаточных газов $T_r = 1100$ К

Изменение температуры свежего заряда ΔT в зависимости от скоростного режима двигателя при ориентировочно может быть определено

$$\Delta T = A_T \cdot (10 - 0,0125 \cdot n^2), \quad (13)$$

примем, что $\Delta T = 5^\circ \text{K}$

Давление в конце впуска P_a

$$P_a = P_k - \Delta P_a \text{ или } P_a = P_0 - \Delta P_a \quad (14)$$

Потери давления ΔP_a за счет сопротивления впускной системы и затухания скорости движения заряда в цилиндре при некотором допущении можно определить из уравнения Бернулли:

$$\Delta P_a = \left(\beta^2 + \xi_{en} \right) \left(A_n^2 \cdot \frac{n^2}{2} \right) \cdot \rho_k \cdot 10^{-6} \quad (15)$$

По опытным данным в современных автомобильных двигателях на номинальном режиме $(\beta^2 + \xi_{вп.}) = 2,5 \div 4,0$; примем $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5$.

$$A_n = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \sqrt{1 + \lambda^2} \right) / 120 \cdot f_{en}, \quad (16)$$

где $f_{вп.}$ – площадь наименьшего сечения впускной системы, м²;

R и D – соответственно радиус кривошипа и диаметр поршня, м;

$\lambda = R / L_{ш}$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

Площадь $f_{вп.}$ можно определить из уравнения неразрывности потока:

$$f_{en} = \frac{C_n^{\max} \cdot F_n}{W_{en}} \quad (17)$$

где F_n – площадь поршня двигателя, который является прототипом заданного;

C_n^{\max} – максимальная скорость поршня (м/с).

$$C_n^{\max} = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R \cdot \sqrt{1 + \lambda^2} \quad (18)$$

$W_{вп.} = 50 - 130$ м/с – средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы по опытным данным в современных автомобильных двигателях.

Плотность заряда на впуске

$$\rho_K = P_K \cdot 10^6 / (R_g \cdot T_K) \quad \text{или} \quad \rho_0 = P_0 \cdot 10^6 / (R_g \cdot T_0) \quad (19)$$

$$\rho_K = \rho_0 = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,189 \text{ кг/м}^3 \quad (20)$$

$$\Delta P_a = 2,5 \cdot \left(0,00963^2 \cdot \frac{9000^2}{2} \right) \cdot 1,189 \cdot 10^{-6} = 0,012 \text{ МПа} \quad (21)$$

Тогда

$$P_a = 0,1 - 0,012 = 0,088 \text{ МПа} \quad (22)$$

Величина коэффициента остаточных газов (γ_r) характеризует качество очистки цилиндра от продуктов сгорания. Коэффициент остаточных газов для четырехтактных двигателей: с учетом продувки и дозарядки цилиндра:

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{оч.} \cdot P_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{доз.} \cdot P_a - \varphi_{оч.} \cdot \varphi \cdot P_r} =$$

$$= \frac{293 + 10}{1150} \cdot \frac{0,115 \cdot 0,5}{12,2 \cdot 0,088 \cdot 1,06 - 0,115 \cdot 0,5 \cdot 1,16} = 0,01456 \quad (23)$$

Температура в конце впуска T_a с достаточной степенью точности определяется по формуле:

$$T_a = \frac{T_K + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 5 + 0,01456 \cdot 1100}{1 + 0,01456} = 312 \text{ K} \quad (24)$$

Наиболее важной величиной, характеризующей процесс впуска, является коэффициент наполнения (η_v), представляющий собой отношение действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объеме цилиндра. Величину коэффициента наполнения определяют по формуле:

$$\eta_v = \frac{T_K (\varepsilon \cdot P_a - P_r)}{T_a (\varepsilon - 1) P_K} = \frac{293 (2,2 \cdot 0,088 - 0,115)}{(293 + 5) (2,2 - 1) \cdot 0,1} = 0,95 \quad (25)$$

Учитывая, что в системе впуска установлен рестриктор примем коэффициента наполнения $\eta_v = 0,65$

Удельный объем рабочего тела в конце процесса наполнения:

$$v_a = 8,314 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{(\alpha \cdot l_0 / \mu_e + 1 / \mu_m) T_{a_1}}{(1 + \alpha \cdot l_0) P_{a_1}} = 0,97 \text{ м}^3/\text{кг} \quad (26)$$

2.3 Параметры сжатия рабочего тела и начала воспламенения смеси

Процессы воспламенения и сгорания рассчитываются по методике Вибе И.И. [17]. Значение показателя политропы сжатия

$$n_1 = 1 + \frac{8,314}{20,16 + 1,738 \cdot 10^{-3} \left(\varepsilon^{n_1-1} + 1 \right) \cdot T_a} \quad (27)$$

$$n_1 = 1,377$$

Давление, температура и удельный объем в конце сжатия

$$p_c = p \cdot \varepsilon^{n_1}; \quad p_c = 2,755 \text{ МПа} \quad (28)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}; \quad T = 801,556 \text{ К} \quad (29)$$

Удельный объем, давление и температура рабочего тела в момент воспламенения, если угол опережения воспламенения $\Theta = 25$ (град) и $\lambda = 0,19$

$$V_y = \frac{V_a}{\varepsilon} \cdot \left[1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left[\cos\left(\frac{\Theta \cdot \pi}{180} \right) + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \left(\sin\left(\frac{\Theta \cdot \pi}{180} \right) \right)^2} \right] \right] \right] \quad (30)$$

$$V_y = 0,129 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$p_y = \left(\frac{V_a}{V_y} \right)^{n_1} \cdot p_a; \quad p_y = 1,41 \text{ МПа} \quad (31)$$

$$T_y = \left(\frac{V_a}{V_y} \right)^{n_1-1} \cdot T_a; \quad T_y = 668,05 \text{ К} \quad (32)$$

2.4 Термодинамический расчет

Целью термодинамического расчета является нахождение значений давления и температуры газов в цилиндре двигателя для любого момента сгорания.

Коэффициент эффективности сгорания топлива $\zeta = 0,9$

Общая удельная теплота сгорания топлива

$$H_u = 43897 \text{ кДж/кг топлива}$$

$$q_z = \frac{\zeta \cdot H_u}{1 + \gamma_r \cdot l_0 + 1}; q_z = 2727,4 \text{ кДж/кг} \quad (33)$$

Давление газов в процессе сгорания

$$p_2 = E_2 \cdot \Delta X_{1-2} + p_1 \cdot K_{1-2} \cdot \psi_{\varphi_1} \cdot \psi_{\varphi_2} \quad (34)$$

$$E_2 = \left(0,002 \cdot \frac{\varepsilon}{V_a} \right) \cdot q_z; E_2 = 64,354 \text{ МПа} \quad (35)$$

Доля топлива, сгоревшего на рассматриваемом участке

$$\Delta X_{1-2} = \exp \left[-6,908 \left[\frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right]^{m+1} \right] - \exp \left[-6,908 \left[\frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right]^{m+1} \right] \quad (36)$$

где φ_1 и φ_2 – углы поворота коленчатого вала соответственно в начале и в конце рассматриваемого участка;

φ_1 и φ_2 – углы поворота коленчатого вала, отсчитываемые от момента воспламенения соответственно до начала или конца рассматриваемого участка;

p_1 – давление в начальной точке рассматриваемого участка, МПа;

Фактор теплоемкостей

$$K_{1-2} = \frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} \quad (37)$$

Отношение средних теплоемкостей рабочего тела на участке 1-2

$$k_{1-2} = 1,259 + \left[76,7 - \left(13,6 - \frac{14,2}{\alpha} \right) \cdot x_{1-2} \right] \cdot \frac{1}{T_{1-2}} - \left(0,0665 - \frac{0,0245}{\alpha} \right) \cdot x_{1-2} \quad (38)$$

среднее значение доли топлива сгоревшего на участке 1-2

$$x_{1-2} = 0,5 \left[\exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \right] \quad (39)$$

Средняя температура на участке 1-2

$$T_{1-2} = (T_1 + T_2)/2 \quad (40)$$

$$\psi \left(\phi \right) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma \quad (41)$$

$$\sigma = \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left[\cos \left(\phi \right) + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \left(\sin \left(\phi \right) \right)^2} \right] \quad (42)$$

Температура газов в процессе сгорания

$$T_2 = \frac{T_y \cdot p_2 \cdot \psi \left(\phi_2 \right)}{p_y \cdot \psi \left(\phi_y \right) \cdot \mu_{1-2}} \quad (43)$$

Средний на рассматриваемом участке коэффициент молекулярного изменения свежей смеси

$$\mu_{1-2} = (\mu_1 + \mu_2)/2 \quad (44)$$

$$\mu_1 = 1 + \frac{\left(u_{0\max} - 1 \right) \left[1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \right]}{1 + \gamma_r} \quad (45)$$

$\mu_0 = \mu_{0 \max} = 1,065$ - расчетный коэффициент молекулярного изменения свежей смеси.

Результаты расчета процесса сгорания приведены в Приложении А.

2.5 Расчет процесса расширения

Степень последующего расширения при $V_Z = 0,174$; $\delta = V_a/V_Z$; $\delta = 5,56$.

$$n_2 = 1 + \frac{8,341}{23,7 + 0,0046 \cdot T_Z \cdot \left(1 + \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right)} \quad (46)$$

$$n_2 = 1,18.$$

Параметры в конце процесса расширения как политропного процесса

$$p_b = \frac{p_Z}{\delta^{n_2}}; p_b = 0,6 \text{ МПа} \quad (47)$$

$$T_b = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}}; T_b = 2017,6 \text{ К} \quad (48)$$

где p_Z и T_Z – параметры в конце.

Текущие значения удельного объема, давления и температуры газов от конца процесса сгорания до 540 град. п.к.в. находятся из соотношений:

$$V_{pm} = \frac{V_a}{\varepsilon} \cdot \left[1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left[\cos \varphi_{pm} \right] \mp \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_{pm}} \right] \right] \quad (49)$$

где $\varphi_{рт}$ – текущее значение угла поворота коленчатого вала

$$P_{pm} = \left(\frac{V_a}{V_T} \right)^{n_2} \cdot P_b \quad (50)$$

$$T_{pm} = \left(\frac{V_a}{V_T} \right)^{n_2-1} \cdot T_b \quad (51)$$

2.6 Параметры выпуска

За период выпуска из цилиндра двигателя удаляются отработавшие газы. Для оценки правильности выбора значения температуры отработавших газов произведем проверку:

$$T_r = T_g / \sqrt[3]{P_g / P_r} \quad (52)$$

$$T_r = \frac{2017}{\sqrt[3]{\frac{0,6}{0,115}}} = 1120,91 \quad (53)$$

$$\Delta T_r = \frac{1100 - 1120,91}{1000} \cdot 100\% = 1,9\% \quad (54)$$

2.7 Индикаторные параметры цикла

Для двигателя с искровым зажиганием, работающего по циклу с подводом теплоты при $V = \text{const}$, теоретическое среднее индикаторное давление

$$P_{ip} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$

$$= \frac{2,75}{12,2 - 1} \left[\frac{1,81}{1,18 - 1} \left(1 - \frac{1}{12,2^{1,18-1}} \right) - \frac{1}{1,377 - 1} \left(1 - \frac{1}{12,2^{1,18-1}} \right) \right] = 1,28 \text{ МПа} \quad (55)$$

Примем $\varphi_{II} = 0,94$

$$P_i = \varphi_{II} \cdot P_{ip} = 0,94 \cdot 1,28 = 1,2 \text{ МПа} \quad (56)$$

Индикаторная мощность двигателя N_i - работа, совершаемая газами внутри цилиндров в единицу времени

$$N_i = P_i \cdot V_h \cdot i \cdot n / 30 \cdot \tau \quad (57)$$

$$N_i = \frac{1,2 \cdot 0,14975 \cdot 4 \cdot 9000}{30 \cdot 4} = 54,21 \text{ кВт} \quad (58)$$

Для автомобильных и тракторных двигателей индикаторный КПД, работающих на жидком топливе:

$$\eta_i = P_i \cdot l_0 \cdot \alpha / (H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_v) = \frac{1,2 \cdot 14,9565 \cdot 0,95}{43,897 \cdot 1,189 \cdot 0,6} = 0,547 \quad (59)$$

Удельный индикаторный расход жидкого топлива, г/(кВт·ч), составит

$$g_i = 3600 / (\eta_i \cdot H_u) = \frac{3600}{0,547 \cdot 43,897} = 149,8016 \text{ г/(кВт·ч)} \quad (60)$$

2.8 Эффективные показатели, размерность двигателя

Средняя скорость поршня

$$C_n = S n / 30 = \frac{0,067 \cdot 9000}{30} = 12,75 \text{ м/с} \quad (61)$$

Среднее давление механических потерь

$$P_M = 0,034 + 0,0113 C_n = 0,034 + 0,0113 \cdot 12,75 = 0,178 \text{ МПа} \quad (62)$$

$$P_e = P_i - P_M = 1,2 - 0,178 = 1,02 \text{ МПа} \quad (63)$$

Эффективная мощность

$$N_e = N_i \cdot \eta_M = P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n / (30 \cdot \tau) = \frac{1,02 \cdot 0,14975 \cdot 4 \cdot 9000}{30 \cdot 4} = 46,2 \text{ кВт} \quad (64)$$

Эффективный КПД для двигателей, работающих на жидком топливе

$$\eta_e = \frac{P_e}{\rho_k \cdot \eta_v} \cdot \frac{\alpha \cdot l_0}{H_u} = \frac{1,02 \cdot 0,95 \cdot 14,9565}{1,189 \cdot 0,6 \cdot 43,897} = 0,46 \quad (65)$$

Эффективный удельный расход в г/(кВт·ч) жидкого топлива

$$g_e = 3600 / (H_u \cdot \eta_e) = \frac{3600}{43,897 \cdot 0,46} = 175,73 \text{ г/(кВт·ч)} \quad (66)$$

Крутящий момент:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} = \frac{3 \cdot 46,21 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 9000} = 32,14 \text{ Нм} \quad (67)$$

Часовой расход топлива:

$$G_t = g_e \cdot N_e = 175,73 \cdot 46,21 \cdot 10^{-3} = 8,12 \text{ кг/ч} \quad (68)$$

3 Построение индикаторной диаграммы

Индикаторная диаграмма двигателя внутреннего сгорания строится с использованием данных расчета рабочего процесса [17]. Данные для построения индикаторной диаграммы приведены в Приложении Б

По данным расчета строится индикаторная диаграмма рабочего цикла бензинового ДВС (рисунок 12) и диаграмма рабочего цикла бензинового ДВС (рисунок 13).

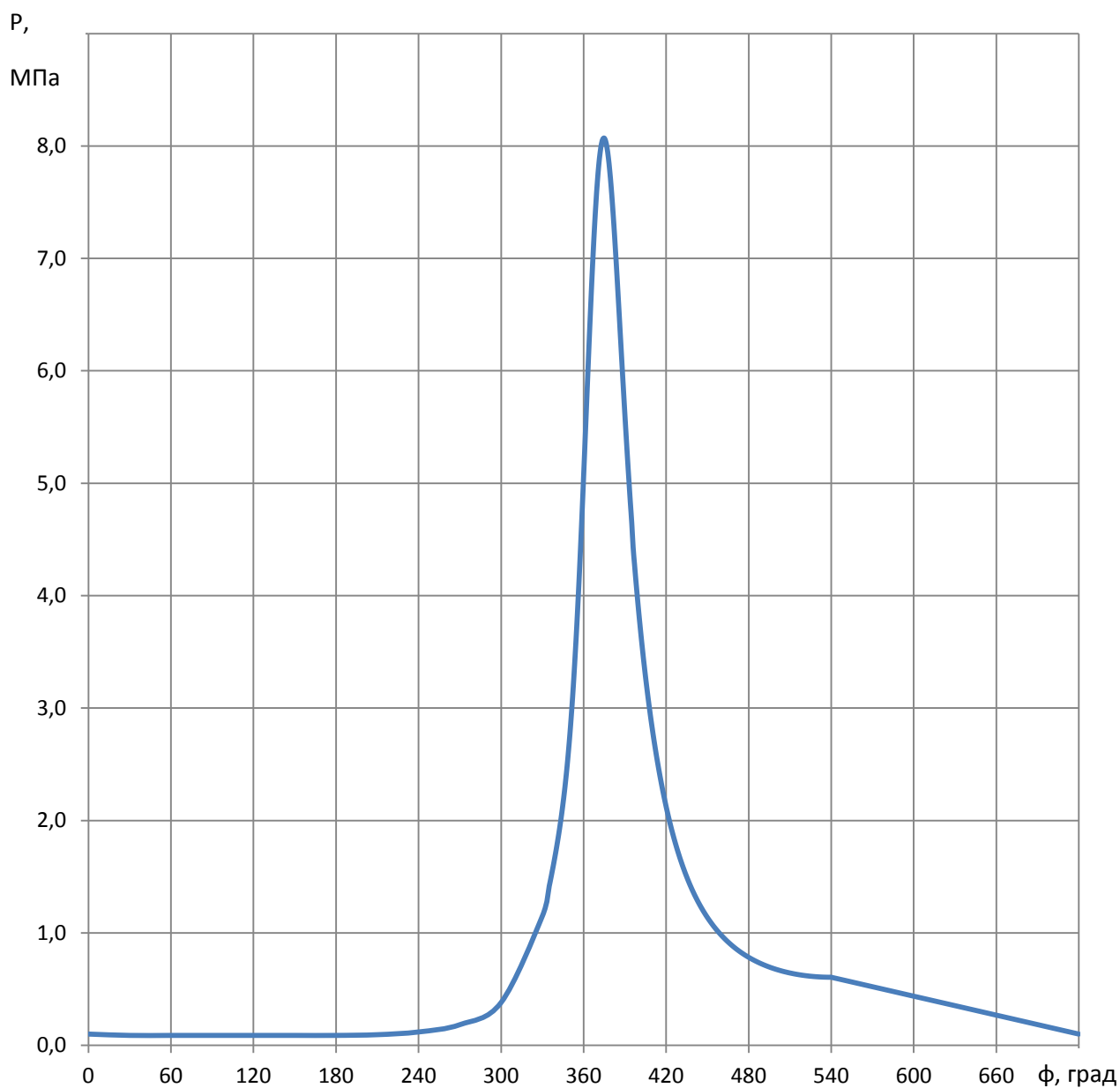


Рисунок 12 - Индикаторная диаграмма рабочего цикла бензинового ДВС

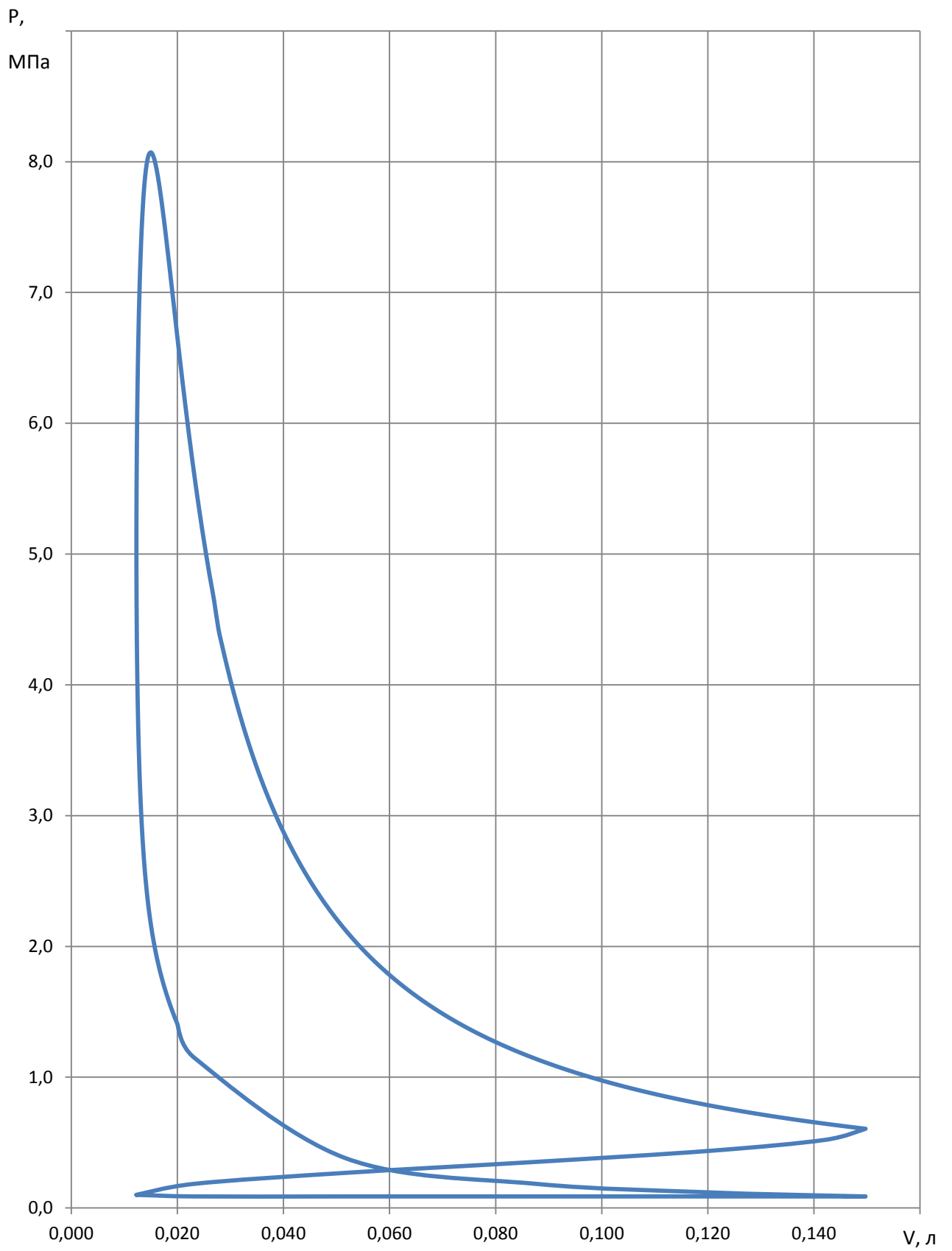


Рисунок 13 – Диаграмма рабочего цикла бензинового ДВС

4 Тепловой баланс двигателя внутреннего сгорания

Распределение теплоты на эффективную работу и по отдельным видам тепловых потерь называют внешним тепловым балансом [16].

Уравнение теплового баланса в абсолютных количествах теплоты (кДж/час) имеет вид: $Q_O = Q_e + Q_B + Q_r + Q_{н.с.} + Q_{ост.}$

где Q_O – общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом (кДж/час);

Q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 час (кДж/час);

Q_B – теплота, передаваемая охлаждающей среде (кДж/час);

Q_r – теплота, унесенная с отработавшими газами (кДж/час);

$Q_{н.с.}$ – теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива (кДж/час) (определяется только для карбюраторных двигателей);

$Q_{ост.}$ – неучтенные потери теплоты (кДж/час).

$$Q_O = H_u \cdot G_t = 43897 \cdot 12,89 = 566263,237 \text{ 1 Дж/час} \quad (69)$$

$$Q_e = 3600 \cdot N_e = 3600 \cdot 46,21 = 166375,182 \text{ 8 Дж/час} \quad (70)$$

$$m=0,7; c=0,5$$

$$Q_e = c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot (H_u - \Delta H_u) \cdot \eta_e \cdot H_u = \frac{0,5 \cdot 4 \cdot 6,7^{1+2 \cdot 0,7} \cdot 9000^{0,7} (43897 - 3099,508)}{0,95 \cdot 43897} = 110167,704 \text{ Дж/час} \quad (71)$$

$$Q_r = G_m \cdot M_2 \cdot \left[c_{v_r} \cdot T_r + 8,315 \cdot t_r \right] - M_1 \cdot \left[c_{v_k} \cdot T_k + 8,315 \cdot t_k \right] = 19,91(0,5325(25,308 + 8,315) \cdot 877 - 0,4997(22,658 + 8,315) \cdot 20) = 198594,886 \text{ Дж/час} \quad (72)$$

$$Q_{н.с.} = \Delta H_u \cdot G_t = 3099,508 \cdot 12,89 = 39983,0838 \text{ 9 Дж/час} \quad (73)$$

$$Q_{\text{ост.}} = Q_o - Q_C + Q_g + Q_r + Q_{\text{н.с.}} =$$

$$= 566263,2371 - (166375,1828 + 110167,704 + 198594,8867 + 39983,08389) =$$

$$= 51142,37959 \text{ Дж/час} \quad (74)$$

$$q_0 = q_e + q_g + q_r + q_{\text{н.с.}} + q_{\text{ост.}} = 100\% \quad (75)$$

Значения относительных величин внешнего теплового баланса приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Значения относительных величин внешнего теплового баланса

Составляющие теплового баланса	Q, Дж/с	q, %
Теплота, эквивалентная эффективной работе	166375,18	29
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	110167,70	19
Теплота, унесенная с отработанными газами	198594,88	35
Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива	39983,08	7
Неучтенные потери теплоты	51142,37	10
Общее количество теплоты, введенное в двигатель с топливом	566263,23	100

5 Построение внешней скоростной характеристики для номинального режима

С достаточной степенью точности внешнюю скоростную характеристику можно построить по результатам теплового расчета, проведенного для одного режима работы двигателя - режима номинальной мощности и с использованием эмпирических зависимостей [15].

Расчетные точки кривой эффективной мощности определяются по следующим эмпирическим зависимостям через каждые 500 - 1000 об/мин:

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left[1 + \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right] \quad (76)$$

В формулах принято: N_e и n_N - номинальная эффективная мощность и частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности, соответственно; N_{ex} и n_x - эффективная мощность и частота вращения коленчатого вала соответственно в искомой точке скоростной характеристики двигателя.

По рассчитанным точкам в масштабе M_N строят кривую эффективной мощности.

Точки кривой эффективного крутящего момента (Н·м) определяют по формуле

$$M_{ex} = 3 \cdot 10^4 N_{ex} / n_x \quad (77)$$

Среднее эффективное давления p_{ex} (МПа) для рассчитываемых точек можно определить по кривой M_{ex} или из выражения:

$$p_{ex} = N_{ex} 30\tau / V_l n_x \quad (78)$$

Удельный эффективный расход топлива, g_e , г/(кВт · ч), в искомой точке скоростной характеристики:

$$g_{ex} = g_{eN} \left[2 - 1,2n_x/n_N + \left(n_x/n_N \right)^2 \right] \quad (79)$$

Часовой расход топлива, кг/ч:

$$G_{mx} = g_{ex} N_{ex} \cdot 10^{-3} \quad (80)$$

Коэффициент наполнения:

$$\eta_{Vx} = p_{ex} l_0 \alpha_x g_{ex} / (3600 \rho_k) \quad (81)$$

Результаты расчетов данных, необходимых для построения внешней скоростной характеристики ДВС занесены в таблицу 2. По данным таблицы 2 построена внешняя скоростная характеристика двигателя, представленная на рисунке 14.

Таблица 2 - Результаты расчетов данных для построения внешней скоростной характеристики

$n, \text{мин}^{-1}$	$N_{\text{ex}}, \text{кВт}$	$M_{\text{ex}}, \text{Н}\cdot\text{М}$	$p_{\text{ex}}, \text{МПА}$	$g_{\text{e}}, \text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$	$G_{\text{t}}, \text{кг}/\text{ч}$	η_{v}	α
1500	8,772354	55,84654	1,1716	286,8776	2,516592	0,385512	0,86
2000	12,04515	57,51134	1,206526	274,2998	3,303982	0,379598	0,87
2500	15,41303	58,87345	1,235101	263,445	4,060487	0,373211	0,89
3000	18,82847	59,93287	1,257327	254,3132	4,788327	0,366757	0,94
3500	22,2439	60,6896	1,273202	246,9043	5,492115	0,360568	0,94
4000	25,61179	61,14364	1,282727	241,2184	6,178035	0,3549	0,94
4500	28,88458	61,29498	1,285902	237,2556	6,853027	0,349934	0,95
5000	32,01473	61,14364	1,282727	235,0157	7,523964	0,345774	0,95
5500	34,9547	60,6896	1,273202	234,4988	8,196835	0,342452	0,95
6000	37,65693	59,93287	1,257327	235,7049	8,875923	0,339921	0,95
6500	40,07389	58,87345	1,235101	238,634	9,56299	0,338062	0,95
7000	42,15802	57,51134	1,206526	243,286	10,25646	0,336679	0,95
7500	43,86177	55,84654	1,1716	249,6611	10,95058	0,3355	0,95
8000	45,1376	53,87905	1,130324	257,7591	11,63463	0,334179	0,95
8500	45,93797	51,60886	1,082698	267,5802	12,29209	0,332294	0,95
9000	46,21533	49,03599	1,028722	279,1242	12,89982	0,32935	0,95
9500	45,92212	46,16042	0,968396	292,3912	13,42723	0,324772	0,95
10000	45,01081	42,98216	0,901719	307,3812	13,83548	0,317915	0,95
10500	43,43385	39,50121	0,828693	324,0942	14,07666	0,308054	0,95
11000	41,14369	35,71757	0,749316	342,5302	14,09295	0,294392	0,95

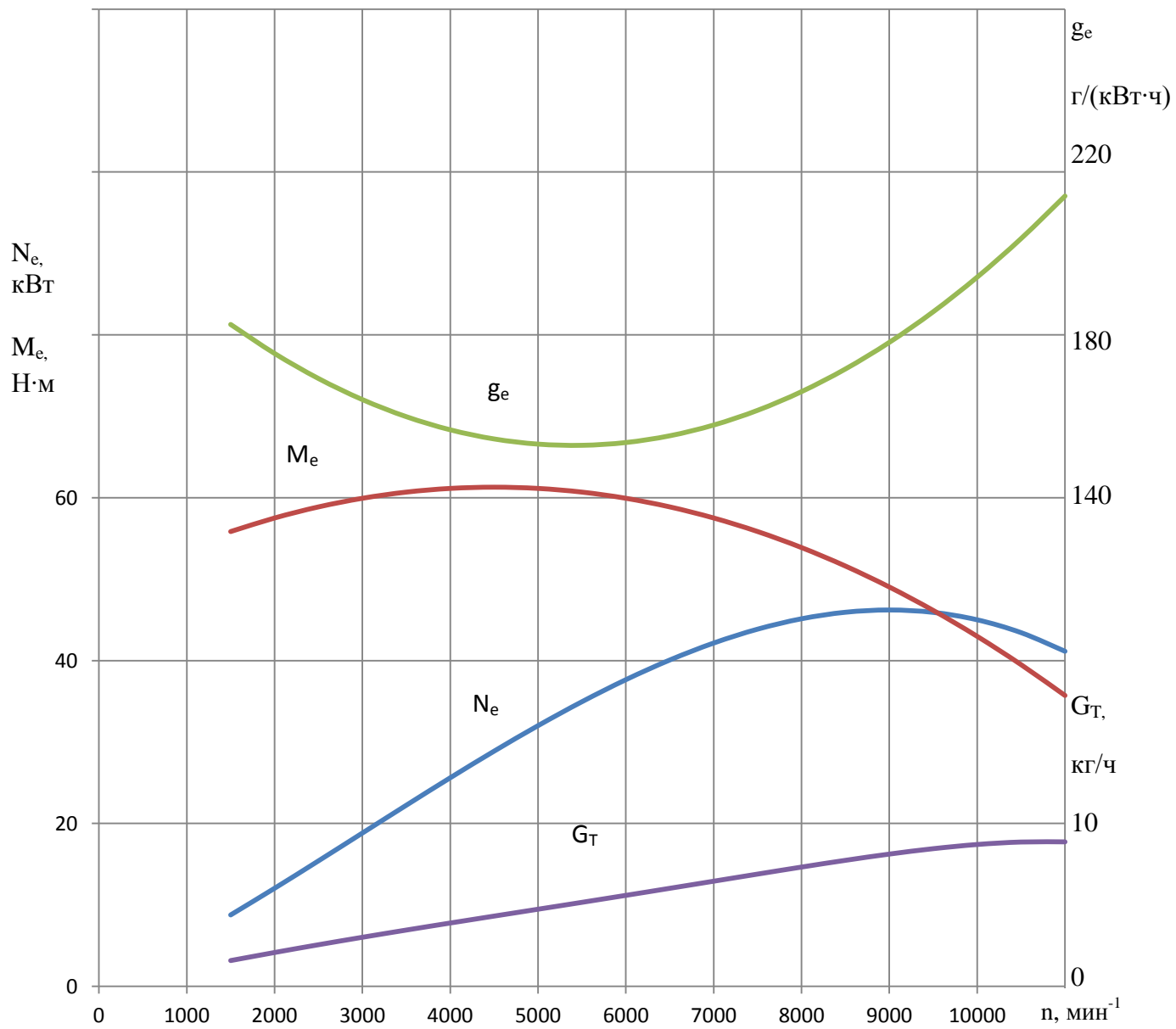


Рисунок 14 - Внешняя скоростная характеристика двигателя

6 Кинематические параметры кривошипно-шатунного механиз-

ма

Принимаем, что коленчатый вал вращается с постоянной угловой скоростью ω (в действительности за счет постоянно изменяющихся газовых нагрузок на поршень и деформации коленчатого вала $\omega \neq \text{const}$) [17].

Перемещение поршня в зависимости от угла поворота кривошипа:

$$S_x = R \left[\left(-\cos \varphi \right) + \frac{\lambda}{4} \left(-\cos 2\varphi \right) \right] \quad (82)$$

Скорость поршня:

$$v_n = \frac{ds}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{ds}{d\varphi} = \omega R \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \quad (83)$$

где угловая скорость вращения коленчатого вала, $\omega = \pi \cdot n / 30$.

Ускорение поршня:

$$j = \frac{dv_n}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{dv_n}{d\varphi} = \omega^2 R \left[\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi \right] \quad (84)$$

Расчет перемещения поршня S_x , скорости поршня v_n , ускорения поршня j_n производится аналитически, через каждые 10° угла поворота коленчатого вала до 360° , полученные данные заносятся в таблицу 3, и строятся зависимости указанных величин от угла поворота коленчатого вала (рисунок 15, рисунок 16, рисунок 17).

Таблица 3 – Расчетные значения перемещения поршня S_x , скорости поршня v_n , ускорения поршня j_n

ϕ ,град п.к.в.	S_x , мм	v_n ,м/с	j_n ,м/с ²	ϕ ,град п.к.в.
0	0	0	22461,99	360
10	0,402931	4,128502	21958,94	350
20	1,592254	8,072846	20484,6	340
30	3,511023	11,66155	18139,95	330
40	6,069054	14,74725	15082,33	320
50	9,149515	17,21579	11510,25	310
60	12,61719	18,99218	7644,626	300
70	16,3276	20,04282	3708,525	290
80	20,13613	20,37412	-92,3663	280
90	23,90625	20,02765	-3586,37	270
100	27,51618	19,07265	-6647,8	260
110	30,86346	17,59685	-9203,16	250
120	33,86719	15,69673	-11231	240
130	36,46799	13,46835	-12755,8	230
140	38,62594	10,99981	-13836,8	220
150	40,3171	8,366103	-14553,6	210
160	41,52919	5,626876	-14990	200
170	42,25726	2,827029	-15218,8	190
180	42,5	0	-15289,3	180

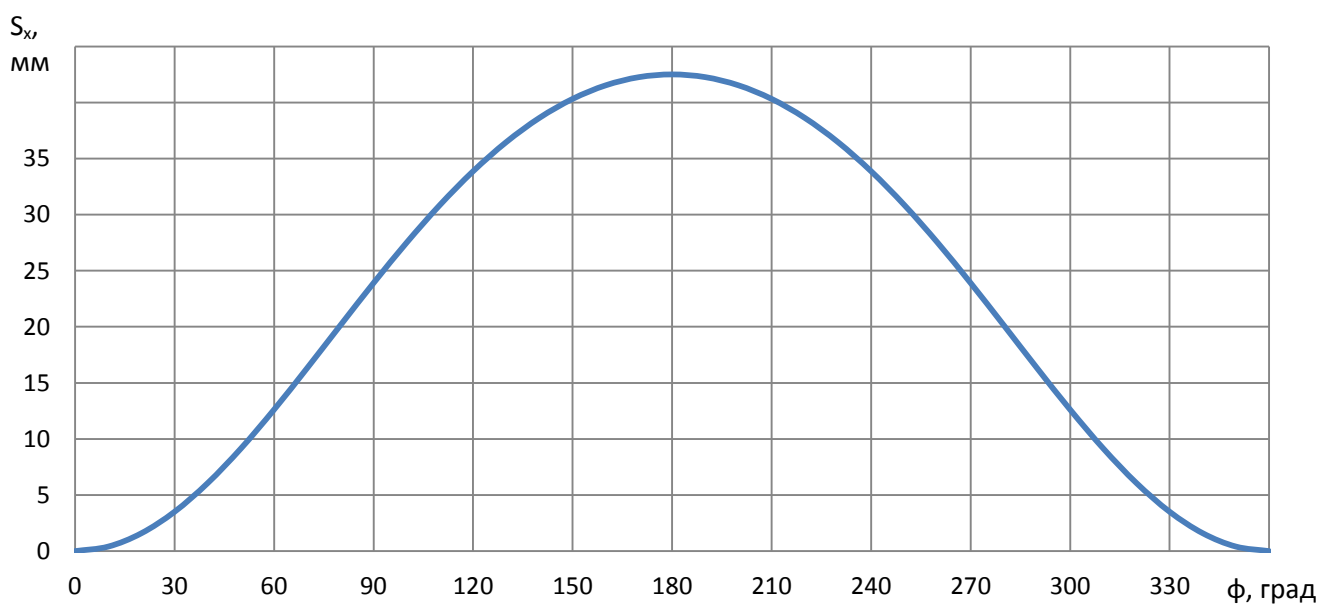


Рисунок 15 – Зависимость перемещения поршня от угла поворота кривошипа

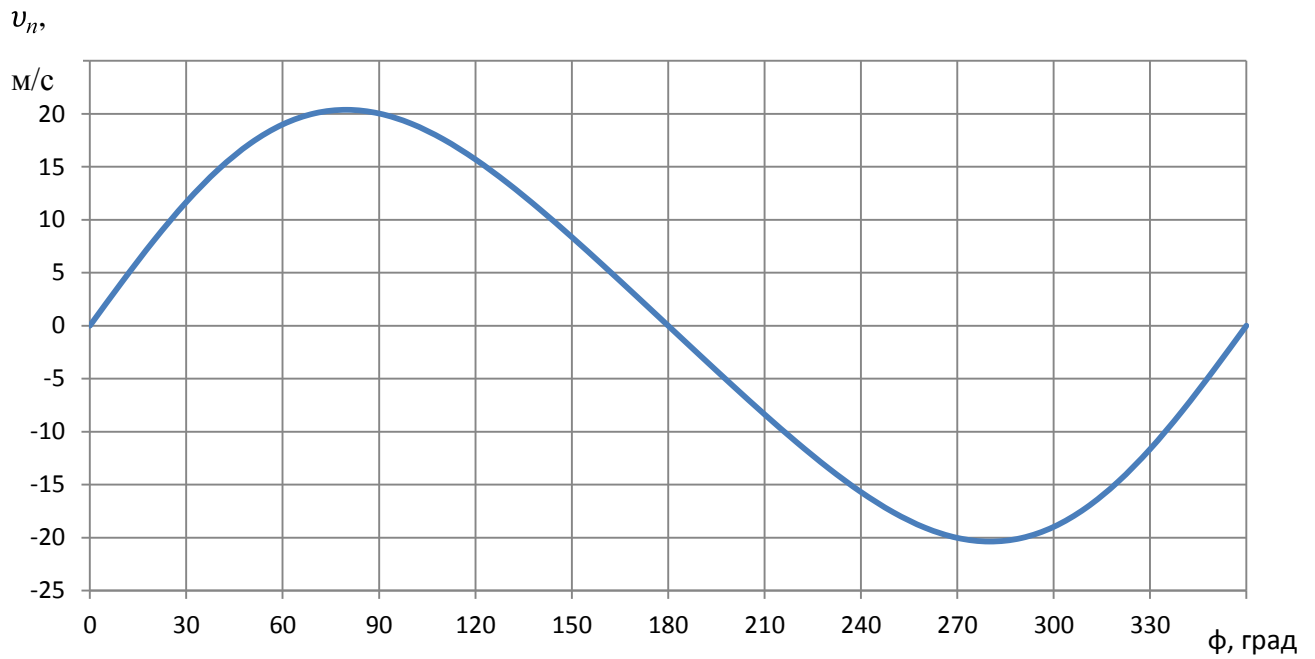


Рисунок 16 – Зависимость скорости поршня от угла поворота кривошипа.

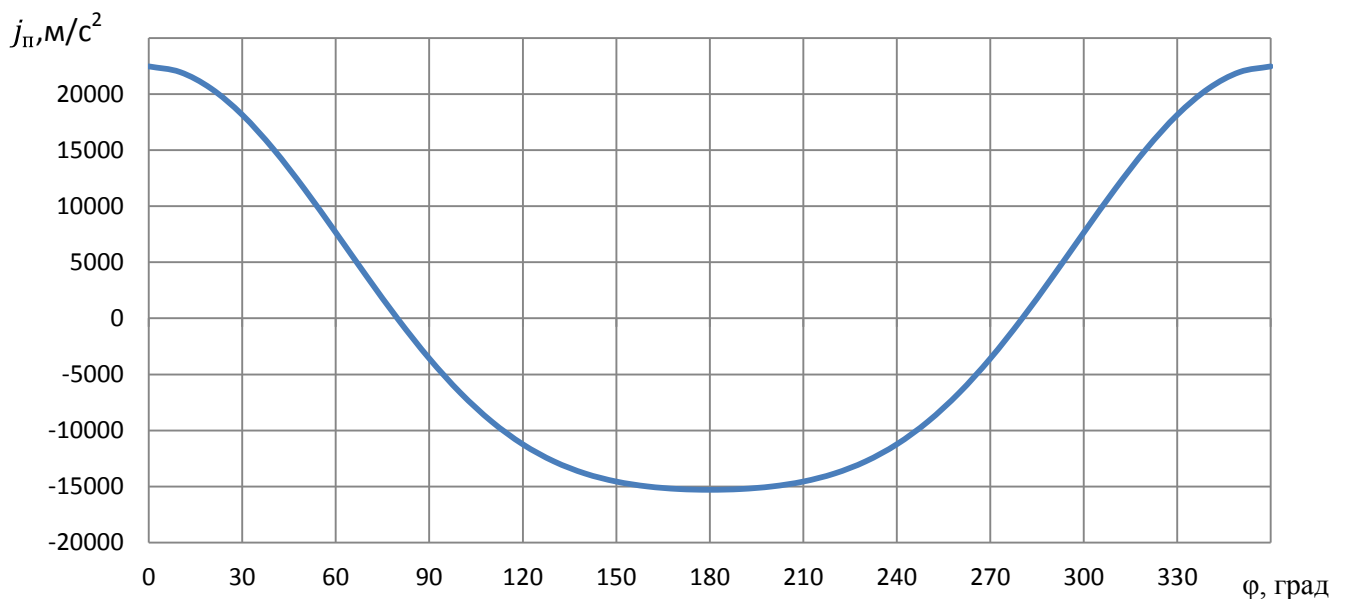


Рисунок 17 – Зависимость ускорения поршня от угла поворота кривошипа.

7 Динамика кривошипно-шатунного механизма

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма заключается в определении суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции [19].

7.1 Силы давления газов

Сила давления (МН) на поршень:

$$P_r = (p_r - p_0)F_{\Pi} \quad (85)$$

где F_{Π} - площадь поршня, м²;

p_r и p_0 - давление газов в любой момент времени и атмосферное давление, МПа.

Рассчитанные значения заносятся в таблицу 6.

7.2 Приведение масс частей КШМ

Масса поршневой группы (для поршня из алюминиевого сплава $m_{\Pi}'=80$ кг/м²):

$$m_{\Pi} = m_{\Pi}' \cdot F_{\Pi} = 80 \cdot 0,003526 = 0,282 \text{ кг} \quad (86)$$

Масса шатуна (для стального кованого шатуна $m_{\text{ш}}'=100$ кг/м²):

$$m_{\text{ш}} = m_{\text{ш}}' \cdot F_{\Pi} = 100 \cdot 0,003526 = 0,3526 \text{ кг} \quad (87)$$

Масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов
(для литого чугуна $m_k = 110 \text{ кг/м}^2$):

$$m_k = m_k \cdot F_{\text{п}} = 110 \cdot 0,005238 = 0,3878 \text{ кг} \quad (88)$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа:

$$m_{\text{ш.к}} = 0,725 m_{\text{ш}} = 0,725 \cdot 0,3526 = 0,2566 \text{ кг} \quad (89)$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_{\text{ш.п}} = 0,275 m_{\text{ш}} = 0,275 \cdot 0,3526 = 0,097 \text{ кг} \quad (90)$$

Массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_{\text{п}} + m_{\text{ш.п}} = 0,5238 + 0,216 = 0,379 \text{ кг} \quad (91)$$

Массы, совершающие вращательное движение:

$$m_R = m_k + m_{\text{ш.к}} = 0,3878 + 0,2566 = 0,644 \text{ кг} \quad (92)$$

7.3 Силы инерции

Сила инерции от возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P_j = -m_j j = -m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (93)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс:

$$K_R = -m_R R \omega^2 = -0,644 \cdot 1413,717^2 \cdot 0,021 = -27,05 \text{ кН} \quad (94)$$

Центробежная сила инерции K_R является результирующей двух сил: силы инерции вращающихся масс шатуна:

$$K_{RШ} = -m_{Ш} R \omega^2 = -0,2566 \cdot 1413,717^2 \cdot 0,0215 = -10,77 \text{ кН} \quad (95)$$

и силы инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{RK} = -m_K R \omega^2 = -0,3878 \cdot 1413,717^2 \cdot 0,0215 = -16,28 \text{ кН} \quad (96)$$

Сила N (кН), действующая перпендикулярно оси цилиндра, называется нормальной силой и воспринимается стенками цилиндра:

$$N = P \operatorname{tg} \beta \quad (97)$$

Нормальная сила N считается положительной, если создаваемый ею момент относительно оси коленчатого вала направлен противоположно направлению вращения вала двигателя.

Сила S (кН), действующая вдоль шатуна, воздействует на него и далее передается кривошипу. Она считается положительной, если сжимает шатун, и отрицательной, если его растягивает:

$$S = P \left(\frac{1}{\cos \beta} \right) \quad (98)$$

От действия силы S на шатунную шейку возникают две составляющие силы:

сила, направленная по радиусу кривошипа (кН):

$$K = \frac{P \cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (100)$$

и тангенциальная сила, направленная по касательной к окружности радиуса кривошипа (кН):

$$T = \frac{p \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (101)$$

Рассчитанные значения сил, действующих на КШМ, заносятся в таблицу 4.

Таблица 4 – Силы действующие на КШМ

φ, град	P_r , кН	P_j , кН	N , кН	S , кН	K , кН	T , кН
0	0,000	-13,420	0,000	-13,420	-13,420	0,000
30	-0,042	-10,828	-1,036	-10,920	-8,897	-6,333
60	-0,042	-4,542	-0,761	-4,647	-1,633	-4,351
90	-0,042	2,168	0,409	2,164	-0,409	2,125
120	-0,042	6,710	1,107	6,759	-4,293	5,221
150	-0,042	8,661	0,821	8,657	-7,874	3,598
180	-0,042	9,084	0,000	9,042	-9,042	0,000
210	-0,020	8,661	-0,823	8,680	-7,895	-3,607
240	0,066	6,710	-1,125	6,869	-4,363	-5,306
270	0,295	2,168	-0,474	2,508	-0,474	-2,463
300	0,991	-4,542	0,590	-3,600	-1,265	3,370
330	3,704	-10,828	0,679	-7,156	-5,830	4,150
360	18,285	-13,420	0,000	4,865	4,865	0,000
390	20,908	-10,828	0,960	10,125	8,249	5,871
420	7,794	-4,542	0,540	3,296	1,158	3,086
450	4,009	2,168	1,188	6,290	-1,188	6,176
480	2,648	6,710	1,554	9,486	-6,025	7,328

Продолжение таблицы 4

510	2,113	8,661	1,027	10,822	-9,843	4,498
540	1,967	9,084	0,000	11,051	-11,051	0,000
570	1,639	8,661	-0,981	10,346	-9,411	-4,300
600	1,311	6,710	-1,332	8,131	-5,164	-6,281
630	0,983	2,168	-0,606	3,209	-0,606	-3,151
660	0,656	-4,542	0,645	-3,940	-1,384	3,688
690	0,328	-10,828	1,001	-10,548	-8,594	6,117

По полученным значениям строятся графики сил, действующих в КШМ (рисунок 18, рисунок 19, рисунок 20).

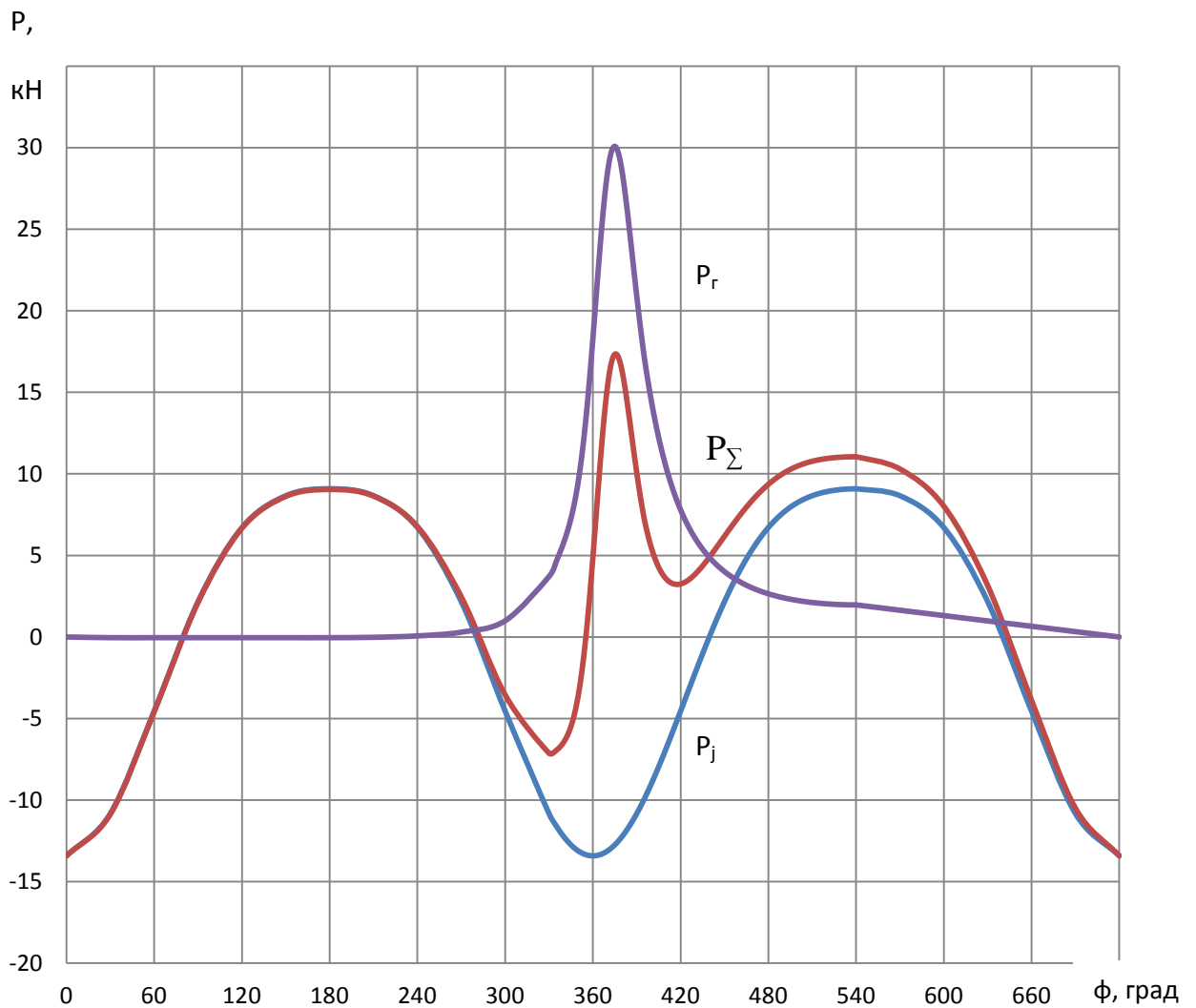


Рисунок 18 – Построение сил P , P_j , P_Σ

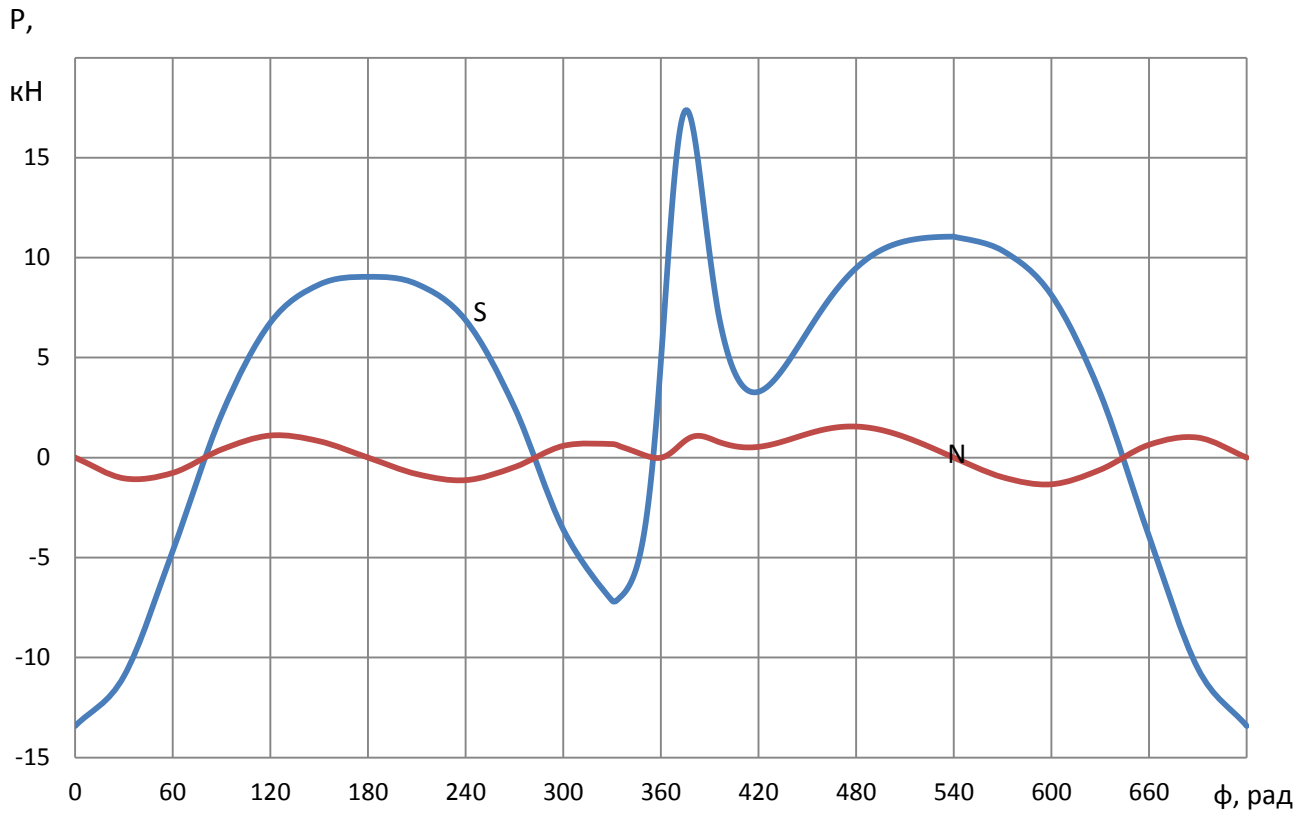


Рисунок 19 - Построение сил N, S

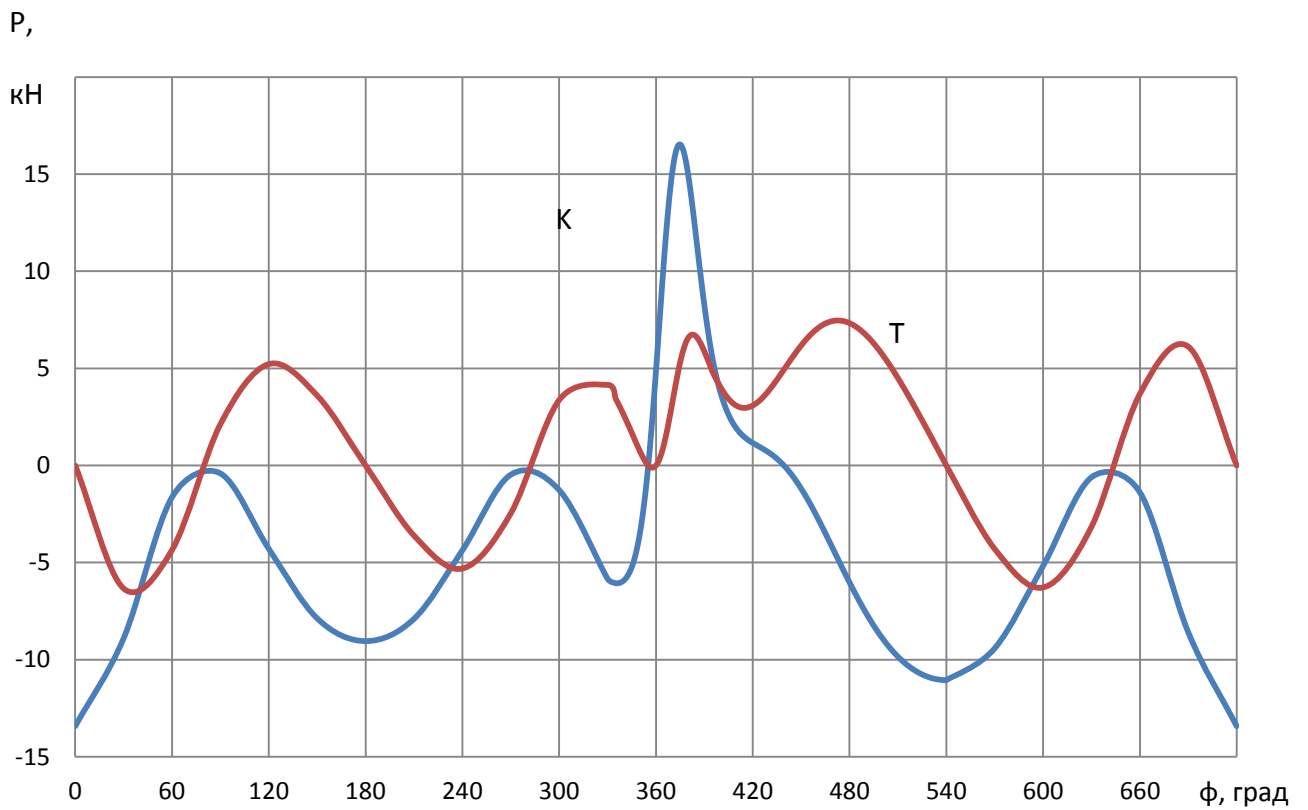


Рисунок 20 - Построение сил K, T

8 Выпускная система двигателя Honda CBR 600 RR

В качестве силовой установки на болиде класса Formula Student Тольяттинского государственного университета установлен мотоциклетный двигатель Honda CBR 600 RR. Выхлопная система двигателя спроектирована в соответствии с требованиями компоновки мотоцикла: выпускной коллектор располагается перед двигателем и направлен назад, огибая поддон картера. Компоновка мотоцикла Honda CBR 600 RR показана на рисунке 21.



Рисунок 21 - Компоновка мотоцикла Honda CBR 600 RR [19]

Выпускной коллектор, установленный на двигатель двигателя Honda CBR 600 RR, представлен на рисунках 22 и 23. Выпускная система включает в себя: выпускной коллектор, каталитический нейтрализатор, глушитель.



Рисунок 22 – Выпускной коллектор двигателя Honda CBR 600 RR. Вид сбоку
[16]



Рисунок 23 – Выпускной коллектор двигателя Honda CBR 600 RR. Вид спереди
[20]
49

Технический регламент соревнований накладывает ограничения на конструкции выхлопных систем болидов. Выпускная система должна быть расположена так, чтобы водитель не подвергся воздействию выхлопных газов на любой скорости с учётом тяги автомобиля. Выхлопная труба не должна выступать больше, чем на 45 см за центральную линию задней оси, и располагаться не выше 60 см над землёй [1].

Выхлопная система двигателя Honda CBR 600 RR при установке на болид не удовлетворяет предъявленным требованиям. Кроме того, для снижения центра тяжести двигателя и болида стандартный поддон картера был заменен, что так же влечет за собой изменение конструкции выхлопной системы. На рисунке 24 показана 3D модель двигателя Honda CBR 600 RR с измененным поддоном картера.

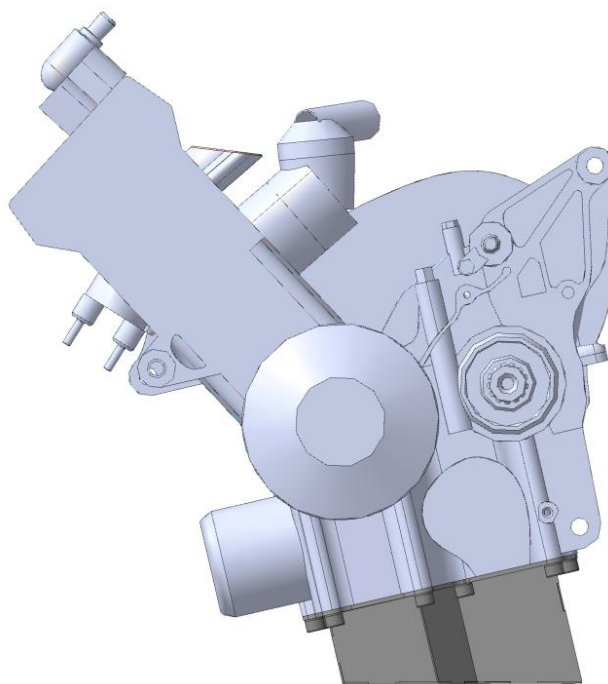


Рисунок 24 – 3D модель двигателя Honda CBR 600 RR с измененным поддоном картера

На рисунке 25 показана 3D модель расположения двигателя относительно рамы болида. Для данной компоновочной схемы необходимо спроектировать новую систему выпуска для болида Formula Student. Необходимо принять во внимание, что выпускной коллектор расположен рядом с топливным баком, и в целях пожаробезопасности следует предусмотреть достаточный воздушный зазор, а так же установку панели с использованием изоляционных материалов.

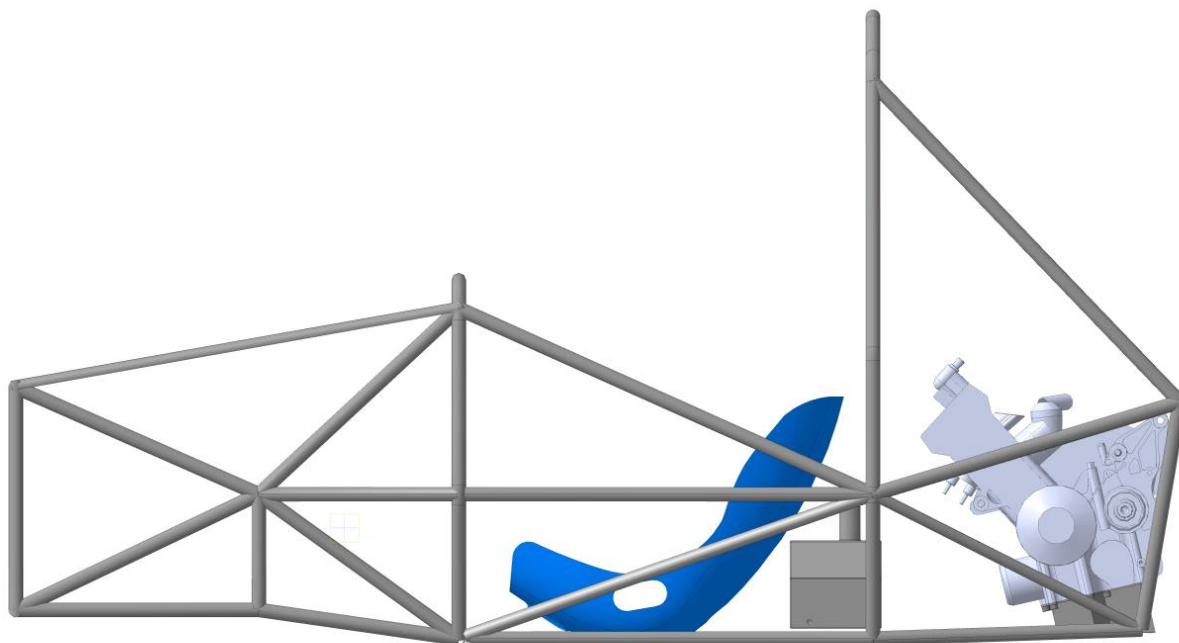
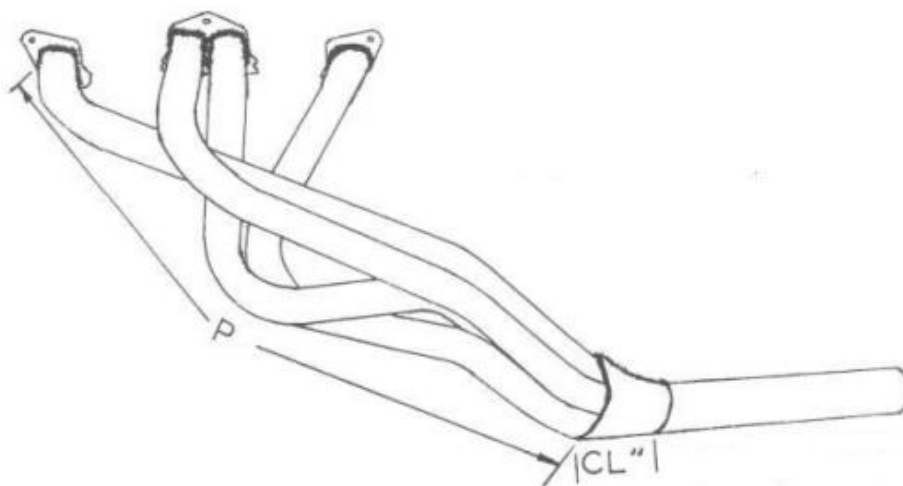


Рисунок 25 – 3D модель расположения двигателя относительно рамы болида

8.1 Проектирование выхлопной системы для болида Formula Student

Для проектирования выбрана конструкция 4-1 выпускного коллектора. Расчетная схема представлена на рисунке 26. Расчет длин трубопроводов проводится по методике, описанной А. Graham Bell в книге “Performance Tuning in Theory and Practice” [8]. Расчет производится на получение максимальной мощности при частоте вращения коленчатого вала 9000 мин^{-1} .



P – первичные трубопроводы, CL – переходник от первичных трубопроводов

Рисунок 26 – Расчетная схема выпускной системы [8]

Длина первичных трубопроводов P рассчитывается по формуле:

$$P = \frac{850 \cdot (180 + \varphi_{вк})}{n} - 3 \cdot 25,4 \quad (102)$$

где n – частота вращения коленчатого вала, $\varphi_{вк}$ – угол опережения открытия выпускного клапана перед ВМТ.

$$P = \frac{850 \cdot (180 + 52)}{9000} - 3 \cdot 25,4 = 480 \text{ мм} \quad (103)$$

Оптимальный угол переходника от первичных трубопроводов (участка соединения труб) 7-8°. При угле в 7° его длина составляет 110мм.

Проектирование элементов выхлопной системы производится в программе КОМПАС-3D. Расстояние между центрами выпускных каналов составляет 74мм. Начальные точки для проектирования выпускного коллектора показаны на рисунке 27.

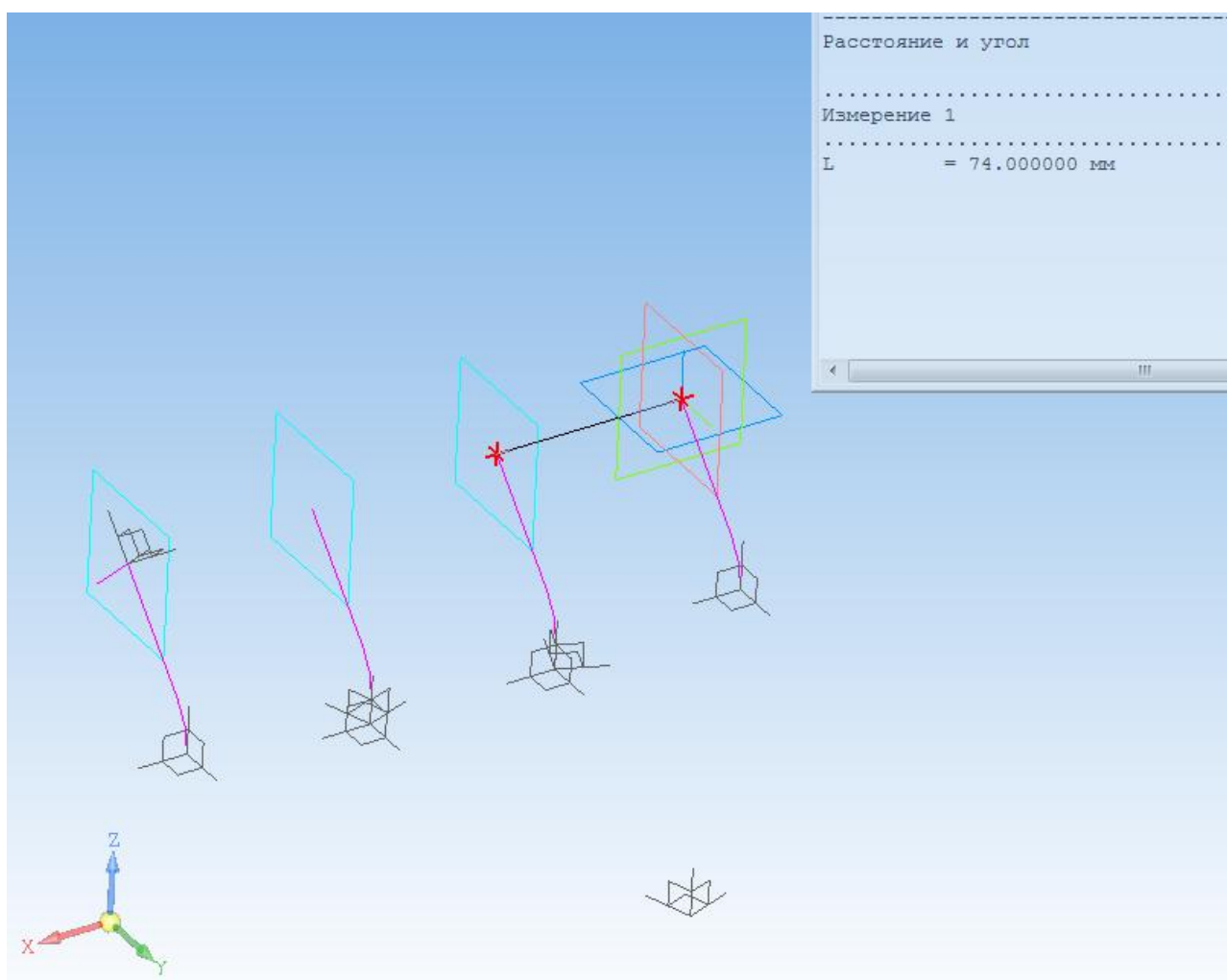


Рисунок 27 - Начальные точки для проектирования выпускного коллектора

Далее из точек строятся пространственные траектории выпускных труб одинаковой длины 480мм. Траектория выпускной трубы первого цилиндра представлена на рисунке 28.

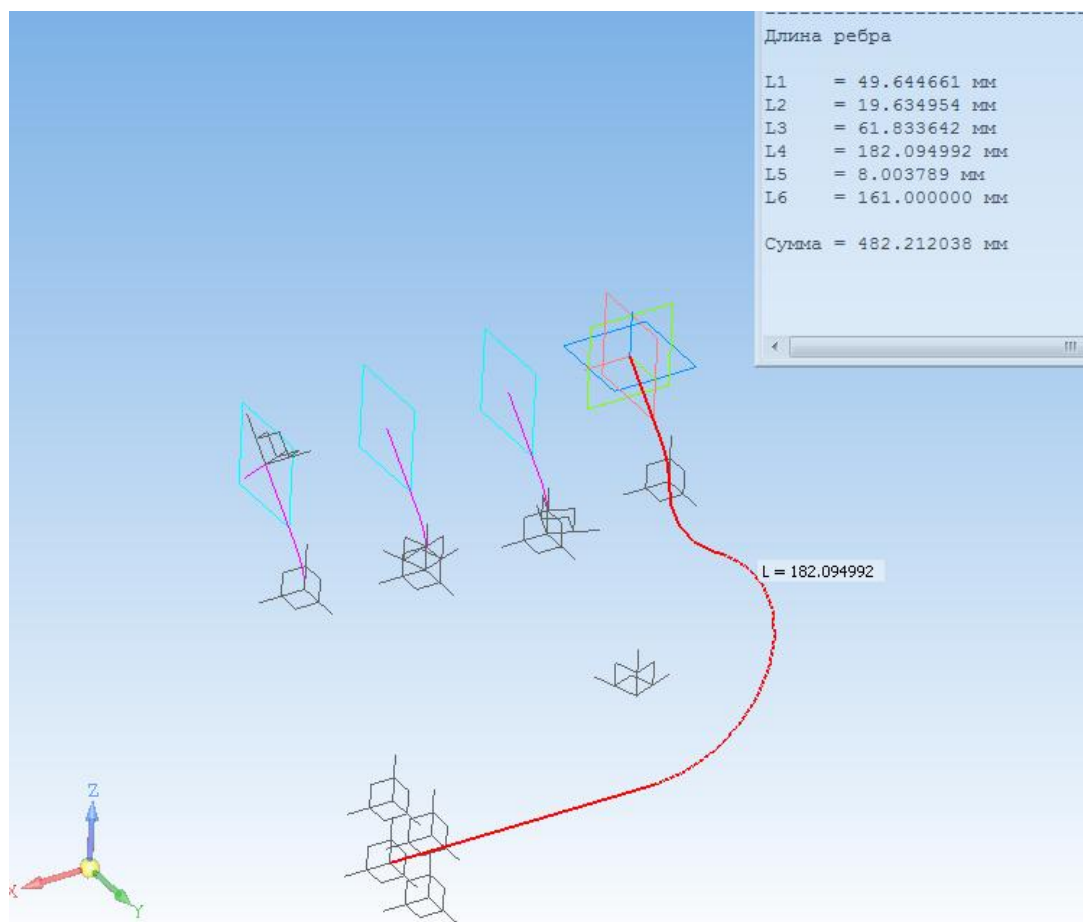


Рисунок 28 - Траектория выпускной трубы первого цилиндра

Траектории для всех выпускных труб показаны на рисунке 29.

По построенным траекториям строятся модели труб. На рисунке 30 изображена 3D модель конструкции первичных трубопроводов, трубы имеют одинаковую длину 480 ± 3 мм.

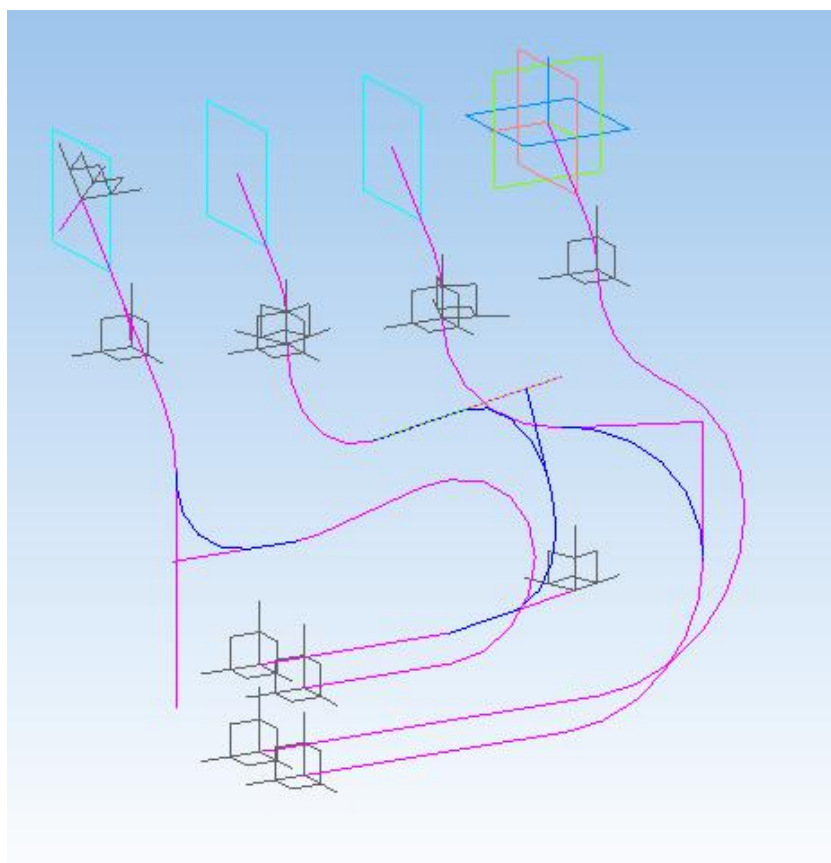


Рисунок 29 – Траектории всех выпускных труб

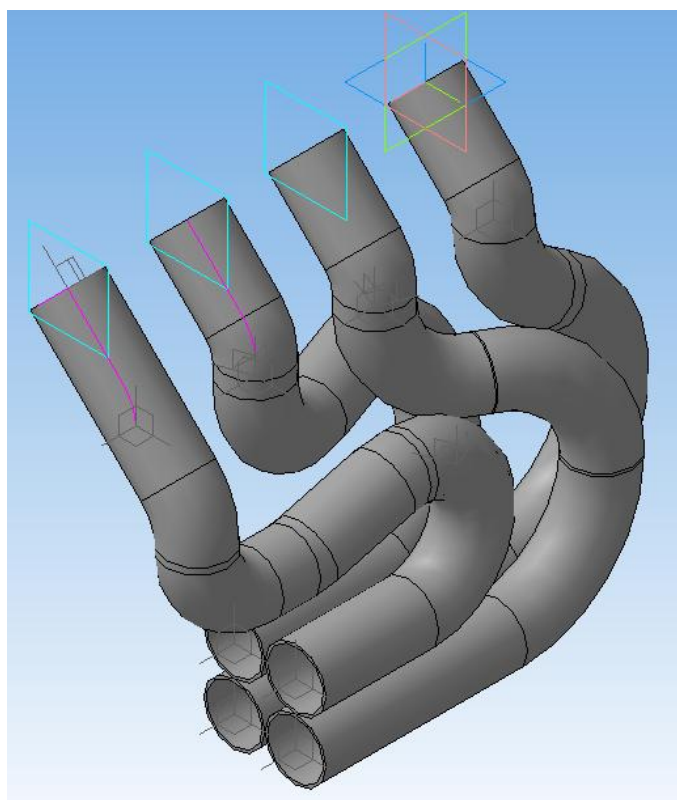


Рисунок 30 – Модель первичных трубопроводов.

3D модель переходника от первичных трубопроводов показана на рисунке 31. Он представляет собой конус объединяющий 4 трубы в одну, в центре которого расположена направляющая потоков.

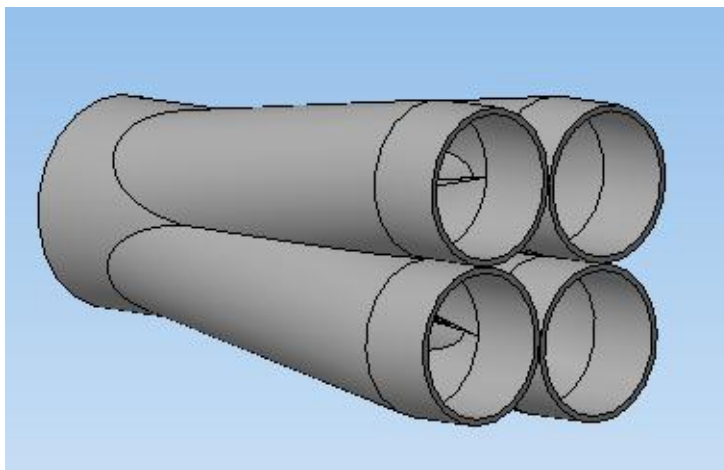


Рисунок 31 – Модель переходника от первичных трубопроводов

3D модель выпускного коллектора показана на рисунке 32.

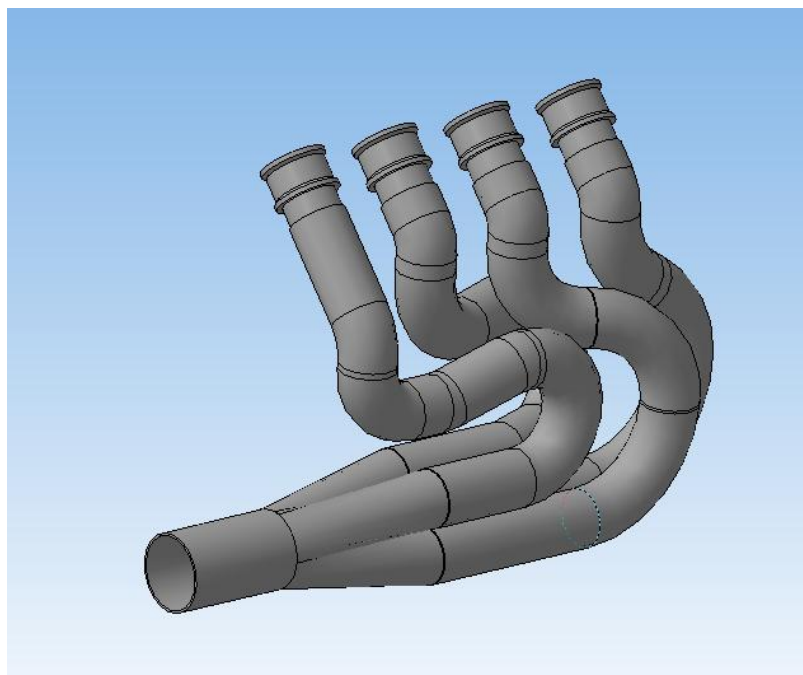


Рисунок 32 – 3D модель выпускного коллектора

3D модель расположения выпускного коллектора на болиде показана на рисунке 33.

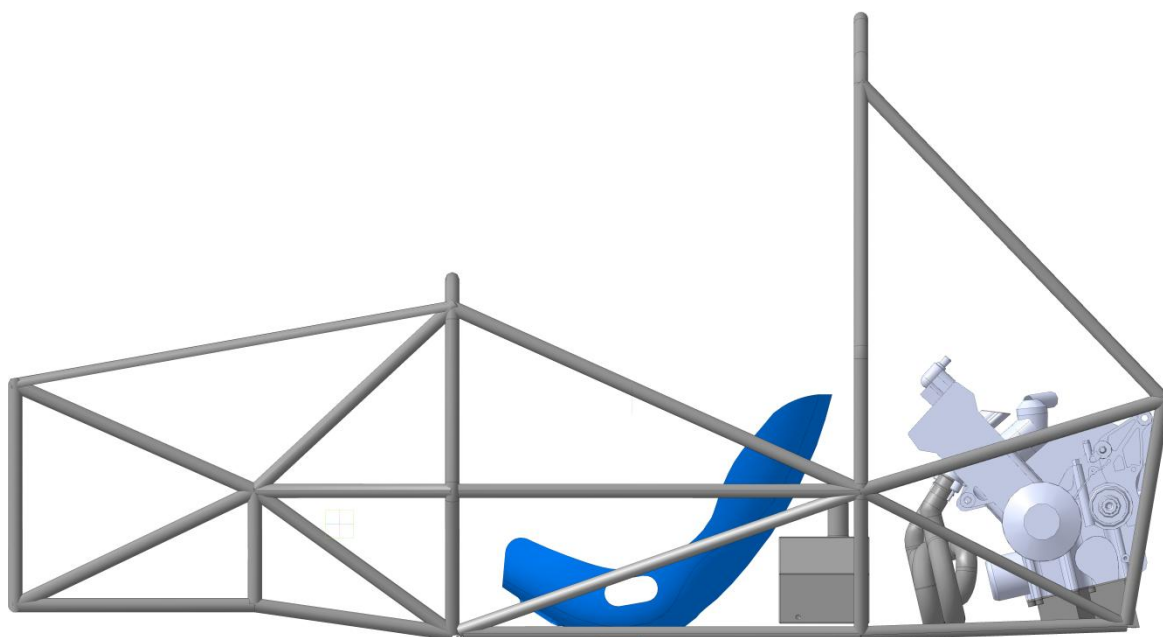


Рисунок 33 – 3D модель расположения выпускного коллектора на болиде

8.2 Моделирование потоков в выпускном коллекторе

Моделирование воздушных потоков в выпускном коллекторе проводится в программе SolidWorks Flow Simulation. SolidWorks (Солидворкс) — программный комплекс САПР для автоматизации работ промышленного предприятия на этапах конструкторской и технологической подготовки производства. SolidWorks Flow Simulation - позволяет выполнять моделирование течения жидкостей и газов, управление расчётной сеткой, использование типовых физических моделей жидкостей и газов, комплексный тепловой расчёт, газо/гидродинамические и тепловые модели технических устройств, нестационарный и нестационарный анализ, расчёт вращающихся объектов [21].

При моделировании течения потока выхлопных газов внутри выпускного коллектора использована модель турбулентности $k-\epsilon$. Для описания турбулентных величин в ней используется система двух нелинейных диффузионных

уравнений, для массовой плотности турбулентной энергии k и скорости диссипации турбулентной энергии ε . К- ε модель широко применялась для расчетов большого круга задач, в основном, для описания сдвиговой несжимаемой турбулентности.

При выполнении теплового расчета получены данные процесса выпуска выражающие зависимость изменения давления на выпуске P_b от угла поворота кривошипа. Эти данные можно использовать в качестве граничных условий выпускного коллектора. Граничные условия в Солидворкс задаются в качестве зависимости изменения давления P_b от времени t . Время t для номинальной частоты вращения коленчатого вала 9000 мин^{-1} определяется:

$$n=9000\text{мин}^{-1}=150 \text{ об/сек}$$

В таком случае время t' затрачиваемое на один оборот

$$t' = \frac{1}{n} = \frac{1}{150} = 6,6 \cdot 10^{-3} \text{ сек/об} \quad (104)$$

Время затрачиваемое на перемещение на один градус

$$t = \frac{t'}{360} = 1,85 \cdot 10^{-5} \text{ сек} \quad (105)$$

Данные полученные в результате расчета граничных условий для моделирования течения потока отработавших газов в выпускном коллекторе для удобства представления сведены в таблицу и приведены в приложении В. Температура газа 1100 К . На выходе из коллектора устанавливается атмосферное давление 101325 Па .

Моделирование проводится с целью получения информации о наличии завихрений в выпускном коллекторе для уменьшения газодинамического сопротивления выпускной системы. Для иллюстрации результаты моделирования приведены на рисунке 36.

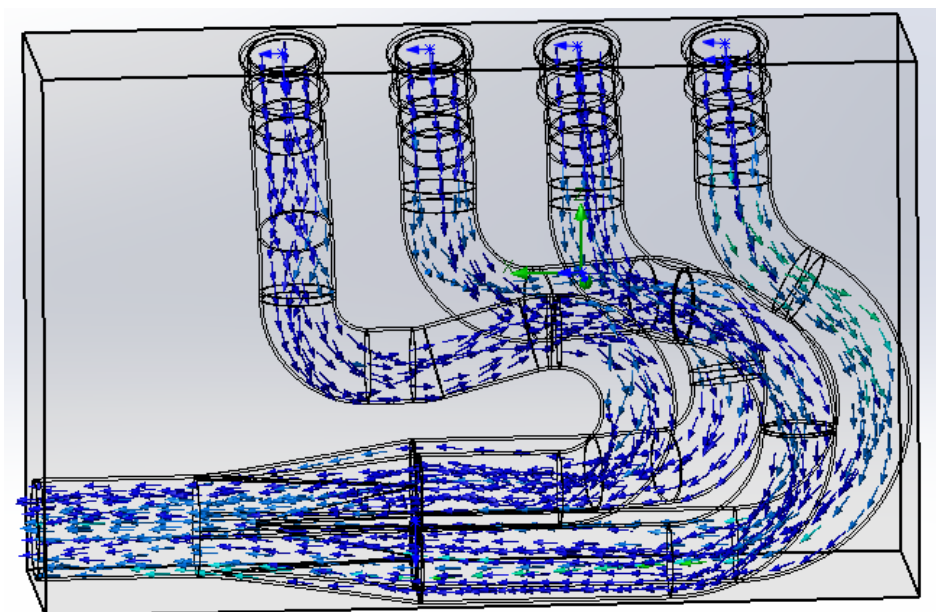


Рисунок 36 – Результаты моделирования потоков в выпускном коллекторе

По полученным результатам можно сделать вывод, что завихрения и в спроектированной конструкции выпускного коллектора отсутствуют.

8.3 Результаты измерения мощности и крутящего момента двигателя

Спроектированная выпускная система была протестирована на двигателе Honda CBR 600 RR в ходе лабораторных стендовых испытаний по ГОСТ 14846-81. Эксперимент проводился с установленными на двигатель системой впуска, оснащенной рестриктором, и системой выпуска со штатным глушителем Honda CBR 600 RR. Двигатель на испытательном стенде показан на рисунке 37.



Рисунок 37- Двигатель на испытательном стенде

Результаты полученные в ходе эксперимента занесены в таблицу 5.

Таблица 5 – Результаты, полученные в ходе эксперимента

Обороты двигателя	Показания динамометра	Обороты измерительного стенда	Мощность	Крутящий момент
$n, \text{мин}^{-1}$	кг	$n', \text{мин}^{-1}$	$N, \text{кВт}$	$M_e, \text{Нм}$
4500	16,5	1780	21,61	44,42
5500	17	1960	24,45	45,76
6150	17	2230	27,88	46,52
6200	16,5	2430	28,5	46,63
8500	19	3080	45,08	51,21
8600	19,2	3300	46,11	51,69
8800	18,9	3400	47,26	50,88
9100	19	3280	46,8	49,81
11000	15	4280	45,2	40,38

По полученным результатам строится ВСХ двигателя (Рисунок 38).

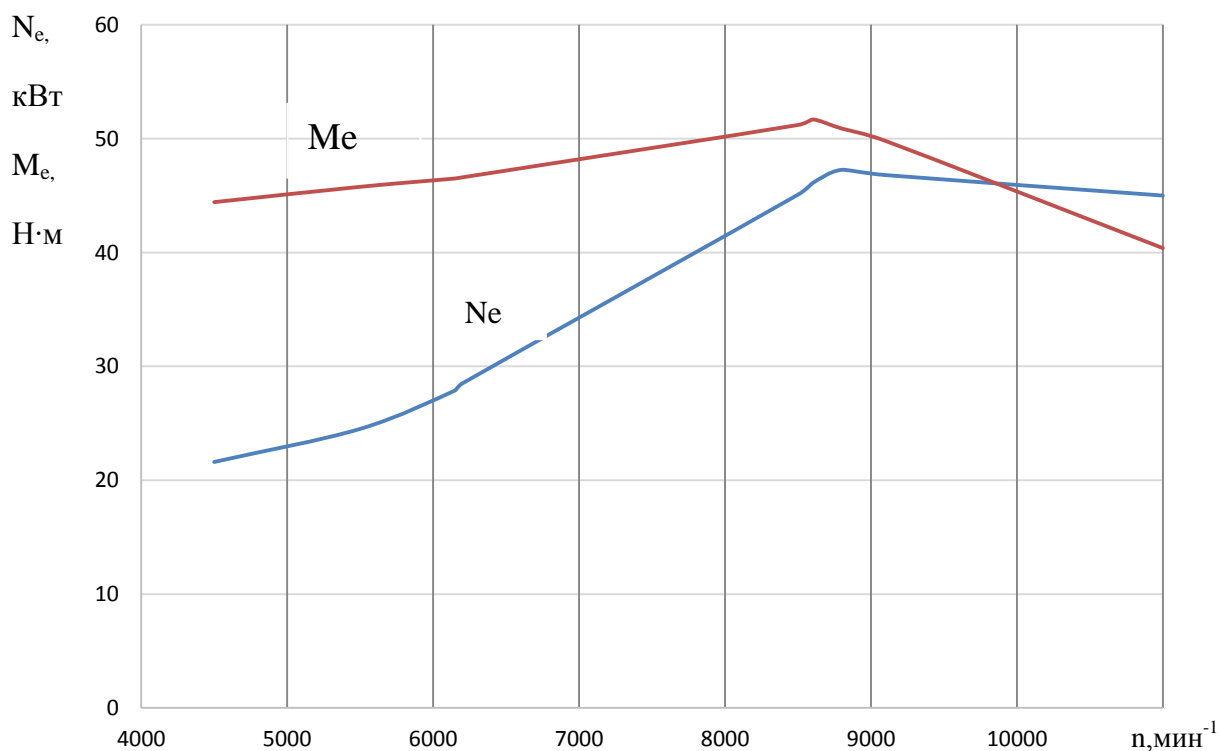


Рисунок 38 – Результаты эксперимента. ВСХ двигателя

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе рассмотрено назначение выпускной системы двигателя внутреннего сгорания и их типы. Целью работы являлось проектирование, расчет выхлопной системы для двигателя Honda CBR 600 RR, удовлетворяющей требованиям регламента международных соревнований Formula Student.

В ходе выполнения работы произведены тепловой, кинематический, динамический расчеты двигателя Honda CBR 600 RR.

Произведен расчет выпускного коллектора для получения максимальной мощности на 9000 мин^{-1} . В результате расчетов длина выпускных труб составляет 480мм, длина переходника 110мм.

Подготовлена 3D-модель выпускного коллектора для болида Formula Student.

Проведено моделирование потоков выхлопных газов в выпускном коллекторе. Результаты показали отсутствие завихрений внутри разработанной конструкции.

Спроектированная выпускная система, установленная на двигатель с глушителем Honda CBR 600 RR протестирована в ходе стендовых испытаний. Во время эксперимента на двигателе была установлена система впуска с restrictором. Результаты эксперимента показывают, что двигатель развивает максимальную мощность (47,26 кВт) при частоте вращения коленчатого вала 9000 мин^{-1} , максимальный крутящий момент (51,69 Нм) достигается при частоте вращения 8600 мин^{-1} .

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Регламент международных соревнований 2015 Formula SAE® Rules
2. Exhaust Systems — Выхлопные системы [электронный ресурс]: URL: http://ideal-plm.ru/flowmaster/exhaust_systems.html/ (дата обращения 01.12.2015)
3. Автомобильные выхлопные системы [электронный ресурс]: URL: <http://www.poiskavtouslug.ru/tehnicheskoe-obsluzhivanie/avtomobilnye-vyhlopnye-sistemy.html> (дата обращения 07.12.2015)
4. Модернизация системы выпуска отработавших газов [электронный ресурс]: URL: <http://pajero.us/repair/107.shtml> (дата обращения 08.12.2015)
5. Доводка выхлопной системы атмосферных ДВС [электронный ресурс]: URL: https://azlk-team.ru/articles/stati_s_clubazlknet/dovodka_vykhlopnoj_sistemy_atmosfernykh_dvs/ (дата обращения 08.12.2015)
6. Выхлопная система [электронный ресурс]: URL: <http://www.avtika.ru/qa/393-vykhlopnaja-sistema> (дата обращения 08.12.2015)
7. Вырубов, Д. Н. Двигатели внутреннего сгорания : теория поршневых и комбинированных двигателей [Текст] : учеб. для втузов по спец. "Двигатели внутр. сгорания / Д. Н. Вырубов [и др.] ; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. - 4-е изд., перераб. и доп. - Москва : Машиностроение, 1983. - 375 с.
8. Graham Bell A. Performance Tuning in Theory and Practice Four Strokes [Текст] / A. Graham Bell. Haynes Publishing Group, 1981. -252 p.
9. DALHOUSIE FORMULA SAE [электронный ресурс]: URL: <https://blogs.dal.ca/formulaSAE/2012/03/27/few-powertrain-updates/>(дата обращения 07.05.2016)
10. MUR Motorsports Newsletter (Sep 14) [электронный ресурс]: URL: <http://formulasae.eng.unimelb.edu.au/content/mur-motorsports-newsletter-sep-14> (дата обращения 07.05.2016)

11. Formula Student Oulu [электронный ресурс]: URL: <https://fsoulu.wordpress.com/> (дата обращения 07.05.2016)
12. TEAM HARE - UNIVERSITY OF HUDDERSFIELD'S FORMULA STUDENT CAR [электронный ресурс]: URL: <http://www.pistonheads.com/gassing/topic.asp?h=0&f=47&t=995969&i=20> (дата обращения 07.05.2016)
13. Ceramic coating of exhaust systems in motor racing [электронный ресурс]: URL: <http://metallspritztechnik.de/?loc=auspuff-keramik-beschichtung&u=22&lang=en> (дата обращения 07.05.2016)
14. Выпуск [электронный ресурс]: URL: <http://www.baumanracing.ru/?p=8447#more-8447> (дата обращения 07.05.2016)
15. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] : учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. - Изд. 3-е, перераб. и доп.; Гриф МО. - Москва : Высш. шк., 2003. - 496 с.
16. 2003 Honda CBR600RR First Ride [электронный ресурс]: URL: <http://www.motorcycle-usa.com/2003/02/article/2003-honda-cbr600rr-first-ride/> (дата обращения 07.05.2016)
17. Вибе, И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания [Текст]: Конспект лекции / И.И.Вибе - Челябинск: ЧПИ, 1974. – 252с.
18. Попык, К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей [Текст] : учебник / К. Г. Попык. - Изд. 2-е, перераб. и доп. - Москва : Высш. шк., 1970. – 326с
19. Honda CBR600RR (2007) [электронный ресурс]: URL: <http://www.bikewalls.com/wallpaper/CBR600RR/31464631/1024x768.html> (дата обращения 07.05.2016)
20. 2003 CBR 600 RR -- Part One: On Paper [электронный ресурс]: URL: <http://www.motorcycle.com/manufacture/honda/2003-cbr-600-rr-part-one-on-paper-1227.html> (дата обращения 07.05.2016)

21. SolidWorks) [электронный ресурс]: URL: <https://ru.wikipedia.org/wiki/SolidWorks> (дата обращения 07.05.2016)
22. 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>
23. 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
24. Akshay Tajane , Mahesh Jadhav , Rumdeo Rathod , Vilas Elavande Design and testing of automobile exhaust system [электронный ресурс]/ Akshay Tajane and the others // IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology. -ISSN: 2319-1163. -URL: <http://esatjournals.net/ijret/2014v03/i11/IJRET20140311026.pdf>
25. Gopaal, MMM Kumara Varma, Dr L Suresh Kumar Exhaust Manifold Design – FEA Approach [электронный ресурс] / Gopaal // International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT) – Volume17. - № 10. – 2014. -URL: <http://www.ijettjournal.org/volume-17/number-10/IJETT-V17P295.pdf>

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Результаты расчета процесса сгорания

Таблица А1 - Исходные данные и промежуточные результаты расчета

ε	α	n_1	L_o	l_o	γ_r	φ_z°	θ°	λ	μ_B	m	ΔT	p_o	p_r	n_2
12,2	0,95	1,377	0,5168	14,9565	0,01456	60	25	0,19	28,95	3	5	0,1	0,115	1,187
μ_{max}	ξ	q_z	E_2	H_u	p_a	V_a	p_y	V_y	T_a	T_y	T_o	T_r	δ	T_b
1,066	0,9	2560,414	64,354	43897	0,088	0,971	1,416	0,1290	312,19	668,06	293	1100	5,57	2017,63

Таблица А2 - Результаты расчета процесса сгорания

φ°	φ°	$\underline{V_{\text{сж}}}$	T_1, K	T_2, K	T_{1-2}	X_{1-2}	ΔX_{1-2}	k_{1-2}	K_{1-2}	$p_1, \text{Мпа}$	$p_2, \text{Мпа}$	σ	$\psi(\varphi)$	μ	μ_{1-2}
0	-25	0,129	668,06	668,06	668,06	0,00000027	0,00000053	1,374	6,350	1,41	1,41	0,111	1,622	1,000	1,000
1	-24	0,125	668,06	675,57	671,81	0,00000400	0,00000800	1,373	6,360	1,41	1,47	0,103	1,574	1,000	1,000
2	-23	0,122	675,57	683,17	679,37	0,00001732	0,00003465	1,372	6,378	1,47	1,53	0,094	1,528	1,000	1,000
3	-22	0,118	683,17	690,95	687,06	0,00004664	0,00009327	1,371	6,396	1,53	1,60	0,086	1,484	1,000	1,000
4	-21	0,115	690,95	699,05	695,00	0,00009832	0,00019664	1,369	6,415	1,60	1,66	0,079	1,442	1,000	1,000
5	-20	0,112	699,05	707,64	703,36	0,00017874	0,00035748	1,368	6,434	1,66	1,73	0,072	1,401	1,000	1,000
6	-19	0,108	707,64	716,93	712,29	0,00029421	0,00058841	1,367	6,454	1,73	1,80	0,065	1,363	1,000	1,000
7	-18	0,106	716,93	727,19	722,06	0,00045096	0,00090191	1,365	6,476	1,80	1,88	0,058	1,326	1,000	1,000
8	-17	0,103	727,19	738,69	732,94	0,00065509	0,00131018	1,364	6,500	1,88	1,96	0,052	1,291	1,000	1,000
9	-16	0,100	738,69	751,76	745,23	0,00091250	0,00182500	1,362	6,527	1,96	2,05	0,046	1,258	1,000	1,000

Продолжение таблицы

$\varphi,^\circ$	$\varphi,^\circ$	$V_{ср}$	T_1, K	T_2, K	T_{1-2}	X_{1-2}	ΔX_{1-2}	k_{1-2}	K_{1-2}	$p_1, Mпа$	$p_2, Mпа$	σ	$\psi(\varphi)$	μ	μ_{1-2}
10	-15	0,098	751,76	766,76	759,25	0,00122879	0,00245758	1,360	6,556	2,05	2,15	0,041	1,227	1,000	1,000
11	-14	0,095	766,76	784,04	775,39	0,00160915	0,00321830	1,358	6,589	2,14	2,25	0,035	1,198	1,001	1,001
12	-13	0,093	784,04	804,01	794,02	0,00205824	0,00411648	1,356	6,626	2,25	2,36	0,031	1,171	1,001	1,001
13	-12	0,091	804,01	827,04	815,52	0,00258001	0,00516003	1,353	6,667	2,36	2,48	0,026	1,146	1,001	1,001
14	-11	0,089	827,04	853,55	840,29	0,00317755	0,00635510	1,350	6,712	2,48	2,62	0,022	1,123	1,001	1,002
15	-10	0,088	853,55	883,90	868,72	0,00385283	0,00770567	1,347	6,761	2,61	2,76	0,018	1,101	1,002	1,002
16	-9	0,086	883,90	918,46	901,18	0,00460656	0,00921312	1,344	6,815	2,76	2,92	0,015	1,082	1,002	1,003
17	-8	0,085	918,46	957,55	938,00	0,00543789	0,01087579	1,341	6,873	2,92	3,10	0,012	1,065	1,003	1,003
18	-7	0,084	957,55	1001,44	979,49	0,00634422	0,01268845	1,337	6,934	3,10	3,29	0,009	1,050	1,004	1,004
19	-6	0,082	1001,44	1050,37	1025,90	0,00732096	0,01464192	1,333	6,997	3,29	3,49	0,007	1,037	1,004	1,005
20	-5	0,082	1050,37	1104,49	1077,42	0,00836130	0,01672261	1,330	7,063	3,49	3,72	0,005	1,025	1,005	1,006
21	-4	0,081	1104,49	1163,89	1134,19	0,00945609	0,01891218	1,326	7,130	3,72	3,96	0,003	1,016	1,006	1,007
22	-3	0,080	1163,89	1228,58	1196,23	0,01059366	0,02118731	1,323	7,198	3,96	4,21	0,002	1,009	1,008	1,008
23	-2	0,080	1228,58	1298,45	1263,51	0,01175980	0,02351959	1,319	7,265	4,22	4,48	0,001	1,004	1,009	1,010
24	-1	0,080	1298,45	1373,33	1335,89	0,01293779	0,02587558	1,316	7,331	4,49	4,76	0,000	1,001	1,011	1,011
25	0	0,080	1373,33	1452,93	1413,13	0,01410854	0,02821707	1,313	7,396	4,77	5,05	0,000	1,000	1,012	1,013
26	1	0,080	1452,93	1536,85	1494,89	0,01525084	0,03050169	1,310	7,458	5,05	5,35	0,000	1,001	1,014	1,015
27	2	0,080	1536,85	1624,58	1580,71	0,01634179	0,03268359	1,307	7,517	5,36	5,65	0,001	1,004	1,016	1,017
28	3	0,080	1624,58	1715,52	1670,05	0,01735730	0,03471461	1,304	7,574	5,66	5,95	0,002	1,009	1,018	1,019
29	4	0,081	1715,52	1808,96	1762,24	0,01827279	0,03654558	1,302	7,627	5,96	6,25	0,003	1,016	1,020	1,022

Продолжение таблицы

φ°	φ°	$V_{сг}$	T_1, K	T_2, K	T_{1-2}	X_{1-2}	ΔX_{1-2}	k_{1-2}	K_{1-2}	$p_1, \text{Мпа}$	$p_2, \text{Мпа}$	σ	$\psi(\varphi)$	μ	μ_{1-2}
30	5	0,082	1808,96	1904,104	1856,53	0,01906398	0,03812797	1,300	7,677	6,25	6,53	0,005	1,025	1,023	1,024
31	6	0,082	1904,10	2000,08	1952,09	0,01970783	0,03941565	1,298	7,723	6,53	6,80	0,007	1,037	1,025	1,027
32	7	0,084	2000,08	2095,95	2048,01	0,02018346	0,04036692	1,296	7,765	6,80	7,06	0,009	1,050	1,028	1,029
33	8	0,085	2095,95	2190,74	2143,34	0,02047324	0,04094648	1,294	7,804	7,06	7,29	0,012	1,065	1,030	1,032
34	9	0,086	2190,73	2283,46	2237,10	0,02056369	0,04112737	1,292	7,839	7,29	7,50	0,015	1,082	1,033	1,034
35	10	0,088	2283,46	2373,14	2328,29	0,02044639	0,04089279	1,291	7,870	7,50	7,68	0,018	1,101	1,036	1,037
36	11	0,089	2373,13	2458,81	2415,97	0,02011873	0,04023747	1,290	7,898	7,68	7,82	0,022	1,123	1,038	1,040
37	12	0,091	2458,81	2539,61	2499,21	0,01958434	0,03916868	1,289	7,923	7,82	7,94	0,026	1,146	1,041	1,042
38	13	0,093	2539,61	2614,74	2577,18	0,01885333	0,03770666	1,288	7,944	7,94	8,01	0,031	1,171	1,044	1,045
39	14	0,095	2614,74	2683,51	2649,12	0,01794217	0,03588435	1,287	7,963	8,01	8,06	0,035	1,198	1,046	1,047
40	15	0,098	2683,51	2745,36	2714,43	0,01687321	0,03374641	1,287	7,979	8,06	8,07	0,041	1,227	1,048	1,049
41	16	0,100	2745,36	2799,90	2772,63	0,01567382	0,03134764	1,286	7,992	8,07	8,04	0,046	1,258	1,051	1,052
42	17	0,103	2799,89	2846,86	2823,37	0,01437532	0,02875065	1,286	8,003	8,04	7,98	0,052	1,291	1,053	1,054
43	18	0,106	2846,85	2886,15	2866,50	0,01301153	0,02602307	1,285	8,012	7,98	7,89	0,058	1,326	1,054	1,055
44	19	0,108	2886,15	2917,85	2901,99	0,01161721	0,02323443	1,285	8,018	7,89	7,77	0,065	1,363	1,056	1,057
45	20	0,112	2917,84	2942,16	2930,00	0,01022646	0,02045291	1,285	8,023	7,77	7,63	0,072	1,401	1,058	1,058
46	21	0,115	2942,16	2959,44	2950,80	0,00887110	0,01774220	1,285	8,027	7,63	7,47	0,079	1,442	1,059	1,060
47	22	0,118	2959,44	2970,15	2964,79	0,00757934	0,01515867	1,285	8,028	7,47	7,29	0,086	1,484	1,060	1,061
48	23	0,122	2970,14	2974,83	2972,48	0,00637458	0,01274915	1,285	8,029	7,29	7,10	0,094	1,528	1,061	1,062

Продолжение таблицы

φ°	φ°	$V_{\text{ср}}$	T_1, K	T_2, K	T_{1-2}	X_{1-2}	ΔX_{1-2}	k_{1-2}	K_{1-2}	$p_1, \text{Мпа}$	$p_2, \text{Мпа}$	σ	$\psi(\varphi)$	μ	μ_{1-2}
49	24	0,125	2974,829	2974,109	2974,469	0,00527467	0,01054935	1,285	8,028	7,1035	6,8995	0,103	1,574	1,062	1,062
50	25	0,129	2974,109	2968,640	2971,375	0,00429156	0,00858313	1,285	8,026	6,8995	6,6882	0,111	1,622	1,063	1,063
51	26	0,133	2968,640	2959,089	2963,865	0,00343127	0,00686254	1,285	8,024	6,6882	6,4724	0,120	1,671	1,063	1,063
52	27	0,137	2959,089	2946,108	2952,599	0,00269434	0,00538867	1,285	8,021	6,4724	6,2548	0,129	1,722	1,064	1,064
53	28	0,141	2946,108	2930,321	2938,215	0,00207652	0,00415305	1,285	8,017	6,2548	6,0376	0,138	1,775	1,064	1,064
54	29	0,146	2930,321	2912,300	2921,310	0,00156977	0,00313953	1,285	8,013	6,0376	5,8227	0,148	1,830	1,064	1,064
55	30	0,150	2912,300	2892,559	2902,429	0,00116322	0,00232645	1,285	8,008	5,8227	5,6116	0,158	1,886	1,064	1,065
56	31	0,155	2892,559	2871,546	2882,052	0,00084437	0,00168875	1,286	8,003	5,6116	5,4056	0,169	1,944	1,065	1,065
57	32	0,159	2871,546	2849,640	2860,593	0,00060000	0,00120001	1,286	7,998	5,4056	5,2054	0,179	2,004	1,065	1,065
58	33	0,164	2849,640	2827,156	2838,398	0,00041708	0,00083416	1,286	7,993	5,2054	5,0117	0,190	2,065	1,065	1,065
59	34	0,169	2827,156	2804,344	2815,750	0,00028342	0,00056684	1,286	7,987	5,0117	4,8249	0,201	2,127	1,065	1,065
60	35	0,174	2804,344	2781,404	2792,874	0,00018813	0,00037626	1,286	7,982	4,8249	4,6453	0,213	2,192	1,065	1,065

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Данные для построения индикаторной диаграммы

φ, град	V, л	P, Мпа	φ, град	V, л	P, Мпа	φ, град	V, л	P, Мпа	φ, град	V, л	P, Мпа
0	0,012	0,100	351	0,013	2,925	379	0,017	7,779	407	0,038	3,079
30	0,023	0,088	352	0,013	3,100	380	0,017	7,638	408	0,039	2,985
60	0,052	0,088	353	0,013	3,292	381	0,018	7,476	409	0,040	2,895
90	0,088	0,088	354	0,013	3,500	382	0,018	7,297	410	0,041	2,809
120	0,120	0,088	355	0,013	3,724	383	0,019	7,104	411	0,042	2,727
150	0,142	0,088	356	0,012	3,964	384	0,019	6,900	412	0,043	2,648
180	0,150	0,088	357	0,012	4,220	385	0,020	6,688	413	0,044	2,572
210	0,142	0,094	358	0,012	4,489	386	0,021	6,472	414	0,045	2,500
240	0,120	0,119	359	0,012	4,769	387	0,021	6,255	415	0,046	2,430
270	0,088	0,184	360	0,012	5,060	388	0,022	6,038	416	0,047	2,364
300	0,052	0,380	361	0,012	5,357	389	0,022	5,823	417	0,048	2,300
330	0,023	1,149	362	0,012	5,657	390	0,023	5,612	418	0,049	2,238
335	0,020	1,416	363	0,012	5,956	391	0,024	5,406	419	0,051	2,180
336	0,019	1,475	364	0,012	6,251	392	0,025	5,205	420	0,052	2,123
337	0,019	1,537	365	0,013	6,536	393	0,025	5,012	421	0,053	2,069
338	0,018	1,600	366	0,013	6,808	394	0,026	4,825	422	0,054	2,017
339	0,018	1,667	367	0,013	7,063	395	0,027	4,645	423	0,055	1,967
340	0,017	1,736	368	0,013	7,295	396	0,028	4,430	424	0,056	1,919
341	0,017	1,809	369	0,013	7,503	397	0,029	4,279	425	0,058	1,873
342	0,016	1,885	370	0,014	7,681	398	0,029	4,134	426	0,059	1,828
343	0,016	1,967	371	0,014	7,828	399	0,030	3,996	427	0,060	1,786
344	0,015	2,054	372	0,014	7,941	400	0,031	3,863	428	0,061	1,745
345	0,015	2,149	373	0,014	8,019	401	0,032	3,736	429	0,062	1,705
346	0,015	2,251	374	0,015	8,062	402	0,033	3,614	430	0,063	1,667
347	0,014	2,362	375	0,015	8,070	403	0,034	3,498	431	0,065	1,630
348	0,014	2,484	376	0,015	8,044	404	0,035	3,386	432	0,066	1,595

Продолжение таблицы

φ, град	V, л	P, Мпа	φ, град	V, л	P, Мпа	φ, град	V, л	P, Мпа	φ, град	V, л	P, Мпа
349	0,014	2,617	377	0,016	7,985	405	0,036	3,279	433	0,067	1,561
350	0,014	2,764	378	0,016	7,896	406	0,037	3,177	434	0,068	1,528
435	0,070	1,497	464	0,104	0,931	493	0,131	0,706	522	0,147	0,619
436	0,071	1,467	465	0,105	0,919	494	0,132	0,701	523	0,147	0,617
437	0,072	1,437	466	0,106	0,908	495	0,133	0,696	524	0,148	0,616
438	0,073	1,409	467	0,107	0,897	496	0,134	0,692	525	0,148	0,615
439	0,074	1,382	468	0,108	0,887	497	0,134	0,688	526	0,148	0,613
440	0,076	1,355	469	0,109	0,877	498	0,135	0,684	527	0,148	0,612
441	0,077	1,330	470	0,110	0,867	499	0,136	0,680	528	0,149	0,611
442	0,078	1,305	471	0,112	0,857	500	0,136	0,676	529	0,149	0,610
443	0,079	1,282	472	0,113	0,848	501	0,137	0,672	530	0,149	0,609
444	0,081	1,259	473	0,114	0,839	502	0,138	0,668	531	0,149	0,609
445	0,082	1,237	474	0,115	0,830	503	0,138	0,665	532	0,149	0,608
446	0,083	1,216	475	0,116	0,822	504	0,139	0,661	533	0,149	0,607
447	0,084	1,195	476	0,117	0,813	505	0,140	0,658	534	0,149	0,607
448	0,085	1,175	477	0,118	0,805	506	0,140	0,655	535	0,150	0,606
449	0,087	1,156	478	0,119	0,798	507	0,141	0,652	536	0,150	0,606
450	0,088	1,137	479	0,120	0,790	508	0,141	0,649	537	0,150	0,606
451	0,089	1,119	480	0,120	0,783	509	0,142	0,646	538	0,150	0,606
452	0,090	1,102	481	0,121	0,776	510	0,142	0,643	539	0,150	0,605
453	0,091	1,085	482	0,122	0,769	511	0,143	0,641	540	0,150	0,605
454	0,093	1,068	483	0,123	0,762	512	0,143	0,638	570	0,142	0,521
455	0,094	1,052	484	0,124	0,756	513	0,144	0,636	600	0,120	0,437
456	0,095	1,037	485	0,125	0,749	514	0,144	0,634	630	0,088	0,353
457	0,096	1,022	486	0,126	0,743	515	0,145	0,631	660	0,052	0,268
458	0,097	1,008	487	0,127	0,738	516	0,145	0,629	690	0,023	0,184

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Данные для моделирования потоков в выпускном коллекторе

1 цилиндр			2 цилиндр			3 цилиндр			4 цилиндр		
Угол пкв, град	Время t,с	Давление P _б , Па	Угол пкв, град	Время t,с	Давление P _б , Па	Угол пкв, град	Время t,с	Давление P _б , Па	Угол пкв, град	Время t,с	Давление P _б , Па
			0	0	101325	0	0	101325	0	0	101325
0	0	675609,7198	359	0,006648148	101325	719	0,01331481	101325	1079	0,019981481	101325
1	0,00001852	671846,575	360	0,006666667	675609,7198	720	0,013333333	675609,7	1080	0,02	675609,7
2	0,00003704	668210,0061	361	0,006685185	671846,575	721	0,01335185	671846,6	1081	0,020018519	671846,6
3	0,00005556	664697,3195	362	0,006703704	668210,0061	722	0,01337037	668210	1082	0,020037037	668210
4	0,00007407	661305,9313	363	0,006722222	664697,3195	723	0,01338889	664697,3	1083	0,020055556	664697,3
5	0,00009259	658033,3641	364	0,006740741	661305,9313	724	0,01340741	661305,9	1084	0,020074074	661305,9
6	0,000111111	654877,2429	365	0,006759259	658033,3641	725	0,01342593	658033,4	1085	0,020092593	658033,4
7	0,00012963	651835,2921	366	0,006777778	654877,2429	726	0,01344444	654877,2	1086	0,020111111	654877,2
8	0,000148148	648905,3325	367	0,006796296	651835,2921	727	0,01346296	651835,3	1087	0,02012963	651835,3
9	0,000166667	646085,2774	368	0,006814815	648905,3325	728	0,01348148	648905,3	1088	0,020148148	648905,3
10	0,000185185	643373,1308	369	0,006833333	646085,2774	729	0,0135	646085,3	1089	0,020166667	646085,3
11	0,000203704	640766,984	370	0,006851852	643373,1308	730	0,01351852	643373,1	1090	0,020185185	643373,1
12	0,000222222	638265,013	371	0,00687037	640766,984	731	0,01353704	640767	1091	0,020203704	640767
13	0,000240741	635865,4763	372	0,006888889	638265,013	732	0,01355556	638265	1092	0,020222222	638265

Продолжение таблицы

14	0,000259259	633566,7126	373	0,006907407	635865,4763	733	0,01357407	635865,5	1093	0,020240741	635865,5
15	0,000277778	631367,1382	374	0,006925926	633566,7126	734	0,01359259	633566,7	1094	0,020259259	633566,7
16	0,000296296	629265,2452	375	0,006944444	631367,1382	735	0,01361111	631367,1	1095	0,020277778	631367,1
17	0,000314815	627259,5993	376	0,006962963	629265,2452	736	0,01362963	629265,2	1096	0,020296296	629265,2
18	0,000333333	625348,8383	377	0,006981481	627259,5993	737	0,01364815	627259,6	1097	0,020314815	627259,6
19	0,000351852	623531,6699	378	0,007	625348,8383	738	0,01366667	625348,8	1098	0,020333333	625348,8
20	0,00037037	621806,8702	379	0,007018519	623531,6699	739	0,01368519	623531,7	1099	0,020351852	623531,7
21	0,000388889	620173,2821	380	0,007037037	621806,8702	740	0,0137037	621806,9	1100	0,02037037	621806,9
22	0,000407407	618629,8141	381	0,007055556	620173,2821	741	0,01372222	620173,3	1101	0,020388889	620173,3
23	0,000425926	617175,4381	382	0,007074074	618629,8141	742	0,01374074	618629,8	1102	0,020407407	618629,8
24	0,000444444	615809,1892	383	0,007092593	617175,4381	743	0,01375926	617175,4	1103	0,020425926	617175,4
25	0,000462963	614530,1635	384	0,007111111	615809,1892	744	0,01377778	615809,2	1104	0,020444444	615809,2
26	0,000481481	613337,5175	385	0,00712963	614530,1635	745	0,0137963	614530,2	1105	0,020462963	614530,2
27	0,0005	612230,467	386	0,007148148	613337,5175	746	0,01381481	613337,5	1106	0,020481481	613337,5
28	0,000518519	611208,2859	387	0,007166667	612230,467	747	0,01383333	612230,5	1107	0,0205	612230,5
29	0,000537037	610270,3055	388	0,007185185	611208,2859	748	0,01385185	611208,3	1108	0,020518519	611208,3
30	0,000555556	609415,9136	389	0,007203704	610270,3055	749	0,01387037	610270,3	1109	0,020537037	610270,3
31	0,000574074	608644,5535	390	0,007222222	609415,9136	750	0,01388889	609415,9	1110	0,020555556	609415,9
32	0,000592593	607955,7239	391	0,007240741	608644,5535	751	0,01390741	608644,6	1111	0,020574074	608644,6

Продолжение таблицы

33	0,000611111	607348,9776	392	0,007259259	607955,7239	752	0,01392593	607955,7	1112	0,020592593	607955,7
34	0,00062963	606823,9216	393	0,007277778	607348,9776	753	0,01394444	607349	1113	0,020611111	607349
35	0,000648148	606380,216	394	0,007296296	606823,9216	754	0,01396296	606823,9	1114	0,02062963	606823,9
36	0,000666667	606017,574	395	0,007314815	606380,216	755	0,01398148	606380,2	1115	0,020648148	606380,2
37	0,000685185	605735,7615	396	0,007333333	606017,574	756	0,014	606017,6	1116	0,020666667	606017,6
38	0,000703704	605534,5965	397	0,007351852	605735,7615	757	0,01401852	605735,8	1117	0,020685185	605735,8
39	0,000722222	605413,9494	398	0,00737037	605534,5965	758	0,01403704	605534,6	1118	0,020703704	605534,6
40	0,000740741	605373,7423	399	0,007388889	605413,9494	759	0,01405556	605413,9	1119	0,020722222	605413,9
70	0,001296296	521144,7852	400	0,007407407	605373,7423	760	0,01407407	605373,7	1120	0,020740741	605373,7
100	0,001851852	436915,8282	430	0,007962963	521144,7852	790	0,01462963	521144,8	1150	0,021296296	521144,8
130	0,002407407	352686,8711	460	0,008518519	436915,8282	820	0,01518519	436915,8	1180	0,021851852	436915,8
160	0,002962963	268457,9141	490	0,009074074	352686,8711	850	0,01574074	352686,9	1210	0,022407407	352686,9
190	0,003518519	184228,957	520	0,00962963	268457,9141	880	0,0162963	268457,9	1240	0,022962963	268457,9
220	0,004074074	101325	550	0,010185185	184228,957	910	0,01685185	184229	1270	0,023518519	184229
360	0,006666667	101325	580	0,010740741	101325	940	0,01740741	100000	1300	0,024074074	101325
1440	0,026666667	101325	1440	0,026666667	101325	1440	0,026666667	100000	1440	0,026666667	101325

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Безопасность и экологичность проекта

Технический регламент международных соревнований Formula Student накладывает ограничения на конструкцию систем выпуска отработавших газов. Выпускная система должна быть расположена так, чтобы водитель не подвергался воздействию выхлопных газов на любой скорости с учётом движения болида и нагрузки ДВС. Выхлопная труба не должна выступать больше, чем на 45 см за центральную линию задней оси гоночного болида, и располагаться не выше 60 см (23.6 дюйма) над поверхностью дорожного покрытия. Любой компонент системы выпуска отработавших газов, который выступает перед главной дугой, должен быть дополнительно огражден, с тем чтобы предотвратить контакт с участниками соревнований, приближающимися к болиду или пилотом, подходящим к болиду. Уровень звука измеряется на неподвижном болиде с работающим без нагрузки двигателем на оборотах коленчатого вала равных числу оборотов холостого хода и на оборотах 10000 мин⁻¹. Измерения проводятся в свободном звуковом поле при помощи измерительного микрофона и шумомера, расположенного на расстоянии 0,5 м напротив выхлопной трубы, под углом в 45 градусов к ее оси. Максимально допустимый уровень звука на холостых оборотах двигателя составляет – 100 дБА. На других частотах вращения коленчатого вала – 110 дБА.

В соответствии с предъявляемыми требованиями система выпуска отработавших газов болида оснащена глушителем шума выхлопа. Штатная конструкция глушителя шума выхлопа двигателя мотоцикла Honda CBR 600 RR обеспечивает заглушение шума до 96 дБА и, таким образом, удовлетворяет требованиям технического регламента. В связи с этим, в бакалаврской работе не требовалась конструктивная модификация глушителя шума выхлопа. Для исключения попадания потока выхлопных газов в органы дыхания пилота болида глушитель расположен в правой части болида, вдоль кокпита и направлен

вперед по направлению движения. Для предотвращения контакта с приближающимися людьми глушитель шума выхлопа огражден дополнительным защитным алюминиевым экраном. Чтобы пилот непосредственно не контактировал с нагретыми выше 60° С поверхностями обеспечена дополнительная теплоизоляция следующими конструктивными материалами: углеволокно, стекловолокно, алюминиевая пластина. Для того чтобы пилот не подвергался воздействию потока выхлопных газов на хвостовую трубу глушителя установлена дефлекторная пластина, направляющая поток отработавших газов в нижнюю часть болида.

В целях обеспечения требований пожарной безопасности в зоне расположения выпускного коллектора ДВС отсутствуют топливопроводы. Топливный бак, расположенный в 100 мм от выпускного коллектора дополнительно экранирован трехслойной структуры из алюминиевой пластины, слоя стекловолокна.

Для предоставления командам максимальной гибкости и свободы выражения своих творческих способностей и воображения на общую конструкцию гоночного болида, требованиями технического регламента накладывается малое количество ограничений. В это же время, предъявляемые ограничения в основном направлены на поддержание безопасности участников соревнований. Пилот должен быть соответствующим образом экипирован: использовать шлем, маску, огнеупорный костюм, огнеупорное или хлопковое нижнее белье, обувь, перчатки. Перечисленная экипировка должна иметь действующую омологацию и должна соответствовать действующим стандартам FIA или SFI (рисунки Г1).

У каждой команды должно быть как минимум два химических/порошковых огнетушителя весом 0,9 кг. Они должны быть оснащены датчиком давления/заряда, установленным производителем. Один из огнетушителей всегда должен находиться в паддоке команды, а второй – рядом с болидом. Исключение составляет только период первоначальной инспекции. Оба исполь-

зубных огнетушителя должны быть представлены технической комиссии вместе с автомобилем для проведения технической инспекции.



Рисунок Г1 – Стандарты FIA, SFI для костюма пилота

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Изготовление выпускного коллектора для двигателя Honda CBR 600RR

Изготовление производилось путем составления согнутых труб согласно 3D модели. На рисунке Д1 приведен эскиз загибов труб.

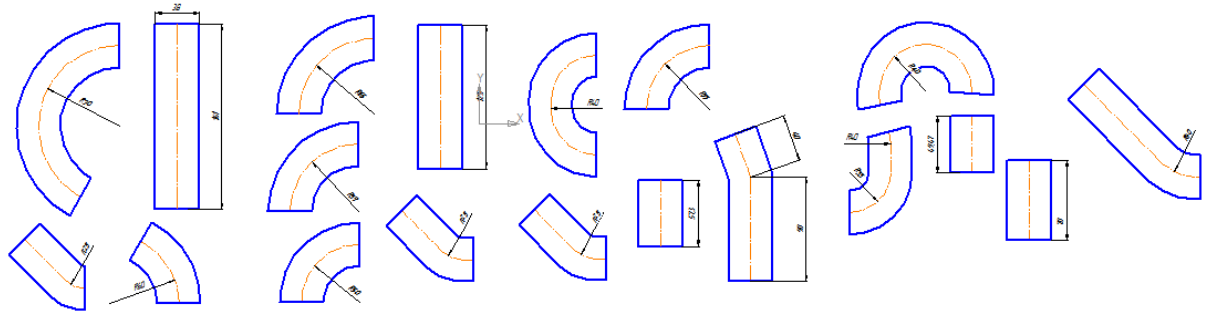


Рисунок Д1 – Эскизы гибов труб

Процесс изготовления выпускной системы включал в себя:

- Гибка труб и резка труб по заготовленным эскизам (рисунок Д2);



Рисунок Д2– Изготовленные участки труб

- Прихватка труб и позиционирование их в спроектированной оснастке согласно математической модели (рисунок Д3);



Рисунок Д3 – Расположение труб в кондукторе

- Изготовление переходного элемента соединяющего первичные трубопроводы с коллектором (рисунок Д4);



Рисунок Д4 – Изготовление переходного элемента

- Окончательная сварка переходного элемента с коллектором (рисунок Д5);

Полная 3D модель выпускной системы показана на рисунке Д6.

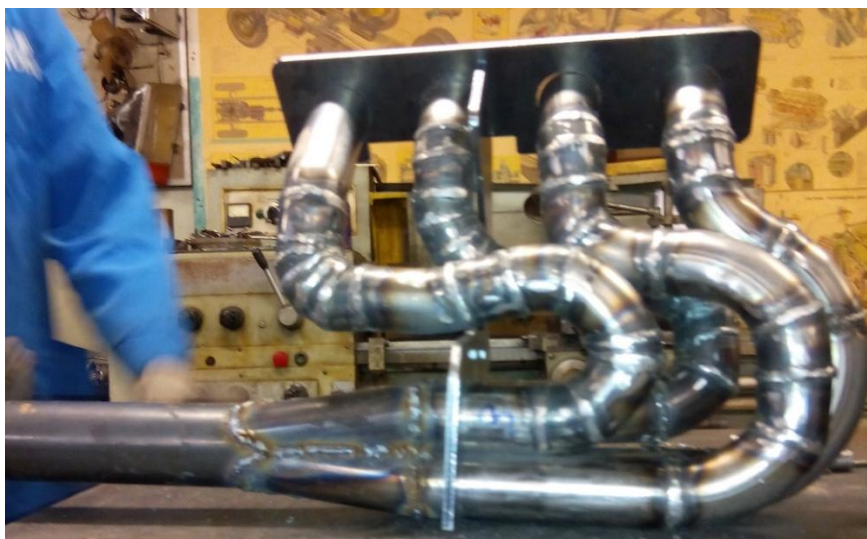


Рисунок Д5 – Изготовленный коллектор с переходником



Рисунок Д6 – 3D модель выпускной системы