

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

13.03.03 Энергетическое машиностроение

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Альтернативные источники энергии транспортных средств

(направленность (профиль)/специализация)

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

на тему: Анализ возможности выполнения перспективных норм  
токсичности газовыми двигателями

Студент

Е.С. Горенков

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

к.т.н., доцент, Д.А. Павлов

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

Тольятти 2021

## Аннотация

В выпускной квалификационной работе был проведён анализ актуальности темы в настоящее время. Так же были рассмотрены различные поколения газобаллонного оборудования, от устаревших до перспективных, их устройства и различия, преимущества и недостатки. Изучены различные способы совершенствования рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания, выявлены преимущества и недостатки каждого способа, описаны действующие и перспективные экологические нормы, особенности газовых двигателей в отличии от бензиновых, представлены результаты теплового, динамического и кинематического расчётов четырёхтактного бензинового двигателя, приведены соответствующие графики и таблицы с числовыми значениями. Также было проведено профилирование безударного кулачка с плоским толкателем методом Курца, что повлекло за собой изменение рабочего процесса. В результате изменения рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания был выполнен дополнительный тепловой расчёт.

На основе дополнительного теплового расчёта в заключении описан анализ возможности выполнения перспективных норм токсичности газовыми двигателями и показаны характеристики на которые повлияло изменение рабочего процесса двигателя.

## **Abstract**

The title of the graduation work: « Analysis of the possibility of fulfilling prospective toxicity standards by gas engines».

The graduation work consists of an explanatory, introduction, including figures, tables, the list of references including foreign sources and appendices, and the graphic part on 7 A1 sheets.

The graduation may be divided into several logically connected parts which are the relevance of gas engines at the present time. Various generations of gas cylinder equipment, from outdated to promising, their devices and differences, advantages and disadvantages. Various ways of improving the working process of an internal combustion engine are studied, the advantages and disadvantages of each method are identified. Current and prospective environmental standards are described. Features of gas engines as opposed to gasoline engines are described. The results of thermal, dynamic and kinematic calculations of a four-stroke gasoline engine are presented, corresponding graphs and tables with numerical values are given.

Overall, the results suggest that the gas engine allows you to achieve indicators of harmful emissions that meet promising environmental standards. This is presented in the final part. On the basis of an additional thermal calculation of the engine, an analysis of the possibility of fulfilling promising toxicity standards by gas engines is described and the characteristics affected by the change in the working process are shown.

## Содержание

Введение .....	5
1 Состояние вопроса.....	6
1.1 Газовые двигатели .....	6
1.2 Газобаллонное оборудование.....	6
1.3 Стандарты, регулирующие содержание вредных веществ в выхлопных газах автомобилей.....	10
1.4 Способы влияния на рабочий процесс.....	11
2 Обработка результатов анализа выполнения норм токсичности газового двигателя.....	20
2.1 Тепловой расчёт.....	21
2.3 Расчёт газораспределения двигателя .....	50
Заключение .....	64
Список используемых источников .....	65

## Введение

Популярность автомобилей, оснащенных оборудованием для метанового топлива стремительно растет во всем мире. Данный природный газ является ископаемым сырьём, но в классификации горюче-смазочных материалов, используемых в транспортных средствах, сжиженный и компримированный природные газы – это газы, которые относятся к альтернативным видам топлива. В качестве топлива для двигателей газ широко используется в странах, прежде всего, имеющих собственные газовые месторождения и уделяющих большое внимание проблемам энергетической, экологической безопасности, а также экономической стабильности. 10 мировых лидеров по добыче природного газа являются Саудовская Аравия, США, Россия, Иран, Туркмения, Китай и Алжир [23].

Согласно транспортной стратегии России на период до 2030 года приоритетным направлением является снижение негативного воздействия транспортных средств на окружающую среду.

Таким образом, тема работы «Анализ возможности выполнения перспективных норм токсичности газовыми двигателями» является актуальной.

Цель данной работы является проанализировать возможность выполнения перспективных норм токсичности двигателем внутреннего сгорания.

В соответствии с поставленной целью был сформулирован список задач исследований, в который входит:

- аналитический обзор существующих способов повышения экологичности двигателя внутреннего сгорания;
- аналитический обзор существующих способов влияния на рабочий процесс двигателя;
- разработка способа влияния на рабочий процесс двигателя путём изменения фаз газораспределительного механизма и подъёма клапана.

## **1 Состояние вопроса**

### **1.1 Газовые двигатели**

Газовые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) представляют собой силовые агрегаты, работающие на природном газе (метане) или сжиженном углеводородном газе (пропан-бутане).

«Газовые двигатели работают по тепловому циклу Отто [9, с. 12], когда к рабочему телу теплота подводится при постоянно сохраняющемся объеме. По сравнению с бензином газ имеет более высокое октановое число, поэтому в двигателе, работающем на нём, можно поднять КПД, путём увеличения степени сжатия. В транспорте, в основном, используются газовые двигатели, переоборудованные из традиционных бензиновых или даже дизельных моторов» [9, 22]. Так, например, сделала компания АВТОВАЗ, модернизировав свой бензиновый двигатель с маркировкой 21129 под использование метана, сделав двигатель с маркировкой 21129 CNG.

### **1.2 Газобаллонное оборудование**

На сегодняшний день устанавливаются различные системы газобаллонного оборудования (ГБО). Всего их насчитывается 6 основных поколений:

1 Газобаллонное оборудование (ГБО) первого поколения устанавливался на карбюраторные двигатели, которые в свою очередь, уже ушли в историю. Такое ГБО работает по принципу постоянной подачи газа в двигатель. Регулировка подачи газа осуществляется механически, как на карбюраторах двигателя, точность подачи газа в двигатель очень низкая.

2 В газобаллонное оборудование второго поколения, в отличии от первого устанавливается редуктор с блоком управления, способный

контролировать количество остаточного кислорода в отработавших газах. «Такой редуктор управляет электронным дозирующим устройством. На основе информации, полученной с датчиков кислорода, положения коленчатого вала, дроссельной заслонки электронный блок управления (ЭБУ) поддерживает необходимый стехиометрический состав топливно-воздушной смеси на различных режимах работы двигателя» [22]. В современном автомобилестроении оборудование первого и второго поколения не применяется в виду их нестабильности работы и нерациональности по сравнению с газобаллонным оборудованием последующих поколений.

3 В газобаллонном оборудовании третьего поколения газ подаётся синхронно своей механической форсункой на каждый цилиндр двигателя. Управляются эти форсунки газовым инжектором, за счёт давления газа в баллоне, которое поддерживается электромагнитным клапаном. ЭБУ двигателя использует сигналы, как и во втором поколении, но к ним добавляется датчик абсолютного давления и создаёт собственные топливные карты. Особенность конструкции дозатора не позволяет своевременно корректировать состав смеси.

4 В газобаллонном оборудовании четвёртого поколения используются высокоточные форсунки, работа которых основана на электромагнитном взаимодействии, что позволяет обеспечить распределённый впрыск газа, управляя подачей в каждый цилиндр, благодаря чему впрыск газа дозируется более точно, так как газовая форсунка находится рядом с бензиновой. «Управление форсунками обеспечивает газовый блок управления, он рассчитывает необходимое количество подачи газа в двигатель, путём считывания показаний и корректировок, создаваемых внутри бензинового блока управления и на их основе, производится расчёт импульсов для газовых форсунок, с помощью датчика температуры газа и газового редуктора, датчика абсолютного давления, а также датчика давления газа» [22]. Газовый блок управления

эмулирует прерванный сигнал, идущий на бензиновую форсунку, тем самым позволяет избежать возникновения ошибки «Обрыв форсунки». На сегодняшний день это самый распространённый тип ГБО, который ставится на автомобили.

5 В ГБО пятого поколения в отличие от предыдущих поколений подаётся сжиженный газ. «Дополнительный газовый насос, заставляет циркулировать жидкий газ из баллона через топливную магистраль в рампу газовых форсунок. С помощью этого перед форсунками образуется постоянное давление топлива. Излишнее давление газа сбрасывается в баллон обратным клапаном» [22]. Газовый электронный блок управления, берёт в расчёт топливные карты штатного ЭБУ и корректирует для правильно работы двигателя на газе.

6 Газобаллонное оборудование шестого поколения используется в двигателях с непосредственным впрыском топлива. Частично оборудование взято из пятого поколения и дополнено блоком клапанов. В него входят топливные магистрали с газом и бензином. Блок клапанов определяет, какое топливо будет использоваться и подаёт дальше по топливной системе к насосу высокого давления. Из него топливо подаётся через бензиновые форсунки непосредственно в камеру сгорания. Шестое поколение ГБО подходит только для двигателей с электронным регулятором давления топлива.

Сжиженный газ под давлением 2,5-5 атмосфер и метан до 200-300 атмосфер хранится в кузове или под основанием кузова (днищем), так же может храниться на крыше в защитном кожухе от прямых солнечных лучей.



избежание происшествий. Устанавливается в заправочной магистрали. Это необходимо во избежание взрыва баллона при повышении температуры.

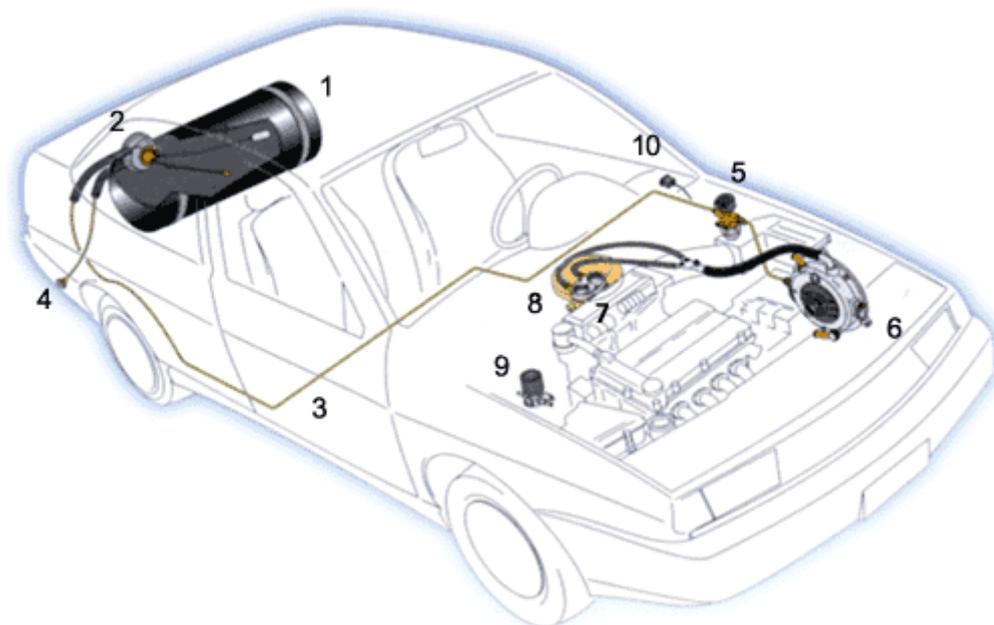


Рисунок 2 – Схема установки газобаллонного оборудования: 1 – баллон с газом; 2 – мульти клапан; 3 – топливный трубопровод высокого давления; 4 – заправочное выносное приспособление; 5 – клапан для газа; 6 – редуктор-испаритель; 7 – дозатор топливной системы; 8 – клапан для бензина; 9 – топливный переключатель [22, с. 7].

### **1.3 Стандарты, регулирующие содержание вредных веществ в выхлопных газах автомобилей**

В отработавших газах двигателя присутствует огромное количество вредных веществ, которые могут находиться в своём активном состоянии от нескольких минут до нескольких лет [26, с. 296].

Современные экологические нормы контроля содержания вредных выбросов в выхлопных газах автомобилей [25]. На данный момент действуют отечественные (ГОСТ Р 41.83-2004) и зарубежные (правила ЕЭК ООН № 83)

стандарты, контролируемые выбросы вредных веществ: оксид углерода (CO), углеводородов (CH), оксидов азота (NO<sub>x</sub>) и сажи (PM) [14].

Нормы по выбросу токсичных веществ в атмосферу для бензиновых двигателей представлены в таблице 1.

Таблица 1.1 – Экологические нормы Евро для бензинового двигателя

Этап	CO	HC	HC+NO <sub>x</sub>	NO <sub>x</sub>	PM	PN
	г/км					#/км
Euro 1	2,72	-	0,97	-	-	-
Euro 2	2,2	-	0,5	-	-	-
Euro 3	2,3	0,20	-	0,15	-	-
Euro 4	1,0	0,10	-	0,08	-	-
Euro 5	1,0	0,10	-	0,06	0,005	-
Euro 6	1,0	0,10	-	0,06	0,005	6,0x10 <sup>-11</sup> единиц

Где CO – оксид углерода, HC – углеводороды, NO<sub>x</sub> – окислы азота, PM – мелкодисперсные твёрдые частицы (сажа), PN – твёрдые частицы [14]

К перспективным нормам токсичности в России для легковых транспортных средств относится экологический стандарт ЕВРО 6. По данному стандарту усреднённый уровень выбросов CO<sub>2</sub> для пассажирских автомобилей не должен превышать 130 г/км. Данная норма токсичности регулируется зарубежными правилами ЕЭК ООН №83 [14].

#### 1.4 Способы влияния на рабочий процесс

Исследование процесса горения требует наличие специальных лабораторных установок и специального оборудования. Особенно хорошо описан анализ отработавших газов в книге профессора Борзе Д.Д. «Сгорание в поршневых двигателях», поскольку в данной фразе говорится не только про анализ состава отработавших газов, но и о продолжительности горения: «Однако о результатах горения можно судить относительно просто по

составу отработавших газов. Анализ состава отработавших газов не позволяет определить продолжение горения. Последнее можно сделать с помощью термодинамического анализа по очень точным диаграммам давления.» [9, с. 72]

#### Изменение рабочего процесса

Для выполнения перспективных норм токсичности на природном газе необходимо рассмотреть некоторые способы совершенствования рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания.

Один из способов изменения рабочего процесса заключается в изменении формы камеры сгорания. К числу показателей, характеризующих форму камеры сгорания в отношении рабочего процесса, её качеств, отвечающих за стойкость к детонации, относят такие, как площадь, высота и относительное расположение вытеснителей, которые влияют на турбулизацию заряда в процессе сгорания и способствующие сохранению и интенсификации вихревого движения заряда, отношение поверхности камеры сгорания к её объёму.

Существует множество форм камер сгорания и их сочетаний. Основные из них представлены на рисунке 3.

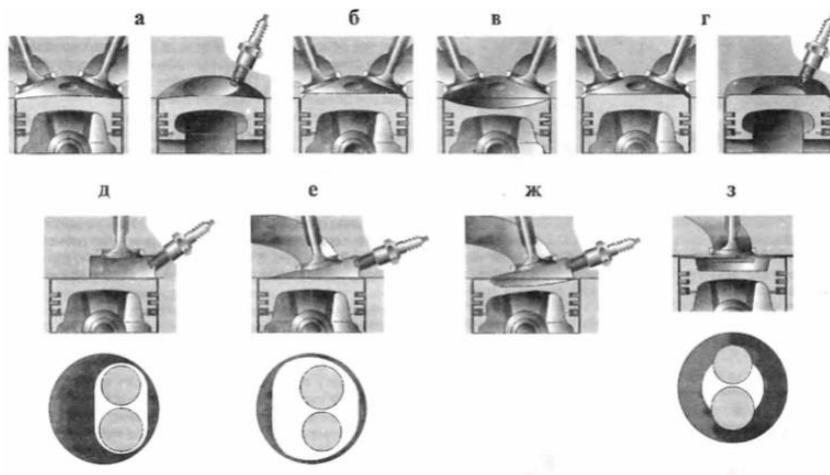


Рисунок 3 – Формы камер сгорания: а – полусферическая; б – полусферическая с вытеснителем; в – сферическая; г – шатровая; д – плоскоовальная; е – клиновидная; ж – полуклиновидная с частью камеры в поршне; з – цилиндрическая камера сгорания в поршне [21]

Камера сгорания непосредственно влияет на мощностные, экономические и антидетонационные качества, токсичности отработавших газов, уровень шума двигателя и другие.

В исследованиях газового двигателя [18], [17], [21], представлены характеристики некоторых камер сгорания. Значительное влияние на турбулентность и на протекание процесса горения оказывает форма камеры сгорания.

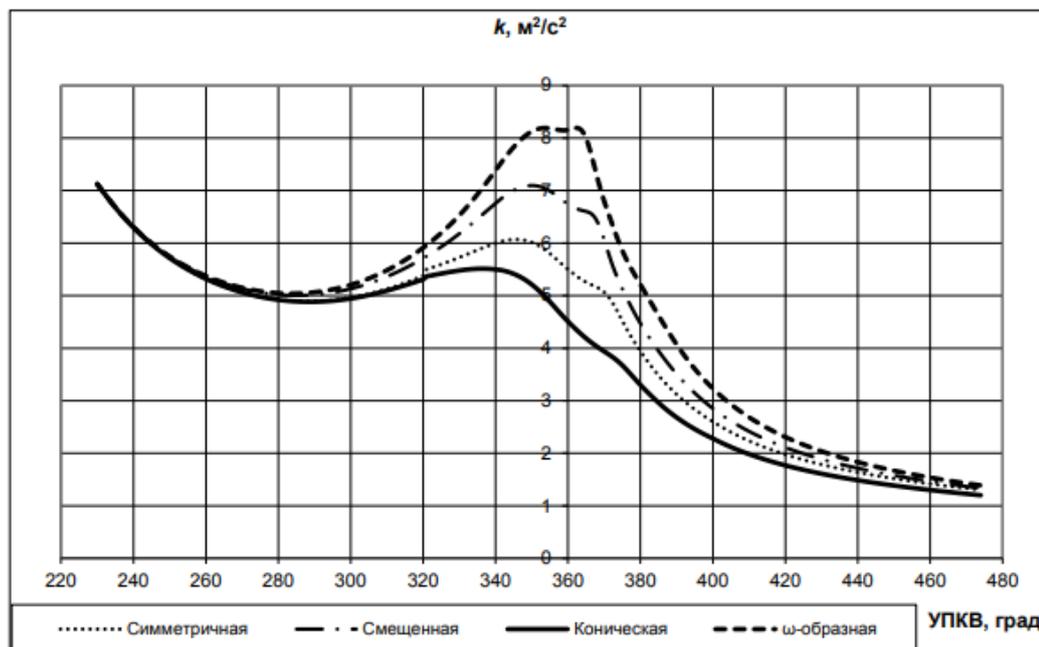


Рисунок 4 – Изменение средней кинетической энергии турбулентности в цилиндре газового двигателя в зависимости от формы камеры сгорания на режиме частичной нагрузки:

$$n=1550 \text{ об/мин, } P_a=1,453 \text{ бар, } \alpha_v=1,5; \theta=-21^\circ \text{УПКВ [9]}$$

где УПКВ – угол поворота коленчатого вала в градусах

При приближении поршня к верхней мёртвой точки во всех формах камеры сгорания, уровень турбулентности, в процессе впуска, ощутимо снижается. Из-за перетекания объёма, расположенного над поршнем, в камеру сгорания, расположенную в поршне, кинетическая энергия турбулентности и вихревое движение возрастают [15, 4, 8, 2, 24, 11].

При использовании различных форм камер сгорания изменяется количество выбросов оксида Азота ( $\text{NO}_x$ ). График изменения количества выбросов ( $\text{NO}_x$ ) представлен в исследованиях [18], [17], [21] и показан на рисунке 5.

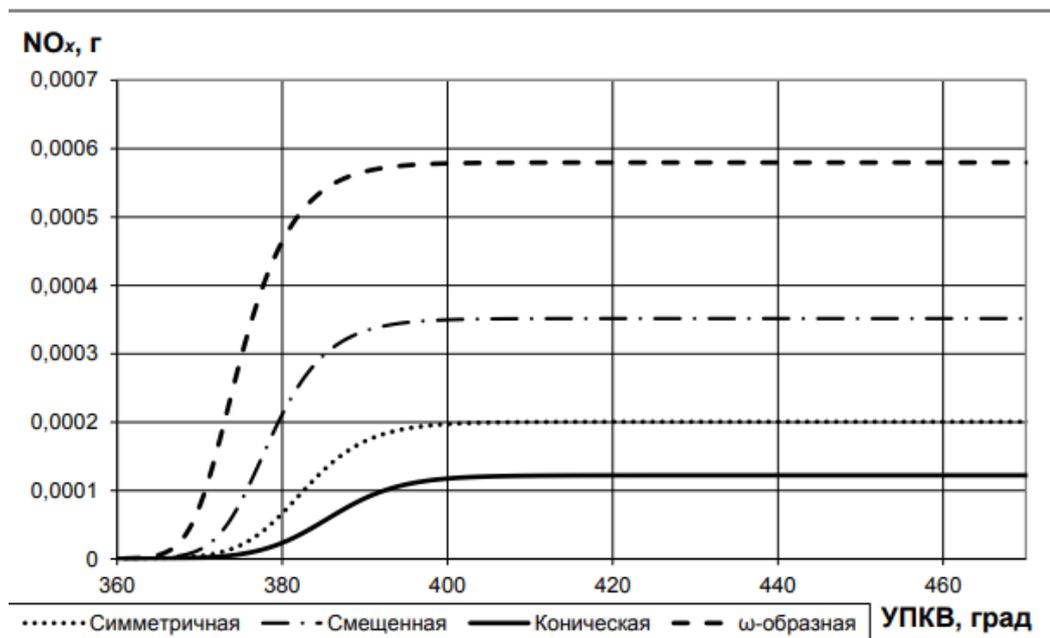


Рисунок 5 – Изменение массы образовавшихся за цикл оксидов азота в цилиндре газового двигателя в зависимости от формы камеры сгорания (режим частичной нагрузки) [13]

где УПКВ – угол поворота коленчатого вала (град)

Недостатки у метода модернизации и совершенствования рабочего процесса путём изменения формы камеры сгорания имеет ряд существенных недостатков. К ним относятся: 1) Сложность изменения формы камеры сгорания. Необходимо изменять форму камеры сгорания со стороны головки блока цилиндров, а также форму днища поршня. Изменение формы поршня влечёт за собой необходимость изменения деталей кривошипно-шатунного механизма, так как изменится масса возвратно поступательных частей. [20] 2) Форма камеры сгорания имеет сложное строение и зачастую трудоёмка в расчётах и проектировании.

Второй способ изменения рабочего процесса заключается в создании вихревых потоков во впускном коллекторе. В последнее время автопроизводители всё больше и больше используют различные методы оптимизации впускных каналов, а также различные механизмы, позволяющие управлять потоком воздуха на впуске [17].

Внутрицилиндровые потоки бывают двух видов: tumble и swirl, они оказывают большое влияние на эффективность сгорания в цилиндре и на образование вредных выбросов. Tumble – вихревой поток, где движение заряда закручивающегося вокруг оси перпендикулярной оси цилиндра. Swirl – вихревой поток в котором заряд движется вокруг оси, совпадающей с осью цилиндра. Вихревой поток tumble в большей степени используется в современных двигателях легковых автомобилей, так как оказывает сильное влияние на экономию топлива и количество вредных выбросов на частичных нагрузках [5]. Схемы движения заряда в цилиндре представлены на рисунке 6.

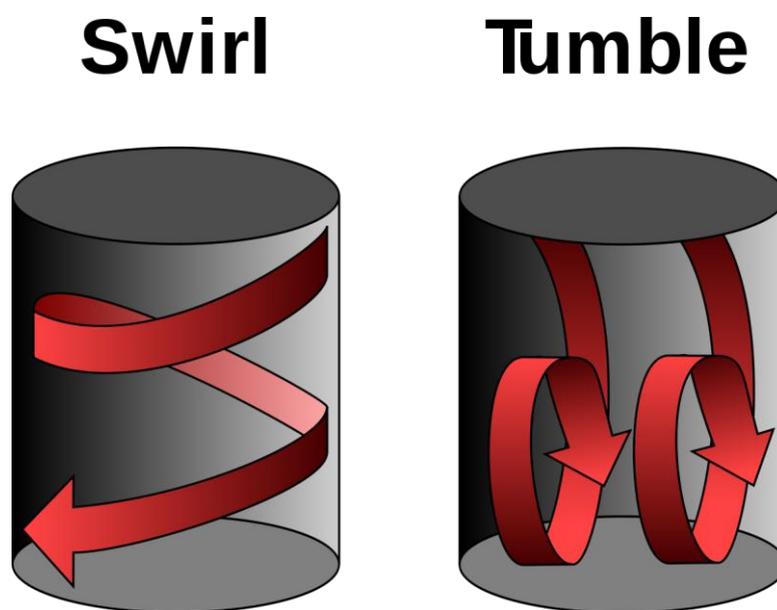


Рисунок 6 – Схемы движения заряда в цилиндре [7]

С их помощью добиваются лучшего смесеобразования и полноценному сгоранию топлива. Недостаток заключается в сложной конструкции, которую необходимо внедрить во впускной коллектор. Не

редки случаи, когда заслонки во впускном коллекторе, сделанные из пластика, обламывались и попадали в двигатель, что приводило к выходу из строя силового агрегата автомобиля. Их использовала компания Mercedes Benz в своих V-образных двигателях маркировки M272 и M273 [6]. Пример таких заслонок представлен на рисунке 7.

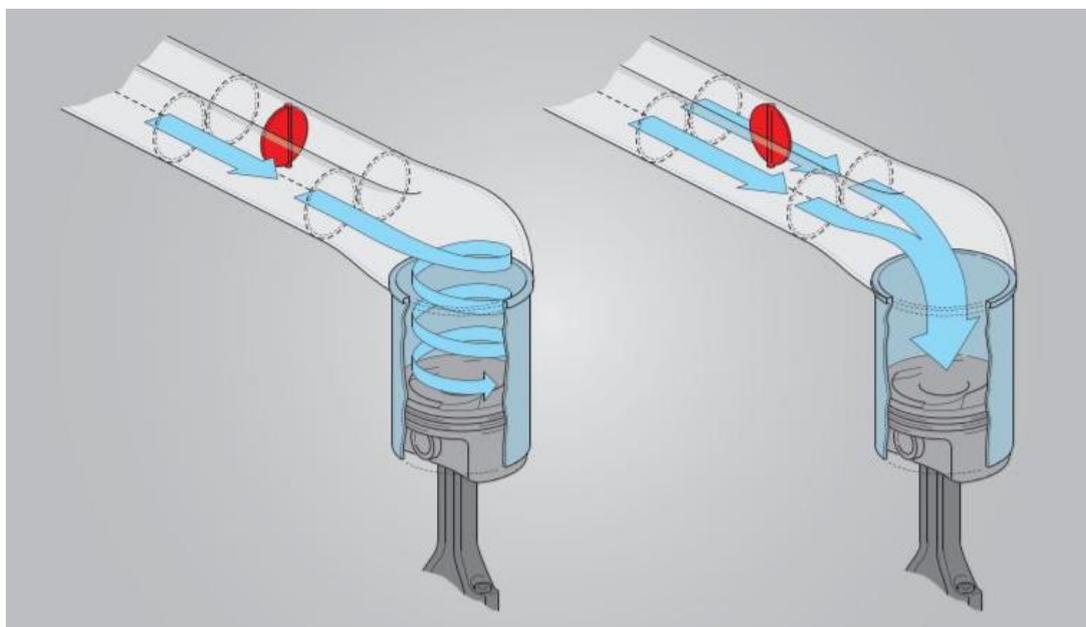


Рисунок 7 – Схема работы заслонок, изменяющих вихревые потоки [7]

Третий способ заключается в изменении фаз газораспределения и подъёма клапана. Такой метод позволяет оптимизировать фазы газообмена в широком диапазоне эксплуатационных режимов. Обеспечивает повышенную топливную экономичность, увеличивает наполнение цилиндров, повышая мощность и крутящий момент. Изменение фаз газораспределения может быть осуществлено путём изменения впускного и выпускного распределительных валов, а также их совместной модернизации. Система изменения фаз и время-сечение используется многими автопроизводителями. Одним из них является компания Honda со своей технологии VTEC (Variable Valve Timing and Lift Electronic Control) – переводится как: электронное управление регулируемым газораспределением и подъёмом. Используется на двигателях с номером K20, K20A, K24 и K24A. Данная система

подразумевает наличие двух профилей кулачков впускного распределительного вала, один для низких и средних оборотов, второй (центральный) для высоких оборотов. Рокера под каждым кулачком оборудованы гидравлически управляемыми поршнями, могут блокировать своё положение относительно друг друга. Центральный рокер, находится в постоянном контакте с большим кулачком распределительного вала на средних и низких оборотах. На малых оборотах все кулачки свободны и совершают независимое движение по закону, описываемому соответствующим кулачком. При достижении определённых оборотов двигателя, электронный блок управления двигателем подаёт сигнал на гидравлические поршни. Они блокируют рокера малых и рокер большого кулачков, тем самым приводя в движение всех рокеров в движение, описываемое кулачком высоких оборотов. Использование такой системы позволило улучшить наполнение цилиндров увеличив мощность на 20%, увеличив крутящий момент на 10% и снизив расход топлива на 10-20%. Изменение хода клапана системы VTEC представлена на рисунке 8.



Рисунок 8 – Изменение хода клапана на низких и высоких оборотах

[16]

Важно понимать, что такое снижение расхода значительно уменьшает вредные выбросы в атмосферу. Схема работы VTEC представлена на рисунке 9.

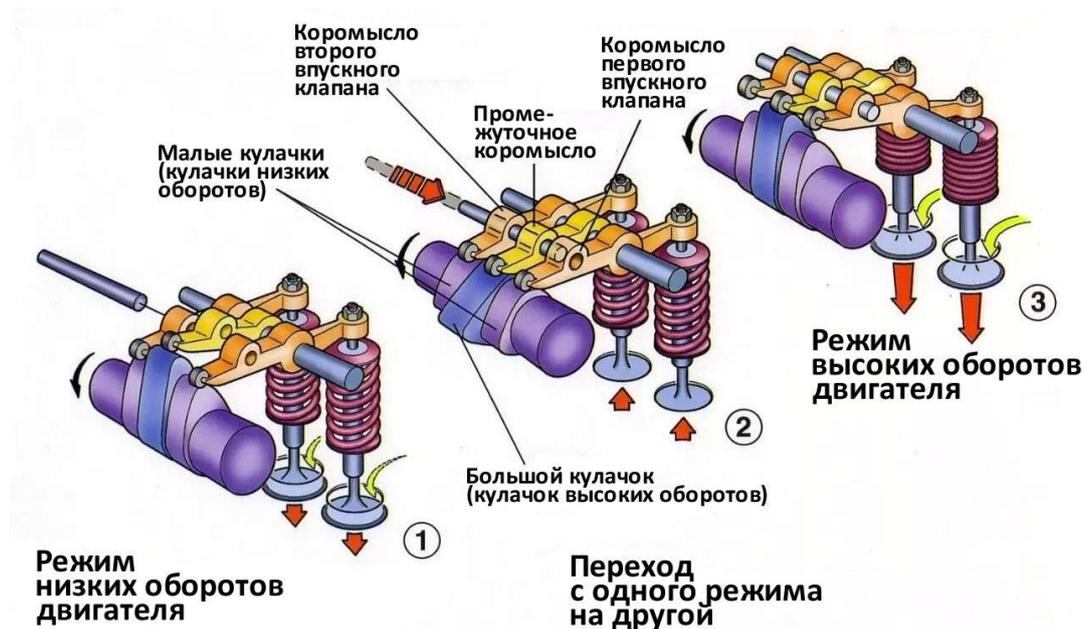


Рисунок 9 – Схема работы VTEC [16]

Изменение впускного распределительного вала, его фаз и профиля, позволяют заметно изменить характеристики рабочего процесса, подходящие для переоборудования бензинового двигателя под природный газ. А изменения формы камеры сгорания и формы поршня влекут за собой необходимость изменения конструкции двигателя и кривошипно-шатунного механизма. Из этого следует, что для достижения оптимальных показателей двигателя на природном газе необходимо произвести расчёт фаз газораспределения и профилирование кулачка с плоским безударным толкателем методом Курца впускного распределительного вала.

Также при модернизации впускного распределительного вала необходимо произвести доводку двигателя путём настройки электронного блока управления, а именно изменить фазы впрыска топлива, отрегулировать на всех режимах работы двигателя углы опережения зажигания.

### **Вывод по 1 разделу**

В первом разделе были рассмотрены газовые двигатели, их особенности, преимущества и недостатки. Актуальность газовых двигателей в современном автомобилестроении. Рассмотрены различные поколения газобаллонного оборудования, из чего они состоят и в каких транспортных средствах применяются. Было произведено ознакомление с ГОСТ Р 41.83-2004 (Правила ЕЭК ООН № 83) [14] и описаны экологические нормы по вредным выбросам двигателями внутреннего сгорания. Рассмотрены различные способы влияния на рабочий процесс двигателя. Определены их преимущества и недостатки. Приведены примеры изменения рабочего процесса, применимые к серийным транспортным средствам, такими компаниями как Mercedes Benz и Honda. На основе рассмотренных данных по способам изменения рабочего процесса был выбран оптимальный способ для расчёта в данной работе.

## 2 Обработка результатов анализа выполнения норм токсичности газового двигателя

Исходные данные:

$N_e = 106$  (л.с.) = 78 кВт – максимальная мощность двигателя

Таблица 1 – Исходные данные частоты вращения и коэффициента избытка воздуха

$n$ , об/мин	840	2400	5800	6200
$\alpha$	0,96	1	1	1

$i = 4$  – число цилиндров

$\varepsilon = 11$  – степень сжатия

$\tau = 4$  - тактность

$n_N = 5800$  (об/мин) – частота вращения при максимальной мощности

## 2.1 Тепловой расчёт

Для скоростных режимов, при проведении теплового расчёта, берут от трёх до четырёх основных режима работы двигателя [20, с. 104]. Основные режимы бензинового двигателя определяются по следующим пунктам:

- режим холостого хода, минимальная частота вращения, обеспечивающая устойчивую работу двигателя;
- режим максимального крутящего момента;
- режим максимальной (номинальной) мощности;
- режим максимальной скорости движения автомобиля.

Тепловые расчёты проводятся для двигателя с распределённым впрыском при  $n=840, 2400, 5800, 6200$  об/мин. Коэффициент избытка воздуха  $\alpha=1$ , так как в двигателях с впрыском топлива форсунками и электронным управлением могут обеспечить экономичный состав смеси с меньшей токсичностью продуктов сгорания.

Топливо. Используется компримированный природный газ (CNG), в состав которого почти полностью входит метан.

Средний элементарный состав и молекулярная масса метана:

$$C=0,75; H=0,25$$

и

$$m_T = 16,04 \text{ кг/кмоль}$$

Низшая теплота сгорания топлива определяется по следующей формуле:

$$\begin{aligned} H_u &= 33,91 \cdot C + 125,6 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51(9H + W) = \\ &= 33,91 \cdot 0,75 + 125,6 \cdot 0,25 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,145 = 50,03 \text{ (МДж/кг)} \quad (1) \end{aligned}$$

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

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \cdot \left( \frac{0,75}{12} + \frac{0,25}{4} - \frac{0}{32} \right) = 0,601 \text{ (кмоль возд./кг топл.) (2)}$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot 0,75 + 8 \cdot 0,25 - 0 \right) = 17,39 \text{ кг возд./кг топл. (3)}$$

Количество горючей смеси определяется по формуле:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T} = 1 \cdot 0,601 + \frac{1}{16,04} = 0,6633 \text{ (кмоль гор.см./кг топл.) (4)}$$

где,  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха

$m_T$  – молекулярная масса метана

Количество дополнительных компонентов продуктов сгорания при  $K=0,5$  [20, с. 106] и принятых скоростных режимах:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} + 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = \frac{0,75}{12} = 0,0625 \text{ (кмоль } CO_2/\text{кг топл.) (5)}$$

где,  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 0 \text{ (кмоль } CO/\text{кг топл.) (6)}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 0,125 \text{ (кмоль } H_2O/\text{кг топл.)} \quad (7)$$

$$M_{H_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 0 \text{ (кмоль } H_2/\text{кг топл.)} \quad (8)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,476 \text{ (кмоль } N_2/\text{кг топл.)} \quad (9)$$

Общее количество продуктов сгорания определяется по формуле:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = 0,0625 + 0 + 0,125 + 0 + 0,476 = 0,6635 \text{ (кмоль пр.сг./кг топл.)} \quad (10)$$

Все параметры рабочего тела на различных оборотах двигателя представлены в таблице 2

Таблица 2 – Параметры рабочего тела

Параметры	Рабочее тело			
	840	2400	5800	6200
n	840	2400	5800	6200
$\alpha$	0,96	1	1	1
M1	0,639	0,6633	0,6633	0,6633
M <sub>CO2</sub>	0,0692	0,0625	0,0625	0,0625
M <sub>CO</sub>	0,006667	0	0	0
M <sub>H2O</sub>	0,0035	0,125	0,125	0,125
M <sub>H2</sub>	0,0033	0	0	0
M <sub>N2</sub>	0,4569	0,476	0,476	0,476
M2	0,5396	0,6635	0,6635	0,6635

Давление и температура окружающей среды при работе двигателя без системы наддува  $p_k=p_0=0.1$  (Мпа) и  $T_k=T_0=293$  (К).

При работе двигателя в режимах максимальной температура остаточных газов принимается  $T_r=1020$  (К)

Все исходные параметры для теплового расчёта двигателя с впрыском представлены на рисунке 10.

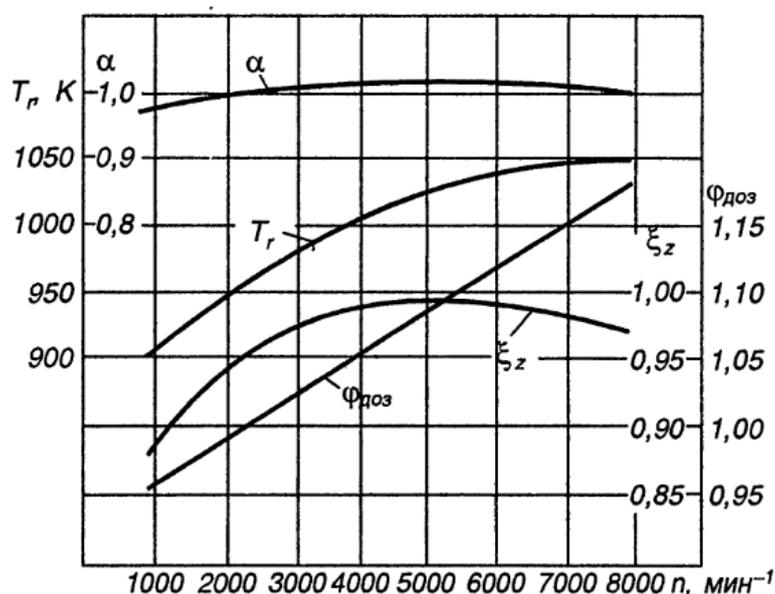


Рисунок 10 – Исходные параметры для теплового расчёта двигателя с распределённым впрыском [20, с. 107]

Давление остаточных газов  $p_r$ , за счёт изменения фаз газораспределения, путём их расширения, у рассчитываемого двигателя можно принять на номинальном скоростном режиме:

$$p_{rN}=0,110 \text{ (МПа)}$$

Значения давлений на других режимах работы, а именно на холостом ходу, на режиме максимальной скорости работы двигателя можно определить по формулам:

$$p_r = p_0 \cdot (1,035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2) = 0,11 \text{ (МПа)} \quad (11)$$

где при  $n_N = 5800$  (об/мин)

Разница температур, получаемая топливно-воздушной смесью при попадании в цилиндры двигателя. Для получения достаточного коэффициента наполнения цилиндра  $\Delta T_N = 6^\circ\text{C}$  на режимах максимальной скорости и холостом ходу подогрев свежего заряда топливно-воздушной смеси  $\Delta T$  определяется по формуле:

$$\Delta T = A_r \cdot (110 - 0,0125 \cdot n) \quad (12)$$

где

$$A_r = \frac{\Delta T_N}{(110 - 0,0125 \cdot n_N)} = 0,16 \quad (13)$$

Плотность заряда на впуске определяется по расчётной формуле:

$$\rho_0 = \frac{p_0 \cdot 10^6}{(R_B \cdot T_0)} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{(287 \cdot 293)} = 1,189 \text{ (кг/м}^3\text{)} \quad (14)$$

где  $R_B = 287$  Дж/(кг·град) – удельная газовая постоянная для воздуха

$p_0$  (МПа) – давление окружающей среды

$T_0$  (К) – температура окружающей среды

Потери давления на впуске. В соответствии со скоростными режимами ( $n=5800$  об/мин) для двигателя с впрыском топлива можно принять:

$\beta^2 + \xi_{\text{вп}} = 2,5$  и  $\omega_{\text{вп}} = 95$  м/с. [20, с. 108] Тогда  $\Delta P_a$  на всех скоростных режимах двигателей определяется по формуле:

$$\Delta P_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{\text{вп}}) \cdot A_n^2 \cdot n^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6}}{2} = \frac{2,5 \cdot 0,01638^2 \cdot 5800^2 \cdot 1,189 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,0134 \text{ (МПа)} \quad (15)$$

где  $A_n = \omega_{\text{вп}} / n_N = 95 / 5800 = 0,01638$  (МПа)

Давление в конце впуска определяется по формуле:

$$P_a = P_0 - \Delta P_a = 0,1 - 0,0134 = 0,0866 \text{ (МПа)} \quad (16)$$

Коэффициент остаточных газов. Для современных двигателей с электронно-управляемым впрыском при  $n_N$  можно принять  $\varphi_{\text{доз}}=1,145$ , а при  $n_{\text{min}}=0,96$ . На других режимах работы  $\varphi_{\text{доз}}$  по рисунку 1.

Коэффициент остаточных газов определяется по формуле:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{\text{оч}} \cdot P_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{\text{доз}} \cdot P_a - \varphi_{\text{оч}} \cdot P_r} = \frac{293+6}{1020} \cdot \frac{0,11}{(11 \cdot 1,11 \cdot 0,0866 - 0,11)} = 0,26 \quad (17)$$

где  $\varphi_{\text{оч}}=1$  – коэффициент очистки

Температура в конце впуска определяется по формуле:

$$T_a = \frac{(T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r)}{1 + \gamma_r} = \frac{(293+6+0,0325 \cdot 1020)}{1+0,0325} = 322 \text{ (К)} \quad (18)$$

Коэффициент наполнения двигателя с впрыском топлива определяется по формуле:

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_0} \cdot (\varphi_{\text{доз}} \cdot \varepsilon \cdot P_a - \varphi_{\text{оч}} \cdot P_{rN}) = \frac{293}{293+6} \cdot \frac{1}{11-1} \cdot \frac{1}{0,1} \cdot (1,11 \cdot 11 \cdot 0,0866 - 1 \cdot 0,11) = 0,928 \quad (19)$$

где  $\varepsilon=11$  – степень сжатия

Параметры, рассчитанные для процесса впуска и газообмена представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Процесс впуска и газообмена

Параметры	Процесс газообмена двигателя с впрыском топлива			
	n	840	2400	5800
$\alpha$	0,96	1	1	1
$T_{\Gamma}$	900	980	1020	1040
$p_{\Gamma}$	1,036	0,105	0,11	0,1109
$\Delta T$	26,3	20	6	6
$\Delta p_a$	0,01339	0,01342	0,01345	0,0129
$p_a$	0,08661	0,08658	0,08655	0,0871
$\Phi_{\text{доз}}$	0,95	1,00	1,11	1,13
$\gamma_{\Gamma}$	0,04595	0,0398	0,0337	0,0327
$T_a$	325,401	325	322,5	322,46
$\eta_v$	0,779	0,8256	0,928	0,947

Индикаторные параметры рабочего цикла

Теоретическое среднее индикаторное давление определяется по формуле:

$$p'_i = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (20)$$

где,

Среднее индикаторное давление если коэффициент полноты диаграммы  $\phi_n = 0,98$  определяется по формуле:

$$p_i = \phi_n \cdot p'_i; \quad (21)$$

Индикаторный к.п.д. и индикаторный удельный расход топлива определяются по формулам:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_o \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_v} \cdot 1000; \quad (22)$$

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \cdot 1000; \quad (23)$$

Эффективные показатели двигателя определяются по формулам:

$S=75,6$  (мм) – предварительный ход поршня

Средняя скорость поршня

$$v_{п.ср} = \frac{s \cdot n}{3 \cdot 10^4}; \quad (24)$$

Среднее давление механических потерь

$$p_M = 0,034 + 0,0113 \cdot v_{п.ср}; \quad (25)$$

Среднее эффективное давление и механический к.п.д.

$$p_e = p_i - p_M; \quad (26)$$

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i}; \quad (27)$$

Эффективный к.п.д. и эффективный удельный расход топлива

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M; \quad (28)$$

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} \cdot 1000; \quad (29)$$

На основе полученных расчётов для всех скоростных режимов, строится сводная таблица данных 4.

Таблица 4 – Полученные значения расчётов

№	Индикаторные параметры рабочего цикла	n=840, об/мин	n=2400, об/мин	n=5800, об/мин	n=6200, об/мин
1	$p_i$	1,18	1,23	1,16	1,03
2	$p_i$	1,16	1,21	1,14	1,01
3	$\eta_i$	0,44	0,46	0,42	0,42
4	$g_i$	185,6	180	193,7	193
5	$v_{п.ср}$	2,1168	6,048	14,616	15,372
6	$u_m$	0,061518	0,112624	0,224008	0,233836
7	$p_e$	1,121806	1,119783	0,939828	0,797161
8	$\eta_m$	0,948012	0,908615	0,807526	0,773194
9	$\eta_e$	0,41853	0,413473	0,341499	0,328223
10	$g_e$	195,8	198,1981	239,9699	249,6759

В таблице 2.2 представлены значения: 1 - теоретическое индикаторное давление (Мпа); 2 – среднее индикаторное давление (Мпа); 3 – индикаторный к.п.д.; 4 – индикаторный удельный расход топлива (г/кВт ч); 5 - средняя скорость поршня (м/с); 6 - среднее давление механических потерь; 7 – среднее эффективное давление (МПа); 8 - механический к.п.д.; 9 - эффективный к.п.д.; 10 - эффективный удельный расход топлива (г/кВт ч).

Основные параметры цилиндра определяются по формулам:

$$V_n = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6}; \quad (30)$$

$$V_n = 1,597(\text{л})$$

$$V_h = \frac{V_d}{i}; \quad (31)$$

$$V_h = 0,39925 \text{ (л)}$$

$$F_{\pi} = \frac{\pi \cdot (D \cdot 10^{-3})^2}{4}; \quad (32)$$

$$F_{\pi} = 0,005281 \text{ (м}^2\text{)}$$

Основные параметры двигателя определяются по следующим формулам:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_d \cdot n}{30 \cdot \tau}; \quad (33)$$

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n}; \quad (34)$$

$$G_T = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3}; \quad (35)$$

Литровая мощность двигателя определяется по формуле:

$$N_{\text{л}} = \frac{N_e}{V_d}; \quad (36)$$

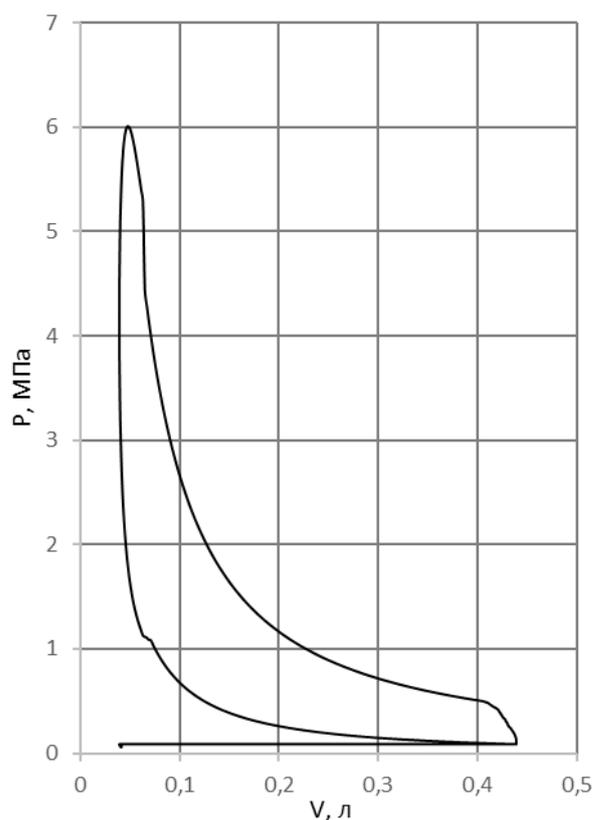
Основные параметры цилиндра двигателя представлены в таблице 5

Таблица 5 – основные параметры цилиндра двигателя

№	Основные параметры	n=840, об/мин	n=2400, об/мин	n=5800, об/мин	n=6200, об/мин
1	Ne	12,5405	35,76541	72,5428	64,71336
2	Me	142,5631	142,306	119,4367	101,3061
3	Gт	2,455	7,089	17,408	16,157
4	Nл	12,54	35,765	72,54	64,71

Построение индикаторной диаграммы

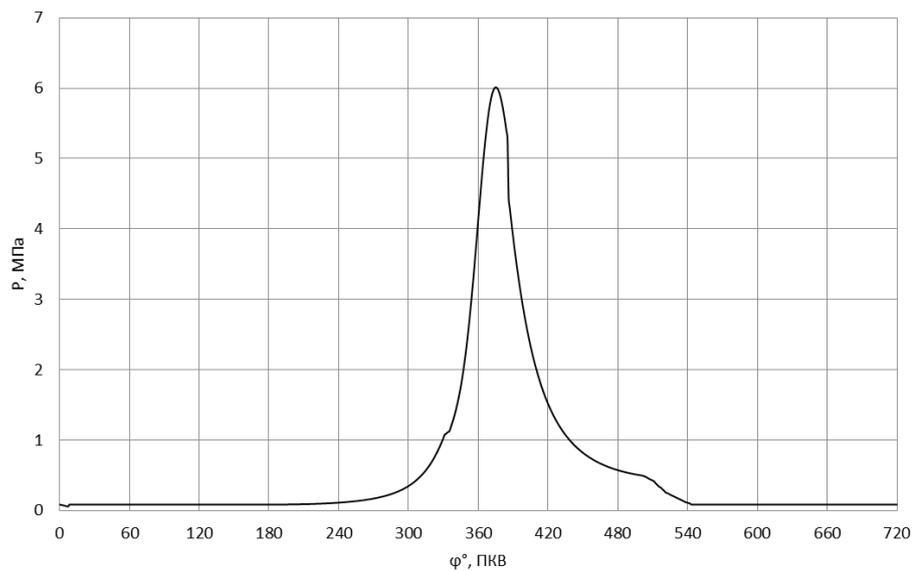
$\lambda=0,2835$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна



Индикаторная диаграмма двигателя

Рисунок 11 – Индикаторная диаграмма

Развёрнутая индикаторная диаграмма представлена на рисунке 12.



Развёрнутая индикаторная диаграмма двигателя

Рисунок 12 – Развёрнутая индикаторная диаграмма

Построение внешней скоростной характеристики для удобства было выполнено в компасе и показано на рисунке 13.

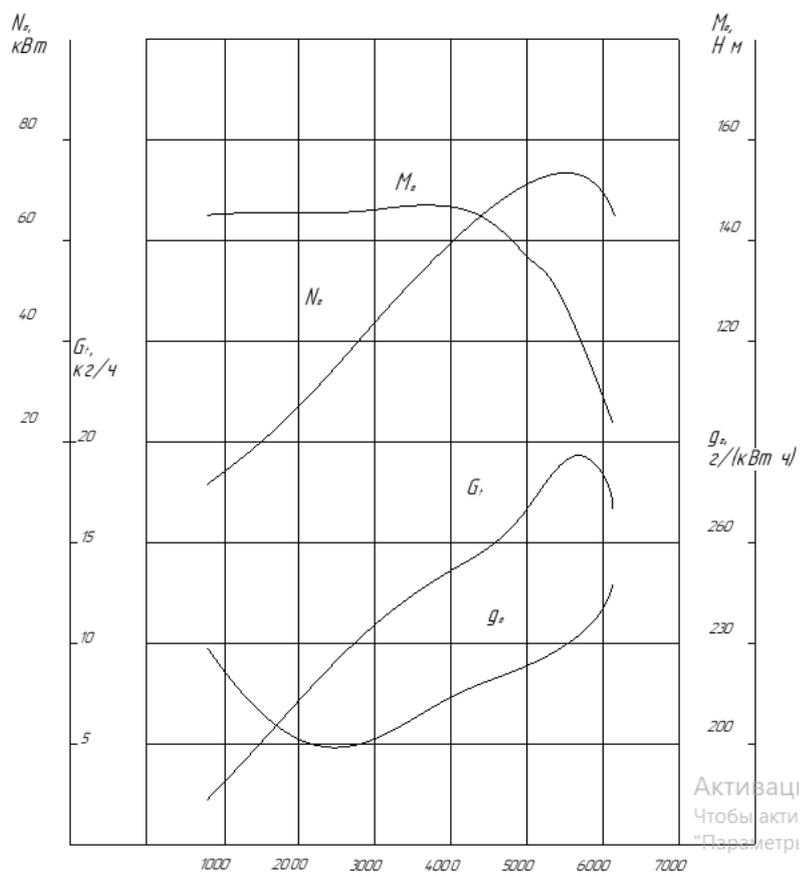


Рисунок 13 – Внешняя скоростная характеристика

Результаты для построения внешней скоростной характеристики представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Данные для внешней скоростной характеристики

n	Ne	ge	Gt	Me
840	12,5405	228,8031	2,455469	142,5631
2400	35,76541	198,1981	7,088637	142,306
4000	59,75748	217,1218	12,97465	142,6605
5800	72,5428	239,9699	17,40809	119,4367
6200	64,71336	249,6759	16,15737	101,3061

## 2.2 Расчёт кинематики и динамики

При расчёте динамики и кинематики длина шатуна -  $L_{ш}$  и соотношение длины шатуна к радиусу кривошипа –  $\lambda$  уже даны

$$L_{ш} = 133,32 \text{ (мм)}$$

$$\beta_k = \text{asin} \left( \frac{\sin(\varphi_k) \cdot S}{L_{ш} \cdot 2} \right) \quad (1)$$

Перемещение поршня определяется по формуле:

$$S_{xk} = \frac{S}{2} \cdot \left( (1 - \cos(\varphi_k)) + \frac{1}{\lambda} \cdot \left( 1 - \cos \left( \text{asin} \left( \frac{\sin(\varphi_k) \cdot S}{L_{ш} \cdot 2} \right) \right) \right) \right) \quad (2)$$

Перемещение поршня показано в виде диаграммы на рисунке 14.

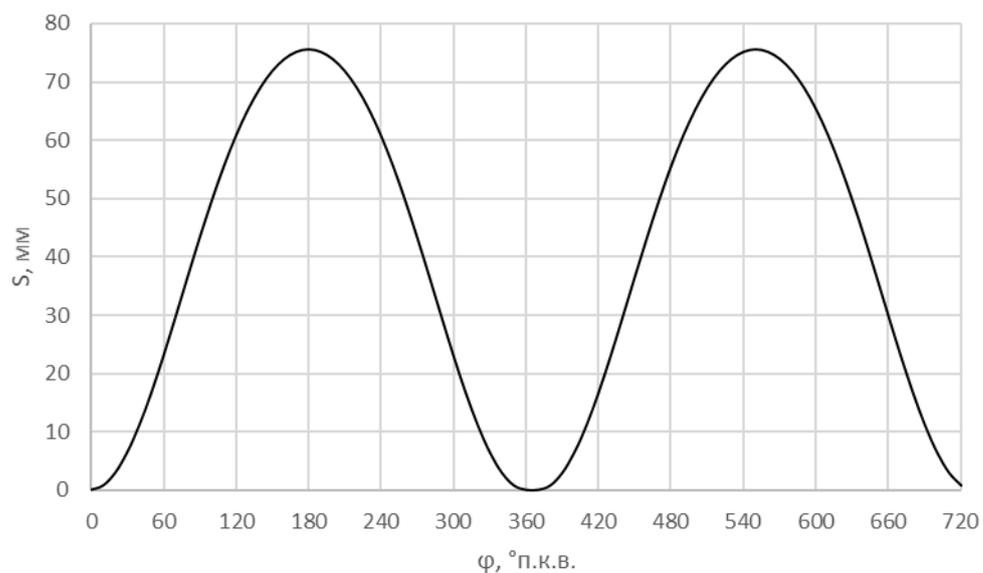


Рисунок 14 – Диаграмма перемещения поршня

Скорость поршня определяется по формуле:

$$V_{пк} = \frac{\pi \cdot n_N}{30} \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left( \sin(\varphi_k) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2\varphi_k) \right) \quad (3)$$

Изменение скорости поршня представлено в виде диаграммы на рисунке 15.

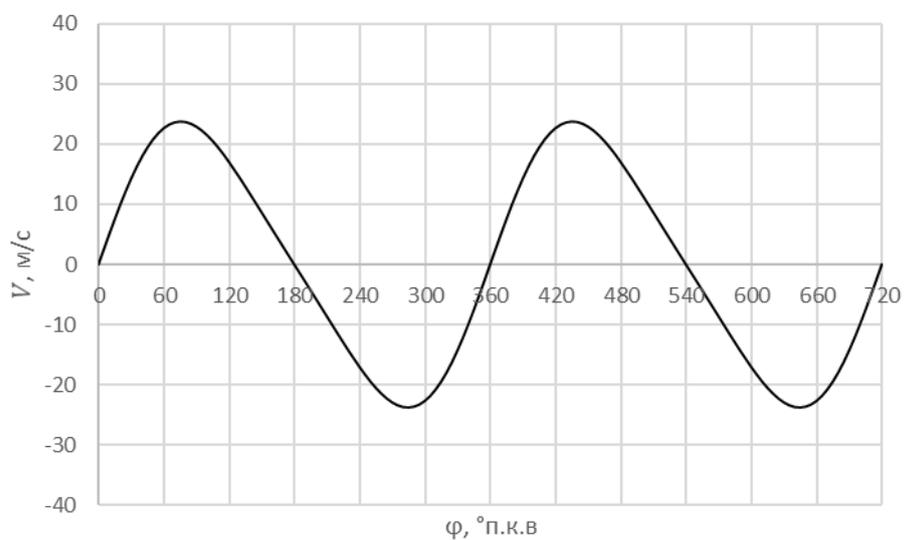


Рисунок 15 – Диаграмма скорости поршня

Ускорение поршня определяется по формуле:

$$j_k = \left(\frac{\pi \cdot n_N}{30}\right)^2 \cdot \frac{s \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (\cos(\varphi_k) + \lambda \cdot \cos(2\varphi_k)) \quad (4)$$

Изменение ускорения поршня представлено в виде диаграммы на рисунке 16.

$$j_{\max} = \left(\frac{\pi \cdot n_N}{30}\right)^2 \cdot \frac{s \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (1 + \lambda) \quad (5)$$

$$j_{\max} = 17879,7287 \text{ (м/с}^2\text{)}$$

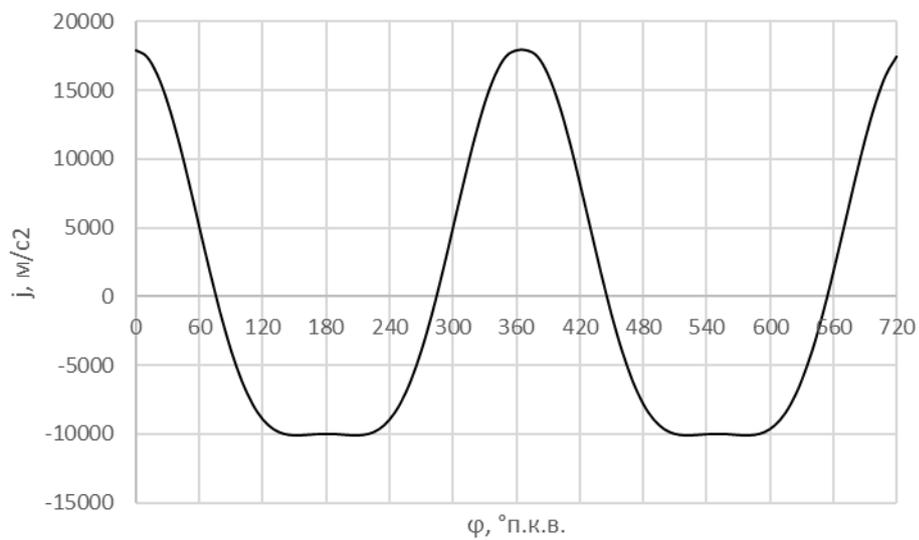


Рисунок 16 – Ускорение поршня

Все данные по расчёту перемещения, скорости и ускорения поршня представлены в таблице 7.

Таблица 7 – Данные кинематического расчёта (перемещения, скорости и ускорения)

φ, град.	λ	β, °	S, мм	v, м/с	j, м/с <sup>2</sup>
0	0,2835	0	0	0	17879,7287
10	0,2835	0,049249	0,735933	5,097233	17429,923
20	0,2835	0,097115	2,907884	9,939207	16115,663
30	0,2835	0,142229	6,410575	14,29053	14038,761
40	0,2835	0,183254	11,07607	17,95346	11357,127
50	0,2835	0,218918	16,6849	20,78185	8268,5331
60	0,2835	0,248054	22,98107	22,68976	4990,5826
70	0,2835	0,269659	29,69007	23,65407	1739,1681
80	0,2835	0,282954	36,5381	23,71101	-1292,1141
90	0,2835	0,287442	43,27037	22,94712	-3949,2817
100	0,2835	0,282954	49,6659	21,48599	-6130,1076
110	0,2835	0,269659	55,54679	19,47241	-7789,8187
120	0,2835	0,248054	60,78107	17,05582	-8939,8643
130	0,2835	0,218918	65,27964	14,37518	-9640,1042
140	0,2835	0,183254	68,98903	11,54679	-9985,5559
150	0,2835	0,142229	71,8821	8,656592	-10089,480
160	0,2835	0,097115	73,94865	5,757547	-10065,012
170	0,2835	0,049249	75,1874	2,872218	-10007,701
180	0,2835	0	75,6	0	-9981,1652
190	0,2835	-0,04925	75,1874	-2,87222	-10007,701
200	0,2835	-0,09712	73,94865	-5,75755	-10065,012
210	0,2835	-0,14223	71,8821	-8,65659	-10089,480
220	0,2835	-0,18325	68,98903	-11,5468	-9985,5559
230	0,2835	-0,21892	65,27964	-14,3752	-9640,1042
240	0,2835	-0,24805	60,78107	-17,0558	-8939,8643
250	0,2835	-0,26966	55,54679	-19,4724	-7789,8187
260	0,2835	-0,28295	49,6659	-21,486	-6130,1076
270	0,2835	-0,28744	43,27037	-22,9471	-3949,2817
280	0,2835	-0,28295	36,5381	-23,711	-1292,1141
290	0,2835	-0,26966	29,69007	-23,6541	1739,1681
300	0,2835	-0,24805	22,98107	-22,6898	4990,5826
310	0,2835	-0,21892	16,6849	-20,7819	8268,5331
320	0,2835	-0,18325	11,07607	-17,9535	11357,127
330	0,2835	-0,14223	6,410575	-14,2905	14038,761
340	0,2835	-0,09712	2,907884	-9,93921	16115,663
350	0,2835	-0,04925	0,735933	-5,09723	17429,923
360	0,2835	0	0	0	17879,728

## 2.2 Расчёт динамики кривошипно-шатунного механизма

Масса поршневой группы рассчитывается по формуле:

$m'_п=80 \text{ кг/м}^2$  – приведённая масса поршня из алюминиевого сплава

$$m_п = m'_п \cdot F_п; \quad (6)$$

$$m_п=0,380 \text{ (кг)}$$

Масса шатуна рассчитывается по формуле:

$m'_ш=100 \text{ кг/м}^2$  – приведённая масса стального шатуна

$$m_ш = m'_ш \cdot F_ш; \quad (7)$$

$$m_ш=0,416 \text{ (кг)}$$

Масса неуравновешенных частей колена вала без противовесов рассчитывается по формуле:

$m'_к=150 \text{ кг/м}^2$  – приведённая масса литого чугуна вала

$$m_к = m'_к \cdot F_к; \quad (8)$$

$$m_к=0,682 \text{ (кг)}$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца, рассчитывается по формуле:

$$m_{ш.п} = 0,275 \cdot m_ш \quad (9)$$

$$m(\text{ш.п})=0,1144 \text{ (кг)}$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа, рассчитывается по формуле:

$$m_{\text{ш.к}} = 0,725 \cdot m_{\text{ш}} \quad (10)$$

$$m(\text{ш.к})=0,3016 \text{ (кг)}$$

Массы, совершающие возвратно поступательные движения рассчитываются по формуле:

$$m_j = m_{\text{п}} + m_{\text{ш.п.}} ;(11)$$

$$m_j=0,4944 \text{ (кг)}$$

Массы, совершающие вращательные движения рассчитываются по формуле:

$$m_R = m_{\text{к}} + m_{\text{ш.к}} \quad (12)$$

$$m_R=0,9836 \text{ (кг)}$$

Силы инерции возвратно-поступательного движения поршня и шатуна (т.е. масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца) определяются по формуле:

$$P_{jk} = \frac{-j_k \cdot m_j \cdot 10^{-6}}{F_n} \quad (13)$$

Изменение силы инерции возвратно-поступательного движения поршня и шатуна представлены в виде диаграммы на рисунке 17.

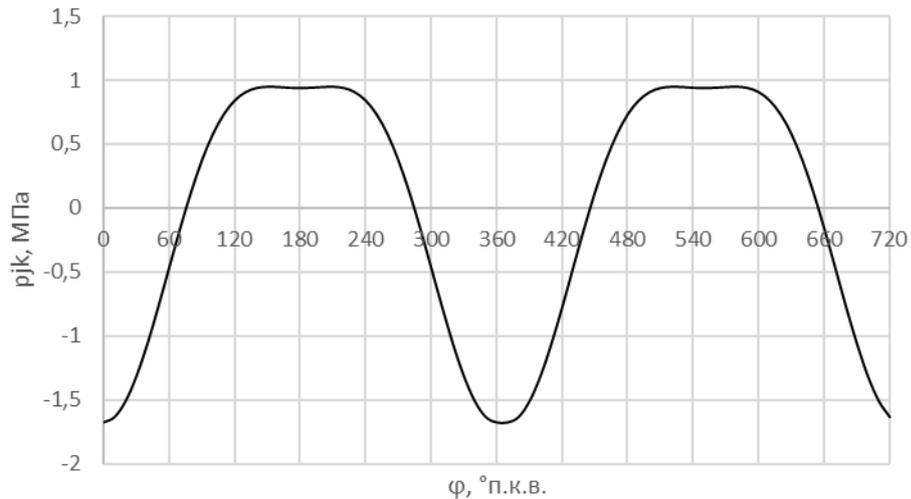


Рисунок 17 – Изменение силы инерции возвратно-поступательного движения поршня и шатуна

Центробежные силы инерции вращающихся масс определяются по формуле:

$$K_R = -m_R \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left( \frac{\pi \cdot n_N}{30} \right)^2 \cdot 10^{-3} \quad (14)$$

$$K_R = -13,7 \text{ (кН)}$$

Центробежные силы инерции вращающихся масс шатуна определяются по формуле:

$$K_{R.ш} = -m_{ш.к} \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_N}{30}\right)^2 \cdot 10^{-3} \quad (15)$$

$$K_{R.ш} = -4,2 \text{ (кН)}$$

Центробежные силы инерции вращающихся масс кривошипа определяются по формулам:

$$K_{R.к} = -m_k \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_N}{30}\right)^2 \cdot 10^{-3} \quad (16)$$

$$K_{R.к} = -9,5 \text{ (кН)}$$

$$K_{R.к} + K_{R.ш} = -13,7 \text{ (кН)} \quad (17)$$

Сила, сосредоточенная на оси поршневого пальца, определяется по формуле:

$$p_k = p_{xk} + p_{jk} \text{ (МПа)} \quad (18)$$

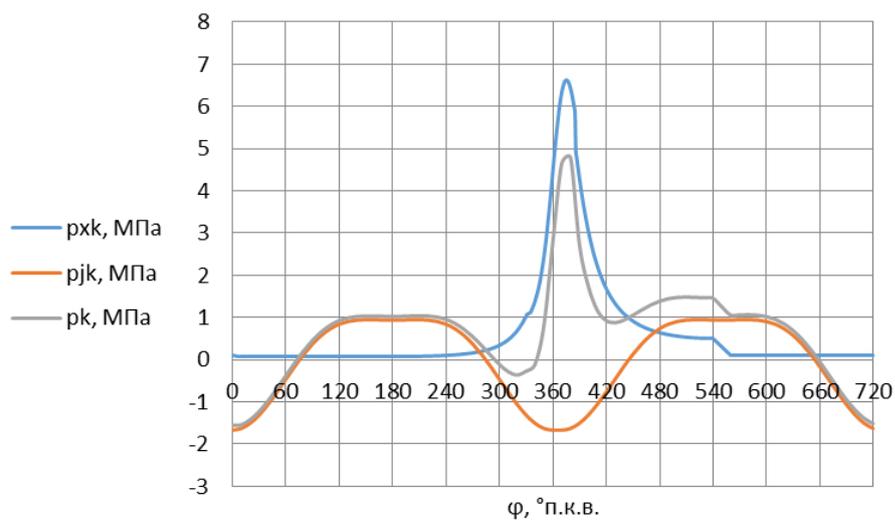


Рисунок 18 – Диаграмма силы, сосредоточенной на оси поршневого пальца

Сила, действующая перпендикулярно оси цилиндра (воспринимается стенками цилиндра) определяется по формуле:

$$p_{N_k} = p_k \cdot \tan(\beta_k) \text{ (МПа)} \quad (19)$$

Сила, действующая вдоль шатуна, воздействует на него далее передаётся кривошипу определяется по формуле:

$$p_{S_k} = p_k \cdot \frac{1}{\cos(\beta_k)} \text{ (МПа)} \quad (20)$$

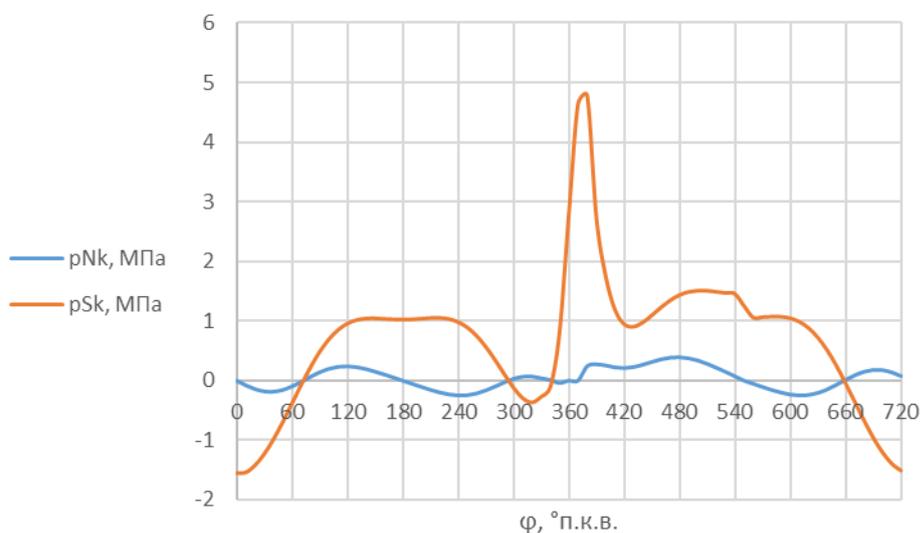


Рисунок 19 – Диаграмма силы, действующей перпендикулярно оси цилиндра и силы действующей вдоль оси шатуна

Удельная сила, действующая вдоль шатуна, определяется по формуле:

$$p_{K_k} = \frac{p_k \cdot \cos(\varphi_k + \beta_k)}{\cos(\beta_k)} \text{ (МПа)} \quad (21)$$

Удельная и полная тангенциальные силы, направленные по касательной к окружности кривошипа, определяются по формулам:

$$p_{T_k} = \frac{p_k \cdot \sin(\varphi_k + \beta_k)}{\cos(\beta_k)} \text{ (МПа)} \quad (22)$$

$$T_k = p_{T_k} \cdot 10^6 \cdot F_n \quad (23)$$

Среднее значение тангенциальной силы

$$p_{T_{\text{ср}}} = \frac{\sum p_T}{720} \quad (24)$$

$$p_{T_{\text{ср}}} = 0,12806 \text{ (МПа)}$$

$$p'_{T_{\text{ср}}} = \frac{2 \cdot p_{I_3}}{\tau \cdot \pi} \quad (25)$$

$$p'_{T_{\text{ср}}} = 0,2034 \text{ (МПа)}$$

$$\Delta = \frac{(p'_{T_{\text{ср}}} - p_{T_{\text{ср}}})}{p'_{T_{\text{ср}}}} \cdot 100 \quad (26)$$

$$\Delta = 37\%$$

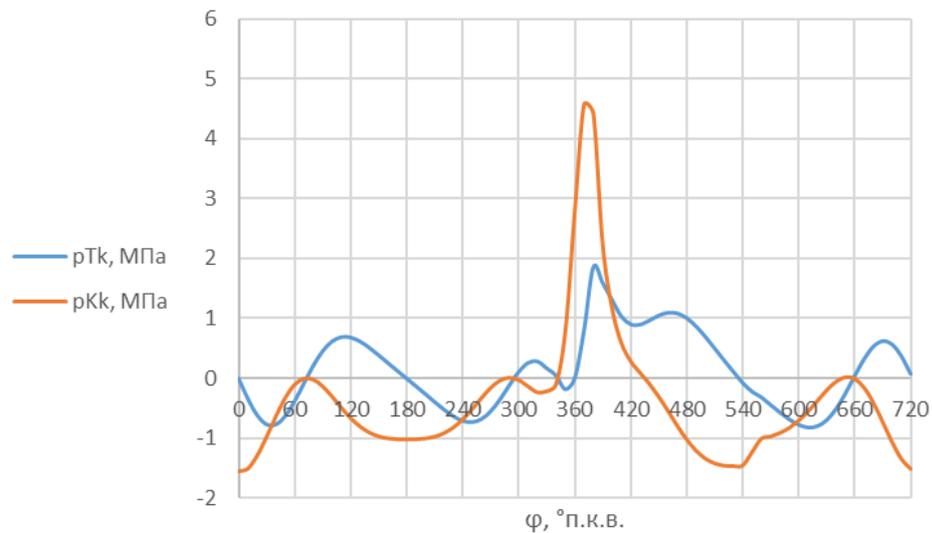


Рисунок 20 – Диаграмма удельной силы, действующей вдоль шатуна и тангенциальной силы, действующей по касательной к окружности кривошипа

Крутящий момент одного цилиндра определяется по формуле:

$$M_{\text{кр.ц}} = T_{\text{к}} \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \quad (27)$$

Суммарный крутящий момент рассчитывается по формуле:

$$M_{\text{крк1}} = M_{\text{кр.цк1}} + M_{\text{кр.цк1+180}} + M_{\text{кр.цк1+360}} + M_{\text{кр.цк1+540}} \quad (28)$$

Средний суммарный крутящий момент рассчитывается по формуле:

$$M_{\text{кр.ср}} = \frac{M_{e3}}{\eta_{M3}} \quad (29)$$

$M_{\text{кр.ср}}=162,32$  (Н м) – средний суммарный крутящий момент

$$M_{\text{кр.ср}} = \frac{\sum M_{\text{кр}}}{180} \quad (30)$$

$M_{\text{кр.ср}}=102,1928$  (Н м)

$$\Delta = \frac{(M_{\text{кр.ср}} - M_{\text{кр.ср}})}{M_{\text{кр.ср}}} \cdot 100 \quad (31)$$

$\Delta=37\%$

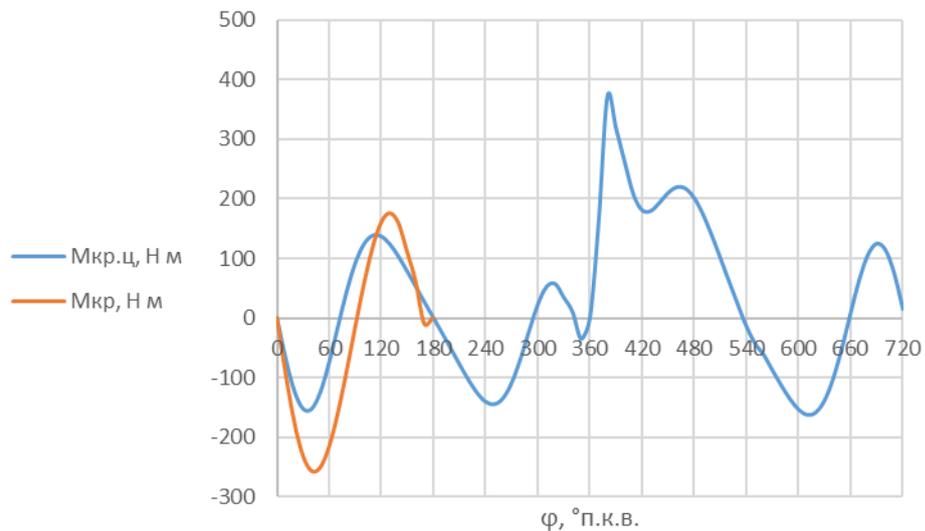


Рисунок 21 – Диаграмма суммарного крутящего момента и крутящего момента одного цилиндра

Суммарная сила, действующая на шатунную шейку по радиусу, определяются по формуле:

$$P_{K_k} = p_{K_k} \cdot 10^3 \cdot F_{\pi} + K_{R_{ш}} \text{ (кН)} \quad (32)$$

$$R_{ш.ш_k} = \sqrt{(p_{T_k} \cdot 10^3 \cdot F_{\pi})^2 + (P_{K_k})^2} \quad (33)$$

$$R_{ш.ш.ср} = \frac{\sum_k R_{ш.ш_k}}{720} \quad (34)$$

$$R(ш.ш.ср)=8,69 \text{ (кН)}$$

Полярная диаграмма нагрузки на шатунную шейку представлена на рисунке 13

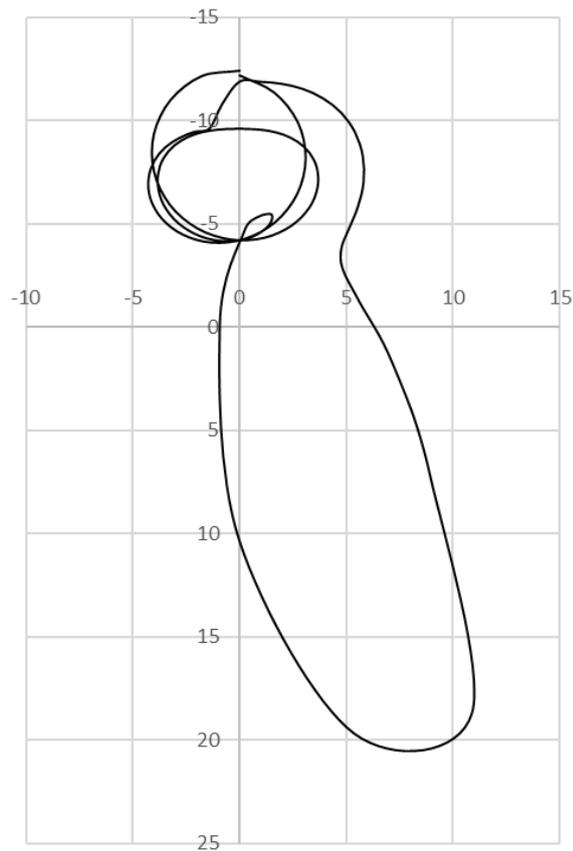


Рисунок 22 – Полярная диаграмма нагрузки на шатунную шейку

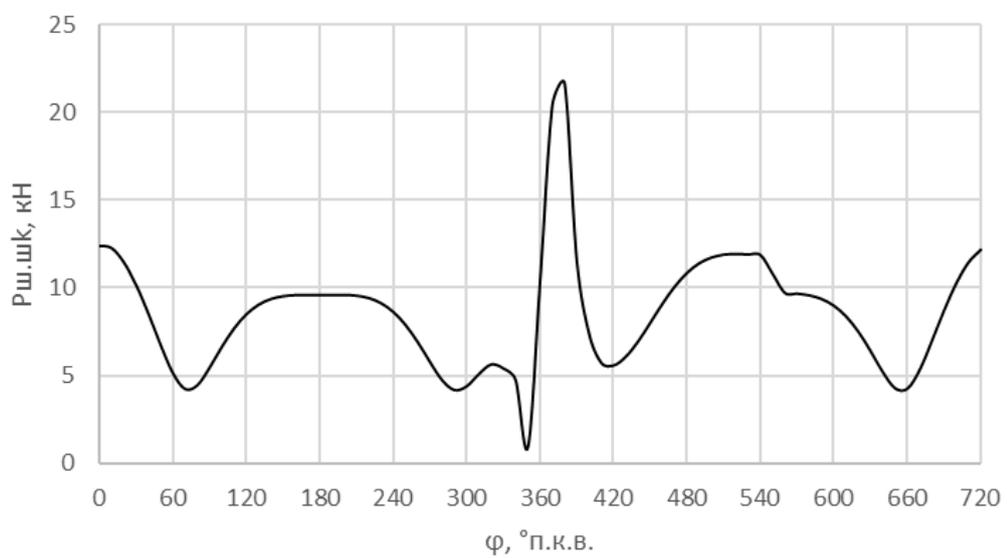


Рисунок 23 – Развёрнутая диаграмма суммарных сил на шатунную шейку

Суммарные силы, действующие на шатунную шейку, определяются по формулам:

$$R_{\Sigma.ш.шк1} = R_{ш.шк1} + R_{ш.шк1+360} \quad (35)$$

$$R'_{\Sigma.ш.шк1} = 100 - R_{\Sigma.ш.шк1} \quad (36)$$

$$\min(R(\Sigma.ш.шк1))=8,48 \text{ (кН)}$$



Рисунок 24 – Диаграмма износа шатунной шейки

Суммарные силы, действующие на колено вала по радиусу кривошипа, определяются по формуле:

$$K_{PK_k} = P_{K_k} + K_{R.k} \quad (37)$$

Результирующая сила, действующая на колено вала, определяется по формуле:

$$R_{K_k} = \sqrt{(p_{T_k} \cdot 10^3 \cdot F_n)^2 + (K_{PK_k})^2} \quad (38)$$

Силы, действующие на 1(5) коренную шейку определяются по формулам:

$$T_{K1k} = 0,5 \cdot p_{T_k} \cdot 10^3 \cdot F_{\pi} \quad (39)$$

$$K_{PK1k} = 0,5 \cdot (P_{K_k} + K_{R.k}) \quad (40)$$

$$R_{k,ш1k} = \sqrt{(T_{K1k})^2 + (K_{PK1k})^2} \quad (41)$$

$k1=1..360$

Суммарная сила, действующая на коренную шейку, определяются по формуле:

$$R_{\Sigma,к.ш1k1} = R_{к.ш1k1} + R_{к.ш1k1+360} \quad (42)$$

Для наглядности графика возьмём:

$$R'_{\Sigma,к.ш1k1} = 100 - R_{\Sigma,к.ш1k1} \quad (43)$$

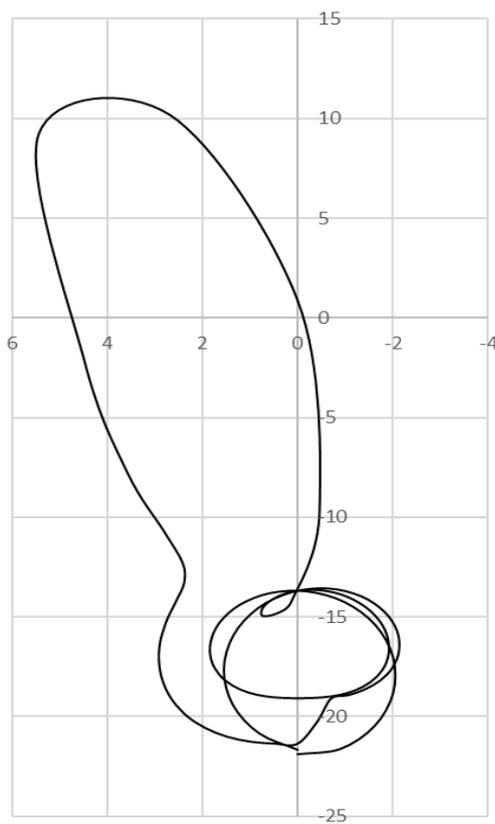


Рисунок 25 – Полярная диаграмма силы, действующей на коренную шейку

Диаграмма износа 1(5)-й коренной шейки

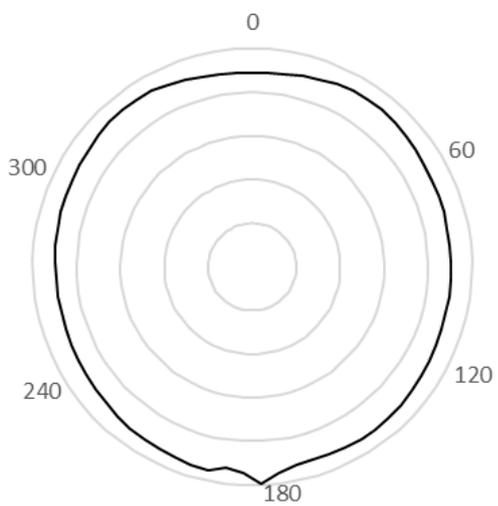


Рисунок 26 – Диаграмма износа 1(5)-й коренной шейки

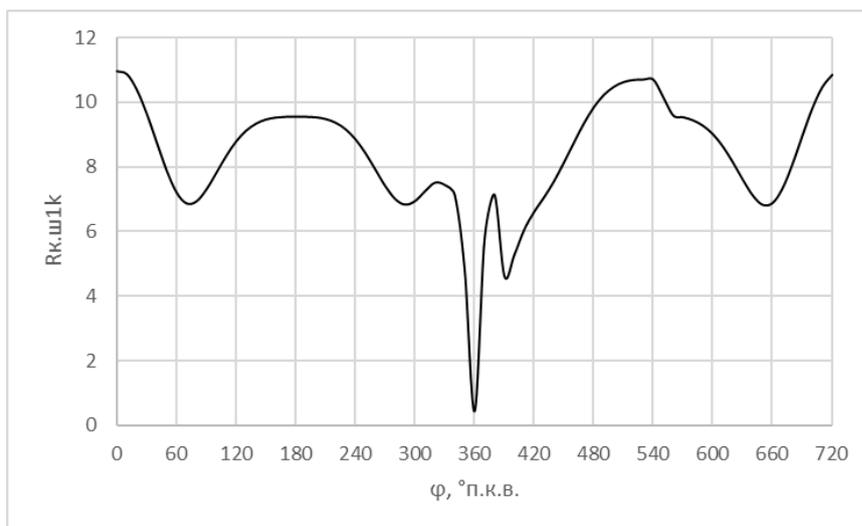


Рисунок 27 – Развёрнутая диаграмма суммарных сил, действующих на коренную шейку

### 2.3 Расчёт газораспределения двигателя

У стандартного распределительного вала двигателя ВАЗ 21127 следующие характеристики: Подъём впускного и выпускного клапана равен 7,6 мм, а фаза открытия впускного клапана равна 256 градусов. Такой впускной распределительный вал рассчитан для двигателя использующий бензиновое топливо. Для использования природного газа необходимо изменить фазы впускного распределительного вала, подъём клапана и профиль кулачка, для компенсации потерь мощности, за счёт увеличения наполнения цилиндра.

Из теплового расчёта имеется

$D=82$  (мм) – диаметр цилиндра

$F_{\text{п}}=F_{\text{п}} \cdot 10^6$ ;  $F_{\text{п}}=5278$  (мм<sup>2</sup>) – площадь днища поршня

$nN=5800$  (об/мин) – частота вращения при максимальной мощности

$\omega=(nN \cdot \pi)/30$  (рад/с) – угловая скорость коленчатого вала

$\omega_{\text{к}}=0,5 \cdot \omega$  (рад/с) – угловая скорость распределительного вала

$\vartheta(\text{п} \cdot \text{ср})=14,616$  (м/с) – средняя скорость поршня

$\omega_{\text{вп}}=85$  (м/с) – скорость смеси в проходном сечении седла

$\varphi_{\text{пр}}=18$  (град) – угол предварения открытия впускного клапана

$\varphi_{\text{зп}}=60$  (град) – угол запаздывания закрытия впускного клапана

Механизм газораспределения верхнеклапанный с верхним расположением распределительного вала.

Основные размеры проходных сечений в горловине и в клапане

Площадь проходного сечения пары клапанов при максимальном подъёме определяется по формуле:

$$F_{\text{кл}} = \frac{\vartheta_{\text{п.ср}} \cdot F_{\text{п}}}{\omega_{\text{вп}}} \quad (44)$$

$$F_{\text{кл}} = 907,6 \text{ (мм}^2\text{)}$$

Размер горловины клапана (площади и диаметр) определяются по формулам:

$$F_{\text{гор}} = \frac{1,2 \cdot F_{\text{кл}}}{2} \quad (45)$$

$$F_{\text{гор}} = 544,56 \text{ (мм}^2\text{)}$$

$$d_{\text{гор}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{гор}}}{\pi}} \quad (46)$$

$$d_{\text{гор}} = 26,34 \text{ (мм)}$$

Максимальная высота подъёма клапана при угле фаски клапана  $\alpha=45^\circ$

$$h_{\text{кл.мах}} = \frac{\sqrt{4,93 \cdot d_{\text{гор}}^2 + 4,44 \cdot F_{\text{кл}} \cdot 0,5}}{2,14} - d_{\text{гор}} \quad (47)$$

$$h_{\text{кл.мах}} = 8,16 \text{ (мм)}$$

Основные размеры впускного кулачка

Радиус начальной окружности:

$$r_0 = 2,2 \cdot h_{\text{кл.мах}} \quad (48)$$

$$r_0 = 18 \text{ (мм)}$$

Профилирование безударного кулачка с плоским толкателем

Зазор между кулачком и клапаном

$\Delta s=0$  (мм) – так как конструкцией предусмотрен толкатель-гидрокомпенсатор

Радиус окружности тыльной части кулачка:

$$r_k = r_0 - \Delta s \quad (49)$$

$$r_k = 18 \text{ (мм)}$$

$$\varphi_{p0} = \frac{\varphi_{пр} + 180 + \varphi_{эп}}{4} \quad (50)$$

$$\varphi_{p0} = 64,5 \text{ (град)}$$

Протяженность участка сбega при  $\omega'_{\text{ток}} = 0,02 \text{ (мм)}$

$$\Phi_0 = \frac{\pi^2 \cdot \Delta s}{2 \cdot 180 \cdot \omega'_{\text{ток}}} \quad (51)$$

$$\Phi_0 = 0 \text{ (град)}$$

$$\frac{\Phi_0 \cdot 180}{\pi} = 0 \text{ (рад)}$$

Протяжённость других участков ускорения клапана  
 $\Phi_1=1; \Phi_2=1; \Phi_3=1$  – начальные приближения

$$\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 = \frac{\pi \cdot \Phi_{p0}}{180} \quad (52)$$

$$\Phi_2 = 0,12 \cdot \Phi_3 \quad (53)$$

$$\Phi_2 + \Phi_3 = 2 \cdot \Phi_1 \quad (54)$$

$$x = (\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3)$$

$$\begin{array}{lll} \Phi_1 = x_1 = 0,38 \text{ (рад)} & \Phi_2 = x_1 = 0,08 \text{ (рад)} & \Phi_3 = x_1 = 0,67 \text{ (рад)} \\ \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} = 21,5 \text{ (град)} & \frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi} = 4,61 \text{ (град)} & \frac{\Phi_3 \cdot 180}{\pi} = 39,39 \text{ (град)} \end{array}$$

Вспомогательные величины и коэффициенты закона движения клапана при  $Z=5/8$  определяются по формулам 55-67.

$$k_1 = 8 \cdot Z \cdot \left(\frac{\Phi_2}{\pi}\right)^2 \quad (55)$$

$$k_2 = \frac{5+Z}{6} \Phi_3^2 \quad (56)$$

$$k_3 = \frac{4+2 \cdot Z}{3} \Phi_3 \quad (57)$$

$$K_1 = k_1 + k_2 + k_3 \cdot \Phi_2 \quad (58)$$

$$K_2 = k_3 + 4 \cdot Z \cdot \frac{\Phi_2}{\pi} \quad (59)$$

$$\omega''_{\text{ТОК}} = \frac{\omega'_{\text{ТОК}} \cdot 180}{\pi} \quad (60)$$

$\omega''_{\text{ТОК}}=1,1459156$  (мм/рад) – скорость клапана в конце участка сбega

$$c_{11} = \frac{K_1 \cdot \omega''_{\text{ТОК}} + K_2 \cdot h_{\text{кл.макс}}}{2 \cdot K_1 + K_2 \cdot \Phi_1} \quad (61)$$

$$c_{12} = \frac{(c_{11} - \omega''_{\text{ТОК}}) \cdot \Phi_1}{\pi} \quad (62)$$

$$c_{32} = \frac{2 \cdot c_{11} - \omega''_{\text{ТОК}}}{K_2} \quad (63)$$

$$c_{21} = c_{32} \cdot k_3 \quad (64)$$

$$c_{22} = c_{32} \cdot k_1 \quad (65)$$

$$c_{31} = c_{32} \cdot \frac{1-Z}{6 \cdot \Phi_3^2} \quad (66)$$

$$c_{33} = c_{32} \cdot k_2 \quad (67)$$

Значения вспомогательных величин и коэффициентов закона движения клапана представлены в таблице 8.

Таблица 8 – Вспомогательные величины и коэффициенты законов движения клапана

Наименования коэффициентов	Значения
k1	$3,2755811 \cdot 10^{-3}$
k2	0,4209465
k3	1,1726431
K1	0,5185141
K2	1,2366312
c11	6,8264794
c12	0,6785118
c32	10,1138022
c21	11,8598803
c22	0,0331286
c31	1,4077932
c33	4,2573694

Проверка вычислений значений:

$$c_{11} \cdot \Phi_1 + c_{21} \cdot \Phi_2 + c_{22} + c_{33} - h_{\text{кл.мак}} = 0$$

$$c_{31} \cdot \Phi_3^4 - c_{32} \cdot \Phi_3^2 + c_{33} = 0$$

$$c_{11} - \frac{c_{12} \cdot \pi}{\Phi_1} - \omega''_{\text{ток}} = 0$$

$$c_{11} - \frac{c_{12} \cdot \pi}{\Phi_1} - c_{21} - \frac{c_{22} \cdot \pi}{2 \cdot \Phi_2} = -1,7764 \cdot 10^{-15}$$

$$c_{21} + 4 \cdot c_{31} \cdot \Phi_3^3 - 2 \cdot c_{32} \cdot \Phi_3 = 0$$

$$c_{22} \cdot \left(\frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2}\right)^2 + 12 \cdot c_{31} \cdot \Phi_3^2 - 2 \cdot c_{32} = 0$$

Перемещение клапана в зависимости от угла поворота кулачка  $\varphi_k$  и распределительного вала  $\varphi_p$  определяются по формулам 68-79.

$$\varphi_{к0} = 0; 0,5.. \frac{\Phi_0 \cdot 180}{\pi} \text{ (град)}$$

$$\varphi_{p.в0}(\varphi_{к0}) = \left(360 - \varphi_{пр} - \frac{\Phi_0 \cdot 180}{\pi}\right) + \varphi_{к0} \text{ (град)} \quad (68)$$

$$\varphi_{к1} = 0; 0,5.. \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} \text{ (град)}$$

$$\varphi_{p.в1}(\varphi_{к1}) = (360 - \varphi_{пр}) + \varphi_{к1} \text{ (град)} \quad (69)$$

$$\varphi_{к2} = 0; 0,5.. \frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi} \text{ (град)}$$

$$\varphi_{p.в2}(\varphi_{к2}) = \left(360 - \varphi_{пр} + \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi}\right) + \varphi_{к2} \text{ (град)} \quad (70)$$

$$\varphi_{к3} = 0; 0,5.. \frac{\Phi_3 \cdot 180}{\pi} \text{ (град)}$$

$$\varphi_{p.в3}(\varphi_{к3}) = \left(360 - \varphi_{пр} + \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} + \frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi}\right) + \varphi_{к3} \text{ (град)} \quad (71)$$

$$\varphi'_{p.в3}(\varphi_{к3}) = \left(360 - \varphi_{пр} + \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} + \frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_3 \cdot 180}{\pi}\right) - \varphi_{к3} \text{ (град)} \quad (72)$$

$$\varphi'_{p.в2}(\varphi_{к2}) = \left(360 - \varphi_{пр} + \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_2 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_3 \cdot 180}{\pi}\right) - \varphi_{к2} \text{ (град)} \quad (73)$$

$$\varphi'_{p.в1}(\varphi_{к1}) = \left(360 - \varphi_{пр} + \frac{2 \cdot \Phi_1 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_2 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_3 \cdot 180}{\pi}\right) - \varphi_{к1} \text{ (град)} \quad (74)$$

$$\varphi_{p.в0}(\varphi_{к0}) = \left( 360 - \varphi_{пр} + \frac{2 \cdot \Phi_1 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_2 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_3 \cdot 180}{\pi} + \frac{\Phi_0 \cdot 180}{\pi} \right) - \varphi_{к0} \text{ (град)} \quad (75)$$

Подъём клапана на разных участках определяется по формулам 76-79.

$$h_0(\varphi_{к0}) = \Delta s \cdot \left( 1 - \cos \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_0} \cdot \frac{\varphi_{к0} \cdot \pi}{180} \right) \right) \text{ (мм)} \quad (76)$$

$$h_1(\varphi_{к1}) = \Delta s + c_{11} \cdot \frac{\varphi_{к1} \cdot \pi}{180} - c_{12} \cdot \sin \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \cdot \frac{\varphi_{к1} \cdot \pi}{180} \right) \text{ (мм)} \quad (77)$$

$$h_2(\varphi_{к2}) = h_1 \left( \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} \right) + c_{21} \cdot \frac{\varphi_{к2} \cdot \pi}{180} + c_{22} \cdot \sin \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \cdot \frac{\varphi_{к2} \cdot \pi}{180} \right) \text{ (мм)} \quad (78)$$

$$h_3(\varphi_{к3}) = h_2 \left( \frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi} \right) + c_{31} \cdot \left( \Phi_3 - \frac{\varphi_{к3} \cdot \pi}{180} \right)^4 - c_{32} \cdot \left( \Phi_3 - \frac{\varphi_{к3} \cdot \pi}{180} \right)^2 + c_{33} \text{ (мм)} \quad (79)$$

Скорость клапана на разных участках определяется по формулам 80-83.

$$\omega_{т0}(\varphi_{к0}) = \omega_k \cdot 10^{-3} \cdot \Delta s \cdot \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_0} \cdot \sin \cdot \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_0} \cdot \frac{\varphi_{к0} \cdot \pi}{180} \right) \text{ (м/с)} \quad (80)$$

$$\omega_{т1}(\varphi_{к1}) = \omega_k \cdot 10^{-3} \cdot \left( c_{11} - c_{12} \cdot \frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \cos \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \frac{\varphi_{к1} \cdot \pi}{180} \right) \right) \text{ (м/с)} \quad (81)$$

$$\omega_{т2}(\varphi_{к2}) = \omega_k \cdot 10^{-3} \cdot \left( c_{21} - c_{22} \cdot \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \cdot \cos \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \cdot \frac{\varphi_{к2} \cdot \pi}{180} \right) \right) \text{ (м/с)} \quad (82)$$

$$\omega_{\tau 3}(\varphi_{\kappa 3}) = \omega_{\kappa} \cdot 10^{-3} \cdot \left( 2 \cdot c_{32} \cdot \left( \Phi_3 - \frac{\varphi_{\kappa 3} \cdot \pi}{180} \right) - 4 \cdot c_{31} \cdot \left( \Phi_3 - \frac{\varphi_{\kappa 3} \cdot \pi}{180} \right)^3 \right) \text{ (м/с)} \quad (83)$$

Ускорение клапана на различных участках определяется по формулам 84-89.

$$j_{\tau 0}(\varphi_{\kappa 0}) = \omega_{\kappa}^2 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta s \cdot \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_0} \right)^2 \cdot \cos \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_0} \cdot \frac{\varphi_{\kappa 0} \cdot \pi}{180} \right) \text{ (м/с}^2\text{)} \quad (84)$$

$$j_{\tau 1}(\varphi_{\kappa 1}) = \omega_{\kappa}^2 \cdot 10^{-3} \cdot c_{12} \cdot \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \right)^2 \cdot \sin \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \frac{\varphi_{\kappa 1} \cdot \pi}{180} \right) \text{ (м/с}^2\text{)} \quad (85)$$

$$j_{\tau 2}(\varphi_{\kappa 2}) = -\omega_{\kappa}^2 \cdot 10^{-3} \cdot c_{22} \cdot \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \right)^2 \cdot \sin \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \cdot \frac{\varphi_{\kappa 2} \cdot \pi}{180} \right) \text{ (м/с}^2\text{)} \quad (86)$$

$$j_{\tau 3}(\varphi_{\kappa 3}) = \omega_{\kappa}^2 \cdot 10^{-3} \cdot \left( 12 \cdot c_{31} \cdot \left( \Phi_3 - \frac{\varphi_{\kappa 3} \cdot \pi}{180} \right)^2 - 2 \cdot c_{32} \right) \text{ (м/с}^2\text{)} \quad (87)$$

$$j_{\tau, \max} = \omega_{\kappa}^2 \cdot 10^{-3} \cdot c_{12} \cdot \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \right)^2 \cdot \sin \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \frac{\Phi_1}{2} \right); \quad (88)$$

$$j_{\tau, \max} = 4088,83 \text{ (м/с}^2\text{)}$$

$$j_{\tau, \min} = \omega_{\kappa}^2 \cdot 10^{-3} \cdot (12 \cdot c_{31} \cdot (\Phi_3 - \Phi_3)^2 - 2 \cdot c_{32}); \quad (89)$$

$$j_{\tau, \min} = -1739,07 \text{ (м/с}^2\text{)}$$

Перемещение, скорость и ускорение клапана представлены в виде графиков на рисунках 28, 29 и 30 соответственно.

Максимальный и минимальный радиусы кривизны профиля кулачка

при  $h = h_{\text{кл. max}} + \Delta s$  определяются по формулам:

$$h=8,16 \text{ (мм)}$$

$$r_{\min} = r_k + h - 2 \cdot c_{32} \quad (90)$$

$$r_{\min} = 5,58 \text{ (мм)}$$

$$r_{\max} = r_k + \Delta s + \frac{c_{11}\Phi_1}{2} + c_{12} \cdot \left( \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \right)^2 - 1 \right) \quad (91)$$

$$r_{\max} = 66,16 \text{ (мм)}$$

Время-сечение пары клапанов определяется по формулам 92-97.

$$A_{\text{вп.кл1}}(\varphi_{\text{к1}}) = \frac{\int_0^{\varphi_{\text{к1}}} h_1(\varphi_{\text{к1}}) d\varphi_{\text{к1}}}{\omega_k} \quad (92)$$

$$A_{\text{вп.кл2}}(\varphi_{\text{к2}}) = A_{\text{вп.кл1}} \cdot \left( \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} \right) + \frac{\int_0^{\varphi_{\text{к2}}} h_2(\varphi_{\text{к2}}) d\varphi_{\text{к2}}}{\omega_k} \quad (93)$$

$$A_{\text{вп.кл3}}(\varphi_{\text{к3}}) = A_{\text{вп.кл2}} \cdot \left( \frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi} \right) + \frac{\int_0^{\varphi_{\text{к3}}} h_3(\varphi_{\text{к3}}) d\varphi_{\text{к3}}}{\omega_k} \quad (94)$$

$$A_{\text{вп.кл4}}(\varphi_{\text{к3}}) = A_{\text{вп.кл3}} \cdot \left( \frac{\Phi_3 \cdot 180}{\pi} \right) + \frac{\int_0^{\frac{\varphi_{\text{к3}} \cdot 180}{\pi}} h_3(\varphi_{\text{к3}}) d\varphi_{\text{к3}}}{\omega_k} - \frac{\int_0^{\varphi_{\text{к3}}} h_3(\varphi_{\text{к3}}) d\varphi_{\text{к3}}}{\omega_k} \quad (95)$$

$$A_{\text{вп.кл5}}(\varphi_{\text{к2}}) = A_{\text{вп.кл4}}(0) + \frac{\int_0^{\frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi}} h_2(\varphi_{\text{к2}}) d\varphi_{\text{к2}}}{\omega_k} - \frac{\int_0^{\varphi_{\text{к2}}} h_2(\varphi_{\text{к2}}) d\varphi_{\text{к2}}}{\omega_k} \quad (96)$$

$$A_{\text{вп.кл6}}(\varphi_{\text{к1}}) = A_{\text{вп.кл5}}(0) + \frac{\int_0^{\frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi}} h_1(\varphi_{\text{к1}}) d\varphi_{\text{к1}}}{\omega_k} - \frac{\int_0^{\varphi_{\text{к1}}} h_1(\varphi_{\text{к1}}) d\varphi_{\text{к1}}}{\omega_k} \quad (97)$$

Время сечения клапана представлено в виде графика на рисунке 31.

Полное время сечения пары клапанов

$$A_{\text{вп.кл}} = A_{\text{вп.клб}}(0)$$

$$A_{\text{вп.кл}} = 1,88 \text{ (мм}^2 \text{ сек)}$$

Средняя площадь проходного сечения одного клапана

$$F_{\text{кл.ср}} = \frac{A_{\text{вп.кл}}}{\left( \frac{\varphi'_{\text{р.в1}}\left(\frac{\phi_1 \cdot 180}{\pi}\right) - \varphi_{\text{р.в1}}\left(\frac{\phi_1 \cdot 180}{\pi}\right)}{\omega_{\text{к}}} \right)} \quad (98)$$

$$F_{\text{кл.ср}} = 6,42 \text{ (см}^2 \text{)}$$

Средняя скорость потока смеси в седле клапана (уточненное значение)

$$\omega_{\text{вп}} = v_{\text{п.ср}} \cdot \frac{F_{\text{п}} \cdot 10^{-6}}{F_{\text{кл.ср}} \cdot 10^{-4}} \quad (99)$$

$$\omega_{\text{вп}} = 143,97 \text{ (м/с)}$$

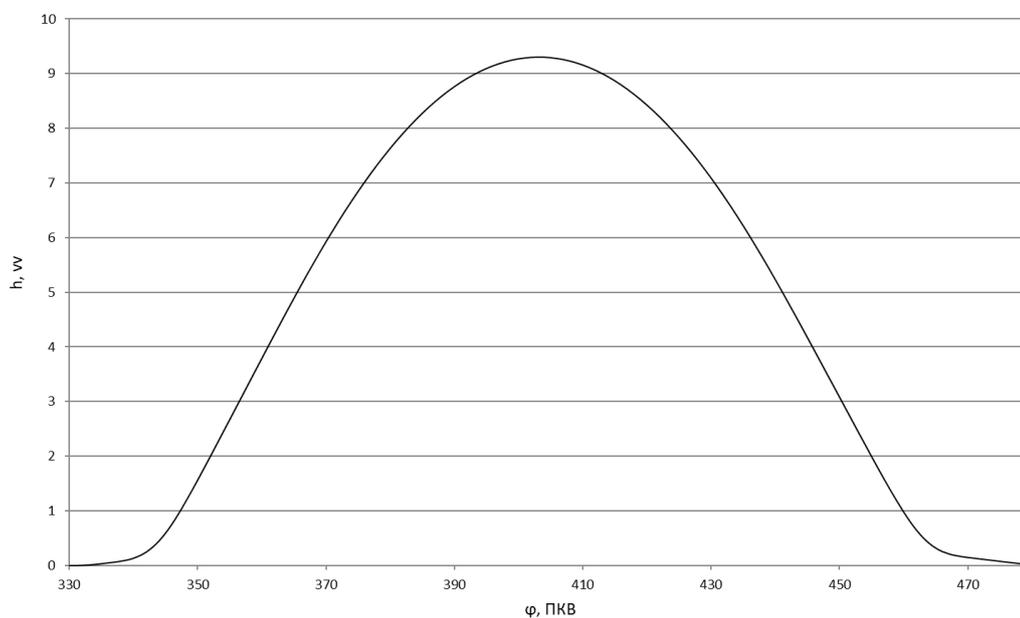


Рисунок 28 – Диаграмма подъёма клапана

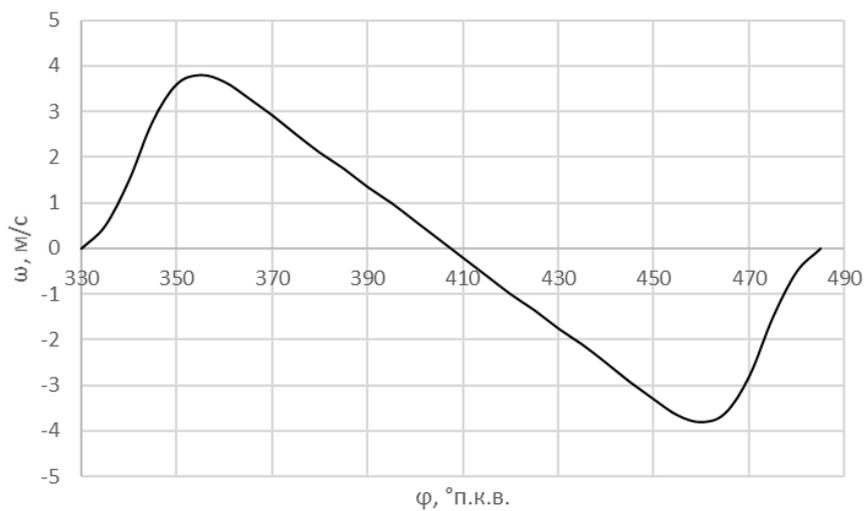


Рисунок 29 – Диаграмма скорости клапана

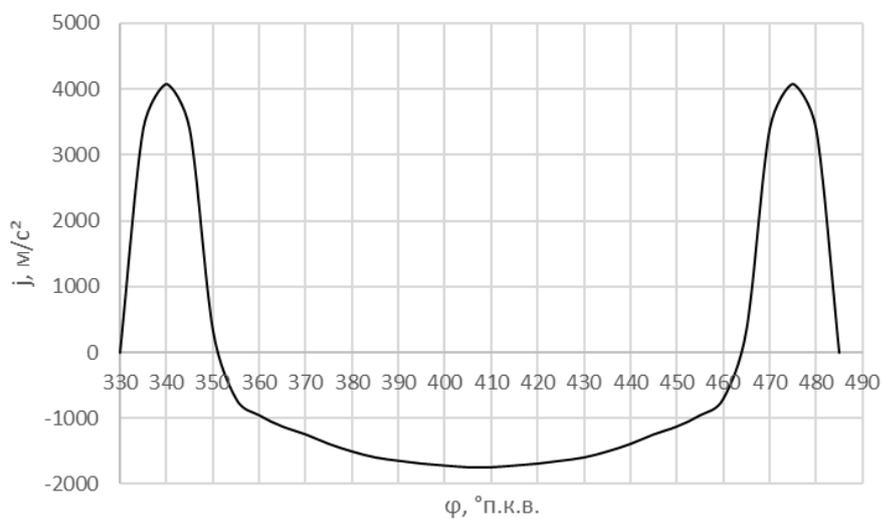


Рисунок 30 – Диаграмма ускорения клапана

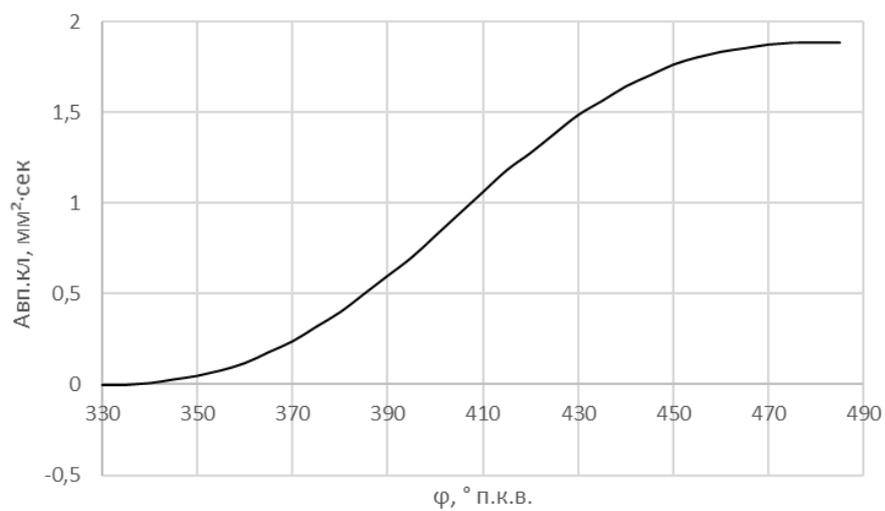


Рисунок 31 – Диаграмма время-сечение

После расчётов газораспределительного механизма были получены данные, влияющие на работу двигателя, соответственно которым необходимо произвести тепловой расчёт с их учётом. В связи с увеличением подъёма клапана изменилось время сечение. Благодаря этому удалось достичь повышения коэффициента наполнения до 5%. Увеличение коэффициента наполнения повысило мощность двигателя с 72,5 до и крутящий момент с до. Содержание вредных выбросов  $g_e=263$  (г/кВт ч) соответствует показателям зарубежных двигателей. Все значения теплового расчёта представлены в таблицах 9 и 10.

Таблица 9 – Полученные значения расчётов

Параметры	Процесс газообмена двигателя с впрыском топлива			
	$n$	840	2400	5800
$\alpha$	0,96	1	1	1
$T_r$	900	980	1020	1040
$p_r$	1,036	0,105	0,11	0,1109
$\Delta T$	26,3	20	6	6
$\Delta p_a$	0,003716	0,004497	0,010743	0,0129
$p_a$	0,096284	0,095503	0,089257	0,086584
$\Phi_{\text{доз}}$	0,95	1,00	1,11	1,13
$\gamma_r$	0,04596	0,0398	0,0337	0,0327
$T_a$	325,4	325	322,5	322,46
$\eta_v$	0,779	0,8356	0,978	0,865

Таблица 10 – Полученные значения расчётов

№	Индикаторные параметры рабочего цикла	n=840, об/мин	n=2400, об/мин	n=5800, об/мин	n=6200, об/мин
1	$p_i$	1,18	1,23	1,16	1,03
2	$p_i$	1,16	1,21	1,14	1,01
3	$\eta_i$	0,44148	0,45506	0,40968	0,40954
4	$g_i$	185,6237	180,0857	200,0304	200,1014
5	$v_{п.ср}$	2,1168	6,048	14,616	15,372
6	$u_m$	0,061518	0,112624	0,224008	0,233836
7	$p_e$	1,121806	1,119783	0,939828	0,797161
8	$\eta_m$	0,948012	0,908615	0,807526	0,773194
9	$\eta_e$	0,41853	0,413473	0,341499	0,328223
10	$g_e$	228,4102	198,1981	252,2492	263,7984

Таблица 11 – Данные для построения внешней скоростной характеристики

n	$N_e$	$g_e$	Gt	$M_e$
840	12,916	215,4102	2,95	146,906
2400	36,9	198,1981	7,3135	146,895
4000	61,5	227,1218	13,968	146,893
5800	74,72	252,2492	18,848	123,08
6200	66,655	263,7984	17,583	102,715

Построена новая диаграмма внешней скоростной характеристики, представленная на рисунке 32.

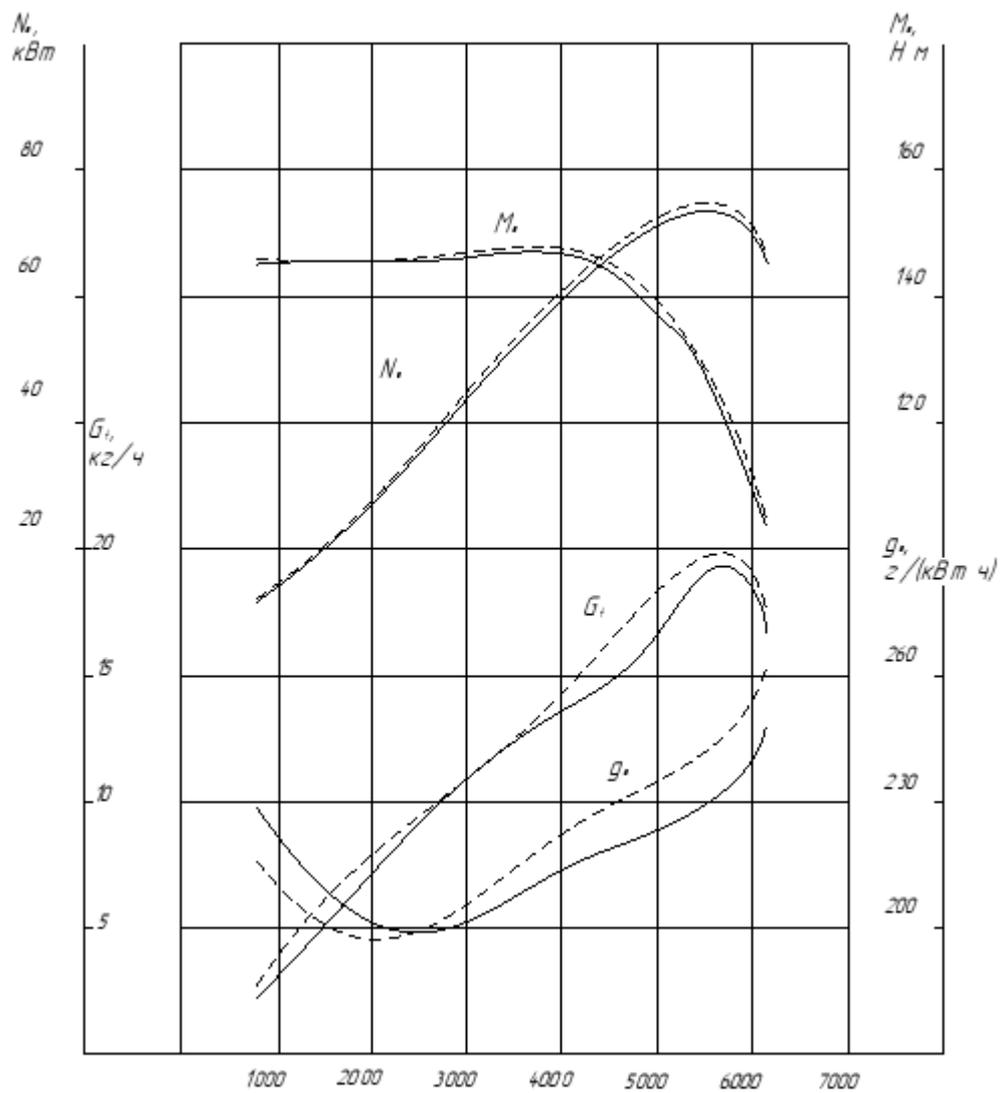


Рисунок 32 – Внешняя скоростная характеристика

### Вывод по 2 разделу

Исходя из полученных результатов был проведён анализ возможности выполнения перспективных норм токсичности по данным двух тепловых расчётов, расчётам динамики, кинематическому расчёту, а также расчёту механизма газораспределения.

## Заключение

В данной выпускной квалификационной работе были рассмотрены различные методы совершенствования рабочего процесса, их преимущества и недостатки. Проанализирована возможность выполнения перспективных норм токсичности автомобилями на газе. На основе бензинового четырёхтактного двигателя мощностью  $N_e=74$  кВт и с максимальным крутящим моментом  $M_{\max}=147$  Нм, были проведены:

- тепловые расчёты до и после изменения системы газораспределения.
- динамический расчёт.
- расчёт кинематики.
- расчёт газораспределения двигателя.

На основе полученных расчётов было достигнуто снижение вредных выбросов в атмосферу при незначительном уменьшении мощности двигателя. Путём изменения системы газораспределения и подъёма клапана удалось повысить коэффициент наполнения на 5%, тем самым исходя из расчётов повысить мощность газового двигателя на 3%.

Анализ возможности выполнения перспективных норм токсичности показал, что реализация перспективных норм токсичности газовым двигателем на основе двигателя ваз 21127 возможен, при усовершенствовании рабочего процесса двигателя для адаптации под топливо метан.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Bilge Albayrak Çeper (October 17th 2012). Use of Hydrogen-Methane Blends in Internal Combustion Engines, Hydrogen Energy - Challenges and Perspectives / Bilge Albayrak Çeper / Dragica Minic, IntechOpen, DOI: 10.5772/50597
2. Bonatesta, F. Factors influencing the burn rate characteristics of a spark ignition engine with variable valve timing [Electronic resource] / F. Bonatesta, P.J. Shayler // IMechE. – 2008. – Part D, Vol. 222. – 2147–2158 p. – . – Режим доступа : <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.855.4762&rep=rep1&type24=pdf>
3. Faizal M. Comparative thermodynamics analysis of gasoline and hydrogen fuelled Internal Combustion Engines / Faizal M, Saidur R.// Department of Mechanical Engineering, University of Malaya, Kuala Lumpur, Malaysia 2017–PP. 12-17.
4. Heywood, J.B. Internal combustion engine fundamentals [Текст] / J.B. Heywood. – New York : McGraw–Hill, Inc., 1988. – 930 с.
5. Kreuter P.: Method and apparatus for impulse charging of an internal combustion engine. Patent US 6422184, 2002
6. Mercedes - Benz, Легковые автомобили. Двигатель. Ремонт двигателей M112/M113. – Москва [Текст] / 2004. – 62 с.
7. MS Motorservice International GmbH – EN – 02/18 (042019) [Электронный ресурс] / Доступ: <https://www.ms-motorservice.com/en/technipedia/post/swirl-flapstumble-flaps/>
8. Taylor, C.F. The internal–combustion engine in theory and practice. Volume I: Thermodynamics, Fluid Flow, Performance [Текст] / C.F. Taylor. – Massachusetts : M.I.T. Press., 1985. – 588 с.
9. Броне, Д. Д. Сгорание в поршневых двигателях [Текст] / Д.Д.

Брозе. – М. : Машиностроение, 1969. – 248 с.

10. Вибе, И.И. Уточненный тепловой расчет двигателя [Текст] / И.И. Вибе // М. Машиностроение, 1971. - с.282

11. Воинов, А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. Изд. 2–е, перераб. и доп. [Текст] / А.Н. Воинов. – М. : Машиностроение, 1977. – 277 с.

12. Вырубов, Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст] / Д.Н. Вырубов [и др.] ; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4–е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1983. – 372 с.

13. Голосов, А.С. Влияние формы камеры сгорания на характеристики и образование NOx в газовом двигателе с принудительным воспламенением [Текст] / А.С. Голосов - Московский государственный университет им. Н.Э. Баумана

14. ГОСТ Р 41.83-2004 (Правила ЕЭК ООН N 83) «Единообразные предписания, касающиеся сертификации транспортных средств в отношении 69 выбросов вредных веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателей».

15. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учеб. [Текст] / В.Н. Луканин [и др.] ; под ред. В.Н. Луканина. – М. : Высш. Шк., 1995. – 368 с.

16. Записки инженера Honda [Электронный ресурс] / Режим доступа: [https://ej9.ru/art/vtec\\_sohc/](https://ej9.ru/art/vtec_sohc/) Дата обращения: 16.06.2021 – Загл. с экрана.

17. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. 2- е изд. – М. : изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. – 589 с.

18. Кавтарадзе, Р.З. Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород. – М. : изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. – 238 с.

19. Каменев, В.Ф. Исследование рабочего процесса карбюраторного двигателя на режимах глубокого дросселирования [Текст] : дис канд. техн. наук : 05.04.02 / Владимир Федорович Каменев ; Научно–исследовательский автомобильный институт НАМИ. – М., 1979. – 199 с.
20. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / Колчин, А.И. Демидов В.П. // Учебное пособие для вузов – 2-е изд., перераб. и доп. – М: Высшая школа 1980. - с.496.
21. Леонтьев А.И., Кавтарадзе Р.З., Шибанов А.В., Зеленцов А.А., Сергеев С.С. Влияние формы камеры на нестационарные процессы переноса и турбулентного сгорания в дизеле, конвертированном в газовый двигатель // Известия РАН, «Энергетика». – 2009. – № 2. – С. 49-63
22. Лиханов, В.А. Применение и эксплуатация газобаллонного оборудования: Учебное пособие. – Киров: Вятская ГСХА [Текст] / В.А. Лиханов, Р.Р. Девятьяров, 2006. – 183 с.
23. Перспективы энергетических технологий. В поддержку Плана действий «Группы восьми». Сценарии и стратегии до 2050 г. [Электронный ресурс]. – М. : ОЭСР/МЭА, WWF России, 2007. – . – Режим доступа : [https://wwf.ru/upload/iblock/164/perspective\\_20x27\\_new.pdf](https://wwf.ru/upload/iblock/164/perspective_20x27_new.pdf)
24. Разлейцев, Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях [Текст] / Н.Ф. Разлейцев. – Харьков : Вища школа. Изд-во при Харьк. Ун-те, 1980. – 169 с.
25. Уолш, М. П. Контроль за вредными выбросами транспортных средств. Международный обзор [Электронный ресурс] / Майкл П. Уолш. – М. : Российская академия транспорта, 2017. – . – Режим доступа : <http://rosacademtrans.ru/wp-content/uploads/2017/05/03-Kontrol-vyibrosov-Uolsh.pdf>
26. Шароглазов, Б.А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов [Текст] / Б.А. Шароглазов, М.Ф. Фарафонов, В.В. Клементьев. – Челябинск: ЮУрГУ, 2005. – 404с.