**Содержание**

Введение........................................................................................................................7

1 Характеристика двигателя........................................................................................8

2 Тепловой расчет и тепловой баланс двигателя ....................................................13

2.1 Основные принятые обозначения по тепловому расчету.........................14

2.2 Рабочее тело и его свойства.........................................................................16

2.2.1 Топливо...............................................................................................16

2.2.2 Параметры рабочего цикла................................................................16

2.2.3 Параметры окружающей среды и остаточные газы........................17

2.3 Процесс впуска..............................................................................................18

2.3.1 Температура подогрева свежего заряда...........................................18

2.3.2 Плотность заряда на впуске..............................................................18

2.3.3 Потери давления на впуске...............................................................19

2.3.4 Давление в конце пуска.....................................................................20

2.3.5 Коэффициент остаточных газов........................................................20

2.3.6 Температура в конце впуска..............................................................20

2.3.7 Коэффициент наполнения.................................................................20

2.4 Процесс сжатия.............................................................................................21

2.4.1 Показатель политропы сжатия..........................................................21

2.4.2 Давление в конце сжатия...................................................................21

2.4.3 Температура в конце сжатия.............................................................21

2.4.4 Средняя мольная теплоёмкость в конце сжатия.............................21

2.5 Процесс сгорания..........................................................................................23

2.5.1 Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси..............23

2.5.2 Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси...............23

2.5.3 Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания...................................................................................23

2.5.4 Теплота сгорания рабочей смеси.....................................................23

2.5.5 Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания....................23

2.5.6 Температура в конце видимого процесса сгорания.......................24

2.5.7 Максимальное давление сгорания теоретическое..........................24

2.5.8 Максимальное давление сгорания действительное.......................24

2.5.9 Степень повышения давления..........................................................24

2.6 Процесс расширения и выпуска.................................................................24

2.6.1 Показатель политропы расширения................................................24

2.6.2 Давление в конце процесса расширения.........................................25

2.6.3 Температура в конце процесса расширения...................................25

2.6.4 Проверка ранее принятой температуры остаточных газов...........25

2.6.5 Погрешность расчета........................................................................25

2.7 Индикаторные параметры рабочего цикла................................................25

2.7.1 Теоретическое среднее индикаторное давление............................25

2.7.2 Среднее индикаторное давление действительного цикла.............25

2.7.3 Индикаторный КПД...........................................................................26

2.7.4 Индикаторный удельный расход топлива.......................................26

2.8 Эффективные показатели двигателя...........................................................26

2.8.1 Средняя скорость поршня.................................................................26

2.8.2 Среднее давление механических потерь..........................................26

2.8.3 Среднее эффективное давление........................................................26

2.8.4 Механический КПД...........................................................................26

2.8.5 Эффективный КПД............................................................................26

2.8.6 Эффективный удельный расход топлива.........................................26

2.9 Основные параметры цилиндра и двигателя..............................................27

2.9.1 Литраж двигателя...............................................................................27

2.9.2 Рабочий объем одного цилиндра......................................................27

2.9.3 Диаметр цилиндра..............................................................................27

2.9.4 Уточнение параметров и показателей двигателя............................27

2.10 Построение индикаторной диаграммы.....................................................28

2.11 Тепловой баланс двигателя........................................................................32

3 Расчет кинематики и динамики двигателя............................................................35

3.1 Основные принятые обозначения к динамическому расчету КШМ.......36

3.2 Расчет кинематики двигателя......................................................................37

3. 3 Расчет динамики двигателя.........................................................................41

4 Расчет основных деталей и систем двигателя .....................................................48

4.1 Расчет поршневой группы...........................................................................48

4.2 Расчет элементов системы питания............................................................50

4.2.1 Расчет диффузора ..............................................................................50

4.2.2 Расчет гланого жиклера.....................................................................50

5 Требования по обеспечению эксплуатационной безопасности и экологичности ДВС..............................................................................................................................51

5.1 Требования по эксплуатации ДВС..............................................................51

5.2 Экологичность ДВС......................................................................................55

Заключение..................................................................................................................60

Список использованной литературы........................................................................61

**Введение**

Современные наземные виды транспорта обязаны своим развитием главным образом применению в качестве силовых установок поршневых двигателей внутреннего сгорания. Именно поршневые ДВС до настоящего времени являются основным видом силовых установок, преимущественно используемых на автомобилях, тракторах, сельскохозяйственных, дорожно-транспортных и строительных машинах. Эта тенденция сохраняется сегодня, и будет еще сохранятся в ближайшей перспективе.

Курсовое проектирование – заключительная часть учебного процесса по изучению дисциплины, раскрывающая степень усвоения необходимых знаний, творческого использования их для решения конкретных инженерных задач. Оно служит одновременно начальным этапом самостоятельной работы молодого специалиста, сокращающим период его адаптации на производстве. Целью данного курсового проектирования является расчет проектируемого автомобильного двигателя.

**1 Характеристика двигателя**

На автомобиль устанавливается бензиновый, четырехтактный, четырехцилиндровый, рядный, восьмиклапанный двигатель (рис. 1), с верхним расположением распределительного вала. Система питания – карбюраторная. Порядок работы цилиндров: 1–3–4–2, отсчет – от шкива коленчатого вала.

Рисунок 1 – Двигатель ВАЗ-2106:

1 – шкив коленчатого вала; 2 – ремень привода генератора; 3 – передняя манжета коленчатого вала; 4 – цепь привода распределительного вала;
5 – тарелка пружины; 6 – направляющая втулка; 7 – клапан;
8 – внутренняя пружина; 9 – наружная пружина; 10 – пружина рычага;
11 – регулировочный болт; 12 – рычаг привода клапана;
13 – распределительный вал; 14 – крышка маслозаливной горловины; 15 – крышка головки блока цилиндров; 16 – свеча зажигания;
17 – головка блока цилиндров; 18 – маховик; 19 – задняя манжета коленчатого вала; 20 – датчики давления масла; 21 – поршень; 22 – указатель уровня масла;
23 – маслосливная пробка; 24 – шатун; 25 – поддон картера; 26 – валик привода вспомогательных агрегатов; 27 – коленчатый вал.

Цилиндры двигателя расположены вертикально в один ряд и объединены в блок. Сверху на него устанавливается общая для всех цилиндров головка блока. Снизу блок цилиндров закрыт стальным штампованным поддоном, который одновременно служит емкостью для масла.
Поршни имеют два компрессионных и одно маслосъемное кольцо. Коленчатый вал вращается в пяти опорах в блоке цилиндров. От шкива на его переднем конце клиноременной передачей приводятся во вращение генератор и насос охлаждающей жидкости, расположенные с правой стороны двигателя.
В передней части двигателя находится привод распределительного вала и валика привода вспомогательных агрегатов: распределителя зажигания, топливного и масляного насосов. Привод осуществляется двухрядной втулочно-роликовой цепью.

С правой стороны двигателя, кроме генератора, размещены выпускной коллектор, стартер и впускной трубопровод с карбюратором и воздушным фильтром. С левой стороны двигателя находится масляный фильтр.
Для установки двигателя в сборе с коробкой передач и сцеплением применена трехточечная схема подвески. Две передние опоры находятся по обе стороны блока цилиндров и крепятся к поперечине передней подвески автомобиля.

Задняя опора расположена на коробке передач и опирается на поперечину, закрепленную под полом кузова. Эластичные подушки передних опор состоят из резины с привулканизированными стальными шайбами и болтами крепления. Для увеличения жесткости опор в центральном отверстии подушек находятся пружины, опирающиеся на изолирующие кольца, а для смягчения ударов внутри пружин расположены резинометаллические буферы. Подушки крепятся к кронштейнам с помощью промежуточных пластин. Правая подушка предохраняется от нагрева со стороны приемной трубы глушителей защитным кожухом. Задняя опора также резинометаллическая, она состоит из трех стальных пластин с разделяющей их резиной. Средняя пластина крепится к коробке передач, а наружные – к поперечине задней подвески двигателя. Между полками поперечины ставятся стальные дистанционные втулки, предохраняющие полки от деформации при затягивании болтов крепления.

Блок цилиндров изготавливается методом литья из специального высокопрочного чугуна. Отверстия под цилиндры растачиваются непосредственно в блоке и дополнительные вставки (гильзы) в цилиндрах не применяются. Для получения специального профиля и чистоты поверхности цилиндры хонингуются. По диаметру цилиндры подразделяются на 5 классов через 0,01 мм, обозначаемые латинскими буквами A, B, C, D и E. Класс каждого цилиндра маркируется на нижней плоскости блока цилиндров.
Отверстия под коренные подшипники коленчатого вала растачиваются в сборе с крышками подшипников. Поэтому они невзаимозаменяемы ни между собой, ни с крышками других блоков цилиндров. Чтобы не перепутать крышки, на них делается маркировка. Крышки подшипников крепятся к блоку цилиндров самоконтрящимися болтами, замена которых на какие-либо иные недопустима.
Валик привода вспомогательных агрегатов вращается в двух втулках, запрессованных в блок цилиндров. Передняя втулка сталеалюминиевая, а задняя – металлокерамическая, бронзографитная. В запасные части поставляются втулки номинального и ремонтного размеров с уменьшенным на 0,3 мм внутренним диаметром.

Поршни отлиты из алюминиевого сплава. Наружная поверхность поршня для улучшения ее прирабатываемости к стенкам цилиндра покрыта тонким слоем олова. Для компенсации неравномерного теплового расширения юбка поршня имеет сложную форму. По высоте она коническая, а в поперечном сечении овальная. Поэтому измерять диаметр поршня необходимо только в плоскости, перпендикулярной поршневому пальцу и на расстоянии 52,4 мм от днища поршня. По наружному диаметру поршни (так же как и цилиндры) подразделяются на пять классов: А, В, С, D и Е через 0,01 мм, а по диаметру отверстия под поршневой палец – на три категории через 0,004 мм. Категория указывается краской на торце (первая – синяя, вторая – зеленая, третья – красная). Класс поршня (латинская буква) и категория (цифра) маркируются на днище поршня. Поршневые кольца изготовлены из чугуна. Верхнее компрессионное кольцо с бочкообразной хромированной наружной поверхностью. Нижнее компрессионное кольцо скребкового типа, фосфатированное.

Поршневые пальцы запрессовываются в верхнюю головку шатуна и свободно вращаются в бобышках поршня. По наружному диаметру пальцы разбиты на три категории через 0,004 мм. Категория пальца маркируется на его торце соответствующим цветом: 1-я – синим, 2-я – зеленым и 3-я – красным.

Шатун стальной, кованый. Нижняя головка шатуна разъемная, в ней устанавливаются шатунные вкладыши. Шатун обрабатывается вместе с крышкой и поэтому они невзаимозаменяемы с крышками других шатунов. Чтобы при сборке не перепутать крышки шатунов, на шатуне и его крышке (сбоку) имеется клеймо номера цилиндров, в который они устанавливаются. При сборке цифры на шатуне и крышке должны находиться на одной стороне.

Коленчатый вал отлит из высокопрочного чугуна и имеет пять опорных (коренных) шеек, закаленных током высокой частоты на глубину 2–3 мм. В заднем конце коленчатого вала имеется гнездо, куда вставляется подшипник ведущего вала коробки передач. Смазочные каналы в шейках коленчатого вала закрыты колпачковыми заглушками, которые запрессованы и для надежности зачеканены в трех точках. Для продления срока службы коленчатого вала предусмотрена возможность перешлифовки шеек коленчатого вала при износе или повреждении их поверхностей. Шлифованием диаметры шеек уменьшаются на 0,25; 0,5; 0,75 и 1,00 мм. Осевое перемещение коленчатого вала ограничено двумя упорными полукольцами, установленными в блоке цилиндров по обе стороны заднего коренного подшипника. С передней стороны подшипника ставится сталеалюминиевое полукольцо, а с задней – металлокерамическое (желтого цвета).

Вкладыши коренных и шатунных подшипников тонкостенные, биметаллические, сталеалюминиевые. Вкладыши для 1, 2, 4 и 5-го коренных подшипников имеют на внутренней поверхности канавку (с 1987 г. нижние вкладыши этих подшипников устанавливаются без канавки). Вкладыши центрального коренного подшипника отличаются от остальных вкладышей отсутствием канавки на внутренней поверхности и большей шириной. Все вкладыши шатунных подшипников без канавок, одинаковые и взаимозаменяемые. Ремонтные вкладыши изготавливаются увеличенной толщины под шейки коленчатого вала, уменьшенные на 0,25; 0,5; 0,75 и 1 мм.

Маховик отливается из чугуна и имеет стальной напрессованный зубчатый венец для пуска двигателя стартером. Маховики взаимозаменяемые, так как балансируются отдельно от коленчатого вала. Центрируется маховик с коленчатым валом передним подшипником ведущего вала коробки передач.
Маховик крепится к фланцу коленчатого вала шестью самоконтрящимися болтами, под которые подкладывается одна общая шайба. Заменять эти болты какими-либо другими недопустимо.

*Таблица 1*

Техническая характеристика двигателя

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Модель | Тип | Диаметр цилиндраи ход поршня,мм | Рабочийобъем, л | Степень сжатия |
| 2106 | Четырехтактный, бензиновый, карбюраторный, четырехцилиндровый | 79х80 | 1,57 | 8,5 |
| Номинальная мощность, кВт⋅ч | Частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности,мин-1 | Максимальный крутящий момент, Н⋅м | Частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте, мин-1 |
| 54,8 | 5400 | 116 | 3200 |

**2 Тепловой расчет и тепловой баланс двигателя**

Тепловой расчет позволяет с достаточной степенью точности аналитическим путем определить основные параметры вновь проектируемого двигателя, а также проверить степень совершенства действительного цикла работающего двигателя.

Тепловой расчет является начальным этапом при проектировании двигателя, а также данные, полученные в ходе расчета, используются в последующих вычислениях и построениях.

Тепловой расчет начинается с выбора ряда недостающих в задании величин, необходимых для проведения расчета, причем выбираются величины, которые для производимого расчета не определяются по формулам.

Конечные результаты теплового расчета определяются с различной степенью точности. Это зависит от того, насколько правильно были оценены исходные величины теплового расчета: коэффициент наполнения, показатели политроп сжатия и расширения температуры подогрева смеси, температура остаточных газов и т.п.

Тепловой расчет является ориентиром, указывающим какие показатели будет иметь проектируемый двигатель при правильном инструктивном и технологическом выполнении.

Как правило, тепловой расчет двигателей производится для номинального режима при наивыгоднейших условиях подвода и сгорания топлива.

* 1. **Основные принятые обозначения по тепловому расчету**

*cN* - средняя скорость поршня, м/с;

*D* - диаметр цилиндра двигателя, м;

gC, gH, gO - элементарный состав топлива в долях кг, соответственно углерода водорода, кислорода.

*gi* - удельный индикаторный расход топлива, г/кВт-ч;

*ge* - удельный эффективный расход топлива, г/кВт-ч;

*G*T- часовой расход топлива, кг/ч;

*Hu* - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

Δ*Hu* - потери тепла, вследствие химической неполноты сгорания, кДж /кг;

*i* - число цилиндров двигателя;

*L*o - теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива

кмолей возд./кг топл.;

*L* - длина шатуна, м;

*m*т - молекулярная масса топлива, кг/моль;

*M*1 - число молей свежей смеси, моль/кг топлива;

*М*2 - число молей продуктов сгорания, кмоль/кг топлива;

*m*в - молекулярная масса воздуха, кг/моль;

*mcV* - средняя мольная теплоемкость свежего заряда при постоянном объеме

кДж/кмоль⋅К;

*Ne* - эффективная мощность, кВт;

*n* - частота вращения коленчатого вала, мин;

*N*л - литровая мощность, кВт/л;

*n*1 - показатель политропы сжатия;

*n*2 - показатель политропы расширения;

*p*о - давление окружающей среды, МПа;

*pr* -давление остаточных газов, МПа;

*pа* - давление конца впуска, МПа;

*pс* - давление конца сжатия, МПа;

*pz* - давление конца сгорания, МПа;

*pb* - давление конца расширения, МПа;

*pi*’ — среднее индикаторное давление теоретического цикла, МПа;

*pi* - среднее индикаторное давление действительного цикла, МПа;

*pе* - среднее эффективное давление, МПа;

*R* - газовая постоянная воздуха, Дж/кмоль⋅К;

*R* - радиус кривошипа, м;

*S* - ход поршня, м;

*Тr* - температура остаточных газов, К;

*Та* - температура конца впуска, К;

*Тс* - температура конца сжатия, К;

*Tz* - температура конца сгорания, К;

*Тb* — температура конца расширения, К;

*Т*о — температура окружающей среды, К;

Δ*T* - величина подогрева свежего заряда, К;

*V*л - рабочий объем двигателя, л;

*Vh* - рабочий объем одного цилиндра, л;

α - коэффициент избытка воздуха;

γ - коэффициент остаточных газов;

ρ0 - плотность окружающего воздуха, кг/м3;

ε - степень сжатия;

η*V* - коэффициент наполнения;

ηм - механический КПД;

η*i* - индикаторный КПД;

η*е* - эффективный КПД;

λ- степень повышения давления;

μо - коэффициент молекулярного изменения горючей смеси;

μ - коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси;

ξ- коэффициент использования тепла при сгорании;

ρ - степень предварительного расширения;

τ- тактность двигателя;

ϕ - коэффициент полноты индикаторной диаграммы;

ψ- потерянная доля хода поршня

**2.2 Рабочее тело и его свойства**

**2.2.1 Топливо**

##### Топливом для рассчитываемого двигателя служит бензин А-92

#####  по ГОСТ 2084-77.

1. Основным параметром, характеризующим тип двигателя, является величина степени сжатия ε равной в нашем случае 8,5.

2. Средний состав топлива для бензина принимают: С = 85,5 %, Н = 14,5 %;

3. Молекулярная масса бензина находится в пределах 110 – 120 кг/кмоль примем mт =115 кг/кмоль.

4. Низшая теплота сгорания топлива  в кДж/кг:



где  и – массовые доли серы и влаги в топливе.

 В расчетах принимается ; .

 

**2.2.2 Параметры рабочего тела**

1. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

 кмоль возд./кг топл.;

 кг возд./кг топл.

2. С целью получения достаточно экономичного двигателя с меньшей токсичностью продуктов сгорания коэффициент избытка воздуха α выбирается в пределах α=0,95–0,98. Принимаем α=0,97.

3. Количество горючей смеси

 кмоль гор. см./кг топл.

4. Показатель, зависящий от отношения количества водорода к оксиду углерода, содержащихся в продуктах сгорания для бензина находится в пределах *K*=0,45–0,5.Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при *K*=0,5

 кмоль CO2/кг топл.;

 кмоль CO/кг топл.;

 кмольH2O/кг топл.;

 кмольH2/кг топл.;

 кмольN2/кг топл.

5. Общее количество продуктов сгорания

 кмоль пр.сг./кг топл.

**2.2.3 Параметры окружающей среды и остаточные газы**

1. При работе двигателя без наддува давление и температура окружающей среды равны соответственно *pk* = *p*0 = 0,1 МПа и *Tk* = *T*0 = 293 К.

2. Температура остаточных газов *Тr* зависит от коэффициента избытка воздуха α и скоростного режима двигателя. Температура остаточных газов при частоте вращения коленчатого вала *nN* = 5400 об/мин составляет *Тr* = 1055 К

[1, рис. 5.1]. .

3. Давление остаточных газов на номинальном скоростном режиме составляет

*prN* = 1,18*p*0 = 1,18 · 0,1 = 0,118 МПа.

Величина давления остаточных газов на режиме максимального крутящего момента при *nM* = 3200 об/минсоставит

 МПа,

где .

**2.3 Процесс впуска**

**2.3.1 Температура подогрева свежего заряда**

Величина подогрева заряда Δ*T* зависит от расположения и конструкции впускного трубопровода, системы охлаждения, наличия специального устройства для подогрева и быстроходности двигателя. Температура подогрева свежего заряда для двигателей с воспламенением от искры принимается в пределах Δ*T* = 0–20 º. Принята Δ*TN* = 17 º [1, С. 67].

Величина температуры подогрева свежего заряда на режиме максимального крутящего момента при *nM* = 3200 об/минсоставит

 º,

где .

**2.3.2 Плотность заряда на впуске**

Плотность заряда на впуске, кг/м3

,

где *R*в – удельная газовая постоянная для воздуха, Дж/(кг·град).

Для воздуха значение удельной газовой постоянной определяется по формуле, Дж/(кг·град)

,

где *R* – универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·град); μв – масса 1 кмоль воздуха кг/кмоль.

*R* = 8315 Дж/(кмоль·град) [1, С. 68];

μв = 28,96 кг/кмоль [1, С. 49].

Удельная газовая постоянная для воздуха

 Дж/(кг·град).

Плотность заряда на впуске

 кг/м3.

**2.3.3 Потери давления на впуске**

Потери давления на впуске определяются по формуле, МПа

,

где β – коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра; ξвп – коэффициент сопротивления впускной смеси, отнесенный к наиболее узкому ее сечению; *An* – параметр; *n* – частота вращения коленчатого вала в расчетном режиме, об/мин.

Параметр *An*

,

где ωвп – средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы, м/с.

По опытным данным в современных автомобильных двигателях на номинальном режиме (β2 + ξвп) = 2,5–4,0 и ωвп = 50–130 м/с [1, С. 67]. В соответствии со скоростным режимом (*nN* = 5400 об/мин) и при учете качественной обработки внутренних поверхностей впускной системы принято (β2 + ξвп) = 3; ωвп = 100 м/с.

Параметр *An*

.

Потери давления на впуске

 МПа.

**2.3.4 Давление в конце пуска**

 МПа.

**2.3.5 Коэффициент остаточных газов**

Коэффициент остаточных газов для четырехтактных двигателей с учетом продувки и дозарядки цилиндра определяется по формуле

,

где ϕоч – коэффициент очистки; ϕдоз – коэффициент дозарядки; ε – степень сжатия.

Для карбюраторного двигателя без наддува принимается коэффициент очистки ϕоч = 1, а коэффициент дозарядки на номинальном скоростном режиме ϕдоз = 1,10 [1,С. 109].

Для режима максимального крутящего момента при *nM* = 3200 об/мин коэффициент дозарядки составит ϕдоз = 1,02 [1, рис. 5.1].

Коэффициент остаточных газов

.

**2.3.6 Температура в конце впуска**

 К.

**2.3.7 Коэффициент наполнения**



**2.4 Процесс сжатия**

**2.4.1 Показатель политропы сжатия**

При степени сжатия ε = 8,5 и температуре в конце пуска *Ta* = 348 К

Средний показатель адиабаты сжатия =1,3762

Показатель политропы сжатия *n*1, учитывая характер теплообмена в процессе сжатия, всегда будет иметь меньшее значение, чем показатель адиабаты.

Показатель политропы сжатия  1,375

**2.4.2 Давление в конце сжатия**

 МПа.

**2.4.3 Температура в конце сжатия**

 К.

**2.4.4 Средняя мольная теплоёмкость в конце сжатия**

а) свежей смеси (воздуха)

 кДж/(кмоль·град),

где *tc* = *Tc* – 273 = 776 – 273 = 503 ºС;

б) остаточных газов [1, табл. 3.8]

– определяется значение теплоемкости остаточных газов при *t* = 400 ºС и α = 0,97.

При коэффициенте избытка воздуха α = 0,95 теплоемкость остаточных газов равна 23,586 кДж/(кмоль·град) [1, табл. 3.8]; при коэффициенте избытка воздуха α = 1,00 теплоемкость остаточных газов равна 23,712 кДж/(кмоль·град) [1, табл. 3.8]. Т.о. при разности коэффициентов избытка воздуха Δα = 1,00 – 0,95

= 0,05, разность теплоемкостей составит  кДж/(кмоль·град). Т. к. в расчете принят коэффициент избытка воздуха α = 0,97, то разность между ним и ближайшим меньшим табличным α составит

Δαр = 0,97 – 0,95 = 0,02. Тогда значение теплоемкости составит

 кДж/(кмоль·град);

– определяется значение теплоемкости остаточных газов при *t* = 500 ºС и α = 0,97.

При коэффициенте избытка воздуха α = 0,95 теплоемкость остаточных газов равна 24,014 кДж/(кмоль·град) [1, табл. 3.8]; при коэффициенте избытка воздуха α = 1,00 теплоемкость остаточных газов равна 24,150 кДж/(кмоль·град) [1, табл. 3.8]. Т.о. при разности коэффициентов избытка воздуха Δα = 1,00 – 0,95 = 0,05, разность теплоемкостей составит  кДж/(кмоль·град). Т. к. в расчете принят коэффициент избытка воздуха α = 0,97, то разность между ним и ближайшим меньшим табличным α составит Δαр = 0,97 – 0,95 = 0,02. Тогда значение теплоемкости составит

 кДж/(кмоль·град);

– определяется значение теплоемкости остаточных газов при *t* = 503 ºС и α = 0,97.

При температуре *t* = 400 ºС теплоемкость остаточных газов равна 23,611 кДж/(кмоль·град); при температуре *t* = 500 ºС теплоемкость остаточных газов равна 24,041 кДж/(кмоль·град). Т.о. при разности температур Δ *t* = 500 – 400 = 100 º, разность теплоемкостей составит  кДж/(кмоль·град). Т. к. по расчету температура в конце сжатия *tc* = 503 ºС, то разность между ней и ближайшей меньшей табличной [см. 1, табл. 3.8] составит Δ*t*р = 503 – 400 = 103 º. Тогда значение теплоемкости *tc* = 503 ºС и α = 0,97 составит

 кДж/(кмоль·град);

в) рабочей смеси

кДж/(кмоль·град).

**2.5 Процесс сгорания**

**2.5.1 Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси**

.

**2.5.2 Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси**

.

**2.5.3 Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания**

 кДж/кг.

**2.5.4 Теплота сгорания рабочей смеси**

 кДж/кмоль раб.см.

**2.5.5 Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания**

Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания для интервала температур от 1501 до 2800 ºC определяется по формуле [1, табл. 3.7], кДж/(кмоль·град)

Коэффициент использования теплоты при *nN* = 5400 об/мин равен ξ*z* = 0,91 [1, рис. 5.1].

**2.5.6 Температура в конце видимого процесса сгорания**

Определяется из выражения





или 

откуда

 ºC.

Абсолютное значение температуры в конце видимого процесса сгорания

 К.

**2.5.7 Максимальное давление сгорания теоретическое**

 МПа.

**2.5.8 Максимальное давление сгорания действительное**

 МПа.

**2.5.9 Степень повышения давления**

.

**2.6 Процесс расширения и выпуска**

**2.6.1 Показатель политропы расширения**

 При степени сжатия ε = 8,5, коэффициенте избытка воздуха α = 0,97 и температуре в конце видимого процесса сгорания Tz = 3062 К

##### Средний показатель адиабаты расширения =1,264

Показатель политропы расширения n2 = 1,26

**2.6.2 Давление в конце процесса расширения**

 МПа.

**2.6.3 Температура в конце процесса расширения**

 К.

**2.6.4 Проверка ранее принятой температуры остаточных газов**

 К

**2.6.5 Погрешность расчета**



**2.7 Индикаторные параметры рабочего цикла**

* + 1. **Теоретическое среднее индикаторное давление**



* + 1. **Среднее индикаторное давление действительного цикла, МПа**

,

где ϕи – коэффициент полноты диаграммы.

Коэффициент полноты диаграммы для карбюраторных двигателей находится в пределах ϕи =0,94–0,97 [1, С. 88]. Принят ϕи =0,95.

Среднее индикаторное давление

 МПа.

* + 1. **Индикаторный КПД**

.

* + 1. **Индикаторный удельный расход топлива**

 г/(кВт·ч).

**2.8 Эффективные показатели двигателя**

**2.8.1 Средняя скорость поршня**

При ходе поршня *S* = 80 мм (предварительно принят)

 м/с.

**2.8.2 Среднее давление механических потерь**

 МПа.

**2.8.3 Среднее эффективное давление**

 МПа.

**2.8.4 Механический КПД**

.

**2.8.5 Эффективный КПД**

.

**2.8.6 Эффективный удельный расход топлива**

 г/(кВт·ч).

**2.9 Основные параметры цилиндра и двигателя**

**2.9.1 Литраж двигателя**, л

,

где τ – число тактов в одном цикле работы двигателя.

Задано τ = 4.

Литраж двигателя

 л.

**2.9.2 Рабочий объем одного цилиндра**, л

,

где *i* – число цилиндров в двигателе.

Задано *i* = 4.

Рабочий объем одного цилиндра

 л.

**2.9.3 Диаметр цилиндра**

 мм.

Окончательно принимается *D* = 76 мм *S* = 80 мм.

**2.9.4 Уточнение параметров и показателей двигателя**

Уточнение параметров и показателей двигателя в соответствии с принятыми значениями диаметра цилиндра и хода поршня.

Площадь поршня

 см2.

Литраж двигателя

 л.

Мощность двигателя

 кВт.

Литровая мощность двигателя

 кВт/л.

Крутящий момент

 Н·м.

Часовой расход топлива

 кг/ч.

**2.10 Построение индикаторной диаграммы**

Построение индикаторной диаграммы осуществляется аналитическим методом.

Масштабы диаграммы: масштаб хода поршня *MS* = 0,85 мм в мм; масштаб давлений *Mp* = 0,05 МПа в мм.

Величины в приведенном масштабе, соответствующие рабочему объему цилиндра и объему камеры сгорания:

 мм;

 мм.

Из точки *O*, являющейся началом координат диаграммы, по оси абсцисс откладывается отрезок *OA* (мм), соответствующий объему камеры сгорания. Далее от точки *A* по оси абсцисс откладывается отрезок *AB*, соответствующий рабочему объему цилиндра, а по величине равный ходу поршня в масштабе *MS*. Таким образом, абсцисса *A* соответствует положению поршня в верхней мертвой точке, а абсцисса *B* – в нижней мертвой точке.

Максимальная высота диаграммы (точка *z*)

 мм.

Ординаты характерных точек

 мм;

 мм;

 мм;

 мм;

 мм.

Характерные точки *a* (*B*, ); *b* (*B*, ); *c* (*A*, ); *r* (*A*, ); *z* (*A*, ) наносятся на диаграмму. Также показывается величина давления окружающей среды *p*0.

Построение политроп сжатия и расширения аналитическим методом:

а) политропа сжатия . Отсюда

 мм,

где *OB* = *OA* + *AB* = 12,5 + 94 = 106,5 мм;

б) политропа расширения . Отсюда

 мм.

Результаты расчета точек политроп приведены в табл. 2.

*Таблица 2*

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| №точек | OX,мм | OB/OX,мм | **Политропа сжатия** | **Политропа расширения** |
|  | Рx/Мр,мм | Рx,МПа |  | Рx/Мр,мм | Рx,МПа |
| 1 | 17,6 | 10,2 | 24,42 | 64,62 | 1,62 | 18,4 | 254,24 | 6,36 |
| 2 | 25,0 | 7,16 | 15 | 39,87 | 1,00 | 11,8 | 163,89 | 4,10 |
| 3 | 33,0 | 5,43 | 10,3 | 27,21 | 0,68 | 8,35 | 115,80 | 2,90 |
| 4 | 42,0 | 4,26 | 7,35 | 19,53 | 0,49 | 6,16 | 85,64 | 2,14 |
| 5 | 51,6 | 2,90 | 4,33 | 14,71 | 0,37 | 3,8 | 66,20 | 1,65 |
| 6 | 61,6 | 3,47 | 5,54 | 11,53 | 0,29 | 4,76 | 53,04 | 1,33 |
| 7 | 83,0 | 1,80 | 2,25 | 7,65 | 0,19 | 2,09 | 36,53 | 0,91 |
| 8 | 105,0 | 2,16 | 2,88 | 5,53 | 0,14 | 2,63 | 27,22 | 0,68 |
| 9 | 127,0 | 1,41 | 1,6 | 4,26 | 0,11 | 1,53 | 21,45 | 0,54 |
| 10 | 149,6 | 1,2 | 1,29 | 3,40 | 0,09 | 1,26 | 17,48 | 0,44 |

Скругление индикаторной диаграммы осуществляется на основании следующих соображений и расчетов. Так как рассчитывается достаточно быстроходный двигатель (*n* = 5400 мин-1), то фазы газораспределения необходимо устанавливать с учетом получения хорошей очистки цилиндра от отработавших газов и обеспечения дозарядки в пределах, принятых в расчете. В связи с этим начало открытия впускного клапана (точка *r*’) устанавливается за 18º до прихода поршня в в.м.т., а закрытие (точка *a″*) – через 60º после прохода поршнем н.м.т.; начало открытия выпускного клапана (точка *b′*) принимается за 55º до прихода поршня в н.м.т., а закрытие (точка *a′*) через 25º после прохода поршнем в.м.т. Учитывая быстроходность двигателя, угол опережения зажигания θ принимается равным 35º, а продолжительность периода задержки воспламенения - Δϕ1 = 5º.

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания определяют положение точек *r′*, *a*″, *a*′, *b*′, *с*′ и *f* по формуле для перемещения поршня:

,

где λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Выбор величины λ производится при проведении динамического расчета, а при построении индикаторной диаграммы предварительно принимается λ = 0,285.

Расчеты абсцисс точек *r*′, *a*″, *a*′, *b*′, *с*′ и *f* сведены в табл. 3.

Положение точки *c*” определяется из выражения

 МПа;

 мм.

*Таблица 3*

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Обозначениеточек | Положение точек | ϕ |  | Расстояниеот в.м.т. (AX),мм |
| *r*′ | 18º до в.м.т. | 18 | 0,0655 | 4,32 |
| *a*′ | 25º после в.м.т. | 25 | 0,1223 | 8,07 |
| *a*″ | 60ºпосле в.м.т. | 120 | 1,6069 | 106,06 |
| *с*′ | 35º до в.м.т. | 35 | 0,2313 | 15,27 |
| *f* | 30º до в.м.т. | 30 | 0,1697 | 11,20 |
| *b*′ | 55º до в.м.т. | 125 | 1,6667 | 110,00 |

Действительное давление сгорания

 МПа;

 мм.

Соединяя плавными кривыми точки *r* с *a*’; *c*’ с *c*” и далее с *z*д и кривой расширения *b*’ с *b*” (точка *b*” располагается обычно между точками *b* и *a*) и линией выпуска *b*”*r*’*r*, получим скругленную действительную индикаторную диаграмму *ra*’*ac*’*fc*”*z*д*b*’*b*”*r*.

Индикаторная диаграмма (в уменьшенном масштабе) приведена на рис. 2.

Рисунок 2 – Индикаторная диаграмма

**2.11 Тепловой баланс двигателя**

Тепловой баланс двигателя внутреннего сгорания, Вт

,

где *Q*о – общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом, Вт; *Qe* – теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за 1 с, Вт; *Qr* – теплота, потерянная с отработавшими газами, Вт; *Q*в – теплота, передаваемая охлаждающей среде, Вт; *Q*н.с – теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива, Вт; *Q*ост – неучтенные потери теплоты, Вт.

Общее количество теплоты, введенной в двигатель при номинальном тепловом режиме

 Вт.

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с

 Вт.

Теплота, потерянная с отработавшими газами, Вт

,

где  – теплоемкость отработавших газов, кДж/(кмоль·град);  – теплоемкость свежего заряда, кДж/(кмоль·град).

При коэффициенте избытка воздуха α = 0,97 и уточненной температуре отработавших газов *tr* = *Tr* – 273 = 1055 – 273 = 782 ºC теплоемкость отработавших газов равна

= 25,154 кДж/(кмоль·град) [1, табл. 3.8]

При температуре *t*0 = 20 ºC теплоемкость свежего заряда равна

= 20,775 кДж/(кмоль·град) [1, табл. 3.6]

Теплота, потерянная с отработавшими газами



Теплота, передаваемая охлаждающей среде, Вт

,

где *c* – коэффициент пропорциональности для четырехтактных двигателей; *i* – число цилиндров; *D* – диаметр цилиндра, см; *n* – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; *m* – показатель степени для четырехтактных двигателей.

Коэффициент пропорциональности для четырехтактных двигателей принимается в пределах *c* = 0,45–0,53 [1, С. 125]. Принят *c* = 0,48.

Показатель степени для четырехтактных двигателей принимается в пределах *m* = 0,5–0,7 [1, С. 125]. Принят *m* = 0,65.

Теплота, передаваемая охлаждающей среде

 Вт.

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива

 Вт.

Неучтенные потери теплоты

 Вт.

Составляющие теплового баланса двигателя сведены в табл. 4.

*Таблица 4*

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **Составляющие теплового баланса** | ***Q*, Вт** | ***q*, %** |
| Теплота, эквивалентная эффективной работе | 60800 | 27,4 |
| Теплота, унесенная с отработавшими газами | 69620 | 31,5 |
| Теплота, передаваемая охлаждающей среде | 52360 | 23,8 |
| Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива | 9346 | 4,2 |
| Неучтенные потери теплоты | 28986 | 13,1 |
| Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом | 221112 | 100,00 |

**Вывод**

В ходе теплового расчета двигателя были определены значения давления в надпоршевом пространстве в каждом из тактов работы двигателя. По этим значениям построена индикаторная диаграмма. Также определены индикаторные и эффективные показатели работы двигателя: средний индикаторный КПД двигателя η*i* = 0,4; индикаторный удельный расход топлива *gi* = 205 г/(кВт·ч); механический КПД ηм = 0,832; эффективный КПД

η*e* = 0,3304; эффективный удельный расход топлива *ge* = 248 г/(кВт·ч). Определены основные параметры цилиндра, а также основные параметры двигателя: литраж *V*л = 1,45 л; эффективная мощность *Ne* = 60,8 кВт; часовой расход топлива *G*т = 18,12 кг/ч.

**3 Расчёт кинематики и динамики двигателя**

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма (КШМ) заключается в определении суммарных моментов и сил, возникающих от давления газов и сил инерции. По этим силам рассчитывают основные детали на прочность и износ, а также определяют неравномерность крутящего момента и степень неравномерности хода двигателя. Во время работы двигателя на детали кривошипно-шатунного механизма действуют силы давления газов в цилиндре, силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс, центробежные силы, давление на поршень со стороны картера (приблизительно равное атмосферному давлению) и силы тяжести (силы тяжести обычно в динамическом расчете не учитывают).

Все действующие в двигателе силы воспринимаются полезным сопротивлением на коленчатом валу, силами трения и опорами двигателя.

В течение каждого рабочего цикла силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме, непрерывно изменяются по величине и направлению. Поэтому для определения характера изменения этих сил по углу поворота коленчатого вала их величины определяют для ряда отдельных положений вала обычно через каждые 10–30º. Результаты динамического расчета сводят в таблицы.

Результаты динамического расчета необходимы для последующего расчета основных деталей двигателя на прочность и долговечность.

Динамический расчет может быть сделан как для вновь проектируемого, так и для реально существующего двигателя. Исходными данными для динамического расчета в первом случае служат результаты предшествующего теплового расчета, а во втором – результаты стендовых испытаний двигателя. Методика выполнения динамического расчета в обоих случаях одна и та же.

Динамический расчет (так же, как и тепловой расчет) обычно производится для одного цилиндра двигателя при постоянном скоростном режиме работы, соответствующем максимальной мощности по внешней скоростной характеристике.

**3.1 Основные принятые обозначения к динамическому расчету**

**КШМ**

mR - масса поступательно движущихся частей к.ш.м., кг;

λ- отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

R - радиус кривошипа, м;

L - длина шатуна, м;

Рг – удельная сила давления газов, МПа;

Рj - удельная сила инерции поступательно движущихся масс, МПа;

P – удельная суммарная сила, МПа;

РТ - удельная суммарная тангенциальная сила, МПа;

РК - удельная суммарная нормальная сила, МПа;

α - угол поворота кривошипа в градусах;

Fn - площадь поперечного сечения цилиндра, м2;

Рг - давление газов в цилиндре над поршнем, МПа;

mn - масса поршневого комплекта, кг;

mшп - часть массы шатуна в сборе, отнесенная к поступательно

движущимся массам, кг;

mш – масса шатуна, кг;

mшв - часть массы шатуна, отнесенная к вращающимся массам, кг;

mn ’- удельная конструктивная масса поршневого комплекта, кг/м2;

mш ’- удельная конструктивная масса шатуна, кг/м2;

 ω - средняя угловая скорость кривошипа, 1/с;

 Θ - угловой интервал между вспышками в цилиндрах двигателя в градусах;

Мкр - индикаторный крутящий момент двигателя, Н-м;

S - результирующая сила, действующая на шатунную шейку, Н;

S - суммарная сила, действующая вдоль шатуна, Н;

dшш- диаметр шатунной шейки, м;

lшш - длина опорной поверхности шатунной шейки, м;

S - ход поршня, м;

Мр - масштаб давления газов, принятый при построении индикаторной

диаграммы, МПа в мм;

 Мм - масштаб момента, Н·М в мм;

 МV -масштаб скорости поршня м/с в мм.

 МS -масштаб хода поршня мм в мм.

 М*j* -масштаб ускорения поршня м/с2 в мм.

 Мϕ - масштаб угла поворота коленчатого вала в мм.

 Мϕ - масштаб угла поворота коленчатого вала для индикаторной диаграммы в мм.

**3.2 Расчет кинематики двигателя**

**Выбор λ и длины шатуна**

В целях уменьшения высоты двигателя без значительного увеличения инерционных и нормальных сил отношение радиуса кривошипа к длине шатуна предварительно было принято в тепловом расчете λ = 0,25. Радиус кривошипа равен половине хода поршня

 мм.

При этих условиях длина шатуна

 мм.

**Определение перемещения, скорости и ускорения поршня**

Перемещение поршня определяется по формуле, мм

.

Расчет перемещения поршня производится аналитически через каждые 10º угла поворота коленчатого вала. Значения для  при соответствующем значении угла поворота коленчатого вала занесены в гр. 2 табл. 1, а получившиеся значения *sx* – в гр. 3 табл. 1.

Угловая скорость вращения коленчатого вала определяется для режима номинальной мощности при частоте вращения вала *nN* = 5600 об/мин

 рад/с.

Скорость поршня определяется по формуле, м/с

.

Значения для  при соответствующем значении угла поворота коленчатого вала занесены в гр. 4 табл. 5, а получившиеся значения *v*п – в гр. 5 табл. 1.

Ускорение поршня определяется по формуле, м/с2

.

Значения для  при соответствующем значении угла поворота коленчатого вала занесены в гр. 6 табл. 5, а получившиеся значения *j* – в гр. 7 табл. 5.

*Таблица 5*

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ϕ |  | *sx*, мм |  | *v*п, м/с |  | *j*, м/с2 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1,25 | 17169,8 |
| 10 | 0,019 | 0,76 | 0,2164 | 5,07242 | 1,2197 | 16753,6 |
| 20 | 0,0749 | 2,996 | 0,4224 | 9,90106 | 1,1312 | 15538 |
| 30 | 0,1653 | 6,612 | 0,6083 | 14,2586 | 0,991 | 13612,2 |
| 40 | 0,2857 | 11,428 | 0,7659 | 17,9527 | 0,8094 | 11117,8 |
| 50 | 0,4306 | 17,224 | 0,8891 | 20,8405 | 0,5994 | 8233,26 |
| 60 | 0,5938 | 23,752 | 0,9743 | 22,8376 | 0,375 | 5150,94 |
| 70 | 0,7684 | 30,736 | 1,0201 | 23,9111 | 0,1505 | 2067,24 |
| 80 | 0,9476 | 37,904 | 1,0276 | 24,0869 | -0,0613 | -842,01 |
| 90 | 1,125 | 45 | 1 | 23,44 | -0,25 | -3434 |
| 100 | 1,2948 | 51,792 | 0,942 | 22,0805 | -0,4085 | -5611,1 |
| 110 | 1,4524 | 58,096 | 0,8593 | 20,142 | -0,5335 | -7328,1 |
| 120 | 1,5938 | 63,752 | 0,7577 | 17,7605 | -0,625 | -8584,9 |
| 130 | 1,7162 | 68,648 | 0,6429 | 15,0696 | -0,6862 | -9425,5 |
| 140 | 1,8177 | 72,708 | 0,5197 | 12,1818 | -0,7226 | -9925,5 |
| 150 | 1,8973 | 75,892 | 0,3917 | 9,18145 | -0,741 | -10178 |
| 160 | 1,9543 | 78,172 | 0,2616 | 6,1319 | -0,7482 | -10277 |
| 170 | 1,9886 | 79,544 | 0,1308 | 3,06595 | -0,7499 | -10301 |
| 180 | 2 | 80 | 0 | 0 | -0,75 | -10302 |
| 190 | 1,9886 | 79,544 | -0,1308 | -3,066 | -0,7499 | -10301 |
| 200 | 1,9543 | 78,172 | -0,2616 | -6,1319 | -0,7482 | -10277 |
| 210 | 1,8973 | 75,892 | -0,3917 | -9,1814 | -0,741 | -10178 |
| 220 | 1,8177 | 72,708 | -0,5197 | -12,182 | -0,7226 | -9925,5 |
| 230 | 1,7162 | 68,648 | -0,6429 | -15,07 | -0,6862 | -9425,5 |
| 240 | 1,5938 | 63,752 | -0,7577 | -17,76 | -0,625 | -8584,9 |
| 250 | 1,4524 | 58,096 | -0,8593 | -20,142 | -0,5335 | -7328,1 |
| 260 | 1,2958 | 51,832 | -0,942 | -22,08 | -0,4085 | -5611,1 |
| 270 | 1,125 | 45 | -1 | -23,44 | -0,25 | -3434 |
| 280 | 0,9476 | 37,904 | -1,0276 | -24,087 | -0,0613 | -842,01 |
| 290 | 0,7684 | 30,736 | -1,0201 | -23,911 | 0,1505 | 2067,24 |
| 300 | 0,5938 | 23,752 | -0,9743 | -22,838 | 0,375 | 5150,94 |
| 310 | 0,4306 | 17,224 | -0,8891 | -20,841 | 0,5994 | 8233,26 |
| 320 | 0,2857 | 11,428 | -0,7659 | -17,953 | 0,8094 | 11117,8 |
| 330 | 0,1653 | 6,612 | -0,6083 | -14,259 | 0,991 | 13612,2 |
| 340 | 0,0749 | 2,996 | -0,4224 | -9,9011 | 1,1312 | 15538 |
| 350 | 0,019 | 0,76 | -0,2164 | -5,0724 | 1,2197 | 16753,6 |
| 360 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1,25 | 17169,8 |

По данным табл.5 построены графики (рис. 3,4,5) *sx*=f (φ), *v*п=f (φ),

 *j= f*(φ).

Рисунок 3 - График *sx*=f (φ)

Рисунок 4 – График *v*п=f (φ)

Рисунок 5 – График *j= f*(φ)

**3. 3 Расчет динамики двигателя**

**Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма**

При диаметре цилиндра *D* = 79 мм; отношении *S/D* = 80/79= 1,0127 мм и площади поршня *F*п = 0,00489 м2 устанавливаются:

– масса поршневой группы (для поршня из алюминиевого сплава принята  кг/м2)

 кг;

– масса шатуна (для стального шатуна принята  кг/м2)

 кг;

– масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов (для стального коленчатого вала принята  кг/м2)

 кг.

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца,

 кг.

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа,

 кг.

Массы, совершающие возвратно-поступательное движение,

 кг.

Массы, совершающие вращательное движение

 кг.

*Таблица 6*

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| φº | Δ*p*г, МПа | *j*, м/с2 | *pj*, МПа | *p*, МПа |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 0 | 0,018 | 17169,8 | -2,1634 | -2,1454 |
| 30 | -0,015 | 13612,2 | -1,7151 | -1,7301 |
| 60 | -0,015 | 5150,94 | -0,649 | -0,664 |
| 90 | -0,015 | -3434 | 0,43268 | 0,41768 |
| 120 | -0,015 | -8584,9 | 1,0817 | 1,0667 |
| 150 | -0,015 | -10178 | 1,28243 | 1,26743 |
| 180 | -0,015 | -10302 | 1,29805 | 1,28305 |
| 210 | -0,015 | -10178 | 1,28243 | 1,26743 |
| 240 | -0,015 | -8584,9 | 1,0817 | 1,0667 |
| 270 | 0,02 | -3434 | 0,43268 | 0,45268 |
| 300 | 0,15 | 5150,94 | -0,649 | -0,499 |
| 330 | 0,72 | 13612,2 | -1,7151 | -0,9951 |
| 360 | 1,923 | 17169,8 | -2,1634 | -0,2404 |
| 370 | 5,402 | 16753,6 | -2,111 | 3,29105 |
| 390 | 3,42 | 13612,2 | -1,7151 | 1,70486 |
| 420 | 1,35 | 5150,94 | -0,649 | 0,70098 |
| 450 | 0,72 | -3434 | 0,43268 | 1,15268 |
| 480 | 0,45 | -8584,9 | 1,0817 | 1,5317 |
| 510 | 0,28 | -10178 | 1,28243 | 1,56243 |
| 540 | 0,15 | -10302 | 1,29805 | 1,44805 |
| 570 | 0,025 | -10178 | 1,28243 | 1,30743 |
| 600 | 0,018 | -8584,9 | 1,0817 | 1,0997 |
| 630 | 0,018 | -3434 | 0,43268 | 0,45068 |
| 660 | 0,018 | 5150,94 | -0,649 | -0,631 |
| 690 | 0,018 | 13612,2 | -1,7151 | -1,6971 |
| 720 | 0,018 | 17169,8 | -2,1634 | -2,1454 |

 Рисунок 6 – Построение кривых удельных сил Δ*p*г, *pj* и *p*

**Определение удельных и полных сил инерции**

Удельные силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс в зависимости от угла поворота кривошипа определяются по формуле, МПа

,

где *j* – ускорение поршня при значении угла поворота кривошипа (см. гр. 7 табл. 5).

Значения удельной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс занесены в гр. 4 сводной табл. 6.

Центробежная сила инерции вращающихся масс

.

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна

.

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа

.

**Определение удельных суммарных сил**

Удельная сила, сосредоточенная на оси поршневого пальца, определяется по формуле, МПа

.

Значения *p* для значений угла поворота кривошипа занесены в гр. 5 сводной табл. 6.

Удельная нормальная сила определяется по формуле, МПа

.

Значения tgβ, определенные при λ = 0,25, занесены в гр. 3, а значения *pN* для значений угла поворота кривошипа – в гр. 4сводной табл. 7.

Удельная сила, действующая вдоль шатуна, определяется по формуле, МПа

.

Значения 1/cosβ, определенные при λ = 0,25, занесены в гр. 5, а значения *pS* для значений угла поворота кривошипа – в гр. 6сводной табл. 7.

*Таблица 7*

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| φº | *p*, МПа | tgβ | *pN*, МПа |  | *pS*, МПа |  | *pK*, МПа |  | *pT*, МПа | *T*, кН | *M*кр.ц, Н·м |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| 0 | -2,1454 | 0 | 0 | 1 | -2,1454 | 1 | -2,1454 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 30 | -1,7301 | 0,126 | -0,21799 | 1,008 | -1,74394 | 0,803 | -1,38927 | 0,609 | -1,05363 | -5,1523 | -206,0902 |
| 60 | -0,664 | 0,22 | -0,14608 | 1,024 | -0,67994 | 0,309 | -0,20518 | 0,976 | -0,64806 | -3,169 | -126,7613 |
| 90 | 0,41768 | 0,256 | 0,106926 | 1,032 | 0,43105 | -0,256 | -0,10693 | 1 | 0,41768 | 2,04246 | 81,698208 |
| 120 | 1,0667 | 0,22 | 0,234674 | 1,024 | 1,0923 | -0,691 | -0,73709 | 0,756 | 0,806425 | 3,94342 | 157,73677 |
| 150 | 1,26743 | 0,126 | 0,159696 | 1,008 | 1,27884 | -0,929 | -1,17744 | 0,391 | 0,495565 | 2,42331 | 96,932539 |
| 180 | 1,28305 | 0 | 0 | 1 | 1,28305 | -1 | -1,28305 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 210 | 1,26743 | -0,126 | -0,1597 | 1,008 | 1,27884 | -0,929 | -1,17744 | -0,391 | -0,49557 | -2,4233 | -96,93254 |
| 240 | 1,0667 | -0,22 | -0,23467 | 1,024 | 1,0923 | -0,691 | -0,73709 | -0,756 | -0,80643 | -3,9434 | -157,7368 |
| 270 | 0,45268 | -0,256 | -0,11589 | 1,032 | 0,46717 | -0,256 | -0,11589 | -1 | -0,45268 | -2,2136 | -88,54421 |
| 300 | -0,499 | -0,22 | 0,10978 | 1,024 | -0,51098 | 0,309 | -0,15419 | -0,976 | 0,487024 | 2,38155 | 95,261894 |
| 330 | -0,9951 | -0,126 | 0,125383 | 1,008 | -1,00306 | 0,803 | -0,79907 | -0,609 | 0,606016 | 2,96342 | 118,53671 |
| 360 | -0,2404 | 0 | 0 | 1 | -0,2404 | 1 | -0,2404 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 370 | 3,29105 | 0,043 | 0,141515 | 1,001 | 3,29434 | 0,978 | 3,218647 | 0,215 | 0,707576 | 3,46005 | 138,40182 |
| 390 | 1,70486 | 0,126 | 0,214812 | 1,008 | 1,7185 | 0,803 | 1,369003 | 0,609 | 1,03826 | 5,07709 | 203,08361 |
| 420 | 0,70098 | 0,22 | 0,154216 | 1,024 | 0,7178 | 0,309 | 0,216603 | 0,976 | 0,684156 | 3,34553 | 133,82101 |
| 450 | 1,15268 | 0,256 | 0,295086 | 1,032 | 1,18957 | -0,256 | -0,29509 | 1 | 1,15268 | 5,63661 | 225,46421 |
| 480 | 1,5317 | 0,22 | 0,336974 | 1,024 | 1,56846 | -0,691 | -1,0584 | 0,756 | 1,157965 | 5,66245 | 226,49799 |
| 510 | 1,56243 | 0,126 | 0,196866 | 1,008 | 1,57649 | -0,929 | -1,4515 | 0,391 | 0,61091 | 2,98735 | 119,49402 |
| 540 | 1,44805 | 0 | 0 | 1 | 1,44805 | -1 | -1,44805 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 570 | 1,30743 | -0,126 | -0,16474 | 1,008 | 1,3192 | -0,929 | -1,2146 | -0,391 | -0,51121 | -2,4998 | -99,99172 |
| 600 | 1,0997 | -0,22 | -0,24193 | 1,024 | 1,12609 | -0,691 | -0,75989 | -0,756 | -0,83137 | -4,0654 | -162,6166 |
| 630 | 0,45068 | -0,256 | -0,11537 | 1,032 | 0,4651 | -0,256 | -0,11537 | -1 | -0,45068 | -2,2038 | -88,15301 |
| 660 | -0,631 | -0,22 | 0,13882 | 1,024 | -0,64614 | 0,309 | -0,19498 | -0,976 | 0,615856 | 3,01154 | 120,46143 |
| 690 | -1,6971 | -0,126 | 0,213835 | 1,008 | -1,71068 | 0,803 | -1,36277 | -0,609 | 1,033534 | 5,05398 | 202,15923 |
| 720 | -2,1454 | 0 | 0 | 1 | -2,1454 | 1 | -2,1454 | 0 | 0 | 0 | 0 |

Удельная сила, действующая по радиусу кривошипа, определяется по формуле, МПа

.

Значения cos(φ+β)/cosβ, определенные при λ = 0,25, занесены в гр. 7, а значения *pK* для значений угла поворота кривошипа – в гр. 8сводной табл. 7

.

Рисунок 7 – Графики = *f*(φ) и = *f*(φ)

Рисунок 8 – График = *f*(φ)

Рисунок 9 – График = *f*(φ)

Удельная и полная тангенциальные силы определяются по формулам, МПа

, МПа;

, кН.

Значения sin(φ+β)/cosβ, определенные при λ = 0,25, занесены в гр. 9, а значения *pT* и *T* для значений угла поворота кривошипа – в гр. 10 и гр. 11, соответственно,сводной табл. 7.

По данным табл. 3 построены графики изменения удельных сил *pS*, *pN*, *pK*, *pT* в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала φ (рис. 7-9).

**Определение крутящих моментов**

Крутящий момент одного цилиндра определяется по формуле, Н·м

.

Значения *M*кр.ц для значений угла поворота кривошипа занесены в гр. 12 сводной табл. 7.

Период изменения крутящего момента четырехтактного четырехцилиндрового (*i*=4) двигателя с равными интервалами между вспышками

º.

Суммирование значений крутящих моментов всех четырех цилиндров двигателя осуществлено табличным методом (табл. 8) через каждые 30º угла поворота коленчатого вала и по полученным данным построена

кривая *M*кр (рис. 10).

Рисунок 10 – График суммарного крутящего момента двигателя

*Таблица 8*

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| φº  | Цилиндры  | *M*кр, Н·м   |
| 1-й цилиндр   | 2-й цилиндр  |  3-й цилиндр | 4-й цилиндр   |
|   | φº | *M*кр.ц, Н·м | φº | *M*кр.ц, Н·м | φº | *M*кр.ц, Н·м | φº | *M*кр.ц, Н·м | *M*кр, Н·м |
| 0 | 0 | 0 | 180 | 0 | 360 | 0 | 540 | 0 | 0 |
| 30 | 30 | -206,0902 | 210 | -96,93254 | 390 | 203,08361 | 570 | -99,99172 | -199,9309 |
| 60 | 60 | -126,7613 | 240 | -157,7368 | 420 | 133,82101 | 600 | -162,6166 | -313,2937 |
| 90 | 90 | 81,698208 | 270 | -88,54421 | 450 | 225,46421 | 630 | -88,15301 | 130,4652 |
| 120 | 120 | 157,73677 | 300 | 95,261894 | 480 | 226,49799 | 660 | 120,46143 | 599,9581 |
| 150 | 150 | 96,932539 | 330 | 118,53671 | 510 | 119,49402 | 690 | 202,15923 | 537,1225 |
| 180 | 180 | 0 | 360 | 0 | 540 | 0 | 720 | 0 | 0 |

**4 Расчет основных деталей и систем двигателя**

**4.1 Расчет поршневой группы**

Наиболее напряженным элементом поршневой группы является поршень, воспринимающий высокие газовые, инерционные и тепловые нагрузки, поэтому при его изготовлении к материалу предъявляют повышенные требования. Поршни автомобильных и тракторных двигателей изготовляют в основном из алюминиевых сплавов и реже из чугуна. Чертеж поршня со всеми размерами представлен на первом листе графической части.

Поверочный расчёт элементов поршня осуществляется без учета переменных нагрузок, величина которых учитывается при установлении соответствующих допускаемых напряжений. Рассчитывают днище, стенку головки, верхнюю кольцевую перемычку, опорную поверхность и юбку поршня.

Днище поршня рассчитывается на изгиб от действия максимальных газовых усилий  как равномерно нагруженная круглая плита, свободно опирающаяся на цилиндр. Для карбюраторных двигателей наибольшее давление газов достигается при работе на режиме максимального крутящего момента.

Напряжение изгиба (МПа) в днище поршня:



Напряжение среза кольцевой перемычки (МПА):



Максимальные удельные давления (МПа) юбки поршня и всей высоты H поршня на стенку цилиндра:





Среднее давление (МПа) кольца на стенку цилиндра:



Газовая расчетная сила (МН), действующая на поршневой палец:



Удельное давление пальца (МПа) на втулку поршневой головки шатуна:



Удельное давление пальца (МПа) на бобышки:



**4.2 Расчет элементов системы питания**

**4.2.1 Расчет диффузора**

Теоретическую скорость воздуха при n=5400 об/мин принимаем равной .

Разрежение в диффузоре при определяется по формуле:



Действительная скорость воздуха в диффузоре:



Действительный секундный расход воздуха через диффузор:



Диаметр диффузора:



**4.2.2 Расчет главного жиклера**

Теоретическая скорость топлива при истечении из главного жиклера:



Действительная скорость топлива при истечении из главного жиклера:



Действительный расход топлива двигателем при n=5400 об/мин по данным теплового расчета составляет 16,658 кг/ч. Так как топливо подается через два жиклера – главный и компенсационный, необходимо так подобрать их размеры, чтобы они обеспечивали выбранную в тепловом расчете зависимость  от частоты вращения. Предварительно принимаем расход топлива через главный жиклер , через компенсационный - 

Диаметр главного жиклера:

****

**5 Требования по обеспечению эксплуатационной безопасности и экологичности ДВС**

**5.1 Требования по эксплуатации ДВС**

Не так уж и давно многократный ремонт двигателя с заменой многих его узлов и агрегатов на протяжении срока эксплуатации автомобиля был нормой жизни. Эти времена безвозвратно проходят. Сегодня потребитель предпочитает автомобили, требующие минимального объема техобслуживания и тем более ремонта за весь срок его службы. Однако практика показывает, что далеко не у всех автомобилей двигатель способен работать так надежно и долго, чтобы "умереть" одновременно с кузовом, коробкой передач, ходовой частью. Напротив, именно двигатель начинает страдать старческой немощью намного раньше многих других узлов автомобиля. И на то есть свои серьезные причины, в которых мы решили разобраться.

Действительно, для некоторых автомобилей, в первую очередь отечественных, долговечность двигателя - достаточно серьезная проблема. Причем тесно связанная с надежностью. Поскольку ускоренный износ, дефекты и поломки, в результате которых требуется выполнить тот или иной вид ремонта, - все это показатель и невысокой надежности. К сожалению, пока подобные проблемы решаются скорее потребителем, нежели отечественными производителями автомобилей. Хотя конкуренция с иностранной техникой на внутреннем рынке постепенно делает свое дело, заставляя и наши заводы уходить от старых архаичных конструкций, технологий и подтягиваться к новым, обеспечивающим более надежную и долговечную работу двигателя.

Однако будем справедливы, даже сравнительно надежные иностранные моторы не всегда оказываются на высоте: известно немало случаев досрочного выхода из строя двигателей самых именитых марок. В то же время известны случаи, когда наши образцы техники показывают завидные чудеса долговечности. Причина? Очевидно, в особенностях эксплуатации автомобиля. Но грамотная эксплуатация - не эликсир долголетия, - срок службы двигателя зависит от его "наследственности" в не меньшей степени.

Одним словом, на продление срока жизни двигателя "работает" весь комплекс, в том числе его конструкция, технология производства и использованные материалы. При определенных условиях особенности конструкции двигателя могут стать решающим фактором, влияющим на его ресурс. К примеру, незначительные нарушения в работе систем смазки, охлаждения, питания или зажигания для одних двигателей практически безболезненны, а для других - критичны или просто опасны. И все же следует особо отметить, что эксплуатация оказывает наибольшее влияние на надежность и долговечность двигателя, в значительной мере изменяя заявленный производителем ресурс.

Сформулировать основные правила, выполнение которых обеспечивает максимальный ресурс двигателя, несложно. Тем более что они приводятся во всех инструкциях по эксплуатации: необходимо применять высококачественное топливо, смазочные материалы и рабочие жидкости, следя за их чистотой и хорошей фильтрацией, следует избегать нештатных режимов работы двигателя, своевременно и квалифицированно выполнять техобслуживание. В реальной жизни все намного сложнее - всегда найдется масса причин, во много раз снижающих срок службы двигателя.

Низкооктановый бензин, как известно, - главная причина детонации и, как следствие, поломки поршней, поршневых колец и даже прогаров стенок камеры сгорания. Даже если поломки не произошло, ударные нагрузки все равно свое дело делают - к примеру, разбивают канавки под кольца на поршнях. После чего ресурс цилиндропоршневой группы заметно снижается. В той же реальной жизни топливо может иметь повышенное содержание различных химических соединений и воды, что способствует коррозии и преждевременному износу деталей.

С маслом связано еще больше неприятностей. Проблемы начинаются, как правило, от мелочности, желания сэкономить и залить то масло, что подешевле. Двигатели старых конструкций подобное, скорее всего, переживут, хотя и не без ущерба для своей долговечности. Зато новые, особенно с наддувом - вряд ли. Еще одна очевидная ошибка - масло не по сезону. Например, не заменили вовремя летнее масло, и при запуске в холодную погоду оно поступит к подшипникам двигателя лишь через несколько десятков секунд. Что при этом будет с подшипниками турбокомпрессора, можно только догадываться. А в жару малая вязкость масла - это недостаточная толщина и низкая прочность масляной пленки, ускоренный износ и задиры многих деталей двигателя.

Вообще любое нарушение работы системы смазки или охлаждения двигателя имеет свой эквивалент - снижение ресурса двигателя на несколько сотен, а то и тысяч километров. Хорошая фильтрация всего потребляемого двигателем: топлива, масла, воздуха - еще одно важное слагаемое высокого ресурса. Загрязненный масляный фильтр, как известно, масло не очищает - оно проходит мимо фильтроэлемента через перепускной клапан. Воздушный и топливный фильтры при их загрязнении абразив в двигатель не пропускают, но их гидравлическое сопротивление возрастает, и мощность двигателя падает. В один момент фильтроэлемент может не выдержать и разорваться, причем водитель этого, скорее всего, не заметит. Эти ситуации приведут к одному и тому же результату - абразивному износу деталей, что для двигателя наиболее губительно.

Конечно, производители стараются застраховать свою технику от разных нештатных ситуаций. Но всех особенностей эксплуатации даже они предугадать не в силах. Пуск и прогрев двигателя при низкой температуре, когда нарушены условия смазки не только подшипников, но и цилиндропоршневой группы (обогащенная топливовоздушная смесь смывает масло со стенок цилиндров), никак не прибавляют ему долговечности. Плохо отразятся на двигателе и короткие поездки с длительными остановками - подобные режимы ухудшают свойства масла и ведут к отложениям на стенках каналов различных соединений. Негативно влияет и длительная зимняя стоянка автомобиля - без специальных защитных мер стенки цилиндров коррозируют, после чего износ деталей резко ускоряется. Кстати, указанные причины снижения ресурса вполне закономерны. В технике подавляющее число отказов происходит именно при пуске и остановке механизмов и устройств (вспомните, к примеру, когда обычно перегорает электрическая лампочка).

В целом же можно отметить, что двигатель, как и любой другой агрегат автомобиля, "не любит" бездействия, которое не только не прибавляет ему ресурса, как ошибочно полагают некоторые, а, напротив, снижает его долговечность, ведет к возникновению различных дефектов и неисправностей. Особо следует сказать о влиянии стиля езды. Оптимальной можно считать работу двигателя на средних частотах вращения и нагрузках. Большие нагрузки на низких оборотах могут вызвать повышенный износ деталей из-за недостатка смазки (у некоторых двигателей на таких режимах недостаточна производительность масляного насоса), а эксплуатация на высоких частотах вращения - это высокие нагрузки на детали, вызывающие повышенное трение и износ. Причем последний фактор способен снизить долговечность очень значительно: у двигателя обычного автомобиля ресурс измеряется тысячами часов, а у гоночного двигателя, работающего на самых высоких частотах вращения и нагрузках, - всего несколькими часами. Несвоевременное и неквалифицированное обслуживание и ремонт двигателя - еще один вклад в снижение его долговечности.

И, наконец, практика показала, что сокращение сроков замены масла и фильтра по сравнению с рекомендованным производителями, особенно, в тяжелых дорожных условиях, вместе с использованием высококачественных сортов масел и масляных фильтров может повысить ресурс некоторых двигателей (в частности, отечественных) на 30-50% и даже более.

**5.2 Экологичность ДВС**

Классическому поршневому двигателю внутреннего сгорания (ДВС), несмотря на все его недостатки, по-прежнему нет серьезной альтернативы. Куда бы не устремлялись в создании более привлекательных силовых установок для автомобилей лучшие умы человечества, все их усилия разбиваются об айсберг экономической целесообразности.

Экологические проблемы, связанные с автотранспортом, давно уже стали не только темой научных дискуссий, но и злободневным предметом практики, поскольку вредные вещества, содержащиеся в отработавших газах автомобильных двигателей, наносят огромный ущерб здоровью людей и окружающей среде.
Проблемы эти постепенно решаются, хотя не так быстро, как хотелось бы. В частности, специалистам удалось решить базовую задачу – они нашли способы количественной оценки вредных веществ в отработавших газах и показатель, с помощью которого такую оценку можно сделать. Это удельный массовый выброс таких веществ. Более того, сейчас выбросы отдельных компонентов с точки зрения их вредности приводят к одному условному, веществу (СО).
Наибольшую опасность для окружающей среды представляют собой соединения свинца: приведенный удельный выброс вредных компонентов отработавших газов двигателя, работающего на неэтилированном бензине, почти в 5 раз меньше, чем при использовании этилированного с максимальным содержанием тетраэтилсвинца бензина. На втором месте стоят оксиды азота и твердые частицы, причем в суммарной токсичности дизелей их доля превышает 95%(высокая агрессивность твердых частиц объясняется тем, что сажа адсорбирует тяжелые канцерогенные углеводороды).
Если сравнить дизель и бензиновый двигатель, то при использовании неэтилированного бензина бензиновый двигатель почти в 2 раза безопаснее дизеля. Правда, если учесть, что эффективный КПД дизелей в 1,4 раза выше, чем бензиновых двигателей, то соотношение ущербов в расчете на единицу работы уменьшится до 1,35.

Вывод очевиден: чтобы улучшить экологические показатели бензиновых двигателей, необходимо решить три задачи: отказаться от применения этилированных бензинов; уменьшать выделение оксидов азота и твердых частиц. Применительно к дизелю – это две последние задачи. Решаются перечисленные задачи, как известно, через законодательное нормирование (ограничение) выбросов основных вредных веществ. Причем нормы в разных государствах (и даже в отдельных их частях, например, в штатах США, Москве, и т.д.) разные. В частности, общероссийские нормы значительно мягче европейских.

Первые шаги по ограничению количества вредных веществ в отработавших газах были сделаны в Соединенных Штатах, где проблема загазованности в крупных городах стала наиболее актуальной после Второй мировой войны. В конце 60-х годов, когда мегаполисы Америки и Японии стали задыхаться от смога, инициативу взяли на себя правительственные комиссии этих стран. Законодательные акты об обязательном снижении уровня токсичных выхлопов новых автомобилей заставили производителей заняться усовершенствованием двигателей и разработкой систем нейтрализации.

В 1970 году в Соединенных Штатах был принят закон, в соответствие с которым уровень токсичных компонентов в отработавших газах автомобилей 1975 модельного года должен был быть меньше, чем у машин 1960 года выпуска: СН – на 87%, СО – на 82% и NОх – на 24%. Аналогичные требования были узаконены в Японии и в Европе.

Разработкой общеевропейских правил, предписаний и стандартов в области экологии автомобильной техники занимается действующий в рамках Европейской экономической комиссии ООН (EЭK ООН) Комитет по внутреннему транспорту. Выпускаемыеим документы получили название Правил ЕЭК ООН и обязательны для стран-участников Женевского соглашения 1958 года, к которому присоединилась и Россия.

Согласно этим правилам допустимые выбросы вредных веществ с 1993 году были ограничены: по оксиду углерода с 15 г/км в 1991 году до 2.2 г/км в 1996 году, а по сумме углеводородов и оксидов азота с 5.1 г/км в 1991 году до 0.5 г/км в 1996 году. В 2000 году введены еще более строгие нормы (рис. 1.2). Резкое ужесточение норм предусмотрено также и для дизелей грузовых автомобилей (рис. 1.3).

Нормы, введенные для автомобилей в 1993 году, получили название EBPO-I, в 1996 – ЕВРО-II, в 2000 – ЕВРО-III. Введение таких норм вывело европейские правила на уровень стандартов США.

Одновременно с количественным ужесточением норм происходит и их качественное изменение. Вместо ограничений по дымности введено нормирование твердых частиц, на поверхности которых адсорбируются опасные для здоровья человека ароматические углеводороды, в частности бензапирен.

Нормирование выброса твердых частиц ограничивает их количество в значительно больших пределах, чем при ограничении дымности, которая позволяет оценивать только такое количество твердых частиц, которое делает отработавшие газы видимыми.

Для того чтобы ограничить выброс токсичных углеводородов, вводятся нормы на содержание в отработавших газах безметановой группы углеводородов. Намечается введение ограничений на выброс формальдегида. Предусмотрено ограничение испарений топлива из системы питания автомобилей с бензиновыми двигателями.

Как в США, так и в Правилах ЕЭК ООН регламентируются пробеги автомобилей (80 тыс. и 160 тыс. км), на протяжении которых они должны соответствовать установленным нормам по токсичности.

В России стандарты, ограничивающие выброс вредных веществ автотранспортными средствами, начали вводиться в 70-е годы: ГОСТ 21393-75 “Автомобили с дизелями. Дымность отработавших газов. Нормы и методы измерений. Требования безопасности” и ГОСТ 17.2.1.02-76 “Охрана природы. Атмосфера. Выбросы двигателей автомобилей, тракторов, самоходных сельскохозяйственных и строительно-дорожных машин. Термины и определения”.

В восьмидесятых годах был принят ГОСТ 17.2.2.03-87 “Охрана природы. Атмосфера. Нормы и методы измерений содержания окиси углерода и углеводородов в отработавших газах автомобилей с бензиновыми двигателями. Требования безопасности” и ГОСТ 17.2.2.01-84 “Охрана природы. Атмосфера. Дизели автомобильные. Дымность отработавших газов. Нормы и методы измерений”.

Нормы, в соответствии с ростом парка и ориентацией на аналогичные Правила ЕЭК ООН, постепенно ужесточались. Однако уже с начала 90-х годов российские стандарты по жесткости начали существенно уступать нормам, введенным ЕЭК ООН.

Причины отставания – неподготовленность инфраструктуры эксплуатации автотракторной техники. Для профилактики, ремонта и технического обслуживания автомобилей, оснащенных электроникой и системами нейтрализации, требуется развитая сеть станций технического обслуживания с квалифицированным персоналом, современным ремонтным оборудованием и измерительной аппаратурой, в том числе и на местах.

Действует ГОСТ 2084-77, предусматривающий выпуск в России бензинов, содержащих тетраэтилэтилен свинца. Транспортировка и хранение топлива не гарантируют от попадания в неэтилированный бензин остатков этилированного. Нет условий, при которых владельцы автомобилей с системами нейтрализации были бы гарантированы от заправки бензином с присадками свинца.

Тем не менее работа по ужесточению экологических требований ведется. Постановлением Госстандарта РФ от 1 апреля 1998 года № 19 утверждены “Правила по проведению работ в системе сертификации механических транспортных средств и прицепов”, которые определяют временный порядок применения в России Правил ЕЭК ООН № 834 и № 495.

С 1 января 1999 года введен ГОСТ Р 51105.97 “Топлива для двигателей внутреннего сгорания. Неэтилированный бензин. Технические условия”. В мае 1999 года Госстандарт принял постановление о введении в действие государственных стандартов, ограничивающих выделение загрязняющих веществ автомобилями. Стандарты содержат аутентичный текст с Правилами № 49 и № 83 ЕЭК ООН и вводятся в действие с 1 июля 2000 г. В том же году был принят стандарт ГОСТ Р 51832-2001 “Двигатели внутреннего сгорания с принудительным зажиганием, работающие на бензине, и автотранспортные средства полной массой более 3.5 т, оснащенные этими двигателями. Выбросы вредных веществ. Технические требования и методы испытаний”. С первого января 2004 года вступил в силу ГОСТ Р 52033-2003 “Автомобили с бензиновыми двигателями. Выбросы загрязняющих веществ с отработавшими газами. Нормы и методы контроля при оценке технического состояния”.

Для выполнения все более ужесточающихся норм по выбросу загрязняющих веществ производители автотракторной техники проводят совершенствование систем питания и зажигания, применение альтернативных топлив, нейтрализацию отработавших газов, разработку комбинированных силовых установок.

**Заключение**

В ходе данного курсового проекта были проведены тепловой расчет, расчет поршневой группы, расчет элементов системы питания, расчет кинематики и динамики двигателя автомобиля ВАЗ 2106. На основании этих расчетов были построены диаграммы и графики, характеризующие работу данного двигателя и действующих на шатунно-поршневую группу сил и моментов при номинальном режиме работы. Также была дана сравнительная характеристика технических параметров двигателя и параметров, полученных в результате проведенных расчетов

**Список использованных источников**

1. Расчет автомобильных и тракторных двигателей./ A. И. Колчин, В. П. Демидов. – М.: Высш. Шк., 2002. – 496с.: ил.

2. Автомобильные двигатели. /Архангельский С.А. Вухарт М.М., Воинов А.Н. и др. Под ред. М.С. Ховаха - Изд: Машиностроение, 1977. - 590с.

3. Автомобильные и тракторные двигатели /Ленин И.М., Попык К.Г., Малашкин О.М. и др. Под ред. И.М. Ленина М.: Высшая школа, 1969,-653с.

4. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей /Вырубов Д.П., Иващенко Н.А., ИвинВ.И. и др. Под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова М.:Машиностроение, 1983,- 372 с.

5. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 2000. – 400 с.

6. Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания. /Под ред. Н.Х. Дьяченко. – М.: Машиностроение, 1979. – 392 с.

7. Конструкция и расчет автотракторных двигателей. /Вихерт М.М., Доброгаев Р.П., Лихов М.И. и др. Под ред. Степанова Ю.А. - М.: Машиностроение, 1964. - 546с.