Министерство образования Республики Беларусь

Белорусская государственная политехническая академия

Автотракторный факультет

Кафедра "Двигатели внутреннего сгорания"

гр. 301316 / 139

# Тракторный дизель

Пояснительная записка к курсовому проекту по дисциплине "Проектирование систем двигателей внутреннего сгорания"

Исполнитель Раскоша Д.А.

Руководитель Русецкий И.К.

Минск 2002

# СОДЕРЖАНИЕ

1. Введение
2. Расчет рабочего цикла двигателя
3. Расчет динамики двигателя
4. Расчет деталей кривошипно-шатунного механизма
5. Расчет деталей газораспределительного механизма
6. Расчет системы питания
7. Расчет системы смазывания
8. Расчет системы охлаждения
9. Расчет системы пуска
10. Заключение
11. Литература
12. **ВВЕДЕНИЕ**

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) широко применяются во всех областях народного хозяйства и являются практически единственным источником энергии в автомобилях.

Первый поршневой ДВС был создан французским инженером Ленуаром. Этот двигатель работал по двухтактному циклу, имел золотниковое газораспределение, посторонний источник зажигания и потреблял в качестве топлива светильный газ.

Двигатель Ленуара представлял собой крайне несовершенную топливную установку, неконкурентоспособную даже с паровыми машинами того времени.

В 1870 г. немецким механиком Н.Отто был создан четырехтактный газовый двигатель, работавший по предложенному французским инженером Бо де Рошем циклом со сгоранием топлива при постоянном объеме. Этот двигатель и явился прообразом современных карбюраторных двигатель.

Бензиновый двигатель транспортного типа впервые в практике мирового двигателестроения был предложен русским инженером И.С. Костовичем. В двигателе было использовано электрическое зажигание.

В 90-х годах XIX века началось развитие дизелей. Немецким инженером Р.Дизелем был разработан рабочий цикл двигателя, а в 1897 г. Р.Дизель построил первый образец работоспособного стационарного компрессорного двигателя. Но он не получил широкого распространения из-за конструктивного несовершенства. Внеся ряд изменений в конструкцию двигателя Р.Дизеля, русские инженеры создали образцы двигателей, получивших признание в России и за рубежом.

Первые образцы бескомпрессорных дизелей были разработаны русским инженером Г.В.Тринклером и построены в России. Особое внимание привлекала конструкция бескомпрессорного дизеля для трактора, разработанная русским изобретателем Я.В.Маминым.

Дальнейшее развитие двигателестроения сопровождается непрерывным интенсивным улучшением их технико-экономических показателей, увеличением моторесурса и снижением их металлоемкости.

1. **ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ**
   1. **Определение параметров конца впуска**

Давление газов в цилиндре:



где *Р*0 – давление окружающей среды, МПа

*Р*0 = 0,1 МПа [2, стр. 96];

- действительная степень сжатия

= 16 [по заданию];

- коэффициент наполнения

 = 0,85 [1, стр. 8];

*Т*0 – температура окружающей среды, К

*Т*0 = 293 К [2, стр. 96];

∆ t – величина подогрева свежего заряда, К

∆ t = 20 К [2, стр. 97];

*Р*r – давление остаточных газов, МПа

*Р*r = 1,05*Р*0 [2, стр. 43]

*Р*r = 1,05 · 0,1 = 0,105 МПа.



Коэффициент остаточных газов:



где - температура остаточных газов, К

= 750 К [1, стр. 7]



Температура газов в цилиндре:





* 1. **Определение параметров конца сжатия**

Давление газов в цилиндре:



где *n*1 – показатель политропы сжатия

*n*1 = 1,37 [1, стр. 9].



Температура газов в цилиндре:





* 1. **Определение параметров конца сгорания**

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива:



где gc, gн, g0 – элементарный состав топлива в долях кг, соответственно углерода, водорода и кислорода.

gc = 0,86; gн = 0,13; g0 = 0,01 [1, стр. 7]



Количество свежего заряда в цилиндре двигателя (на 1 кг топлива):



где - коэффициент избытка воздуха

= 1,55 [по заданию]



Количество продуктов сгорания:





Химический коэффициент молекулярного изменения:



.

Действительный коэффициент молекулярного изменения:



.

Средняя мольная теплоемкость свежего заряда:





Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания:



.

Температура в конце сгорания:



где - коэффициент использования теплоты

= 0,75 [1, стр. 10];

*h*u – низшая теплота сгорания топлива

*h*u = 42500 кДж / кг [1, стр. 14];

*λ* – степень повышения давления

*λ* = 1,6 [1, стр. 11].



Из последнего уравнения определяем *Т*z:



Давление в конце сгорания:





Степень предварительного расширения:





Степень последующего расширения:





* 1. **Определение параметров конца расширения**

Давление в конце расширения:



где *n*2 – показатель политропы расширения

*n*2 = 1,25 [1, стр. 10]



Температура в конце расширения:





Проверка ранее принятой температуры остаточных газов:





Относительная ошибка составляет:



что допустимо.

* 1. **Определение параметров, характеризующих цикл в целом**

Среднее индикаторное давление теоретической диаграммы:





Действительное среднее индикаторное давление:



где *φ* – коэффициент полноты индикаторной диаграммы

*φ* = 0,95 [1, стр. 11]

*Pi* = 0,95 · 0,912 = 0,866 *Мпа*

Индикаторный КПД:



где *lo* – теоретическая масса воздуха, необходимая для сгорания 1 кг топлива:



;

*ρk* – плотность заряда на впуске:



где *Rb* – удельная газовая постоянная воздуха

*Rb* = 287 Дж / (кг град) [2, стр. 45]





Удельный индикаторный расход топлива:





* 1. **Определение параметров, характеризующих двигатель в целом**

Среднее эффективное давление:



где *ηм*– механический КПД

*ηм* = 0,75 [1, стр. 11]



Удельный эффективный расход топлива:





Эффективный КПД:





**2.7. Определение основных размеров двигателя**

Рабочий объем (литраж) двигателя:



где τ – тактность двигателя, τ = 4;

*Ne* – эффективная мощность

*Ne* = 46 кВт [по заданию]

n – частота вращения коленчатого вала,

n = 1700 об/мин [по заданию]



Рабочий объем одного цилиндра:



где *i* – число цилиндров



Диаметр цилиндра:



где S/D – отношение хода поршня к диаметру цилиндра

S/D = 1,1 [по заданию]



Принимаем D = 110 мм

Ход поршня:



Принимаем S = 125 мм

Действительный литраж двигателя:





Мощность, развиваемая при принятых размерах:





Литровая мощность:



.

Принимаем: D = 110 мм; S = 125 мм

Действительный литраж двигателя:



Мощность:



Литровая мощность:



Часовой расход топлива:



Средняя скорость поршня:



Часовой расход топлива:





Средняя скорость поршня:





**2.8. Построение индикаторной диаграммы**

Масштабы диаграммы:

Масштаб хода поршня *Мs* = 1:1 (мм в мм)

Масштаб давлений *Мр* = 0,04:1 (МПа в мм)

Приведенные величины рабочего объема цилиндра и объема камеры сгорания соответственно:

*АВ* = *S / Ms*; *AB* = 125 / 1 = 125 мм;





Максимальная высота диаграммы (точки Z' и Z'') и положение точки Z'' по оси абсцисс:



Z'Z'' = OA·(ρ – 1)

Z'Z'' = 8,3(1,5 – 1) = 4,15 *мм*

Ординаты характерных точек:











Построение политроп сжатия и расширения проводится графическим методом:

а) для луча ОК принимаем угол α = 15º;

б) *tg β1 = (1 + tg α)n1 – 1*;

*tg β2 = (1 + tg α)n2 – 1*;

*tg β1 = (1 + tg 15)1,25 – 1 = 0,345*

*β1 = 19º*;

*tg β2 = (1 + tg 15)1,37 – 1 = 0,384*

*β2 = 21º*.

в) используя лучи ОМ и ОК строим политропу сжатия, начиная с точки С;

г) используя лучи ОN и ОК строим политропу расширения, начиная с точки Z''.

Скругление индикаторной диаграммы производим с учетом предварения открытия выпускного клапана и угла опережения впрыска топлива.

Для двигателя Д – 244

Угол опережения открытия выпускного клапана γ = 56 º

Угол опережения впрыска топлива θ = 17 º

Получаем точки b' и d'.

Величина отрезка О'O'1:



где *L* – длина шатуна

*L* = 230 мм [1, стр. 31]



Положение точки *С''* определяется из выражения:







Точка Z лежит на линии Z'Z'' ориентировочно вблизи точки Z''

Точка b'' находится на середине расстояния ba.

Проводим плавные кривые d'c'' изменения линии сжатия в связи с опережением впрыска и b'b'' изменения линии расширения в связи с предварением открытия выпускного клапана.

Проводим линии впуска и выпуска.

В результате указанных построений получаем действительную индикаторную диаграмму r a' a d' c'' z b' b'' r.

Пользуясь построенной индикаторной диаграммой, учитывая масштаб *Mp* заполняем таблицу 1 (см. стр. ).

1. **ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ**
   1. **Определение величины безразмерного параметра К.Ш.М.**

Величина λ вычисляется по формуле:



где *ι* – длина радиуса кривошипа

*ι* = 0,0625 м [1, стр. 31]

*L* – длина шатуна

*L* = 0,230 м [1, стр. 31]



Принимаем *λ* = 1 / 3,6.

3.2. Вычисление и построение графика силы давления газов на поршень

Величины сил давления газов на поршень определяем графическим способом. Для этого используем построенную индикаторную диаграмму, которая может служить графиком газовой силы, если ось абсцисс сместить вверх на величину Р0 и вычислить масштаб газовой силы по формуле:

,

где *Мр*– масштаб давлений, принятых при построении индикаторной диаграммы.

*Мр* = 0,04 МПа / мм;

*Fp* – площадь поперечного сечения цилиндра,

*Fp* = πD2/4,





Остается только построить этот график из координаты S в координату по α град. Перестроение индикаторной диаграммы в развернутую по углу поворота коленчатого вала осуществляем по методу Брикса. Для этого под индикаторной диаграммой на горизонтальном участке АВ, равном по длине ходу поршня S, в масштабе *Ms* описывается полуокружность с центром в середине отрезка АВ (точка О'). От центра О' на горизонтальном диаметре АВ в том же масштабе *Ms* откладывается вправо отрезок О'O'1 (поправка Брикса), равный по величине



Полуокружность разбивается на равные части через 30 º. Для определения пути, пройденного поршнем при повороте кривошипа на угол α, через точку О'1 проводится под углом α к горизонтали луч до пересечения ею с полуокружностью. Из этих точек проводят вертикальные линии до пересечения с линиями индикаторной диаграммы и полученные величины давлений откладывают на вертикали соответствующих углов α. Развертку индикаторной диаграммы начинают с ВМТ в процессе хода впуска. Далее соединяют полученные точки плавной кривой (в координатах Р – α) и получают развернутую индикаторную диаграмму с масштабом *Mр*, а если полученные ординаты умножить на масштаб *Mрг*, то имеем график газовых сил. Пользуясь этим графиком, учитывая масштаб *Mрг*, заполняется таблица 1.

**3.3. Определение масс деталей поршневой и шатунной групп**

Для вычисления силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс и центробежной силы инерции вращающейся части массы шатуна необходимо знать массы деталей поршневой (mп) и шатунной (mш) групп.

Масса поршневой группы:



где *m'п* – удельная масса поршня,

Для поршня из алюминиевого сплава принято *m'п* = 250 кг/м2 [1, стр. 35]



Масса шатуна:

,

где *m'ш* – удельная масса шатуна,

*m'ш* = 350 кг/м2 [1, стр. 35]



Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:





Масса шатуна, сосредоточенного на оси шатунной шейки кривошипа:





Масса кривошипно-шатунного механизма, совершающая возвратно-поступательное движение:





**3.4. Вычисление сил инерции КШМ**

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс КШМ вычисляется по формуле:



где *ω* – угловая скорость, вычисляется:





для α = 30 º



Значение тригонометрического многочлена (cosα + λcos2α) выбирается из таблицы 2.4 [1, стр. 36]

Результаты расчета силы инерции для всех значений α сведены в табл. 1. Используя ее строится график силы инерции *Pj*, в масштабе *Мрг*.

3.5. Вычисление и построение графика суммарной силы, действующей вдоль оси цилиндра

Суммарная сила *РΣ*, действующая на поршневой палец по направлению оси цилиндра, вычисляется алгебраическим сложением газовой силы *Рг* и силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс *Рj*. При исчислении величины силы *РΣ* для различных значений угла пользуются данными табл. 1.

Результаты вычислений сведены в табл. 1 с помощью которой строится график силы *РΣ = f(α)* на той же координатной сетке и в том же масштабе *Мрг*, что и графики сил *Рг* и *Рj*.

3.6. Вычисление и построение графика суммарной тангенциальной силы

Суммарная тангенциальная сила *ТΣ* действующая на шатунную шейку кривошипа и создающая на валу двигателя крутящий момент, вычисляется по формуле:



Значения тригонометрического многочлена, входящего в формулу, для различных значений α выбираем из таблицы 2.5 [1, стр. 38]

Для α = 30 º



Значение силы *РΣ* (с учетом знака) берутся из табл.1.

Результаты вычислений силы *ТΣ* заносятся в табл. 1. По этим данным на новой координатной сетке строится график суммарной тангенциальной силы

*ТΣ* = *f(α).*

Масштабы графика *ТΣ* = *f(α)*:

Масштаб силы *Мрг =* 379,9 *н/мм*

Масштаб угла поворота кривошипа *Мα =* 2,5 *град/мм*

* 1. **Вычисление и построение графика суммарной нормальной силы**

Суммарная нормальная сила *КΣ*, действующая на шатунную шейку кривошипа по направлению его радиуса определяется по формуле:



Значение тригонометрического многочлена, входящего в расчетную формулу, для различных значений α выбирается по таблице 2.6 [1, стр. 22]

Для α = 30 º



Результаты вычислений силы *КΣ* заносятся в таблицу 1. По этим данным строится график суммарной нормальной силы *КΣ* на той же координатной сетке и в том же масштабе, что и график суммарной тангенциальной силы *ТΣ*.

* 1. Построение графика крутящего момента двигателя. Определение среднего эффективного момента

График суммарной тангенциальной силы является одновременно и графиком индикаторного крутящего момента одного цилиндра двигателя *Мкр = = f(α),* но в масштабе:

;



Период изменения крутящего момента дизеля с равными интервалами между вспышками:



где і – число цилиндров (і = 4).

 º.

График строится следующим образом:

График силы *ТΣ* делится по длине на 4 части, которые переносятся в прямоугольные координаты *Мкр – α* на угловом интервале *θ* и выполняют их сложение с учетом знаков ординат.

Масштабы графика:

Масштаб момента *Мм* = 10 *Нм/мм;*

Масштаб угла поворота *Мα*= 1 *град/мм.*

Чтобы определить величину среднего индикаторного крутящего момента двигателя *ΣМкр ср*. планеметрированием определяем величину площади *F* графика *ΣМкр*, делим на длину графика *θ* (в мм) и результат умножаем на масштаб, т.е.:



где *F* – площадь, заключенная под кривой *Мкр*

*F* = 6000 мм2;

*L* – длина графика,

*L* = 180 мм



Эффективный крутящий момент двигателя:





Эффективный момент по данным теплового расчета:





Ошибка расчета составляет:



что допустимо [1, стр. 45]

* 1. Построение полярной диаграммы сил, действующих на шатунную шейку

Результирующая сила *Rшш*, нагружающая шатунную шейку кривошипа, определяется как геометрическая сумма сил *ТΣ*, *КΣ* и *Кιш*







Т.к. геометрическая сумма сил *ТΣ* и *КΣ* равна силе *SΣ*, действующей вдоль оси шатуна, то выражение для силы *Rшш* можно записать в виде:

**

Поскольку сила *Кιш*при n = const постоянна по величине и всегда направлена по радиусу кривошипа, построение полярной диаграммы силы *Rшш* начинают с построения полярной диаграммы сил *SΣ*. Оно сводится к графическому сложению векторов сил *КΣ* и *ТΣ* в прямоугольных координатах *КΣ – ТΣ*. Причем за положительное направление оси *КΣ* берется направление вниз от начала координат, а оси *ТΣ* – вправо. Полученные точки соединяются плавной непрерывной линией.

Далее из точки "0" отлаживается вниз по оси величина вектора силы *Кιш* и получается, таким образом, новый полюс *Ош*. Относительного этого полюса построенная кривая представляет собой полярную диаграмму результирующих сил *Rшш*, действующих на шатунную шейку, ориентированного относительно неподвижного кривошипа, фиксированного в ВМТ.

При построении полярной диаграммы пользуются масштабом:

*МТ* = 408 Н/мм

1. **РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА**

**4.1. Расчет деталей поршневой группы**

Поршневая группа двигателя включает поршень, поршневой палец, поршневые кольца и детали крепления пальца (стопорные кольца, грибки).

**4.1.1. Расчет поршня**

Исходные данные:

* Диаметр цилиндра D = 110 мм;
* Максимальное давление сгорания Рzmax = 6,57 МПа;
* Максимальная нормальная сила Nmax = 2881 Н;
* Масса поршневой группы mпг = 2,38 кг;
* Максимальная частота вращения холостого хода nmax = 1850 мин-1;
* Высота поршня Н = 125 мм;
* Высота юбки поршня hю = 72 мм;
* Радиальная толщина кольца t = 5,0 мм;
* Радиальный зазор кольца в канавке ∆t = 0,75 мм;
* Высота верхней межкольцевой перемычки hп = 5,05 мм;
* Число масляных каналов nм = 10;
* Диаметр масляных каналов d = 2,5 мм.

Материал поршня – алюминиевый сплав,

;

Материал гильзы – чугун специальный,

.

Рис.4. Расчетная схема поршня.

Определяем площадь сечения А – А.

;



где 





Максимальная сжимающая сила:



Напряжение сжатия:





Максимальная угловая скорость холостого хода:



Масса поршневой головки с кольцами, расположенными выше сечения

А – А:



Максимальная разрывающая сила:



Определяем напряжение разрыва:





Определяем напряжение в верхней межкольцевой перемычке.

Напряжение среза:



Напряжение изгиба:



Суммарное (третья теория прочности):





Определяем удельное давление поршня на стенки цилиндра:





Диаметры головки и юбки поршня в холодном состоянии:





где ∆г и ∆ю – соответственно теоретические диаметральные зазоры для верхнего и нижнего торцов поршня.





Диаметральные зазоры в горячем состоянии:





где *Тц* 380 º К (температура стенок цилиндров).

*Тг* – температура головки поршня.

*Тг* = 473...723 º К 490 º К

*Тю* – температура юбки поршня.

*Тю* 420 º К.

**4.1.2. Расчет поршневого кольца**

Кольца чугунные, СЧ20.

Определяем среднее давление кольца на стенку цилиндра:



где Е = 1·105 МПа – модуль упругости материала поршневого кольца (СЧ20);

Ж – раствор замка (разность зазоров в замке кольца в свободном его состоянии и min допускаемого).



*σпк* – радиальная толщина кольца *Sпк* = 4,5 мм



Уmax = 1,6...1,8.

Давление кольца на стенку цилиндра в любой точке:



*Рφ* – сводим в таблицу.

Форма кольца в свободном состоянии, обеспечивающая требуемый характер распределения давления:



где rм – средний радиус кольца.

Рис. 5. Эпюра радиального Рис. 6. Форма поршневого кольца

Давления по окружности цилиндра. в свободном состоянии.









Результаты расчета сводим в таблицу.

Таблица 4.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| φº | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 |
| Рφ, МПа | 0,197 | 0,192 | 0,154 | 0,092 | 0,097 | 0,192 | 0,254 |
| Y | 0 | 0,0049 | 0,0157 | 0,0189 | -0,005 | -0,0635 | -0,1331 |
| X | 0,1008 | 0,1152 | 0,1492 | 0,1809 | 0,1889 | 0,1618 | 0,1014 |
| ρ, мм | 40,86 | 41,0682 | 41,556 | 41,993 | 42,037 | 41,514 | 40,5102 |

Максимальное напряжение, возникающее при изгибе кольца в рабочем состоянии в его поперечном сечении против замка:



Допускаемые напряжения:



Максимальное напряжение при разведении замка в процессе надевания кольца на поршень:



где К = 1,57 – коэффициент, зависящий от способа приложения усилий к кольцу при надевании его на поршень.





Монтажный зазор ∆з в прямом замке холодного кольца:



где  - минимально допустимый зазор в замке кольца во время работы двигателя:



Принято 

 - коэффициент линейного расширения материалов кольца и цилиндра.

- температура кольца;

- температура гильзы;

 - начальная температура.



**4.1.3. Расчет поршневого пальца**

Материал – сталь 12 ХНЗА, HRC = 56...62

Размеры пальца:

Наружный диаметр: dн = 40 мм;

Внутренний диаметр: dв = 24 мм;

Длина пальца: Lп = 90 мм;

Длина поршневой головки шатуна: Lпг = 37 мм;

Расстояние между торцами бобышек: Lбп = 43 мм.

Сила инерции, действующая на поршневой палец:



Сила давления газов, действующая на поршневой палец:



Расчетная сила, действующая на поршневой палец:



где *k* = 0,72 – коэффициент зависящий от массы пальца (0,68...0,8).

Удельное давление на втулку поршневой головки шатуна:





Удельное давление на бабышки поршня:



Допускается *Рб* = 15...50 МПа.

Напряжение в среднем сечении пальца при его изгибе:



где γ = 0,6 = *db / dп* = 24 / 40 =0,6



Касательные напряжения в сечениях между бабышками и головкой шатуна при срезе:





Максимальная диаметральная деформация пальца при овализации:



где *К* – поправочный коэффициент.



*Е* = 2,2·105 – модуль упругости материала пальца (сталь).

Напряжения от деформации пальца:

Точка 1.



Точка 2.



Точка 3.



Точка 4.



На основании полученных значений напряжений строим их эпюру.



Рис. 7. Эпюра напряжений при овализации пальца: а) на внутренней поверхности; б) на внешней.

Монтажный зазор между пальцем и бобышками поршня:



где *апп* = 11·10-6 1/ ºС, *ап* = 22·10-6 1/ ºС.

*∆tпп* = 105 ºС, *∆tп* = 125 ºС

 принимаем равной 0,04 мм



Для облегчения сборки пальца с поршнем, последний следует прогревать.

**4.2. Расчет деталей шатунной группы**

**4.2.1. Расчет шатуна**

Исходные данные:

* Максимальное давление сгорания: Рzmax = 6,57 МПа;

на режиме n = 1700 мин-1, при φз = 370 º ПКВ.

* Масса поршневой группы: mпг = 2,544 кг;
* Масса шатунной группы: mш = 2,7 кг;
* Максимальная частота вращения холостого хода: nххmax = 1850 мин-1;
* Ход поршня: S = 125 мм;
* Длина поршневой головки: Lпг = 37 мм;
* Диаметр шатунной шейки: dшш = 68 мм;
* Длина кривошип. головки: Lкг = 40 мм;
* Высота двутаврового сечения в центре масс шатуна: hш = 36 мм;
* Ширина двутаврового сечения в центре масс: bш = 24 мм.

Шатун изготовлен из углеродистой стали 40Х.

Еш = 2,2·105 МПа;

Ев = 1,15·105 МПа;

*ав* = 18·10-6 1/ ºС;

*аг* = 11·10-6 1/ ºС.

Для стали 40Х выбираем:

Предел прочности σв = 980 МПа;

Предел усталости:

* при изгибе σ-1 = 350 МПа;
* при растяжении σ-1р = 300 МПа;
* предел текучести σт = 800 МПа;

Коэффициент приведения цикла:

* при изгибе - *аσ* = 0,21;
* при растяжении *аσ* = 0,17.

Расчет поршневой головки.

Поршневая головка во время процессов впуска и выпуска подвергается растяжению силами инерции РJ и сжатию силой РZ – PJпг (РJпг – сила инерции деталей поршневой группы).

Рис.8. Расчетная схема шатуна.

1. Для случая изгиба:





1. Для случая растяжения-сжатия:





Максимальное напряжение растяжения в сечении І – І:



где 

где *mвг* = 0,075, *mш* = 0,075·2,7 = 0,203 кг.

*δгш* = 7 мм.





Среднее значение и амплитуда напряжения:





то запас прочности определяем по пределу усталости:



где 

(т.к. не имеется резких переходов)

*КF* = 0,72 – чистовое растачивание

*Кd* = 0,8

Напряжения в поршневой головке от запрессовки втулки определяются при натяге посадки втулки, ∆ = 0,05 мм:

* температурном натяге:



где ∆t = 110 ºC – степень подогрева.

* суммарном натяге:



Удельное давление на поверхности соприкосновении втулки с головкой:



где dг = 57 мм – наружный диаметр головки,

d = 43 мм – внутренний диаметр головки,

dн = 40 мм – внутренний диаметр втулки,

М = 0,3 – коэффициент Пуассона.

Напряжения на внешней внутренней поверхностях поршневой головки от действия суммарного натяга определяем по формулам Ламе:







Расчет поршневой головки на изгиб:

Максимальная сила, растягивающая головку:



Нормальная сила и изгибающий момент в сечении 



где  - угол заделки.



где  - средний радиус головки.

Значения нормальных сил и изгибающих моментов для других сечений, расположенных под углом φ' определяем по следующим формулам:

Для φ' от 0 до 90 º





Для φ' от 90 º до φ3

(φ3 = 120 º - угол заделки)





Напряжения в крайних волокнах у наружной и внутренней поверхностях по формулам:





где коэффициент *b* = Ег · Fг / (Ег · Fг + Ев · Fв)

Fг, Fв – площадь сечения стенок головки и втулки.







Результаты расчетов сводим в таблицу. Таблица 5

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| φ, град | 30 | 60 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 |
| NJ, Н | -6020,7 | -6131,2 | -6229,65 | -6282,15 | -6232 | -6006,38 | -5591,2 |
| МJ, мм | -0,468 | 2,294 | 4,753 | 6,061 | 4,98 | -0,831 | -11,21 |
| σаi, МПа | -22,34 | -14,34 | -7,206 | -3,411 | -6,532 | -23,395 | -53,49 |
| σJi, МПа | -18,74 | -29,72 | -39,09 | -44,202 | -39,97 | -17,82 | 21,68 |

Рис. 9. Эпюра напряжений во внутреннем и внешнем волокнах поршневой головки шатуна при растяжении.



Рис. 10. Эпюра напряжений во внутреннем и внешнем волокнах

поршневой головки шатуна при сжатии.

Суммарная сила, сжимающая головку:



Нормальная сила и изгибающий момент в сечении .





Значения нормальных сил и изгибающих моментов для других сечений, расположенных под углом φ к вертикальной плоскости













где 

Напряжения в крайних волокнах у наружной и внутренней поверхностей:





Результаты вычислений сводим в таблицу.

Таблица 6.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| φ | 30 | 60 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 |
| NJ, Н | 165,2 | 95,34 | 19,55 | 0 | 2,635 | 218,13 | 846,43 |
| MJ, Нм | 2,39 | 4,13 | 5,686 | 6,514 | 6,45 | 1,064 | 14,645 |
| σai, МПа | 7,82 | 12,88 | 17,39 | 19,79 | 19,6 | 398,45 | -41,56 |
| σJi, МПа | -8,18 | -14,81 | -20,47 | -23,89 | -23,65 | -3,137 | 56,6 |

Расчет стержня шатуна.

Стержень шатуна подвергается растяжению силой инерции РJ поступательно движущихся масс, расположенных выше расчетного сечения, и сжатию силой, равной разности сил давления газов и силы инерции. Стержень шатуна рассчитывают на усталость в сечении В – В, которое условно располагается в центре тяжести шатуна.

Сила растяжения шатуна:



Сила, сжимающая шатун:



где 

Напряжения сжатия в расчетном сечении с учетом продольного изгиба:



где FB-B = 470 мм2 – площадь сечения В-В.

Напряжения растяжения в сечении В-В:



Среднее напряжение и амплитуда цикла:







значит, запас прочности определяем по пределу усталости:



Значения коэффициентов:



 (обдувка дробью).



Расчет крышки шатуна.

Сила, нагружающая крышку шатуна:



где *ткр* = 0,24 кг – масса крышки шатуна;

*тшп*= 0,7425 кг – масса шатуна, приведенная к поршню;

*тшк* = 1,9575 ку – масса шатуна, приведенная к кривошипу.

Моменты инерции вкладыша и крышки:





где 

Момент сопротивления расчетного сечения:



Напряжения при изгибе крышки и вкладыша:



где Fг – суммарная площадь крышки и вкладыша в расчетном сечении:







Расчет шатунного болта.

Максимальная сила инерции, разрывающая головку и шатунные болты:



Номинальный диаметр болта:

d = 12 мм,

Шаг резьбы: t = 1 мм,

Количество болтов iб = 2,

Материал болтов – сталь 40ХН,

σв – предел прочности (1300 МПа),

σт – предел текучести (1150 МПа),

σ-1р – предел усталости при растяжении-сжатии (380 МПа),

*аσ* – коэффициент приведения цикла при растяжении-сжатии (0,2)

Сила предварительной затяжки болта:



Суммарная сила, растягивающая болт:



где  - коэффициент основной нагрузки резьбового соединения.

Максимальные и минимальные напряжения в сечении болта:





где Fср – площадь опасного сечения болта:



Среднее напряжение и амплитуда цикла:











Так как , то запас прочности шатунного болта определяется по пределу текучести:



Запас прочности должен быть не менее 2.

**4.3. Расчет коленчатого вала на прочность**

Коленчатый вал двигателя Д – 244 полноопорный с симметричными коленами и асимметричным расположением противовесов.

Рис. 11. Схема коленчатого вала.

Материал – сталь 40ХНМА;

Коренная шейка:

* внутренний диаметр: dвн = 0 мм
* наружный диаметр: dн = 75,25 мм
* длина шейки: *lкш* = 32 мм

Шатунная шейка:

* внутренний диаметр: dвн = 32 мм
* наружный диаметр: dн = 68 мм
* длина шейки: *lкш* = 38 мм

Радиус кривошипа: R = 62,5 мм

Расстояние между серединами коренных шеек: l = 135 мм

Масса противовеса: mпр = 1,5 кг

Приведенная масса щеки: mщ = 1,2 кг

Приведенная масса шатунной шейки: mшш = 0,457 кг



Рис. 12. Расчетная схема кривошипа.

Толщина щеки: n = 25 мм

Длина сечения А-А щеки b = 120 мм

Расчет коренных шеек.

Коренные шейки рассчитываем только на кручение под действием тангенциальных сил. Максимальные и минимальные значения скручивающих моментов определяем с помощью составления таблиц набегающих моментов. Значения тангенциальной силы Т = f(φ), определенные в динамическом расчете заносим в графу 2 таблицы. В соответствии с порядком работы цилиндров, в графы таблицы заносятся значения Т для соответствующих цилиндров. Далее определяются набегающие моменты для 2, 3, 4, 5-ой коренных шеек.





.................



Критерием нагруженности шейки является размах момента .

Значение *∆Мmax* для каждой шейки приводим в последней строке таблицы набегающих моментов. Определяем таким образом наиболее нагруженную шейку.

Таблица 7

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| φ º | Т1 | Т2 | Т3 | Т4 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 30 | -6837,1 | -3214,2 | -3022,5 | -15823,9 |
| 60 | -4039,5 | -5270,5 | -5412 | -7340,6 |
| 90 | 2841,6 | -3107,6 | -3801,4 | 8790,6 |
| 120 | 5072,4 | 3776,9 | 1806,7 | 7975,7 |
| 150 | 2986,1 | 6672,4 | -238,2 | 4029,2 |
| 180 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 210 | -3022,5 | -6837,1 | 15823,9 | -3214,2 |
| 240 | -5412 | -4039,5 | 7340,6 | -5270,5 |
| 270 | -3801,4 | 2841,6 | 8790,6 | -3109,6 |
| 300 | 1806,1 | 5072,4 | 7995,7 | 3776,9 |
| 330 | -238,2 | -2986,1 | 4029,2 | 6672,4 |
| 360 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 390 | 15823,9 | -3022,3 | -3214,2 | -6837,1 |
| 420 | 7340,6 | -5412 | -5270,5 | -4039,5 |
| 450 | 8790,6 | -3801,4 | -3107,6 | 2841,6 |
| 480 | 7995,7 | 1806,7 | 3776,9 | 5072,4 |
| 510 | 4029,2 | -238,2 | 6072,4 | 2986,1 |
| 540 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 570 | -3214,2 | 15823,9 | -6837,1 | -3022,5 |
| 600 | -5270,5 | 7340,6 | -4039,5 | -5412 |
| 630 | -3107,6 | 8790,6 | 2841,6 | -3801,4 |
| 660 | 3776,9 | 7995,7 | 5072,4 | 1806,7 |
| 690 | 6672,4 | 4029,2 | 2986,1 | -238,2 |
| 720 | 0 | 0 | 0 | 0 |

Таблица 8

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| φ º | Мкш2 | Мкш3 | Мкш4 | Мкш5 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 30 | -427,32 | -628,2 | -389,79 | 171,9 |
| 60 | -952,47 | -581,88 | -920,125 | -461,34 |
| 90 | 177,6 | -16,63 | -254,2 | 295,2 |
| 120 | 317,03 | 553,08 | 666 | 1165,73 |
| 150 | 186,63 | 603,66 | 588,76 | 840,59 |
| 180 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 210 | -188,91 | -616,23 | 372,77 | 171,9 |
| 240 | -338,25 | -590,72 | -131,93 | -461,34 |
| 270 | -237,56 | -60 | 489,43 | 295,2 |
| 300 | 112,88 | 429,9 | 929,64 | 1165,73 |
| 330 | -14,89 | 171,7 | 423,57 | 840,59 |
| 360 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 390 | 989 | 800,1 | 599,2 | 171,9 |
| 420 | 458,79 | 120,54 | -208,9 | -461,34 |
| 450 | 549,4 | 311,8 | 117,6 | 295,2 |
| 480 | 499,7 | 612,7 | 848,71 | 1165,73 |
| 510 | 251,83 | 236,94 | 653,96 | 840,59 |
| 540 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 570 | -200,9 | 788,1 | 360,79 | 171,9 |
| 600 | -329,4 | 219,38 | -123,09 | -461,34 |
| 630 | -194,23 | 355,19 | 532,79 | 295,2 |
| 660 | 236,06 | 735,79 | 1052,8 | 1165,73 |
| 690 | 417,03 | 668,85 | 855,48 | 840,59 |
| ∆Мmax | 976 | 1428,3 | 1972,9 | 1627,1 |

Наиболее нагруженной является 4-я коренная шейка (∆Мкш4 = 1972,9 Нм). Для этой шейки определяем минимальные и максимальные касательные напряжения.

Wкш – момент сопротивления шейки кручению. Для монолитной шейки (т.к. сверление в коренной шейке незначительного диаметра):







Определяем амплитудное и средне напряжение:





По таблице (табл. 5.6 [1]) с учетом наличия в шейке отверстия для подвода масла находим теоретический коэффициент концентрации напряжений:

Кσт = 2,5

Для стали 40ХНМА находим q – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений:







По формулам (5.1 и 5.2 [1]) осуществляем выбор соответствующего предельного напряжения:

Для стали 40ХНМА находим:













Расчет запаса прочности выполняем по пределу выносливости:







Расчет шатунных шеек.

Шатунные шейки рассчитываются на кручение и изгиб. Запасы прочности при кручении и изгибе определяются независимо один для другого, а затем подсчитываем общий запас прочности. С целью определения моментов, действующих на каждую шейку (шатунную) полноопорного вала, набегающий момент, нагружающий коренную шейку, предшествующую рассматриваемой, складывается с половиной момента, действующего на данную шатунную шейку.



, а т.к. , то 





Таблица 9

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| φ º | Мшш1 | Мшш2 | Мшш3 | Мшш4 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 30 | -213,66 | -527,76 | -722,65 | 104,68 |
| 60 | -126,23 | -417,17 | -751 | -690,73 |
| 90 | 88,8 | 80,49 | -135,42 | 20,51 |
| 120 | 158,5 | 435,06 | 609,54 | 915,87 |
| 150 | 93,32 | 395,14 | 596,22 | 714,67 |
| 180 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 210 | -94,45 | -402,57 | -121,73 | 272,33 |
| 240 | -169,13 | -464,48 | -361,33 | -296,63 |
| 270 | -118,79 | -148,76 | 214,71 | 392,3 |
| 300 | 56,44 | 271,39 | 679,77 | 1047,67 |
| 330 | 7,44 | 78,42 | 297,61 | 632,08 |
| 360 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 390 | 494,49 | 894,55 | 699,66 | 385,54 |
| 420 | 229,39 | 289,67 | -44,16 | -335,13 |
| 450 | 274,71 | 430,6 | 214,79 | 206,4 |
| 480 | 249,87 | 556,16 | 730,73 | 1007,22 |
| 510 | 125,9 | 244,39 | 445,45 | 747,27 |
| 540 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 570 | -100,44 | 293,59 | 574,44 | 266,34 |
| 600 | -164,7 | -100,03 | 3,15 | -292,21 |
| 630 | -97,11 | 80,48 | 443,99 | 413,99 |
| 660 | 118,03 | 485,9 | 894,3 | 1109,26 |
| 690 | 208,5 | 542,94 | 762,17 | 846,03 |
| ∆Мшшmax | 708,15 | 1421,55 | 1616,95 | 1799,99 |

Критерием нагруженности шатунной шейки служит размах момента:



Определяем значения моментов, скручивающих каждую шатунную шейку и сводим их в таблицу. Определяем по значению наиболее нагруженную шейку.

Наиболее нагруженной является 4-я шатунная шейка ().

Определяем момент сопротивления шатунной шейки на кручение:















Расчет выполняем по пределу выносливости:





где  - определено в предыдущем расчете.

Расчет шатунной шейки на изгиб ведется в плоскости кривошипа и перпендикулярной ей плоскости.

Изгибающий момент в плоскости, перпендикулярной к плоскости кривошипа:



где *l* – расстояние между соседними серединами коренных шеек;

*RT* – реакция опор при действии тангенциальной силы: *RT* = -0,5T

Центробежная сила инерции противовеса, расположенного на продолжении щеки:



где *mпр* – масса противовеса (1,5 кг)

*ρ* – расстояние от оси вращения коленчатого вала до центра тяжести противовеса (*ρ* = 60·10-3 м)



Сила инерции вращающихся частей шатуна:





Центробежная сила, действующая на щеку:



где *тщ* = 1,2 кг – приведенная масса щеки



Центробежная сила, действующая на шатунную шейку:





Реакция опор при действии сил в плоскости кривошипа:







Изгибающий момент, действующий в плоскости кривошипа:







Суммарный изгибающий момент *Мφ* в плоскости располжения масляного отверстия: φм = 140 º - угол между положительным направлением силы К и осью отверстия.



Результаты вычислений сводим в таблицу.



















Расчет производим по пределу текучести:



,

где 







Определяем суммарный запас прочности:





Суммарный запас прочности шатунных шеек для тракторных дизелей должен быть Зшш ≥ 3...5

Расчет щеки.

Моменты, скручивающие щеку:









Момент сопротивления прямоугольного сечения щеки:





Находим касательные напряжения в щеке:

















Расчет производим по пределу выносливости.

Определяем:



где 



(без обработки)





Моменты, изгибающие щеку:









Силы, сжимающие (растягивающие) щеку:







Максимальные и минимальные напряжения в щеке:



где  - момент сопротивления щеки изгибу.

*Fщ* – площадь расчетного сечения, м2

















Расчет производим по пределу выносливости.

Кσт = 1,5, q 1, Кσ = 1,5, Кfσ = 0,65, Кdσ = 0,6





Суммарный запас прочности щеки:





1. **РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА**

Механизм газораспределения предназначен для своевременного впуска в цилиндр двигателя воздуха и для выпуска отработавших газов. Для лучшего наполнения и обеспечения очистки цилиндров двигателя впускные и выпускные клапаны открываются и закрываются не при положениях поршня в мертвых точках, а с некоторым опережением и запаздыванием. При проектировании клапанного механизма необходимо стремиться к удовлетворению двух противоположных требований: 1) получению максимальных проходных сечений, обеспечивающих хорошее наполнение и очистку цилиндра, 2) сокращению до минимума массы подвижных деталей газораспределения для уменьшения инерционных нагрузок.

**5.1. Профилирование кулачка**

Под профилированием понимают определение высоты подъема клапана в зависимости от угла поворота кулачка. Механизм газораспределения двигателя Д – 243 – верхнеклапанный с нижним расположением распределительного вала.

Средняя скорость поршня: Сп = 7,08 м/с,

Скорость газового потока в проходном сечении седла при максимальном подъеме впускного клапана принимается из диапазона 80...100 м/с.

Угол предварения открытия впускного клапана φпр = 17 º п.к.в, а угол запаздывания закрытия впускного клапана φзп = 56 º п.к.в.

Радиус стержня распределительного вала r = 17,5 мм,

Зазор между клапаном и коромыслом ∆S = 0,25 мм.

Основные размеры проходных сечений в горловине и в клапане:

Площадь проходного сечения клапана при максимальном подъеме:

, (342. [2])

где iкл – число одноименных клапанов на цилиндр (1)



Рис. 13. Расчетная схема проходного сечения в клапане.

Диаметр горловины клапана:

,

где *Fгор*= 1,15*Fкл* = 0,15·572 = 657,8 мм2 – площадь проходного сечения горловины клапана.



Из условия возможного расположения клапанов в головке при верхнем их расположении диаметр головки не должен превышать *dгор* = (0,38...0,42)D.

*dгор* = 0,38·110 = 42 мм

Окончательно принимаем *dгор* = 30 мм

Максимальная высота подъема клапана при угле фаски клапана α = 45 º:

 (318, [2])



Основные размеры впускного клапана.

Радиус начальной окружности:

Ро = Р + (1...2,5), мм

Ро = 17,5 + 1,5 = 19 мм

Максимальный подъем толкателя:



где *l*т = 33 мм – длина плеча коромысла, прилегающего к толкателю,

*lкл* = 55 мм – длина плеча коромысла, прилегающего к клапану



Определяем радиус окружности тыльной части кулачка:



Протяженность участка сбега:



где ωтолк = 0,02 мм/град – скорость толкателя в конце сбега.



 º

Угловую протяженность других участков ускорения толкателя выбираем из соотношений:



где φро – угол, определяемый по соотношению:









Решив эти уравнения получим:



Вспомогательные величины и коэффициенты закона движения толкателя:



где z = 5/8 – принято по рекомендациям для кулачка Курца.



Проверка вычисленных значений коэффициентов:



Подъем (перемещение) толкателя к углу поворота кулачка:

















Здесь 









где 





Полученные значения перемещений, рассчитанные по вышеприведенным формулам, сводим в таблицу.

Определяем скорость толкания:







где ωк – угловая скорость вращения кулачкового вала

























Полученные значения скоростей толкателя сводим в таблицу.

Ускорение толкателя определяем по следующим формулам:



























Значения ускорения толкателя, полученные по вышеперечисленным формулам, сносим в таблицу.

Минимальный и максимальный радиусы кривизны безударного кулачка:





**5.2. Расчет клапанной пружины**

Клапан приводится в движение через толкатель, штангу и коромысло. Коромысло имеет плечи lкл = 55 мм, lт = 33 мм.

Материал пружин:

сталь 50ХФА, τ-1 = 350 МПа, σв = 1500 МПа.

Расчет выполняем для впускного клапана.

Пружина должна развивать усилие, превышающее силу инерции деталей Г.Р.М. на предельном скоростном режиме работы движения.

Определяем массу ГРМ, приведенную к оси клапана:



 Масса Г.Р.М. приведенная к оси толкателя:



 где mкл = 200 г – масса клапана;

mтар = 46 г – масса тарелки клапана;

mзам = 10 г – масса сухарей тарелки;

mпр = 48 г – масса пружины;

Jкор = 2,64·10-2 – момент инерции коромысла относительно оси качения.

mшт = 160 г – масса штанги;

mт = 113 г – масса толкателя.

Условие обеспечения кинематической связи между деталями Г.Р.М.



где k – коэффициент запаса (для дизелей k = 1,28...1,52), принимаем

k = 1,5;

РJкл – приведенная к клапану сила инерции механизма при движении толкателя с отрицательным ускорением.







Плошная посадка впускного клапана на седло в джунглях без наддува обеспечивается практически при любом минимальном усилии пружины.

Пусть 

Суммарные усилия между внутренней и наружной пружинами разделятся следующим образом:





Для наружной пружины:





Определяем деформацию пружин:

* предварительная деформация:



* полная деформация:



Определяем жесткость пружин:





Общая жесткость пружин:



Строим характеристику клапанных пружин.



Рис. 17. Характеристика совместно работающих двух пружин.

Размеры пружин принимаем по конструктивным соображениям.

Диаметр проволоки:

* внутренней пружины, 
* наружной пружины, 

Средний диаметр пружин:

* внутренней пружины, 
* наружной пружины, 

Определяем число рабочих витков пружины.

* наружной пружины:

,

где G – модуль упругости второго рода (G = 8,3 мН/см2).



* внутренней пружины



Определяем полное число витков:





Определяем длину пружины при полностью открытом клапане:

* наружной пружины:



где ∆min = 0,3 мм – наименьший зазор между витками пружины при полностью открытом клапане.



* внутренней пружины:



Определяем длину пружин при закрытии клапана:



Определяем длину свободных пружин:

* наружной



* внутренней пружины



Максимальное и минимальное напряжения в пружинах:

* внутренняя пружина

,

где Кв – поправочный коэффициент, учитывающий неравномерное распределение напряжений по поперечному сечению пружины. Выбирается в зависимости от Dпр/δпр.

Для Dпр.в/δпр.в = 22/2 = 11, Кв = 1,11

Для Dпр.н/δпр.н = 30/3 = 10, К = 1,13





* наружная пружина





Средние напряжения и амплитуды напряжений:

* внутренняя пружина







* наружная пружина







Определяем запас прочности пружин:

* внутренняя пружина





* наружная пружина



Расчет на резонанс:

* внутренняя пружина







* наружная пружина









Возникновению резонансных колебаний нет причин.

**5.3. Расчет распределительного вала**

При работе двигателя на распределительный вал со стороны клапанного привода действует: сила упругости пружины Рпр, сила давления газов и др. силы, приведенные к толкателю. Вал изготовлен из углеродистой стали 45.

Размеры вала:

l1 = 43 мм, l2 = 248 мм, l = 291 мм; hтmax = 4,44 мм, dн = 35 мм, dвн = 10 мм.

Рис. 18. Расчетная схема распределительного вала.

Суммарная сила (приведенная), действующая на кулачок:



Наибольшая сила передается от выпускного клапана в начальный период его открытия. Сила давления газов определяется по разности давлений, действующих на головку клапана:



где d = 0,042 м – наружный диаметр головки выпускного клапана,

Ртр = 0,1 МПа – давление в выпускном трубопроводе, принимаем, что выпуск производится в атмосферу, Ртр = Р0 = 0,1 МПа,

Р – давление в цилиндре в рассчитываемом положении кулачка,

φ ºПКв = 540-56 = 484 º, φпрв = 242 º, Р = 0,5 МПа.



Сила инерции в рассчитываемый период:







Сила упругости пружины Рпр соответствует Рпр.min = 70 H.



Определяем стрелу прогиба вала:





Определяем напряжение смятия в зоне контакта кулачка и толкателя:











**5.4. Расчет штанги привода клапана**

Диаметр штанги d = 12 мм, длина штанги lшт = 362 мм. Штанга дюралюминиевая, со стальными наконечниками.

Определяем критическую силу Ркр для штанги по формуле Эйлера:



где Е – модуль упругости первого рода (для дюралюминия Е = 0,7·105 МПа);

Jшт – экваториальный момент инерции поперечного сечения штанги. Для штанги из пружка длиной lшт







Запас устойчивости штанги:



где Ршт = Рm = 1407,5



Напряжение сжатия в месте контакта сферического наконечника штанги при радиусе наконечника штанги rнш = 6,5 мм, радиусе гнезда толкателя

rгт = 7 мм







**5.5. Расчет коромысла**

Напряжение смятия цилиндрической опорной поверхности коромысла:





где d = 21 мм – диаметр опорной поверхности коромысла, длина

b = 30 мм

Сферической поверхности регулировочного болта:





где r1 = 8 мм – радиус головки болта

r2 = 9 мм – радиус гнезда.

**5.6. Расчет толкателя**

Диаметр стержня толкателя dт = 24 мм;

Длина участка стержня толкателя, находящегося в направляющей l = 35 мм.

Момент, опрокидывающий толкатель в направляющей:



ОВТ – длина перпендикуляра, опущенного из центра начальной окружности на направление действия силы РТ

ОВТ = 16,5 мм



Удельная нагрузка, соответствующая Мmax:





Рис. 19. Схема нагружения толкателя.

**6. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ**

Комплекс процессов, обеспечивающих подачу в цилиндры двигателя воздуха и топлива, образование горючей смеси, а также удаление из цилиндров продуктов сгорания, называют питанием двигателя.

Комплекс устройств и приборов, обеспечивающих выполнение этих процессов, образует систему питания.

Система питания двигателя состоит из следующих основных элементов: воздухоочистителя, впускного и выпускного коллекторов, топливных фильтров грубой и тонкой очистки, топливного насоса, форсунок, трубопроводов низкого и высокого давления, а также глушителя и топливного бака, устанавливаемых на тракторе.

Топливный насос высокого давления – четырехплунжерный УТН – 5. Насос приводится в действие от коленчатого вала через распределительные шестерни.

Впрыск топлива в цилиндры дизеля производится форсунками ФД – 22 закрытого типа с четырехдырчатым распылителем.

**6.1. Расчет секции топливного насоса высокого давления**

Расчет секции ТНВД заключается в определении диаметра и хода плунжера. Эти основные конструктивные параметры насоса находятся в зависимости от его цикловой подачи на режим номинальной мощности.

Цикловая подача, т.е. расход топлива за цикл:



где Рт – плотность диз. топлива, Рт = 0,842 т/м3



Теоретическая подача секции топливного насоса:

, (стр. 356. [2])

где ηн – коэффициент подачи насоса, представляющий собой отношение объема цикловой подачи к объему, описанному плунжером на геометрическом активном ходе и учитывающий сжатие топлива и утечки через неплотности, а также деформации трубопроводов высокого давления.

Обычно ηн = 0,7...0,9

Принимаем ηн = 0,8



Полная производительность секции ТНВД с учетом перепуска топлива, перегрузки двигателя и обеспечения надежного пуска при низких температурах:



Принимаем



Определяем диаметр плунжера из соотношения:

, (стр. 357 [2])

где Sпл/dпл – изменяется в пределах 1,0...1,7. (принимаем 1,1)



Найденное значение приводим в соответствие с ГОСТ 10578-74, и принимаем dпл = 7 мм

Определяем ход плунжера (полный):

, (стр. 357 [2])



По ГОСТ 10578-74 принимаем Sпл = 8 мм

При выбранном диаметре плунжера его активный ход:

, (стр. 357 [2])

где fпл – площадь сечения плунжера.



Определяем среднюю скорость плунжера ТНВД:



где φа – продолжительность впрыска топлива (при объемном смесеобразовании φа = 10...20 º ПКВ), φ2 = 15 º ПКВ;

nк – частота вращения кулачкового вала ТНВД (nк = 850 мин-1)



**6.2. Расчет форсунки**

По результатам теплового расчета дизеля и топливного насоса высокого давления определяем диаметр сопловых отверстий форсунки.

Исходные данные:

* действительное давление в конце сжатия: Р''с = 5,06 МПа;
* давление конуса сгорания: Рz = 6,57 МПа;
* частота вращения двигателя: n = 1700 мин-1
* цикловая подача топлива: Vц = 63,6 мм3/цикл
* плотность дизельного топлива: Pт = 842 кг/м3

Продолжительность подачи топлива в градусах поворота коленчатого вала ∆φ = 15 º.

Время истечения топлива:



Среднее давление газов в цилиндре в период впрыска:



Среднее давление распыливания принимаем Рф = 40 МПа.

Средняя скорость истечения топлива через сопловые отверстия:

, (360. [2])



Коэффициент расхода топлива принимаем μ = 0,72.

Суммарная площадь сопловых отверстий:



Число сопловых отверстий принимаем равным m = 4.

Диаметр соплового отверстия:



**7. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ СМАЗЫВАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ**

Система смазывания автотракторных двигателей предназначена для уменьшения потерь на трение между поверхностями деталей (создания несущего масляного слоя на поверхностях сопрягаемых деталей, для предотвращения коррозии, охлаждения этих поверхностей и удаления с них продуктов износа. В зависимости от типа двигателя и конструкции применяют систему смазывание разбрызгиванием, под давлением и комбинированную. В большинстве современных двигателей применяется система смазывания под давлением и разбрызгиванием, т.е. комбинированная.

Для увеличения срока службы масла на всех двигателях устанавливаются устройства для его очистки. В двигателях с напряженным режимом работы устанавливаются радиаторы охлаждения масла. Кроме упомянутых узлов, система смазывания включает в себя масляный насос, редукционный, перепускной и другие клапаны, устройства для контроля давления и уровня масла в системе.

В двигателе применена комбинированная система смазывания.

Подшипники коленчатого и распределительного валов, втулки промежуточной шестерни и шестерни привода топливного насоса, а также механизм привода клапанов смазывается под давлением от шестеренчатого насоса 1. Гильзы, поршни, поршневые пальцы и кулачки распределительного вала смазываются разбрызгиванием.

Очистка масла осуществляется в центрифуге 3.

Шестеренчатый насос подает масло по патрубку и каналам блока в центробежный фильтр 3. Из центрального фильтра очищенное масло поступает в радиатор 2 для охлаждения. Их радиатора охлажденное масло поступает в магистраль дизеля. При пуске дизеля холодное масло вследствие большого сопротивления радиатора через редукционный (Радиаторный) клапан 6 поступает непосредственно в магистраль двигателя, минуя радиатор. Предохранительный клапан (клапан центробежного маслоочистителя) 7 отрегулирован на давление 0, 65...0, 7 МПа (6,5...7,0 кгс/см2) и служит для поддержания указанного давления перед ротором центрифуги. При повышении давления масла на входе в ротор выше 0,7 МПа.часть неочищенного масла сливается через клапан в картер дизеля. Сливной клапан 8 отрегулирован на давление 0,2...0,3 МПа (2,0...3,0 кгс/см2) и служит для поддержания необходимого давления масла в главной магистрали дизеля. Избыточное масло сливается через клапан в картер дизеля.

Очищенное и охлажденное масло поступает их главной магистрали дизеля по каналам в блоке цилиндров ко всем внутренним подшипникам коленчатого вала и втулкам распределительного вала. От коренных подшипников масло по каналам в коленчатом валу поступает к втулкам промежуточной шестерни и шестерни привода топливного насоса, а так же к топливному насосу и регулятору. Детали клапанного механизма смазываются маслом, поступающим от задней шейки распределительного вала по каналам в блоке и головке цилиндров и специальной трубке во внутреннюю полость оси коромысел 4.

**7.1. Расчет масляного насоса**

Расчет масляного расчета заключается в определении его необходимой подачи и размеров шестерен этому расчету предшествует определение циркуляционного расхода масла. Вопрос о расходе масла рассматривается на основании теплового баланса двигателя.

В современных двигателях теплоотдача в масло Qм на номинальном режиме работы составляет 1,5...3 % от Q0 – теплоты сгорания топлива в цилиндрах двигателя, если поршни не охлаждаются маслом:



где ,

где Нн – удельная низшая теплота сгорания топлива (для диз. топлива Нн = 42500 кДж/кг);

Gт – часовой расход топлива (на основании теплового расчета Gт = 10,9 кг/час).



Определяем циркуляционный расход масла:

, (6.27 [1])

где ρм – плотность масла (ρм = 0,91 т/м3)

См – удельная теплоемкость масла (См = 1,88...2,09 кДж/к ºС)

∆tм – степень подогрева масла (∆tм = 10 – 15 ºС)



Определяем действительную подачу насоса:



Повышенная подача необходима для создания требуемого давления масла в магистрали при работе двигателя на всех режимах и при любой температуре масла. Такая подача обеспечивает нормальное давление в системе при увеличении зазоров в сопряжениях по мере изнашивания деталей двигателя:



Определяем теоретическую подачу насоса:

, (6.29 [1])

где ηн – механический КПД насоса (0,6...0,8).



Принимаем допустимую окружную скорость шестерни на внешнем диаметре υ2 = 6 м/с, т.к. υ2 < 8...10 м/с. выбираем частоту вращения вала насоса nн (мин-1) с учетом того, что отношение частот вращения коленчатого вала и ведущей шестерни насоса для дизеля лежит в пределах 0,7 – 1.



Определяем наружный диаметр шестерен насоса:

, (6.30 [1])



Задаем стандартный модуль зацепления:

m = 4,5 мм, (m = 3,5...5 мм), число зубьев Z = 9, (Z = 7...12). Уточняем Dш.



Определяем требуемую длину (мм) зубьев:

, (6.32 [1])



Мощность (кВт), затрачиваемая на привод насоса:

, (6.33 [1])



где ηнм – механический КПД насоса (0,85...0,9)

Рн – давление, развиваемое насосом (Рн = 0,7 Мпа – см. описание системы смазывания).

Вместимость системы смазывания:





**7.2. Расчет центрифуги**

Центрифуга представляет собой центробежный фильтр тонкой очистки масла от механических примесей. Качественная очистка масла возможна лишь в случае, если привод центрифуги будет обеспечивать:

а) высокие угловые скорости ротора (5000...7000 мин-1)

б) частоту вращения ротора, не зависящую от скоростного режима двигателя.

в) простоту конструкции, длительный срок службы.

Центрифуга – полнопоточная, привод гидрореактивный двухсопловый.

Частота вращения ротора центрифуги:

, (6.36 [1])

где Vцр – расход масла ч/з сопла центрифуги;

Vцр = 0,2Vц = 0,2·0,214 = 0,0428 м/с

R – расстояние от оси сопла до оси вращения ротора (R = 20 мм);

ε = 1 – коэффициент сжатия струи в отверстии сопла.

Вместимость ротора 0,8 л соответствует а = 0,8 Нмм,

b = 0,52·10-2 Нмм/мин-1

Диаметр сопла dс = 1,5 мм

Площадь сечения отверстия сопла:





Для расчета давления масла на входе в центрифугу выбираем коэффициент расхода μ = 0,84 и коэффициент гидравлических потерь Ψ =0,3.





**7.3. Расчет радиатора**

Расчет масляного радиатора заключается в определении площади его охлаждающей поверхности.

Q'м – количество теплоты, отдаваемой радиатором должно составлять 50...75 % теплоты Qм, отводимой маслом от двигателя. Циркуляционный расход масла через радиатор: Vрад = Vц = 0,214 л/с.

Температура масла на выходе из радиатора, tрад.вых = 80 ºС.











Средняя температура масла:





Средняя температура охладителя:

,

где ∆tохл – температура охладителя на входе в радиатор, для вохдушно-масляных радиаторов (3...5 ºС);

tохл.вх – температура охладителя на входе в радиатор, для воздуха (40 ºС).



Площадь (м2) поверхности радиатора, омываемой охлаждающим телом:





где kж – полный коэффициент теплопередачи от масла к охладительному телу. В результате экспериментальных исследований найдено, что для радиаторов тракторов kж находится в пределах 25...70 Вт/м2 ºС



Толщина стенки радиаторных трубок:



Скорость масла в них – 0,1...0,5 м/с.

**7.4. Расчет шатунного подшипника скольжения**

Диаметр шатунной шейки: dшш = 68 мм;

Длина подшипника: lш = 38 мм;

Диаметральные зазоры: ∆min = 0,057 мм;

∆max = 0,131 мм;

Радиальные зазоры: δmin = 0,0285 мм;

 δmax = 0,0655 мм.

Рис. 20. Положение вала в подшипнике.

Относительные зазоры:



Минимальная толщина масляного слоя:



где kшш = Rшср/lшdм = 11745/68·38 = 4,55 МПа.

μ – вязкость масла М – 10Г2 при 110 ºС

μ = 0,00657 Нс/м2





Величина критического слоя масла:



Коэффициент запаса надежности подшипников:







Во втором случае подшипник обладает недостаточным запасом надежности и возможен переход на сухое трение.

**8. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ**

Система охлаждения представляет собой совокупность устройств, обеспечивающих принудительный отвод теплоты от нагретых деталей двигателя и передающих ее окружающей среде с целью поддержания оптимального теплового состояния двигателя.

К системе охлаждения предъявляют следующие требования:

* предупреждение перегрева или переохлаждения двигателя на всех режимах его работы в различных рельефных и климатических условиях работы мобильных машин;
* сравнительно небольшие затраты мощности на охлаждение;
* компактность и малая масса;
* эксплуатационная надежность;
* малая материалоемкость и себестоимость.

Ориентируясь на прототип Д – 244 принимаем: охлаждение дизеля жидкостное с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости от центробежного насоса, объединенного в один агрегат с вентилятором. Валик насоса и вентилятор приводятся во вращение от шкива коленчатого вала дизеля с помощью клинкового ремня. Для регулирования температуры в системе охлаждения установлен термостат ТС – 109 с твердым наполнителем.

**8.1. Расчет радиатора**

Определяем количество теплоты Qж (кДж/с), отводимой через систему охлаждения двигателя при его работе на режиме номинальной мощности:

, (6.1 [1])

где qж = Qж/Q0 – относительная теплоотдача в охлаждающую жидкость, обычно qж для дизелей лежит в пределах 0,16...0,36 от теплоты сгорания топлива, принимаем qж = 0,26:



Расчетное количество теплоты (с учетом изменения коэффициента теплоотдачи из-за засорения наружной поверхности решетки радиатора и отложения накипи внутри).



Количество теплоты, отводимой от двигателя охлаждающей жидкостью (Qжр), принимается равным количеству теплоты, передаваемой охлаждающему воздуху (Qвозд):



Расход воздуха (м3/с), проходящего через радиатор:

 (6.2. [1])

где Свозд – средняя удельная теплоемкость воздуха, Свозд = 1,005 кДж/кг ºС

Р – плотность воздуха при температуре 40 ºС (Рвозд = 1,13 кг/м3);

∆tвозд – температурный перепад в решетке радиатора (25 ºС):



Циркуляционный расход (л/с) охлаждающей жидкости, проходящей через радиатор:

, (6.3 [1])

где Сж – удельная теплоемкость охлаждающей жидкости (для воды 4,187 кДж/кг ºС)

ρж – плотность жидкости (для воды при tж = 20 ºС ρж = 1 т/м3

∆tж – температурный перепад охлаждающей жидкости в радиаторе (∆tж= tжвх – tжвых = 6...12 ºС).

Оптимальное значение температуры tжвх, характеризующей температурный режим жидкостного охлаждения, принимается в интервале 80...95 ºС. Принимаем tжвх = 92 ºС, ∆tж = 10 ºС

.

Средняя температура жидкости в радиаторе:

, (6.4 [1])



Средняя температура воздуха, проходящего через радиатор:

, (6.5 [1])

Температура воздуха на входе в радиатор принимается tвозд.вх = 40 ºС



Необходимая площадь (м2) поверхности охлаждения радиатора:

, (6.6 [1])

где kж – коэффициент теплопередачи от охлаждающей жидкости к охлаждающему телу (Вт/м2 ºС), в результате экспериментальных исследований установлено, что для радиаторов тракторов kж находится в пределах 80...100 Вт/м2 ºС.

Принимаем kж = 90 Вт/м2 ºС



Площадь фронтовой поверхности радиатора (м2):

, (6.8 [1])

где υвозд – скорость воздуха перед фронтом радиатора (6...18 м/с) без учета скорости движения машины, принимаем υвозд = 13 м/с.



Глубина сердцевины радиатора (мм):

, (6.6 [1])

где φр – коэффициент объемной компактности: для современных радиаторов (0,6...1,8 мм-1). Принимаем φр = 1,2 мм-1



**8.2. Расчет вентилятора**

В системах охлаждения вентиляторы устанавливаются для создания искусственного потока воздуха, проходящего через радиатор, что позволяет уменьшить площадь охлаждающей поверхности, вместимость и массу охлаждающей системы в целом.

Вентилятор выбираем со штампованными из листовой стали лопастями, приклепанными к стальной ступице, четырехлопастной. Для уменьшения вибраций и шума лопасти располагаем Х-образно – попарно под углом 70 º и 110 º. Вентилятор установлен на валу насоса охлаждающей жидкости.

Окружная скорость лопасти вентилятора (м/с) на ее наружном диаметре:

, (6.10 [1])

где ψ – коэффициент, зависящий от формы лопастей, ψ = 2,2...2,9 – для криволинейных лопастей;

Рв – давление воздуха, создаваемое вентилятором (Рв = 600...1000 Па)

ρв = 1,04 кг/м3



Диаметр вентилятора (м):

, (6.11 [1])

где υ'возд – расчетная скорость воздуха в рабочем колесе (13...40 м/с), принимаем υ'возд = 20 м/с.



Значение Dв округляем до ближайшего по ГОСТ 10616-73 и принимаем Dв = 0,400 м.

Частота вращения вентилятора (мин-1):

, (6.12 [1])



Мощность (кВт), потребная для привода вентилятора:

, (6.13 [1])

где ηв – КПД вентилятора, для клепаных вентиляторов ηв = 0,3...0,4. Принимаем 0,35.



**8.3. Расчет насоса охлаждающей жидкости**

Расчетная подача водяного насоса (л/с):

, (6.14 [1])

где ηн – коэффициент подачи, учитывающий возможность утечки жидкости из напорной полости во всасывающие, (0,8...0,9). Принимаем 0,85.



Радиус r1 (м) входного отверстия крыльчатки насоса:

, (6.15 [1])

где r0 – радиус ступицы крыльчатки (12...30 мм). принимаем 20 мм;

С1 – скорость жидкости на входе в насос (1...2,5 м/с). принимаем 1,75 м/с.



Окружная скорость схода жидкости (м/с):

, (6.16 [1])

Где α2 и β2 – угол между направлениями С2 и U2, W2 и U2 (рис 20).

Рж – давление жидкости, создаваемое насосом, Па: (5...10)·104,

ηг – гидравлический КПД насоса (0,6...0,7).

Для обеспечения ηг = 0,6...0,7 принимаем α2 = 8...12 º, β2 = 32...50 º.

Принимаем: α2 = 9 º, β2 = 42 º, ηг = 0,67, Рж = 8,5·104 Па.



Радиус крыльчатки на выходе:



Окружная скорость потока жидкости на входе (м/с):

, (6.18 [1])



Угол определяется исходя из того, что угол α1 между векторами скоростей С1 и U1 = 90 º.

, (6.19 [1])



На основании полученных данных производится профилирование лопасти. Как правило, лопасти профилируются по дуге окружности. Для этого проводя внешнюю окружность крыльчатки радиусом r2, а внутреннюю – радиусом r1, в произвольной точке В на внешней окружности строим угол β2. От радиуса ОВ строится угол β1 + β2. Через точки В и К проводится линия ВК, которая продолжается до пересечения с окружностью входа (точка А). Из середины отрезка АВ (точка L) проводится перпендикуляр к линии ВЕ (точка Е), а из точки Е – дуга, являющаяся искомым очертанием лопасти.

Радиальная скорость схода охлаждающей жидкости (м/с):

, (6.20 [1])



Ширина лопастей на входе b1 и на выходе b2 определяется:

, (6.21 [1]);

, (6.22 [1]);

где z – число лопастей на крыльчатке,

δ – толщина лопастей, мм

В существующих конструкциях: z = 4...8; δ = 3...5 мм.

Принимаем: z = 6, δ = 3 мм





Мощность (кВт), потребляемая водяным насосом:

, (6.23 [1])

где ηм – механический КПД насоса (0,7...0,9)



Вместимость систем жидкостного охлаждения тракторных дизелей:





**9. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ПУСКА ДВИГАТЕЛЯ**

Для пуска двигателя необходимо, чтобы частота вращения его вала обеспечивала условия возникновения и нормальное протекание начальных рабочих циклов в двигателе. Пусковая частота вращения коленчатого вала двигателя зависит от вида двигателя и условий пуска. Момент сопротивления проворачиванию вала двигателя при его пуске зависит от температуры окружающей среды, степени сжатия, частоты вращения, вязкости масла, числа и расположения цилиндров. Мощность пускового устройства определяется моментом сопротивления проворачиванию и пусковой частотой вращения.

Пусковое устройство дизелей состоит из электрического стартера СТ – 212А мощностью 4,8 л.с. Стартер представляет собой электродвигатель постоянного тока последовательного возбуждения. Включение стартера дистанционное, с помощью электромагнитного реле и включателя стартера.

**9.1. Расчет пускового устройства**

Выбираем марку масла и задаем его расчетную кинематическую вязкость.

В соответствии с требованиями ГОСТ – 20000-82 предельной температурой холодного запуска автотракторных дизелей со штатной пусковой системой считают – 10 ºС при обычных зимних маслах и – 20 ºС при применении загущенных масел.

Масло моторное (см. расчет системы смазывания):

Летнее – М 10 Г2 по ГОСТ 8581-78;

или – М 10 В2 по ГОСТ 8581-78;

Зимнее – М 8 Г2 по ГОСТ 8581-78;

или – М 8 В2 по ГОСТ 8581-78.

Т.к. выбраны масла не загущенные, то предельную температуру холодного запуска систем равной – 10 º С.

По графику (6.1.[1]) для зимнего масла М-8Г2 для t C = -10 ºС находим расчетную его вязкость.



Выбираем пусковую частоту вращения коленчатого вала двигателя (для дизелей пусковая частота должна быть не ниже чем 150...200 мин-1). Принимаем: nп = 200 мин-1.

Определяем коэффициент А – учитывающий влияние размеров поверхностей трения на момент сопротивления Мср. для дизелей А = 2550V (стр. 214, [1]).

А = 2550·4,75 = 10687,5

Для рядных тракторов дизелей расчетный момент сопротивления определяем следующим образом:

Определяем момент сопротивления при вязкости масла равной 1000 мм2/с:

 (6.51 [1])

где D – диаметр цилиндра.



По найденному значению М1000 определяем расчетное значение:

, (6.52 [1])

где ν – расчетная вязкость масла (3600 мм2/с при t = -10 ºС для М – 8 Г2),

у – показатель степени, зависящий от пусковой частоты (для nп = 200 мин-1) у = 0,35.



Требуется мощность пускового устройства:

, (6.53 [1])

где k – коэффициент, учитывающий возможное снижение мощности пускового устройства (1,1...1,5), k = 1,1;

η – КПД зубчатой передачи в приводе стартера (0,85)



По этому значению подбираем электростартер – СТ-212.

Также в качестве пускового устройства можно рекомендовать пусковой двигатель ПД – 10у с редуктором (одноцилиндровый, двухтактный, карбюраторный, двигатель с кривошипно-камерной продувкой мощностью 8,48 кВт при 3500 мин-1).

Пусковой двигатель позволяет произвести довольно длительную холодную прокрутку (без подачи топлива) дизеля до появления устойчивого давления в системе смазывания, что положительно сказывается на ресурсе двигателя.

Также для облегчения пуска следует применять электрофакельный подогреватель (служащий для подогрева всасываемого в цилиндры воздуха).

Для облегчения пуска в зимних условиях в зимних условиях дизели могут быть оборудованы жидкомтным подогревателем типа ПЖБ – 200Б.

**ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В результате расчетов систем и механизмов дизеля, приведенных в данном курсовом проекте, установлено:

1. Двигатель обеспечивает развитие необходимой мощности при различных скоростях движения трактора, хорошую приемистость при трогании с места.
2. Двигатель обладает хорошей топливной экономичностью на всех режимах его работы.
3. Высокая удельная мощность и малые габаритные размеры
4. Двигатель обеспечивает надежность его пуска при низких температурах
5. Двигатель имеет перспективную конструкцию, позволяющую производить ее дальнейшую модернизацию путем форсирования мощности двигателя и улучшения его показателей в соответствии с уровнем развития техники.

**ЛИТЕРТУРА**

1. Б.Е.Железко, В.М.Адамов, И.К.Русецкий, Г.Я.Якубенко / Расчет и конструирование автомобильных и тракторных двигателей (Дипломное проектирование): Учебное пособие для вузов / Мн.:"Высшая школа", 1987 г.
2. А.И.Колчин, В.П.Демидов / Расчет автомобильных и тракторных двигателей. Учебник для ВУЗов / М.:"Высшая школа 1980 г."
3. Г.Я.Якубенко, Н.П.Цаюн / Методическое пособие по курсу :"Термодинамика и транспортные двигатели" для студентов заочной формы обучения / Минск. 1998 г.

Таблица 1

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| α, град | Рг, МПа | Рг,  кН | знак силы | cosα+ +λcos2α | Pj,  кН | знак силы | РΣ,  кН | знак силы | sin(α+β)  cosβ | ТΣ,  кН | знак силы | cos(α+β)  cosβ | КΣ,  кН | знак силы |
| 0 | 0,105 | 0,051 | + | +1,278 | 8,938 | - | 8,887 | - | 0 | 0 |  | +1 | 8,887 | - |
| 30 | 0,092 | 0,082 | - | +1,005 | 7,029 | - | 7,111 | - | +0,622 | 4,423 | - | +0,796 | 5,66 | - |
| 60 | 0,092 | 0,082 | - | +0,361 | 2,525 | - | 2,607 | - | +0,99 | 2,581 | - | +0,285 | 0,743 | - |
| 90 | 0,092 | 0,082 | - | -0,278 | 1,944 | + | 1,862 | + | +1 | 1,862 | + | -0,289 | 0,538 | - |
| 120 | 0,092 | 0,082 | - | -0,639 | 4,469 | + | 4,387 | + | +0,742 | 3,255 | + | 0,715 | 3,136 | - |
| 150 | 0,092 | 0,082 | - | -0,727 | 5,085 | + | 5,003 | + | +0,379 | 1,896 | + | 0,936 | 4,683 | - |
| 180 | 0,092 | 0,082 | - | -0,722 | 5,049 | + | 4,967 | + | 0 | 0 |  | -1 | 4,967 | - |
| 210 | 0,12 | 0,204 | + | -0,727 | 5,085 | + | 5,289 | + | -0,379 | 2,004 | - | -0,936 | 4,95 | - |
| 240 | 0,132 | 0,326 | + | -0,639 | 4,469 | + | 4,795 | + | -0,742 | 3,558 | - | -0,715 | 3,428 | - |
| 270 | 0,18 | 0,816 | + | -0,278 | 1,944 | + | 2,76 | + | -1 | 2,76 | - | -0,289 | 0,797 | - |
| 300 | 0,384 | 2,897 | + | -0,361 | 2,525 | - | 0,372 | + | -0,99 | 0,368 | - | +0,285 | 0,106 | + |
| 330 | 1,37 | 12,954 | + | +1,005 | 7,029 | - | 5,925 | + | -0,622 | 3,685 | - | +0,796 | 4,716 | + |
| 360 | 4,927 | 50,255 | + | +1,278 | 8,938 | - | 41,317 | + | 0 | 0 |  | +1 | 41,317 | + |
| 370 | 6,589 | 61,538 | + | +1,246 | 8,714 | - | 58,494 | + | +0,221 | 12,927 | + | +0,976 | 57,09 | + |
| 380 | 5,78 | 57,936 | + | +1,146 | 8,018 | - | 49,918 | + | +0,429 | 21,415 | + | +0,908 | 45,325 | + |
| 390 | 3,896 | 38,719 | + | +1,005 | 7,029 | - | 31,69 | + | +0,622 | 19,711 | + | +0,796 | 25,225 | + |
| 420 | 1,308 | 12,321 | + | +0,361 | 2,525 | - | 9,796 | + | +0,99 | 9,698 | + | +0,285 | 2,792 | + |
| 450 | 0,68 | 5,916 | + | -0,278 | 1,944 | + | 7,86 | + | +1 | 7,86 | + | -0,289 | 2,271 | - |
| 480 | 0,456 | 3,631 | + | -0,639 | 4,469 | + | 8,1 | + | +0,742 | 6,01 | + | -0,715 | 5,791 | - |
| 510 | 0,36 | 2,652 | + | -0,727 | 5,085 | + | 7,737 | + | +0,379 | 2,932 | + | -0,936 | 7,241 | - |
| 540 | 0,22 | 1,224 | + | -0,722 | 5,049 | + | 6,273 | + | 0 | 0 |  | -1 | 6,273 | - |
| 570 | 0,12 | 0,204 | + | -0,727 | 5,085 | + | 5,289 | + | -0,379 | 2,004 | - | -0,936 | 4,95 | - |
| 600 | 0,105 | 0,051 | + | -0,639 | 4,469 | + | 4,52 | + | -0,742 | 3,353 | - | -0,715 | 3,231 | - |
| 630 | 0,105 | 0,051 | + | -0,278 | 1,944 | + | 1,995 | + | -1 | 1,995 | - | -0,289 | 0,576 | - |
| 660 | 0,105 | 0,051 | + | +0,361 | 2,525 | - | 2,474 | - | -0,99 | 2,47 | + | +0,285 | 0,705 | - |
| 690 | 0,105 | 0,051 | + | +1,005 | 7,029 | - | 6,978 | - | -0,622 | 4,34 | + | +0,796 | 5,554 | - |
| 720 | 0,105 | 0,051 | + | +1,278 | 8,938 | - | 8,887 | - | 0 | 0 |  | +1 | 8,887 | - |

Таблица 11

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Фазы газораспределения | Параметры | | | | | | | | | |
| φº  ПКВ | φрº  ПРВ | Фiº | φкº поворо-та кулачка | | | h=hт+∆S, мм | hт,  мм | ωт,  м/с | Jт,  м/с2 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | | | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Участок сбега при подъеме | 663,72 | 331,86 | φ0 = 19,64 º | 0 | φко | | 0 | - | 0 | 69,69 |
| 667,72 | 333,86 | 2 | 0,003 | - | 0,21 | 68,81 |
| 671,72 | 335,86 | 4 | 0,0127 | - | 0,042 | 66,16 |
| 675,72 | 337,86 | 6 | 0,0282 | - | 0,061 | 61,82 |
| 679,72 | 339,86 | 8 | 0,0494 | - | 0,079 | 55,9 |
| 683,72 | 341,86 | 10 | 0,0758 | - | 0,095 | 48,56 |
| 687,72 | 343,86 | 12 | 0,107 | - | 0,108 | 39,97 |
| 691,72 | 345,86 | 14 | 0,141 | - | 0,119 | 30,36 |
| 695,72 | 347,86 | 16 | 0,178 | - | 0,126 | 19,98 |
| 699,72 | 349,86 | 18 | 0,217 | - | 0,131 | 9,09 |
| 703 | 351,5 | 19,64 | 0,250 | - | 0,132 | 0 |
| φпр = 17 º | 703 | 351,5 | Φ1 = 19,46 º | 0 | φк1 | | 0,25 | 0 | 0,132 | 0 |
| 707 | 353,5 | 2 | 0,292 | 0,042 | 0,118 | 105,78 |
| 711 | 355,5 | 4 | 0,343 | 0,093 | 0,195 | 200,64 |
| 715 | 357,5 | 6 | 0,412 | 0,162 | 0,268 | 274,76 |
| 719 | 359,5 | 8 | 0,507 | 0,257 | 0,359 | 320,5 |
| 4 | 2 | 10 | 0,631 | 0,381 | 0,459 | 333,129 |
| 8 | 4 | 12 | 0,785 | 0,535 | 0,557 | 311,34 |
| 12 | 6 | 14 | 0,967 | 0,717 | 0,644 | 257,39 |
| 16 | 8 | 16 | 1,173 | 0,923 | 0,711 | 176,84 |
| 20 | 10 | 18 | 1,395 | 1,145 | 0,750 | 78,03 |
| 22,92 | 11,46 | 19,64 | 1,563 | 1,313 | 0,758 | 0 |
| ТАКТ ВПУСКА (180 º) | 22,92 | 11,46 | Φ2 = 6,52 º | 0 | | φк2 | 1,563 | 1,286 | 0,758 | 0 |
| 24,92 | 12,46 | 1 | | 1,743 | 1,493 | 0,752 | -15,8 |
| 26,92 | 13,46 | 2 | | 1,919 | 1,669 | 0,745 | -31,2 |
| 28,92 | 14,46 | 3 | | 2,086 | 1,836 | 0,742 | -46,6 |
| 30,92 | 15,46 | 4 | | 2,242 | 1,992 | 0,739 | -62 |
| 32,92 | 16,46 | 5 | | 2,383 | 2,133 | 0,72 | -75,3 |
| 34,92 | 17,46 | 6 | | 2,507 | 2,257 | 0,7 | -88,6 |
| 35,96 | 17,98 | 6,52 | | 2,565 | 2,315 | 0,7025 | -88,84 |
| ТАКТ ВПУСКА (180 º) | 35,96 | 17,98 | Φ3 = 37,27 º | 0 | | φк3 | 2,565 | 2,315 | 0,7025 | -88,84 |
| 39,96 | 19,98 | 2 | | 2,774 | 2,524 | 0,675 | -94,40 |
| 43,96 | 21,98 | 4 | | 2,974 | 2,724 | 0,645 | -99,66 |
| 47,96 | 23,98 | 6 | | 3,165 | 2,915 | 0,614 | -104,6 |
| 51,96 | 25,98 | 8 | | 3,346 | 3,096 | 0,582 | -109,26 |
| 55,96 | 27,98 | 10 | | 3,517 | 3,267 | 0,548 | -113,6 |
| 59,96 | 29,98 | 12 | | 3,678 | 3,428 | 0,513 | -117,63 |
| 63,96 | 31,98 | 14 | | 3,828 | 3,578 | 0,476 | -121,4 |
| 67,96 | 33,98 | 16 | | 3,967 | 3,717 | 0,439 | -124,8 |
| 71,96 | 35,98 | 18 | | 4,094 | 3,844 | 0,4 | -127,9 |
| 75,96 | 37,98 | 20 | | 4,209 | 3,959 | 0,362 | -130,69 |
| 79,96 | 39,98 | 22 | | 4,314 | 4,064 | 0,322 | -133,19 |
| 83,96 | 41,98 | 24 | | 4,405 | 4,155 | 0,281 | -135,38 |
| 87,96 | 43,98 | 26 | | 4,484 | 4,234 | 0,240 | -137,26 |
| 91,96 | 45,98 | 28 | | 4,55 | 4,300 | 0,198 | -138,84 |
| 95,96 | 47,98 | 30 | | 4,604 | 4,354 | 0,156 | -140,11 |
| 99,96 | 49,98 | 32 | | 4,645 | 4,395 | 0,113 | -141,06 |
| 103,96 | 51,98 | 34 | | 4,673 | 4,423 | 0,0704 | -141,72 |
| 107,96 | 53,98 | 36 | | 4,687 | 4,437 | 0,035 | -142,07 |
| 110,5 | 55,25 | 37,27 | | 4,690 | 4,44 | 0 | -142,135 |
| ТАКТ ВПУСКА (180 º) | 110,5 | 55,25 | Φ3 = 37,27 º | 37,27 | φк3 | | 4,690 | 4,44 | 0 | -142,135 |
| 113,96 | 56,98 | 36 | 4,987 | 4,437 | -0,035 | -142,07 |
| 117,96 | 58,98 | 34 | 4,673 | 4,423 | -0,0704 | -141,72 |
| 121,96 | 60,98 | 32 | 4,645 | 4,395 | -0,113 | -141,16 |
| 125,96 | 62,98 | 30 | 4,604 | 4,354 | -0,156 | -140,11 |
| 129,96 | 64,98 | 28 | 4,55 | 4,300 | -0,198 | -138,84 |
| 133,96 | 66,98 | 26 | 4,484 | 4,234 | -0,240 | -137,26 |
| 137,96 | 68,98 | 24 | 4,405 | 4,155 | -0,281 | -135,38 |
| 141,96 | 70,98 | 22 | 4,314 | 4,064 | -0,322 | -133,19 |
| 145,96 | 72,98 | 20 | 4,209 | 3,959 | -0,362 | -130,69 |
| 149,96 | 74,98 | 18 | 4,094 | 3,844 | -0,4 | -127,9 |
| 153,96 | 76,98 | 16 | 3,967 | 3,717 | -0,439 | -124,8 |
| 157,96 | 78,98 | 14 | 3,828 | 3,578 | -0,476 | -121,4 |
| 161,96 | 80,98 | 12 | 3,678 | 3,428 | -0,513 | -117,63 |
| 165,96 | 82,98 | 10 | 3,517 | 3,267 | -0,548 | -113,6 |
| 169,96 | 84,98 | 8 | 3,346 | 3,096 | -0,582 | -109,26 |
| 173,96 | 86,98 | 6 | 3,165 | 2,915 | -0,614 | -104,6 |
| 177,96 | 88,98 | 4 | 2,974 | 2,734 | -0,645 | -99,66 |
| 181,96 | 90,98 | 2 | 2,774 | 2,524 | -0,675 | -94,4 |
| 185,96 | 92,98 | 0 | 2,565 | 2,315 | -0,7025 | -88,84 |
| φзп = 56 º | 185,96 | 92,98 | Φ2 = 6,52 º | 6,52 | φк2 | | 2,565 | 2,315 | -0,7025 | -88,84 |
| 187 | 93,5 | 6 | 2,507 | 2,257 | -0,7 | -88,6 |
| 189 | 94,5 | 5 | 2,383 | 2,133 | -0,72 | -75,3 |
| 191 | 95,5 | 4 | 2,242 | 1,992 | -0,739 | -62 |
| 193 | 96,5 | 3 | 2,096 | 1,836 | -0,742 | -46,6 |
| 195 | 97,5 | 2 | 1,919 | 1,669 | -0,745 | -31,2 |
| 197 | 98,5 | 1 | 1,743 | 1,493 | -0,752 | -15,8 |
| 199 | 99,5 | 0 | 1,563 | 1,286 | -0,758 | 0 |
| φзп = 56 º | 199 | 99,5 | Φ1 = 19,46 º | 19,46 | φк1 | | 1,563 | 1,313 | -0,758 | 0 |
| 201,92 | 100,96 | 18 | 1,395 | 1,145 | -0,750 | 78,03 |
| 205,92 | 102,96 | 16 | 1,173 | 0,923 | -0,711 | 176,84 |
| 209,92 | 104,96 | 14 | 0,967 | 0,717 | -0,644 | 257,39 |
| 213,92 | 106,96 | 12 | 0,785 | 0,535 | -0,557 | 311,304 |
| 217,92 | 108,96 | 10 | 0,631 | 0,381 | -0,459 | 333,129 |
| 221,92 | 110,96 | 8 | 0,507 | 0,257 | -0,359 | 320,5 |
| 225,92 | 112,96 | 6 | 0,412 | 0,162 | -0,268 | 274,76 |
| 229,92 | 114,96 | 4 | 0,343 | 0,093 | -0,195 | 200,64 |
| 233,92 | 116,96 | 2 | 0,292 | 0,042 | -0,118 | 105,78 |
| 237,92 | 118,96 | 0 | 0,250 | 0 | -0,132 | 0 |
| Участок сбега при опускании | 237,92 | 188,96 | φ0 = 19,64 º | 19,64 | φк0 | | 0,250 | - | -0,132 | 0 |
| 241,2 | 120,6 | 18 | 0,217 | - | -0,131 | 9,09 |
| 245,2 | 122,6 | 16 | 0,178 | - | -0,126 | 19,98 |
| 249,2 | 124,6 | 14 | 0,141 | - | -0,119 | 30,36 |
| 253,2 | 126,6 | 12 | 0,107 | - | -0,108 | 39,97 |
| 257,2 | 128,6 | 10 | 0,0758 | - | -0,095 | 48,56 |
| 261,2 | 130,6 | 8 | 0,0494 | - | -0,079 | 55,9 |
| 265,2 | 132,6 | 6 | 0,0282 | - | -0,061 | 61,82 |
| 269,2 | 134,6 | 4 | 0,0127 | - | -0,042 | 66,16 |
| 277,2 | 138,6 | 2 | 0,003 | - | -0,029 | 68,81 |
| 281,2 | 140,6 | 0 | 0 | - | 0 | 69,69 |

Таблица 10

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| φ º | Rт,  Н | Мшшт,  Нм | Мшштsinφ  Нм | К,  Н | Rк,  Н | Мшшк,  Нм | Мшшкcosφ  Нм | Ме,  Нм |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 33307,3 | -29415,87 | 1534,56 | -1175,5 | -1175,5 |
| 30 | -7911,95 | 534,05 | 343,28 | 20388,3 | -22956,37 | 1098,54 | -841,53 | -1184,8 |
| 60 | -3670,3 | 247,75 | 159,25 | 2156,9 | -13840,67 | 483,24 | -370,2 | -529,45 |
| 90 | -4395,3 | 296,68 | 190,7 | -2484,7 | -11519,87 | 326,58 | -250,2 | -440,9 |
| 120 | -3997,9 | 269,86 | 173,46 | -7620,8 | -8951,82 | 153,24 | -117,4 | -290,86 |
| 150 | -2014,6 | 135,99 | 87,4 | -9881 | -7821,72 | 76,96 | -58,95 | -146,35 |
| 180 | 0 | 0 | 0 | -9361,9 | -8081,27 | 94,48 | -72,38 | -72,38 |
| 210 | 1607,1 | -108,48 | -69,73 | -7882,5 | -8820,97 | 144,41 | -110,62 | -40,89 |
| 240 | 2635,3 | -177,88 | -114,34 | -4882,1 | -10321,17 | 245,67 | -188,2 | -73,86 |
| 270 | 1553,8 | -104,88 | -67,42 | -878,36 | -12322,04 | 380,8 | -290,71 | -224,29 |
| 300 | -1881,45 | 127,47 | 81,94 | -1078,6 | -12222,9 | 374,04 | -286,5 | -368,44 |
| 330 | -3336,2 | 225,19 | 144,75 | -8597,1 | -8463,67 | 120,29 | -92,15 | -236,9 |
| 360 | 0 | 0 | 0 | -13724,7 | -5899,87 | -5277 | 40,42 | 40,42 |
| 390 | 3418 | -230,76 | -148,33 | -8809,2 | -8357,6 | 113,13 | -86,66 | 61,67 |
| 420 | 2019,75 | -136,33 | -87,63 | -1186,9 | -12168,77 | 370,38 | -283,73 | -196,1 |
| 450 | -1420,8 | 95,9 | 61,64 | -803,18 | -12360,63 | 383,33 | -293,65 | -355,3 |
| 480 | -2536,2 | 171,19 | 110,04 | -4834,6 | -10344,9 | 247,27 | -189,42 | -299,46 |
| 510 | -1493,1 | 100,78 | 64,78 | -7322,9 | -9100,73 | 163,29 | -125,09 | -89,87 |
| 540 | 0 | 0 | 0 | -7812,9 | -8855,77 | 146,75 | -112,42 | -112,42 |
| 570 | 1511,3 | 102,01 | -65,57 | -7411,8 | -956,32 | 160,29 | -122,79 | -188,36 |
| 600 | 2706 | -182,66 | -117,4 | -5158,4 | -10183,02 | 236,34 | -181,05 | -63,65 |
| 630 | 1900,7 | -128,29 | -82,46 | -1074,5 | -12224,97 | 374,17 | -286,6 | -204,14 |
| 660 | -903,4 | 60,97 | 39,19 | -530,9 | -12496,77 | 392,53 | -300,7 | -339,89 |
| 690 | 119,1 | -8,04 | -5,17 | 306,95 | -12915,69 | 420,8 | -322,4 | -317,23 |
| 720 | 0 | 0 | 0 | 33307,3 | -29415,78 | 1534,56 | -1175,5 | -1175,5 |