## Задание на курсовую работу

Произведем расчет четырехтактного дизеля, предназначенного для грузового автомобиля. Прототипом рассчитываемого двигателя является ЯМЗ-236. Номинальная мощность двигателя Nе=132.4 кВт при частоте вращения коленчатого вала n=2100 об/мин. Двигатель шестицилиндровый, i=6 с V-образным расположением цилиндров. Степень сжатия  =16,5.

## 1. Тепловой расчет и тепловой баланс дизеля

## 1.1 Исходные данные

Техническая характеристика двигателя прототипа ЯМЗ-236. Характеристику двигателя прототипа представим в виде таблицы.

Таблица 1.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 1 | Номинальная мощность | Nе | 132.4 |
| 2 | Частота вращения | n | 2100 |
| 3 | Диаметр цилиндра | D | 130 |
| 4 | Ход поршня | S | 140 |
| 5 | Отношение хода поршня к диаметру цилиндра | S/D | 1.077 |
| 6 | Литраж двигателя |  | 11.14 |
| 7 | Степень сжатия |  | 16.5 |
| 8 | Средняя скорость поршня |  | 9.8 |
| 9 | Литровая мощность |  | 11.89 |
| 10 | Максимальный крутящий момент |  | 667 |
| 11 | Частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте |  | 1500 |
| 12 | Среднее эффективное давление при номинальной мощности |  | 0.679 |
| 13 | Среднее эффективное давление при максимальном крутящем моменте |  | 0.752 |
| 14 | Минимальный удельный расход топлива |  | 238 |

## 1.2 Топливо

В соответствии с ГОСТ 305-82 для рассчитываемого двигателя принимаем дизельное топливо (для работы в летних условиях - марки Л и для работы в зимних условиях - марки З). Цетановое число топлива - не менее 45.

Средний элементный состав дизельного топлива:

С =0,870; Н =0,126; О= 0,004.

Низшая теплота сгорания топлива:

Ни=33,91С+125,60Н-10,89 (О-S) - 2,51 (9Н + W) =33,91·0,870 + 125,60·0,126-10,89·0,004-2,51·9·0,126=42,44 МДж/кг = 42440 кДж/кг.

## 1.3 Параметры рабочего тела

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

L0= (С/12+Н/4-О/32) /0, 208= (0,87/12+0,126/4-0,004/32) /0, 208=0,500 кмоль возд/кг топл;

l0= (8С/3+8Н-О) /0,23= (8·0,87/3+8·0,126-0,004) /0,23=14,452 кг возд/кг топл.

*Коэффициент избытка воздуха.* Уменьшение коэффициента избытка воздуха α до возможных пределов уменьшает размеры цилиндра и, следовательно, повышает литровую мощность дизеля, но одновременно с этим значительно возрастает теплонапряженность двигателя, особенно деталей поршневой группы, увеличивается дымность выпускных газов. Лучшие образцы современных дизелей без наддува со струйным смесеобразованием устойчиво работают на номинальном режиме без существенного перегрева при α=1,4-1,5. В связи с этим можно принять: α =1,4 - для дизеля без наддува.

*Количество свежего заряда:*

при α =1,4 М= α L=1,4·0,5=0,7 кмоль св. зар/кг топл.; *Количество отдельных компонентов продуктов сгорания*



=C/12=0,87/12=0,0725 кмоль СО2/кг топл;



=Н/2=0,126/2=0,063 кмоль Н2О/кг топл.



При α =1,4 =0, 208 (-1) L=0, 208· (1,4-1) ·0,5=0,0416 кмоль О/кг топл.;



=0,792αL0=0,792·1,4·0,5=0,5544 кмоль N2/кг топл;



*Общее количество продуктов сгорания*

= +++.



При α =1,4 М2=0,0725+0,063+0,0416+0,5544=0,7315кмоль пр. сг/кг топл.

## 1.4 Параметры окружающей среды и остаточные газы

*Давление и температура окружающей среды* при работе дизеля без наддува рk=p0=0,1 МПа и Tk=Т0=293 К.

*Температура и давление остаточных газов*. Достаточно высокое значение =16,5 дизеля без наддува снижает температуру и давление остаточных газов, а повышенная частота вращения коленчатого вала несколько увеличивает значения Tr иpr. Можно принять для дизелей:

без наддува Tr=750 К, pr =1,05,p0 =1,05·0,1=0,105 МПа.

## 1.5 Процесс впуска

Температура подогрева свежего заряда. Рассчитываемый двигатель не имеет специального устройства для подогрева свежего заряда. Однако естественный подогрев заряда в дизеле без наддува может достигать 15-20 0 С. Поэтому принимаем для дизелей: без наддува ∆Т =20 0С.



*Плотность заряда на впуске*

К=рК106/ (RВTК);

без наддува К =0,1·106/ (287·293) = 1,189 кг/м3,где Rв=287 Дж/кг·град - удельная газовая постоянная для воздуха.

*Потери давления на впуске в двигателе*

без наддува pa= (2+вп) 2впk·10-6/2=2,7·702·1,189·10-6/2=0,008 МПа.

где (2+вп) =2,7 и вп=70 м/с приняты в соответствии со скоростным режимом двигателей и с учетом небольших гидравлических сопротивлений во впускной системе дизеля с наддувом и без наддува.

*Давление в конце впуска*

pa=pк-pa;

без наддува pа=0,1-0,008=0,092 МПа.

*Коэффициент остаточных газов*.

r=pr (Tк+T) / (Tr (pa-pr)).

Без наддува r= (293+20) ·0.105/ ( (16,5·0,092-0,105) 750) =0,03101.

Температура в конце впуска

Ta= (Tк+T+rTr) / (1+r).

без наддува Та= (293+20+0,03·750) / (1+0,03101) =325,41 К.

Коэффициент наполнения

V=Tк (pa-pr) / ( (Tк+T) (-1) pк);

без наддува V=293 (16,5·0,092-0,105) / ( (293+20) · (16,5 - 1) ·0,1) =0,853.

## 1.6 Процесс сжатия

*Средние показатели адиабаты и политропы сжатия.*

При работе дизеля на номинальном режиме можно с достаточной степенью точности принять показатель политропы сжатия приблизительно равным показателю адиабаты, который определяется по номограмме (см. рис.4.4) [1]:

для дизеля без наддува при =16,5 и Ta=325,41 К

n1k1= 1,3705



Давление в конце сжатия

pc=pa, без наддува pc=0,092·16,51,3705=4,283 МПа.



Температура в конце сжатия

Tc=Ta-1,без наддува Tc=325,41 ·16,51,3705-1=919,4 К.



*Средняя мольная теплоемкость в конце сжатия*:

*а) воздуха*

=20,6+2,638·10-3 tc:



для дизеля без наддува =20,6+2,638·10-3·646,4=22,305 кДж/ (кмоль·град),



где tc=Tc-273 = 919,4-273=646,4 0С;

*б) остаточных газов*

- определяется методом интерполяции по табл.3.9 [1]:



для дизеля без наддува при *=1.4* и *tc=646,4 0С*

=23,937+ (24,342-23,937) ·=24,123 кДж/ (кмоль·град)



где 23,937 и 24,342 - значения теплоемкости продуктов сгорания при 600 и 700 0С соответственно и α=1,4, взятые по табл.3.9 [1].

=24,123 кДж/ (кмоль·град);



*в) рабочей смеси*

= (1/ (1+r)) \* (+r\*);



для дизеля без наддува

= (1/ (1+0.03) (22,305+0,03·23,937) =22,351 кДж/ (кмоль·град);



## 1.7 Процесс сгорания

*Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси в дизелях*:

без наддува 0=M2/M1=0,7315/ 0,7=1,045;

*Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси в дизелях:*

без наддува = (0+r) / (1+r) = (1,045+0,03101) / (1+0,03101) =1,0436;

*Теплота сгорания рабочей смеси в дизелях:*

без наддува Hраб. см = Ни / (М1 (1+r)) =42440/ (0,7 (1+0,03101)) =58805 кДж/кмоль раб. см;

*Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания в дизелях:*

= (1/) [+++ ] ; =+8,315;



без наддува = (1/0,7315) [0,0725 (39,123+0,003349 tz) +0,063 (26,67+0,004438 tz) +0,0416 (23,723+0,00155 tz) +0,5544 (21,951+0,001457 tz)] =24,160+0,00191 tz;



=24,160+0,00191 tz+8,315=32,475+0,00191 tz;



*Коэффициент использования теплоты* для современных дизелей с хорошо организованным струйным смесеобразованием можно принять для двигателей без наддува z=0.82.

*Степень повышения давления* в дизеле в основном зависит от величины цикловой подачи топлива. С целью снижения газовых нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма целесообразно иметь максимальное давление сгорания не выше 11 - 12 МПа. В связи с этим целесообразно принять для дизеля без наддува λ=2,0.

*Температура в конце видимого процесса сгорания*

zHраб. см+ [+8.315λ] tc +2270 (λ-) =tz:



без наддува 0,82·58805+ [22.351+8.315·2] 646+2270· (1-1,044) =1,044 (32,475+0,00191 tz) tz или 0,001994 tz2+33,904 tz-73732=0,откуда tz= (-33,904+√ (33,9042+4·0,001994·73732)) / (2·0,001994) =19490С

ТZ= tz+273=1949+273=2222 К.

*Максимальное давление сгорания для дизелей:*

без наддува pz=λ pc=2,0·4,283=8,556 МПа.

Степень предварительного расширения для дизелей:

без наддува ρ=  Tz / (λ Tc) =1,044·2222/ (2,0·919,4) =1,2616.

## 1.8 Процессы расширения и выпуска

Степень последующего расширения для дизеля

без наддува: ð=ε/ρ=16.5/1.2616=13.0786.

Средний показатель адиабаты и политропы расширения для дизелей выбираются следующим образом. На номинальном режиме можно принять показатель политропы расширения с учетом достаточно больших размеров цилиндра, несколько меньше показателя адиабаты расширения, который определяется по монограмме (см. рис.4.9). Для дизелей:

Без наддува при ð=13.0786; Tz=2222 и =1.4 k2=1.2728

n=1.260;

## 1.8.1 Давление и температура в конце процесса расширения

pb=pz/n2; pb=8.556/13.07861.26=0,32893 МПа

Тb=Tz/n2-1; Tb=2222/13.07861.26-1=1118,494 К.

## 1.8.2 Проверка ранее принятой температуры остаточных газов

Tr=Tb/ (pb/pr) 1/3

Tr=1118,494/ (0,32983/0,105) 1/3=763,7378 К; =100\* (763,7378-750) /750 = 1,83%;

где  - погрешность расчета.

На всех скоростных режимах температура остаточных газов принята в начале расчета достаточно удачно, так как ошибка не превышает 5%.

## 1.9 Индикаторные параметры рабочего цикла

Теоретическое среднее индикаторное давление

pi’=pc\* (\* (1-1/n2-1) / (n2-1) - (1-1/n1-1) / (n1-1)) / (-1)

При n=1000 об/мин

pi’=4.283\* (2\* (1.2616-1/13.07861,26-1) / (1,26-1) - (1-1/13.07861,3705-1) / (1,3705-1)) / (16.5-1) =0.968 МПа;

Среднее индикаторное давление

pi=и\*pi’=0,95\*pi’,

где коэффициент полноты диаграммы принят и=0,95;

pi=0.968\*0.95=0.9196МПа.

Индикаторный к. п. д. и индикаторный удельный расход топлива

i=pi\*l0\*/ (Hи\*0\*V) и gi=3600/ (Hи\*i).

i=0.9196\*14,452\*1.4/ (42,44\*1.189\*0,853) =0,4323;

gi=3600/ (42,44\*0,4323) =196.1853 г/ (кВт\*ч);

Эффективные показатели двигателя.

Среднее давление механических потерь

рм=0,089 +0,0118\*vп. ср=0.089+0.0118\*10.2=0.2094

Где средняя скорость поршня равна 10.2 м/с.

Среднее эффективное давление и механический к. п. д.

Без наддува: ре=рi-рм и м=ре/рi;

pе=0.9196-0.2094=0.7102 МПа;

м=0.7102/0.9196=0.7723

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

е=i\*м и gе=3600/Ние;

е=0.4323\*.7723=0.33386

gе=3600/42.44\*0.33386=254.075 г/ (кВт\*ч).

Основные параметры цилиндра и двигателя.

Литраж двигателя

Vл=30\*\*Nе/ (pе\*n) =30\*4\*135/ (0,7102\*2200) =10.37 л.

Рабочий объем одного цилиндра

Vh=Vл/i=10.37/6 = 1.728 л.

Диаметр цилиндра.

Ход поршня предварительно был принят S=140 мм и D=140, то S/D=1.

D=100\* (4Vh/ (\*S/D)) 1/3= 100\* (4\*1.728/ (3,14\*1.08)) 1/3=133.5мм.

Окончательно принимается D=130мм.

Основные параметры и показатели двигателя определяются по окончательно принятым значениям D и S:

Vл=\*D2\*S\*i/ (4\*106) =3,14\*133.52\*130\*6/ (4\*106) = 10.913л;

Fп=\*D2/4=3,14\*133.52/4=13266,5 мм2=139,904 см2;

Vп. ср = Sn/ (3\*104) =133.5\*2200/30000=9.8м/с.

Для дизеля без наддува:

Nе=pе\*Vл\*n/ (30\*) =0.7102\*10.913\*2200/ (30\*4) =142.1кВт;

Ме=3\*104\*Nе/ (\*n) =3\*104 \*142.1/ (3.14\*2200) =617.11 Н\*м;

Gт=Nе\*gе=142.1\*254.075=36.10 кг/ч;

Nл=Nе/Vл=142.1/10.913=13.02 кВт/дм.

## 1.10 Построение индикаторной диаграммы

Индикаторную диаграмму (см. рис.1) строят для номинального режима работы двигателя, т.е. при Nе=135 кВт и n=2200 об/мин.

Масштабы диаграммы: масштаб хода поршня Мs=1мм в мм;

масштаб давлений Mp=0,03 МПа в мм.

Приведенные величины, соответствующие рабочему объему ци линдра и объему камеры сгорания:

АВ=S/Ms=133.5/1=133.5 мм;

ОА=АВ/ (-1) =133.5/ (13.0786-1) =11.5 мм.

Максимальная высота диаграммы (точка z)

pz/Mp=8.556/0.05=171.12 мм.

z'z=ОА/ (ρ-1) =11.5· (1,26-1) =2.99=3 мм.

Ординаты характерных точек:

pa/Mp=0,092/0,05=1,84 мм;

pc/Mp=4.283/0,05=85.66 мм;

pb/Mp=0,32893/0,05=6.58мм;

pr/Mp=0,105/0,05 =2,1 мм;

po/Mp= (рk=p0) =0,1/0,05=2 мм.

Построение политроп сжатия и расширения графическим методом:

а) для луча ОС принимаем угол а =15°;

б) tgB= (1+tga) n1-1=0.381; В=20° 49';

в) используя лучи ОД и ОС, строим политропу сжатия, начиная с точки с;

г) tgB= (1+tga) n2-1=0.350; В= 19° 14';

д) используя лучи ОЕ и ОС, строим политропу расширения, начиная с точки z; Теоретическое среднее индикаторное давление

pi’=F1\*Mp/AB=2510\*0,05/ (130) = 0.945МПа,

где F1=2510мм2 - площадь диаграммы acz (z’) ba на рис. Величина pi’=0.943МПа, полученная планиметрированием индикаторной диаграммы, очень близка к величине pi’=0,968 МПа, полученной в тепловом расчете.

Скругление индикаторной диаграммы осуществляется на основании следующих соображений и расчетов. Так как рассчитываемый дизель тихоходный (n=2100 об/мин), то устанавливаются следующие фазы газораспределения: начало открытия впускного клапана (точка r') устанавливается за 20° до прихода поршня в в. м. т., а закрытие (точка а") - через 46° после прохода поршнем н. м. т.; начало открытия выпускного клапана (точка b') принимается за 66° до прихода поршня в н. м. т., а закрытие (точка а') - через 20° после прохода поршнем в. м. т. Угол опережения впрыска  принимается равным 20° (точка с'), а продолжительность периода задержки воспламенения 1=8° (точка f).

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения впрыска определяем положение точек r', а', а", с', f и b' по формуле для перемещения поршня:

АХ= (АВ/2) [ (1-cos) + (/4) (1-cos2)],

где  - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Выбор величины  производится при проведении динамического расчета, а при построении индикаторной диаграммы предварительно принимаем =0,264.

Расчеты ординат точек r', а', а", с', f и b' сведены в табл.2.

Таблица 2

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Обозначение точек | Положение точек | о | (1-cos) + (1-cos2) /4 | Расстояние АХ точек от в. м. т., мм. |
| b' | 66° до н. м. т. | 114 | 1,517 | 101.259 |
| r' | 20° до в. м. т. | 20 | 0,076 | 5.1 |
| а' | 20° после в. м. т. | 20 | 0,076 | 5.1 |
| а'' | 46° после н. м. т. | 134 | 1,763 | 117,7 |
| с' | 20° до в. м. т. | 20 | 0,076 | 5.1 |
| f | (20-8) ° до в. м. т. | 12 | 0,028 | 1,9 |

Положение точки с" определяется из выражения

рc''= (1,151,25) ·рс=1, 20·4,283=5,1396 МПа;

рc''/Мр=5,1396/0,05=102.79 мм.

Соединяя плавными кривыми точки r с а', c' с f и с" и далее с zд и кривой расширения, b' с b" (точка b'' располагается между точками b и а) и далее с r и r', получим скругленную действительную индикаторную диаграмму ra'ac'fc"zдb'b''r.

## 2. Тепловой баланс

Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом:

Q0=Hи\*Gт/3,6=42440\*34.14/3,6=402473Дж/с;

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с:

Qе=1000\*Ne,

Qe=1000\*134.37=134370 Дж/с.

Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

Qв=c\*i\*D1+2\*m\*nm\* (1/);

где с=0,450,53 - коэффициент пропорциональности для четырехтактных двигателей. В расчете принято с=0,48; i - число цилиндров; D - диаметр цилиндра, см; n - частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; m=0,60,7 - показатель степени для четырехтактных двигателей. В расчете принято при n=2200 об/мин m=0,65.

Qв=0,53\*6\*131+2\*0,65\*22000,65\* (1/1.4) =72200 Дж/с;

Теплота, унесенная с отработанными газами:

Qr= (Gт/3,6) \*{М2\*t - M1tk}.



Qr= (34.14/3,6) \*{0,7315\*31.6\*490

0,5\*29.09\*20}=105565.9Дж/с,

где =23, 3 кДж/ (кмоль\*град) - теплоемкость остаточных газов (определена по табл.3.9 методом интерполяции)



tr=Тr-273=763-273=490°С; =20,775 кДж/ (кмоль\*град) –



теплоемкость свежего заряда определена по табл.3.6 для воздуха методом интерполяции при t0=Т0-273=293-273=20°С.

Неучтённые потери:

Qост= Q0- (Qe +Qв +Qr);

для дизеля без наддува Qост=402473- (134370+72200+105565) =90338 Дж/с.

Составляющие теплового баланса представлены в табл.3.

Таблица 3

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Составляющие теплового баланса. | Дизель без наддува. | |
| Q, Дж/с. | q,% |
| Теплота, эквивалентная эффективной работе. | 134370 | 33 |
| Теплота, передаваемая охлаждающей среде. | 72200 | 17 |
| Теплота, унесенная с отработанными газами. | 105565 | 26 |
| Неучтенные потери теплоты. | 90338 | 24 |
| Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом. | 402473 | 100 |

## 2.1 Построение внешней скоростной характеристики дизеля

На основании теплового расчета, проведенного для режима номинальной мощности, получены необходимые величины параметров, необходимые для расчета и построения внешней скоростной характеристики.

Таблица 4

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Частота вращения  коленчатого вала n, об/мин | | Параметры внешней скоростной характеристики | | | | | |
|  | | Ne, кВт | | ge, г/ (кВт\*ч) | Мe, Н\*м | | GT, кг/ч |
| 2200 | | 142.1 | 254 | | 617.11 | 36.10 |

Удельный номинальный расход топлива:

gном = 1,2∙gмин, г/кВт∙ч;

gмин - минимальный удельный расход топлива, г/кВт∙ч;

gном = 1,2∙238 = 285,6 г/кВт∙ч;

Эффективная мощность для промежуточных значений:

*N*ex = *N*e ном ∙ ∙ , кВт;



*N*e ном - номинальная эффективная мощность, кВт;

- рассчитываемые обороты ДВС, мин-1;



- обороты ДВС при которых Ne = Ne мах, мин-1;



Эффективный крутящий момент для промежуточных значений:

*М*ех = 9554 ∙, Н∙м;



Удельный расход топлива для промежуточных значений:

gех = gном ∙ , г/кВт∙ч;



Часовой расход топлива для промежуточных значений:

*G*тх = gех ∙ *N*ex ∙ 10-3, кг/ч;

Коэффициент приспособляемости:

*К* = -



приспособляемость ДВС к преодолению повышенных нагрузок.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| nx, мин-1 | nx/ne | (nx/ne) 2 | Nex, кВт | Mex, Нм | gex, г/кВт·ч | Gex, кг/ч |
| 400 | 0,2 | 0,0 | 25,6 | 611,1 | 371,6 | 9,5 |
| 450 | 0,2 | 0,0 | 29,3 | 621,0 | 364,1 | 10,6 |
| 500 | 0,2 | 0,1 | 33,0 | 630,3 | 356,8 | 11,8 |
| 550 | 0,3 | 0,1 | 36,8 | 639,0 | 349,9 | 12,9 |
| 600 | 0,3 | 0,1 | 40,6 | 647,1 | 343,2 | 13,9 |
| 650 | 0,3 | 0,1 | 44,5 | 654,6 | 336,8 | 15,0 |
| 700 | 0,3 | 0,1 | 48,5 | 661,5 | 330,7 | 16,0 |
| 750 | 0,3 | 0,1 | 52,4 | 667,8 | 325,0 | 17,0 |
| 800 | 0,4 | 0,1 | 56,4 | 673,4 | 319,5 | 18,0 |
| 850 | 0,4 | 0,1 | 60,4 | 678,5 | 314,3 | 19,0 |
| 900 | 0,4 | 0,2 | 64,3 | 683,0 | 309,4 | 19,9 |
| 950 | 0,4 | 0,2 | 68,3 | 686,8 | 304,8 | 20,8 |
| 1000 | 0,5 | 0,2 | 72,2 | 690,1 | 300,5 | 21,7 |
| 1050 | 0,5 | 0,2 | 76,1 | 692,7 | 296,5 | 22,6 |
| 1100 | 0,5 | 0,3 | 80,0 | 694,7 | 292,7 | 23,4 |
| 1150 | 0,5 | 0,3 | 83,8 | 696,2 | 289,3 | 24,2 |
| 1200 | 0,5 | 0,3 | 87,5 | 697,0 | 286,2 | 25,1 |
| 1250 | 0,6 | 0,3 | 91,2 | 697,2 | 283,4 | 25,8 |
| 1300 | 0,6 | 0,3 | 94,8 | 696,8 | 280,8 | 26,6 |
| 1350 | 0,6 | 0,4 | 98,3 | 695,8 | 278,6 | 27,4 |
| 1400 | 0,6 | 0,4 | 101,7 | 694,2 | 276,6 | 28,1 |
| 1450 | 0,7 | 0,4 | 105,0 | 692,0 | 275,0 | 28,9 |
| 1500 | 0,7 | 0,5 | 108,2 | 689,2 | 273,6 | 29,6 |
| 1550 | 0,7 | 0,5 | 111,3 | 685,8 | 272,6 | 30,3 |
| 1600 | 0,7 | 0,5 | 114,2 | 681,8 | 271,8 | 31,0 |
| 1650 | 0,8 | 0,6 | 116,9 | 677,1 | 271,3 | 31,7 |
| 1700 | 0,8 | 0,6 | 119,6 | 671,9 | 271,1 | 32,4 |
| 1750 | 0,8 | 0,6 | 122,0 | 666,1 | 271,3 | 33,1 |
| 1800 | 0,8 | 0,7 | 124,3 | 659,6 | 271,7 | 33,8 |
| 1850 | 0,8 | 0,7 | 126,4 | 652,6 | 272,4 | 34,4 |
| 1900 | 0,9 | 0,7 | 128,3 | 644,9 | 273,4 | 35,1 |
| 1950 | 0,9 | 0,8 | 129,9 | 636,7 | 274,7 | 35,7 |
| 2000 | 0,9 | 0,8 | 131,4 | 627,8 | 276,3 | 36,3 |
| 2050 | 0,9 | 0,9 | 132,7 | 618,3 | 278,2 | 36,9 |
| 2100 | 1,0 | 0,9 | 133,7 | 608,2 | 280,3 | 37,5 |
| 2150 | 1,0 | 1,0 | 134,5 | 597,6 | 282,8 | 38,0 |
| 2200 | 1,0 | 1,0 | 135,0 | 586,3 | 285,6 | 38,6 |
| 2250 | 1,0 | 1,0 | 135,3 | 574,4 | 288,7 | 39,0 |
| 2300 | 1,0 | 1,1 | 135,3 | 561,9 | 292,0 | 39,5 |
| 2350 | 1,1 | 1,1 | 135,0 | 548,8 | 295,7 | 39,9 |
| 2400 | 1,1 | 1,2 | 134,4 | 535,1 | 299,6 | 40,3 |
| 2450 | 1,1 | 1,2 | 133,5 | 520,7 | 303,9 | 40,6 |
| 2500 | 1,1 | 1,3 | 132,4 | 505,8 | 308,4 | 40,8 |



## 3. Расчет кинематики двигателя

## 3.1 Выбор  и длины LШ шатуна

Величина отношения радиуса кривошипа к длине шатуна предварительно была принята (по прототипу ЯМЗ-236) в тепловом расчете  = 0,264. При этих условиях

LШ = R/ = 60/0,264 = 227 мм.

## 3.2 Перемещение поршня

Расчет производится аналитически через каждые 30° угла поворота коленчатого вала.

Угловая скорость вращения коленчатого вала

 = \*n/30 = 3,14\*2200/30 = 230,266 рад/с.

## 3.3 Скорость поршня

\*R/М = 230.266\*0,06/0.4=34.54 мм

\*R/ (М\*2) =230.266\*0.06\*0.264/ (0.4\*2) =4.66мм

## 3.4 Ускорение поршня

2R/М=230.2662\*0.06/100=31.81мм

2R/М=230.2662\*0.06\*0.264/100=8.589мм

j м = 2R (1+) =230.2662\*0.06 (1+0.264) =4040.31 м/с2

j = - 2R (1+1/8) =2331.55 м/с2.

Расчетные данные сведены в таблицу.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1,264 | 4011,936 |
| 10 | 0,019172534 | 0,115035 | 0 | 3,019369 | 1,232887 | 3913,182 |
| 20 | 0,075748446 | 0,454491 | 3,019369 | 5,89078 | 1,141928 | 3624,481 |
| 30 | 0,166974596 | 1,001848 | 5,89078 | 8,477552 | 0,998025 | 3167,733 |
| 40 | 0,288494777 | 1,730969 | 8,477552 | 10,66439 | 0,811888 | 2576,931 |
| 50 | 0,43467317 | 2,608039 | 10,66439 | 12,36534 | 0,596944 | 1894,702 |
| 60 | 0,599 | 3,594 | 12,36534 | 13,5287 | 0,368 | 1168,032 |
| 70 | 0,77453879 | 4,647233 | 13,5287 | 14,13866 | 0,139784 | 443,6757 |
| 80 | 0,954371535 | 5,726229 | 14,13866 | 14,21337 | -0,07443 | -236,243 |
| 90 | 1,132 | 6,792 | 14,21337 | 13,8 | -0,264 | -837,936 |
| 100 | 1,301667891 | 7,810007 | 13,8 | 12,96732 | -0,42173 | -1338,56 |
| 110 | 1,458579077 | 8,751474 | 12,96732 | 11,79686 | -0,54426 | -1727,47 |
| 120 | 1,599 | 9,594 | 11,79686 | 10,3736 | -0,632 | -2005,97 |
| 130 | 1,720248389 | 10,32149 | 10,3736 | 8,777488 | -0,68863 | -2185,71 |
| 140 | 1,820583663 | 10,9235 | 8,777488 | 7,076543 | -0,7202 | -2285,92 |
| 150 | 1,899025404 | 11,39415 | 7,076543 | 5,322448 | -0,73403 | -2329,8 |
| 160 | 1,955133688 | 11,7308 | 5,322448 | 3,548976 | -0,73746 | -2340,69 |
| 170 | 1,98878804 | 11,93273 | 3,548976 | 1,773321 | -0,73673 | -2338,38 |
| 180 | 2 | 12 | 1,773321 | 1,24E-15 | -0,736 | -2336,06 |
| 190 | 1,98878804 | 11,93273 | 1,24E-15 | -1,77332 | -0,73673 | -2338,38 |
| 200 | 1,955133688 | 11,7308 | -1,77332 | -3,54898 | -0,73746 | -2340,69 |
| 210 | 1,899025404 | 11,39415 | -3,54898 | -5,32245 | -0,73403 | -2329,8 |
| 220 | 1,820583663 | 10,9235 | -5,32245 | -7,07654 | -0,7202 | -2285,92 |
| 230 | 1,720248389 | 10,32149 | -7,07654 | -8,77749 | -0,68863 | -2185,71 |
| 240 | 1,599 | 9,594 | -8,77749 | -10,3736 | -0,632 | -2005,97 |
| 250 | 1,458579077 | 8,751474 | -10,3736 | -11,7969 | -0,54426 | -1727,47 |
| 260 | 1,301667891 | 7,810007 | -11,7969 | -12,9673 | -0,42173 | -1338,56 |
| 270 | 1,132 | 6,792 | -12,9673 | -13,8 | -0,264 | -837,936 |
| 280 | 0,954371535 | 5,726229 | -13,8 | -14,2134 | -0,07443 | -236,243 |
| 290 | 0,77453879 | 4,647233 | -14,2134 | -14,1387 | 0,139784 | 443,6757 |
| 300 | 0,599 | 3,594 | -14,1387 | -13,5287 | 0,368 | 1168,032 |
| 310 | 0,43467317 | 2,608039 | -13,5287 | -12,3653 | 0,596944 | 1894,702 |
| 320 | 0,288494777 | 1,730969 | -12,3653 | -10,6644 | 0,811888 | 2576,931 |
| 330 | 0,166974596 | 1,001848 | -10,6644 | -8,47755 | 0,998025 | 3167,733 |
| 340 | 0,075748446 | 0,454491 | -8,47755 | -5,89078 | 1,141928 | 3624,481 |
| 350 | 0,019172534 | 0,115035 | -5,89078 | -3,01937 | 1,232887 | 3913,182 |
| 360 | 0 | 0 | 0 | -4,3E-15 | 1,264 | 4011,936 |

Диаграмма перемещения поршня.

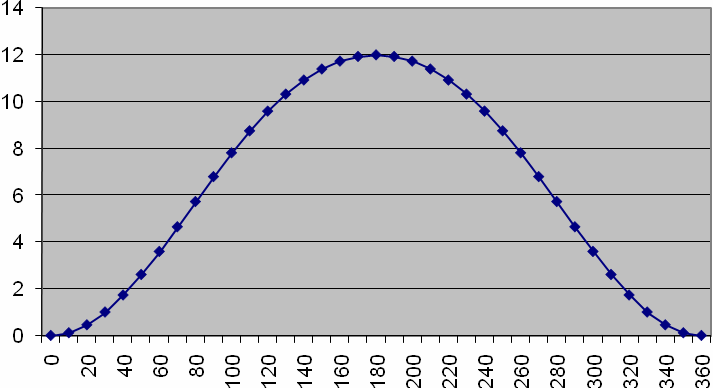


Диаграмма скорости поршня.

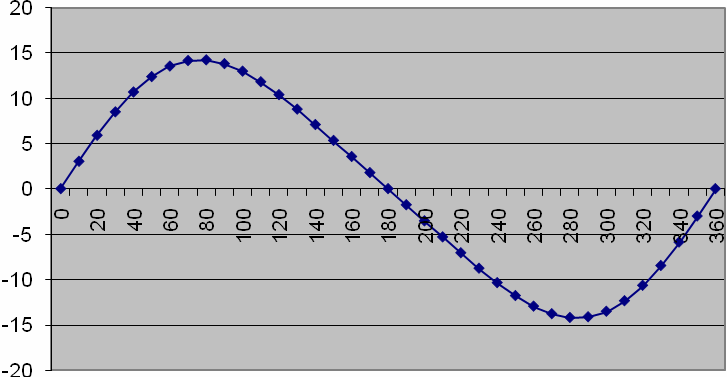
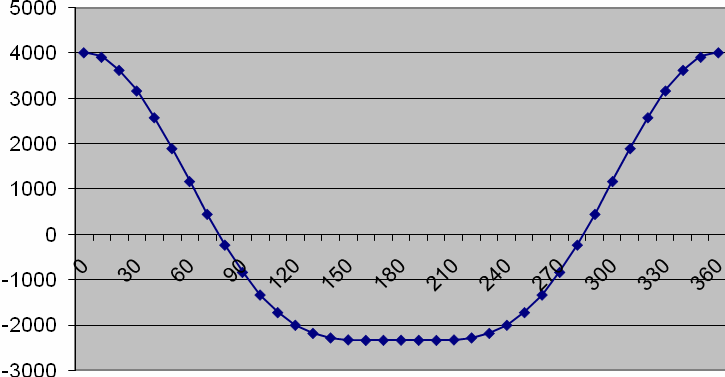


Диаграмма ускорения поршня.



## 4. Динамический расчет

## 4.1 Исходные данные

Все данные приняты из предыдущих расчетов, а так же согласно прототипу двигателя [2].

конструктивная масса поршневой группы



конструктивная масса шатуна



конструктивная масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов



## 4.2 Расчет усилий в кривошипно-шатунном механизме

## 4.2.1 Силы давления газов

Индикаторную диаграмму, полученную в тепловом расчете, развертываем по углу поворота кривошипа по методу Брикса

*Поправка Брикса*



где Мs - масштаб хода поршня на индикаторной диаграмме.

*Масштаб развернутой диаграммы*

Давлений и удельных сил Мр=0,05МПа; полных сил Мр= Мр∙Fn=0,05∙13,9=0,695Н в мм, угла поворота кривошипа Мφ=3˚ в мм, или

в мм.



где ОВ - длина развернутой индикаторной диаграммы, мм.

По развернутой диаграмме через каждые 30˚ угла поворота кривошипа определяем значения ΔРГ и заносим в таблицу 6.

## 4.2.2 Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма

*Масса поршневой группы*

;



*Масса шатуна*

;



*Масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов*

;



*Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца*

;



*Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа*

;



*Массы, совершающие возвратно-поступательное движение*



*Массы, совершающие вращательное движение*



## 4.2.3 Удельные и полные силы инерции

*Удельная сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс*



*Центробежная сила инерции вращающихся масс*



*Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна*



*Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа*



## 4.2.4 Удельные суммарные силы

*Удельная сила, сосредоточенная на оси поршневого пальца*



*Удельная нормальная сила*



Значение tgβ определяем по таблице [1. табл.8.2.] для λ=0,264.

*Удельная сила, действующая вдоль шатуна*



Значение (1/сosβ) определяем по таблице [1. табл.8.3]

*Удельная сила, действующая по радиусу кривошипа*



Значение (сos (φ+β) /cos β) определяем по таблице [1. табл.8.4]

*Удельная тангенциальная сила*



Значение (sin (φ+β) /cos β) определяем по таблице [1. табл.8.5]

*Полная тангенциальная сила*



По данным таблицы 6 строим график изменения удельных сил в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ

*Среднее значение тангенциальной силы за цикл*

по данным теплового расчета



по площади, заключенной между кривой рт и осью абсцисс



ошибка



## 4.2.5 Крутящие моменты

*Крутящий момент одного цилиндра*



*Период изменения крутящего момента*



Суммирование значений крутящих моментов всех 6 цилиндров двигателя осуществляется через каждые 30˚ угла поворота коленчатого вала. Все значения сводятся в таблицу 7. По полученным значениям строится кривая Мкр, в масштабе ММ=0,035Нм в мм.

Таблица 7.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| углы | М1 | М2 | М3 | М4 | М5 | М6, кН\*м |
| 0 | 0 | 2,43336 | -4,5012 | 4,1295 | 6,3395 | -2,7912 |
| 10 | -2,5896 | 3,70616 | -4,4728 | 2,8974 | 5,5381 | -3,6058 |
| 20 | -4,7025 | 4,37246 | -3,8908 | 1,3296 | 4,4816 | -4,2741 |
| 30 | -5,9888 | 4,47235 | -2,683 | 0 | 3,2833 | -4,6435 |
| 40 | -6,1456 | 4,12605 | -1,0882 | 3,2364 | 2,144 | -4,5628 |
| 50 | -5,2674 | 3,47838 | 0,8323 | 4,3234 | 1,0282 | -3,9155 |
| 60 | -3,5932 | 2,66982 | 2,6993 | 3,8301 | 0 | -2,6566 |
| 70 | -1,4952 | 1,78885 | 3,97605 | 3,1437 | -0,9674 | -0,8569 |
| 80 | 0,62674 | 0,89157 | 4,41926 | 2,6636 | -1,9003 | 1,266 |
| 90 | 2,43336 | 0 | 4,12951 | 2,4893 | -2,7912 | 3,3738 |
| 100 | 3,70616 | -0,8916 | 2,89736 | 3,6399 | -3,6058 | 5,0669 |
| 110 | 4,37246 | -1,7889 | 1,3296 | 4,9656 | -4,2741 | 5,9727 |
| 120 | 4,47235 | -2,6698 | 0 | 6,1139 | -4,6435 | 5,8546 |
| 130 | 4,12605 | -3,4792 | 3,23643 | 6,7872 | -4,5628 | 4,6619 |
| 140 | 3,47838 | -4,1337 | 4,32341 | 6,8352 | -3,9155 | 2,5803 |
| 150 | 2,66982 | -4,5012 | 3,8301 | 6,3395 | -2,6566 | 0 |
| 160 | 1,78885 | -4,4728 | 3,14368 | 5,5381 | -0,8569 | -2,5896 |
| 170 | 0,89157 | -3,8908 | 2,66357 | 4,4816 | 1,266 | -4,7025 |
| 180 | 0 | -2,683 | 2,48931 | 3,2833 | 3,3738 | -5,9888 |
| 190 | -0,8916 | -1,0882 | 3,6399 | 2,144 | 5,0669 | -6,1456 |
| 200 | -1,7889 | 0,8323 | 4,96557 | 1,0282 | 5,9727 | -5,2674 |
| 210 | -2,6698 | 2,6993 | 6,11389 | 0 | 5,8546 | -3,5932 |
| 220 | -3,4792 | 3,97605 | 6,78717 | -0,967 | 4,6619 | -1,4952 |
| 230 | -4,1337 | 4,41926 | 6,83515 | -1,9 | 2,5803 | 0,6267 |
| 240 | -4,5012 | 4,12951 | 6,33953 | -2,791 | 0 | 2,4334 |
| 250 | -4,4728 | 2,89736 | 5,53811 | -3,606 | -2,5896 | 3,7062 |
| 260 | -3,8908 | 1,3296 | 4,48155 | -4,274 | -4,7025 | 4,3725 |
| 270 | -2,683 | 0 | 3,28332 | -4,644 | -5,9888 | 4,4724 |
| 280 | -1,0882 | 3,23643 | 2,14396 | -4,563 | -6,1456 | 4,1261 |
| 290 | 0,8323 | 4,32341 | 1,02824 | -3,916 | -5,2674 | 3,4784 |
| 300 | 2,6993 | 3,8301 | 0 | -2,657 | -3,5932 | 2,6698 |
| 310 | 3,97605 | 3,14368 | -0,9674 | -0,857 | -1,4952 | 1,7889 |
| 320 | 4,41926 | 2,66357 | -1,9003 | 1,266 | 0,6267 | 0,8916 |
| 330 | 4,12951 | 2,48931 | -2,7912 | 3,3738 | 2,4334 | 0 |
| 340 | 2,89736 | 3,6399 | -3,6058 | 5,0669 | 3,7062 | -0,8916 |
| 350 | 1,3296 | 4,96557 | -4,2741 | 5,9727 | 4,3725 | -1,7889 |
| 360 | 0 | 6,11389 | -4,6435 | 5,8546 | 4,4724 | -2,6698 |
| 370 | 3,23643 | 6,78717 | -4,5628 | 4,6619 | 4,1261 | -3,4792 |
| 380 | 4,32341 | 6,83515 | -3,9155 | 2,5803 | 3,4784 | -4,1337 |
| 390 | 3,8301 | 6,33953 | -2,6566 | 0 | 2,6698 | -4,5012 |
| 400 | 3,14368 | 5,53811 | -0,8569 | -2,59 | 1,7889 | -4,4728 |
| 410 | 2,66357 | 4,48155 | 1,26597 | -4,703 | 0,8916 | -3,8908 |
| 420 | 2,48931 | 3,28332 | 3,37381 | -5,989 | 0 | -2,683 |
| 430 | 3,6399 | 2,14396 | 5,06685 | -6,146 | -0,8916 | -1,0882 |
| 440 | 4,96557 | 1,02824 | 5,97272 | -5,267 | -1,7889 | 0,8323 |
| 450 | 6,11389 | 0 | 5,85463 | -3,593 | -2,6698 | 2,6993 |
| 460 | 6,78717 | -0,9674 | 4,66193 | -1,495 | -3,4792 | 3,9761 |
| 470 | 6,83515 | -1,9003 | 2,58034 | 0,6267 | -4,1337 | 4,4193 |
| 480 | 6,33953 | -2,7912 | 0 | 2,4334 | -4,5012 | 4,1295 |
| 490 | 5,53811 | -3,6058 | -2,5896 | 3,7062 | -4,4728 | 2,8974 |
| 500 | 4,48155 | -4,2741 | -4,7025 | 4,3725 | -3,8908 | 1,3296 |
| 510 | 3,28332 | -4,6435 | -5,9888 | 4,4724 | -2,683 | 0 |
| 520 | 2,14396 | -4,5628 | -6,1456 | 4,1261 | -1,0882 | 3,2364 |
| 530 | 1,02824 | -3,9155 | -5,2674 | 3,4784 | 0,8323 | 4,3234 |
| 540 | 0 | -2,6566 | -3,5932 | 2,6698 | 2,6993 | 3,8301 |
| 550 | -0,9674 | -0,8569 | -1,4952 | 1,7889 | 3,9761 | 3,1437 |
| 560 | -1,9003 | 1,26597 | 0,62674 | 0,8916 | 4,4193 | 2,6636 |
| 570 | -2,7912 | 3,37381 | 2,43336 | 0 | 4,1295 | 2,4893 |
| 580 | -3,6058 | 5,06685 | 3,70616 | -0,892 | 2,8974 | 3,6399 |
| 590 | -4,2741 | 5,97272 | 4,37246 | -1,789 | 1,3296 | 4,9656 |
| 600 | -4,6435 | 5,85463 | 4,47235 | -2,67 | 0 | 6,1139 |
| 610 | -4,5628 | 4,66193 | 4,12605 | -3,479 | 3,2364 | 6,7872 |
| 620 | -3,9155 | 2,58034 | 3,47838 | -4,134 | 4,3234 | 6,8352 |
| 630 | -2,6566 | 0 | 2,66982 | -4,501 | 3,8301 | 6,3395 |
| 640 | -0,8569 | -2,5896 | 1,78885 | -4,473 | 3,1437 | 5,5381 |
| 650 | 1,26597 | -4,7025 | 0,89157 | -3,891 | 2,6636 | 4,4816 |
| 660 | 3,37381 | -5,9888 | 0 | -2,683 | 2,4893 | 3,2833 |
| 670 | 5,06685 | -6,1456 | -0,8916 | -1,088 | 3,6399 | 2,144 |
| 680 | 5,97272 | -5,2674 | -1,7889 | 0,8323 | 4,9656 | 1,0282 |
| 690 | 5,85463 | -3,5932 | -2,6698 | 2,6993 | 6,1139 | 0 |
| 700 | 4,66193 | -1,4952 | -3,4792 | 3,9761 | 6,7872 | -0,9674 |
| 710 | 2,58034 | 0,62674 | -4,1337 | 4,4193 | 6,8352 | -1,9003 |
| 720 | 0 | 2,43336 | -4,5012 | 4,1295 | 6,3395 | -2,7912 |

*Средний крутящий момент двигателя. П*о данным теплового расчета



по площади, заключенной под кривой Мкр.



ошибка



*Максимальный и минимальный крутящие моменты*



## 4.2.6 Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала

Полярную диаграмму строят графическим сложением векторов сил К и Т



Результирующая сила Rш. ш., действующая на шатунную шейку, подсчитывается графическим сложением векторов сил Т и Рк. при построении полярной диаграммы. Масштаб сил на полярной диаграмме для суммарных сил Мр= 0,53кН в мм

Все рассчитанные силы сводятся в таблицу 8. Также туда переносятся значения Т из таблицы 6.

Таблица 8.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| φ0 | р | tg β | p N | 1/cosβ | p s | cos (φ+β) /cosβ | p к | К кН | sin (φ+β) /cosβ | p T | Т кН | М кр. Ц |
| 0 | -1,48 | 0,00 | 0,00 | 1,00 | -1,48 | 1,00 | -1,48 | -19,65 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| 30 | -1,17 | 0,13 | -0,16 | 1,01 | -1,18 | 0,80 | -0,94 | -12,42 | 0,62 | -0,72 | -9,56 | -621,43 |
| 60 | -0,43 | 0,23 | -0,10 | 1,03 | -0,44 | 0,30 | -0,13 | -1,69 | 0,98 | -0,42 | -5,61 | -364,84 |
| 90 | 0,31 | 0,27 | 0,08 | 1,04 | 0,32 | -0,27 | -0,09 | -1,13 | 1,00 | 0,31 | 4,15 | 269,47 |
| 120 | 0,74 | 0,23 | 0,17 | 1,03 | 0,76 | -0,70 | -0,52 | -6,96 | 0,75 | 0,56 | 7,41 | 481,49 |
| 150 | 0,87 | 0,13 | 0,12 | 1,01 | 0,87 | -0,93 | -0,81 | -10,71 | 0,39 | 0,33 | 4,42 | 287,28 |
| 180 | 0,87 | 0,00 | 0,00 | 1,00 | 0,87 | -1,00 | -0,87 | -11,51 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| 210 | 0,89 | -0,13 | -0,12 | 1,01 | 0,89 | -0,93 | -0,83 | -10,97 | -0,39 | -0,34 | -4,53 | -294,25 |
| 240 | 0,79 | -0,23 | -0,18 | 1,03 | 0,81 | -0,70 | -0,56 | -7,40 | -0,75 | -0,59 | -7,87 | -511,87 |
| 270 | 0,40 | -0,27 | -0,11 | 1,04 | 0,42 | -0,27 | -0,11 | -1,47 | -1,00 | -0,40 | -5,37 | -348,82 |
| 300 | -0,14 | -0,23 | 0,03 | 1,03 | -0,15 | 0,30 | -0,04 | -0,57 | -0,98 | 0,14 | 1,88 | 122,45 |
| 330 | 0,07 | -0,13 | -0,01 | 1,01 | 0,07 | 0,80 | 0,05 | 0,71 | -0,62 | -0,04 | -0,54 | -35,29 |
| 360 | 2,21 | 0,00 | 0,00 | 1,00 | 2,21 | 1,00 | 2,21 | 29,38 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| 370 | 7,01 | 0,05 | 0,32 | 1,00 | 7,01 | 0,98 | 6,85 | 90,84 | 0,22 | 1,53 | 20,34 | 1322,32 |
| 380 | 3,40 | 0,09 | 0,31 | 1,00 | 3,41 | 0,91 | 3,09 | 40,95 | 0,43 | 1,45 | 19,26 | 1251,83 |
| 390 | 1,73 | 0,13 | 0,23 | 1,01 | 1,74 | 0,80 | 1,38 | 18,31 | 0,62 | 1,06 | 14,09 | 915,86 |
| 420 | 0,44 | 0,23 | 0,10 | 1,03 | 0,45 | 0,30 | 0,13 | 1,73 | 0,98 | 0,43 | 5,73 | 372,52 |
| 450 | 0,73 | 0,27 | 0, 20 | 1,04 | 0,75 | -0,27 | -0, 20 | -2,64 | 1,00 | 0,73 | 9,64 | 626,56 |
| 480 | 1,01 | 0,23 | 0,24 | 1,03 | 1,04 | -0,70 | -0,71 | -9,47 | 0,75 | 0,76 | 10,08 | 655,37 |
| 510 | 1,06 | 0,13 | 0,14 | 1,01 | 1,07 | -0,93 | -0,99 | -13,16 | 0,39 | 0,41 | 5,43 | 353,03 |
| 540 | 0,98 | 0,00 | 0,00 | 1,00 | 0,98 | -1,00 | -0,98 | -13,02 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| 570 | 0,91 | -0,13 | -0,12 | 1,01 | 0,92 | -0,93 | -0,85 | -11,23 | -0,39 | -0,35 | -4,63 | -301,22 |
| 600 | 0,75 | -0,23 | -0,17 | 1,03 | 0,77 | -0,70 | -0,53 | -6,98 | -0,75 | -0,56 | -7,44 | -483,43 |
| 630 | 0,32 | -0,27 | -0,09 | 1,04 | 0,33 | -0,27 | -0,09 | -1,15 | -1,00 | -0,32 | -4, 19 | -272,05 |
| 660 | -0,43 | -0,23 | 0,10 | 1,03 | -0,44 | 0,30 | -0,13 | -1,68 | -0,98 | 0,42 | 5,57 | 362,30 |
| 690 | -1,17 | -0,13 | 0,16 | 1,01 | -1,18 | 0,80 | -0,93 | -12,39 | -0,62 | 0,72 | 9,54 | 619,84 |
| 720 | -1,48 | 0,00 | 0,00 | 1,00 | -1,48 | 1,00 | -1,48 | -19,65 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |

По полярной диаграмме строим диаграмму износа шатунной шейки. Сумму сил Rш. ш., действующих по каждому лучу диаграммы износа, определяем с помощью таблицы 9. По данным этой же таблицы в масштабе Мр= 30кН в мм по каждому лучу откладываем величины суммарных сил Rш. ш., от окружности к центру.

Таблица 9.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Значение Rш. ш. i, кН, для лучей | | | | | | | | | | | | |
| φ0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| 0 | 29,6 | 29,6 | 29,6 |  |  |  |  |  |  |  | 29,6 | 29,6 |
| 30 | 24,3 | 24,3 | 24,3 |  |  |  |  |  |  |  |  | 24,3 |
| 60 | 12,9 | 12,9 | 12,9 |  |  |  |  |  |  |  |  | 12,9 |
| 90 | 11,8 | 11,8 |  |  |  |  |  |  |  |  | 11,8 | 11,8 |
| 120 | 18,4 | 18,4 |  |  |  |  |  |  |  |  | 18,4 | 18,4 |
| 150 | 21,1 | 21,1 |  |  |  |  |  |  |  |  | 21,1 | 21,1 |
| 180 | 21,4 | 21,4 | 21,4 |  |  |  |  |  |  |  | 21,4 | 21,4 |
| 210 | 21,3 | 21,3 | 21,3 |  |  |  |  |  |  |  |  | 21,3 |
| 240 | 19 | 19 | 19 |  |  |  |  |  |  |  |  | 19 |
| 270 | 12,6 | 12,6 | 12,6 | 12,6 |  |  |  |  |  |  |  | 12,6 |
| 300 | 10,6 | 10,6 | 10,6 |  |  |  |  |  |  |  |  | 10,6 |
| 330 | 9,2 | 9,2 | 9,2 | 9,2 |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 360 |  |  | 19,5 |  | 19,5 | 19,5 | 19,5 | 19,5 | 19,5 |  |  |  |
| 390 |  |  |  |  |  |  | 16,4 | 16,4 | 16,4 | 16,4 |  |  |
| 420 |  |  |  |  |  |  |  |  | 10 | 10 | 10 | 10 |
| 450 | 15,9 |  |  |  |  |  |  |  |  | 15,9 | 15,9 | 15,9 |
| 480 | 21,9 | 21,9 |  |  |  |  |  |  |  |  | 21,9 | 21,9 |
| 510 | 23,7 | 23,7 |  |  |  |  |  |  |  |  | 23,7 | 23,7 |
| 540 | 22,9 | 22,9 | 22,9 |  |  |  |  |  |  |  | 22,9 | 22,9 |
| 570 | 21,7 | 21,7 | 21,7 |  |  |  |  |  |  |  |  | 21,7 |
| 600 | 18,5 | 18,5 | 18,5 |  |  |  |  |  |  |  |  | 18,5 |
| 630 | 11,8 | 11,8 | 11,8 |  |  |  |  |  |  |  |  | 11,8 |
| 660 | 12,9 | 12,9 | 12,9 |  |  |  |  |  |  |  | 12,9 | 12,9 |
| 690 | 24,3 | 24,3 | 24,3 |  |  |  |  |  |  |  | 24,3 | 24,3 |
| сумма | 385,8 | 369,9 | 292,5 | 21,8 | 19,5 | 19,5 | 35,9 | 35,9 | 45,9 | 42,3 | 233,9 | 386,6 |
| на диаг | 9,645 | 9,2475 | 7,3125 | 0,545 | 0,4875 | 0,4875 | 0,8975 | 0,8975 | 1,1475 | 1,0575 | 5,8475 | 9,665 |

## 4.3 Уравновешивание двигателя

Центробежные силы инерции рассчитываемого двигателя и их моменты полностью уравновешены: ∑КR =0; ∑МR =0.

Суммарный момент центробежных сил.

∑МR =



∑МR=3.16 (3.96+2\*3.28) 0.06\*0,230\*0,230\*160=16.88

Суммарный момент сил инерции.

∑Мj =, ∑Мj =3.16\*5.2\*0.06\*0.053\*160=8.34



Суммарные моменты действуют в одной плоскости, поэтому:

∑Мj +∑МR=16.88+8.34=25.22

Масса общего противовеса.

мпр=, мпр=160\*60\*3.16\* (5.2+3.96+2\*3.28) / (125\*720) =5.29



## 4.4 Подбор маховика

*Равномерность крутящего момента*



*Избыточная работа крутящего момента*



где Fabc=2239 мм2 - площадь над прямой среднего крутящего момента;

*Масштаб угла поворота вала на диаграмме Мкр*

в мм



*Равномерность хода* двигателя принимаем =0,01.

*Момент инерции движущихся масс двигателя, приведенных к оси коленчатого вала*



*Момент инерции маховика*



*Средний диаметр маховика*

d Dcp Dm



*Маховый момент*

,



откуда, масса маховика



По результатам расчета внешний диаметра маховика принимаем:

Dм=0,26 м.

*Плотность чугуна* кг/м³



*Объем маховика* ;



*Масса* *маховика* ;



*Площадь маховика*



Т.к. ранее мы высчитали массу маховика, можем составить квадратное уравнение из которого найдем диметр выреза в маховике:



где Н - толщина маховика.



откуда d=0,054м.

Таким образом мы подобрали маховик со следующими габаритами:

Диаметр маховика D=0,26м;

Диаметр выреза в маховике d=0,054м;

Ширина маховика Н=0,048;

Маховик выполнен из чугуна.

## 5. Конструктивный расчет

## 5.1 Основные размеры проходных сечений в горловинах и клапанах

Площади проходного сечения и диаметра клапана при их максимальном подъеме:



*Площадь проходного сечения и диаметр горловины:*



*Максимальная высота подъема клапана при угле фаски*



## 5.2 Основные размеры кулачков для впускных клапанов

*Радиус начальной окружности кулачка*



*принимаем*



*Максимальный подъем толкателя, приводящего в движение один впускной клапан*



*где* и  *-* расстояния от опоры



*Профилирование тангенциального кулачка*

,



*=8.64/35=0.246*



|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Фазы газораспределения |  |  |  |  |  |  |
| В.М.Т.  Такт выпуска  Н.М.Т. | 0  5  9  9  5  0 | -  40  30  20  10  0  10  20  30  40 | 0  0,351  0,709  1,46  1,46  2,63  6,18  12,13  21,4  39,5  21,4  12,13  6,18  2,63  1,46  1,46  0,709  0,351  0 | 0  0,353  0,647  1,18  1,18  0,583  0,423  0,210  0,141  0  0,141  0,210  0,423  0,583  1,18  1,18  0,647  0,353  0 | +815  +839  +865  +887  134  170  203  234  248  254  248  234  203  170  134  +887  +865  +839  +815 | 0  0,013  0,075  0,171  0,726  1,62  1,96  2,32  3,15  3,64  4,21  4,56  4,92  5,18  6,02  6,02  6,68  6,95  7,14 |



*, м*/с



## 5.3 Расчет клапанной пружины

*Максимальная сила упругости пружин*



*Минимальная сила упругости пружин*



*Жесткость пружин*



*Деформация пружин:*

*Предварительная*



*Полная*



*Распределение усилий между наружной и внутренней пружинами*

*внутренняя пружина*



*наружная пружина*

,



*Жесткость наружной и внутренней пружин*



*Размер пружин диаметр проволоки ; ; средний диаметр* пружин ;



Число рабочих витков пружин



*полное число витков пружин*



*Длина пружин при полностью открытом клапане*



*Длина пружин при закрытом клапане*



*Длина свободных пружин*



*Максимальные и минимальные напряжения в пружинах:*

*Внутренняя пружина*



*Наружная пружина*



*Среднее напряжение и амплитуды напряжений:*

*Внутренняя пружина*



*Наружная пружина*



*Запасы прочности пружин:*

*Внутренняя пружина*



*Расчет пружин на резонанс*



## 5.4 Расчет распределительного вала



*Стрела прогиба распределительного вала*



*Где*



*Напряжение смятия*

