Министерство образования Российской Федерации

Филиал Санкт-Петербургского государственного морского технического университета

**СЕВМАШВТУЗ**

**Курсовой проект**

**Дисциплина: “Судовые дизеля”**

**Тема “Проектирование судового двигателя внутреннего сгорания”**

Северодвинск

2006

**Исходные данные**

Тип судна – сухогруз

Водоизмещение D=2400тонн

Скорость судна **υ**=16 узлов

Степень сжатия **ε=**15

Массовая доля углерода С=84%

Массовая доля водорода H=15%

Массовая доля кислорода О=1%

**Введение**

Судовая энергетическая установка (СЭУ) предназначена для обеспечения движения судна и снабжения необходимой энергией всех судовых потребителей. От СЭУ существенно зависят экономические показатели транспортного судна, уровень его строительной стоимости и текущих эксплуатационных затрат по содержанию. Затраты на СЭУ в среднем составляют 20...35 % общей строительной стоимости судна и 40...60 % затрат на содержание судна на ходу. Кроме того, основные качества транспортных судов - безопасность плавания, мореходность и провозоспособность - в значительной мере обеспечиваются СЭУ. В связи с этим проектирование СЭУ является одним из важнейших этапов создания судна.

Механизмы и оборудование СЭУ, предназначенные для обеспечения движения судна, составляют главную энергетическую установку (ГЭУ). Основными элементами ГЭУ являются главный двигатель, валопровод и движитель.

Источники электроэнергии с первичными двигателями, преобразователями и передаточными трассами составляют электроэнергетическую установку.

Технические комплексы, обеспечивающие различные судовые нужды (опреснение воды, паровое отопление, кондиционирование воздуха и т.д.), относятся к вспомогательной установке.

Функционирование главной, вспомогательной и электроэнергетической установок обеспечивается различными системами, основными из которых являются топливные, масляные, охлаждения, сжатого воздуха, газоотвода и др.

Эффективное использование ДЭУ, надёжная их эксплуатация и высокая производительность труда обслуживающего персонала обеспечиваются комплексной автоматизацией установки. Автоматизированные ДЭУ с безвахтенным обслуживаем получили широкое распространение на судах морского флота.

**1. Выбор главных двигателей и основных параметров**

**1.1 Определение суммарных мощностей главных двигателей**

Примерное значение мощности можно определить при помощи адмиралтейского коэффициента:

 кВт

Где: D=2400т – водоизмещение судна

υ=16 узлов – скорость судна

1/С – обратный адмиралтейский коэффициент

Принимаем СОД фирмы S.E.M.T. с эффективной мощностью Nец =650 э.л.с., числом цилиндров i=6, отношением S/D=1.2, числом оборотов n=520 об/мин

**1.2 Выбор основных параметров дизеля**

Одна из основных задач проектирования – правильный выбор типа главного двигателя. Исходным данным для этого служит тип и назначение судна, районы плавания, режимы работы установок, условия размещения двигателей, требования к массогабаритным показателям установки, а также требования регистра.

У меня двигатель СОД, может устанавливаться на СДУ и тепловозах, работает на лёгком топливе, тронковый, четырёхтактный, 6 цилиндровый (V-образный).

Мощность дизеля:

По агрегатной мощности (Nе) дизель относится к дизелям мощным (2000-20000) л.с.

Цилиндровая мощность изменяется в широких приделах в зависимости от D, S, n и Pe:

Nец=(Nе)/(i)=3328/6=554.7 л.с. < 650 л.с. (у двигателя)

Частота вращения и средняя скорость поршня:

Главным критерием быстроходности дизеля яв-ся средняя скорость поршня:

Cm=

Зная агрегатную и цилиндрическую мощность, число оборотов, принимаем Ø цилиндра D и ход поршня S.

Выбранные значения D и S, их отношение и средняя скорость поршня Cm должны соответствовать классу проектируемого двигателя:

для СОД

n = 300÷700 об/мин

S/D = 1.0÷1.8

Cm = 7÷10 м/с

Принимаем для СОД при частоте оборотов n =520 об/мин; S=470 мм; D=390 мм

Cm=м/с.

*Габариты ДВС:*

-Длина двигателя на фундаментной раме:

L=i⋅a⋅D=6⋅1,3⋅390=3042 мм

Где: I=6 - число цилиндров

а=1.2÷1.4 – для 4-х тактного двигателя.

D=390 мм - диаметр цилиндра,

-Ширина двигателя на фундаментальной раме:

B=b⋅S=2.2⋅470=1034 мм.

Где: b=2.1÷2.4- коэффициент для СОД

S=470 мм – ход поршня

-Высота двигателя от оси коленчатого вала до крайней верхней точки:

H1=b1⋅S=4.8⋅470=2256 мм.

Где: b1=4.6÷5 - коэффициент для тронковых ДВС

-Расстояние по высоте от оси коленчатого вала до нижней точки:

H2=b2⋅S=1.5⋅470=705 мм.

Где: b2=1.25÷2

-Общая высота двигателя:

Hд=H1+H2=2961 мм.

-Масса двигателя через удельную массу:

Gд=gд⋅Nе=15⋅2447=36705 кг

Где: gд=10÷20 кг/кВт - удельная масса

-После принятия решения о размере двигателя следует оценить значения среднего эффективного давления:

,

Где: z=0,5- коэффициент тактности для четырехтактных дизелей.

Полученное значение Pe сравниваем со значением двигателей и делаем вывод о возможности достижения в проектном решении величины Nе.

**2. Тепловой расчёт ДВС**

**2.1 Теплота сгорания топлива**

Низшая теплота сгорания топлива может быть определена по формуле Д.И.Менделеева:

QH=33,9·С+103·Н-10,9· (О-S)– 2,5·W

Полагая С=84%, Н=15%, О2=1%, получим

QН=33,9⋅0,84+103⋅0,15-10,9⋅0,01=43.817 МДж/кг

**2.2 Процесс пополнения**

-Давление в конце пополнения:

 = МПа

Где: ϕ=0.6÷0.7- коэффициент скорости истечения.

Т0=293К - температура окружающей среды.

С1 - скорость поступающего заряда через сечения клапана

С1=Сm⋅k=8.14⋅7.5=61.05 м/с

к=6÷9 - коэффициент, выражающий отношение площади поршня F к расчётной площади сечения всех полностью открытых впускных клапанов.

Cm=8.14 м/с – средняя скорость поршня

C2=1,57⋅C1=1,57⋅61.05=95.85 м/с – наибольшая скорость протекания свежего заряда через выпускной клапан.

-Коэффициент остаточных газов для расчёта четырёхтактного двигателя с наддувом:

=

Где: Δt=170C – повышение температуры воздуха вследствие нагрева в системе двигателя.

ε=15 – степень сжатия

Тг=800К – температура остаточных газов

Рг=105000 Па – давление остаточных газов

-Температура смеси в конце наполнения:

-Коэффициент наполнения через коэффициент остаточных газов:

**2.3 Процесс сжатия**

Давление конца сжатия:

 МПа

Где: n1 =1,38- показатель политропы

Температура конца сжатия:

 К

**2.4 Процесс сгорания**

Прежде всего необходимо определить кол-во воздуха, теоретически необходимого для сгорания 1 кг. топлива:

 (кмоль/кг)

Действительное количество воздуха:

Ms=α⋅M0=1.8⋅0.51=0,918 кмоль/кг

Где: α=1.3÷1.8 – коэффициент избытка воздуха при горении

Мольное количество смеси воздуха и остаточных газов, находящихся в цилиндре до горения: M1=(1+γг)⋅MS =(1+0,036)⋅0,978=1.005 кмоль/кг

Количество молей продуктов сгорания:

 (кмоль/кг)

Действительный коэффициент молекулярного изменения:

Мольное количество остаточных газов:

 кмоль/кг

0.955=0.918+0.0375

СО2:

:

0.07+0.075=0.145

Количество СО2: Х=0,48=48%

Н2О: Х=0,52=52%

0.0375=0.018+0.0195

воздух 0,918 0,961

СО20,018 0,019 =1

Н2О0,0195 0,020

Теплоемкости смеси газов определим по формулам:

,

,



Температура определяется из уравнения сгорания. Уравнение сгорания для смешанного цикла:

Где: ξ=0.75÷0.92 - коэффициент использования тепла

λ =1.35÷1.55 - степень повышения давления для СОД

 К

Степень предварительного расширения определяется зависимостью:

Степень последующего расширения:

По опытным данным значения и для цикла смешанного сгорания находятся в пределах =1.4÷1.7 и =8÷11

**2.5 Процесс расширения**

Давление начала расширения:

 Па

Давление и температура в конце расширения:

 Па

 К

Где: n2 =1,25 –показатель политропы расширения

**2.6 Процесс выпуска**

В связи с тем, что в момент открытия выпускного клапана давление в цилиндре сравнительно высокое, приходится выпускной клапан открывать с некоторым опережением, несколько ранее прихода поршня в Н.М.Т., чтобы избежать большого противодавления на поршень и, кроме того, чтобы ускорить и улучшить очистку цилиндра от остаточных газов.

Ввиду того, что характер колебаний давления газов при выпуске не поддаётся точному теоретическому подсчёту, в расчётах обычно вместо переменного давления используют среднее постоянное давление газов в период выпуска Рг. Это давление выше давления в выпускной трубе Р'г. По практическим данным можно принять Рг = 0,103...,0123 Мн/м2 и Р'г = 0,101...0,108 Мн/м2. Меньшие значения относятся к тихоходным двигателям, а большие - к быстроходным. Средняя температура отработавших газов для четырёхтактных ДВС - 350...600 0С

Принимаем:

Рг=0.12 МПа – среднее постоянное давление газов в период выпуска

Р′г=0.105 МПа – давление в выпускной трубе.

**2.7 Построение расчётной индикаторной диаграммы**

Теоретическую диаграмму строят по параметрам расчётного цикла, поэтому её называют также расчётной или проектной.

Построение диаграммы начинается с выбора масштабов P и V. По оси абсцисс откладывают объём [], а по оси ординат – давление [].

Где: А - объём в точке а, выраженный в мм.

Значения и найдём как

, тогда

Значит =0.004 и =0.06

Возьмём масштаб на диаграмме 10мм=0.00375

Тогда =149мм и =11мм и =160мм (Ox)

Далее принимаем масштаб для Pz(Oy)

Следовательно, 10мм=0.465МПа

Далее проводим ось давлений, атмосферную линию и линию выпуска.

Строим политропу сжатия аналитическим способом:

 (=0.06=160мм;=1.38;=0.105МПа)

Введём коэффициент А для расчётов в миллиметрах. А=21.5=



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| V | 11 | 30 | 50 | 70 | 90 | 110 | 130 | 150 | 160 |
| P | 90 | 23 | 11 | 7 | 5 | 4 | 3 | 2.5 | 2.3 |

Кривую расширения строим аналогично кривой сжатия, но =.

(=0.06=160мм;=1.25;=0.277МПа; b=21.5)



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| V’ | 11 | 30 | 50 | 70 | 90 | 110 | 130 | 150 | 160 |
| P’ | 169 | 48 | 25.5 | 17 | 12 | 9.5 | 8 | 6.5 | 6 |

мм

Далее, выбрав Pr, откладываем его в масштабе и проводим линию выпуска; Pr=2.6мм

Спланиметрировав участок acz′zba диаграммы, получим её площадь F=2637 мм2 , по которой найдём среднее теоретическое индикаторное давление:

 Па

Аналитически определяем среднее теоретическое индикаторное давление:

Расхождение между давлениями, определёнными графическими и аналитическими методами, не превышает 4%.

Среднее индикаторное давление с учётом поправки на полноту диаграммы:

Pi=ϕ⋅P′i=0.96⋅0.79955⋅106=0.7675 МПа.

Где: ϕ =0.95÷0.68 – поправка на полноту диаграммы.

**2.8 Параметры, характеризующие рабочий цикл**

К параметрам, характеризующим действительный рабочий цикл двигателя, относятся давление в конце сжатия, давление в конце горения, среднее индикаторное давление, среднее эффективное давление, эффективный расход топлива, эффективный КПД, а также проводятся диаметр цилиндра D и ход поршня S.

Среднее эффективное давление:

Pе=Pi⋅ηм=0.7675⋅0,9=0.6908 МПа

Где: ηм=0.89÷0.91 – механический КПД при работе на номинальной мощности для судовых СОД.

Удельный индикаторный расход топлива:

 кг/Дж

 кг/кВт·ч

Удельный эффективный расход топлива:

 кг/Дж

Индикаторный КПД:

Эффективный КПД:

Диаметр цилиндра:

мм

Ход поршня:

мм

Отношение находится в пределах ГОСТа.

**3. Динамический расчёт двигателя**

**3.1 Диаграмма движущих усилий**

Удельные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме (КШМ) и отнесённые к единице площади поршня Р (н/), можно подразделить на четыре группы:

- удельные силы, образующиеся от давления газов на поршень Ps;

- удельные силы тяжести движущихся частей Pb;

- удельные силы инерции поступательно движущихся частей In;

- удельные силы трения в механизме двигателя Pт;

 Давление газов на поршень Pz – величина переменная при любом положении мотыля может быть определена по развёрнутой индикаторной диаграмме.

Сила тяжести Рв:

 Па

Где: m=1000÷3000 кг/м2 – удельная масса поступательно движущихся частей.

Удельные силы поступательно движущихся масс определяются как произведение удельной массы поступательно движущихся частей, отнесённой к единице площади поршня [кг/ м2 ] на их ускорение а [м/с2]

При построении диаграммы движения усилий в качестве оси абсцисс принимают атмосферную линию и строят развёрнутую индикаторную диаграмму.

Вниз от атмосферной линии откладывают удельную силу тяжести движущихся частей и проводят пунктирную линию.

Далее по формуле () строим кривую сил инерции. При направлении сил инерции вверх, ординату тоже направляем вверх.

 - для ВМТ

 - для НМТ



R=

Где: R – радиус мотыля

L – длина шатуна.

[с-1] – угловая скорость вращения коленчатого вала.

Следовательно

С достаточной степенью точности кривую удельных сил инерции можно построить по способу Толле, для чего следует отложить расстояние АВ в масштабе абсцисс развёрнутой индикаторной диаграммы, а затем из точки А в масштабе ординат развёрнутой диаграммы отложить удельную силу инерции в ВМТ (верхней мёртвой точке) Ino .

В том же масштабе из точки В вниз откладывают удельную силу инерции в НМТ. Точки C и D соединяют прямой. Из точки пересечения CD с АВ откладывают вниз в принятом масштабе ординат величину EF, равную:

Переведём полученные значения в миллиметры:АС=37.63мм

ВD=22.36мм

АВ=120мм

EF=22.45мм

Точку F соединяют прямыми с точками C и D. Линии CF и FD делят на одинаковое число равных частей и соединяют точки одного и того же номера прямыми. Через точки C и D по касательным и прямым, соединяющим одинаковые номера, проводят главную огибающую линию, которая и будет кривой удельных сил инерции.

**3.2 Диаграмма касательных усилий**

Удельная сила, действующая на 1 м2 площади поршня, будет равна соответствующей ординате из диаграммы движущих сил, умноженной на масштаб ординат.

Удельную силу Р раскладывают на две составляющие (смотри рис.5) - нормальную Рн и по оси шатуна Рш:



Удельную силу, действующую по оси шатуна, так же раскладывают на две составляющие: радиальную Рр и касательную Рк:



Объединив предыдущие формулы получим:

.

При построении диаграммы касательных усилий по оси абсцисс откладывают углы поворота радиуса мотыля, а по оси ординат значения Рк, соответствующим этим углам.

Отрезок, равный основанию диаграммы движущих усилий, разбивают на участки по 150. Для учёта поправки Брилса берут отрезок АВ, равный одному ходу поршня в масштабе чертежа развёрнутой индикаторной диаграммы (рис.6). Проводят полуокружность радиусом R и вправо от центра О откладывают поправку Брилса:

Из точки O’ через каждые 150 проводят прямые до пересечения с полуокружностью. Спроецировав полученные точки пересечения на основание АВ, получим различные положения поршня с учётом влияния конечной длины шатуна, которые наносим на диаграмму движущих усилий. Для участков сжатия и выпуска величину OO’ откладывают влево от ВМТ.

Далее снимают с диаграммы движущих усилий величины Р для 150, 300, 450 и т.д.

Таблица 1

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | **0** | **15** | **30** | **45** | **60** | **75** | **90** | **105** | **120** | **135** |
| **P, мм** | -1.645 | -1.544 | -1.262 | -0.850 | -0.373 | 0.092 | 0.492 | 0.792 | 0.987 | 1.092 |
|  | 0 | 0.321 | 0.608 | 0.832 | 0.975 | 1.029 | 1 | 0.902 | 0.755 | 0.58 |
|  | 0 | -0.496 | -0.767 | -0.707 | -0.364 | 0.095 | 0.492 | 0.714 | 0.745 | 0.633 |
|  | **150** | **165** | **180** | **195** | **210** | **225** | **240** | **255** | **270** | **285** |
| **P, мм** | 1.092 | 1.144 | -1.140 | 1.148 | -1.154 | -1.149 | -1.103 | -1.043 | -0.938 | -0.831 |
|  | 0.580 | 0.196 | 0 | 0.196 | 0.391 | 0.58 | 0.755 | 0.902 | 1 | 1.029 |
|  | 0.633 | 0.224 | 0 | -0.225 | -0.451 | -0.666 | -0.832 | -0.941 | -0.938 | -0.856 |
|  | **300** | **315** | **330** | **345** | **360** | **375** | **390** | **405** | **420** | **435** |
| **P, мм** | -0.778 | -0.851 | -1.149 | -1.709 | -2.432 | 3.696 | 2.854 | 2.053 | 1.617 | 1.413 |
|  | 0.975 | 0.832 | 0.608 | 0.321 | 0 | 0.321 | 0.608 | 0.832 | 0.975 | 1.029 |
|  | -0.758 | -0.708 | -0.698 | -0.548 | 0 | 1.186 | 1.735 | 1.708 | 1.577 | 1.454 |
|  | **450** | **465** | **480** | **495** | **510** | **525** | **540** | **555** | **570** | **585** |
| **P, мм** | 1.345 | 1.338 | 1.344 | 1.345 | 1.336 | 1.324 | -1.145 | -1.144 | -1.134 | -1.092 |
|  | 1 | 0.902 | 0.755 | 0.580 | 0.391 | 0.196 | 0 | 0.196 | 0.391 | 0.580 |
|  | 1.345 | 1.207 | 1.015 | 0.780 | 0.780 | 0.259 | 0 | -0.224 | -0.443 | -0.633 |
|  | **600** | **615** | **630** | **645** | **660** | **675** | **690** | **705** | **720** |
| **P, мм** | -0.987 | -0.803 | -0.493 | -0.094 | 0.372 | 0.845 | 1.251 | 1.543 | 1.644 |
|  | 0.755 | 0.902 | 1 | 1.029 | 0.975 | 0.832 | 0.608 | 0.321 | 0 |
|  | -0.745 | -0.724 | -0.493 | -0.097 | 0.363 | 0.705 | 0.761 | 0.495 | 0 |

Далее откладывается значение Pk по Ох.

Определяем ординату наивысшей тчк. горения, у меня она (т.к. Pk=0.767МПа).

Соединив концы отмеченных ординат плавной кривой, получим диаграмму удельных касательных усилий. Знак удельной силы Рк считается положительным, если направление Рк совпадает с направлением движения поршня, и отрицательным, если Рк направлена в сторону, противоположную его перемещению. При положительном значении Рк силы, действующие в механизме, будут являться движущими, а при отрицательном - силами сопротивления.

Площадь диаграммы удельных касательных усилий есть величина, пропорциональная работе касательной силы за один цикл. Силы инерции изменяют только форму диаграммы, а площадь её остаётся неизменной, так как работа этих сил за полный цикл равна нулю.

**3.3 Суммарная диаграмма касательных усилий**

Изменение касательного усилия всего двигателя представляется суммарной диаграммой касательных усилий, которая для всех цилиндров может быть построена путём суммирования ординат кривых касательных усилий от всех цилиндров, сдвинутых по отношению друг к другу на угол 0 - угол поворота радиуса мотыля между двумя последовательными вспышками.

Угол 0 из условия равномерности вращения коленчатого вала принимается для четырёхтактных двигателей равным 7200/*i*

Для построения суммарной диаграммы основание диаграммы касательных усилий делят на участки, соответствующие углу оборота мотыля между двумя последовательными вспышками.

Далее каждый участок делят на одинаковое число равных отрезков и нумеруют их.

Ординаты кривой, соответствующие одним и тем же номерам точек, графически суммируют, в результате чего находят ординаты суммарной кривой касательных усилий.

Соединив концы ординат, получим кривую одного участка. На остальных участках кривая будет повторяться.

На суммарную диаграмму касательных усилий наносят линию сопротивления приводимого в действие гребного винта.

Постоянная удельная сила сопротивления tc находится из уравнения:

,

Таблица 2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **№ точки** | **0** | **1** | **2** | **3** | **4** | **5** | **6** | **7** | **8** |
| **Угол поворота мотыля [°]** | 0 | 15 | 30 | 45 | 60 | 75 | 90 | 105 | 120 |
| 120 | 135 | 150 | 165 | 180 | 195 | 210 | 225 | 240 |
| 240 | 255 | 270 | 285 | 300 | 315 | 330 | 345 | 360 |
| 360 | 375 | 390 | 405 | 420 | 435 | 450 | 465 | 480 |
| 480 | 495 | 510 | 525 | 540 | 555 | 570 | 585 | 600 |
| 600 | 615 | 630 | 645 | 660 | 675 | 690 | 705 | 720 |
| **№ точки** | **0** | **1** | **2** | **3** | **4** | **5** | **6** | **7** | **8** |
| **Значение****Pk [МПа]** | 0 | -0.493 | -0.767 | -0.707 | -0.364 | 0.095 | 0.492 | 0.714 | 0.745 |
| 0.745 | 0.633 | 0.445 | 0.224 | 0 | -0.225 | -0.451 | -0.666 | -0.832 |
| -0.832 | -0.941 | -0.938 | -0.856 | -0.758 | -0.708 | -0.698 | -0.548 | 0 |
| 0 | 1.186 | 1.735 | 1.708 | 1.577 | 1.454 | 1.345 | 1.207 | 1.015 |
| 1.015 | 0.780 | 0.522 | 0.259 | 0 | -0.224 | -0.443 | -0.633 | -0.745 |
| -0.745 | -0.724 | -0.493 | -0.097 | 0.363 | 0.705 | 0.761 | 0.495 | 0 |
| **∑** | 0.183 | 0.441 | 0.504 | 0.531 | 1.16 | 1.097 | 1.006 | 0.57 | 0.183 |

**3.4 Определение махового момента и главных размеров маховика**

Из диаграммы касательных усилий видно, что в каждый момент прохождения цикла суммарное значение касательного усилия будет изменяться как по величине, так и по направлению. Следовательно и вызванный этим усилием крутящий момент так же не останется постоянным. Это означает, что коленчатый вал вращается неравномерно.

Неравномерности вращения характеризуются степенью неравномерности:

,

Где max - максимальная угловая скорость за цикл, 1/с;

min - минимальная угловая скорость за цикл, 1/с;

ср - средняя угловая скорость, равная:

Рекомендуемые значения при номинальном режиме работы двигателей лежат в следующих пределах:

÷ - для ДВС работающих на гребной винт.

Вес и размеры моховика можно определить из выражения мохового момента двигателя:

Где G - вес маховика, кг;

Dм - диаметр окружности, проходящий через центр тяжести моховика;

Jм - момент инерции вращения моховика.

Где J - момент инерции массы всех вращающихся частей шатунно-мотылевого механизма, приведённый к шейке мотыля;

JДВ - момент инерции массы движущихся частей двигателя.

Значение J может быть определено из выражения:

Где Vs - объём, описываемый поршнем за один ход и равный Vs=0.056.

Fд max, Fд min - наибольшее и наименьшее действительное значение алгебраической суммы отрицательных и положительных площадок суммарной диаграммы касательных усилий.

Момент инерции массы движущихся частей двигателя оценивается следующим образом:

Где - масса поступательно движущих частей всех цилиндров, кг;

R - радиус мотыля.

Диаметр Dм определяется из уравнения:

Диаметр должен быть выбран из расчёта, чтобы окружная скорость

на внешней окружности обода чугунного моховика не превышала 25...30 м/с, а стального - 40...45 м/с.

Вес маховика, приведённый к средней окружности обода:

Вес обода:

Полный вес моховика:

**4. Расчёт прочностных деталей двигателя**

**4.1 Детали поршневой группы**

Расчёт поршня.

Рис. 1 - Конструктивные размеры поршня

1. Диаметр головки поршня:

D1=D-(0,0008...0,008)⋅D=0.390-0,008⋅0.390=0.3869 м.

2. Диаметр юбки поршня:

D2=D-(0,0008...0,008)⋅D=0.3869 м.

3. Толщина днища:

δ=(0,12...0,18)⋅D=0.060 м.

4. Расстояние от первого кольца до кромок днища:

C=(0,15...0,3)⋅D=0.080 м.

5. Толщина цилиндрической стенки головки:

S1=(0,03...0,1)⋅D=0.020м.

6. Толщина направляющей части юбки:

S2=(0,02...0,05)⋅D=0.010м.

7. Длина направляющей части юбки:

Lн=(1.3…1.4)⋅S=0.611м.

8. Расстояние от нижней кромки юбки до оси поршневого кольца:

Lп=(0.6…0.9)D=0.351м.

9. Полная длина поршня тихоходных ДВС тронкового типа:

L=(1.05…1.3)S=0.500м.

10. Необходимая длина направляющей части поршня:

Где: Nmax=0.1⋅Pz – при λ=1/4

k=400⋅103 Н/м2 – допускаемое удельное давление на 1м2 площади проекции боковой поверхности поршня

 Мн – сила, действующая на поршень в конце сгорания топлива.

11. Расчёт поршня на изгиб:

Где: δ=(0.08…0.15)⋅D=0.039м – толщина днища для стальных охлаждаемых поршней;

[σиз]≤150⋅106 Н/м2 – допускаемое напряжение на изгиб для стальных поршней;

– условие прочности выполняется.

Расчёт поршневого пальца.

1. Диаметр пальца:

d=(0,35...0,45)⋅D=0.156м.

2. Длина вкладыша головного подшипника:

l=(0,45...0,47)⋅D=0.180м.

3. Внутренний диаметр кольца:

d0=(0,4...0,5)⋅d=0.078м.

4. Длина пальца:

lп=(0,82...0,85)⋅D=0.325м.

5. Расстояние между серединами опор пальца:

l1=l+(lп-l)/2=0.180+(0.325-0.180)/2=0.2525м.

6. Длина опорной части бабышки:

a=(lп-l)/2=0.0725м.

7. Напряжение изгиба, возникающее в момент действия силы:

8. Напряжение среза:

9. Условие прочности выполняется, т.к. выполняются условия:

σиз≤[σ]из ; σср≤[σ]ср :

σиз=31 МПа < [σ]из=(150...180) МПа;

σср=22.28 МПа < [σ]ср=50 МПа.

10. Для определения степени овализации пальца, определим по методу Кинасошвили увеличение наружного диаметра в горизонтальной плоскости:

Где: Е=2,1⋅1011Па – модуль Юнга стали.

Условие <0,07 выполняется.

11. Удельное давление в подшипнике скольжения

,

Где: =(20…25)⋅106Па – допускаемое давление на вкладыш, изготовленный из бронзы.

Условие прочности выполнено.

12.Удельное давление на гнездо бобышки

Где: =(25…45)⋅106Па – допускаемое давление на бобышку, изготовленный из чугуна.

.

Условие прочности выполняется.

**4.2 Расчёт коленчатого вала**

Рис. 2 - Конструктивные размеры коленчатого вала

1. Валы изготовляют из углеродистых сталей 35 и 45, легированных сталей марок 30Х, 45Х, 18ХН, 20ХН3А, 30ХМА, а также из модифицированного чугуна марки СЧ 38-60. Механические характеристики марок сталей, применяемых для изготовления коленчатых валов

Материал коленчатого вала – сталь 18ХН

σр=60÷65кг/мм2 – предел прочности при растяжении

σт=34÷35кг/мм2 – предел текучести

2. Диаметр коленчатого вала:

Где: D=390мм – диаметр цилиндра

S=470мм – ход поршня

L=3042мм – расстояние между центрами рамовых подшипников

А=51.7

В=82

С=1.19

 - безразмерный коэффициент.

3. Диаметр шатунный (dш) и рамовой (dр) шейки:

dш=250мм; dр=240мм – принимаем, в соответствии с двигателем прототипом.

4. Толщина щеки:

t≥0,56⋅dш=0.15м.

5. Ширина щеки:

h≥1,33⋅dш=0.34м.

6. Длина шатунной шейки:

lш=(0,65...1)⋅dш=0.7⋅0.25=0.175м.

7. Длина рамовой шейки:

lр=(0,85...1)⋅dр=0.9 ⋅0.24=0.216м.

8. Расстояние между осями коренной и шатунной шеек R, между средним слоем щеки и серединой рамового подшипника а2, между серединами рамовых шеек а1:

R=0.235м; а2=0.180м; а1=0.640м – принимаем в соответствии с прототипом.

9. Радиусы закруглений:

- у мотылевой шейки: r1≥0,07dш=20мм

- у рамовой шейки: r2≥0,5dр=120мм

- у фланца: r3≥0,125dр=30мм

10. Размеры вала проверяют для двух опасных положений:

- в ВМТ, когда на мотыль действуют наибольшая радиальная сила и касательная сила, передаваемая от цилиндров, расположенных впереди;

- при повороте мотыля на угол, соответствующий максимальному касательному усилию (угол 2).

11. Значение углов (абсцисс), ординаты которых подлежат суммированию в первом опасном положении, соответствуют: 0, 0+0, 0+01,.... (число углов равно числу цилиндров i). 0 - угол между двумя последующими вспышками равен:

α0=720/i=720/6=120°

12. Значения углов, ординаты которых подлежат суммированию в первом опасном положении: 0°, 120°, 240°, 360°, 480°, 600°.

Значения углов, ординаты которых подлежат суммированию во втором опасном положении: 19°, 159°, 259°, 379°, 499°, 619°.

13. Определение наиболее нагруженного мотыля в 1 опасном положении (заполнение таблицы производят в порядке последовательности вспышек):

Значения Рр и Рк при разных углах поворота мотыля для 1 опасного положения:



Угол можно найти из уравнения:

Таблица 3

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| №мотыля | Pp иPk [Мн/] | Угол поворота мотыля, град. | порядок вспышек |
| 0720 | 120 | 240 | 360 | 480 | 600 |
| 1. | Pk | 0 | 0.745 | -0.832 | 0 | 1.015 | -0.724 | 1. |
| Pp | -1.645 | -0.683 | 0.763 | 2.432 | -0.93 | 0.683 |
| 2. | Pk | -0.832 | 0 | 1.015 | -0.724 | 0 | 0.745 | 5. |
| ∑ Pk | -0.832 | 0.745 | 0.183 | -0.724 | 1.015 | 0.021 |
| Pp |  | 2.432 |  |  |  |  |
| 3. | Pk | 1.015 | -0.724 | 0 | 0.745 | -0.832 | 0 | 3. |
| ∑ Pk | 0.183 | 0.021 | 0.183 | 0.021 | 0.183 | 0.021 |
| Pp |  |  |  |  |  | 2.432 |
| 4. | Pk | 0.745 | -0.832 | 0 | 1.015 | -0.724 | 0 | 6. |
| ∑ Pk | 0.928 | -0.811 | 0.183 | 1.036 | -0.541 | 0.021 |
| Pp |  |  | 2.432 |  |  |  |
| 5. | Pk | -0.724 | 0 | 0.745 | -0.832 | 0 | 1.015 | 2. |
| ∑ Pk | 0.204 | -0.811 | 0.928 | 0.204 | -0.541 | 1.036 |
| Pp |  |  |  |  | 2.432 |  |
| 6. | Pk | 0 | 1.015 | -0.724 | 0 | 0.745 | -0.832 | 4. |
| ∑ Pk | 0.204 | 0.204 | 0.204 | 0.204 | 0.204 | 0.204 |
| Pp | 2.432 |  |  |  |  |  |

Произведя суммирование Рк цилиндров, расположенных впереди, т.е. значений Рк, вписанных в таблицу выше строки данного мотыля, находят мотыль, передающий наибольшее касательное усилие. Из таблицы видно, что при максимальном значении Рр=2.432 МН/м2 наибольшее касательное усилие от других цилиндров, равное Рк=1.015МН/м2, передаёт мотыль четвёртого цилиндра. Таким образом, в первом опасном положении следует рассчитывать мотыль четвёртого цилиндра, как передающий наибольшее касательное усилие от цилиндров, расположенных впереди.

14. Определения наиболее нагруженного мотыля во втором опасном сечении: суммируем ординаты кривой касательных усилий для угла поворота 1 с учётом последовательности вспышек. Вносимое значение Рр может быть определено как:

.

Из полученной таблицы находят наиболее неблагоприятное сечение радиальной и касательной сил.

Таблица 4

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| №мотыля | Pp иPk [Мн/] | Угол поворота мотыля, град. | порядок вспышек |
| 21.6 | 141.6 | 261.6 | 381.6 | 501.6 | 621.6 |
| 1. | Pk | -0.648 | 0.557 | -0.950 | 1.726 | 0.670 | -0.648 | 1. |
| Pp | -1.278 | -0.986 | -0.398 | 3.405 | -1.186 | -0.271 |
| 2. | Pk | -0.950 | 1.726 | 0.670 | -0.648 | -0.648 | 0.557 | 5. |
| ∑ Pk | -1.598 | 2.283 | -0.280 | 1.078 | 0.022 | -0.091 |
| Pp |  | 3.405 |  |  |  |  |
| 3. | Pk | 0.670 | -0.648 | -0.648 | 0.557 | -0.950 | 1.726 | 3. |
| ∑ Pk | -0.928 | 1.635 | -0.928 | 1.635 | -0.928 | 1.635 |
| Pp |  |  |  |  |  | 3.405 |
| 4. | Pk | 0.557 | -0.950 | 1.726 | 0.670 | -0.648 | -0.648 | 6. |
| ∑ Pk | -0.371 | 0.685 | 0.798 | 2.305 | -1.576 | 0.987 |
| Pp |  |  | 3.405 |  |  |  |
| 5. | Pk | -0.648 | -0.648 | 0.557 | -0.950 | 1.726 | 0.670 | 2. |
| ∑ Pk | -1.019 | 0.037 | 1.355 | 1.355 | 0.150 | 1.657 |
| Pp |  |  |  |  | 3.405 |  |
| 6. | Pk | 1.726 | 0.670 | -0.648 | -0.643 | 0.557 | -0.950 | 4. |
| ∑ Pk | 0.707 | 0.707 | 0.707 | 0.707 | 0.707 | 0.707 |
| Pp | 3.405 |  |  |  |  |  |

Первое опасное положение.

Расчёт шатунной шейки.

Рис. 3 - Расчет шатунной шейки

15. Сила давления в конце горения:

16. Момент, изгибающий шатунную шейку:

17. Напряжение изгиба:

где Wиз - осевой момент сопротивления [м3] для сплошной шейки равен W=0,1d3.

18. Наибольшее касательное усилие от расположенных (выше) впереди цилиндров:

19. Момент, скручивающий мотылёвую шейку:

Мкр=Рк⋅R=155.6⋅0,125=19450 Нм

20. Напряжение кручения:

21. Эквивалентное напряжение в шейке:

22. Условие прочности выполняется, т.к.:

σ =66.47МПа <[σ]=120МПа.

Расчёт рамовой шейки.

Рис. 4 - Расчет рамовой шейки

23. Изгибающий момент:

24. Напряжение изгиба:

25. Напряжение кручения:

26. Эквивалентные напряжения:

27. Условие прочности выполняется:

σ =32.24 МН/м2 < [σ]=120 МН/м2.

Расчёт щеки.

Рис. 5 - Расчет щеки

28. Изгибающий момент:

29. Момент сопротивления на широкой стороне щеки:

м3

30. Напряжение изгиба:

,

31. Момент сопротивления на узкой стороне щеки:

 м3

32. Напряжение изгиба на узкой стороне щеки:

33. Напряжение сжатия от силы Pz/2:

34. Суммарное напряжение:

σ =σиз.щ.+σиз.уз.+σсж.=17.7+30+6.2=53.9МПа

35. Условие прочности выполняется:

σ =53.9 МН/м2 < [σ]=120 МН/м2.

Второе опасное положение***.***

Расчёт шатунной шейки.

36. Наибольшее касательное усилие одного цилиндра:

37. Наибольшее радиальное усилие одного цилиндра:

38. Изгибающий момент от наибольшего касательного усилия:

39. Изгибающий момент от наибольшего радиального усилия:

40. Напряжение изгиба от действия Миз.к.:

41. Напряжение изгиба от действия Миз.r.:

42. Равнодействующее напряжение изгиба:

43. Суммарное касательное усилие, передаваемое шейкой рамового подшипника:

44. Касательное усилие от впереди расположенных цилиндров:

Ркп=Рk.max-Pk=0.2726-0.2=0.0726 МН

45. Крутящий момент от касательной силы Ркп:

Мкр.п=Ркп⋅R=72600⋅0.125=9 кН·м

46. Крутящий момент от касательной силы одного цилиндра:

 Нм

47. Напряжение кручения от моментов Мкр1 и Мкр.п:

48. Суммарное напряжение кручения:

σкр=σкр1+σкр.п=6.88 МН/м2

49. Эквивалентное напряжение в шатунной шейке:

50. Условие прочности выполняется:

σ =47.8 МН/м2 < [σ]=120 МН/м2

Расчёт щеки.

51. Изгибающий момент на широкой стороне щеки:

 Нм

52. Напряжение изгиба на широкой стороне щеки:

53. Напряжение изгиба на узкой стороне щеки:

54. Напряжение сжатия силой Рr /2:

55. Суммарное напряжение:

σ =σиз.щ+σиз.уз+σсж=29,14+36,098+48,24=113,478Н/м2

56. Момент, скручивающей щеки:

57. Момент сопротивления кручению на середине широкой стороны щеки:

58. Касательное напряжение на середине широкой стороны щеки:

59. Напряжение кручения на середине узкой стороны щеки:

60. Равнодействующее напряжение на середине широкой стороны щеки:

61. Равнодействующее напряжение на середине узкой стороны щеки:

Расчёт рамовой шейки.

62. Изгибающий момент силы Рк:

Нм

63. Изгибающий момент силы Pr :

Нм

64. Равнодействующий изгибающий момент:

Нм

65. Напряжение изгиба:

66. Момент, скручивающий рамовую шейку:

Мкр=Рк⋅R=200000⋅0.235=47000 Нм

67. Напряжение кручения:

68. Суммарное напряжение:

69. Условия прочности выполняется:

σ =33.7 МН/м2 < [σ]=120МН/м2.

**5. Определение уравновешенности ДВС**

1.Строим в произвольном масштабе схему вала, определяется центр тяжести ДВС и расстояния от центра тяжести до осей всех цилиндров. Обозначим условно массу одного цилиндра за 1.

Координаты центра масс X:

1⋅0+1⋅Н+1⋅2Н+1⋅3Н+1⋅4Н+1⋅5Н=6Х

Х=2,5Н

2. Принимаем величину условной центробежной силы: Рц=1Н

3. Находим углы развала мотылей 4 для всех цилиндров ДВС при положении первого цилиндра в ВМТ:

ϕ1,2=0°; ϕ3,4=120°; ϕ2,5=240°.

4. Строим схему мотылей и каждый мотыль нагружаем условной центробежной силой Рц=1Н.

5. Определяем силы инерции 1-го порядка, как составляющие условных центробежных сил инерции, и моменты сил инерции относительно центра тяжести двигателя в вертикальных и горизонтальных плоскостях:

Таблица 5

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | ϕ° | h | Р1ви=Рy⋅cosϕ | Р1ги=Рy⋅sinϕ | М1ви=Рy⋅h⋅cosϕ | М1ги=Рy⋅h⋅sinϕ |
| 1 | 0 | 2,5Н | 1⋅Рy | 0 | 2,5Н⋅Рy | 0 |
| 2 | 240 | 1,5Н | -0,5⋅Рy | -0,866Рy | -0,75Н⋅Рy | -1,299Н⋅Рy |
| 3 | 120 | 0,5Н | -0,5⋅Рy | 0,866Рy | -0,25Н⋅Рy | 0,433Н⋅Рy |
| 4 | 120 | -0,5Н | -0,5⋅Рy | 0,866Рy | 0,25Н⋅Рy | -0,433Н⋅Рy |
| 5 | 240 | -1,5Н | -0,5⋅Рy | -0,866Рy | 0,75Н⋅Рy | 1,299Н⋅Рy |
| 6 | 0 | -2,5Н | 1⋅Рy | 0 | -2,5Н⋅Рy | 0 |
| Σ |  |  | 0 | 0 | 0 | 0 |

6. Находим неуравновешенные силы и моменты сил инерции как алгебраическую сумму сил и моментов сил инерции всех цилиндров:

7. Положение вектора моментов на диаграмме мотылей относительно мотыля первого цилиндра, расположенного в ВМТ, определяем углом ϕ1:

8. Аналогично определяем неуравновешенные силы инерции и моменты сил инерции 2-го порядка:

Таблица 6

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | 2ϕ° | h | Р2ви=Рy⋅cos2ϕ | Р2ги=Рy⋅sin2ϕ | М2ви=Рy⋅h⋅cos2ϕ | М2ги=Рy⋅h⋅sin2ϕ |
| 1 | 0 | 2,5Н | 1⋅Рy | 0 | 2,5Н⋅Рy | 0 |
| 2 | 120 | 1,5Н | -0,5⋅Рy | 0,866Рy | -0,75Н⋅Рy | 1,299Н⋅Рy |
| 3 | 240 | 0,5Н | -0,5⋅Рy | -0,866Рy | -0,25Н⋅Рy | -0,433Н⋅Рy |
| 4 | 240 | -0,5Н | -0,5⋅Рy | -0,866Рy | 0,25Н⋅Рy | 0,433Н⋅Рy |
| 5 | 120 | -1,5Н | -0,5⋅Рy | 0,866Рy | 0,75Н⋅Рy | -1,299Н⋅Рy |
| 6 | 0 | -2,5Н | 1⋅Рy | 0 | -2,5Н⋅Рy | 0 |
| Σ |  |  | 0 | 0 | 0 | 0 |

9. Определяем неуравновешенные силы и моменты от системы сил вращающихся масс:

Таблица 7

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | ϕ° | h | Рвц=Рy⋅cosϕ | Ргц=Рy⋅sinϕ | Мвц=Рвy⋅h | Мгц=Ргy⋅h |
| 1 | 0 | 2,5Н | 1⋅Рy | 0 | 2,5Н⋅Рy | 0 |
| 2 | 240 | 1,5Н | -0,5⋅Рy | 0,866Рy | -0,75Н⋅Рy | 1,299Н⋅Рy |
| 3 | 120 | 0,5Н | -0,5⋅Рy | -0,866Рy | -0,25Н⋅Рy | -0,433Н⋅Рy |
| 4 | 120 | -0,5Н | -0,5⋅Рy | -0,866Рy | 0,25Н⋅Рy | 0,433Н⋅Рy |
| 5 | 240 | -1,5Н | -0,5⋅Рy | 0,866Рy | 0,75Н⋅Рy | -1,299Н⋅Рy |
| 6 | 0 | -2,5Н | 1⋅Рy | 0 | -2,5Н⋅Рy | 0 |
| Σ |  |  | 0 | 0 | 0 | 0 |

Т.о. при работе 6 цилиндров двигатель уравновешен.

**Выводы**

В данном курсовом был спроектирован главный дизель СЭУ транспортного судна – сухогруз. Для выполнения данного расчёта исходным материалом служил конструктивный прототип современного двигателя рабочие параметры и конструкция которого близки к указанным в задании. По указанным в задании параметрам был произведён расчёт

**Выбор главного двигателя и основных параметров:**

Для нашего судна был необходим дизель мощностью кВт. Мной был выбран СОД фирмы S.E.M.T. с эффективной мощностью Nец =650 э.л.с., числом цилиндров i=6, отношением S/D=1.2, числом оборотов n=520 об/мин. После расчётов был выбран D=390мм., S=470мм.

Также важным элементом расчёта являются габариты ДВС. Определяющим габаритом ДВС является его длинна. В первом приближении длина рядного двигателя на фундаментальной раме L=3042мм. Ширина двигателя на фундаментальной раме B=1034мм. Общая высота двигателя H=2961мм. Масса двигателя Gд=36705кг. После принятия решения о размере двигателя следует оценить ожидаемое значение среднего эффективного значения Pe=16.7 [кг·с/]. Полученное значение среднего эффективного давления сравнивается зо значениями у действующих двигателей аналогичного класса и делается вывод о возможности достижения в проектном решении величины Ne.

**Тепловой расчёт ДВС:**

Теплота сгорания топлива. Важнейшая характеристика – количество теплоты, выделяющееся при полном сгорании 1кг. топлива Qн=43.817 [МДж/кг].

Процесс наполнения. Основными параметрами, характеризующими этот процесс, являются: давление в конце наполнения – Pa=0.0981 [МПа]; температура рабочей смеси Та=323[к].

Процесс сжатия. Основными параметрами, определяющими процесс сжатия, являются: давление начала сжатия – Ра=0.0981 [МПа]; температура начала сжатия Та=323[к]; степень сжатия берётся из задания по своему варианту; показатель политропы сжатии ; температура конца сжатия Тс=903.4 [к]; давление конца сжатия Pc=3.976 [МПа].

Процесс сгорания. Определяем количество воздуха необходимое для сгорания 1кг. топлива – Мо=0.51 [кМоль/кг]. Действительное количество воздуха Мs=0.918 [кМоль/кг]. Мольное количество смеси воздуха и остаточных газов, находящихся в цилиндре до горения М1=1.005 [кМоль/кг]. Количество молей продуктов сгорания М2=1.043 [кМоль/кг]. Далее определяется степень предварительного расширения ; степень последующего расширения .

Процесс расширения. Основным параметром определяющим процесс расширения, являются; температура начала расширения Tz=1957.8 [к]; давление начала расширения Pz=5.35 [МПа]; показатель политропы расширения при работе на номинальных режимах принимаем n=1.25. А также основными параметрами при этом процессе являются температура и давление конца расширения Pв=0.277 [МПа] и Тв=1083 [к]. В расчётах вместо переменного давления используют среднее постоянное давление газов в период выпуска. В расчётах было принято Рг=0.12 МПа и Р′г=0.105 МПа.

Построение расчётной индикаторной диаграммы производилось аналитическим способом. Сначала строили политропу сжатия, затем аналогично политропу расширения, аналитически было определено среднее индикаторное давление.

Параметры, характеризующие рабочий цикл. К ним относится давление в конце сжатия и в конце горения, среднее индикаторное давление, среднее эффективное давление Ре=0.6908 [МПа]. Диаметр цилиндра расчётный принимаем в соответствии с рекомендуемым нормальным рядом.

**Динамический расчёт двигателя:**

Диаграмма движущих усилий состоит из развёрнутой индикаторной диаграммы и кривой сил инерции. При построении этой диаграммы в качестве оси абсцисс принимают атмосферную линию и строят развёрнутую индикаторную диаграмму. Вниз от атмосферной линии откладывают удельную силу тяжести движущих частей. После построения кривой удельных сил инерции, переносим её на диаграмму движущихся усилий, откладывая значения, от линии силы тяжести с сохранением направления.

 Диаграмма касательных усилий. При построении диаграммы касательных усилий по оси абсцисс откладывают углы поворота радиуса мотыля, а по оси ординат значения Рк, соответствующий этим углам. Для учёта поправки Брикса берут отрезок АВ, равный одному ходу поршня в масштабе чертежа развёрнутой индикаторной диаграммы. Проводим полуокружность и в право от центра О откладываем поправку Брикса ОО’=1.91мм. Для дизеля данного варианта наибольшее значение Рк достигается при

Диаграмма касательных усилий двигателя представляется суммарной диаграммой касательных усилий, которая для всех цилиндров может быть построена путём суммирования ординат кривых касательных усилий от всех цилиндров, сдвинутых по отношению друг к другу на угол 0 - угол поворота радиуса мотыля между двумя последовательными вспышками. Для построения суммарной диаграммы основание диаграммы касательных усилий делят на участки, соответствующие углу оборота мотыля между двумя последовательными вспышками. Далее каждый участок делят на одинаковое число равных отрезков и нумеруют их. Ординаты кривой, соответствующие одним и тем же номерам точек, графически суммируют, в результате чего находят ординаты суммарной кривой касательных усилий. Соединив концы ординат, получим кривую одного участка. На остальных участках кривая будет повторяться.

**Расчёт прочностных деталей двигателя:**

Он состоит из расчётов деталей поршневой группы. В которой производится: - расчёт поршня D1=386.9мм и D2=386.9мм; -расчёт поршневого пальца. Также подробного расчёта коленчатого вала, выбора материала из которого его будут изготавливать, нахождение всех необходимых размеров и действующих на него сил. Также проводится расчёт первого и второго опасного положения, где находятся и сравниваются с допустимыми все опасные напряжения и моменты.

**Список литературы**

1. В.А. Стенин, А.Я. Альпин ″Проектирование судовых ДВС.″ - Северодвинск 1998 г.

2. Б.И. Андросов ″Дизели морских судов″ М. ,,Транспорт″ 1966 г.

3. Б.Л. Троицкий ″Основы проектирования СЭУ″ Л. ,,Судостроение′′ 1987 г.

4. В.А. Ванштейдт ″Судовые двигатели внутреннего сгорания″ - Л. ,,Судостроение′′ 1977 г.

5. В.А. Стенин ″СГЭО. Судовые дизели″ - Северодвинск 2005 г.