ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

ВВЕДЕНИЕ

Проблема экономии топливных ресурсов приобрела в настоящее время огромное значение практически для всех индустриально развитых стран, в том числе и для Украины.

Одним из главных потребителей нефтяного топлива является автомобильный тракторный транспорт, поэтому повышение экономичности и снижение выбросов вредных веществ для нормативов ЕВРО-3 является на сегодняшний день актуальной задачей. Важнейшим направлением в решение этой проблемы в первую очередь на грузовом, автомобильном, автобусном и сельскохозяйственном транспорте является дальнейшая его дизелизация, которая должна обеспечить в эксплуатации не только снижение на 25-30% расхода жидкого моторного топлива и более рациональное использование на транспорте всех видов моторных топлив, но и уменьшение загрязнении окружающей среды токсичными выбросами моторов. Реализация этого направления предусматривает как модернизацию выпускаемых, так и разработку новых типов дизелей. Большое распространение получили четырёхклапанные головки цилиндров с центральным расположением форсунки. В связи с высокими форсировками дизелей по литровой мощности увеличивается теплонапряженность деталей камеры сгорания и в частности поршня. Для обеспечения надежной работы поршня в условиях высоких термических нагрузок применяется охлаждение последнего маслом, при этом в поршне выполняем специальные охлаждающие каналы, а для подачи масла применяется форсунку, неподвижно установленную в картере дизеля. Ограничения, накладываемые на дизели для автомобилей, прежде всего, по экономичности, токсичности, ресурсу, массогабаритным и другим показателям, требуют создания быстроходных высокофорсированых дизелей с относительно малым рабочим объемом. Ряд ведущих автомобильных заводов, ПО, ассоциаций в СНГ (Кафедра ДВС НТУ «ХПИ», ЯМЗ,ХТЗ, ЛАЗ, «Серп и молот» , з-д им. Малышева, и др.) создали и приступают к налаживанию производства таких дизелей.

1. ОЦЕНКА И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ

Для каждого типа двигателей приняты, на основе многолетнего практического опыта, определенные ограничения в выборе параметров рабочих процессов и численных отношений величин конструктивных параметров. Учесть этот опыт можно на основе анализа конструкций доведенных и хорошо себя зарекомендовавших в эксплуатации дизелей.

## 1.1 Число и расположение цилиндров

При выборе числа цилиндров следует учитывать их влияние на массовые и габаритные показатели двигателя, диаметр цилиндра, уравновешенность сил инерции движущихся масс, равномерность вращения коленчатого вала, тепловую напряженность поршневой группы.

С увеличением числа цилиндров можно уменьшить диаметр цилиндра, улучшить уравновешенность и равномерность хода двигателя, при этом усиливается охлаждение поршневой группы, при однорядном расположении цилиндров длина двигателя несколько увеличивается, а высота двигателя и его ширина уменьшаются.

Число цилиндров двигателя Z, связанное непосредственно с диаметром цилиндра, определяется заданными размерами двигателя , степенью равномерности крутящего момента, зависящего от протекания рабочего процесса и числа тактов, тепловой напряженностью поршневой группы, требованиями к уравновешиванию движущихся масс и значением сил инерции этих масс, условиями производства двигателей (при большом числе цилиндров и меньшем диаметре снижается стоимость изготовления двигателя, особенно в случае крупносерийного производства);опасностью увеличения крутильных колебаний вала, возможностью пуска двигателя с любого положения коленчатого вала.

Число цилиндров в выполненных конструкциях находится в пределах 1-24.Как правило, в однорядных конструкциях Z = 4 - 10, в многорядных конструкциях 4-20. Изменение числа цилиндров (при данной мощности) влияет на механический и индикаторный КПД двигателя. В многоцилиндровых конструкциях при увеличении Z размеры цилиндра и всего двигателя уменьшаются, снижается также масса движущихся деталей, что позволяет повысить частоту вращения коленчатого вала без превышения допустимых напряжений в деталях. При определении размеров цилиндра используют данные о находящихся в эксплуатации двигателях и результаты опытов на одноцилиндровых установках..

1.2 Средняя скорость поршня и частота вращения

Одним из основных параметров, зависящих от типа двигателя и его назначения, является скорость поршня. С увеличением средней скорости поршня повышается тепловая напряженность деталей двигателя (в первую очередь поршневой группы), увеличиваются силы инерции, нагружающие детали кривошипно-шатунного механизма, а также износ подшипников коленчатого вала, гильзы, цилиндра, повышается скорость газов в органах газораспределения, вследствие чего возрастают гидравлические сопротивления в них.

В быстроходных дизелях средняя скорость поршня лежит в пределах 8-12 м/с. .

Частота вращения п коленчатого вала современных двигателей составляет 100-10000 об/мин и достигает в отдельных случаях 12000 - 15000 об/мин и более (малолитражные, гоночные автомобильные, мотоциклетные двигатели и т.д.).

Частота вращения вала стационарного двигателя, непосредственно связанного с электрогенератором, зависит от стандартного числа периодов переменного тока (50 периодов в секунду) при заданном числе пар полюсов электрогенератора. В последние годы наблюдается тенденция к отказу от значительного повышения частоты вращения двигателей. Повышение частоты вращения позволяет уменьшить диаметр цилиндра и ход поршня, и, следовательно, уменьшить габариты двигателя и его вес. Однако при этом возрастают механические потери и силы инерции, возвратно-поступательно движущихся масс, а, следовательно, повышается износ двигателя. Частота вращения коленчатого вала является определяющей для моторесурса двигателя. Поэтому число оборотов двигателя выбирают, исходя из назначения и условий его работы. Для автотракторных дизелей частоты вращения лежат в пределах 1500...3000 мин-

1.3 Диаметр цилиндра и ход поршня

Диаметр цилиндра влияет на тепловые потери в охлаждающую жидкость, тепловую напряженность поршня и головки цилиндра, нагрузки на кривошипно-шатунный механизм и подшипники. Этот параметр связан непосредственно со скоростью поршня и мощностью двигателя. В высокооборотных двигателях значение S/D целесообразно снижать до определенного предела для получения умеренной скорости поршня ,повышения механического КПД, уменьшения размеров в направлении оси цилиндра (особенно в двухтактных двигателях) и повышении жесткости коленчатого вала. С уменьшением радиуса кривошипа увеличивается перекрытие шатунных и коренных шеек, кроме того, снижается износ поршневых колец. При меньших S/D легче разместить детали механизма газораспределения в крышке цилиндра. Однако с уменьшением S/D увеличивается длина двигателя. При этом износ гильз почти не уменьшается, так как он пропорционален частоте вращения вала и практически не зависит от хода поршня. В двухтактных двигателях с прямоточной схемой газообмена при низких S/D ухудшается качество процесса газообмена. Следует отметить, что значения сил, действующих на узлы, определяются в большей степени диаметром цилиндра и в меньшей ходом поршня.

В существующих конструкциях автотракторных дизелей S/D находиться в пределах 1,6...0,85.Отношение хода поршня к диаметру цилиндра (S/D) является одним из основных параметров, определяющих размеры и массу двигателя. Уменьшение отношения S/D позволяет увеличить число оборотов двигателя без роста средней скорости поршня, повысить коэффициент наполнения, снизить тепловые потери в охлаждающую жидкость, увеличить перекрытия шатунных и коренных шеек, и тем самым, повышать жесткость коленчатого вала. Однако при этом увеличивается длина и вес рядного двигателя.

## 1.4 Длина шатуна

Длина шатуна L определяется из соотношения λ = R/L, где R-радиус кривошипа. При увеличении R (укороченный шатун) возрастает максимальный угол отклонения шатуна, что вынуждает в нижней части цилиндра делать вырезы, повышается боковое давление на стенку цилиндра, в связи с чем растут потери на трение и кроме того увеличиваются силы инерции второго порядка, уменьшается высота двигателя, вес двигателя и вес шатуна. Удлинение шатуна дает уменьшение угла наклона, однако это приводит к увеличению его массы, а, следовательно, сил инерции.

1.5 Степень сжатия

Степень сжатия является одним из основных параметров, от которых зависит экономичность двигателя. С увеличением ε увеличивается индикаторный и эффективный КПД двигателя. Однако рост ε ограничивается уменьшением прочности деталей и ростом механических потерь в двигателе.

Степень сжатия ε в дизелях с непосредственным впрыскиванием встречается в пределах 12...18.С увеличением ε увеличивается индикаторный КПД, однако для двигателей с наддувом увеличивается максимальное давление цикла pz. В автотракторных дизелях степень сжатия в основном определяется способом смесеобразования и частотой вращения, она также зависит от давления наддува.

## 1.6 Фазы газораспределения

Фазы газораспределения оказывают существенное влияние на показатели газообмена и качество рабочего процесса.

В быстроходных двигателях впускной клапан открывается с опережением 5-30°, т.е. до прихода поршня в ВМТ. Это обеспечивает наличие некоторого проходного сечения с самого начала такта впуска и увеличивает время открытия клапана. Закрывается впускной клапан с запаздыванием 30-90 °, т.е. после прохода поршнем НМТ. Это позволяет использовать инерционный напор всасываемого воздуха и улучшить наполнение.

Выпускной клапан, как правило, открывается с опережением 40-80 °, что значительно уменьшает работу двигателя за время выпуска. Закрытие выпускного клапана происходит, как правило, с запаздыванием 5-45 °, что обеспечивает лучшую очистку камеры сгорания от выпускных газов.

Оптимальные фазы газораспределения определяются экспериментально.

Учитывая всё выше сказанное выбираем три варианты параметров двигателя, результаты которого приведены в таблице

Таблица 1.1 – Оценка и выбор конструктивных параметров дизеля

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Наименование параметра показателя, формула для вычисления | Размерность | Условное обозначение | Варианты численных значений |
| 1 | 2 | 3 |
| 2 | Эффективная мощность | кВт | Ne |  |  |  |
| 3 | Срок службы до капитального ремонта | Ч | Т |  |  |  |
| 4 | Частота вращения коленвала | мин-1 | n |  |  |  |
| 5 | Ход поршня | М | S |  |  |  |
| 6 | Отношение  | - |  |  |  |  |
| 7 | Диаметр цилиндра | М | D |  |  |  |
| 8 | Рабочий объем цилиндра | М3 | Vh\*103 |  |  |  |
| 9 | Среднее эффективное давление, принимаемое в первом приближении | МПа | ре |  |  |  |
| 10 | Число цилиндров | - | Z |  |  |  |
| 11 | Уточняем значение среднего эффективного давления | МПа | ре |  |  |  |
| 12 | Литровая масса | Кг/л | gл |  |  |  |
| 13 | Масса двигателя | кг | М |  |  |  |
| 14 | Удельная масса | Кг/кВт | g |  |  |  |
| 15 | Длина шатуна | М | L |  |  |  |
| 18 | Количество клапанов |  |  | 4 | 4 | 4 |
| 19 | Степень сжатия |  |  |  |  |  |

На основании анализа и исходя из показателей современных двигателей принимаем в качестве расчётного вариант

2. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ

2.1 Блок-картер

Блок картер для повышения жесткости и уменьшения деформаций имеет ребра на боковых стенках, поперечных перегородках и на нижней плите блока цилиндров. Плоскость разъема картера опущена намного ниже оси коленчатого вала. Снизу картер закрывается легким поддоном, выштампованным из листовой стали. В поддон заливается масло для смазки трущихся деталей двигателя.

2.2 Головка цилиндров

Головка цилиндров представляет собой цельную отливку из низколегированного серого чугуна и крепится к блоку шпильками, ввернутыми в блок. Шпильки изготовлены из хромоникелевой стали и термическими обработаны. Для обеспечения отвода тепла головка цилиндров имеет водяную рубашку, сообщающуюся с рубашкой блока.

Стык головки цилиндров и блока уплотняется прокладкой с окантовками цилиндровых отверстий и отверстий для прохода охлаждающей жидкости.

Седла выпускных клапанов вставные, изготовлены из специального жароупорного чугуна и запрессованы в гнезда с натягом 0,040 – 0,105 мм. Сёдла и металлокерамические направляющие втулки клапанов окончательно обрабатываются после их запрессовки в головку.

2.3 Гильзы цилиндров

Гильзы цилиндров отлитые из высокопрочного чугуна, вставляются в расточки блок картера и прижимаются по верхнему бурту головкой блока. Между наружными поверхностями гильз и стенками блока образуется полость охлаждения, для уплотнения которой на каждой гильзе снизу установлено два резиновых кольца.

2.4 Механизм газораспределения

Распределительный вал, штампованный из углеродистой стали, с закаленными опорами и кулачками, расположен в развале блока и обслуживает оба ряда цилиндров. Вращение его осуществляется парой косозубых шестерен от переднего конца коленчатого вала ограничивается упорным фланцем.

Клапаны приводятся через качающиеся роликовые толкатели, трубчатые штанги с запрессованными в них наконечниками и коромысла с регулировочными винтами для установки теплового зазора. Движение от распределительного вала к толкателю передается через ролик, установленный на игольчатых подшипниках. В целях повышения работоспособности в толкатель запрессована каленная пята из высококачественной стали , служащая упорным подшипником для штанг. Каждый цилиндр имеет два впускных и два выпускных клапана, которые изготовлены из жаропрочной стали и перемещаются в металлокерамических направляющих втулках. Пористые металлокерамические втулки обеспечивают хорошую смазку пары втулка – клапан. На каждый клапан ставится одна цилиндрическая пружина.

Для крепления пружин применен специальный замок, способствующий вращению клапанов при работе двигателя, что повышает работоспособность клапана.

2.5 Коленчатый вал

Коленчатый вал изготовлен горячей штамповкой из стали. Первый и четвертый кривошипы расположены под углом 180ْ в плоскости, перпендикулярной к плоскости второго и третьего кривошипов, смещенных относительно друг друга тоже на 180ْ.К заднему торцу коленчатого вала крепится болтами чугунный маховик, который фиксируется на валу двумя призонными штифтами.

2.6 Шатун

Шатуны двутаврового сечения штампуются из стали. Поршневой подшипник шатуна представляет собой две запрессованные в его верхнюю головку втулки из антифрикционной бронзы. Масло для смазки подшипника подводится от кривошипного подшипника по каналу в стержне шатуна.

2.7 Поршень

Поршни отливаются из высококремнистого алюминиевого сплава. С шатуном поршень соединяется пальцем плавающего типа, который предохраняется от осевого смещения стопорными пружинными кольцами. Три компрессионных кольца трапецеидального сечения и одно маслосъемное расположенное в верхней части поршня.

2.8 Система смазки

Система смазки смешанная с мокрым картером. Масло засасывается из поддона через заборник и всасывающую трубку шестеренчатым насосом, состоящим из двух секций: основной и радиаторной.

Основная (нагнетательная) секция насоса подает масло в систему через последовательно включенный фильтр грубой очистки, в корпусе которого установлен клапан. Когда разность давлений до и после фильтра при его загрязнении достигает 0,2 – 0,25 МПа, клапан открывается и часть неочищенного масла непосредственно подается в масляную магистраль.

Из фильтра грубой очистки масло поступает в центральный масляный канал, а оттуда по каналам в блоке – к подшипникам коленчатого и распределительного валов. От подшипников коленчатого вала через систему каналов в коленчатом валу и шатуне масло подается к подшипникам верхней головке шатуна. От распределительного вала масло пульсирующим потоком направляется в ось толкателей, откуда по каналам толкателей, полостям штанг и коромысел поступает ко всем трущимся парам привода клапанов. Под давлением смазывается также подшипник промежуточной шестерни привода масляного насоса. Шестерни привода агрегатов, кулачки распределительного вала, подшипники качения, гильзы цилиндров смазываются разбрызгиванием.

Центробежный фильтр тонкой очистки масла включен параллельно после фильтра грубой очистки и пропускает до 10% масла, проходящего через систему смазки. Очищенное масло сливается в поддон.

Радиаторная секция подает масло к установленному на машине радиатору; охлажденное в радиаторе масло сливается в поддон.

Основная секция насоса снабжена редукционным клапаном, перепускающим масло в поддон при давлении на выходе из насоса более 0,75 0,8 МПа. Предохранительный клапан радиаторной секции открывается при давлении на выходе из насоса 0,08 – 0,12.

2.9 Система питания

Система питания состоит: топливный насос высокого давления, трубопроводы высокого давления, форсунки.

Топливный насос восьмиплунжерный, размещен между рядами цилиндров. Его привод осуществляется муфтой с автоматическим регулированием опережения впрыска топлива. Топливо проходит две ступени очистки- фильтры грубой и тонкой очистки. Топливные форсунки закрытого типа смещены относительно оси цилиндра для повышения термической прочности перемычек головки между клапанами.

2.10 Система охлаждения

Масляный насос двухсекционный, шестеренчатый с приводом от коленчатого вала. Охлаждение масла и охлаждающей жидкости осуществляется с помощью радиатора и шестилопастного вентилятора, который приводится в движение от коленчатого вала шестернями

3. РАСЧЁТ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Расчёт рабочего процесса был выполнен при помощи ЭВМ на кафедре ДВС, по нижеприведенной ниже методике.

3.1 Методика расчёта рабочего процесса

3.1.1 Вспомогательные расчёты

Изменение объема цилиндра в зависимости от угла поворота кривошипа

где рабочий объем цилиндра

объем камеры сжатия

относительное перемещение поршня

перемещение поршня

;

изменение надпоршневого объема

Теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива

где C,H,O- обьёмная доля в топливе соответственно углерода, водорода и кислорода;

- объемная доля кислорода в воздухе.

Состав продуктов сгорания

углекислый газ

водяной пар

Азот

Кислород

Количество продуктов сгорания

Теплоемкость продуктов сгорания

,

где

Химический коэффициент молекулярного изменения

Ориентировочный выбор давления перед клапанами и противодавления на выпуске.

При системе газотурбинного наддува при PT=const потребное значение среднего эффективного давления при заданной мощности будет:

тогда потребное давление перед клапанами

где ориентировочно можно принять: эффективный КПД дизеля0,35-0,37, коэффициент наполнения по параметрам перед клапанами дизеля0,97-0,98, температура воздуха перед клапанами дизеля (после промежуточного охлаждения)

степень повышения давления в нагнетателе

где - давление окружающей среды;

потери давления в воздухоохладителе;

потери давления в воздушном фильтре;

Потребное давление в выпускном коллекторе находим из уравнения Рато

где давление газов за турбиной,

температура окружающей среды,

показатель адиабаты для воздуха,

показатель адиабаты для газа,

КПД турбокомпрессора.

3.1.2 Упрощённый расчёт наполнения

В первом приближении условное среднее давление в цилиндре двигателя при наполнении

где

Давление в конце наполнения

Подогрев заряда вследствие преобразования кинетической энергии потока в теплоту при торможении и поджатии рабочего тела от до .

Подогрев заряда при наполнении

Коэффициент наполнения

где x=1,0 и m=1,4.

Среднее проходное сечение впускных клапанов на участке от

.

Функция расхода для участка наполнения

где

потенциальный заряд цилиндра

Уточнение значения .

Зная, что функция

определяем и тогда

Если принятое значение совпадает с полученным в конце расчёта, то расчёт можно закончить. в противном случае его следует повторить со значением , полученным в конце расчёта.

Коэффициент остаточных газов

где температура остаточных газов.

Количество рабочей смеси

Количество рабочего тела в цилиндре в конце наполнения

Полный объем цилиндра

Температура рабочего тела в конце наполнения

3.1.3 Определение параметров рабочего тела в конце процесса сжатия

Значения коэффициентов в уравнениях для теплоемкости на участке сжатия определяют по следующим зависимостям:

Для определения температуры рабочего тела в конце сжатия задаются показателем адиабаты сжатия и определяют ее первом приближении

и уточняют показатель адиабаты

Если принятое значение совпадает с полученным в конце расчёта, то расчёт процесса сжатия можно считать оконченным. В противном случае расчет процесса следует повторить со значением , полученным в конце расчёта.

Давление рабочего тела в конце сжатия

где Мс=Ма - количество рабочего тела в конце процесса сжатия.

3.1.4.Определение параметров рабочего тела в конце «видимого» горения.

Полный коэффициент молекулярного изменения

Максимальное давление цикла обычно принимается степень повышения давления при сгорании 1,3 - 1,4. Тогда

Рz=рс.

Удельная энтальпия рабочего тела в конце “видимого” участка сгорания (точка z)

где – коэффициент эффективного выделения теплоты;

QН – низшая теплота сгорания единицы массы топлива.

Температура рабочего тела в точке Z

.

Количество рабочего тела в точке Z

Объем рабочего тела в точке Z

Предварительная степень расширения рабочего тела

3.1.5 Определение параметров рабочего тела в конце процесса расширения

Степень последующего расширения рабочего тела

где Ve – объем цилиндра в момент открытия выпускных клапанов.

Постоянная величина

где We – относительные потери теплоты от газов в стенки.

Задаемся средним показателем политропы расширения np и определяем температуру рабочего тела к моменту открытия выпускных клапанов

Удельная внутренняя энергия в точке е

Уточненное значение

Количество рабочего тела в точке е.

Ме=Мz.

Давление рабочего тела в точке е.

3.1.6 Индикаторные показатели двигателя

Полная степень последующего расширения

Среднее индикаторное давление

где μ - коэффициент полноты диаграммы;

nC =кС – принятое условие расчета процесса сжатия.

Индикаторная работа

Индикаторная мощность

Индикаторный КПД

Удельный индикаторный расход топлива

Среднее давление насосных ходов.

рНХ=рСР-рr.

Работа насосных ходов

LНХ=рНХ Vh.

Мощность насосных ходов

Доля насосных ходов

3.1.7 Эффективные показатели двигателя

Средняя скорость поршня

Среднее давление, эквивалентное работе на преодоление сопротивлений в механизмах двигателя

Работа на преодоление сопротивлений в механизмах двигателя

LМД=рМД Vh

Мощность на преодоление сопротивлений в механизмах двигателя

Доля работы на преодоление сопротивлений в механизмах двигателя

Среднее эффективное давление

Эффективный КПД

Эффективная работа двигателя

Lе=ре Vh

Эффективная мощность двигателя

Механический КПД двигателя

Удельный эффективный расход топлива

Часовой расход топлива

Цикловая подача топлива

3.1.8 Показатели турбины и нагнетателя

Секундный расход топлива

Химическая теплота топлива

Теплоотвод от газов в стенки

Энтальпия поступающего в двигатель топлива

где сР – теплоемкость топлива.

Секундный расход воздуха через двигатель

Теплоемкость поступающего в цилиндр воздуха

Энтальпия воздуха, поступающего в цилиндры двигателя

Энтальпия газов, выходящих из цилиндров двигателя

Количество выпускных газов

Удельная энтальпия выпускных газов

Суммарный коэффициент избытка воздуха в выпускном коллекторе

Коэффициенты при мольных теплоемкостях для газов в выпускном коллекторе

Температура газов в выпускном коллекторе

Температура рабочего тела после нагнетателя

где

Теплоемкость воздуха после нагнетателя

Энтальпия воздуха после нагнетателя

Теплота, отводимая в воздухоохладителе

Теплоемкость воздуха на входе в нагнетатель

Энтальпия воздуха на входе в нагнетатель

Мощность, потребляемая нагнетателем

Энтальпия отработавшего в турбине газа

Удельная энтальпия отработавшего в турбине газа

Температура отработавших газов

Потребный внутренний КПД газовой турбины

Внутренняя мощность турбины

Механический КПД турбокомпрессора

Расчёт рабочего процесса был произведен при помощи ЭВМ на кафедре ДВС, по методике приведенной выше, результаты расчёта представлены в таблице . В результате выполнения комплексного проекта были также выполнены расчёты рабочего процесса для двух других двигателей с другими конструктивными параметрами, в результате анализа полученных результатов был выбран рабочий процесс приведенный в пояснительной записке студента Михайленко А.

4. РАЗРАБОТКА ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРА

4.1 Выбор и описание конструкции головки цилиндра

Расчет газораспределительного механизма.

Выбор и определение параметров клапана.

Диаметр горловины.

Площадь проходного сечения выбирают из условия неразрывности потока несжимаемого газа по средней скорости потока в сечении седла при максимальном подъеме клапана на номинальном скоростном режиме двигателя:

где Fкл – проходное сечение в седле клапана, м2;

Сm – средняя скорость поршня, м/с;

Fп – площадь поршня, м2;

iкл – количество одноименных клапанов;

W – средняя скорость газа в проходном сечении клапана, м/с.

Для дизелей допускается средняя скорость газа в седле впускных клапанов W вп=50-80 м/с.

Проходное сечение в горловине Fгор не должно ограничивать пропускную способность впускного и выпускного трактов. Поэтому, учитывая, что через горловину приходит стебель клапана, ее площадь принимаем по соотношению

Fгор=(1,1-1,2)Fкл.=(1,1 – 1,2) 1,09 10-3=1,25 10-3

Диаметр горловины

 м

Максимальный диаметр горловины ограничиваются возможностью размещения клапанов в головке блока при заданных значениях диаметра цилиндра, конструктивной схемы газораспределительного механизма и типа камеры сгорания. Поэтому значение dгор, полученное выше для впускного канала, дизеля с непосредственным впрыскиванием не должно быть более:

следует учесть что диаметры горловин выпускных клапанов обычно меньше диаметров горловин впускных клапанов на 10-20 %. Тогда принимаем

=35 мм

Проходное сечение выпускного клапана

 мм2

4.2 Максимальный подъем клапана

Проходное сечение клапана с коническим уплотнением при подъеме клапана на высоту hкл определяют из соотношения:

где - высота подъема клапана в рассматриваемый момент времени, м.

 - диаметр горловины.

 - угол фаски клапана, равный 45.

Максимальная высота подъема впускного клапана.

Максимальная высота подъема выпускного клапана

4.3 Профилирование кулачка для впускного клапана

Для проектируемого двигателя принимаемый выпуклый профиль кулачка, и применяем плоский толкатель.

Радиус начальной окружности:

 мм

Принимаем следующие фазы газораспределения:

Угол опережения открытия впускного клапана: =20, угол запаздывания закрытия впускного клапана 46. Тогда

Максимальный подъем толкателя

 мм

где lт и lкл –длины плечей коромысла(рычага), прилегающих соответственно к толкателю и клапану.

Принимаем радиус кулачка на первом профиле:

 мм

Тогда радиус кулачка на втором профиле

где

Для обеспечения зазора в клапанном механизме тыльную часть кулачка выполняют радиусом , меньшим радиуса на величину зазора т.е.

где - зазор, необходимый для компенсации температурных и упругих деформаций в механизме привода клапанов.

Максимальное значение угла поворота распределительного вала , соответствующего движению толкателя по участку профиля кулачка от начала подъема клапана до перехода клапана на участок выстоя определяется из соотношения.

Профиль кулачка впускного клапана представлен на рисунке

Профилирование кулачка для выпускного клапана.

Для проектируемого двигателя принимаемый выпуклый профиль кулачка, и применяем плоский толкатель.

Радиус начальной окружности:

 мм

Принимаем следующие фазы газораспределения:

Угол опережения открытия выпускного клапана: =66, угол запаздывания закрытия выпускного клапана 20. Тогда

Максимальный подъем толкателя

 мм

где lт и lкл –длины плечей коромысла(рычага), прилегающих соответственно к толкателю и клапану.

Принимаем радиус кулачка на первом профиле

 мм

Тогда радиус кулачка на втором профиле

где

Для обеспечения зазора в клапанном механизме тыльную часть кулачка выполняют радиусом , меньшим радиуса на величину зазора т.е.

где - зазор, необходимый для компенсации температурных и упругих деформаций в механизме привода клапанов.

Максимальное значение угла поворота распределительного вала , соответствующего движению толкателя по участку профиля кулачка от начала подъема клапана до перехода клапана на участок выстоя определяется из соотношения.

.

Профиль кулачка выпускного клапана представлен на рисунке

4.5 Кинематический расчёт газораспределительного механизма

Задачи расчёта: определение подъема, скорости и ускорения толкателя и клапана в зависимости от угла поворота распределительного вала.

Для проектируемого выпуклого профиля кулачков используем следующие расчётные формулы:

На участке А-С, А’ – С’ (м,м/c,м/с2)

На участке С-В, С’ – В (м,м/c,м/с2)

где - соответственно подъем, скорость и ускорение толкателя,

 и - текущие углы поворота распределительного вала при движении толкателя на участках соответственно А – С и С – В профиля кулачка, град.

 - угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с.

где n – частота вращения коленчатого вала.

– тактность рабочего цикла ДВС.

Результаты кинематического расчёта газораспределительного механизма представлены в таблице и . По результатам расчёта построены зависимости хода, скорости и ускорения клапанов от угла поворота коленчатого вала двигателя, представленные на рисунках и .

Таблица Профилирование кулачка для впускного клапана.

|  |
| --- |
| Участок А-С |
| k | р | р1 | hT | WT | fT |
| 700 | 350 | 0 | 0 | 0 | 549,54946 |
| 710 | 355 | 5 | 0,173 | 0,436 | 547,46037 |
| 720 | 360 | 10 | 0,691 | 0,868 | 541,20901 |
| 4,016 | 2,008 | 12,008 | 0,995 | 1,040 | 537,53667 |
| Участок С-В |
| k | р | р2 | hT | WT | fT |
| 4,016 | 2,008 | 0,833 | 0,989 | 0,957 | -89,92177 |
| 10 | 5 | 3,825 | 1,433 | 0,913 | -95,28562 |
| 20 | 10 | 8,825 | 2,127 | 0,834 | -103,6631 |
| 30 | 15 | 13,825 | 2,755 | 0,749 | -111,2524 |
| 40 | 20 | 18,825 | 3,314 | 0,658 | -117,9959 |
| 50 | 25 | 23,825 | 3,798 | 0,562 | -123,8423 |
| 60 | 30 | 28,825 | 4,204 | 0,461 | -128,7471 |
| 70 | 35 | 33,825 | 4,529 | 0,357 | -132,673 |
| 80 | 40 | 38,825 | 4,770 | 0,251 | -135,5903 |
| 90 | 45 | 43,825 | 4,926 | 0,142 | -137,4767 |
| 100 | 50 | 48,825 | 4,996 | 0,033 | -138,3179 |
| 103 | 51,5 | 50,325 | 5,000 | 0,000 | -138,3652 |
| Участок С'-В |
| k | р | р2 | hT | WT | fT |
| 103 | 51,5 | 50,325 | 5,000 | 0,000 | -138,3652 |
| 113 | 56,5 | 45,325 | 4,956 | -0,110 | -137,8392 |
| 123 | 61,5 | 40,325 | 4,826 | -0,219 | -136,2653 |
| 133 | 66,5 | 35,325 | 4,610 | -0,326 | -133,6553 |
| 143 | 71,5 | 30,325 | 4,310 | -0,430 | -130,0291 |
| 153 | 76,5 | 25,325 | 3,928 | -0,532 | -125,4144 |
| 163 | 81,5 | 20,325 | 3,467 | -0,629 | -119,8462 |
| 173 | 86,5 | 15,325 | 2,930 | -0,722 | -113,3667 |
| 183 | 91,5 | 10,325 | 2,322 | -0,809 | -106,0254 |
| 193 | 96,5 | 5,325 | 1,648 | -0,890 | -97,87793 |
| 201,984 | 100,992 | 0,833 | 0,989 | -0,957 | -89,92177 |
| Участок А'-C' |
| k | р | р1 | hT | WT | fT |
| 201,984 | 100,992 | 11,175 | 0,862 | -0,969 | 539,13966 |
| 202 | 101 | 11,167 | 0,861 | -0,968 | 539,15451 |
| 212 | 106 | 6,167 | 0,263 | -0,537 | 546,37201 |
| 226 | 113 | -0,833 | 0,005 | 0,073 | 549,49149 |

Таблица. Профилирование кулачка выпускного клапана

|  |
| --- |
| Участок А-С |
| k | р | р1 | hT | WT | fT |
| 474 | 237 | 0 | 0 | 0 | 489,1594 |
| 484 | 242 | 5 | 0,153959 | 0,38773 | 487,2999 |
| 494 | 247 | 10 | 0,614664 | 0,772512 | 481,7355 |
| 495,806 | 247,903 | 10,903 | 0,730334 | 0,841462 | 480,3384 |
| Участок С-В |
| k | р | р2 | hT | WT | fT |
| 495,806 | 247,903 | -0,571 | 0,728 | 0,891 | -67,1293 |
| 500 | 250 | 1,526 | 1,021 | 0,868 | -70,6658 |
| 510 | 255 | 6,526 | 1,687 | 0,809 | -78,708 |
| 520 | 260 | 11,526 | 2,303 | 0,743 | -86,1518 |
| 530 | 265 | 16,526 | 2,865 | 0,672 | -92,9407 |
| 540 | 270 | 21,526 | 3,369 | 0,596 | -99,0229 |
| 550 | 275 | 26,526 | 3,810 | 0,515 | -104,352 |
| 560 | 280 | 31,526 | 4,186 | 0,431 | -108,888 |
| 570 | 285 | 36,526 | 4,493 | 0,343 | -112,596 |
| 580 | 290 | 41,526 | 4,729 | 0,252 | -115,448 |
| 590 | 295 | 46,526 | 4,892 | 0,160 | -117,423 |
| 600 | 300 | 51,526 | 4,982 | 0,066 | -118,504 |
| 607 | 303,5 | 55,026 | 5,000 | 0,000 | -118,725 |
| Участок С'-В |
| k | р | р2 | hT | WT | fT |
| 607 | 303,5 | 55,026 | 5,000 | 0,000 | -118,725 |
| 617 | 308,5 | 50,026 | 4,963 | -0,094 | -118,274 |
| 627 | 313,5 | 45,026 | 4,851 | -0,187 | -116,924 |
| 637 | 318,5 | 40,026 | 4,665 | -0,279 | -114,684 |
| 647 | 323,5 | 35,026 | 4,408 | -0,369 | -111,573 |
| 657 | 328,5 | 30,026 | 4,080 | -0,456 | -107,613 |
| 667 | 333,5 | 25,026 | 3,684 | -0,540 | -102,835 |
| 677 | 338,5 | 20,026 | 3,224 | -0,619 | -97,2753 |
| 687 | 343,5 | 15,026 | 2,702 | -0,694 | -90,976 |
| 697 | 348,5 | 10,026 | 2,124 | -0,764 | -83,985 |
| 707 | 353,5 | 5,026 | 1,492 | -0,827 | -76,3555 |
| 717 | 358,5 | 0,026 | 0,812 | -0,885 | -68,1454 |
| 718,194 | 359,097 | -0,571 | 0,728 | -0,891 | -67,1293 |
| Участок А'-C' |
| k | р | р1 | hT | WT | fT |
| 718,194 | 359,097 | 11,474 | 0,808505 | -0,885 | 479,3943 |
| 0 | 0 | 10,571 | 0,686596 | -0,816 | 480,8667 |
| 10 | 5 | 5,571 | 0,191069 | -0,432 | 486,8517 |
| 20 | 10 | 0,571 | 0,002 | -0,044 | 489,1352 |

Расчёт диаграммы время – сечения клапана.

Расчёт и построение диаграммы время – сечение клапана необходимо, во – первых, для оценки правильности выбора конструктивных параметров клапанов и фаз газораспределения по средним условным скоростям потока газа в проходном сечении клапана и, во – вторых, для определения эффективного проходного сечения клапана в зависимости от угла поворота коленчатого вала, что в свою очередь, необходимо для выполнения уточненного расчёта процессов газообмена двигателя.

По характеру зависимости площади проходного сечения клапанов от величины подъема клапана все перемещение клапана делится на три участка.

Первый участок характеризуется тем, что перпендикуляр из точки А фаски клапана опускается на поверхность конуса седла, что соответствует условию:

Проходное сечение здесь имеет форму боковой поверхности усеченного конуса с образующей, равной длине отрезка АС, величину которого определяют соотношением:

а проходное сечение по – формуле:

Второй участок характеризуется тем, что перпендикуляр из точки А проходит мимо конуса седла, что соответствует условию:

Подъем клапана, соответствующий моменту перехода толкателя с первого участка на второй участок:

Проходным сечением клапана на втором участке считают боковую поверхность усеченного конуса с образующей АВ площадь которого определяют соотношением:

Третий участок начинается с момента, когда проходное сечение клапана достигает величины, равной сечению горловины канала с учетом его загромождения стеблем клапана.

Подъем клапана , соответствующий моменту перехода толкателя от второго к третьему участку, получают из условия f2=f3 и вычисляем по формуле:

Результаты вычислений для впускного и выпускного клапанов представлены в таблице и По результатам расчёта построены диаграммы время – сечение клапанов, представленные на рисунках и

Таблица Эффективная площадь проходного сечения впускного клапана.

|  |  |
| --- | --- |
| k, гр | f, мм2 |
| 700 | 0,000 |
| 710 | 15,401 |
| 0 | 61,883 |
| 10 | 129,620 |
| 20 | 193,989 |
| 30 | 253,224 |
| 40 | 306,593 |
| 50 | 353,423 |
| 60 | 393,112 |
| 70 | 425,145 |
| 80 | 449,099 |
| 90 | 464,658 |
| 100 | 471,613 |
| 103 | 472,005 |
| 103 | 472,005 |
| 113 | 467,654 |
| 123 | 454,660 |
| 133 | 433,196 |
| 143 | 403,547 |
| 153 | 366,105 |
| 163 | 321,358 |
| 173 | 269,882 |
| 183 | 212,332 |
| 193 | 149,424 |
| 202 | 77,290 |
| 212 | 23,451 |
| 226 | 0,426 |

Таблица Эффективная площадь проходного сечения выпускного клапана

|  |  |
| --- | --- |
| k, гр | f, мм2 |
| 474 | 0,000 |
| 484 | 11,995 |
| 494 | 48,205 |
| 500 | 80,524 |
| 510 | 134,291 |
| 520 | 184,936 |
| 530 | 231,859 |
| 540 | 274,495 |
| 550 | 312,316 |
| 560 | 344,847 |
| 570 | 371,674 |
| 580 | 392,450 |
| 590 | 406,904 |
| 600 | 414,848 |
| 607 | 416,475 |
| 607 | 416,475 |
| 617 | 413,156 |
| 627 | 403,245 |
| 637 | 386,870 |
| 647 | 364,247 |
| 657 | 335,669 |
| 667 | 301,504 |
| 677 | 262,187 |
| 687 | 218,207 |
| 697 | 170,106 |
| 707 | 118,461 |
| 717 | 63,877 |
| 720 | 53,901 |
| 730 | 14,895 |
| 740 | 0,000 |

Расчёт деталей газораспределительного механизма.

Пружина клапана.

Пружина клапана должна обеспечивать на всех скоростных режимах работы двигателя:

а) плотную посадку клапана в седле и удерживание его в закрытом положении в течении всего периода движения толкателя по тыльной части кулачка;

б) постоянную кинематическую связь между клапаном, толкателем и кулачком во время движения толкателя с отрицательным ускорением.

Плотная посадка выпускного клапана обеспечивается при:

где - площадь горловины клапана.

 и - давление газов соответственно в выпускном трубопроводе и в цилиндре при впуске.

Плотная посадка впускного клапана обеспечивается при:

где и - давление газов соответственно во впускном трубопроводе и в цилиндре при выпуске.

Кинематическая связь между деталями клапанного механизма обеспечивается при:

,

где - коэффициент запаса, равны 1,5.

 - суммарная масса клапанного механизма, приведенная к клапану, равная 0,28 кг.

 - текущее ускорение клапана.

Расчёт зависимости для впускного и выпускного клапанов приведен соответственно в таблице 4.5 и таблице 4.6 По результатам расчёта

 и

были построены зависимости

для впускного и выпускного клапанов приведенные на рисунках и

Таблица Зависимость для впускного клапана



|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| hT | fT | p |
| 0,989 | -89,92177 | 37,76714 |
| 1,433 | -95,28562 | 40,01996 |
| 2,127 | -103,6631 | 43,53849 |
| 2,755 | -111,2524 | 46,72601 |
| 3,314 | -117,9959 | 49,55827 |
| 3,798 | -123,8423 | 52,01375 |
| 4,204 | -128,7471 | 54,07377 |
| 4,529 | -132,673 | 55,72268 |
| 4,770 | -135,5903 | 56,94793 |
| 4,926 | -137,4767 | 57,74021 |
| 4,996 | -138,3179 | 58,0935 |
| 5,000 | -138,3652 | 58,11 |

Таблица Зависимость для выпускного клапана



|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| hT | fT | p |
| 0,728 | -67,1293 | 28,194 |
| 1,021 | -70,6658 | 29,680 |
| 1,687 | -78,708 | 33,057 |
| 2,303 | -86,1518 | 36,184 |
| 2,865 | -92,9407 | 39,035 |
| 3,369 | -99,0229 | 41,590 |
| 3,810 | -104,352 | 43,828 |
| 4,186 | -108,888 | 45,733 |
| 4,493 | -112,596 | 47,290 |
| 4,729 | -115,448 | 48,488 |
| 4,892 | -117,423 | 49,318 |
| 4,982 | -118,504 | 49,772 |
| 5,000 | -118,725 | 49,865 |

Расчёт параметров пружины впускного клапана.

Из рисунка находим предварительную затяжку пружин впускного клапана

полную деформацию пружин

Тогда жесткость пружин:

Принимаем средние диаметры и диаметры проволоки для пружины:

28 мм; 3 мм

Число рабочих витков пружины:

Где - модуль упругости второго порядка, равный Па

 - максимальная сила действующая на пружину.

Полное число витков пружины

Шаг витка пружины в свободном состоянии.

где - наименьший зазор между витками пружины при полностью открытом клапане.

Длина пружины при полностью открытом клапане

Длина пружины при закрытом клапане:

 мм

Длина пружины в свободном состоянии:

 мм

Максимальное касательное напряжение возникающее в пружине.

 МПа

где K’ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение напряжений по поперечному сечению витка пружины и равный 1,17.

где K’ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение напряжений по поперечному сечению витка пружины и равный 1,17.

Минимальное напряжение, возникающее в пружине при закрытом клапане:

 МПа

Среднее напряжение и амплитуда напряжения в пружине:

МПа.

МПа

Запас прочности пружины:

Где - коэффициент приведения ассиметричного цикла к равноопасному симметричному циклу при касательных напряжениях равный 0,2.

 -предел усталости материала пружины при кручении, равный 350 МПа.

Так как полученные запасы прочности пружины превышают допускаемые, то можно сделать вывод о правильном проектировании пружины впускного клапана.

Для обеспечения нормальных радиальных зазоров между направляющей втулкой и пружиной, размеры пружины должны удовлетворять следующим требованиям:

Во избежании резонанса число собственных свободных колебаний пружины должно быть больше частоты вращения распределительного вала.

Частота собственных свободных колебаний пружины:

.

Расчёт параметров пружины выпускного клапана.

Из рисунка находим предварительную затяжку пружин впускного клапана

и полную деформацию пружин

Тогда жесткость пружин:

Принимаем средние диаметры и диаметры проволоки для пружины:

28 мм; 3 мм

Число рабочих витков пружины:

Где - модуль упругости второго порядка, равный Па

 - максимальная сила действующая на пружину.

Полное число витков пружины:

Шаг витка пружины в свободном состоянии.

,

где - наименьший зазор между витками пружины при полностью открытом клапане.

Длина пружины при полностью открытом клапане

Длина пружины при закрытом клапане:

 мм

Длина пружины в свободном состоянии:

 мм

Максимальное касательное напряжение возникающее в пружине.

 МПа,

где K’ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение напряжений по поперечному сечению витка пружины и равный 1,17.

Минимальное напряжение, возникающее в пружине при закрытом клапане:

 МПа

Среднее напряжение и амплитуда напряжения в пружине:

МПа.

МПа

Запас прочности пружины

Где - коэффициент приведения ассиметричного цикла к равноопасному симметричному циклу при касательных напряжениях .

 -предел усталости материала пружины при кручении, равный 350 МПа.

Так как полученные запасы прочности для пружины превышают допускаемые, то можно сделать вывод о правильном проектировании пружин впускного клапана.

Для обеспечения нормальных радиальных зазоров между направляющей втулкой и пружиной, размеры пружины должны удовлетворять следующим требованиям:

Во избежании резонанса число собственных свободных колебаний пружин должно быть больше частоты вращения распределительного вала.

Частота собственных свободных колебаний наружной пружины:

Расчёт распределительного вала.

Наибольшая сила передается на кулачок от выпускного клапана в начальный период его открытия:

Где - сила упругости пружин при закрытом клапане.

 - давление в цилиндре в момент начала открытия выпускного клапана для расчётного режима, МПа.

 -давление в выпускном трубопроводе.

 - наружный диаметр тарелки выпускного клапана.

 - угловая частота вращения распределительного вала.

Стрела прогиба:

,

где l – расстояние между опорами вала.

а и b расстояние от опор до точки приложения силы .

 - наружный и внутренний диаметры распределительного вала.

Величина прогиба не должна превышать 0,02 – 0,05 мм.

Напряжение смятия, возникающее в местах контакта рабочих поверхностей кулачка и толкателя:

,

где - ширина кулачка.

Допускаемые напряжения смятия 1200 МПа.

Оценка желательности конструкции

Для оценки перспективности спроектированного тракторного дизеля сравним его технико – экономические показатели с показателями лучших мировых аналогов. Такое сравнение приведено в таблице

Таблица .1. Технико – экономических показатели автомобилных дизелей.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Наименование показателей | СМД-31.15(Украина) | СМД-31Б.15перспектива(Украина) | ЯМЗ-238Б(Россия) | MIDS06.20.45«Рено»(Франция) | 8460.41К«IVECO»(Италия) |  |
| 1. | Мощность кВт | 191 | 235 | 190 | 202 | 245 |  |
| 2. | Частота оборотов КВ, мин.-1 | 2000 | 2000 | 2200 | 2200 | 2200 |  |
| 3. | Количество и размещение цилиндров | 6Р | 6Р | 8V | 6Р | 6Р |  |
| 4. | Диаметр цилиндра, мм | 120 | 120 | 130 | 120 | 120 |  |
| 5. | Ход поршня, мм | 140 | 140 | 140 | 145 | 140 |  |
| 6. | Минимальный удельный расход топлива, гВт\*год /- | 200 | 193/0,8 | 204/0,755 | 204/0,755 | 193/0,8 |  |
| 7. | Соответствие нормам токсичности | ЕВРО-1 /0,63 | ЕВРО-2 /0,696 | ЕВРО-2 /0,696 | ЕВРО-2 /0,696 | ЕВРО-2 /0,696 |  |
| 8. | Литровая мощность, кВт/ л /- | 20,1/0,735 | 24,7/0,796 | 18,7/0,713 | 20,5/0,74 | 26,7/0,82 |  |
| 9. | Удельная масса, кг/кВт/- | 4,45/0,743 | 3,7/0,787 | 4,48/0,741 | 4,48/0,746 | 3,45/0,8 |  |
| 10. | Тепловая нагрузка К3, кВт/мм-  | 0,265/0,73 | 0,33/0,785 | 0,23/0,696 | 0,28/0,744 | 0,34/0,793 |  |
| Показатели желательности конструкций дизелей |
| 11. | Эколого-экономическийуровень Dтопл | 0,698 | 0,746 | 0,725 | 0,725 | 0,746 |  |
| 12. | Уровень энергоемкости,Dэнерг. | 0,738 | 0,791 | 0,719 | 0,745 | 0,806 |  |
| 13. | Обобщенный критерий качества | 0,720 | 0,772 | 0,720 | 0,736 | 0,78 |  |

Технико- экономические показатели автомобильных дизелей

Для оценки перспективности спроектированного тракторного дизеля сравним его технико – экономические показатели с показателями лучших мировых аналогов. Такое сравнение приведено в таблице

Таблица Технико – экономических показатели автомобильных дизелей

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Наименование показателей | СМД-31.15(Украина) | СМД-31Б.15перспектива(Украина) | ЯМЗ-238Б(Россия) | MIDS06.20.45«Рено»(Франция) | 8460.41К«IVECO»(Италия) |  |
| 1. | Мощность кВт | 191 | 235 | 190 | 202 | 245 |  |
| 2. | Частота оборотов КВ, мин.-1 | 2000 | 2000 | 2200 | 2200 | 2200 |  |
| 3. | Количество и размещение цилиндров | 6Р | 6Р | 8V | 6Р | 6Р |  |
| 4. | Диаметр цилиндра, мм | 120 | 120 | 130 | 120 | 120 |  |
| 5. | Ход поршня, мм | 140 | 140 | 140 | 145 | 140 |  |
| 6. | Минимальный удельный расход топлива, гВт\*год /- | 200 | 193/0,8 | 204/0,755 | 204/0,755 | 193/0,8 |  |
| 7. | Соответствие нормам токсичности | ЕВРО-1 /0,63 | ЕВРО-2 /0,696 | ЕВРО-2 /0,696 | ЕВРО-2 /0,696 | ЕВРО-2 /0,696 |  |
| 8. | Литровая мощность, кВт/ л /- | 20,1/0,735 | 24,7/0,796 | 18,7/0,713 | 20,5/0,74 | 26,7/0,82 |  |
| 9. | Удельная масса, кг/кВт/- | 4,45/0,743 | 3,7/0,787 | 4,48/0,741 | 4,48/0,746 | 3,45/0,8 |  |
| 10. | Тепловая нагрузка К3, кВт/мм-  | 0,265/0,73 | 0,33/0,785 | 0,23/0,696 | 0,28/0,744 | 0,34/0,793 |  |

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Был сконструирован двигатель на базе дизеля ЯМЗ-238, мощностью Ne=400 кВт при частоте вращения коленчатого вала n=2100 мин.

1. Был произведен расчет рабочего процесса, были получены следующие эффективные показатели: эффективный КПД - удельный эффективным расход топлива-
2. Был проведен динамический расчёт, расчёт показал, что все динамические реакции не превышают допустимых уровней, а степень неравномерности вращения коленчатого вала не превышает допускаемой.
3. Был выполнен расчет деталей шатунно-поршневой группы, в результате было установлено, что все напряжения, деформации и запасы прочности лежат в допустимых пределах, что является залогом надежной и долговечной работы дизеля.

5. В результате выполненного спецзадания, для данного дизеля была спроектирована четырёх клапанная головка цилиндров и поршень с масляным охлаждением.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Методические указания к курсовой работе «Динамический расчёт кривошипно шатунного механизма двигателя» по курсу ”Динамика ДВС”./Сост. Ф.И. Абрамчук, И.Д. Васильченко ,П.П. Мищенко. – Харьков: ХПИ, 19998. – 62 с.

2 Методические указания по динамическому расчёту кривошипно – шатунного механизма двигателя на ЭВМ./Сост. Я.И. Драбкин, П.П. Мищенко. – Харьков:ХПИ,2007.

3.Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ”ХПІ”,2001. – 332 с.

4. Е.Я Тур, К.Б. Серебряков, Л.А. Жолобов «Устройство автомобиля» М.: Машиностроение 2001г.