

## **Содержание работы:**

### **Введение.**

1. Система зажигания двигателя ЗМЗ- 402.

2. Термический расчет двигателя:

- топливо
- тепловой баланс

3. Динамический расчет двигателя:

- расчет механизмов двигателя и его систем
- расчетные режимы
- расчет деталей цилиндровой группы
- расчет деталей поршневой группы
- расчет деталей шатунной группы
- расчет коленчатого вала
- расчет распределительного вала
- расчет системы смазки
- расчет системы охлаждения

### **Заключение**

Список использованной литературы.

## Введение.

ГАЗ-3110 — российский легковой автомобиль семейства «Волга» производства Горьковского автозавода. ГАЗ-3110 выпускался серийно с 1996 года по 2005 год.

ГАЗ-3110 представлял собой дальнейшую модернизацию модели ГАЗ-31029 с полной заменой всех наружных кузовных панелей, включая панель крыши, но исключая двери и передние крылья. В 1997 году производилась ограниченная «переходная» серия, комплектовавшаяся внутренними обшивками дверей, передней частью кузова и колесами от предыдущей модели. Изначально на машину устанавливались узкие бампера из чёрного термопластика, с 2000 года они были заменены объёмными накладными стеклопластиковыми бамперами. Салон был полностью обновлён и стал в целом соответствовать по отделке стандартам недорогих иномарок.

На ГАЗ-3110 был штатно установлен гидроусилитель руля, изменен рулевой редуктор (3,5 оборота руля, вместо 4,5 как на прошлых моделях «Волги»), передние дисковые тормоза типа Lucas, неразрезной задний мост, карданный вал с промежуточной опорой, более низкопрофильные 15-дюймовые колеса 195/65, электрокорректор фар, довольно редкий на легковых автомобилях маслорадиатор, подогрев форсунок омывателей стекла, двухрежимный обогрев заднего стекла. С 2001 года все «Волги» окрашивались на новом окрасочном комплексе «Хайден-2». Новая технология грунтования и окраски позволила применять двухкомпонентные эмали «металлик» и вместе с тем повысить срок службы кузова. Начиная с мая 2003 года на «Волгах» появилась передняя бесшкворневая подвеска.

С 2004 года началось производство седана ГАЗ-31105, являющегося глубоким рестайлингом ГАЗ-3110, снятой с производства в начале 2005 года. Выпуск автомобиля ГАЗ-310221 с кузовом универсал продолжался малыми партиями на отдельной конвейерной линии, параллельно с моделью ГАЗ-3102 до декабря 2008 года. Версия универсала с «оперением» в стиле ГАЗ-31105 выпускалась под заказ.

Общепризнанным недостатком ранних серий ГАЗ-3110 «Волга» было плохое качество сборки и низкая стойкость кузова к коррозии, впоследствии улучшенные, но общая моральная устарелость конструкции автомобиля особенно по активной и пассивной безопасности снизили спрос на «Волгу» до критического. Впрочем, за счет ряда востребованных потребительских качеств (хорошая выносливость и вместимость в сочетании с умеренной ценой) автомобиль стал достаточно распространенным на территории России.

В 2003 году планировалось обновить базовую модель ГАЗ-3110. «Волга» 2003 модельного года должна была отличаться новой решёткой радиатора, сегментованными

фарами головного света и задними фонарями с круглыми световыми сегментами, а также изменёнными ручками дверей (поднимаемыми вверх, а не поворотными) и наружными зеркалами от ГАЗ-3111. Двигатель планировался ЗМЗ-40621 с нейтрализатором отработавших газов отвечающий экологическим нормам Евро-2. В алгоритм работы стеклоочистителей планировалось ввести режим «регулируемой паузы». Также машины планировалось оснащать ABS фирмы Bosch. В полном объёме все нововведения в серию не пошли, но часть из них была внедрена на «Волге» 2004 модельного года ГАЗ-31105.

Ходовая часть автомобиля предназначена для перемещения автомобиля по дороге, причем с определенным уровнем комфорта, без тряски и вибраций. Механизмы и детали ходовой части связывают колеса с кузовом, гасят его колебания, воспринимают и передают силы действующие на автомобиль.

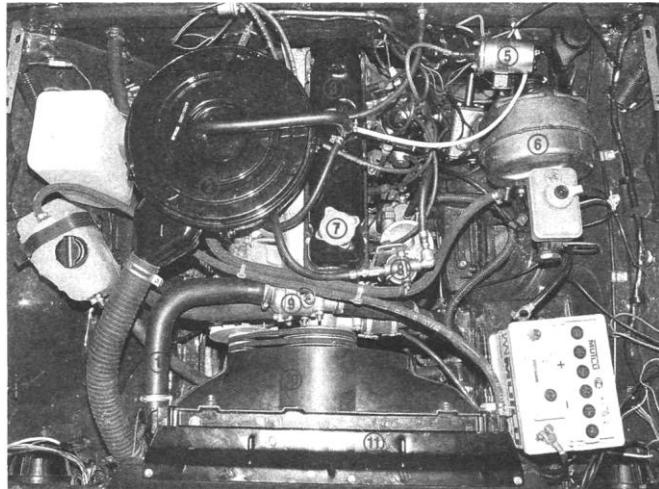
Находясь в салоне легкового автомобиля, водитель и пассажиры испытывают медленные колебания с большими амплитудами, и быстрые колебания с малыми амплитудами. От быстрых колебаний защищает мягкая обивка сидений, резиновые опоры двигателя, коробки передач и так далее. Защитой от медленных колебаний служат упругие элементы подвески, колеса и шины.

Ходовая часть состоит из: передней и задней подвески колес, колес и шин. Благодаря подвеске колес кузов совершает вертикальные, продольные, угловые и поперечно-угловые колебания. Все эти колебания определяют плавность хода автомобиля.

Передняя подвеска автомобиля ГАЗ-3110 – независимая, шкворневая, пружинная, рычажная (с поперечным расположением рычагов), с двумя телескопическими амортизаторами двухстороннего действия. Данная конструкция обеспечивает повышенную надежность подвески и большой угол поворота управляемых колес.

Задняя подвеска автомобиля выполнена на двух продольных асимметричных листовых рессорах, работающих совместно с двумя телескопическими амортизаторами двухстороннего действия. Автомобиль ГАЗ-3110 имеет снаряженную массу 2т. Для этого необходима надежная задняя подвеска.

## Система зажигания двигателя ЗМЗ-402.



Расположение основных агрегатов. В моторном отсеке: 1 - труба подвода охлаждающей жидкости к радиатору; 2 - воздушный фильтр; 3 - крышка головки блока цилиндров; 4 - датчик-распределитель; 5 - катушка зажигания; 6 - вакуумный усилитель тормозов; 7 - пробка маслоналивной горловины; 8 - топливный фильтр тонкой очистки; 9 - термостат 10 — кожух радиатора 11 — радиатор

### Описание конструкции

Двигатель ЗМЗ-402 карбюраторный, четырехцилиндровый. Блок цилиндров изготовлен из алюминиевого сплава. Гильзы цилиндров чугунные, съемные. Крышки коренных подшипников и картер сцепления обработаны в сборе с блоком и поэтому они не взаимозаменяемы.

Коленчатый вал двигателя чугунный, пятипорный, динамически отбалансирован с маховиком и ведущим диском сцепления. Осевое перемещение вала ограничено двумя упорными шайбами, расположенными по обеим сторонам переднего коренного подшипника.

Распределительный вал с пятью опорными шейками разного диаметра установлен в блоке цилиндров. На валу нарезана шестерня привода датчика-распределителя зажигания и масляного насоса.

Привод распределительного вала осуществляется через текстолитовую или полиамидную шестерню, находящуюся в зацеплении с шестерней коленчатого вала. Кулачки распределительного вала воздействуют на толкатели. Штанги толкателей через коромысла приводят в действие клапаны.

Система смазки двигателя — комбинированная. Для охлаждения масла установлен масляный радиатор. При давлении в системе 0,7-0,9 кгс/см<sup>2</sup> предохранительный клапан открывается и масло поступает в радиатор, а затем сливается в картер двигателя. Для отключения масляного радиатора предусмотрен кран. При положении ручки вдоль шланга - он открыт.

Система охлаждения — жидкостная, закрытая. Перед радиатором установлен дополнительный электровентилятор.

Впускной трубопровод подогревается отработавшими газами. Регулятор подогрева имеет два положения - "зима" и "лето".

- Сопротивление бегунка, кОм 5-8
- Сопротивление наконечника свечи, кОм 4-7
- Сопротивление центрального контакта крышки\*, кОм 8-13
- Сопротивление обмотки статора, кОм 0,4-0,45

\* На части датчиков вместо сопротивления установлен угольный контакт.

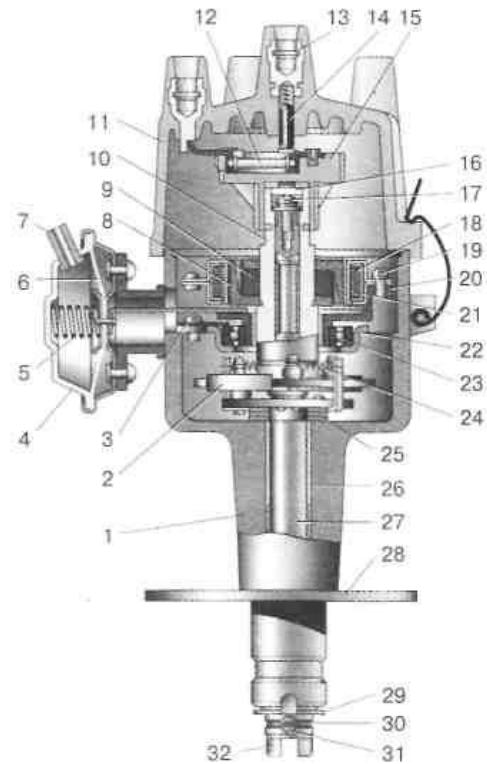
Система зажигания - бесконтактная. Она состоит из датчика-распределителя коммутатора, катушки зажигания, свечей зажигания и проводов высокого и низкого напряжения. Датчик-распределитель зажигания (1908.3706) -бесконтактный, с датчиком (генератором) управляющих импульсов и встроенным вакуумным и центробежным регуляторами опережения зажигания.

Датчик-распределитель выполняет две функции: задает момент искрообразования, распределяет импульсы высокого напряжения по цилиндрам в соответствии с порядком их работы. Для этого служит бегунок, надетый на вал датчика-распределителя. В бегунке установлен помехоподавительный резистор с сопротивлением 8000-13000 Ом.

Коммутатор (1313734) размыкает цепь питания первичной обмотки катушки зажигания, преобразуя управляющие импульсы датчика в импульсы тока в катушке зажигания.

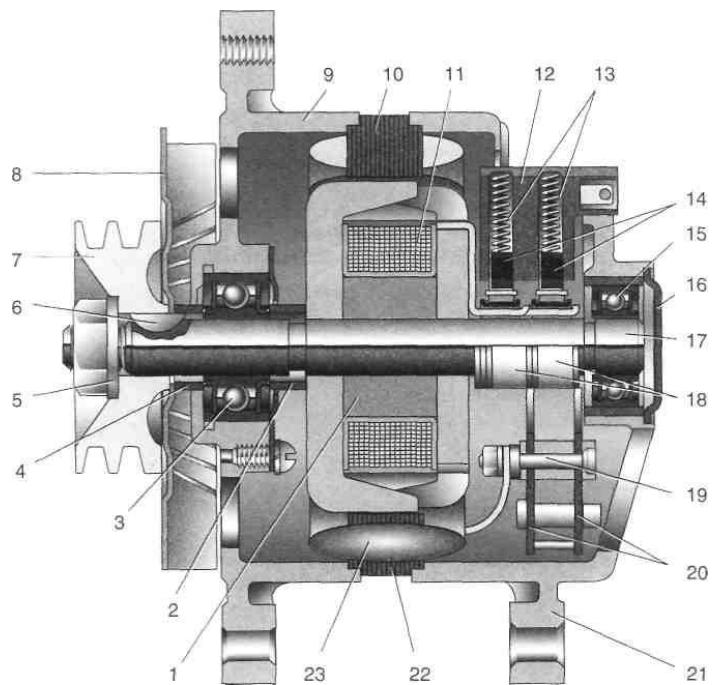
Техническая характеристика системы зажигания:

- Порядок работы цилиндров 1-2-4-3
- Направление вращения против ротора распределителя часовой стрелки
- Угол опережения зажигания max, град: центробежный регулятор 15-18, вакуумный регулятор 8-10, свечи зажигания А14ВР, зазор свечи зажигания, мм 0,8-0,95



Датчик-распределитель зажигания:

1 - корпус; 2 - грузик центробежного двигателя; 3 - винт крепления подшипника; 4 - вакуумный регулятор; 5 - пружина вакуумного регулятора; 6 - диафрагма; 7 - штуцер; 8 - магнитопровод ротора; 9 - постоянный магнит ротора; 10 - ротор; 11 - крышка; 12 - помехоподавительный резистор; 13 - центральный вывод; 14 - центральный контакт; 15 - бегунок; 16 - фильтр; 17 - винт крепления ротора; 18 - обмотка статора; 19 - винт крепления статора; 20 - статор; 21 - магнитопровод обмотки статора; 22 - опора статора; 23 - подшипник; 24 - пружина грузика; 25 - упорные шайбы; 26 - втулка; 27 - валик; 28 - октан-корректор; 29 - упорная шайба; 30 - стопорное кольцо; 31 - штифт; 32 - муфта привода.



## Генератор 1631.3701:

1 - ротор; 2 - втулка; 3 - передний подшипник; 4 - втулка; 5 - шайба с гайкой; 6 - шпонка; 7 - шкив; 8 - вентилятор; 9 - передняя крышка; 10 - статор; 11 - обмотка ротора; 12 - щеткодержатель; 13 - пружины щеток; 14 - щетки; 15 - задний подшипник; 16 - крышка; 17-вал; 18- контактные кольца; 19- вывод обмотки статора; 20- пластины-держатели; 21 - задняя крышка; 22 - набор статора; 23 - обмотка статора.

Генератор 1631.3701 - трехфазная синхронная электрическая машина с электромагнитным возбуждением и встроенным выпрямителем на кремниевых диодах. Ротор генератора приводится во вращение от шкива коленчатого вала двигателя клиновым ремнем. Статор и крышки генератора стянуты четырьмя винтами. Вал ротора вращается в шариковых подшипниках, установленных в крышках. Смазка в подшипники заложена на весь срок службы генератора. Задний подшипник напрессован на вал ротора и поджимается задней крышкой через пластмассовую втулку. Передний подшипник установлен с внутренней стороны передней крышки и поджат шайбой с четырьмя винтами. В статоре генератора две трехфазные обмотки, выполненные по схеме «звезда» и подключенные параллельно друг другу. Выпрямитель - мостовой схемы, состоит из шести диодов. Они запрессованы в две подковообразные алюминиевые пластины-держатели. Пластины объединены в выпрямительный блок, закрепленный внутри задней крышки генератора.

На роторе расположены обмотки возбуждения генератора. Выводы обмоток припаяны к двум медным контактным кольцам на валу ротора. Питание к ним подводится через две угольные щетки, установленные в щеткодержателе.

Генератор работает совместно с регулятором напряжения, который закреплен на брызговике правого лонжерона под расширительным бачком. При выходе регулятора из строя, его заменяют. Для защиты электронного оборудования автомобиля от импульсов напряжения в системе зажигания, а также для снижения радиопомех, между "+" и "массой" генератора включен конденсатор. Внутренние обмотки генератора и выпрямительный блок охлаждаются воздухом через окна в крышках от центробежного вентилятора, установленного на валу ротора.

Техническая характеристика генератора 1631.3701:

- Напряжение номинальное, В 14
- Максимальный ток, А 65
- Регулируемое напряжение, В 13-15
- Сопротивление обмотки возбуждения, Ом 2,5

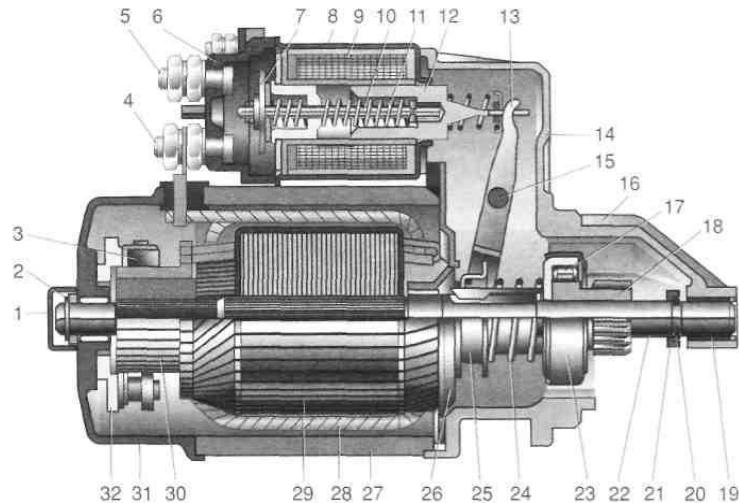
**Стартер** - четырехполюсный четырехщеточный электродвигатель постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов, роликовой муфтой свободного хода и двухобмоточным тяговым реле.

Крутящий момент от вала якоря передается на ведущую шестерню привода через роликовую обгонную муфту.

Стартеры двигателей ЗМЗ-4062 и ЗМЗ-402 принципиально не отличаются. Стартер 42.3708-10 установлен на двигатель ЗМЗ-4062 с правой стороны, СТ203-Б4 -на двигатель ЗМЗ-402 слева.

Техническая характеристика стартера 42.3708-10 (СТ230-Б4):

- Номинальная мощность, кВт 1,7(1,0)
- Номинальное напряжение, В 12
- Потребляемый ток в заторможенном состоянии, не более, А 700 (550)
- Крутящий момент, не менее кгс·м 1,6(2,0)
- Потребляемый ток в режиме холостого хода, не более, А 80 (85)



Стартер: 1 - колпак защитный; 2 - шайба запорная; 3 - щетка; 4,5 - выводы; 6 - крышка тягового реле; 7 - контактная пластина; 8 - тяговое реле; 9 - обмотка реле; 10 - шток; 11 - возвратная пружина; 12 - сердечник; 13 - рычаг; 14 - крышка; 15- ось рычага; 16- удлинитель крышки; 17- ролик; 18 - ведущая (приводная) шестерня; 19 - втулка; 20 - кольцо пружинное; 21 - втулка упорная; 22 - вал; 23 - обгонная муфта; 24 - пружина; 25 - полумуфта включения; 26 - опора промежуточная; 27-статор; 28 - обмотка статора; 29 - ротор (якорь); 30 - коллектор; 31 - крышка; 32 - щеткодержатель.

В стальном корпусе стартера установлены четыре обмотки возбуждения. Корпус и крышки стартера стянуты двумя шпильками. Вал якоря вращается в двух бронзографитных втулках, установленных в крышках и промежуточной опоре.

На валу привода установлена муфта свободного хода (обгонная муфта) с приводной шестерней. Она передает крутящий момент только в одном направлении - от стартера к двигателю, разобщая их после запуска двигателя. Это необходимо для защиты якоря стартера от повреждения из-за чрезмерной частоты вращения.

Тяговое реле служит для ввода шестерни привода в зацепление с зубчатым венцом маховика коленчатого вала двигателя и включения питания электродвигателя стартера. При повороте ключа зажигания в положение "стартер", напряжение подается на обе обмотки тягового реле (втягивающую и удерживающую). После замыкания контактов тягового реле втягивающая обмотка отключается.

Напряжение срабатывания реле должно быть не более 8 В при  $20\pm5^{\circ}\text{C}$ . Если это не так, в реле или приводе имеется неисправность. Исправность привода определяется осмотром деталей после разборки стартера. Неисправное реле заменяют.

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

При расчете двигателя обычно задаются величиной номинальной мощности или определяют ее с помощью тяговых расчетов. Номинальной мощностью называют эффективную мощность, гарантируемую заводом-изготовителем для определенных условий работы. В автомобильных и тракторных двигателях номинальная мощность равна максимальной мощности при номинальной частоте вращения коленчатого вала.

Другим важнейшим показателем двигателя является частота вращения коленчатого вала, характеризующая тип двигателя и его динамические качества. На протяжении длительного времени существовала тенденция повышения частоты коленчатого вала. Результатом этого являлось снижение основных размеров двигателя, его массы и габаритов. Однако с увеличением частоты вращения возрастают инерционные силы, ухудшается наполнение цилиндров, возрастает токсичность продуктов сгорания, повышается износ деталей и узлов двигателя, снижается его срок службы.

Выбор числа цилиндров и их расположение зависит от мощностных, динамических и конструктивных факторов. С увеличением числа цилиндров повышаются механические потери и ухудшаются механические показатели. Выбор числа цилиндров во многом зависит от литража двигателя. Современные автомобильные и тракторные двигатели имеют рядное, V-образное и оппозитное расположение цилиндров. Наибольшее распространение получили четырехцилиндровые рядные двигатели как наиболее простые в эксплуатации и более дешевые в производстве. В ряде стран созданы и эксплуатируются двигатели с горизонтальными оппозитно расположенными цилиндрами, отличающимися более удобным расположением их на используемых установках.

Размеры цилиндра - диаметр и ход поршня – являются основными конструктивными параметрами двигателя. Диаметр цилиндра современных и тракторных двигателей изменяется в достаточно узких пределах и в основном зависит от типа и назначения двигателя. Ход поршня обычно характеризуется относительной величиной, непосредственно связанной со скоростью поршня.

Скорость поршня является критерием быстроходности двигателя. С увеличением скорости поршня возрастают механические потери, повышается тепловая напряженность деталей, сокращается срок службы двигателя.

Величина степени сжатия является одной из важнейших характеристик двигателя. Ее выбор в первую очередь зависит от способа смесеобразования и рода топлива. Кроме того, степень сжатия выбирают с учетом наличия или отсутствия наддува, быстроходности двигателя, системы охлаждения, формы камеры сгорания и других факторов. Минимальная степень сжатия для дизелей должна обеспечить в конце процесса сжатия получение минимальной температуры, необходимой для самовоспламенения вспрыснутого топлива.

#### Основные данные карбюраторного четырехтактного двигателя ЗМЗ-4021

Параметры	ЗМЗ-4021
Номинальная мощность, $Ne$ [кВт (л.с.)]	84,4(115)
Частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности, $nN$ [об/мин]	3200
Число и расположение цилиндров, $i$	4-Р
Степень сжатия, $\epsilon$	7,1
Отношение хода поршня к диаметру цилиндра, $S/D$	1
Диаметр цилиндра, $D$ [мм]	92
Ход поршня, $S$ [мм]	92
Рабочий объем цилиндров двигателя, $Vl$ [дм <sup>3</sup> ]	4,252
Удельная мощность на 1 дм <sup>3</sup> , $Nl$ [кВт/дм <sup>3</sup> (л.с./дм <sup>3</sup> )]	19,8(27,0)
Скорость поршня, $Vp.cр.$ [м/с]	11,6
Максимальный крутящий момент, $Mmax$ [Н·м (кГ·м)]	284,5(29,0)
Частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте, $nM$ [об/мин]	2000-2200
Среднее эффективное давление при номинальной мощности, $pe$ [МПа (кГ/см <sup>2</sup> )]	0,74(7,8)
Среднее эффективное давление при максимальном крутящем моменте,	0,84(8,6)

рeM [МПа (кГ/см <sup>2</sup> )]	
Минимальный удельный расход топлива, ge [г/кВт·ч (г/л.с.·ч)]	313(230)
Расположение клапанов	Верхнее
Охлаждение	Жидкостное

Произвести расчет карбюраторного четырехтактного двигателя. Эффективная мощность карбюраторного двигателя  $Ne = 84,4$  кВт при частоте вращения коленчатого вала  $n = 3200$  мин<sup>-1</sup>. Двигатель восьмицилиндровый,  $i = 8$  с V-образным расположением цилиндров. Система охлаждения жидкостная закрытого типа. Степень сжатия  $\epsilon = 8,5$ .

При проведении теплового расчета для нескольких скоростных режимов обычно выбирают 3 – 4 основных режима:

- режим минимальной частоты вращения  $n_{min} = 600$  1000 мин<sup>-1</sup>, обеспечивающий устойчивую работу двигателя;
- режим максимального крутящего момента при  $nM = (0,4 – 0,6) \cdot nN$ ;
- режим максимальной (номинальной) мощности при  $nN$ ;
- режим максимальной скорости движения автомобиля при  $n_{max} = (1,05 – 1,2) \cdot nN$ .

## 1.1 Топливо

В соответствии с заданной степенью сжатия  $\epsilon = 8,5$  можно использовать бензин марок Премиум-95 и АИ-98 ЭК. Средний элементный состав дизельного топлива:

$$C = 0,855; H = 0,145; mt = 115 \text{ кг/кмоль.}$$

Низшая теплота сгорания топлива:

$$H_u = 33,91 \cdot C + 125,6 \cdot H - 10,89 \cdot O - S - 2,51 \cdot H + W = 33,91 \cdot 0,855 + 125,6 \cdot 0,145 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,145 = 43,9 \text{ МДж/кг} = 43900 \text{ кДж/кг.}$$

## 1.2 Параметры рабочего тела. Коэффициент избытка воздуха

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг. топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \cdot \left( \frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,5 \text{ кмоль возд./кг. топл.};$$

$$l_0 = \frac{1}{0.23} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O \right) = \frac{1}{0.23} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot 0.855 + 8 \cdot 0.145 \right) = 15,2 \text{ кг. возд./кг. топл.}$$

Коэффициент избытка воздуха устанавливается на основании следующих соображений. На современных двигателях устанавливают многокамерные карбюраторы, обеспечивающие получение почти идеального состава смеси по скоростной характеристике. Возможность применения для рассчитываемого двигателя двухкамерного карбюратора с обогатительной системой и системой холостого хода позволяет получить при соответствующей регулировке как мощностной, так и экономичный состав смеси. Стремление получить двигатель достаточно экономичный и с меньшей токсичностью продуктов сгорания, которая достигается при  $\alpha \approx 0,95 - 0,98$ , позволяет принять  $\alpha = 0,96$  на основных режимах, а на режимах минимальной частоты вращения  $\alpha = 0,86$ .

Далее непосредственный числовой расчет будет проводиться только для режимов максимальной мощности, а для остальных режимов окончательные значения рассчитываемых параметров приводятся в табличной форме. Количество горючей смеси:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_t} = 0,96 \cdot 0,5 + \frac{1}{115} = 0,5 \text{ кмоль гор. см./кг. топл.}$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} + 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = \frac{0,855}{12} + 2 \cdot \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,5 = 0,08 \text{ кмоль CO2/кг. топл.};$$

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 2 \cdot \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,5 = 0,006 \text{ кмоль CO/кг. топл.};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,5 = 0,07 \text{ кмоль H2O/кг. топл.};$$

топл.;

$$M_{H_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,5 = 0,003 \text{ кмоль H2/кг. топл.};$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,792 \cdot 0,96 \cdot 0,5 = 0,4 \text{ кмоль N2/кг. топл.}$$

Общее количество продуктов сгорания:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = 0,08 + 0,006 + 0,08 + 0,03 + 0,4 = 0,596 \text{ кмоль пр. сг./кг. топл.}$$

Таблица № 2 – Значения параметров различных режимов мощности двигателя

Параметры	Рабочее тело			
	Карбюраторный двигатель			
n	1000	1600	3200	5600
$\alpha$	0.86	0.96	0.96	0.96
M1	0,4	0.5	0.5	0.5
MCO2	0,09	0.08	0.08	0.08
MCO	0,02	0.006	0.006	0.006
MH2O	0,06	0.07	0.07	0.07
MH2	0,01	0.003	0.003	0.003
MN2	0,3	0.4	0.4	0.4
M2	0,48	0.596	0.596	0.596

### 1.3 Параметры окружающей среды и остаточные газы

Атмосферные условия:  $p_0 = 0.1$  МПа,  $T_0 = 293$  К.

Давление окружающей среды:  $p_k = p_0 = 0,1$  МПа.

Температура окружающей среды:  $T_k = T_0 = 293$  К.

### 1.4 Температура и давление остаточных газов

При постоянном значении степени сжатия  $\varepsilon = 6,7$  температура остаточных газов практически линейно возрастет с увеличением скоростного режима при  $\alpha = \text{const}$ , но уменьшается при обогащении смеси. Учитывая уже определенные значения  $n$  и  $\alpha$ , можно принять значения  $T_r$  для расчетных режимов карбюраторного двигателя  $T_r = 1060$  К.

Давление остаточных газов  $p_r$  за счет расширения фаз газораспределения и снижения сопротивлений при конструктивном оформлении выпускных трактов рассчитываемого двигателя можно принять на номинальном скоростном режиме:

$$p_{rN} = 1.18 \cdot p_0 = 1.18 \cdot 0.1 = 0.118 \text{ МПа.}$$

Тогда величина давления на остальных режимах работы двигателя можно подсчитать

$$p_r = p_0 \cdot (0.035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2),$$

$$A_p = \frac{0.118 - 0.1 \cdot 0.035}{3200^2 \cdot 0.1} \cdot 10^8$$

$$\text{При } n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$$

$$A_p = \frac{0.118 - 0.1 \cdot 0.035}{3200^2 \cdot 0.1} \cdot 10^8 = 0.4624$$

### 1.5 Процесс впуска. Температура подогрева свежего заряда

С целью получения хорошего наполнения двигателя на номинальном скоростном режиме принимается  $\Delta T_N = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . На остальных режимах значения  $\Delta T$  рассчитываются по

$$\Delta T = A_T \cdot (10 - 0.0125 \cdot n),$$

$$A_T = \frac{\Delta T_N}{(10 - 0.0125 \cdot n_N)}.$$

#### 1.5.1 Плотность заряда на впуске

$$p_0 = \frac{p_0 \cdot 10^6}{R_e \cdot T_0} = \frac{0.1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1.19 \text{ кг/м}^3, \text{ где: } R_e = 287 \text{ Дж/(кг\cdotград)}$$

удельная газовая постоянная для воздуха.

#### 1.5.2 Потери давления на впуске

В соответствии со скоростным режимом ( $n = 3200 \text{ мин}^{-1}$ ) и при учете качественной обработки внутренних поверхностей выпускных систем можно принять  $\beta^2 + \xi_{en} = 2.8$  и  $\omega_{en} = 95 \text{ м/с}$ . Тогда  $\Delta P_a$  на всех скоростных режимах двигателя

$$\Delta P_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{en}) A_n^2 \cdot n^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6}}{2},$$

рассчитывается по формуле:

$$A_n = \frac{\omega_{6n}}{n_N}$$

Потери давления на впуске карбюраторного двигателя при  $n_N = 3200$  мин-1,

$$A_n = \frac{95}{3200} = 0,01696 \text{, тогда}$$

$$\Delta P_a = \frac{2,8 \cdot 0,01696^2 \cdot 5600^2 \cdot 1,189 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,015 \text{ МПа.}$$

### 1.5.3 Давление в конце пуска

При  $n_N = 3200$  мин-1:

$$P_a = P_0 - \Delta P_a = 0,1 - 0,015 = 0,085 \text{ МПа.}$$

### 1.5.4 Коэффициент остаточных газов

При определении  $\gamma_t$  для карбюраторного двигателя принимается коэффициент очистки фоч = 1, а коэффициент дозарядки на номинальном скоростном режиме — фдоз = 1,10, что вполне возможно получить при подборе угла опаздывания закрытия впускного клапана в пределах 30 — 60°. При этом на минимальном скоростном режиме ( $n = 1000$  мин-1) возможен обратный выброс в пределах 5 %, т.е. фдоз = 0,95. На остальных режимах значения фдоз можно получить, приняв линейную зависимость фдоз от скоростного режима. Тогда при  $n_N = 3200$  мин-1:

### 1.5.5 Температура в конце пуска

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 8 + 0,066 \cdot 1060}{1 + 0,066} = 348 \text{ К.}$$

### 1.5.6 Коэффициент наполнения

$$\eta_V = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_0} \cdot \frac{\varphi_{d03} \cdot \varepsilon \cdot p_a - \varphi_{o4} \cdot p_r}{293 + 8} = \frac{293}{293 + 8} \cdot \frac{1}{6,7 - 1} \cdot \frac{1}{0,1} \cdot \frac{1 \cdot 6,7 \cdot 0,085 - 1 \cdot 0,118}{293 + 8} = 0,866.$$

Таблица № 3 – Значения параметров процесса впуска и газообмена

Параметры	Процесс впуска и газообмена			
	Карбюраторный двигатель			
n	1000	1600	3200	5600
α	0,86	0,96	0,96	0,96
Tr	900	1000	1060	1070
pr	0,104	0,1082	0,118	0,1201
ΔT	19,5	14	8	7
Δра	0,0005	0,049	0,015	0,0172
pa	0,0995	0,0951	0,085	0,0828
фдоз	0,95	1,025	1,1	1,11
γr	0,0681	0,0626	0,066	0,0674
Ta	352	349	348	348
ηV	0,8868	0,9291	0,866	0,8733

### 1.6 Процесс сжатия. Средние показатели адиабаты и политропы сжатия

Средний показатель адиабаты сжатия  $k_1$  (при  $\varepsilon = 6,7$ , а также рассчитанных значениях  $T_a$ ) определяется по номограмме, а средний показатель политропы сжатия  $n_1$  принимается несколько меньше  $k_1$ . При выборе  $n_1$  учитывается, что с уменьшением частоты вращения теплоотдача от газов в стенки цилиндра увеличивается, а  $n_1$  уменьшается по сравнению с  $k_1$  более значительно: при  $n_N = 3200$  мин<sup>-1</sup>,  $T_a = 348$  К,  $\varepsilon = 6,7 - k_1 = 1,3785$ ,  $n_1 = 1,3783$  (принят несколько меньше  $k_1 = 1,3785$ ).

### 1.6.1 Давление в конце сжатия

При  $n_N = 3200$  мин-1:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0.085 \cdot 6,7^{1.3783} = 1,1695 \text{ МПа.}$$

### 1.6.2 Температура в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} = 348 \cdot 6,7^{1.3783-1} = 713 \text{ К.}$$

### 1.6.3 Средняя мольная теплоемкость в конце сжатия

- свежей смеси (воздуха):

$$c_{v,0}^{\infty} = 20.6 + 2.638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c = 20.6 + 2.638 \cdot 10^{-3} \cdot 440 = 21,761$$

кДж/(кмоль·град.); где:

$$t_c = T_c - 273 = 713 - 273 = 440 \text{ оC;}$$

- остаточных газов (определяется по таблице методом интерполяции):

$$\text{при } n_N = 5600 \text{ мин-1, } \alpha = 0,96 \text{ и } t_c = 440 \text{ оC}$$

$$400 \text{ оC} \sim 23,906 \text{ кДж/(кмоль·град.);}$$

$$500 \text{ оC} \sim 24,064 \text{ кДж/(кмоль·град.);}$$

$$100 \text{ оC} \sim 23,906 - 24,064 = -0,158 \text{ кДж/(кмоль·град.);}$$

$$40 \text{ оC} \sim 0,1132 \text{ кДж/(кмоль·град.);}$$

$$440 \text{ оC} \sim 0,1132 + 23,906 = 24,0192 \text{ кДж/(кмоль·град.);}$$

$$c_{v,0}^{\infty} = 24,0192 \text{ кДж/(кмоль·град.);}$$

- рабочей смеси:

$$c_{v,0}^{\infty} = \frac{1}{1+\gamma_r} \cdot \left[ c_{v,0}^{\infty} + \gamma_r \cdot c_{v,0}^{\infty} \right] = \frac{1}{1+0.066} \cdot [1,761 + 0.066 \cdot 24,0192] = 21,901 \text{ кДж/(кмоль·град.)}.$$

Таблица № 4 – Значения параметров процесса сжатия

Параметры	Процесс сжатия				
	Карбюраторный двигатель				
n	1000	1600	3200	5600	
k1	1,3778	1,3784	1,3785	1,3785	
n1	1,3683	1,3723	1,3783	1,3783	
pc	1,4177	1,3583	1,1695	1,1695	
Tc	711	714	713	713	
tc	438	441	440	440	
$\eta_{c_v}^{\infty}$	21,755	21,763	21,761	21,761	
$\eta_{c_v}^{''}$	23,7132	24,0232	24,0192	24,0192	
$\eta_{c_v}^{'}$	21,891	21,896	21,901	21,901	

## 1.7 Процесс сгорания

### 1.7.1 Коэффициент молекулярного изменения горючей и рабочей смеси

При  $n_N = 3200$  мин<sup>-1</sup>:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.596}{0.5} = 1.192$$

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.192 + 0.066}{1 + 0.066} = 1.18$$

## 1.7.2 Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания, и теплота сгорания рабочей смеси

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha) L_0 \quad H_{раб.см} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)}.$$

При  $n_N = 3200$  мин<sup>-1</sup>:

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - 0,96) \cdot 0,5 = 2399 \text{ кДж/кг};$$

$$H_{раб.см} = \frac{43900 - 2399}{0,5 \cdot (1 + 0,066)} = 77863 \text{ кДж/кмоль·раб.см.}$$

## 1.7.3 Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания

$$\begin{aligned} \bar{c}_v = \frac{1}{M_2} \cdot \left[ M_{CO_2} \cdot \bar{c}_{vCO_2} + M_{CO} \cdot \bar{c}_{vCO} + M_{H_2O} \cdot \bar{c}_{vH_2O} + M_{H_2} \cdot \bar{c}_{vH_2} + \right. \\ \left. + M_{N_2} \cdot \bar{c}_{vN_2} \right] = \frac{1}{0,596} \cdot [0,08 \cdot (9,123 + 0,003349 \cdot t_z) + 0,006 \cdot (2,49 + 0,00143 \cdot t_z) + 0,08 \times \\ \times (6,67 + 0,004438 \cdot t_z) + 0,03 \cdot (9,678 + 0,001758 \cdot t_z) + 0,4 \cdot (1,951 + 0,001457 \cdot t_z) = \\ = 24,78 + 0,00213 \cdot t_z. \end{aligned}$$

## 1.7.4 Коэффициент использования теплоты

Коэффициент использования теплоты  $\xi_z$  зависит от совершенства организации процессов смесеобразования и сгорания топлива. Он повышается за счет снижения потерь теплоты газов в стенки цилиндра и неплотности между поршнем и цилиндром. При увеличении скоростного режима  $\xi_z$  снижается. При проведении расчетов двигателя  $\xi_z$  выбирается по опытным данным в зависимости от конструктивных особенностей двигателя. При  $n_N = 3200$  мин<sup>-1</sup>  $\xi_z = 0,91$ . Далее определяем значения  $\xi_z$  для всех расчетных режимов.

## 1.7.5 Температура в конце видимого процесса сгорания

$$\begin{aligned} \xi_z \cdot H_{раб.см} + \bar{c}_v \cdot t_c = \mu \cdot \bar{c}_v \cdot t_z; \\ 0,91 \cdot 77863 + 21,901 \cdot 440 = 1,18 \cdot (4,78 + 0,00213 \cdot t_z) \cdot t_z \\ 0,0025 \cdot t_z^2 + 29,24 \cdot t_z - 80492 = 0; \\ t_z = 2675 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad T_z = t_z + 273 = 2675 + 273 = 2948 \text{ K}. \end{aligned}$$

## 1.7.6 Максимальное давление сгорания (теоретическое и действительное)

$$p_z = \frac{p_c \cdot \mu \cdot T_z}{T_c} = \frac{1,1695 \cdot 1,18 \cdot 2948}{713} = 5,7 \text{ МПа};$$

$$p_{z_d} = 0,85 \cdot p_z = 0,85 \cdot 5,7 = 4,9 \text{ МПа.}$$

### 1.7.7 Степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{5,7}{1,1695} = 4,9$$

### 1.8 Процесс расширения и выпуска

#### 1.8.2 Средние показатели адиабаты и политропы расширения

Средний показатель адиабаты расширения  $k_2$  определяется по номограмме при заданном  $\varepsilon$  для соответствующих значений  $\alpha$  и  $T_z$ , а средний показатель политропы расширения  $n_2$  оценивается по величине среднего показателя адиабаты:

при  $T_z = 2948 \text{ К}$ ,  $\varepsilon = 6,7$ ,  $\alpha = 0,96$  –  $k_2 = 1,2493$ , что позволяет принять  $n_2 = 1,2484$ .  
Также определяем  $k_2$  и  $n_2$  для других режимов.

#### 1.8.3 Давление и температура в конце расширения

При  $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$ :

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{5,7}{6,7^{1,2484}} = 0,53 \text{ МПа;}$$

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = \frac{2948}{6,7^{1,2484-1}} = 1843 \text{ К.}$$

#### 1.8.4 Проверка ранее принятой температуры остаточных газов

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1843}{\sqrt[3]{\frac{0,53}{0,118}}} = 1067 \text{ К;}$$

$$\Delta = \frac{100 \cdot (1060 - 1067)}{1067} = +0,7\%$$

На всех скоростных режимах температура остаточных газов выбрана в начале расчета достаточно удачно, т.к. ошибка не превышает 1%. Только на режимах минимальной и максимальной частоты вращения ошибка достигает 1,9 и 1,46 %

Таблица № 5 – Значения параметров процесса сжатия

Параметры	Процесс выпуска			
	Карбюраторный двигатель			
n	1000	1600	3200	5600
k2	1,258	1,249	1,2493	1,2533
n2	1,2574	1,2484	1,2484	1,2494
pb	0,547	0,5861	0,53	0,5493
Tb	1633	1858	1843	1823
Tr	882	1005	1067	1069
ΔTr, %	-1,9	+0,56	+0,7	1,46

## 1.9 Индикаторные параметры рабочего цикла

### 1.9.1 Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] = \frac{1,1695}{6,7 - 1} \cdot \left[ \frac{4,9}{1,2484 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{6,7^{1,2484-1}} \right) - \frac{1}{1,3783 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{15^{1,3783-1}} \right) \right] = 1,17 \text{ МПа.}$$

### 1.9.2 Среднее индикаторное давление

$$p_i = \varphi_I \cdot p_i = 0,96 \cdot 1,17 = 1,12 \text{ МПа;}$$

где:  $\varphi_I$  – коэффициент полноты диаграммы ( $\varphi_I = 0,96$ ).

### 1.9.3 Индикаторный КПД и индикаторный удельный расход топлива

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot p_0 \cdot \eta_V} = \frac{1,12 \cdot 15,2 \cdot 0,96}{43,9 \cdot 1,19 \cdot 0,866} = 0,36$$

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} = \frac{3600}{43,9 \cdot 0,36} = 228 \text{ г/кВт·ч.}$$

## 1.10 Эффективные показатели двигателя

### 1.10.1 Среднее давление механических потерь

$$p_M = 0.034 + 0.0113 \cdot V_{n,sp.} = 0.034 + 0.0113 \cdot 8,53 = 0,13 \text{ МПа;}$$

где  $V_{n,sp.}$  – средняя скорость поршня ( $V_{n,sp} = 8,53 \text{ м/с}$ ).

### 1.10.2 Среднее эффективное давление и механический КПД

$$p_e = p_i - p_M = 1,12 - 0,13 = 0,99 \text{ МПа;}$$

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,99}{1,12} = 0,88$$

### 1.10.3 Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,36 \cdot 0,88 = 0,32;$$

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} = \frac{3600}{43,9 \cdot 0,32} = 256 \text{ г/кВт·ч.}$$

Таблица № 6 – Значения индикаторных и эффективных параметров двигателя

Параметры	Индикаторные и эффективные параметры двигателя			
$n$	1000	1600	3200	5600
$p_i$	1,193	1,2783	1,17	1,128
$p_i$	1,144	1,248	1,12	1,075
$\eta_i$	0,312	0,4	0,36	0,3524
$g_i$	230	206	228	232
$V_{n,sp}$	1,18	5,69	8,53	9,52
$p_M$	0,021	0,08	0,13	0,16

$p_e$	1,063	1,089	0,99	0,91
$\eta_M$	0,97	0,94	0,88	0,86
$\eta_e$	0,33	0,36	0,32	0,3
$g_e$	244	207	256	273

## 1.11 Основные параметры цилиндра и двигателя

Литраж двигателя:

$$V_{II} = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{p_e \cdot n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 84,4}{0,99 \cdot 3200} = 3,2 \text{ л.}$$

Рабочий объем цилиндра:

$$V_h = \frac{V_{II}}{i} = \frac{3,2}{8} = 0,4 \text{ л.}$$

Диаметр цилиндра. Т.к. ход поршня равен 80 мм, то

$$D = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{V_h \cdot \pi \cdot S} = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{0,4}{3,14 \cdot 80}} = 79,8 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем  $D = 92$  мм., тогда  $S = D \cdot 0,869 = 79,9 \approx 80$  мм. По окончательно принятым значениям  $D$  и  $S$  определяем основные параметры и показатели двигателя:

литраж двигателя:  $V_{II} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} \text{ л;}$

площадь поршня:  $F_{II} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \text{ см}^2;$

мощность двигателя:  $N_e = \frac{p_e \cdot V_{II} \cdot n}{30 \cdot \tau} \text{ кВт;}$

литровая мощность двигателя:  $N_{II} = \frac{N_e}{V_{II}} \text{ кВт/л;}$

$$\text{крутящий момент: } M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} \text{ H}\cdot\text{м};$$

$$\text{часовой расход топлива: } G_T = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3} \text{ кг./ч.}$$

Таблица № 7 – Основные параметры двигателя

Параметры	Основные параметры и показатели двигателя			
	Карбюраторный двигатель			
$n, \text{мин}^{-1}$	1000	1600	3200	5600
$F_P \text{ см}^2$	66,4			
$V_L \text{ л}$	4,3			
$N_L \text{ кВт/л}$	21,3			
$N_e \text{ кВт}$	16,1	32,5	48,69	61,43
$M_e \text{ Н}\cdot\text{м}$	141,1	145,2	137,8	108,3
$G_T \text{ кг/ч}$	3,9	11,4	15,648	21,44

### 1.12 Построение индикаторной диаграммы

Индикаторная диаграмма двигателя построена для номинального режима работы двигателя, т.е. при  $N_e = 84,4 \text{ кВт}$ ,  $n_N = 3200 \text{ мин}^{-1}$ .

Масштабы диаграммы: масштаб хода поршня  $MS = 1 \text{ мм. в мм.}$ ; масштаб давлений  $MP = 0.05 \text{ МПа в мм.}$

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

$$AB = \frac{S}{M_s} = \frac{80}{1} = 80 \text{ мм.};$$

$$OA = \frac{AB}{\text{---} - 1} = \frac{80}{\text{---} - 1} = 14 \text{ мм.}$$

Максимальная высота диаграммы (точки z):

$$\frac{p_z}{M_p} = \frac{5,7}{0,05} = 114 \text{ мм.}$$

Ординаты характерных точек:

$$\frac{p_0}{M_p} = \frac{0,1}{0,05} \approx 2 \text{ мм.};$$

$$\frac{p_r}{M_p} = \frac{0,118}{0,05} \approx 2,4 \text{ мм.}; \quad \frac{p_a}{M_p} = \frac{0,085}{0,05} \approx 2 \text{ мм.};$$

$$\frac{p_c}{M_p} = \frac{1,1695}{0,05} \approx 23,4 \text{ мм.}; \quad \frac{p_b}{M_p} = \frac{0,53}{0,05} \approx 11 \text{ мм.}$$

Построение политроп сжатия и расширения проводятся аналитическим методом:

- политропа сжатия  $p_x = p_a \cdot \left( \frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}$ . Отсюда:

$$\frac{p_x}{M_p} = \left( \frac{p_a}{M_p} \right) \cdot \left( \frac{OB}{OX} \right)^{n_1} = 2 \cdot \left( \frac{94}{OX} \right)^{1,3783} \text{ мм.}$$

где: OB = OA + AB = 80 + 14 = 94 мм.

- политропа расширения  $p_x = p_b \cdot \left( \frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2}$ . Отсюда:

$$\frac{p_x}{M_p} = \left( \frac{p_b}{M_p} \right) \cdot \left( \frac{OB}{OX} \right)^{n_2} = 11 \cdot \left( \frac{94}{OX} \right)^{1,2484} \text{ мм.}$$

Теоретическое среднее индикаторное давление:

$$p_i = \frac{F_1 \cdot M_p}{AB} = \frac{1840 \cdot 0,05}{80} = 1,15 \text{ МПа,}$$

где:  $F_1 = 1840 \text{ мм}^2$  – площадь диаграммы aczba. Величина  $p_i = 1,15 \text{ МПа}$ , полученная планиметрированием индикаторной диаграммы, очень близка к величине  $p_i = 1,17 \text{ МПа}$ ,

полученной в тепловом расчете. Скругление индикаторной диаграммы осуществляется на основании следующих соображений и расчетов. Так как рассчитываемый двигатель достаточно быстроходный ( $n = 3200$  мин<sup>-1</sup>), то фазы газораспределения необходимо устанавливать с учетом получения хорошей очистки цилиндра от отработавших газов и обеспечения дозарядки в пределах, принятых в расчете. В связи с этим начало открытия впускного клапана (точка  $r'$ ) устанавливается за  $18^\circ$  до прихода поршня в в.м.т., а закрытие (точка  $a''$ ) — через  $60^\circ$  после прохода поршнем н.м.т.; начало открытия выпускного клапана (точка  $b'$ ) принимается за  $55^\circ$  до прихода поршня в н.м.т., а закрытие (точка  $a'$ ) — через  $25^\circ$  после прохода поршнем в.м.т. Учитывая быстроходность двигателя, угол опережения зажигания в принимается равным  $35^\circ$ , а продолжительность периода задержки воспламенения —  $\Delta\phi_1 = 5^\circ$ .

В соответствии с принятymi фазами газораспределения и углом опережения зажигания определяют положение точек  $r'$ ,  $a'$ ,  $a''$ ,  $c'$ ,  $f$  и  $b'$  по формуле для перемещения поршня:

$$AX = \frac{AB}{2} \cdot \left[ \left( -\cos \varphi \right) + \frac{\lambda}{4} \cdot \left( -\cos 2\varphi \right) \right],$$
 где:  $\lambda$  - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Выбор величины  $\lambda$  производится при проведении динамического расчета, а при построении индикаторной диаграммы предварительно принимается  $\lambda = 0,285$ .

## 2. Тепловой баланс

Тепло, выделяющееся при сгорании топлива в цилиндрах двигателя, не может быть полностью преобразовано в полезную механическую работу. В термодинамическом цикле эффективность превращения тепла в работу оценивается термическим коэффициентом полезного действия  $\eta_t$ , который всегда остается меньше единицы вследствие передачи части тепла холодному источнику. В реальном двигателе потери тепла возрастают из-за трения, теплообмена, неполноты сгорания и других причин. В связи с этим эффективный КПД цикла имеет меньшее значение по сравнению с величиной  $\eta_t$ .

Распределение тепловой энергии топлива, сгорающего в двигателе, наглядно иллюстрируется составляющими внешнего теплового баланса, которые определяются при установившемся тепловом состоянии двигателя в процессе его испытаний. Приближенно составляющие теплового баланса можно найти аналитически по данным теплового расчета двигателя.

Тепловой баланс позволяет определить тепло, превращенное в полезную эффективную работу, т.е. установить степень достигнутого совершенства теплоиспользования и наметить пути уменьшения имевшихся потерь. Знание отдельных составляющих теплового баланса позволяет судить о теплонапряженности деталей двигателя, рассчитать схему охлаждения, выяснить возможность использования теплоты отработавших газов и т. д.

В общем виде внешний тепловой баланс двигателя может быть представлен в виде следующих составляющих: общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом:

$$Q_0 = Q_e + Q_r + Q_B + Q_{h.c.} + Q_{ocm} = \frac{H_u \cdot G_T}{3,6} = \frac{43900 \cdot 15,648}{3,6} = 190819 \text{ Дж/с.}$$

- Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с:

$$Q_e = 1000 \cdot N_e = 1000 \cdot 84,4 = 84400 \text{ Дж/с.}$$

- Теплота, передаваемая охлажденной среде для дизелей без наддува:

$$Q_B = \frac{C \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot (H_u - \Delta H_u)}{\alpha \cdot H_u} = \frac{0,5 \cdot 8 \cdot 9,2^{1+2 \cdot 0,6} \cdot 3200^{0,6} \cdot (43900 - 2399)}{0,96 \cdot 43900} = 66033 \text{ Дж/с.}$$

где: С – коэффициент пропорциональности (С = 0,45 ч 0,53);

i – число цилиндров (i = 8);

D – диаметр цилиндра (D = 92 см.);

m – показатель степени (m = 0,5 ч 0,7);

n – частота вращения коленчатого вала (n = 3200 мин-1.).

- Теплота, потеряная с отработавшими газами:

$$Q_r = \frac{G_T}{3,6} \cdot \left[ M_2 \cdot \left( \left( \frac{nc_V}{t_0} + 8,315 \right) \cdot t_r - M_1 \cdot \left( \frac{nc_V}{t_0} + 8,315 \right) \cdot t_k \right) \right] = 24953 \text{ Дж/с.}$$

- Теплота, потеряная из-за химической неполноты сгорания топлива:

$$Q_{h.c.} = \frac{\Delta H_u \cdot G_T}{3,6} = \frac{2399 \cdot 15,648}{3,6} = 10428 \text{ Дж/с.}$$

- Неучтенные потери теплоты:

$$Q_{ocm} = Q_0 - (Q_e + Q_r + Q_B + Q_{h.c.}) = 190819 - (84400 + 24953 + 66033 + 10428) = 5005 \text{ Дж/с.}$$

Знание абсолютных значений составляющих теплового баланса позволяет осуществить количественную оценку распределения теплоты в двигателе. Если же необходимо сравнить распределение теплоты в различных двигателях или оценить степень теплоиспользования конкретного двигателя, то составляющие теплового баланса удобнее представлять в относительных величинах, например, в процентах по отношению ко всей теплоте, подведенной с топливом:

$$q_0 = q_e + q_r + q_B + q_{h.c.} + q_{ocm} = 44,2 + 13,1 + 34,6 + 5,5 + 2,6 = 100\%$$

Величины отдельных составляющих теплового баланса двигателя не являются постоянными, а изменяются в процессе его работы в зависимости от нагрузки, быстроходности и других факторов.

Характер распределения теплоты, подводимой в цилиндр с топливом, в процессе превращения в полезную эффективную работу наглядно может быть представлен в виде кривых теплового баланса. Графические зависимости строятся на основании определения каждой составляющей в зависимости от частоты вращения, нагрузки, качества смеси и т.д. Необходимые для построения указанных кривых теплового баланса данные получают при проведении специальных испытаний двигателя либо путем использования результатов ранее выполненных экспериментов.

## Заключение

На основе установленных или заданных исходных данных (тип двигателя, мощность  $N_e$ , частота вращения коленчатого вала  $n$ , число  $i$  и расположение цилиндров, отношение  $S / D$ , степень сжатия  $\epsilon$ ) провели тепловой расчет двигателя ЗМЗ-4021, в результате которого определили его основные энергетические ( $re$ ,  $NЛ$ ), экономические ( $ge$ ,  $\eta_e$ ) и конструктивные ( $D$ ,  $S$ ,  $VЛ$ ) параметры. По результатам теплового расчета построили индикаторную диаграмму. Параметры, полученные в тепловом расчете, используются при построении скоростной характеристики и являются исходными при проведении динамического и прочностного расчетов. В данной работе мы провели расчет четырехтактного карбюраторного двигателя. С целью рассмотрения различных методов и приемов проведения теплового расчета, мы делали расчет только для номинальных скоростных режимов.

### 3. Динамический расчет двигателя

В целях уменьшения высоты двигателя без значительного увеличения инерционных и нормальных сил величина отношения радиуса кривошипа к длине шатуна принимается

$$\lambda = 0,27.$$

Для диаметра цилиндра  $D = 93$  мм относительная масса поршневого комплекта  $M_p = 90$  кг/м<sup>2</sup>, масса шатуна  $M_{sh} = 130$  кг/м<sup>2</sup>.

Для упрощения динамического расчета действительный кривошипно-шатунный механизм заменяется динамически эквивалентной системой сосредоточенных масс. При этом массу шатунной группы заменяют двумя массами, одна из которых сосредоточена на оси поршневого пальца  $M_{sp} = 35,75$  кг/м<sup>2</sup>, а другая на оси кривошипа

$$M_{shk} = 94,25 \text{ кг/м}^2.$$

$$\text{Масса колена вала } M_{kv} = 170 \text{ кг/м}^2.$$

Система сосредоточенных масс, динамически эквивалентная кривошипно - шатунному механизму, состоит из массы

$$M_{vp} = M_{sp} + M_{shk} = 57,2 + 150,8 = 118,6 \text{ кг/м}^2,$$

совершающей возвратно - поступательное движение, и массы

$$M_{vr} = 2 * M_{shk} = 2 * 150,8 = 101,4 \text{ кг/м}^2.$$

Результаты динамического расчета заносим в таблицу, в которой:

$\varphi^\circ$  - угол поворота коленчатого вала;

$$fs(\varphi) = \frac{1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} * (1 - \cos \varphi)}{2} -$$

функция для определения положения поршня;  $f_s(\varphi)$  - перемещения поршня;

$\tau$ - $P_0$  - избыточное давление на поршне, МПа;

$f_j(\varphi) = \cos \varphi + \lambda * \cos 2\varphi$  - функция для определения ускорения поршневой группы; =

$K_j * f_j(\varphi)$  - сила инерции поршневой группы;  $\sum = (P_e - P_0) + P_i$  - суммарная сила;  $t(\varphi) =$

$\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$  - функция для определения тангенциальной силы,  $\beta$  - угол наклона шатуна к

оси поршня;  $P_{\Sigma} * f_T(\phi)$  - тангенциальная сила;  $f_z(\phi) = \frac{\cos(\phi + \beta)}{\cos \beta}$  - функция для определения  $Z = P_{\Sigma} * f_T(\phi)$  - сила, действующая на шатунную шейку;  $-m_e * R * \omega^2 * 10^{-6}$  - центробежная сила инерции;  $rez = Z + K$  - результирующая  $K$  и  $Z$  сил, действующих на шатунную шейку.

fi	Pj	Pсум	Tсум	mi	Zсум	zp
360.0000	-2.6067	0.0676	-0.0015	-0.0000	0.0676	-1.7442
370.0000	-2.5556	4.4626	0.8775	0.0249	4.3792	2.5674
380.0000	-2.3806	3.0839	1.2517	0.0356	2.8306	1.0188
390.0000	-2.0950	1.7888	1.0660	0.0303	1.4543	-0.3575
400.0000	-1.7201	0.9882	0.7493	0.0213	0.6648	-1.1470
410.0000	-1.2827	0.6406	0.5676	0.0161	0.3235	-1.4883
420.0000	-0.8132	0.5972	0.5822	0.0166	0.1905	-1.6212
430.0000	-0.3418	0.7293	0.7462	0.0212	0.0910	-1.7208
440.0000	0.1040	0.9454	0.9756	0.0277	-0.0646	-1.8764
450.0000	0.5016	1.1836	1.1890	0.0338	-0.2979	-2.1097
460.0000	0.8354	1.4045	1.3288	0.0378	-0.5883	-2.4001
470.0000	1.0977	1.5853	1.3680	0.0389	-0.8963	-2.7081
480.0000	1.2884	1.7165	1.3069	0.0372	-1.1827	-2.9945
490.0000	1.4141	1.7987	1.1643	0.0331	-1.4204	-3.2321
500.0000	1.4869	1.8397	0.9666	0.0275	-1.5974	-3.4091
510.0000	1.5212	1.8514	0.7391	0.0210	-1.7158	-3.5276
520.0000	1.5321	1.8469	0.5005	0.0142	-1.7862	-3.5980
530.0000	1.5325	1.8129	0.2575	0.0073	-1.7967	-3.6085
540.0000	1.5313	1.7433	0.0225	0.0006	-1.7432	-3.5550

fi	Pj	Pсум	Tсум	mi	Zсум	zp
540.0000	1.5313	1.7433	0.0225	0.0006	-1.7432	-3.5550
550.0000	1.5322	1.6489	-0.1916	-0.0054	-1.6391	-3.4509
560.0000	1.5326	1.5735	-0.3859	-0.0110	-1.5313	-3.3431
570.0000	1.5248	1.5648	-0.5847	-0.0166	-1.4650	-3.2768
580.0000	1.4963	1.5363	-0.7688	-0.0219	-1.3543	-3.1661
590.0000	1.4325	1.4725	-0.9180	-0.0261	-1.1884	-3.0002
600.0000	1.3184	1.3584	-1.0044	-0.0286	-0.9658	-2.7776
610.0000	1.1414	1.1814	-0.9970	-0.0283	-0.6994	-2.5111
620.0000	0.8937	0.9337	-0.8695	-0.0247	-0.4201	-2.2319
630.0000	0.5738	0.6138	-0.6108	-0.0174	-0.1759	-1.9877
640.0000	0.1880	0.2280	-0.2346	-0.0067	-0.0242	-1.8360
650.0000	-0.2497	-0.2097	0.2156	0.0061	-0.0180	-1.8298
660.0000	-0.7181	-0.6781	0.6699	0.0190	-0.1903	-2.0020
670.0000	-1.1904	-1.1504	1.0434	0.0297	-0.5395	-2.3513
680.0000	-1.6366	-1.5966	1.2561	0.0357	-1.0237	-2.8354
690.0000	-2.0264	-1.9864	1.2531	0.0356	-1.5644	-3.3762
700.0000	-2.3317	-2.2917	1.0215	0.0290	-2.0627	-3.8745
710.0000	-2.5302	-2.4902	0.5966	0.0170	-2.4208	-4.2326
720.0000	-2.6067	-2.5667	0.0564	0.0016	-2.5661	-4.3779

## Расчет механизмов двигателя и его систем

### Расчетные режимы

Величина и характер изменения основных нагрузок, действующих на детали двигателя, зависят от эксплуатационного режима работы двигателя. Обычно рассчитывают детали для режимов, на которых они работают в наиболее тяжелых условиях.

- Режим максимальной мощности:

частота вращения коленчатого вала  $n_N = 3600$  об/мин.

максимальное давление газов при вспышке  $PzN = 6,475$  МПа.

- Режим максимального крутящего момента:

частота вращения коленчатого вала  $n_M = 0.5 \cdot n_N = 0.5 * 3600 = 1800$  об/мин.

максимальное давление газов при вспышке  $PzM = 7,618$  МПа.

- Режим максимальной частоты вращения при холостом ходе:

частота вращения коленчатого вала  $n_{xx} = 1,3 \cdot n_N = 1,3 \cdot 3600 = 5680$  об/мин (для карбюраторных двигателей).

максимальная сила давления газов при вспышке на этом режиме мала по сравнению с силами инерции, поэтому можно принять  $P_{zxx} = 0$  МПа.

### Расчет деталей цилиндровой группы

- Расчет стенки цилиндра.

Толщина стенки цилиндра (гильзы)  $\Delta_{ц}$  выбирается из условий достаточной жесткости и обеспечения достаточного количества ремонтных расточек.

Стенка цилиндра двигателя водяного охлаждения проверяется на разрыв по образующей от внутреннего давления газов при вспышке РzМ на режиме максимального крутящего момента.

$$\delta_u = 0,5 \cdot D \left( \sqrt{\frac{[\sigma] + 0,4 \cdot P_M}{[\sigma] + 1,3 \cdot P_{zM}}} - 1 \right) = 0,5 \cdot 0,093 \left( \sqrt{\frac{50 + 0,4 \cdot 7,618}{50 - 1,3 \cdot 7,618}} - 1 \right) = 0,00698 \text{ м.}$$

где D - диаметр цилиндра, м;

$[\sigma]$  - допускаемое нормальное напряжение на разрыв; для чугуна  $[\sigma] = 50$  МПа. - давление газов в цилиндре при вспышке на режиме максимального крутящего момента, МПа.

Наиболее близким к проектируемому двигателю является ЗМЗ-402 (т.н. «прототип»). Поэтому расчеты будут проводиться, ориентируясь на данную модель.

Блок цилиндров этого двигателя имеет 2 ремонтных размера, а диаметры цилиндров 2-го ремонтного размера отличаются от номинального в одной группе на 1 мм, следовательно, толщину стенки блока цилиндров принимаем:

$$\Delta_{ц} = 6,25 + 1/2 = 6,75 \text{ мм.}$$

Блок цилиндров изготавливается из серого чугуна марки СЧ1836.

- Расчет силовых шпилек (болтов) крепления головки.

Силовые шпильки (болты) крепления головки проверяются на усталостную прочность от газовых сил и усилия предварительной затяжки. За расчетный режим следует принять режим максимального крутящего момента.

Диаметр шпилек (болтов) ориентировочно может быть определен на основании статистических данных =  $(0,12 - 0,14) \cdot D = (0,12 - 0,14) \cdot 93 = 11,16 - 13,02$ . где D - диаметр цилиндра.

Полученное значение d следует скорректировать до ближайшего значения по ГОСТ. Скорректируем диаметр шпильки до стандартного  $d = 14$  мм.

Для резьбы M14x1,5 площадь сечения по внутреннему диаметру резьбы  $f = 120,23 \text{ мм}^2$ .

Газовая сила, действующая на шпильку, определяется следующим образом:

$$P_e = \frac{P_{zM} \cdot F_{np}}{i_{un}} = \frac{7,618 * 0,0081}{4} = 0,01543 \text{ МН,}$$

где  $P_{zM} = 7,618$  МПа - максимальное давление газов при вспышке в цилиндре на режиме максимального крутящего момента;  $pr$  - площадь проекции камеры сгорания на плоскость, перпендикулярную оси цилиндра, ограниченную завальцованным краем прокладки, м<sup>2</sup>.

При верхнеклапанном газораспределительном механизме:  $pr = 1,2 * F_{np} = 1,2 * \frac{\pi * D^2}{4} = 1,2 * \frac{3,14 * 0,093^2}{4} = 0,0081$  м<sup>2</sup>.  $p$  - площадь днища поршня;  $шп$  - число шпилек, окружающих один цилиндр. При верхнеклапанном газораспределительном механизме  $i_{шп} = 4$ .

Усилие предварительной затяжки шпильки:

$$P_{np} = m \cdot (1 - \chi) \cdot P_e = 3 \cdot (1 - 0,2) \cdot 0,01543 = 0,03703 \text{ МН,}$$

где  $m = 3$  - коэффициент затяжки шпильки;

$\chi = 0,2$  - коэффициент основной нагрузки резьбового соединения.

Максимальная сила, растягивающая шпильку:

$$P_{max} = P_{np} + \chi \cdot P_e = 0,03703 + 0,2 * 0,01543 = 0,04012 \text{ МН.}$$

Максимальные и минимальные напряжения, возникающие в шпильке:

$$\sigma_{max} = \frac{P_{max}}{f} = \frac{0,04012}{120,23 * 10^6} = 333,6 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{min} = \frac{P_{np}}{f} = \frac{0,03703}{120,23 * 10^6} = 307,9 \text{ МПа;}$$

где  $f$  - площадь минимального сечения стержня шпильки, м<sup>2</sup>.

Среднее значение и амплитуда напряжений цикла:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{333,6 + 307,9}{2} = 320,75 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{333,6 - 307,9}{2} = 12,85 \text{ МПа.}$$

После этого определяется, в какой области диаграммы усталостной прочности лежит данный цикл:

$$\text{Если } \frac{\sigma_a}{\sigma_m} < \frac{\sigma_{-1} - a_\sigma \cdot \sigma_m}{\sigma_m - \sigma_{-1}},$$

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{12,85}{320,75} = 0,04$$

$$\frac{\sigma_{-1} - a_\sigma \cdot \sigma_m}{\sigma_m - \sigma_{-1}} = \frac{427,5 - 0,145 \cdot 750}{750 - 427,5} = 0,988$$

то запас прочности определяется по пределу текучести:

$$n = \frac{\sigma_m}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{750}{12,85 + 320,75} = 2,248 > [n] = 1,5 \dots 2,5$$

В этих формулах для материала шпилек Сталь 35Х обладает следующими характеристиками:  $\square = 0,145$  - коэффициент приведения данного цикла к равноопасному симметричному;

$\square_{-1} = 427,5$  МПа - предел усталости материала при симметричном цикле;

$\square_T = 750$  МПа - предел текучести материала.

### Расчет деталей поршневой группы

- Расчет поршня.

Материалом поршня является алюминиевый сплав АК-4.

- Днище поршня (рис. 2) проверяется на поперечный изгиб как круглая плита, свободно опирающаяся на кольцо и нагруженная равномерно распределенной нагрузкой максимального давления газов при вспышке на режиме максимального крутящего момента РzМ.

Максимальное напряжение изгиба в диаметральном сечении днища поршня равно:

$$\sigma_u = P_{z_M} \cdot \left( \frac{D_i}{2 \cdot \delta} \right)^2 = 7,618 \cdot \left( \frac{73 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 7,44 \cdot 10^{-3}} \right)^2 = 37,4 \text{ МПа} \leq [\square_u] = 150 \text{ МПа.}$$

где РzМ- максимальное давление газов при вспышке на режиме максимального крутящего момента, МПа;- внутренний диаметр головки поршня в зоне первого поршневого кольца, м;

$\square$  - толщина днища поршня без ребер, м; Днище поршня должно быть усилено ребрами жесткости.

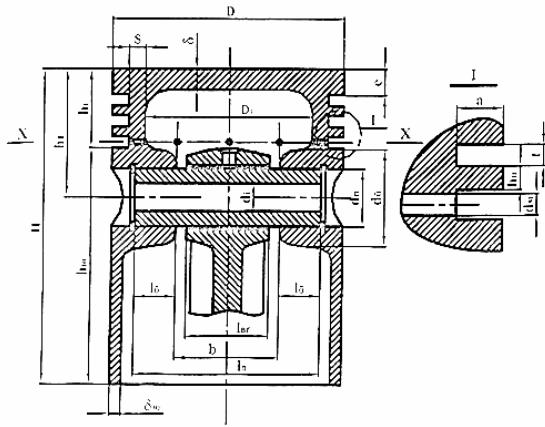


Рис. 1 - К расчету поршневой группы

- сечение "Х - Х" (рис. 2) головки поршня на уровне нижнего маслосъемного кольца, ослабленное отверстиями для отвода масла, проверяется на сжатие и разрыв.

Напряжение сжатия возникают от максимальной силы давления газов при вспышке на режиме максимального крутящего момента  $PzM$ .

$$\sigma_{cyc} = \frac{P_{zM} \cdot F_n}{F_{x-x}} \leq \Gamma_{cyc}$$

где  $F_{x-x}$  - площадь сечения "X - X" поршня,  $m^2$ ;  $p$  - площадь поршня,  $m^2$ ;  $p$  =

$$\frac{\pi^* D^2}{4} = \frac{\pi^* 0,093^2}{4} = 0,0068$$

$$F_{x-x} = \frac{\pi}{4} * (d_k^2 - d_i^2) - n_M * F' \quad . \text{к - диаметр поршня по дну канавок.}$$

$d_k = D - 2 * (t + \Delta t) = 93 - 2 * (3,72 + 0,9) = 83,76 * 10^{-3}$  м.<sup>2</sup> - площадь продольного диаметрального сечения масляного канала.

$$F' = \frac{d_k - d_i}{2} * d_h = \frac{83,76 * 10^{-3} - 73 * 10^{-3}}{2} * 0,001 = 0,5 * 10^{-5}$$

$$F_{x-x} = \frac{\pi}{4} * (d_k^2 - d_i^2) - n_M * F' = \frac{3,14}{4} * (83,76 * 10^{-3})^2 - (73 * 10^{-3})^2 \rightarrow 10 * 0,53 * 10^{-5} = 0,0013 \text{ M2}$$

$$\sigma_{cyc} = \frac{P_{zM} \cdot F_n}{F_{x-x}} = \frac{7,618 * 0,0068}{0,0013} = 39,848 \text{ МПа} < [\square \text{сж}] = 40 \text{ МПа.}$$

$[\sigma_{сж}] = 40 \text{ МПа}$  - допустимое нормальное напряжение сжатия для алюминиевых сплавов.

Напряжение разрыва в сечении "X - X" возникают от силы инерции возвратно-поступательно движущейся массы головки поршня с поршневыми кольцами, расположенными выше сечения "X - X" Рјгп

Расчетный режим: холостой ход с максимально допустимой угловой скоростью коленчатого вала  $\square_{xx}$

$$\sigma_p = \frac{P_{j_{ee}}}{F_{x-x}} \leq \boxed{\sigma_p} \text{, где}$$

$$P_{j_{ee}} = m_{ne} \cdot F_n \cdot R \cdot \omega_{xx}^2 \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6} = 90 \cdot 0,5 \cdot 0,0068 \cdot 0,0465 \cdot \left( \frac{3,14 \cdot 8060}{30} \right)^2 \cdot (1 + 0,28) \cdot 10^{-6} = \\ = 0,01296 \text{ МН.}$$

Здесь тгп- конструктивная масса головки поршня с кольцами, расположенная выше сечения "X - X", кг/м<sup>2</sup>;

$m_{ne} = 0,4 \dots 0,6 \cdot m_{ng}$ , где тгп - конструктивная масса поршневой группы, принятая в динамическом расчете, кг/м<sup>2</sup>.

$\square_{xx} = 1,4 \cdot \square_{eN}$  - для карбюраторных двигателей, где  $\square_{eN}$  - угловая скорость вращения коленчатого вала при максимальной мощности, рад/с;  $= 0,0465$  м- радиус кривошипа;

$\square = R/L = 0,28$  - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, принятое в динамическом расчете;

$$\sigma_p = \frac{P_{j_{ee}}}{F_{x-x}} = \frac{0,01296}{0,0013} = 9,97 \text{ МПа} \leq [\square p] = 10 \text{ МПа.}$$

$[\square p] = 10$  МПа - допустимое напряжение растяжения для алюминиевых сплавов.

. Юбка поршня проверяется на износостойкость (давление) от максимальной боковой силы Рбок на режиме максимального крутящего момента.

$$q_{io} = \frac{P_{bok}}{D \cdot h_{io}} \leq \boxed{q_{io}},$$

где  $q_{io}$  - расчетное давление на юбку поршня, МПа;

$P_{bok}$  - максимальная нормальная боковая сила, действующая на стенку цилиндра, МН;

$$P_{bok} \cong 0,1 \cdot P_{zM} \cdot F_n \cong 0,1 \cdot 7,618 \cdot 0,0068 = 0,00518 \text{ МН.}$$

$h_{io}$  - высота юбки поршня, м;

$$q_{io} = \frac{P_{bok}}{D \cdot h_{io}} = \frac{0,00518}{0,093 \cdot 0,0651} = 0,86 \text{ МПа} \leq [\square_{ю}] = 0,98 \text{ МПа.}$$

$\boxed{q_{io}} = 0,98 \text{ МПа}$  - допускаемое давление на юбку поршня.

. Расчет поршневого пальца.

Материал пальца Сталь 12ХНВА.

Основные параметры (см. рис.2):  $di=0,026$ ;  $dh=0,0169$ ;  $ln=0,0818$ ;  $lw=0,026$ ;  $b=0,0279$ .

Максимальное напряжение в пальцах двигателей внутреннего сгорания имеет место на режиме максимального крутящего момента.

Газовая сила, передающаяся через палец от поршня на верхнюю головку шатуна:

$$P_e = P_{zM} \cdot F_n = 7,618 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,093^2}{4} = 0,0518 \text{ МН},$$

где  $P_{zM}$  - давление газов при вспышке на режиме максимального крутящего момента, МПа;

$F_n$  - площадь поршня, м<sup>2</sup>.

Сила инерции поршневой группы, передающаяся на верхнюю головку шатуна:

$$P_{jnn} = -m_{ne} \cdot F_n \cdot R \cdot \omega_m^2 \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6} = -90 \cdot 0,0068 \cdot 0,0465 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 3100}{30}\right)^2 \cdot (1 + 0,28) \cdot 10^{-6} = 0,00383 \text{ МН},$$

где  $m_{ne}$  - конструктивная масса поршневой группы, принятая в динамическом расчете, кг/м<sup>2</sup>;

$\omega_m$  - угловая скорость вращения коленчатого вала на режиме максимального момента, рад/с;  $R$  - радиус кривошипа, м;

$\lambda = R/L$  - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, принятое в динамическом расчете.

Расчетные силы, действующие на палец во втулке верхней головки шатуна Рвг и в бобышках поршня Рбп (рис. 2):  $P_{vgr} = P_{gr} + P_{jngr} = 0,0518 - 0,00383 = 0,04797 \text{ МН}$ ,  $P_{bp} = P_{gr} + K_p \cdot P_{jngr} = 0,0518 - 0,76 \cdot 0,00383 = 0,048 \text{ МН}$ ,

где  $K_p = 0,76$  - коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца.

### Расчет деталей шатунной группы

Верхняя головка шатуна проверяется на разрыв в опасном диаметральном сечении I-I (рис. 2) от сил инерции поршневой группы и верхней половины головки. Расчетный режим - режим максимальной частоты вращения при холостом ходе.

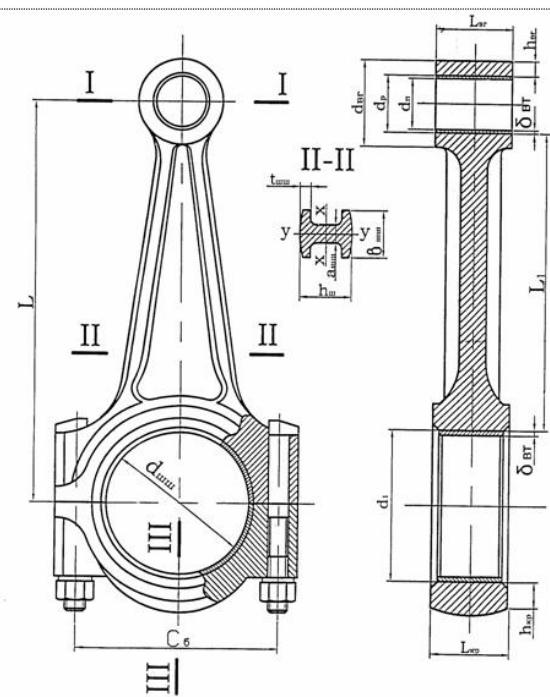


Рис. 2 - К расчету деталей шатунной группы

Расчетная суммарная сила инерции в ВМТ в конце такта выпуска:

$$P_j = \left( n_{ne} + m_{ee} \right) F_n \cdot R \cdot \omega_{xx}^2 \cdot \left( + \lambda \right) \cdot 10^{-6} = \left( 30 + 13 \right) \cdot 0,0068 \cdot 0,0465 \cdot \\ \cdot \left( \frac{3,14 \cdot 5680}{30} \right)^2 \cdot \left( 1 + 0,28 \right) \cdot 10^{-6} = 0,04 \text{ МПа,}$$

где  $m_{n2} = 0,1 * m_u$  - конструктивная масса верхней головки шатуна, расположенной выше сечения I - I, кг/м<sup>2</sup>;

здесь  $m_u$  - конструктивная масса шатуна, принятая в динамическом расчете, кг/м<sup>2</sup>.

Максимальное напряжение разрыва в сечении 1-1:

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{1-1}} = \frac{0,041}{0,026 * (0,043 - 0,028)} = 44,37 \text{ МПа,}$$

где  $F_{1-1} = l_{\varepsilon\varepsilon} \cdot \Phi_{\varepsilon\varepsilon} - d_p$  – площадь расчетного сечения 1-1, м<sup>2</sup>,

здесь  $d_{vg}$  и  $d_p$  - соответственно наружный диаметр верхней головки шатуна и диаметр расточкики под втулку, м;

$$[\square p] = 50 \text{ MPa.}$$

## Размеры элементов шатунной группы

Размер	Карбюраторные двигатели, м
dp	0,028

dvг	0,043
lвг	0,026
hвг	0,005
□вг	0,002
dшш	0,059
□вкл	0,004
Сб	0,089
lкр	0,035
hш	0,03
bш	0,026
aш=tш	0,003
hкр	0,007

Стержень шатуна проверяется в сечении II - II (рис. 3) на сжатие с учетом продольного изгиба под действием суммарных сил (газовых и инерционных) на режиме максимального крутящего момента.

$$P = P_{zM} \cdot F_n - m_{en} \cdot F_n \cdot R \cdot \omega_m^2 \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6} = 7,618 \cdot 0,0068 - 118,6 \cdot 0,0068 \cdot 0,0465 \cdot \left( \frac{3,14 \cdot 3100}{30} \right)^2 \cdot (1 + 0,28) \cdot 10^{-6} = 0,04675 \text{ МН,}$$

где  $P_{zM}$  - давление газов в момент вспышки на режиме максимального крутящего момента, МПа;

$F_n$  - площадь днища поршня, м<sup>2</sup>;

$m_{en}$  - конструктивная масса возвратно-поступательно движущихся частей КШМ, принятая в динамическом расчете, кг/м<sup>2</sup>;

$R$  - радиус кривошипа, м;

$\omega_m$  - угловая скорость вращения коленчатого вала на режиме максимального крутящего момента, рад/с;

$\lambda$  - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, принятое в динамическом расчете.

Нормальное напряжение сжатия с учетом продольного изгиба в плоскости качания шатуна:

$$\sigma_x = \frac{K_x \cdot P}{F_{cp}} = \frac{1,07195 \cdot 0,04675}{0,00024} = 188,7 \leq \sigma_x = 200, \text{ МПа.}$$

$K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 * E} * \frac{L^2}{J_x} * F_{cp}$

Здесь  $K_x$  - коэффициент, учитывающий увеличение нормальных напряжений сжатия за счет продольного изгиба в плоскости качания шатуна;

$$K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 * E} * \frac{L^2}{J_x} * F_{cp} = 1 + \frac{900}{3,14^2 * 2,1 * 10^5} * \frac{0,1661^2}{4 * 10^{-8}} * 0,00024 = 1,07195$$

$\sigma_e = 900$  МПа предел упругости материала шатуна (Сталь 40Х);

$E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа - модуль упругости материала шатуна;

$$L = \frac{R}{\lambda}$$

$\lambda$  - длина шатуна, м;

$J_x$  - момент инерции сечения II-II относительно оси x-x;

$$J_x = \frac{b_{uu} * h_{uu}^3 - (a_{uu} - 2 * t_{uu}) * (a_{uu} - 2 * t_{uu})^2}{12} = \frac{0,026 * 0,033^3 - (0,026 - 0,003) * (0,033 - 2 * 0,003)^2}{12} =$$

$$= 4 * 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$F_{cp}$  - площадь сечения II-II.

$$F_{cp} = h_{uu} * b_{uu} - (a_{uu} - 2 * t_{uu})^2 = 0,033 * 0,026 - (0,026 - 0,003)^2 = 0,00024 \text{ м}^2.$$

Нормальное напряжение сжатия с учетом продольного изгиба в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна:

$$\sigma_y = \frac{K_y * P}{F_{cp}} = \frac{1,0175 * 0,04675}{0,00024} = 198,2 \leq 200 \text{ МПа.}$$

$K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 * E} * \frac{L_1^2}{4 * J_y^2} * F_{cp}$

Здесь  $K_y$  - коэффициент, учитывающий увеличение нормальных напряжений за счет продольного изгиба в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна;

$$K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 * E} * \frac{L_1^2}{4 * J_y^2} * F_{cp} = 1 + \frac{900}{3,14^2 * 2,1 * 10^5} * \frac{0,1186^2}{4 * 2,1 * 10^{-8}} * 0,00024 = 1,0175$$

$$J_y = \frac{b_{uu}^3 * h_{uu} - (a_{uu} - 2 * t_{uu})^2 * (a_{uu} - 2 * t_{uu})^2}{12}$$

- осевой момент инерции сечения II-II относительно оси y-y.

$$J_y = \frac{b_{uu}^3 * h_{uu} - (a_{uu} - 2 * t_{uu})^2 * (a_{uu} - 2 * t_{uu})^2}{12}$$

$$= \frac{0,026^3 * 0,033 - (0,026 - 0,003)^3 * (0,033 - 2 * 0,003)}{12} =$$

$$= 2,1 * 10^{-8} \text{ м}^4.$$

$$L_1 = L - 0,5 * (d_{\text{ши}} + d_{\text{шк}}) = 0,1661 - 0,5 * (0,028 + 0,059) = 0,004 = 0,1186 \text{ м.}$$

$[\sigma] = 200 \text{ МПа}$  - допускаемое напряжение сжатия для стали 40Х - материала шатуна.

### Расчет коленчатого вала

Расчет шеек коленчатого вала на износостойкость

Для определения износостойкости шеек коленчатого вала определяются максимальные и средние давления на опорную поверхность шатунных шеек:

$$q_{\text{max}} = \frac{P_{\text{ши}}^{\text{max}} \cdot F_{\text{n}}}{d_{\text{ши}} \cdot l'_{\text{ши}}} = \frac{4,4362 * 0,0068}{0,059 * 0,045} = 11,362 \text{ МПа.},$$

$$q_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{ши}}^{\text{ср}} \cdot F_{\text{n}}}{d_{\text{ши}} \cdot l'_{\text{ши}}} = \frac{2,0394 * 0,0068}{0,059 * 0,045} = 5,223 \text{ МПа}$$

где  $P_{\text{ши}}^{\text{max}} = 4,4362 \text{ МПа/м}^2$  - максимальное значение относительной результирующей силы, действующей на шатунную шейку;

$P_{\text{ши}}^{\text{ср}} = 2,0394 \text{ МПа/м}^2$  - среднее значение относительной результирующей силы, действующей на шатунную шейку;

$d_{\text{ши}}, l'_{\text{ши}}$  - диаметр и рабочая ширина вкладыша шатунной шейки равны соответственно 0,059 и 0,045 м.

Допустимые максимальные и средние давления на шатунные шейки  $\sigma_{\text{max}} = 20 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_{\text{ср}} = 12 \text{ МПа}$  для двигателей с искровым зажиганием.

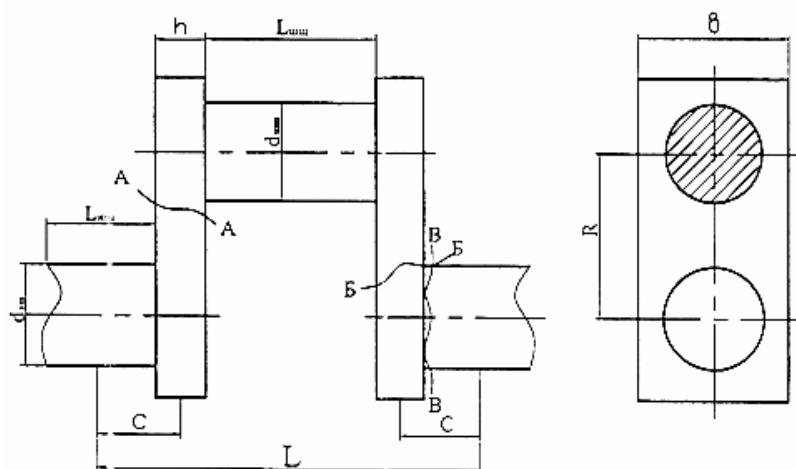


Рис. 3 - Расчетная схема коленчатого вала

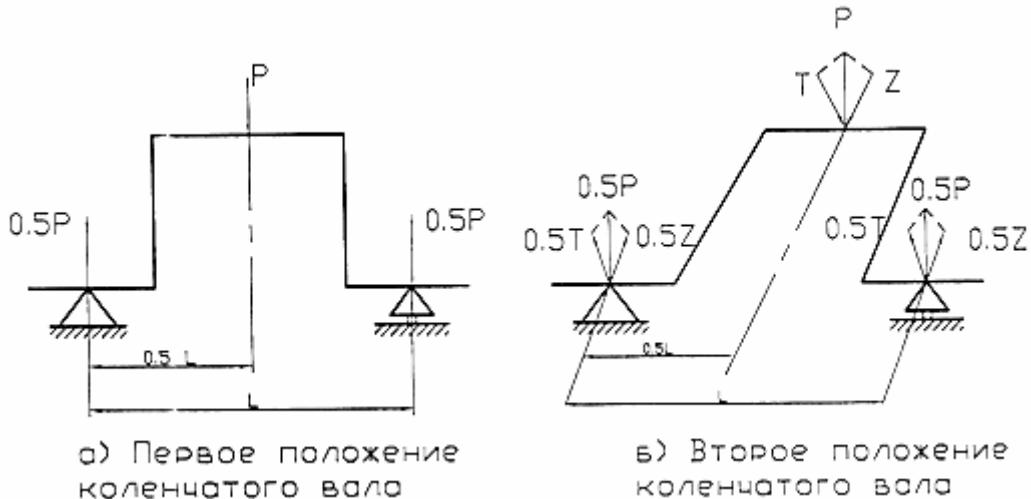


Рис. 4 - Схема расчетных положений колена вала

#### Расчет коленчатого вала на прочность

Материал коленчатого вала Сталь 45Г2, для которой  $[F_{рез}] = 120$  МПа.

Принимается упрощенный метод расчета коленчатого вала, при котором коленчатый вал рассматривается как разрезная двухпорная статически определимая балка, нагруженная сосредоточенными силами.

Расчет элементов коленчатого вала проводится для двух опасных положений кривошипа (рис. 4б).

Первое положение - колено находится в ВМТ. Это положение соответствует максимальному значению силы, передаваемой по шатуну на кривошип. Значение расчетной силы выбирается как наибольшее из двух случаев:

а) При угле поворота кривошипа  $\varphi = 0^\circ$  п.к.в.

$$P = [m_{вп} * (1 + \lambda) + m_{шк} * F_n * R * \omega_{xx}^2 * 10^{-6}] = [18,6 * (1 + 0,28) + 94,25 + 170 * 0,0068 * 0,0465 * \left(\frac{3,14 * 8060}{30}\right)^2 * 10^{-6} = 0,093613, \text{ МН.}$$

где  $m_{вп} = 118,6$  кг/м<sup>2</sup>,  $m_{шк} = 94,25$  кг/м<sup>2</sup>,  $m_{\kappa} = 170$  кг/м<sup>2</sup> - соответственно конструктивные массы возвратно-поступательно движущихся частей, масса шатуна, приведенная к кривошипу и масса колена вала, принятые в динамическом расчете.

б) При угле поворота кривошипа  $\varphi = 360^\circ$  п.к.в.

$$P = P_{zM} * F_n = 7,618 * 0,0068 = 0,0518 \text{ МН.}$$

Второе положение - колено расположено под углом  $\varphi_{Tmax}$ , при котором имеется максимальное значение тангенциальной силы, действующей на кривошип.

$$T = T_{max} * F_n = 1,368 * 0,0068 = 0,0093 \text{ МН,}$$

$$Z = Z_{T_{\max}} \cdot F_{\pi} = 0,8963 * 0,0068 = 0,0061 \text{ МН.}$$

Здесь  $T_{\max} = 1,368 \text{ МПа}$  - максимальная относительная сила, полученная в динамическом расчете;

$$Z_{T_{\max}} = 0,8963 \text{ МПа} - \text{ относительная радиальная сила, соответствующая } T_{\max}.$$

Суммарная сила, действующая на шатунную шейку, определяется следующим образом:

$$P = \sqrt{T^2 + Z^2} = \sqrt{0,0093^2 + 0,0061^2} = 0,01112 \text{ МН.}$$

Расчетная схема коленчатого вала показана на рис. 4а.

Порядок расчета

Первое положение коленчатого вала

Шатунная шейка

Поперечный изгиб шейки от силы Р:

$$M_u = \frac{P \cdot l}{4} = \frac{0,0518 * 0,11532}{4} = 0,00149 \text{ МН*м;}$$

$$W_u = 0,1 * d_{\text{шш}}^3 = 0,1 * 0,059^3 = 2,05 * 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{0,00149}{2,05 * 10^{-5}} = 72,68 \text{ МПа.}$$

Щека

а) Поперечный изгиб щеки в плоскости колена от силы Р.

$$M_u = \frac{P * c}{2} = \frac{0,0518 * 0,03534}{2} = 0,0009153 \text{ МН*м;}$$

$$W_u = \frac{b * h^2}{6} = \frac{0,1023 * 0,01953^2}{6} = 0,85 * 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{0,0009153}{0,85 * 10^{-5}} = 107,6 \text{ МПа.}$$

б) Сжатие щеки от силы Р

$$f_{\text{сж}} = 2 * b * h = 2 * 0,1023 * 0,01953 = 0,004 \text{ м}^2;$$

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P}{f_{\text{сж}}} = \frac{0,0518}{0,004} = 12,25 \text{ МПа.}$$

в) Результирующие напряжения в щеке от изгиба и сжатия

$$\sigma_{\text{рез}} = \sigma_u + \sigma_{\text{сж}} = 107,6 + 12,25 = 119,85 \text{ МПа.}$$

В этих формулах имеем:

$M_u$  - изгибающий момент,  $MH^*m$ ;

$W_u$  - момент сопротивления сечения изгибу,  $m^3$ ;

$f_{ск}$  - площадь сечения,  $m^2$ ; - расстояние между серединами соседних коренных шеек коленчатого вала,  $m$ ;

$c$  - расстояние между серединами коренной шейки и узкой стороны щеки кривошипа,  $m$ ; - ширина щеки кривошипа,  $m$ ; - толщина щеки кривошипа,  $m$ ;

$d_{шш}$  - диаметр шатунной шейки,  $m$ .

Второе положение коленчатого вала (рис. 4б.)

Шатунная шейка

a) Поперечный изгиб шатунной шейки от силы  $P$ :

$$M_u = \frac{P * l}{4} = \frac{0,01112 * 0,11532}{4} = 0,000321 \text{ MH}^*m;$$

$$W_u = 0,1 * d_{шш}^3 = 0,1 * 0,059^3 = 2,05 * 10^{-5} \text{ m}^3;$$

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{0,000321}{2,05 \cdot 10^{-5}} = 15,65 \text{ МПа.}$$

б) Скручивание шатунной шейки моментом от реакции левого подшипника от силы Т:

$$M_{kp} = \frac{T \cdot R}{2} = \frac{0,0093 \cdot 0,0465}{2} = 0,0002162 \text{ МН*м;}$$

$$W_{kp} = 0,2 \cdot d_{ши}^3 = 0,2 \cdot 0,059^3 = 4,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$\tau_{kp} = \frac{M_{kp}}{W_{kp}} = \frac{0,0002162}{4,1 \cdot 10^{-5}} = 5,2732 \text{ МПа.}$$

в) Результирующее напряжение в шатунной шейке от изгиба и скручивания

$$\sigma_{pes} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_{kp}^2} = \sqrt{15,65^2 + 4 \cdot 5,2732^2} = 18,872 \text{ МПа.}$$

В этих формулах имеем:

$M_{kp}$  - скручивающий момент, МН\*м;

$W_{kp}$  - момент сопротивления сечения кручению, м<sup>3</sup>;

$\tau_{kp}$  - расчетное напряжение кручения МПа.

Левая щека (опасное сечение А-А, рис. 4а)

а) Поперечный изгиб щеки в плоскости вращения колена от реакции левой опоры от силы Т. Напряжение изгиба на узкой стороне щеки:

$$M_{u1} = \frac{T \cdot R - 0,5 \cdot d_{ши}}{2} = \frac{0,0093 \cdot 0,0465 - 0,5 \cdot 0,059}{2} = 0,000079 \text{ МН*м;}$$

$$W_{u1} = \frac{b^2 \cdot h}{6} = \frac{0,1023^2 \cdot 0,01953}{6} = 3,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$\sigma_{u1} = \frac{M_{u1}}{W_{u1}} = \frac{0,000079}{3,4 \cdot 10^{-5}} = 2,3235 \text{ МПа.}$$

б) Поперечный изгиб щеки в плоскости расположения колена от реакции левой опоры от силы Z. Напряжение изгиба на широкой стороне щеки:

$$M_{u2} = \frac{Z \cdot c}{2} = \frac{0,0061 \cdot 0,03534}{2} = 0,0001077 \text{ МН*м;}$$

$$W_{u2} = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{0,1023 \cdot 0,01923^2}{6} = 0,0000063 \text{ м}^3;$$

$$\sigma_{u2} = \frac{M_{u2}}{W_{u2}} = \frac{0,0001077}{0,0000063} = 17,095 \text{ МПа.}$$

в) Скручивание щеки от реакции левой опоры от силы Т. Напряжения кручения на узкой и

широкой сторонах:

для узкой стороны щеки:

$$M_{kp1} = \frac{T * c}{2} = \frac{0,0093 * 0,03534}{2} = 0,0001643 \text{ МН*м;}$$

$$W_{kp1} = \frac{b^2 * h}{9} = \frac{0,1023^2 * 0,01953}{9} = 0,0000227 \text{ м}^3;$$

$$\tau_{kp1} = \frac{M_{kp1}}{W_{kp1}} = \frac{0,0001643}{0,0000227} = 7,2379 \text{ МПа.}$$

для широкой стороны щеки:

$$W_{kp2} = \frac{b * h^2}{9} = \frac{0,1023 * 0,01953^2}{9} = 4,3 * 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$\tau_{kp2} = \frac{M_{kp1}}{W_{kp2}} = \frac{0,0001643}{4,3 * 10^{-6}} = 38,2093 \text{ МПа.}$$

г) Результирующие напряжения в левой щеке:

сумма нормальных напряжений в наиболее нагруженных ребрах:

$$\sigma_{pes} = \sigma_{u1} + \sigma_{u2} = 2,3235 + 17,095 = 19,4185 \text{ МПа;}$$

результатирующие напряжения от изгиба и кручения в середине узкой стороны щеки:

$$\sigma_{pes} = \sqrt{\sigma_{u1}^2 + 4 * \tau_{kp1}^2} = \sqrt{2,3235^2 + 4 * 7,2379^2} = 14,661 \text{ МПа;}$$

результатирующие напряжения от изгиба и кручения в середине широкой стороны щеки:

$$\sigma_{pes} = \sqrt{\sigma_{u2}^2 + 4 * \tau_{kp2}^2} = \sqrt{17,095^2 + 4 * 38,2093^2} = 78,3074 \leq \sigma_{pes} = 100 \text{ МПа.}$$

Правая щека (опасное сечение Б-Б, рис.4а)

а) Поперечный изгиб щеки в плоскости вращения колена от реакции правой опоры от силы Т. Напряжение изгиба на узкой стороне щеки:

$$M_{u1} = T * (R - 0,25 * d_{ku}) = 0,0093 * (0,0465 - 0,25 * 0,0651) = 0,000281 \text{ МН;}$$

$$W_{u1} = \frac{b^2 * h}{6} = \frac{0,1023^2 * 0,01953}{6} = 3,4 * 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$\sigma_{u1} = \frac{M_{u1}}{W_{u1}} = \frac{0,000281}{3,4 * 10^{-5}} = 8,2647 \text{ МПа.}$$

б) Поперечный изгиб щеки в плоскости расположения колена от реакции правой опоры от силы Z. Напряжение изгиба на широкой стороне щеки:

$$M_{u2} = \frac{Z * c}{2} = \frac{0,0061 * 0,03534}{2} = 0,0001077 \text{ МН*м;}$$

$$W_{u2} = \frac{b * h^2}{6} = \frac{0,1023 * 0,01953^2}{6} = 0,0000065 \text{ м}^3;$$

$$\sigma_{u2} = \frac{M_{u2}}{W_{u2}} = \frac{0,0001077}{0,0000065} = 16,569 \text{ МПа.}$$

в) Скручивание щеки от реакции правой опоры от силы Т. Напряжения кручения на узкой и широкой сторонах:

для узкой стороны щеки:

$$M_{kp1} = \frac{T * c}{2} = \frac{0,0093 * 0,03534}{2} = 0,0001643 \text{ МН*м;}$$

$$W_{kp1} = \frac{b^2 * h}{9} = \frac{0,1023^2 * 0,01953}{9} = 0,0000227 \text{ м}^3;$$

$$\tau_{kp1} = \frac{M_{kp1}}{W_{kp1}} = \frac{0,0001643}{0,0000227} = 7,2379 \text{ МПа.}$$

для широкой стороны щеки:

$$W_{kp2} = \frac{b * h^2}{9} = \frac{0,1023 * 0,01953^2}{9} = 4,3 * 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$\tau_{kp2} = \frac{M_{kp1}}{W_{kp2}} = \frac{0,0001643}{4,3 * 10^{-6}} = 38,209 \text{ МПа.}$$

г) Результирующие напряжения в левой щеке:

сумма нормальных напряжений в наиболее нагруженных ребрах:

$$\sigma_{pes} = \sigma_{u1} + \sigma_{u2} = 8,2647 + 16,569 = 24,834 \text{ МПа;}$$

результатирующие напряжения от изгиба и кручения в середине узкой стороны щеки:

$$\sigma_{pes} = \sqrt{\sigma_{u1}^2 + 4 * \tau_{kp1}^2} = \sqrt{8,2647^2 + 4 * 7,2379^2} = 16,6689 \text{ МПа;}$$

результатирующие напряжения от изгиба и кручения в середине широкой стороны щеки:

$$\sigma_{pes} = \sqrt{\sigma_{u2}^2 + 4 * \tau_{kp2}^2} = \sqrt{16,569^2 + 4 * 38,209^2} = 78,1936 \leq \sigma_{pes} = 100 \text{ МПа.}$$

Правая коренная шейка (опасное сечение В-В)

а) поперечный изгиб коренной шейки от реакции правой опоры от силы Р:

$$M_u = \frac{P * l_{ksh}}{4} = \frac{0,0518 * 0,051}{4} = 0,00066 \text{ МН*м;}$$

$$W_u = 0,1 * d_{ksh}^3 = 0,1 * 0,0651^3 = 2,75 * 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{0,00066}{2,75 * 10^{-5}} = 24 \text{ МПа.}$$

Здесь  $l_{\text{кш}} = 0,044$  м - длина коренной шейки.

б) скручивание коренной шейки от силы  $T$ :

$$M_{\text{kp}} = T * R = 0,0093 * 0,0465 = 0,0004324 \text{ МН*м};$$

$$W_{\text{kp}} = 0,2 * d_{\text{кш}}^3 = 0,2 * 0,0651^3 = 5,51 * 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$\tau_{\text{kp}} = \frac{M_{\text{kp}}}{W_{\text{kp}}} = \frac{0,0004324}{5,51 * 10^{-5}} = 7,8475 \text{ МПа};$$

в) Результирующее напряжение от изгиба и кручения в коренной шейке:

$$\sigma_{\text{рез}} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4 * \tau_{\text{kp}}^2} = \sqrt{24^2 + 4 * 7,8475^2} = 28,6763 \leq \sigma_{\text{рез}} = 100 \text{ МПа.}$$

### Расчет газораспределительного механизма

Определение проходных сечений ГРМ

Проходное сечение в седле впускного клапана определяется следующим образом:

$$F_{\text{клвн}} = \frac{V_n * F_n}{i_{\text{кл}} * \omega_{\text{ен}}} = \frac{10 * 0,0068}{95} = 0,000716 \text{ м}^2,$$

где  $V_n = 10$  м/с - средняя скорость поршня, принятая в тепловом расчете;- частота вращения коленчатого вала на режиме максимальной мощности, об/мин;  $i_{\text{кл}}$  - площадь днища поршня, м<sup>2</sup>;  $n$  - число впускных клапанов в одном цилиндре;

□  $V_n$  - допускаемая средняя скорость потока в седле клапана при впуске.

□  $i_{\text{кл}} = 95$  м/с для двигателей с искровым зажиганием.

Проходное сечение горловины не должно ограничивать пропускную способность клапана:

$$F_{\text{ен}} = 1,15 * F_{\text{клвн}} = 1,15 * 0,000716 = 0,00082 \text{ м}^2.$$

Диаметр горловины впускного клапана:

$$d_{\text{ен}} = \sqrt{\frac{4 * F_{\text{ен}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0,00082}{3,14}} = 0,032 \text{ м.}$$

Диаметр горловины выпускного клапана на 15% меньше диаметра горловины впускного клапана.

$$d_{\text{вып}} = d_{\text{ен}} * 0,85 = 0,0272 \text{ м.}$$

Максимальный подъем впускного клапана определяется по площади проходного сечения клапана:

$$h_{\text{клвн}} = \frac{\sqrt{\pi^2 * d_{\text{ен}}^2 + 4 * \pi * F_{\text{клвн}} * \sin \alpha} - \pi * d_{\text{ен}}}{\pi * \sin 2\alpha} = \frac{\sqrt{3,14^2 * 0,032^2 + 4 * 3,14 * 0,000716 * \sin 30^\circ} - 3,14 * 0,032}{3,14 * \sin(2 * 30^\circ)} = 0,00747 \text{ м};$$

$$h_{\text{клвып}} = \frac{\sqrt{\pi^2 * d_{\text{вып}}^2 + 4 * \pi * F_{\text{клвып}} * \sin \alpha} - \pi * d_{\text{вып}}}{\pi * \sin 2\alpha} =$$

$$= \frac{\sqrt{3,14^2 * 0,0272^2 + 4 * 3,14 * 0,000716 * \sin 45^\circ} - 3,14 * 0,0272}{3,14 * \sin(2 * 45^\circ)} = 0,01001 \text{ M};$$

где  $\square$  - угол наклона фаски клапана (для впускных клапанов  $\square = 30^\circ$ , для выпускных клапанов  $\square = 45^\circ$ ).

Максимальный подъем толкателя определяется исходя из конструкции механизма газораспределения (рис. 4).

$$h_{\text{макс}} = h_{\text{кл}} \frac{l_m}{l_{\text{кл}}} = 0,01001 * \frac{0,035}{0,053} = 0,00661 \text{ M},$$

где  $h_{\text{кл}}$  - максимальный подъем толкателя.

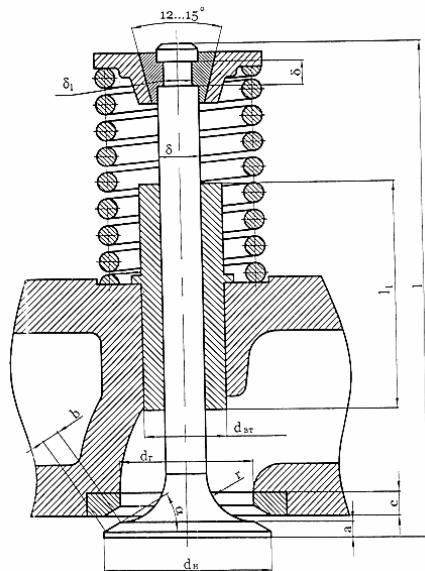


Рис. 5 - Конструктивные соотношения клапанного механизма

$l_m, l_{\text{кл}}$  - плечи рычага, соответственно обращенные к толкателю и клапану. В современных

$$\frac{l_m}{l_{\text{кл}}} = 0,66.$$

Материал впускного клапана Сталь 40ХН.

Материал выпускного клапана Сталь СХ8.

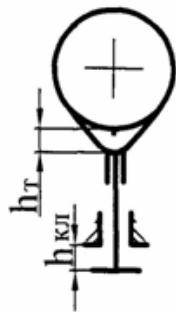


Рис. 6 - Принципиальная схема газораспределительного механизма

## Профилирование кулачка ГРМ

В двигателе используются кулачок с тангенциальным профилем:

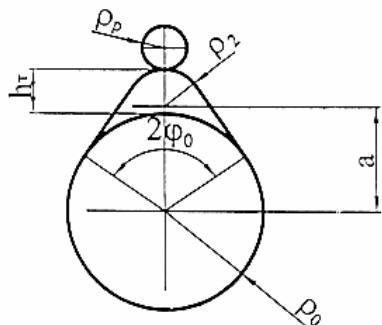


Рис. 7 - Тангенциальный кулачок

Радиус начальной окружности кулачка выбирается исходя из достаточной жесткости механизма:

$$\rho_{\text{нач}} = 2 * h_{\text{клап}} = 2 * 0,01001 = 0,02002 \text{ м.}$$

Половинное значение угла действия кулачка зависит от фаз газораспределения:

$$\varphi_o = \frac{\varphi_{on} + 180^\circ + \varphi_{зап}}{4} = \frac{18^\circ + 180^\circ + 60^\circ}{4} = 64,5^\circ$$

здесь  $\varphi_{on}$  - угол опережения открытия клапана,

$\varphi_{зап}$  - угол запаздывания закрытия клапана.

Углы  $\varphi_{on} = 18^\circ$  и  $\varphi_{зап} = 60^\circ$  назначаются по диаграмме фаз газораспределения в градусах поворота коленчатого вала по прототипу, т.е. по двигателю ЗМЗ-402.

Параметры тангенциального кулачка.

Радиус ролика для выпускного клапана определяется следующим образом:

$$\rho_p = 0,4 * \rho_0 = 0,4 * 0,02002 = 0,00801 \text{ м.}$$

Радиус дуги вершины кулачка:

$$\rho_2 = \rho_0 - h_m * \frac{\cos \varphi_0}{1 - \cos \varphi_0} = 0,02002 - 0,00661 * \frac{\cos 64,5^\circ}{1 - \cos 64,5^\circ} = 0,01502 \text{ м.}$$

#### 4. Расчет распределительного вала

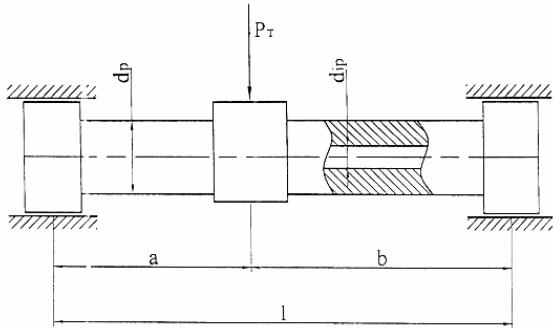


Рис. 9 - Расчет распределительного вала

Материал распределительного вала Сталь 45.

Наибольшие нагрузки распределительный вал испытывает в момент открытия выпускного клапана на режиме максимальной мощности. При этом на него действуют сила предварительной затяжки пружины  $P_{pr}$ , сила инерции деталей клапанного механизма  $P_{j1}$  и сила давления газов  $P_g$ , приведенные к толкателю:

$$P_m = P_{np} + P_e + P_{j1} \xrightarrow{l_{kl}} = (0,000165 + 0,000448 + 0,0006229) * \frac{0,053}{0,035} = 0,00187 \text{ МПа.}$$

$$\text{Здесь } P_e = P_{cylinder} - P_{collector} \xrightarrow{f_e^{exit}} = (0,763 - 0,12) * 0,000697 = 0,000448 \text{ МПа,}$$

где  $P_{cylinder}$  и  $P_{collector}$  - соответственно давление в цилиндре в момент открытия выпускного клапана и давление газов в выпускном коллекторе, МПа;

$f_e^{exit}$  - площадь горловины выпускного клапана, м<sup>2</sup>.

$$P_{j1} = m_{kl} * j_{m1} \frac{l_{kl}}{l_m} * 10^{-6} = 0,1394 * 2950,9291 * \frac{0,053}{0,035} * 10^{-6} = 0,0006229 \text{ МН - максимальная}$$

сила инерции клапанного механизма в начале подъема клапана.

Значение ускорения толкателя в начале подъема клапана для тангенциального кулачка:

$$j_{m1} = \omega_0^2 + \rho_p \xrightarrow{d_{ip}^4} = (0,02002 + 0,00801) * 324,465^2 = 2950,9291 \text{ м/с}^2.$$

Основным расчетом распределительного вала является расчет на жесткость, который заключается в определении стрелы прогиба под действием силы  $P_T$ .

$$f_{np} = \frac{0,8 * P_m * a^2 * b^2}{E * l * \left( \frac{d_{ip}^4}{4} - \frac{d_{ip}^4}{16} \right)} = \frac{0,8 * 0,00187 * 0,027^2 * 0,088^2}{2,2 * 10^5 * 0,115 * (0,042^4 - 0,026^4)} = 1,236 * 10^{-7} < [f_{np}] \text{ м,}$$

где  $a = 0,027$  м и  $b = 0,088$  м - расстояния от опор до точки приложения силы  $P_T$ ;  $= 0,115$  м - расстояние между опорами вала;  $p = 0,042$  м и  $d_{ip} = 0,026$  м - наружный и внутренний диаметры распределительного вала;

$E = 2,2 \square 10^5$  МПа - модуль упругости первого рода для Стали 45.

Величина прогиба не должна превышать  $[f_{\text{пр}}] = 0,02 \dots 0,05$  мм.

#### 4.1 Расчет системы смазки

- Расчет подшипников

Расчет подшипников скольжения на основе гидродинамической теории смазки заключается в определении минимально допустимого зазора между валом и подшипником, при котором сохраняется надежное жидкостное трение.

Расчет производится для режима максимальной мощности.

Среднее давление на шатунную шейку:

$$K_{cp} = \frac{P_{\text{ши}}^{cp} * F_n}{l'_{\text{ши}} * d_{\text{ши}}} * 10^6 = \frac{2,0394 * 0,0068}{45 * 59} * 10^6 = 5,223 \text{ МПа.}$$

Здесь  $P_{\text{ши}}^{cp} = 2,0394$  МПа/м<sup>2</sup> - среднее относительное усилие на шатунную шейку, взятое из динамического расчета;

$F_n = 0,0068$  м<sup>2</sup> - площадь поршня;

$l'_{\text{ши}} = 45$  мм - ширина шатунного вкладыша;

$d_{\text{ши}} = 59$  мм - диаметр шатунной шейки.

Минимальная толщина слоя смазки при работе подшипника определяется следующим образом:

$$h_{\text{min}} = 55 * 10^{-15} * \frac{\nu * \rho * n * d_{\text{ши}}}{K_{cp} * \Psi * \left(1 + \frac{d_{\text{ши}}}{l'_{\text{ши}}}\right)} = 55 * 10^{-15} * \frac{10 * 875 * 6200 * 59}{5,223 * 0,7 * 10^{-3} * \left(1 + \frac{59}{45}\right)} = 0,0021 \text{ мм,}$$

где  $\nu = 10$  - сСт кинематическая вязкость масла при рабочей температуре (100 0C);

$\rho = 875$  кг/м<sup>3</sup> - плотность масла при рабочей температуре;

$n = 6200$  об/мин - частота вращения коленчатого вала на режиме максимальной мощности, об/мин;

$\Psi = 0,75 * 10^{-3}$  - относительный зазор в подшипнике.

Величина критического слоя масла в подшипнике, при котором возможен переход жидкостного трения в сухое:

$$h_{kp} = h_{\text{ш}} + h_{\text{вк}} = (0,4 + 0,4) * 10^{-3} = 0,8 * 10^{-3} \text{ мм,}$$

где  $h_{\text{ш}} = 0,0004$  и  $h_{\text{вк}} = 0,0004$  - высоты неровностей поверхностей шейки и вкладыша соответственно при чистовом полировании.

Коэффициент запаса надежности подшипника:

$$H = \frac{h_{\min}}{h_{kp}} = \frac{0,0021}{0,0008} = 2,625 \geq 2$$

- Расчет масляного насоса

Расчет масляного насоса заключается в определении размеров его шестерен. Этому расчету предшествует определение циркуляционного расхода масла в системе, который, в свою очередь, зависит от количества отводимой теплоты в систему смазки.

В соответствии с данными теплового баланса современных автомобильных двигателей в систему смазки отводится (1,5%...3%) общего количества теплоты, введенной в двигатель с топливом.

$$Q_m = \frac{0,015...0,03 * N_{e_{\max}}}{\eta_e} = \frac{0,0225 * 100}{0,28} = 8,0357 \text{ кДж/с.}$$

Здесь  $N_{e_{\max}}$  - максимальная мощность двигателя, кВт;

$\eta_e$  - значение эффективного к.п.д. двигателя, полученное в тепловом расчете.

Теоретический циркуляционный расход масла:

$$V_{m0} = \frac{Q_m}{\rho * C * \Delta t_m} = \frac{8,0357}{900 * 2,094 * 10} = 0,0004263 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Здесь  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$  - плотность масла при рабочей температуре;

$C = 2,094 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$  - теплоемкость масла;

$\Delta t_m = 10 \text{ К}$  - повышение температуры масла при прохождении его через двигатель.

Для стабилизации давления масла в системе циркуляционный расход увеличивается:

$$V_m = 2 * V_{m0} = 2 * 0,0004263 = 0,0008526 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Окружная скорость вращения шестерни насоса на внешнем диаметре не должно превышать 8 - 10 м/с из-за возможности возникновения кавитации и резкого снижения объемного коэффициента подачи насоса.

$$U_h = \frac{\omega_h * m * (z + 2)}{2} = \frac{648,933 * 0,0032 * (7 + 2)}{2} = 9,345 \leq 10 \text{ м/с,}$$

где  $\omega_h$  - угловая скорость шестерни насоса  $\omega_h = \frac{N}{1000}$ , поскольку привод насоса осуществляется непосредственно от шестерни на коленчатом валу;  $m = 3,2 * 10^{-3} \text{ м}$  - модуль зацепления;  $z = 7$  - число зубьев шестерни насоса.

Длина зуба шестерни:

$$b = \frac{V_m}{m^2 * z * \omega_h * \eta_h} = \frac{0,0008526}{0,0032^2 * 7 * 648,933 * 0,75} = 0,0245 \text{ м,}$$

где  $\eta_h = 0,75$  - объемный коэффициент подачи насоса.

Мощность, затрачиваемая на привод насоса:

$$N_n = \frac{V_m * p * 10^3}{\eta_n * \eta_{mn}} = \frac{0,0008526 * 0,4 * 10^3}{0,75 * 0,87} = 0,5227 \text{ кВт,}$$

где  $p$  - давление масла на номинальном режиме (в двигателях с искровым зажиганием  $p = 0,4 \text{ МПа}$ );  $\eta_{mn} = 0,87$  - механический кпд насоса.

#### 4.2 Расчет системы охлаждения

В данном разделе приводится расчет жидкостной системы охлаждения, поскольку воздушную систему охлаждения рекомендуется применять для двигателей с рабочим объемом менее 1 л.

- Расчет жидкостного насоса

Расчет основных конструктивных элементов системы охлаждения производится исходя из количества теплоты, отводимой от двигателя в систему охлаждения.

$$Q_{жc} = 1,31 * N_e = 1,31 * 100 = 131 \text{ кДж/с - карбюраторные двигатели;}$$

Тепло, отведенное в систему охлаждения должно поглотиться жидкостью. Исходя из этого, определяется циркуляционный расход жидкости:

$$V_{жc} = \frac{Q_{жc}}{\rho_{жc} * C_{жc} * \Delta T_{жc}} = \frac{131}{1000 * 4,187 * 9,6} = 0,003259 \text{ м/с,}$$

где  $\rho_{жc} = 1000 \text{ кг/м}^3$  - плотность охлаждающей жидкости;

$C_{жc} = 4,187 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$  - удельная теплоемкость охлаждающей жидкости;

$\Delta T_{жc} = 9,6 \text{ К}$  - температурный перепад охлаждающей жидкости в радиаторе.

Расчетная производительность насоса определяется с учетом утечек жидкости из нагнетательной полости во всасывающую:

$$V_{жн} = \frac{V_{жc}}{\eta} = \frac{0,003259}{0,82} = 0,003974 \text{ м}^3/\text{с,}$$

где  $\eta = 0,82$  - коэффициент подачи насоса.

Мощность, потребляемая жидкостным насосом:

$$N_{жc} = \frac{V_{жн} * p_{жc}}{\eta_{мж}} = \frac{0,003974 * 120}{0,82} = 0,5816 \text{ кВт,}$$

где  $\eta_{мж} = 0,82$  - механический к.п.д. жидкостного насоса;

$p_{жc} = 120 \text{ кПа}$  - напор, создаваемый жидкостным насосом.

- Расчет жидкостного радиатора

Расчет радиатора состоит в определении поверхности охлаждения, необходимой для передачи теплоты от жидкости к окружающему воздуху. При этом следует задать значение температуры жидкости и воздуха на входе в радиатор:

Температура жидкости на входе в радиатор:  $T_{ж.вх} = 355$  К;

Температура воздуха на входе в радиатор:  $T_{в.вх} = 314$  К.

Тогда температура жидкости и воздуха на выходе из радиатора определяются следующим образом:

$$T_{ж.вых} = T_{ж.вх} + \Delta T_{ж} = 355 + 9,6 = 364,6 \text{ К},$$

$$T_{в.вых} = T_{в.вх} + \Delta T_{в} = 314 + 24 = 338 \text{ К}.$$

где  $\Delta T_{ж} = 9,6$  К,  $\Delta T_{в} = 24$  К - температурные перепады жидкости и воздуха в радиаторе.

Средние температуры жидкости и воздуха в радиаторе:

$$T_{ж.ср} = \frac{T_{ж.вх} + T_{ж.вых}}{2} = \frac{355 + 364,6}{2} = 359,8 \text{ К};$$

$$T_{в.ср} = \frac{T_{в.вх} + T_{в.вых}}{2} = \frac{314 + 338}{2} = 326 \text{ К}.$$

Поверхность охлаждения радиатора:

$$F = \frac{1000 \cdot Q_{ж}}{k \cdot (T_{ж.ср} - T_{в.ср})} = \frac{1000 \cdot 131}{160 \cdot (359,8 - 326)} = 24,22 \text{ м}^2,$$

здесь  $k$  - коэффициент теплопередачи радиатора (для легковых автомобилей  $k = 160$  Вт/м<sup>2</sup>К),

. Расчет вентилятора

Тепло, отведенное в систему охлаждения должно поглотиться окружающим воздухом.

Исходя из этого, определяется производительность вентилятора:

$$V_{в} = \frac{Q_{ж}}{\rho_{в} * C_{в} * \Delta T_{в}} = \frac{131}{1,15 * 1 * 24} = 5,458 \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $\rho_{в} = 1,15$  кг/м<sup>3</sup> - плотность окружающего воздуха;

$C_{в} = 1$  кДж/кгК - удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении.

Мощность, затрачиваемая на привод вентилятора:

$$N_{в} = \frac{V_{в} * \Delta p_{в}}{\eta_{мв}} = \frac{5,458 * 0,8}{0,5} = 8,733 \text{ кВт},$$

где  $\Delta p_{в} = 0,8$  кПа - напор, создаваемый вентилятором;

$\eta_{мв} = 0,5$  - механический к.п.д. вентилятора.

## **Заключение**

В результате выполнения задания на курсовой проект были получены навыки конструирования двигателей внутреннего сгорания: изучены основные модели различных систем.

В результате выполнения задания был получен рядный, 4-х цилиндровый двигатель с мощностью 115 кВт и частотой вращения коленчатого вала 3600 об/мин, а также изучены модели основных систем и механизмов и произведен их расчет.

### **Список использованной литературы:**

1. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 2002. 496с.
2. Райков И.Я., Рытвинский Г.Н. Конструкция автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 1986. 352 с.
3. Ашмаров А.В., Кубышкин Ю.И., Погребной С.Н. Руководство по ремонту, эксплуатации и техническому обслуживанию автомобиля ГАЗ-3110 «Волга» и его модификаций. М.: «Издательский Дом Третий Рим», 2003г.
4. Автомобиль ГАЗ-3110 «Волга». Устройство, эксплуатация, техническое обслуживание, возможные неисправности. Под ред. Главного конструктора ОАО ГАЗ Четверикова В.Л. М.: АТЛАС-ПРЕСС, 2003г.
5. Дехтеринский П.В. Ремонт автомобилей. М.: Транспорт, 1998г.
6. Специализированное технологическое оборудование. Номенклатурный каталог. М. ЦБНТИ. 1996г.
7. Техническая эксплуатация автомобилей. Под ред. Кузнецова Е.С. М.: Транспорт, 2001г.