

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»
Институт энергетики и электротехники
(наименование института полностью)
Кафедра «Энергетические машины и системы управления»
(наименование кафедры)
13.03.03 «Энергетическое машиностроение»
(код и наименование направления подготовки, специальности)
Двигатели внутреннего сгорания
(направленность (профиль/специализация))

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему Совершенствование экологических и экономических
показателей бензинового двигателя ЗМЗ-409

Студент	<u>В.Ю. Жидких</u> (И.О. Фамилия)	<u>(личная подпись)</u>
Руководитель	<u>Д.А. Павлов</u> (И.О. Фамилия)	<u>(личная подпись)</u>
Консультанты	<u>А.Г. Егоров</u> (И.О. Фамилия)	<u>(личная подпись)</u>
	<u>(И.О. Фамилия)</u>	<u>(личная подпись)</u>

Допустить к защите

Зав. кафедрой «ЭМСУ»	<u>к.т.н., доцент Д.А. Павлов</u> (ученая степень, звание, И.О. Фамилия)	<u>(личная подпись)</u>
« __ » 2017 г.		

Тольятти 2017

АННОТАЦИЯ

Целью работы является совершенствование системы охлаждения двигателей типа ЗМЗ.

В ходе работы проведен тепловой, кинематический, динамический расчет, расчет теплового баланса на различных режимах работы двигателя, прочностной расчет, определены основные геометрические размеры деталей, произведён расчет основных систем двигателя.

В результате получены, основные показатели и параметры двигателя частоте вращения коленчатого вала, составляющие теплового баланса, также определены перемещения, скорости, ускорения поршня и суммарные силы и моменты, возникающие от давления газов и сил инерции.

ABSTRACT

The aim of this work is to improve the cooling system of the SI engine model ZMZ.

Conducted thermal, kinematic, dynamic calculation, calculation of the heat balance for operation at different modes, strength calculation - basic geometrical dimensions, calculation of strength and identified reserves of strength

The result obtained the main indicators and parameters at varying speed of crankshaft rotation, the components of the heat balance. Defined displacement, velocity, acceleration of the piston and the total forces and moments, resulting from gas pressure and inertia forces, performed strength analysis, identified reserves of strength and the allowable stress.

Содержание

Введение	4
1 Состояние вопроса	5
1.1 Общие сведения по системе охлаждения	5
1.2 Классификация систем охлаждения	10
1.3 Конструкция насосов охлаждающей жидкости и их устройство	18
2 Конструкторская часть проекта	21
2.1.Тепловой расчет	21
2.2 Тепловой баланс	28
2.3 Построение внешней скоростной характеристики	30
2.4 Кинематический расчет	31
2.5 Динамический расчет	35
2.6 Уравновешивание двигателя	45
3 Специальная часть	48
3.1 Система охлаждения двигателя с электронным управлением привода насоса охлаждающей жидкости	48
3.2 Расчет системы охлаждения	56
4 Безопасность и экологичность проекта	63
4.1 Схема жизненного цикла автомобиля	63
4.2 Экологические воздействия на окружающую среду в полном жизненном цикле автомобиля	64
4.3 Охлаждающая жидкость	65
Заключение	68
Список используемых источников	69
Приложение А	72

ВВЕДЕНИЕ

Двигатели внутреннего сгорания являются самыми распространенными установками, вырабатывающими механическую энергию, необходимую для привода различных видов транспортных средств и других механизмов.

«Существенным недостатком двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является относительно не высокий процент преобразования тепловой энергии в полезную работу» [1]. Коэффициент полезного действия современных ДВС составляет по различным оценкам величину порядка 30-45%. Основная часть тепловой энергии, как показывает практика, отводится от двигателя в систему охлаждения и с отработавшими газами. Отвод теплоты в систему охлаждения необходим для обеспечения работоспособности деталей ДВС. Система охлаждения предотвращает пригорание поршневых колец, задиру и заклиниванию поршня, растрескиванию головок цилиндров, обгоранию седел клапанов, возникновению детонации и т. п. Кроме этого часть эффективной мощности ДВС расходуется на привод вспомогательных элементов системы охлаждения таких, как вентилятора и водяного насоса.

Через систему охлаждения отводится порядка 30 % от всей тепловой энергии, подведенной с топливом к двигателю. Поэтому поиск путей преобразования части теплоты, отводимой в систему охлаждения, в эффективную мощность двигателя является актуальной задачей.

Таким образом, целью работы является совершенствование систем охлаждения двигателей типа ЗМЗ, для повышения экономических и экологических показателей двигателя.

1 Состояние вопроса

1.1 Общие сведения по системе охлаждения

«Система охлаждения предназначена для принудительного отвода от деталей двигателя тепла и передачи его в окружающую среду» [1,2,3]. Охлаждение двигателя применяется в целях обеспечения оптимального теплового состояния элементов конструкции двигателя и его нормального функционирования

Температура рабочего тела в цилиндре двигателя изменяется от 80 - 120 °С (минимальная) в конце впуска, до значений более 1000 °С (максимальная) в процессе выпуска. Если детали двигателя превысят пороговое значение температуры, то возможно заклинивание элементов механизмов двигателя.

«С другой стороны, чрезмерное охлаждение двигателя вредно отражается на его функционировании» [9]. При захлаживании двигателя на стенках цилиндров конденсируются пары топлива, уменьшается вязкость масла, уносится смазка с зеркала цилиндра. В этих условиях происходит интенсивный износ деталей двигателя таких, как поршневые кольца, поршни, цилиндры, снижается экономичность и мощность двигателя.

Нормальная работа системы охлаждения способствует получению наибольшей мощности, снижению расхода топлива и увеличению срока службы двигателя без ремонта.

Основная часть отводимого тепла от двигателя воспринимается системой охлаждения, в меньшей степени системой смазки и окружающей средой. Системой охлаждения формируется определенный оптимальный температурный режим работы деталей ДВС, при котором двигатель не перегревается и не переохлаждается.

Существует два основных типа систем охлаждения, в зависимости от рода используемого теплоносителя:

1. Жидкостная (жидкостная система охлаждения);

2. Воздушная (воздушная система охлаждения).

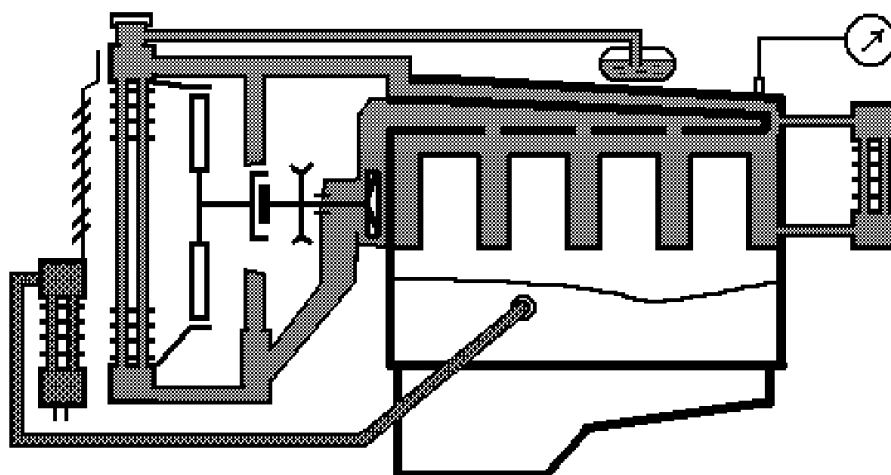


Рисунок 1. 1 - Схема системы жидкостного охлаждения двигателя.

Для иллюстрации на рисунке 1.1 представлена типовая жидкостная система охлаждения автомобильного двигателя.

Система состоит из следующих основных элементов: радиатор, термостат, вентилятор, водяная рубашка, охлаждающей жидкости (НОЖ), патрубков, ремня привода вентилятора, датчика указателя температуры, сливных кранов и других деталей обеспечивающих ее функционирование. Вокруг цилиндров двигателя и головки блока цилиндр (ГБЦ) формируется определённое пространство с двойными стенками, называемое водяной рубашкой. По водяной рубашке циркулирует охлаждающая жидкость.

Во время работы, охлаждающая жидкость от горячих элементов двигателя нагревается и затем НОЖ подает в радиатор жидкость, где охлаждается до оптимальной температуры, а затем снова поступает в рубашку цилиндров.

Для обеспечения надежной работы двигателя необходимо, чтобы охлаждающая жидкость постоянно циркулировала по системе охлаждения двигателя.

В зависимости от режима работы двигателя охлаждающая жидкость (ОЖ) может циркулировать по различным контурам двигателя. По малому

кругу, минуя радиатор, в период, когда двигатель не прогрет, или по большому кругу, поступая в радиатор когда двигатель прогрет.

Водяная рубашка двигателя состоит из рубашки цилиндров и рубашки головки цилиндра, соединенных между собой. Различают два типа соединения которые формируются конструкцией блока цилиндров и головкой блока цилиндров – «open deck» и «close deck». В первом случае жидкость сообщается через специальные отверстия в прокладке расположенной между головкой цилиндра и блоком цилиндров. Во втором случае жидкость сообщается чрез специальные каналы. На рисунке 1.2 представлены реализация рассмотренных выше рубашек охлаждения.



Рисунок 1.2 – Типы соединения рубашек охлаждения в ДВС

Одним из основных элементов жидкостной системы охлаждения определяющим эффективность работы системы в целом, является насос охлаждающей жидкости (НОЖ). В зависимости от назначения двигателя применяются различные типы насосов охлаждающей жидкости. НОЖ и вентилятор приводятся в действие приводным устройством. НОЖ подает жидкость в систему, основной поток которой протекает по рубашке цилиндров при этом охлаждая цилиндры двигателя с наружной стороны. Далее проходя через отверстия в привалочных поверхностях блока затем через прокладку головки блок цилиндров, охлаждающая жидкость поступает в рубашку головки блока цилиндра (ГБЦ). При этом охлаждающая жидкость

подается к самым нагретым местам ГБЦ. Затем жидкость поступает по патрубкам в радиатор и процесс повторяется.

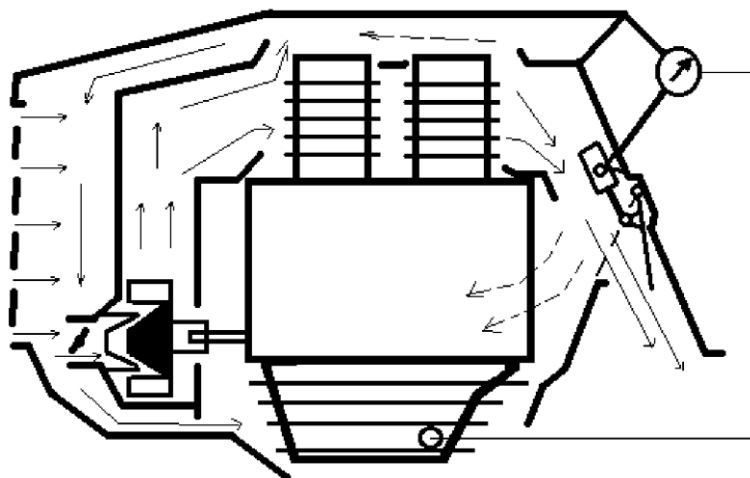


Рисунок 1.3 - Воздушная система охлаждения двигателя

Другой получившей распространение системой является воздушная система охлаждения.

Принципиальная схема такой системы воздушного охлаждения автомобильных двигателей представлена на рисунке 1.3.

Система охлаждения включает в себя, подкапотное пространство транспортного средства, закрытое соответствующими панелями кузова, направляющие панели рубашки охлаждения, вентилятор с направляющим аппаратом, а также элементы. Для повышения эффективности системы в потоке охлаждающего воздуха помещают масляный радиатор двигателя.

Равномерность охлаждения элементов двигателя достигается соответствующей формой оребрения поверхностей охлаждения, а также установкой, направляющих воздушный поток пластин. На рисунке 1.4 представлены типовые схемы обтекания воздухом наружной поверхности цилиндров двигателя.

Для поддержания необходимого теплового режима ДВС в системах воздушного охлаждения регулируют количество подаваемого воздуха. Один из вариантов управления такой системой это дросселирование потока

воздуха с помощью заслонок управляемых ими вручную или с помощью термостата.

Рисунок 1.4 - Схемы воздушного охлаждения

Каждая из указанных систем охлаждения имеет свои преимущества и недостатки. К преимуществам воздушной системы можно отнести:

К недостаткам двигателей с воздушным охлаждением относятся следующие:

Из-за своих преимуществ наибольшее распространение получила жидкостная система охлаждения. К преимуществам жидкостной системы охлаждения относят:

- возможность применения блочных конструкций цилиндров двигателя;

- возможность использования тепловой энергии, отводимой в систему охлаждения.

- уменьшение склонности двигателей с искровым зажиганием к детонации;

- стабильное тепловое состояние двигателя независимо от режимов работы;

К недостаткам системы охлаждения такого типа относят:

- необходимость обслуживания и ремонта системы охлаждения в ходе ее эксплуатации;

- низкая надежность работы двигателя при отрицательных температурах окружающей среды.

Как отмечалось выше, в современном двигателестроении наибольшее распространение получили из-за их преимуществ в основном системы жидкостного охлаждения.

1.2 Классификация жидкостных систем охлаждения

Как было отмечено самые распространённые системы охлаждения – жидкостные. В свою очередь, жидкостные системы разделяют на системы открытого и закрытого типа. В системах охлаждения открытого типа внутреннее пространство сообщается с окружающей атмосферой. Такие системы, сегодня практически не применяются.

Закрытые системы охлаждения получили большее распространение. Особенностью таких систем является то, что система сообщается с окружающей средой периодически через специальный клапан.

«Для расчетов элементов охлаждения используют величины, полученные в результате теплового расчета или полученные в результате экспериментальных работ по определению внешнего теплового баланса двигателя. Количество теплоты, которое необходимо отвести от двигателя в окружающую среду определяется по формуле» [8]:

$$f_{\text{охлжс}} = F_{\text{охлжс}} / V_h \quad (1.1)$$

где: V_h - рабочий объем цилиндра ДВС.

$F_{охлж}$ - площадь охлаждаемой поверхности ДВС;

Удельное количество теплоты $q_{охлж}$ которая отводится в систему охлаждения, зависит от поверхности теплообмена, то есть от размеров цилиндров.

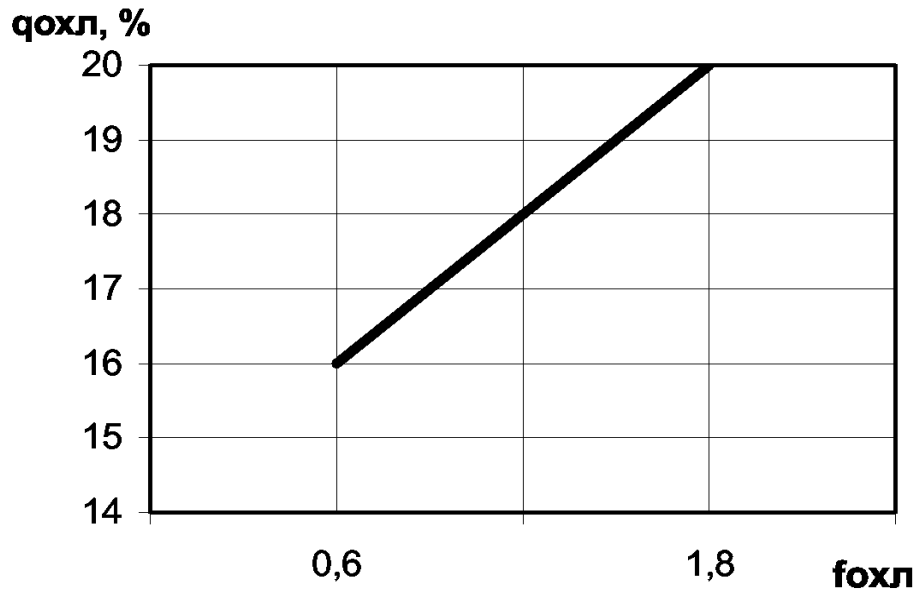


Рисунок 1.5 - Зависимость $q_{охлж}$ от относительной поверхности охлаждения.

На рисунке 1.5 представлена зависимость количества тепла необходимого отводить в систему охлаждения при различной площади поверхности нагрева элементов двигателя. Из рисунка можно видеть, что зависимость имеет линейный характер. Зависимость аппроксимируется уравнением первого порядка.

$$q_{охлж} = 1,1818 \cdot f_{охл} + 1,0909 \quad (1.2)$$

Таким образом, используя представленное выше уравнение и зная ориентировочно поверхность теплообмена приближенно можно оценить требуемую «мощность» системы охлаждения. Однако, такая оценка крайне неточная. Для получения более достоверных результатов необходимо провести тепловой расчет двигателя и на его основании рассчитать внешний тепловой баланс двигателя.

Эффективность теплоотвода от охлаждаемых стенок, зависит от

множества факторов, таких как вязкость охлаждающей жидкости, температурный напор, коэффициента теплоотдачи, теплоемкости материалов и охлаждающей жидкости и др. Сложность определения функциональных зависимостей указанных факторов приводит к необходимости серьезных доводочных работ по оптимизации конструкции и режимов эксплуатации системы охлаждения. Практика показывает, что при правильной организации системы охлаждения возможно увеличение мощности ДВС в среднем на 5%, а повышение экономичности до 4 -6%. Тепло, передающееся от рабочих газов в окружающую среду, вызывает в деталях двигателя, ограничивающих внутрицилиндровое пространство, сложное поле температуры, характеризующееся высокими значениями температуры и её градиентов. Допустимые значения температуры деталей лимитируются в зависимости от:

- влияния температуры на механические характеристики материала (головки цилиндров и поршня дизелей, выпускные клапаны двигателей);
- влияние температуры на возникновение нарушений процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием (детонацию и калильное зажигание);
- условий работы смазочного масла (закоксовка поршневых колец) и дизельного топлива (закоксовка распылителей форсунок);
- влияния температуры и стенок деталей на показания работы двигателей.

Градиенты температуры вызывают термические напряжения и потому лимитируются в условиях допустимой деформации и прочностью деталей (головка цилиндров, поршни, гильзы цилиндров). Неравномерное распределение температуры в деталях двигателей обусловлено одновременным действием следующих факторов:

- неравномерностью температуры и коэффициента теплоотдачи от рабочих газов на воспринимающей поверхности;
- сложностью геометрической формы деталей или переменностью термического сопротивления по поверхности;

- неравномерности коэффициента теплоотдачи в охлаждающую среду по теплоотдающей поверхности.

Наиболее теплонапряжённым элементом двигателя является головка цилиндров, а именно межклапанная перемычка. Повышенным уровнем температуры характеризуется также зона расположения свечи зажигания из-за повышенной в этой зоне температуры газов при сгорании (Махе-эффект).

Так как изменение температуры вдоль оси А–А (рисунок 1.6) со стороны охлаждения существенно меньше, чем со стороны газов, то составляющая теплового потока по нормали к днищу также изменяется вдоль оси А–А. Наличие перепада температуры по А–А вызывает радиальную составляющую теплового потока. Несколько меньший перепад температуры наблюдается и в направлении В–В. На величину этого перепада температуры большое влияние оказывает теплообмен в газовых каналах впускного и выпускного клапанов.

Сложность рассмотренного выше температурного состояния элементов двигателя, указывает на какие высокие требования должны предъявляться к системам охлаждения.

Основным параметром работы системы охлаждения, который необходимо контролировать, является температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя. Температура измеряется с помощью датчика

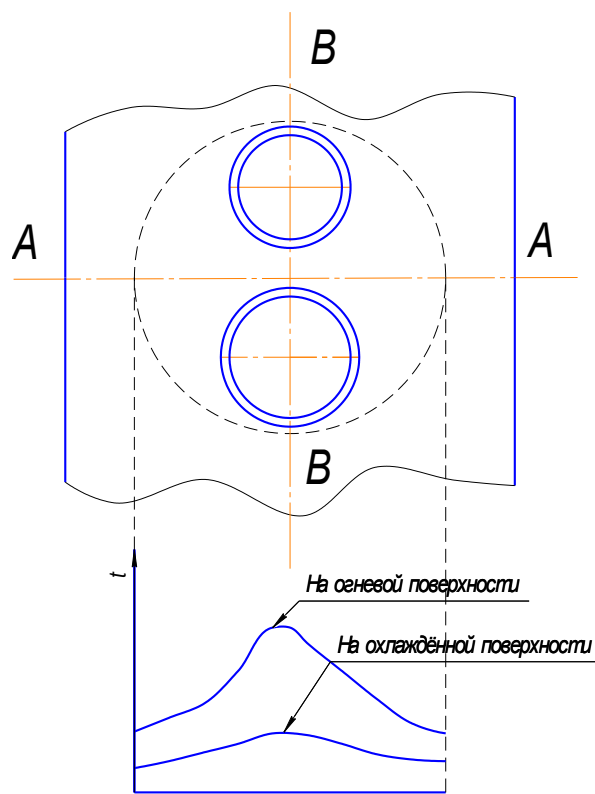


Рисунок 1.6 – Распределение температуры вдоль межклапанной перемычки

температуры устанавливаемый на выходе охлаждающей жидкости из системы. На рисунке 1.7 представлен датчик температуры охлаждающей жидкости. Следует отметить, что место установки датчика является важным, так как именно он будет определять состояние всей системы охлаждения, и среднеинтегральную температуру двигателя в частности.



Рисунок 1.7 – Датчик температуры охлаждающей жидкости.

Для обеспечения оптимальной температуры двигателя необходимо регулировать параметры теплоотвода. Это можно обеспечить следующими способами:

- изменением интенсивности движения охлаждающей жидкости через радиатор;
- изменением количества охлаждающей жидкости, направляемой в радиатор;
- сочетанием двух указанных выше способов.

Другим параметром, который необходимо контролировать, является давление охлаждающего тела. В замкнутых системах жидкостного охлаждения вследствие парообразования возможно значительное увеличение давления. Поэтому закрытые системы охлаждения всегда оборудуют паровыми клапанами, назначение которых, ограничение давления в системе охлаждения. Если не выполнять указанные мероприятия, то возможны разрушения, трубопроводов, рубашек охлаждения, радиаторов и т.д.

При уменьшении нагрузки на двигатель, в закрытой системе охлаждения образуется разрежение, вследствие конденсации паров. В этом

случае ситуация обратная, т.е. и возникает опасность разрушения элементов систем охлаждения давлением окружающей среды. Для устранения этого закрытые системы оборудуют воздушными клапанами, обеспечивающими вход воздуха в систему.

Конструктивно паровые и воздушные клапаны объединяют в один клапан - паровоздушный. Кроме этого, обычно корпус такого клапана выполняют в виде крышки, которая является устройством для закрывания заливного отверстия системы охлаждения.

Для предотвращения возникновения воздушных пробок заливное отверстие системы охлаждения стремятся располагать таким образом, чтобы оно находилось в самой в верхней точке системы.

При регулировании путем изменения количества рабочего тела, подаваемого к охлаждающимся поверхностям, наибольшее распространение получили вентиляторы. Подачу воздуха вентилятором регулируют путём его периодического включения/выключения. Включение или выключение вентиляторов осуществляют различными устройствами, например электромагнитными муфтами, вискомуфтами. Наиболее эффективным способом привода вентилятора, который получил широкое распространение в автомобилестроении является использование независимого электрического привода.

При регулировании путем изменения интенсивности охлаждения жидкости используют специальные жалюзи, которые ограничивают подачу охлаждающего воздуха на радиатор системы охлаждения. Однако такой способ приемлем только на отдельных режимах работы двигателя (при движении автомобиля).

При регулировании путем изменения количества нагретой охлаждающей жидкости применяются устройства, позволяющие изменять направление движения жидкости и его расход через проходное сечение патрубков. Таки устройства называются термостаты. Принципиальная схема термостата представлена на рисунке 1.8.

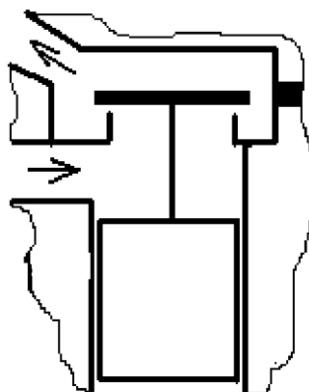


Рисунок 1.8 - Схема термостата

Принцип его работы описан ниже. «Когда двигатель не прогрет, клапан термостата закрыт, и жидкость из рубашки охлаждения не может попасть в радиатор. Охлаждающая жидкость поступает к насосу через так называемый малый круг циркуляции. При прогреве двигателя охлаждающая жидкость нагревается, и клапан термостата начинает открываться» [8]. Проходное сечение клапана термостата и количество жидкости, поступающей в радиатор, увеличиваются по мере повышения температуры. В этот период жидкость частично циркулирует по малому, а частично по большому кругу системы охлаждения, тем самым происходит плавное регулирование температуры. При достижении рабочей температуры двигателем, клапан термостата открывается полностью, охлаждающая жидкость циркулирует по большому кругу. В этот период система охлаждения работает с максимальной мощностью.

Конструкция термостатов может иметь различное количество клапанов, соответственно системы охлаждения разделяют на два типа двух контурные и многоконтурные. Многоконтурные схемы характерны для двигателей имеющих большой рабочий объем (обычно более 20 -25 литров)

В современных двигателях внутреннего сгорания используют комбинированный способ регулирования позволяющий обеспечить заданную эффективность системы охлаждения при минимальных габаритах.

В зависимости от способа циркуляции жидкости в системе охлаждения выделяют следующие типы:

- термосифонные, когда жидкость в системе циркулирует по действием температурного перепада;
- принудительные, когда охлаждающая жидкость циркулирует под действием перепада давления образуемого насосом охлаждающей жидкости;
- комбинированные, когда циркуляция жидкости обеспечивается двумя указанными выше способами, одновременно.

В термосифонной системе охлаждения движение жидкости осуществляется за счет разницы температур охлаждающей жидкости находящейся в системе охлаждения. Такие системы в современных ДВС практически не используются по причине их малой эффективности. Кроме этого, перепад температур для обеспечения циркуляции жидкости может составлять величину более 30 °С, что отрицательно сказывается на теплонапряженности деталей двигателя.

В системах с принудительной циркуляцией охлаждающая жидкость прокачивается насосом охлаждающей жидкости (НОЖ) из радиатора, вначале в область зарубашечного пространства с невысокой температурой, а затем подается в область горячих элементов двигателя. Перепад

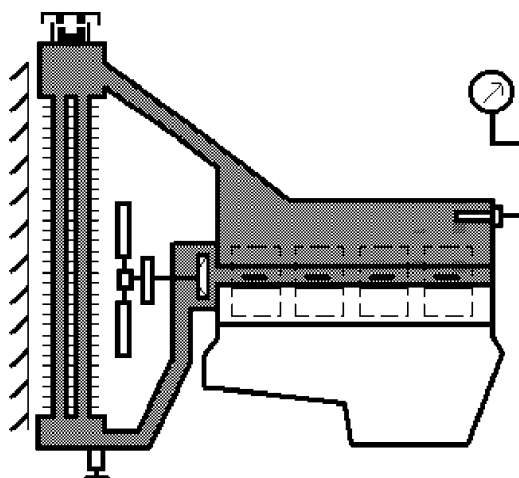


Рисунок 1.9 - Одноконтурная система охлаждения.

температур при этом на входе и на выходе из радиатора не превышает значений 8 - 12° С. Такой тепловой режим обеспечивает, оптимальные условия функционирования нагретых элементов двигателя. Кроме этого,

принудительная циркуляция жидкости позволяет значительно снизить габариты системы и количество используемой для охлаждения жидкости.

Комбинированные системы обеспечивают температуру жидкости на выходе из двигателя в пределах 80-95°C независимо от режима работы двигателя. Комбинированные системы регулируются термостатом, который ограничивает циркуляцию охлаждающей жидкости через радиатор. Интенсивность охлаждения в таких системах также регулируется производительностью вентилятора. Дополнительно к системе охлаждения могут подключать отопитель салона.

По контурам регулирования системы охлаждения различают:

- одноконтурная;
- двухконтурная;
- многоконтурная.

Одноконтурная система охлаждения характеризуется отсутствием ряда элементов таких, как термостат, муфты привода вентилятора и т.д. Охлаждающая жидкость в таких системах всегда проходит через радиатор системы охлаждения. «Интенсивность охлаждения регулируется только изменением поверхности охлаждения различными жалюзи, шторками» [8].

В двухконтурных системах охлаждения используется одноклапанный термостат. Термостат определяет интенсивность охлаждения и пускает жидкость либо по малому кругу, либо по большому тем самым регулируя интенсивность теплоотвода.

Многоконтурные системы охлаждения используются для двигателей большой размерности, где вследствие большой тепловой инерции необходимо более точное регулирование температурного режима двигателя.

1.3 Конструкции насосов охлаждающей жидкости и их устройство.

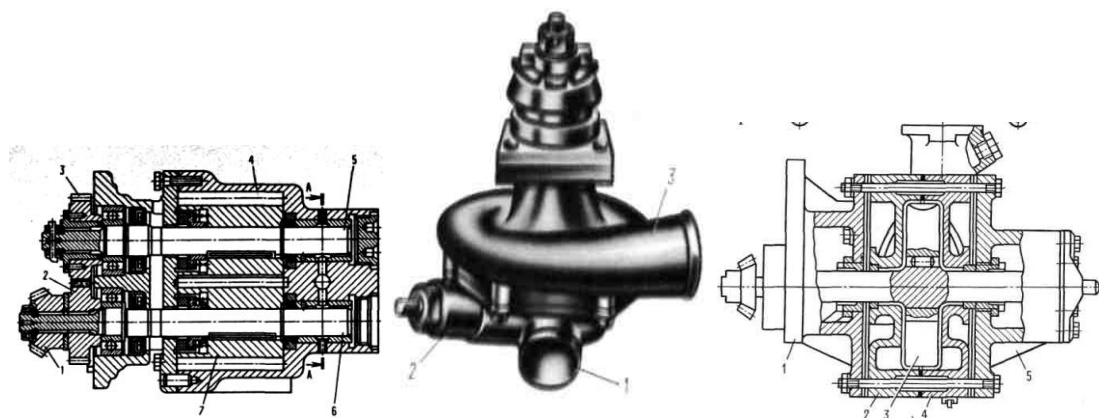
Назначением НОЖ является обеспечение циркуляции жидкости в системе охлаждения. Общими для ДВС принцип компоновки НОЖ

заключается в расположение их вне картера двигателя и обеспечение возможно более простого его привода. В автомобильных ДВС НОЖ обычно komponуют соосно с вентиляторами.

В зависимости от назначения используют различные типы НОЖ. Наибольшее распространение получили следующие насосы охлаждающей жидкости:

- центробежные;
- шестеренчатые;
- водокольцевые;
- вихревые.

На рисунке 1.10 представлены различные типы насосов.



С лева на право: шестеренчатый, водокольцевой, вихревой.

Рисунок 1.10 - Типы насосов охлаждающей жидкости

В автомобильном транспорте самый распространенный тип НОЖ - центробежный. Остальные типы НОЖ по различным причинам в автомобилестроении не получили значительного распространения. Рассмотрим типовую конструкцию центробежного насоса представленного на рисунке 1.11.

Насос работает следующим образом. «Охлаждающая жидкость к крыльчатке 9 подводится через полость в корпусе 16 насоса. Вал 6 уплотнен резиновой или силиконовой манжетой 7 с пружиной, а торец корпуса 16 шайбой 11, вращаемой крыльчаткой за выступы и прижимаемой к корпусу

16 пружиной 10 манжеты. Подшипники 4 и 14 смазываются консистентным материалом, подаваемым через отверстие 13. Полость подшипников уплотнена сальниками 2 и 12. Крыльчатка закреплена на валу болтом 8, а шкив 5 вентилятора - шпонкой и гайкой 1. Осевому смещению вала в сторону вентилятора препятствует стопорное кольцо 3». [8]. Крыльчатку НОЖ также часто устанавливается на вал с гарантированным натягом.

Конструкция и характеристики центробежных насосов отличаются от насосов других типов высокой подачей при малых габаритных и массе, простотой конструкции и высокой износостойкостью.

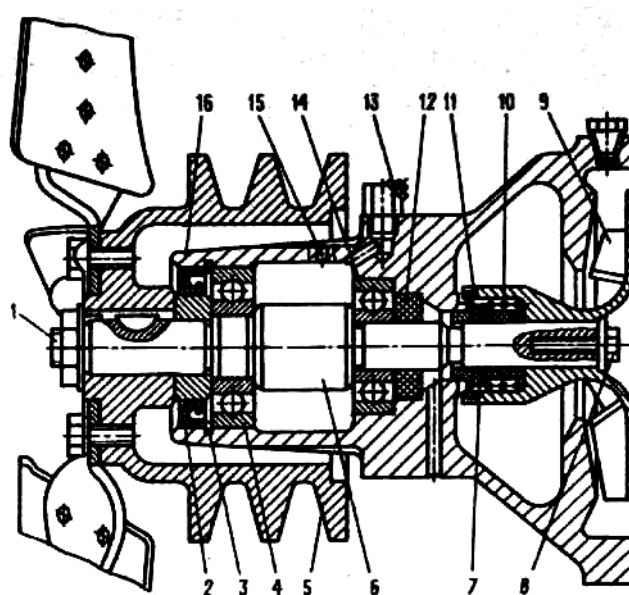


Рисунок 1.11–Центробежный водяной насос и вентилятор жидкости

2 Конструкторская часть проекта

2.1 Тепловой расчет двигателя проводится по методике предложенной Е.К.Мазингом [1]. В качестве топлива используется бензин марки А92 с октановым числом 90-94. «Молекулярная масса топлива и элементарный состав топлива равен» [1]

$$C = 0,855; H = 0,145 \text{ и } m_T = 115 \text{ кг} / \text{кмоль} \quad (2.1.1)$$

Низшая теплота сгорания топлива определяется по формуле.

$$\begin{aligned} H_U &= 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51 \times (H + W) \\ &= 33,91 \cdot 0,855 + 125,6 \cdot 0,145 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,145 = 43,93 \text{ МДж} / \text{кг} = \\ &= 43930 \text{ кДж} / \text{кг} \end{aligned} \quad (2.1.2)$$

Количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива определяется по формуле:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,516 \text{ кмоль возд/кг топл} \quad (2.1.3)$$

$$I_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} + 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,957 \text{ кг возд/кг топл} \quad (2.1.4)$$

Коэффициент избытка воздуха выберем из диапазона $\alpha \approx 0,95 \div 0,98$ характерный для работы бензиновых ДВС:

$$M_1 = \alpha \cdot I_0 + \frac{1}{m_T} \text{ кмоль гор.см/кг топл} \quad (2.1.5)$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при работе двигателя на богатых смесях ($K=0,5$):

Двуокись
углерода:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 L_0 \text{ кмоль } CO_2 / \text{кг топл} \quad (2.1.5)$$

Окись углерода:

$$M_{CO} = 2 \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 \text{ кмоль } CO / \text{кг топл.} \quad (2.1.6)$$

Пары воды:

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

(2.1.7)

Водород:
$$M_{H_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 \text{ кмоль } H_2 / \text{кг топл.} \quad (2.1.8)$$

Азот:
$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 \text{ кмоль } N_2 / \text{кг топл.} \quad (2.1.9)$$

Общее количество продуктов полученных при сгорании:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} \text{ кмоль пр. сг/кг топл.} \quad (2.1.10)$$

Результаты расчетов сведены в таблицу 2.1.1.

Таблица 2.1.1 – Количество и состав продуктов сгорания.

M , кмоль/кг топл.	n , мин ⁻¹				
	1000	2000	2500	3000	4000
M_1	0,458	0,500	0,500	0,500	0,500
M_2	0,4999	0,5326	0,5326	0,5326	0,5326
M_{CO_2}	0,0526	0,0641	0,0641	0,0641	0,0641
M_{CO}	0,0186	0,0072	0,0072	0,0072	0,0072
M_{H_2}	0,0093	0,0036	0,0036	0,0036	0,0036
M_{N_2}	0,3561	0,3889	0,3889	0,3889	0,3889
M_{H_2O}	0,0632	0,0689	0,0689	0,0689	0,0689

Принятые значения температуры и давления остаточных газов приведены в таблице 2.1.2.

Таблица 2.1.2 – Значения температуры и давления остаточных газов в цилиндре двигателя

Частота вращения n , мин ⁻¹	1000	2000	2500	3000	4000
Температура остаточных газов, T_g , К°	896,5	982,3	1017,3	1054,1	1132,3
Давление остаточных газов, P_g , МПа	0,104	0,107	0,109	0,112	0,118

Расчет процесса впуска. Плотность заряда на впуске в цилиндр:

$$\rho_k = p_k \cdot 10^6 / (R_B T_k) \text{ кг} / \text{м}^3, \quad (2.1.11)$$

где $R_B = 287 \text{ Дж} / \text{кг} \cdot \text{град}$ - удельная газовая постоянная для воздуха.

Предварительно параметры на впуске можно принять $\beta^2 + \xi_{вп} = 2,8$ и

$$\omega_{вп} = 90 \text{ м} / \text{с}. \text{ Тогда: } A_n = \omega_{вп} / n_N = 90 / 4000 = 0,0255; \quad (2.1.12)$$

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{вп}) \lambda_n^2 n^2 \rho_0 \cdot 10^{-6} / 2 \text{ МПа.} \quad (2.1.13)$$

Давление в конце процесса впуска:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a, \quad (2.1.14)$$

Коэффициент очистки и коэффициент дозарядки примем равным 1.

Тогда коэффициент остаточных газов γ_r равен:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{0 \times} p_r}{\varepsilon \varphi_{\text{вс}} p_a - \varphi_{\text{вх}} p_r} \quad (2.1.15)$$

Температура в конце процесса впуска:

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r) (1 + \gamma_r). \quad (2.1.16)$$

Коэффициент наполнения:

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_0} (\varphi_{\text{вс}} \cdot \varepsilon \cdot p_a - \varphi_{\text{вх}} p_r). \quad (2.1.17)$$

Результаты расчетов параметров свежего заряда на впуске приведены в таблице 2.1.3.

Таблица 2.1.3 – Параметры свежего заряда на впуске.

$n, \text{ мин}^{-1}$	1000	2000	2500	3000	4000
Коэффициент дозарядки, $\varphi_{\text{доз}}$	1,00	1,06	1,09	1,12	1,20
Коэффициент остаточных газов, γ_r	0,046	0,042	0,041	0,040	0,039
$\Delta p_a, \text{ МПа}$	0,00081	0,00341	0,00531	0,00761	0,01351
Давление в конце впуска, $p_a, \text{ МПа}$	0,0992	0,0966	0,0947	0,0924	0,0865
Температура в конце впуска, $T_a, \text{ К}^\circ$	332	331	331	331	332
Коэффициент наполнения, η_v	0,943	0,980	0,990	0,992	0,993

Процесс сжатия. Показатель политропы в процессе сжатия n_1 примем равным 1,377 основываясь на рекомендациях [1].

Давление в конце сжатия определим по формуле:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} \quad (2.1.18)$$

Температура в конце процесса сжатия

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (2.1.19)$$

определим по формуле:

Средняя мольная теплоемкость в конце процесса сжатия:

- свежей смеси $(mc_v)_{t_0}^c = 20,600 + 0,002638t_c \quad (2.1.19)$

- остаточных газов $(mc_v)_{t_0}^r$ - определим методом экстраполяции

- рабочей смеси $(mc_v)_{t_0} = \frac{1}{1 + \gamma_r} [(mc_v)_{t_0}^c + \gamma_r (mc_v)_{t_0}^r] \quad (2.1.20)$

Расчетные данные по приведенным формулам, характеризующих состояние рабочей смеси в конце процесса сжатия сведем в таблицу 2.1.4.

Таблица 2.1.4 – Параметры процессов в конце сжатия

$n, \text{мин}^{-1}$	1000	2000	2500	3000	4000
n_1	1,377	1,377	1,377	1,377	1,377
$P_c, \text{МПа}$	1,981	1,931	1,891	1,851	1,731
$T_c, \text{К}$	754,281	752,871	752,701	753,131	755,011
$t_c, ^\circ\text{C}$	481,28	479,87	479,70	480,13	482,01
$(mc_v)_{cc}, \text{кДж/кг}$	21,740	21,736	21,736	21,737	21,741
$(mc_v)_{oz}, \text{кДж/кг}$	22,979	23,085	23,085	23,086	23,090
$(mc_v)_{pc}, \text{кДж/кг}$	21,795	21,790	21,789	21,789	21,793

Процесс сгорания. Коэффициент молекулярного изменения горючей определяется как $\mu_0 = M_2 / M_1$ и соответственно рабочей смеси $\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r)$.

Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты (2.1.21)

сгорания топлива: $\Delta H_u = 119950(1 - \alpha) \cdot L_0$

Теплота сгорания рабочей смеси определяется: $H_{раб.см} = (H_u - \Delta H_u) [M_1(1 + \gamma_r)] \quad (2.1.22)$

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания равна: $(mc_v)_{t_0}^c = (1/M_2) [M_{CO_2} (mc_v)_{t_0}^{CO_2} + M_{CO} (mc_v)_{t_0}^{CO} + M_{H_2O} (mc_v)_{t_0}^{H_2O} + M_{H_2} (mc_v)_{t_0}^{H_2} + M_{N_2} (mc_v)_{t_0}^{N_2}] \quad (2.1.23)$

Величина коэффициента использования теплоты ξ_z принимается в соответствии с рекомендациями.

Температура в конце процесса $\xi_z H_{раб.см} + (mc_v)_{t_0}^c t_c = \mu (mc_v)_{t_z}^c t_z \quad (2.1.24)$

сгорания:

Максимальное давление сгорания:

теоретическое:
$$p_z = p_c \mu T_z / T_c \quad (2.1.25)$$

Максимальное давление сгорания

действительное:
$$p_{zd} = 0,9 \cdot p_z \text{ МПа} \quad (2.1.26)$$

Степень повышения давления:
$$\lambda = p_z / p_c \quad (2.1.27)$$

Результаты расчетов по приведенным выше формулам представлены в таблице 2.1.5.

Таблица 2.1.5 – Параметры процесса сгорания.

$n, \text{ мин}^{-1}$	1000	2000	2500	3000	4000
$\Delta H_u, \text{ кДж/кг}$	8059	3099	3099	3099	3099
$H_{pc}, \text{ кДж/кмольраб.см}$	74795,4	78434,5	78516,0	78561,0	78613,7
ξ	0,75	0,805	0,84	0,87	0,92
$t_z, \text{ C}^\circ$	2134,4	2345,5	2421,8	2486,6	2593,8
$T_z, \text{ K}^\circ$	2407,48	2618,53	2694,85	2759,64	2866,89
$P_z, \text{ МПа}$	6,87	7,14	7,21	7,20	6,98
$P_{z0}, \text{ МПа}$	5,84	6,07	6,13	6,12	5,93
λ	3,4	3,7	3,8	3,9	4,1

Процессы расширения и выпуска. Показатель адиабаты расширения k_2 определяется по номограмме.

Давление в конце процесса расширения:
$$p_b = p_z / \varepsilon^{n_2} \quad (2.1.28)$$

Температура в конце процесса расширения:
$$T_b = T_z / \varepsilon^{n_2-1} \quad (2.1.29)$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов:
$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b / p_r}} \quad (2.1.30)$$

Значения давления и температуры в конце расширения, а так же уточненные значения температуры остаточных газов приведены в таблице 2.1.6.

Таблица 2.1.6 – Температура и давление в конце процесса расширения, температура остаточных газов.

$n, \text{ мин}^{-1}$	1000	2000	2500	3000	4000
n_2	1,218	1,211	1,208	1,206	1,203
$P_b, \text{ МПа}$	0,486	0,513	0,521	0,522	0,511
$T_b, \text{ K}^\circ$	1497,26	1655,39	1713,33	1762,83	1845,36
$T_r, \text{ K}^\circ$	896,9	982,1	1017,8	1054,0	1132,5

Температура остаточных газов принятая в начале расчета не превышает погрешности 5%, что является удовлетворительным результатом для инженерного расчета.

Индикаторные параметры.

Теоретическое среднее
индикаторное давление:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (2.1.31)$$

Среднее индикаторное
давление:

$$p_i = \varphi \cdot p_i' \text{ МПа}, \quad (2.1.32)$$

Индикаторный удельный
расход топлива:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \text{ з/(кВт} \cdot \text{ч)} \quad (2.1.33)$$

Индикаторный к. п. д.
двигателя:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_0 \cdot \eta_v}; \quad (2.1.34)$$

Значения индикаторных параметров приведены в таблице 2.1.7.

Таблица 2.1.7 – Индикаторные параметры двигателя

$n, \text{ мин}^{-1}$	1000	2000	3000	4000	5000
η_i	0,291	0,328	0,331	0,333	0,327
$g_i, \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$	281,473	250,223	247,302	245,971	250,281
$p_i', \text{ Мпа}$	1,1481	1,2301	1,2561	1,2661	1,2451
$p_i, \text{ Мпа}$	1,1021	1,1801	1,2061	1,2151	1,1951

Определение эффективных показателей двигателя.

Среднее давление механических потерь

$$p_M = 0,034 + 0,0113 \cdot v_{П.СР} \quad (2.1.35)$$

Средняя скорость поршня

$$v_{П.СР} = S n / 3 \cdot 10^4 \text{ м/с} \quad (2.1.36)$$

Среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_M \text{ МПа}; \quad (2.1.37)$$

Механический к. п. д. двигателя

$$\eta_i = p_e / p_i. \quad (2.1.38)$$

Эффективный к. п. д. двигателя

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_i; \quad (2.1.39)$$

Эффективный удельный расход топлива
двигателя

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} \text{ з/кВт} \cdot \text{ч}. \quad (2.1.40)$$

Рассчитанные значения эффективных показателей рабочего процесса двигателя сведены в таблицу 2.1.8.

Таблица 2.1.8 – Эффективные показатели двигателя.

$n, \text{ мин}^{-1}$	1000	2000	2500	3000	4000
$V_n, \text{ м/с}$	3,07	6,13	7,67	9,20	12,27
$p_m, \text{ МПа}$	0,075	0,109	0,127	0,144	0,179
$p_e, \text{ МПа}$	1,074	1,120	1,129	1,122	1,066
η_m	0,93	0,91	0,90	0,89	0,86
η_e	0,27	0,30	0,30	0,30	0,28
$g_e, \text{ г/кВтч}$	301,05	274,64	275,04	277,54	292,19
$N_e, \text{ кВт}$	25,86	53,97	67,99	81,05	102,75
$M_e, \text{ Нм}$	246,91	257,67	259,72	257,98	245,29
$G_t, \text{ кг/ч}$	7,78	14,82	18,70	22,49	30,02

Так как ход поршня предварительно был принят $S = 94 \text{ мм}$, то $D = 2 \cdot 10^3 \sqrt{V_h / (\pi S)} = 2 \cdot 10^3 \sqrt{0,722 / (\pi \cdot 92)} = 100 \text{ мм}$. Окончательно принимается диаметр цилиндра $D = 96 \text{ мм}$ и ход поршня $S = 94 \text{ мм}$.

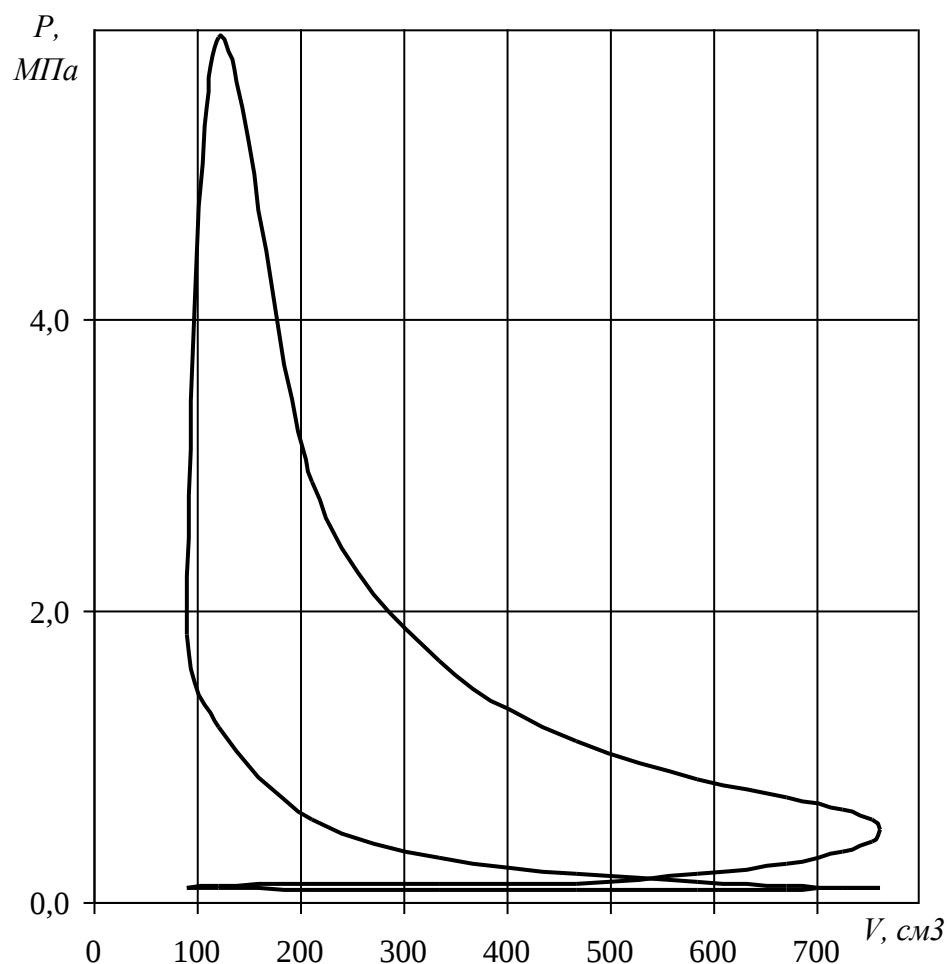


Рисунок 2.1 – Индикаторная диаграмма в P-V координатах

Построение индикаторной диаграммы. «Индикаторная диаграмма двигателя строится для номинального режима его работы. Промежуточные точки политроп сжатия и расширения определяются аналитическим методом,

в частности:

$$\text{- политропа сжатия: } p_x = p_a (V_a / V_x)^{n_1} \quad (2.1.41)$$

$$\text{- политропа расширения: } p_x = p_b (V_b / V_x)^{n_2} \quad (2.1.42)$$

Скругление индикаторной диаграммы осуществляется исходя из следующих соображений. Рассчитываемый двигатель является относительно быстроходным ($n = 4000 \text{ мин}^{-1}$), фазы газораспределения необходимо устанавливать с учетом получения хорошей очистки цилиндра от отработавших газов и обеспечения дозарядки в пределах, принятых в расчете» [1].

Учитывая указанные выше принципы, полученная скругленная индикаторная диаграмма представлена на рисунках 2.1.

2.2 Тепловой баланс

Внешний тепловой баланс двигателя показывает распределение теплоты поступившей в двигатель с топливом на выполнение полезной работы, теплоты отведенной системой охлаждения, теплоты уносимой с отработавшими газами и т.д. Для иллюстрации на рисунке 2.2 представлено распределение тепла в двигателе.

На рисунке приняты следующие обозначения:

Q – располагаемая тепловая энергия топлива;

Q_a – располагаемая активная тепловая энергия;

$Q_{н.с.}$ – тепловая энергия соответствующая неполноте сгорания;

Q_g – тепловая энергия отработавших газов;

Q_i – тепловая энергия эквивалентная индикаторной работе;

Q_e – тепловая энергия эквивалентная эффективной работе.

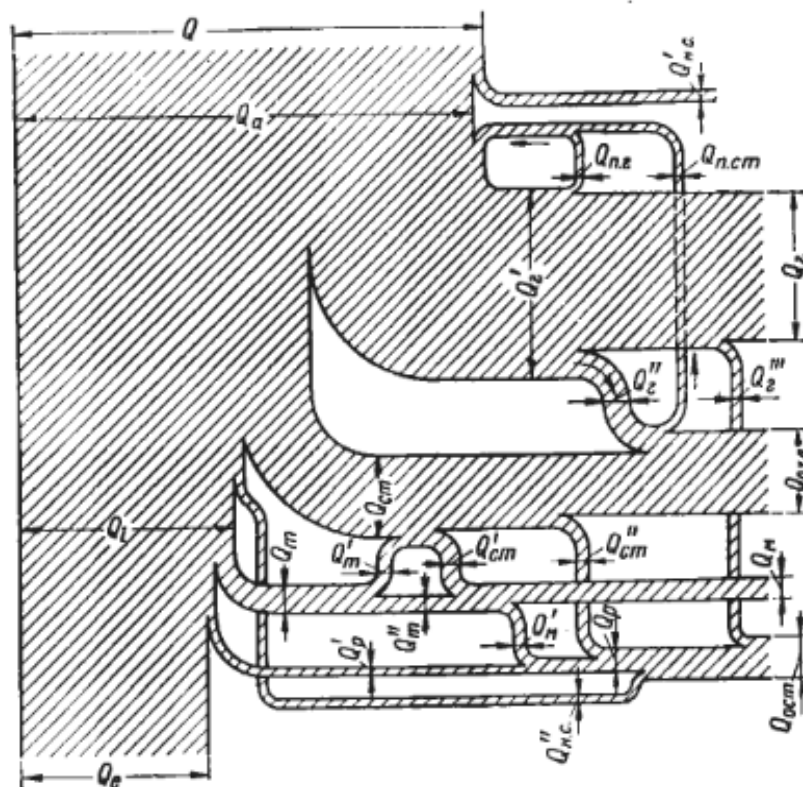


Рисунок 2.2 – Схема теплового баланса двигателя [4]

Представленный выше внешний тепловой баланс двигателя очень подробный. Определение всех составляющих теплового баланса задача трудная как с позиции математики, так и с позиции термодинамического расчета. Поэтому на практике используют упрощенный внешний тепловой баланс. Методика расчета параметров теплового баланса приведена в [1].

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с:

$$Q_e = 1000 N_e \text{ Дж} / \text{с} \quad (2.2.1)$$

Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом:

$$Q_0 = H_u G_T / 3,6 \text{ Дж} / \text{с}; \quad (2.2.2)$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде через систему охлаждения:

$$Q_B = ci D^{1+2m} n^m \frac{(H_u - \Delta H_u)}{\alpha H_u} \text{ Дж} / \text{с}, \quad (2.2.3)$$

Теплота, потерянная вследствие химической неполноты сгорания топлива:

$$Q_{H.C} = \frac{\Delta H_u G_T}{3,6} \text{ Дж / с.} \quad (2.2.4)$$

Теплота, унесенная с отработанными газами:

$$Q_r = \left(\frac{G_T}{3,6} \right) \left\{ M_2 [nc''_v] + 8,315 \right\} t_r - M_1 [nc_v] t_0 \text{ Дж / с.} \quad (2.2.5)$$

Неучтенные потери теплоты:

$$Q_{ост} = Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_r + Q_{H.C}). \quad (2.2.6)$$

Составляющие теплового баланса в абсолютных и относительных долях, подсчитанные по приведенным в данном разделе формулам сведены в таблицу 2.2.1.

Таблица 2.2.1 – Составляющие теплового баланса двигателя

$n, \text{ мин}^{-1}$	1000	2000	2500	3000	4000
$Q_0, \text{ Дж/с}$	94986,00	180859,30	228202,20	274484,20	366353,90
$Q_e, \text{ Дж/с}$	25856,430	53966,480	67993,510	81047,030	102747,50
$q_e, \%$	27,220	29,840	29,800	29,530	28,050
$Q_B, \text{ Дж/с}$	30036,84	58772,48	76805,84	92865,37	107600,50
$q_B, \%$	31,620	32,500	33,660	33,830	29,370
$Q_{O_2}, \text{ Дж/с}$	20508,04	47586,44	63145,61	79738,69	117383,90
$q_{O_2}, \%$	21,590	26,310	27,670	29,050	32,040
$Q_{nc}, \text{ Дж/с}$	17425,58	12761,3	16101,78	19367,41	25849,67
$q_{nc}, \%$	18,350	7,060	7,060	7,060	7,060
$Q_n, \text{ Дж/с}$	1159,10	7772,60	4155,40	1465,70	12772,40
$q_n, \%$	1,220	4,300	1,820	0,530	3,490

2.3 Построение внешней скоростной характеристики двигателя

Тепловой расчет двигателя проводился для пяти выбранным режимам работы двигателя. Графически внешняя скоростная характеристика представлена на рисунке 2.3.

Коэффициент приспособляемости двигателя равен: $K = M_{emax} / M_{eN} = 1,14$.

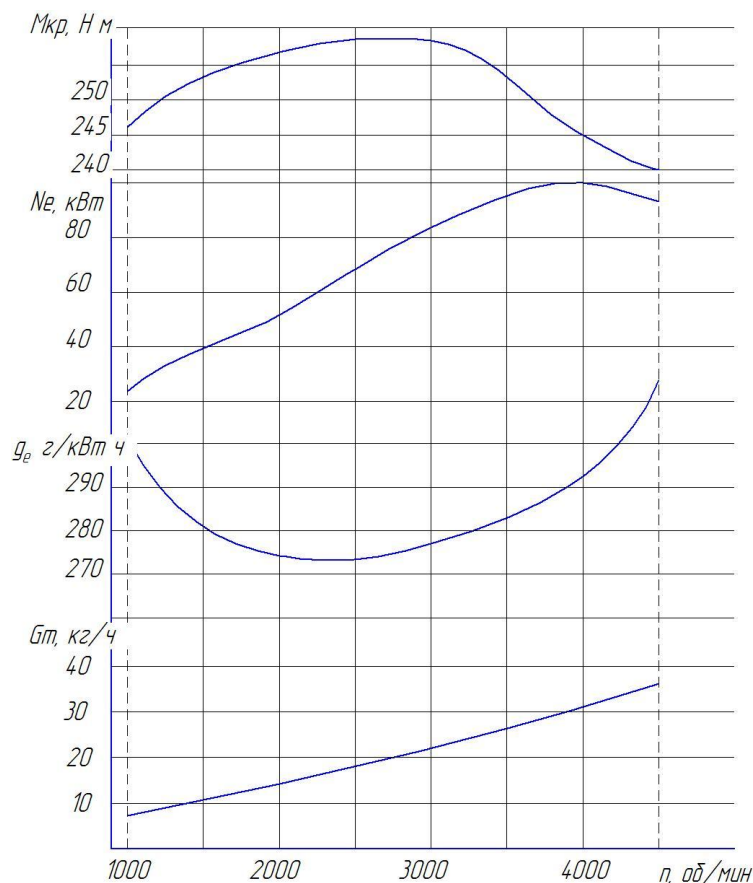


Рисунок 2.3 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

2.4 Кинематический расчет

При работе ДВС в кривошипно-шатунном механизме возникают усилия, определяющие условия работы, как отдельных деталей, так и двигателя в целом. Величина и характер изменения этих усилий могут быть определены при помощи уравнений кинематики и динамики.

Величина отношения радиуса кривошипа к длине шатуна принята по прототипу и равна $\lambda = 0,3$. Таким образом, длина шатуна будет составлять:

$$L_{\text{ш}} = R/\lambda = 47/0,3 = 154,8 \text{ мм} \quad (2.4.1)$$

Расчет перемещения, скорости и ускорения поршня производится аналитически через каждые 10° угла поворота коленчатого вала.

Значения перемещения, скорости и ускорения поршня представлены в таблице 2.4.1.

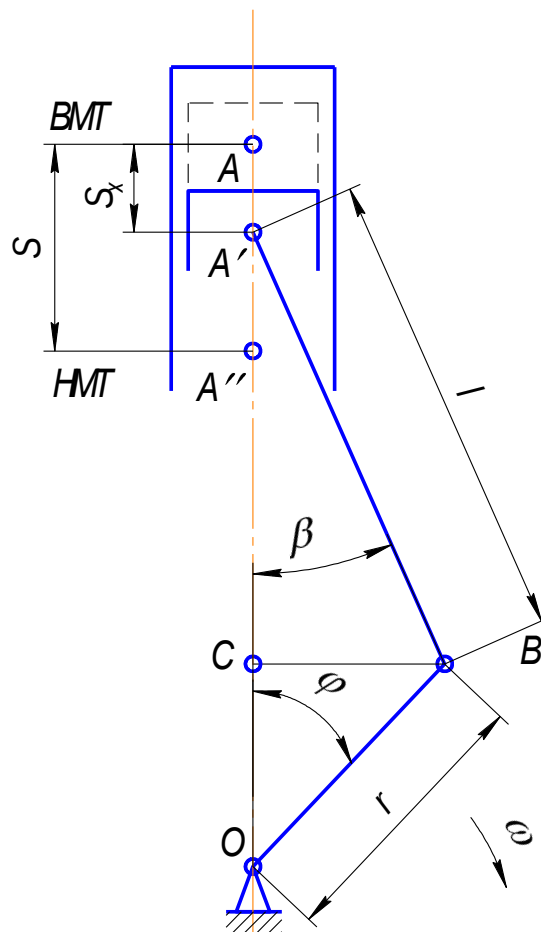


Рисунок 2.4 – Схема кривошипно-шатунного механизма

Перемещение поршня
двигателя:

$$S_x = R \cdot \left((1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right), \text{ мм.} \quad (2.4.2)$$

Скорость поршня двигателя:

$$v_{\Pi} = \omega \cdot R \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \right) \text{ м/с.} \quad (2.4.3)$$

Угловая скорость вращения

коленчатого вала:

$$\omega = \pi \cdot n / 30 = 3,14 \cdot 5000 / 30 = 523,3 \text{ рад/с.} \quad (2.4.4)$$

Ускорение поршня двигателя:

$$j = \omega^2 \cdot R \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) \text{ м}^2/\text{с.} \quad (2.4.5)$$

По данным таблицы 2.4.1, построены графики зависимостей рассчитанных величин от угла поворота коленчатого вала. Графики представлены на рисунках 2.5, 2.6, 2.7

Таблица 2.4.1 – Перемещение, скорость и ускорение поршня двигателя.

φ, п.к.в.	Ход поршня S, м	Скорость поршня V, м/с	Ускорение поршня j, м/с ²
0	0,0000	0,000	11323,27
10	0,0010	4,681	11036,18
20	0,0039	9,121	10197,54
30	0,0085	13,112	8872,768
40	0,0147	16,461	7163,346
50	0,0221	19,043	5196,312
60	0,0305	20,772	3111,348
70	0,0393	21,643	1046,905
80	0,0484	21,671	-873,072
90	0,0573	20,941	-2550,29
100	0,0657	19,584	-3919,9
110	0,0735	17,722	-4954,17
120	0,0805	15,503	-5661,63
130	0,0864	13,053	-6082,02
140	0,0913	10,461	-6277,64
150	0,0921	7,842	-6322,48
160	0,0935	5,211	-6290,27
170	0,0938	2,600	-6243,22
180	0,094	0,000	-6222,7
190	0,0938	-2,600	-6243,22
200	0,0935	-5,211	-6290,27
210	0,0921	-7,841	-6322,48
220	0,0913	-10,46	-6277,64
230	0,0864	-13,05	-6082,02
240	0,0805	-15,50	-5661,63
250	0,0735	-17,72	-4954,17
260	0,0657	-19,58	-3919,9
270	0,0573	-20,94	-2550,29
280	0,0484	-21,67	-873,072
290	0,0393	-21,64	1046,905
300	0,0305	-20,77	3111,348
310	0,0221	-19,04	5196,312
320	0,0147	-16,46	7163,346
330	0,0085	-13,11	8872,768
340	0,0039	-9,12	10197,54
350	0,0010	-4,68	11036,18
360	0,0000	0,00	11323,27



Рисунок 2.5 – Перемещение поршня двигателя

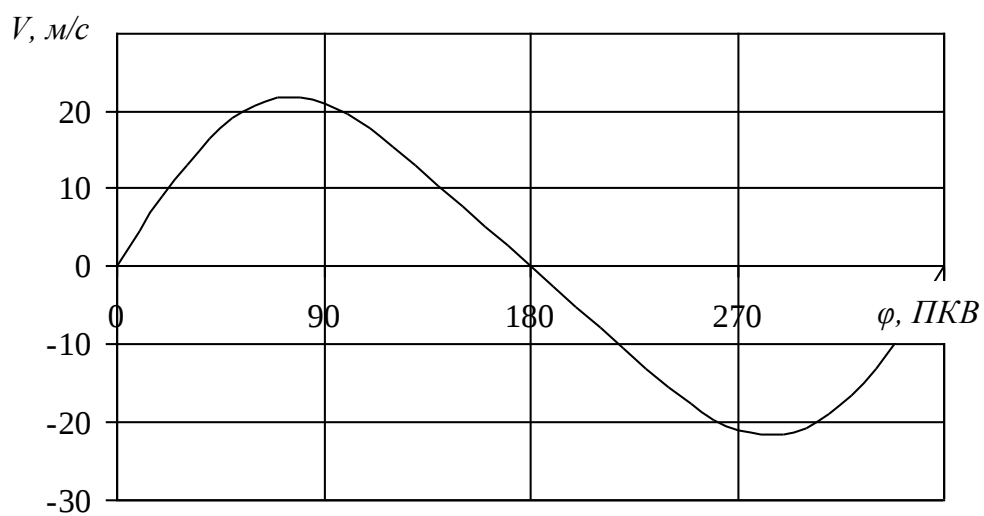


Рисунок 2.6 – Скорость поршня двигателя

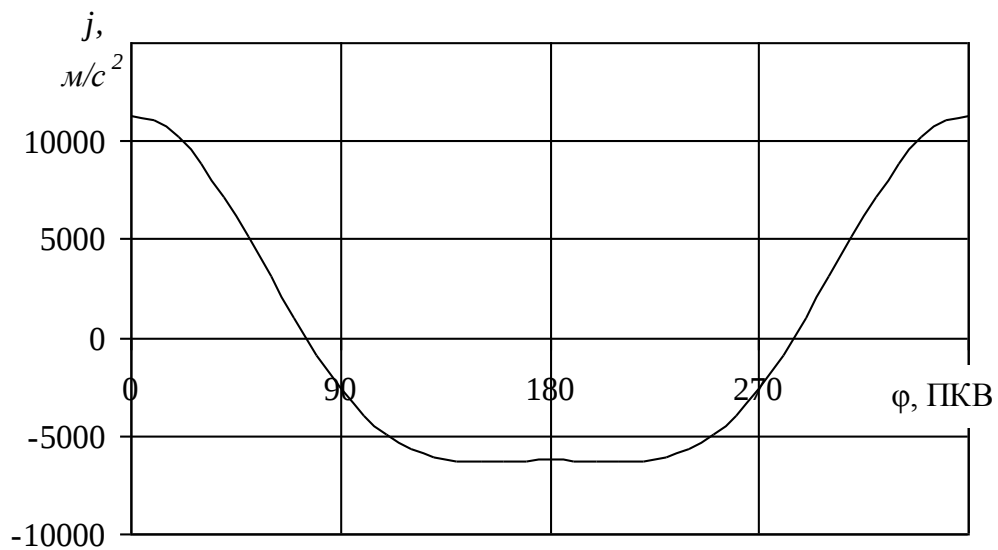


Рисунок 2.7 – Ускорение поршня двигателя

2.5 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма

Для надежного расчета быстроходных двигателей необходимо изучение всех сил, действующих на детали. Основные силы, действующие в ДВС:

- силы давления газов,
- силы инерции,
- силы трения и полезного сопротивления.

«Расчетные оценки влияния различных сил на работу КШМ показывают, что основными силами определяющими нагрузку на элементы конструкции ДВС являются силы инерции и сила давления газов. Остальные силы оказывают незначительное влияние и ими можно пренебречь» [2].

В зависимости от характера движения силы инерции КШМ, можно разделить на три основные группы:

- силы инерции масс, движущихся возвратно-поступательно;
- силы инерции масс, совершающих сложное движение;
- силы инерции вращающихся масс.

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс в общем случае определяется по формуле:

$$P_J = -mj_i \quad (2.5.1)$$

где m – масса возвратно-поступательно движущихся частей КШМ, к которой относят массу поршня, поршневого пальца, поршневых колец, массу части шатуна (определяемую по 2-х или 3-х массовой модели приведения шатуна) и т.д.

j_n – ускорение возвратно-поступательно движущихся частей КШМ, определяется на основании кинематического расчета

Подставляя в формулу выражение ускорения получим:

$$P_J = -mr\omega^2 \left[\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right] \quad (2.5.2)$$

Во многих случаях эту силу удобнее вычислять по приближенной формуле:

$$P_J = -mj_i \omega^2 r \cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi \quad (2.5.3)$$

или $P_J = P_{J1} + P_{J2}$

где $P_{J1} = -mj_i \omega^2 r \cos \varphi$ - сила инерции первого порядка;

$$P_{J2} = -mj_i \omega^2 r \lambda \cos 2\varphi - \text{сила инерции второго порядка.}$$

Сила инерции вращающихся масс действует по радиусу кривошипа и определяется по формуле:

$$P_N = -m_r \omega^2 r$$

где m_r – масса, совершающая вращательное движение, к которой относят массу шатунной шейки, приведенную массу щеки, часть массы шатуна (и т.д).

Силы инерции шатуна. Если масса шатуна приводится к 2-х массовой модели, то силы инерции масс, совершающих сложное движение – отсутствуют. Если масса шатуна приводится к 3-х массовой модели, то силы инерции масс, совершающих сложное движение необходимо учитывать.

Силы давления газов в цилиндре двигателя в зависимости от хода поршня определяются из индикаторной диаграммы, построенной по данным теплового расчета.

Сила давления газов на поршень, действующая по оси цилиндра,

$$P_T = p_z - p_0 F_n \quad (2.5.4)$$

Где p_z – давление газов в цилиндре двигателя, определяемое для соответствующего положения поршня по индикаторной диаграмме;

p_0 – давление в картере, принимаемое обычно равным давлению окружающей среды;

F_n – площадь поршня.

Складывая алгебраически силы, действующие в направлении оси цилиндров, получим суммарную силу:

$$P_\Sigma = P_A + P_J \quad (2.5.5)$$

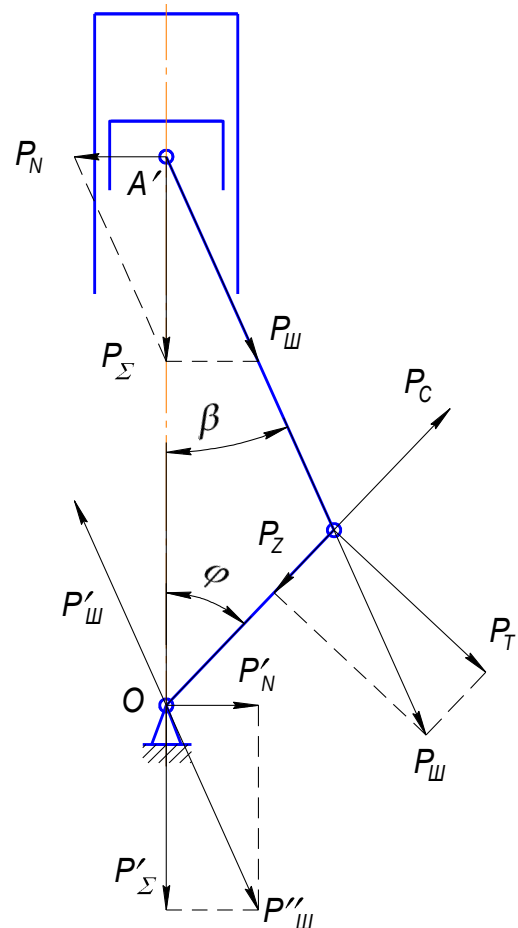


Рисунок 2.8 – Силы, действующие в КШМ

Дальнейшее разложение сил, действующих в КШМ, представлено на рисунке 2.8.

Нормальная сила действующая
перпендикулярно оси цилиндра:

$$P_N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta \quad (2.5.6)$$

Сила, действующая вдоль шатуна:

$$P_{\text{ш}} = \frac{P_{\Sigma}}{\cos \beta} \quad (2.5.7)$$

Сила, действующая вдоль кривошипа:

$$P_z = \frac{P_{\Sigma} \cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (2.5.8)$$

Тангенциальная сила:

$$P_T = \frac{P_{\Sigma} \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad (2.5.9)$$

В указанных выше формулах β - угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра;

Произведение P_T называется крутящим моментом двигателя $M = P_T r$

Таким образом, динамический расчет кривошипно-шатунного механизма заключается в определении суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции [2].

В течение каждого рабочего цикла силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме, непрерывно изменяются по величине и направлению. Поэтому для определения характера изменения этих сил по углу поворота коленчатого вала их величины определяют для ряда отдельных положений вала через каждые 10° .

С учетом принятой компоновки и габаритов двигателя:

Масса поршневой группы: $m_i = m'_i \cdot F_i = 100 \cdot 0,00785 = 0,79 \text{ кг}$ (2.5.10)

Масса шатуна: $m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\text{ш}} = 120 \cdot 0,00785 = 0,94 \text{ кг}$ (2.5.11)

Масса неравновешенных частей
одного колена вала без

противовесов: $m_k = m'_k \cdot F_k = 140 \cdot 0,00785 = 1,1 \text{ кг}$ (2.5.12)

Масса шатуна, сосредоточенная
на оси поршневого пальца:

$$m_{\text{ш-п}} = 0,275 \cdot m_{\text{ш}} = 0,275 \cdot 0,94 = 0,26 \text{ кг} \quad (2.5.13)$$

Масса шатуна, сосредоточенная
на оси кривошипа коленчатого
вала:

$$m_{\text{ш-к}} = 0,725 \cdot m_{\text{ш}} = 0,725 \cdot 0,94 = 0,68 \text{ кг} \quad (2.5.14)$$

Массы, совершающие возвратно-
поступательное движение:

$$m_j = m_i + m_{\text{ш-п}} = 0,79 + 0,26 = 1,04 \text{ кг} \quad (2.5.15)$$

Массы, совершающие
вращательное движение:

$$m_R = m_K + m_{ш-к} = 1,1 + 0,68 = 1,78 \text{ кг} \quad (2.5.16)$$

Значения удельной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс КШМ определяются по формуле:

$$p_j = -j \cdot m_j / F_n \text{ МПа. ,}$$

Центробежная сила инерции

вращающихся масс двигателя:

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2 \text{ кН} \quad (2.5.17)$$

Центробежная сила инерции

вращающихся масс шатуна:

$$K_{Rш} = -m_{ш-к} \cdot R \cdot \omega^2 \text{ кН} \quad (2.5.18)$$

Центробежная сила инерции

вращающихся масс кривошипа:

$$K_{Rк} = -m_K \cdot R \cdot \omega^2 \text{ кН} \quad (2.5.19)$$

Удельная сила, сосредоточенная на
оси поршневого пальца определяется

по формуле:

$$p = \Delta p_r + p_j \quad (2.5.20)$$

Удельная нормальная сила

определяется по формуле:

$$p_N = p \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (2.5.21)$$

Удельная сила, действующая вдоль

шатуна:

$$p_S = p \cdot (1/\cos \beta) \quad (2.5.22)$$

Удельная сила, действующая по

радиусу кривошипа:

$$p_K = p \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta \quad (2.5.23)$$

Удельная тангенциальная сила:

$$p_T = p \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta \quad (2.5.24)$$

Полная тангенциальная сила:

$$T = p_T \cdot F_T \quad (2.5.25)$$

Результаты расчетов сведены в таблицу 2.5.1, графически представлены на рисунках выше.

Крутящий момент одного цилиндра двигателя рассчитывается по формуле:

$$M_{кр.ц} = T \cdot R \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.5.26)$$

Результаты расчета заносятся в таблицу 2.5.1.

Период изменения крутящего момента четырехтактного двигателя с равными интервалами между вспышками: $\theta = 720/i = 720/4 = 180^\circ$.

Суммирование значений крутящих моментов всех четырех цилиндров двигателя осуществляется табличным методом через каждые 10° угла поворота коленчатого вала

Таблица 2.5.1 – Результаты динамического расчета двигателя

φ , пкв	p_r , МПа	p_j , МПа	p , МПа	N , МПа	S , МПа	K , МПа	T , МПа	M , Нм
0	0,00225	-2,18	-2,18	0,00	-2,18	-2,18	0,00	0,00
20	-0,0056	-1,97	-1,97	-0,19	-1,98	-1,79	-0,85	-313,6
40	-0,0134	-1,39	-1,41	-0,25	-1,43	-0,92	-1,10	-405,0
60	-0,0134	-0,62	-0,64	-0,15	-0,65	-0,18	-0,63	-231,9
80	-0,0134	0,14	0,13	0,04	0,13	-0,01	0,13	49,2
100	-0,0134	0,74	0,72	0,20	0,75	-0,33	0,68	250,2
120	-0,0134	1,09	1,08	0,26	1,11	-0,77	0,80	296,0
140	-0,0101	1,23	1,22	0,22	1,24	-1,08	0,62	228,1
160	-0,0067	1,25	1,24	0,12	1,25	-1,21	0,32	116,6
180	-0,0034	1,25	1,24	0,00	1,24	-1,24	0,00	0,00
200	-6,1E-05	1,25	1,25	-0,12	1,26	-1,22	-0,32	-117,2
220	0,00329	1,23	1,23	-0,22	1,25	-1,09	-0,62	-230,6
240	0,01511	1,09	1,11	-0,27	1,14	-0,79	-0,82	-303,8
260	0,03943	0,74	0,78	-0,22	0,81	-0,35	-0,73	-268,5
280	0,08960	0,14	0,23	-0,06	0,24	-0,02	-0,24	-88,5
300	0,19993	-0,62	-0,42	0,10	-0,44	-0,12	0,42	154,1
320	0,46727	-1,39	-0,93	0,17	-0,94	-0,60	0,72	266,6
340	1,10468	-1,97	-0,86	0,08	-0,87	-0,78	0,37	137,2
360	1,73964	-2,18	-0,44	0,00	-0,44	-0,44	0,00	0,0
380	5,83284	-1,97	3,86	0,36	3,88	3,51	1,66	613,6
400	2,78489	-1,39	1,39	0,25	1,41	0,91	1,08	400,1
420	1,55360	-0,62	0,93	0,23	0,96	0,27	0,92	339,4
440	1,00787	0,14	1,15	0,32	1,19	-0,12	1,19	438,7
460	0,74707	0,74	1,48	0,41	1,54	-0,67	1,39	513,1
480	0,61650	1,09	1,71	0,42	1,76	-1,21	1,27	469,1
500	0,54169	1,23	1,77	0,32	1,80	-1,56	0,90	331,2
520	0,46688	1,25	1,72	0,16	1,73	-1,67	0,44	161,0
540	0,39206	1,25	1,64	0,00	1,64	-1,64	0,00	0,0
560	0,31725	1,25	1,57	-0,15	1,58	-1,52	-0,40	-146,9
580	0,24244	1,23	1,47	-0,26	1,50	-1,30	-0,75	-275,3
600	0,16762	1,09	1,26	-0,31	1,30	-0,89	-0,94	-345,7
620	0,09281	0,74	0,83	-0,23	0,86	-0,37	-0,78	-287,0
640	0,018	0,14	0,16	-0,04	0,17	-0,02	-0,17	-61,2
660	0,018	-0,62	-0,60	0,15	-0,62	-0,17	0,60	220,5
680	0,018	-1,39	-1,38	0,25	-1,40	-0,90	1,07	395,9
700	0,01012	-1,97	-1,96	0,18	-1,97	-1,78	0,84	311,1
720	0,00225	-2,18	-2,18	0,00	-2,18	-2,18	0,00	0,0

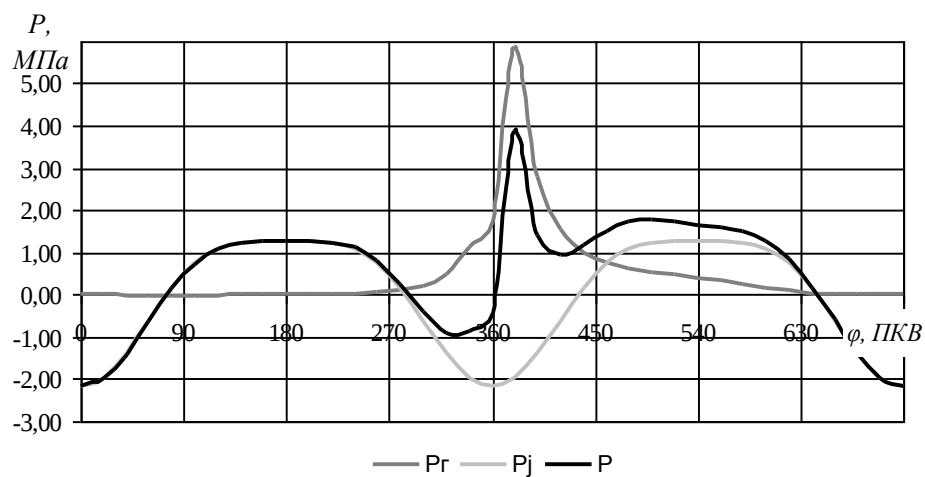


Рисунок 2.9 – Кривые удельных сил P_r , P_j и P

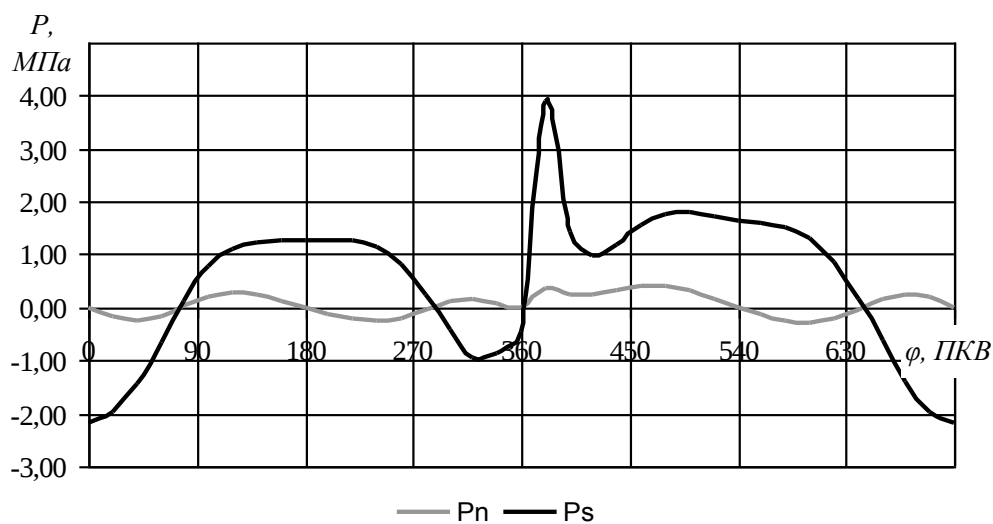


Рисунок 2.10 – Кривые удельных сил P_s и P_n

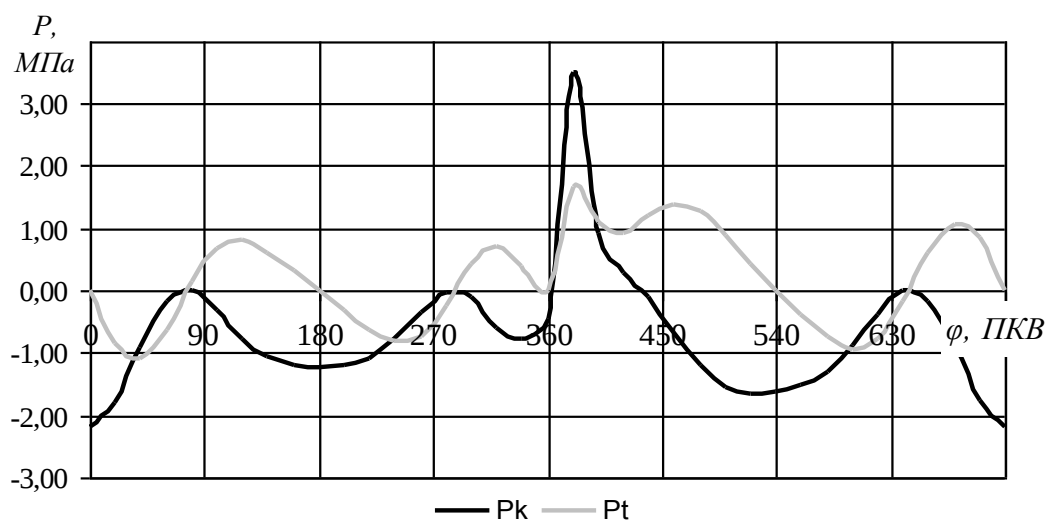


Рисунок 2.11 – Кривые удельных сил P_k и P_t

Таблица 2.5.2 – Суммирование крутящих моментов

φ^0	№ цилиндра									
	1-й цилиндр		2-й цилиндр		3-й цилиндр		4-й цилиндр			
	φ^0 криво- шипа	Мкр, ц, Н* _М	φ^0 криво- шипа	Мкр, ц, Н* _М	φ^0 криво- шипа	Мкр, ц, Н* _М	φ^0 криво- шипа	Мкр, ц, Н* _М		
0	0	0,0	180	0,0	360	0,0	540	0,0	0,0	261
20	20	-313,6	200	-117,2	380	613,6	560	-146,9	35,7	
40	40	-405,0	220	-230,6	400	400,1	580	-275,3	-510,9	
60	60	-231,9	240	-303,8	420	339,4	600	-345,7	-542,2	
80	80	49,2	260	-268,5	440	438,7	620	-287,0	-67,6	
100	100	250,2	280	-88,5	460	513,1	640	-61,2	613,7	
120	120	296,0	300	154,1	480	469,1	660	220,5	1139,8	
140	140	228,1	320	266,6	500	331,2	680	395,9	1222,0	
160	160	116,6	340	137,2	520	161,0	700	311,1	726,0	
180	180	0,0	360	0,0	540	0,0	720	0,0	0,0	

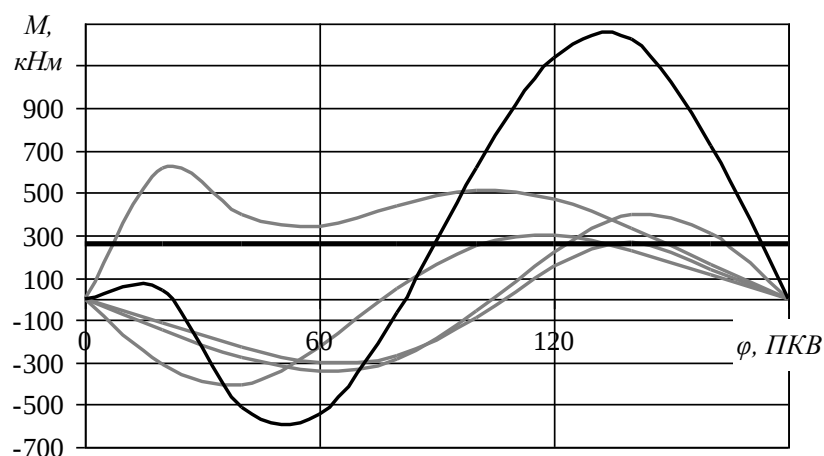


Рисунок 2.12 – Крутящие моменты цилиндров.

Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала двигателя.

Для проведения расчета результирующей силы, действующей на шатунную шейку рядного двигателя, составляется таблица 2.5.3.

Суммарная сила, действующая на шатунную шейку по радиусу кривошипа:

$$P_K = K + K_{R_{ш}} \text{ кН} \quad (2.5.27)$$

$$K = p_k \cdot F_{п} \text{ кН}. \quad (2.5.27)$$

Результирующая сила $R_{ш,ш}$, действующая на шатунную шейку, подсчитывается графическим сложением векторов сил T и P_K :

$$R_{ш,ш} = \sqrt{T^2 + P_K^2}$$

Значения $R_{ш.ш}$ для различных φ заносятся в таблицу и по ним строится диаграмма в прямоугольных координатах (рисунок 2.13) и полярная диаграмма (рисунок 2.14).

$$R_{ш.ш.ср} = 26,99 \text{ кН}$$

$$R_{ш.ш.маx} = 36,51 \text{ кН}, \quad R_{ш.ш.миn} = 12,46 \text{ кН}$$

Таблица 2.5.3 – Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала.

φ°	p_k , МПа	p_t , МПа	K , кН	T , кН	P_k , кН	$R_{шш}$, кН
0	-2,180	0,000	-17,12	0,00	-25,92	25,92
20	-1,792	-0,850	-14,08	-6,67	-22,88	23,83
40	-0,917	-1,097	-7,20	-8,62	-16,01	18,18
60	-0,184	-0,628	-1,44	-4,94	-10,25	11,38
80	-0,013	0,133	-0,10	1,05	-8,91	8,97
100	-0,325	0,678	-2,55	5,33	-11,36	12,54
120	-0,766	0,802	-6,02	6,30	-14,82	16,10
140	-1,076	0,618	-8,45	4,85	-17,25	17,92
160	-1,210	0,316	-9,50	2,48	-18,31	18,47
180	-1,242	0,000	-9,75	0,00	-18,56	18,56
200	-1,216	-0,318	-9,55	-2,49	-18,36	18,53
220	-1,088	-0,625	-8,54	-4,91	-17,35	18,03
240	-0,786	-0,823	-6,18	-6,47	-14,98	16,32
260	-0,349	-0,728	-2,74	-5,71	-11,54	12,88
280	-0,024	-0,240	-0,19	-1,88	-8,99	9,18
300	-0,122	0,418	-0,96	3,28	-9,76	10,30
320	-0,604	0,722	-4,74	5,67	-13,55	14,69
340	-0,785	0,372	-6,16	2,92	-14,97	15,25
360	-0,442	0,000	-3,47	0,00	-12,28	12,28
380	3,507	1,662	27,54	13,06	18,74	22,84
400	0,906	1,084	7,11	8,51	-1,69	8,68
420	0,269	0,920	2,11	7,22	-6,69	9,85
440	-0,117	1,189	-0,92	9,34	-9,72	13,48
460	-0,666	1,390	-5,23	10,92	-14,04	17,78
480	-1,214	1,271	-9,53	9,98	-18,34	20,88
500	-1,562	0,897	-12,27	7,05	-21,07	22,22
520	-1,670	0,436	-13,12	3,43	-21,92	22,19
540	-1,638	0,000	-12,86	0,00	-21,67	21,67
560	-1,525	-0,398	-11,97	-3,13	-20,78	21,01
580	-1,298	-0,746	-10,20	-5,86	-19,00	19,88
600	-0,895	-0,937	-7,03	-7,36	-15,83	17,46
620	-0,373	-0,778	-2,93	-6,11	-11,73	13,23
640	-0,016	-0,166	-0,13	-1,30	-8,93	9,03
660	-0,175	0,597	-1,37	4,69	-10,18	11,21
680	-0,896	1,073	-7,04	8,42	-15,84	17,94
700	-1,778	0,843	-13,96	6,62	-22,77	23,71
720	-2,180	0,000	-17,12	0,00	-25,92	25,92

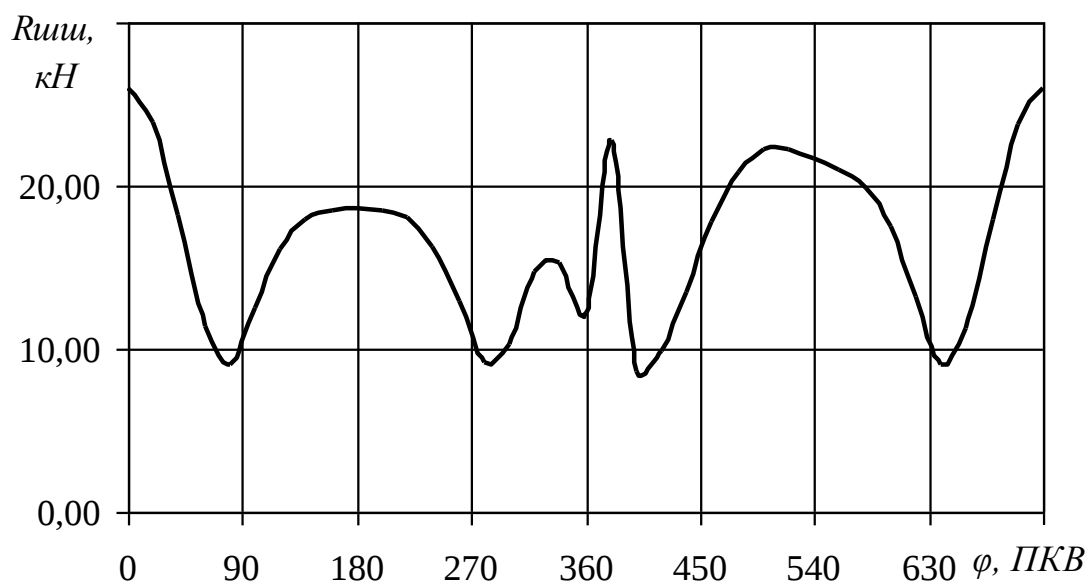


Рисунок 2.13 – Диаграмма нагрузки на шатунную шейку

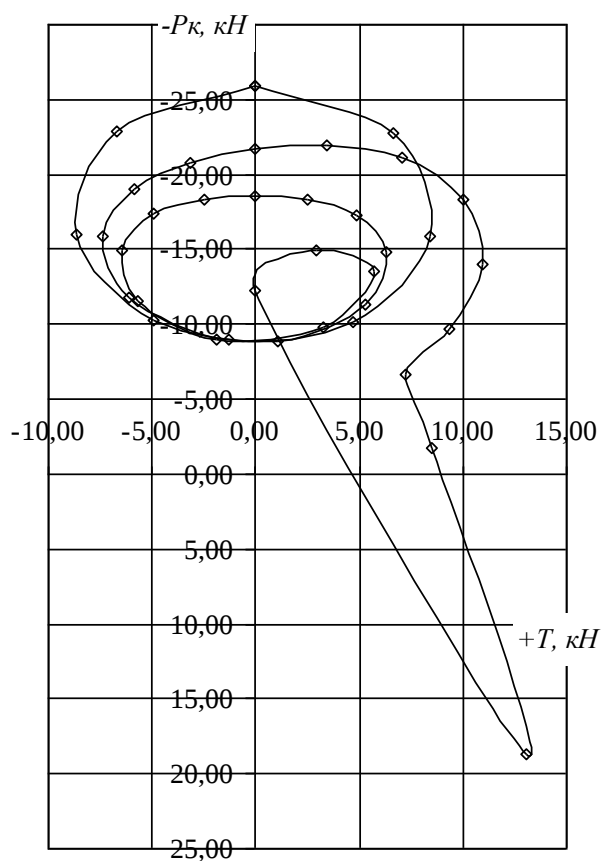


Рисунок 2.14 – Диаграмма нагрузки на шатунную шейку

Силы, действующие на колено коленчатого вала двигателя.

Суммарная сила, действующая на колено вала по радиусу кривошипа:

$$K_{pe} = P_K + K_{Re} = P_K - 12,92 \quad (2.5.28)$$

Результирующая сила, действующая на колено вала

$$\bar{R}_e = \bar{R}_{0,0} + \bar{K}_{pe} \quad (2.5.29)$$

определяется по диаграмме $R_{ш.ш.}$.

Силы, действующие на коренные шейки коленчатого вала двигателя.

Порядок работы цилиндров двигателя 1-3-4-2. Коленчатый вал двигателя является полноопорным. Кривошипы расположены под углом $\gamma_k = 180^\circ$ (рисунок 2.15).

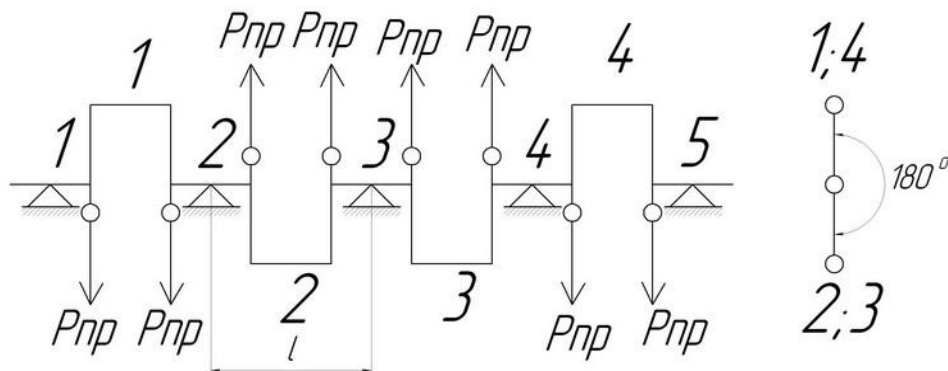


Рисунок 2.15 – Порядок работы двигателя и схема коленчатого вала.

Сила, действующая на первую коренную шейку: $R_{к.ш1} = -0,5R_{к1}$. Изменение силы $R_{к.ш1}$ в зависимости от φ показывает полярная диаграмма R_k , но повернутая на 180° и в масштабе $M_p = 0,5 \cdot M_p = 0,5 \cdot 0,1 = 0,05$ кН в мм.

Сила, действующая на вторую коренную шейку определяется как:

$$R_{к.ш2} = \sqrt{T_{к2}^2 + K_{к2}^2} \quad (2.5.30)$$

где

$$\begin{aligned} T_{к2} &= -0,5 \cdot (T_1 + T_2 \cdot \cos \gamma_{к(-2)} - K_{ркк} \cdot \sin \gamma_{к(-2)}) \\ &= -0,5 \cdot (T_1 + T_2 \cdot \cos 180 - K_{ркк} \cdot \sin 180) = -0,5 \cdot (T_1 - T_2) \\ K_{к2} &= -0,5 \cdot (K_{ркк} + T_2 \cdot \sin \gamma_{к(-2)} + K_{ркк} \cdot \cos \gamma_{к(-2)}) \\ &= -0,5 \cdot (K_{ркк} + T_2 \cdot \sin 180 + K_{ркк} \cdot \cos 180) = -0,5 \cdot (K_{ркк} - K_{ркк}) \end{aligned}$$

Сила, действующая на третью коренную шейку определяется как:

$$R_{к.ш3} = \sqrt{T_{к3}^2 + K_{к3}^2}, \quad (2.5.31)$$

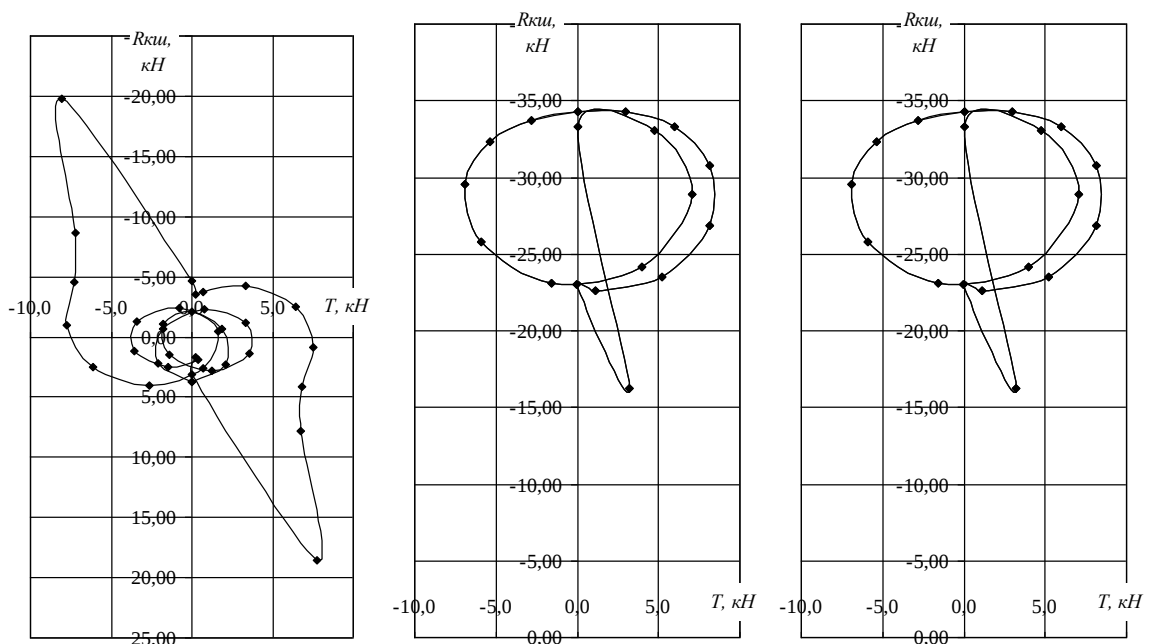
$$T_{к3} = -0,5 \cdot (T_2 + T_3 \cdot \cos \gamma_{к-3} - K_{ркк} \cdot \sin \gamma_{к-3}) =$$

$$= -0,5 \cdot (T_2 + T_3 \cdot \cos 0 - K_{ркк} \cdot \sin 0) = 0,5 \cdot (T_2 + T_3)$$

где $K_{к2} = -0,5 \cdot (K_{ркк} + T_3 \cdot \sin \gamma_{к-3} + K_{ркк} \cdot \cos \gamma_{к-3}) \cos \gamma_{к-2} =$

$$= -0,5 \cdot (K_{ркк} + T_3 \cdot \sin 0 + K_{ркк} \cdot \cos 0) \cos 180 = 0,5 \cdot (K_{ркк} + K_{рк3})$$

Расчет сил $R_{к.ш1}$, $R_{к.ш2}$, $R_{к.ш3}$ приведена в приложении А. По данным таблицы строятся полярные диаграммы нагрузок на шейки коленчатого вала двигателя в прямоугольных координатах.



а) коренная шейка №1, б) коренная шейка №2, в) коренная шейка №3

Рисунок 2.16 – Диаграмма нагрузки на коренные шейки двигателя

2.6 Уравновешивание кривошипно-шатунного механизма двигателя

Порядок работы цилиндров двигателя - 1-3-4-2. Промежутки между вспышками равны 180 градусам. Коленчатый вал двигателя имеет кривошипы, расположенные под углом 180 градусов.

Центробежные силы инерции и их моменты полностью уравновешены:

$$\sum K_R = 0; \sum M_R = 0 \quad (2.6.1)$$

Силы инерции первого порядка и их моменты уравновешены:

$$\sum P_{j1} = 0; \sum M_{j1} = 0 \quad (2.6.2)$$

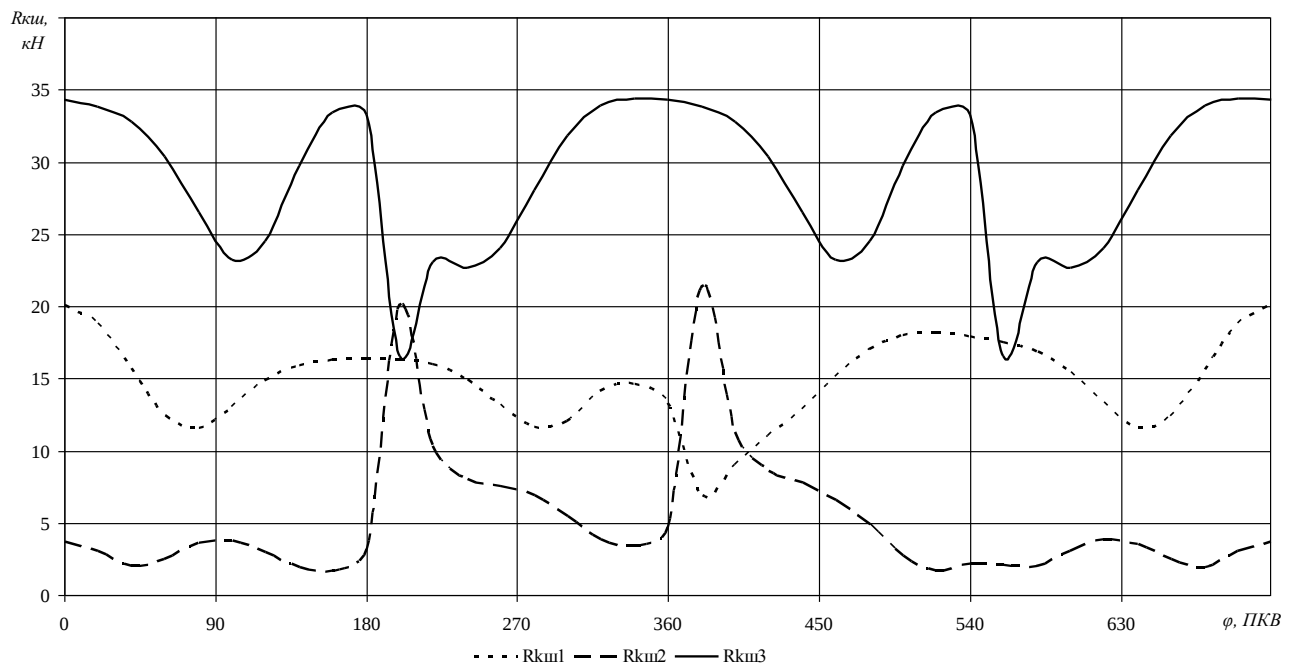


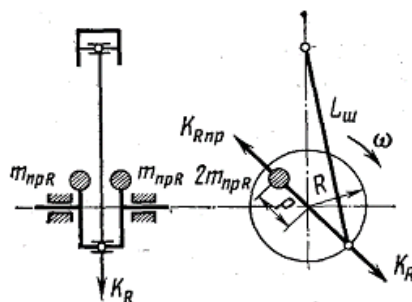
Рисунок 2.17 – Развернутая диаграмма нагрузки на коренные шейки

Силы инерции второго порядка цилиндров направлены в одну сторону и не уравновешены:

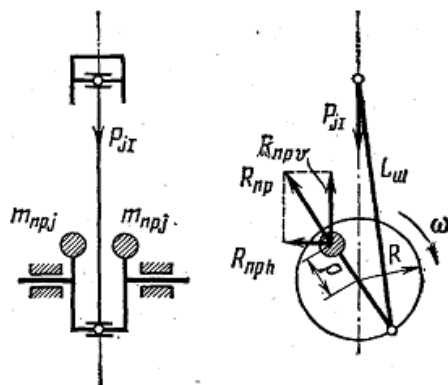
$$\sum P_{jII} = 4P_{jII} = 4 \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi. \quad (2.6.3)$$

Моменты от сил инерции второго порядка в связи с зеркальным расположением цилиндров полностью уравновешены: $\sum M_{jII} = 0$.

а)



б)



а) Схема уравновешивания центробежных сил инерции

б) Схема переноса действия силы инерции первого порядка

Рисунок 2.18 – Силы действующие в КШМ

«Силы инерции 2-го порядка можно уравновесить только с помощью дополнительных валов. Однако использование дополнительных валов усложнит конструкцию двигателя, поэтому силы инерции 2-го порядка оставим неуравновешенными» [1,2].

Для снижения нагрузки на коренные шейки коленчатого вала установим противовесы на продолжении щек.

$m_R = 1,63 \text{ кг}$, - массы, совершающие вращательное движение.

$K_{Rш} = -8,03 \text{ кН}$ - центробежные силы инерции вращающихся масс шатуна;

$K_{Rк} = -12,92 \text{ кН}$ - центробежные силы инерции вращающихся масс кривошипа;

$$m_{прR} = \frac{-(K_{Rш} + K_{Rк})}{2 \cdot \rho \cdot \frac{\pi \cdot N_n}{30}} = \frac{-(8,80 - 14,16)}{2 \cdot 42 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{3,14 \cdot 4000}{30}} = 2,02 \text{ кг}$$

Равномерность крутящего момента и равномерность хода двигателя

$$\begin{aligned} \mu &= (M_{кр \max} - M_{кр \min}) / M_{кр.ср} = \\ &= (1222 - (-542)) / 261 = 6,74. \end{aligned}$$

Равномерность хода двигателя принимается равной $\delta = 0,01$.

3 Специальная часть

3.1 Система охлаждения двигателя с электронным управлением привода насоса охлаждающей жидкости

«Система охлаждения обеспечивает поддержание оптимальной температуры деталей двигателя не зависимо от режима его работы. Превышение критических значений температуры деталей двигателя может привести к потери работоспособности двигателя в целом» [7,10]. Работа системы охлаждения оказывает значительное влияние на ресурс и надежность работы двигателя. В этой связи к системе охлаждения предъявляют повышенные требования по ее надежности и безотказности.

Одним из основных элементов системы охлаждения является насос, который служит для подачи хладагента (охлаждающей жидкости) нагретым к поверхностям деталей. Сегодня в большинстве случаев используется механический привод таких насосов обычно от коленчатого вала двигателя. Однако, такой подход имеет ряд недостатков. В частности, расходная характеристика насоса охлаждающей жидкости напрямую зависит от частоты вращения коленчатого вала, что в отдельных случаях приводит к невозможности поддержания оптимальной температуры деталей двигателя. Это приводит к необходимости использования дополнительных элементов в системе охлаждения, например дополнительные контуры охлаждения и систем для их регулирования, а также необходимость влиять на рабочий процесс двигателя для снижения температуры цикла двигателя путем изменения углов опережения зажигания и состава смеси, что в свою очередь оказывает влияние, как на экономичность двигателя, так и на его экологические показатели, и как следствие этого приводит к:

- перерасходу энергии на отдельных режимах работы двигателя;
- снижению ресурса и надежности двигателя;
- снижению экономических и экологических показателей двигателя;

и т.д.

Указанные недостатки, можно устранить путем применения электронного управления приводом насоса охлаждающей жидкости. Принципиальная схема электропривода представлена на рисунке 3.3.

«Существенным для эффективной работы, предлагаемой системы является точность определения температурного состояния двигателя» [26].

Особенно сильно на экологические и экономические характеристики работы ДВС сказываются режимы пуска и прогрева.

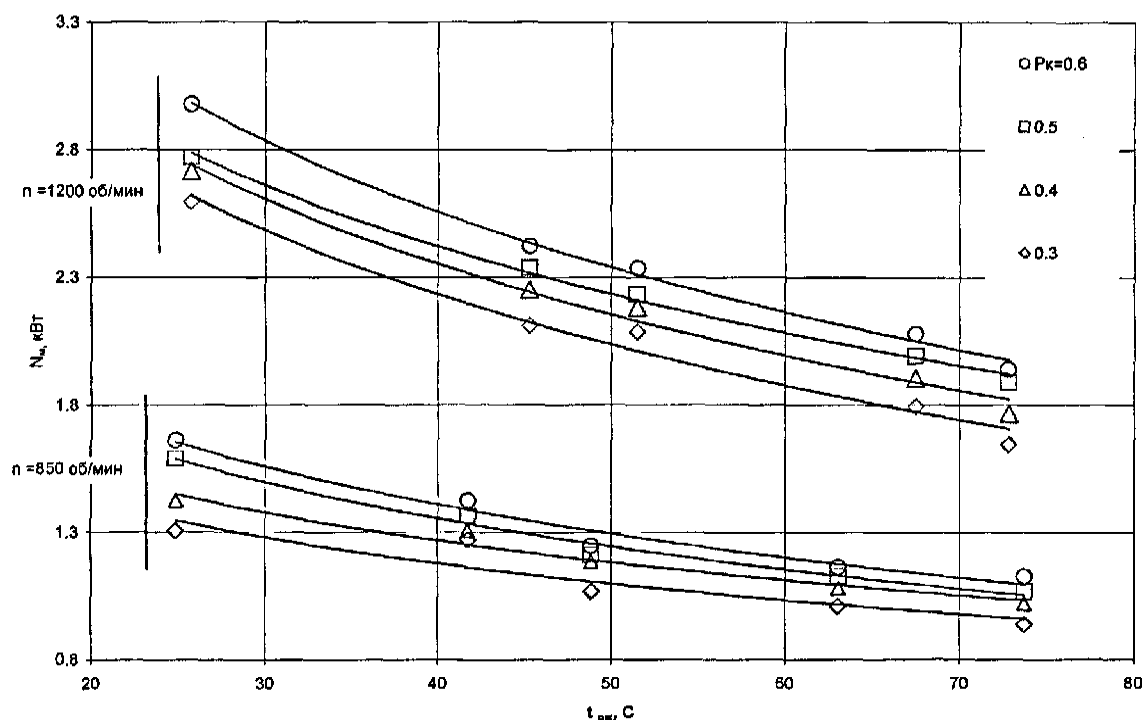
«Режим пуска - под режимом пуска понимается период с момента начала проворачивания коленчатого вала стартером двигателя, до момента при котором обеспечивается гарантированное самостоятельное вращение коленчатого вала при температуре окружающей среды» [27].

«Режим прогрева - под режимом прогрева понимается работа двигателя в период, когда температура охлаждающей жидкости изменяется от начальной температуры до рабочей температуры двигателя. Режим прогрева двигателя следует сразу за режимом пуска» [27].

Режимы пуска и прогрева являются наиболее неблагоприятными режимами как с позиции температурного режима работы двигателя, так и с точки зрения экологичности. По различным оценкам на указанные режимы работы приходится до 70% всех токсичных выбросов. Кроме этого, режимы пуска прогрева характеризуются повышенными затратами на механические потери, в частности работа затрачиваемая на трение при температуре двигателя 20 °С почти в 2,5 раза больше работы затрачиваемой работы на трение при рабочей температуре двигателя. Для иллюстрации на рисунке 3.1 представлено изменение мощность механических потерь в ДВС в зависимости от температуры охлаждающей жидкости.

Из рисунка 3.1 видно, что изменение мощности механических потерь изменяется нелинейно. Таким образом, для обеспечения более точной цикловой подачи топлива на режиме прогрева ДВС необходимы дополнительные мероприятия по установлению текущего теплового

состояния двигателя. Кроме этого, следует отметить, что существующие датчики температуры охлаждающей жидкости, используемые в ЭСУД ДВС позволяют измерять температуру с точностью до 5 °С. Как видно из рисунка 3.1 изменение температуры на 5 °С приводит к неточности цикловой подачи на 10 – 30 % в зависимости



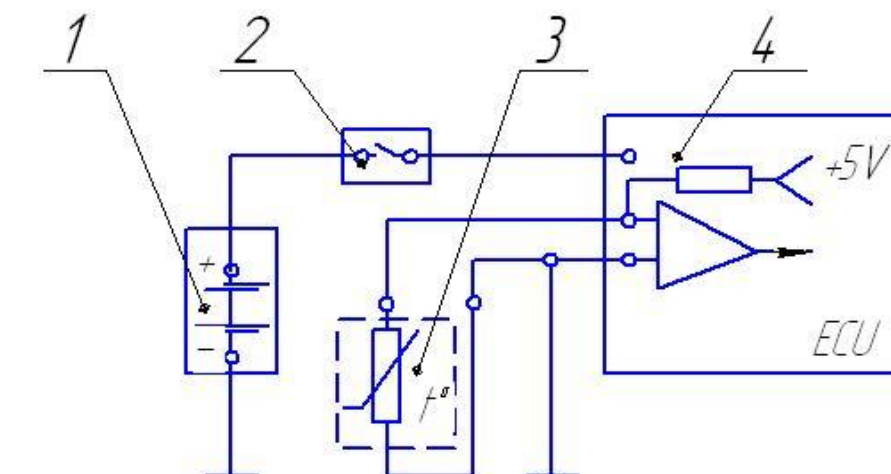
P_k - разрежение во впускном трубопроводе;
 n - частота вращения коленчатого вала двигателя.

Рисунок 3.1—Типовая зависимость механических потерь (N_M) от температуры охлаждающей жидкости двигателя ($t_{ож}$)

от температуры и частоты вращения коленчатого вала.

Возможным способом устранения рассмотренного выше недостатка может являться установка на двигатель системы позволяющей обеспечивать интенсивный прогрев двигателя. К таким системам относится система электронного управления включением насоса охлаждающей жидкости. Для этого с систему охлаждения предлагается оснастить электромагнитной муфтой включения НОЖ, а также дополнительно установить датчик температуры охлаждающей жидкости ДТОЖ2 и датчик температуры масла

ДТМ. В качестве датчиков температуры применяются терморезисторы с отрицательным температурным коэффициентом.



1 – аккумуляторная батарея; 2 – выключатель зажигания;
3 - терморезистор; 4 – электронный блок управления

Рисунок 3.2 - Схема включения датчика температуры, в качестве чувствительного элемента которого применяется терморезистор.

На рисунке 3.2 представлена принципиальная схема подключения датчика. Датчик температуры шунтирует опорное напряжение, вследствие чего, значение напряжения на датчике оказывается меньшим опорного. С увеличением температуры, сопротивление датчика уменьшается и, соответственно, уменьшается напряжение на датчике. По величине напряжения блок управления двигателем рассчитывает текущее значение температуры.

На рисунке 3.3 представлена зависимость сопротивление датчика от текущей температуры.

Наличие дополнительных датчиков позволяет более точно оценивать температурное состояние силовой установки.

Включение НОЖ осуществляется по специальному алгоритму с помощью электромагнитной муфты. Алгоритм работы следующий. При пуске двигателя, когда его температура ниже рабочей, НОЖ не работает, т.к. муфта отключена. По достижению температуры охлаждающей жидкости и

масла (определяемые по дополнительным датчикам) значений близких к значениям рабочей температуры, муфта начинает включаться с определенными интервалами. Это необходимо для равномерного прогрева элементов двигателя. При достижении рабочей температуры муфта включается на постоянный режим и система охлаждения работает как стандартная. Аналогичные системы и оценка эффективности использования электрического привода НОЖ рассмотрены в [29].

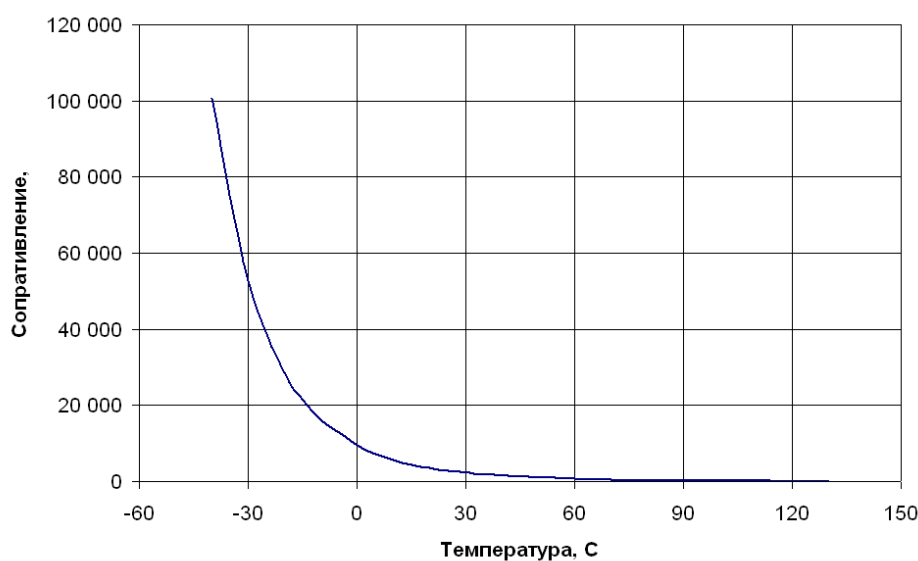


Рисунок 3.3 - Характеристика датчика температуры

«Система охлаждения двигателя ЗМЗ-409 - жидкостная, закрытая, с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости» [15]. Схема системы охлаждения представлена на рисунке 3.4.

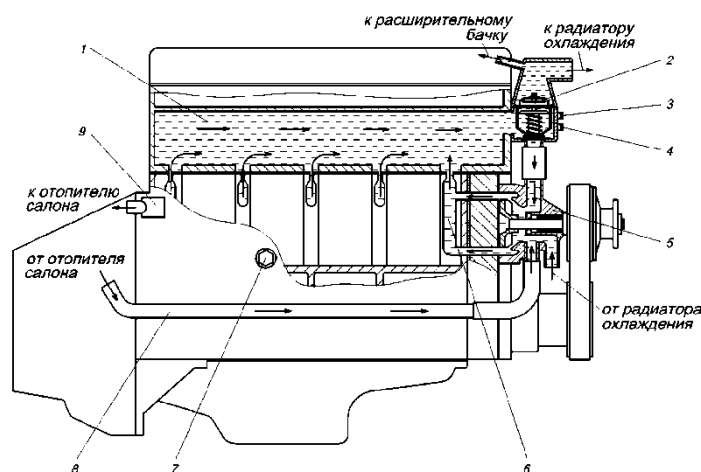


Рисунок 3.4 – Система охлаждения двигателя ЗМЗ-409.10

Система охлаждения состоит из следующих элементов:

- 1 – рубашка охлаждения головки блока цилиндров;
- 2 – термостата;
- 3 – (ДТОЖ) датчика температуры ОЖ системы управления;
- 4 – датчик сигнализатора перегрева ОЖ;
- 5 –насос охлаждающей жидкости с электромагнитной муфтой;
- 6 - рубашка охлаждения блока цилиндров;
- 7 – пробка сливная;
- 8 - трубка отопителя;
- 9 - патрубок отопителя.

Движение охлаждающей жидкости в системе создается центробежным НОЖ, приводимым от коленчатого вала. Насос подает жидкость в рубашку охлаждения блока цилиндров, откуда жидкость поступает головку блока цилиндров и далее в корпус термостата. Термостат автоматически регулирует подачу охлаждающей жидкости в радиатор в зависимости от её температуры. Через специальный штуцер крышка термостата соединена с расширительным бачком, куда отводится воздух при заполнении системы и возникающий в системе охлаждения пар.

Оптимальный температурный режим охлаждающей жидкости двигателя лежит в диапазоне 80 – 90 °С. Контроль температурного состояния двигателя осуществляется по указателю температуры [15].

НОЖ (рисунок 3.5) – центробежного типа, с электромагнитной муфтой привода. На передней части корпуса НОЖ установлена катушка электромагнита электромагнитной муфты. При отсутствии напряжения на электромагните ступица вместе с ведомым диском разъединена со шкивом привода НОЖ и вращается свободно. При подаче напряжения на электромагнит ведомый диск притягивается к шкиву и ступица начинает вращаться совместно со шкивом привода НОЖ. Когда напряжение с электромагнита муфты снимается, пластинчатые пружины отводят диск от шкива, разъединяя ступицу и шкив. Подача напряжения на электромагнит

муфты происходит по сигналу с блока управления двигателем (ЭСУД) через реле.

При повышении температуры охлаждающей жидкости свыше плюс $93 \pm 2^\circ\text{C}$, выключение - при снижении ниже плюс $91 \pm 2^\circ\text{C}$ [15].

Основные параметры электромагнитной муфты:

1. Напряжение питания муфты 10,8 -15,0 В.
2. Минимальное напряжение срабатывания - 10 В.
3. Зазор между ведомым диском и шкивом 0,2 - 0,5 мм.

Водяной насос с электромагнитной муфтой является неремонтируемым изделием.

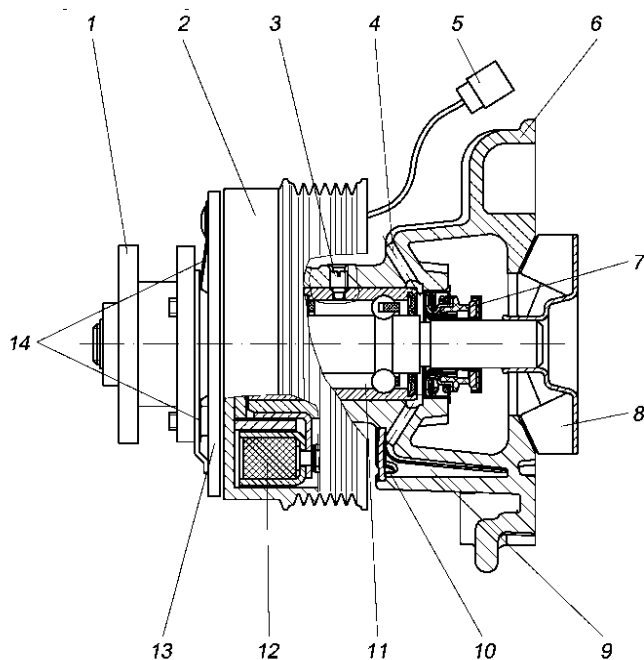


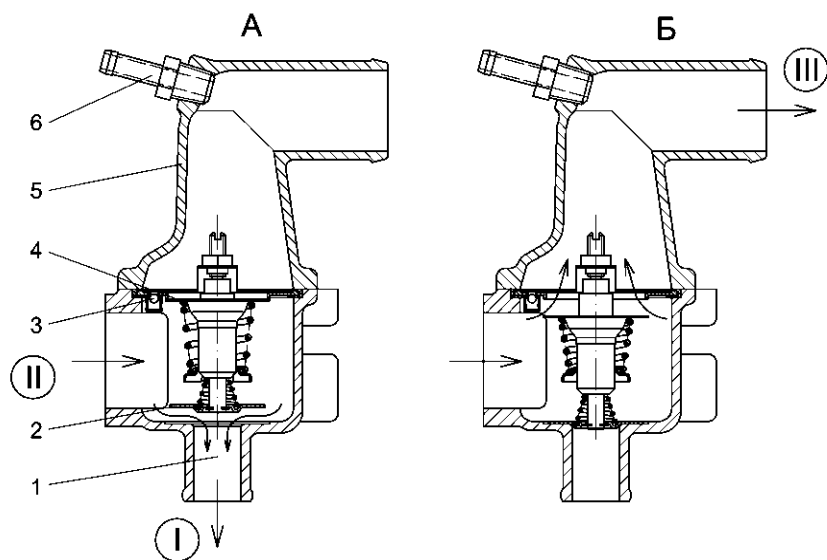
Рисунок 3.5 - Водяной насос с электромагнитной муфтой

На рисунке 3.3 приняты следующие обозначения:

- 1 - ступица осевого вентилятора охлаждения;
- 2 – шкив привода НОЖ;
- 3 - фиксатор подшипника;
- 4 - отверстие для жидкости;
- 5 – колодка управления и питания муфты;

- 6 - корпус НОЖ;
- 7 – сальниковое уплотнение;
- 8 – крыльчатка НОЖ;
- 9 - дренажная полость;
- 10 – отверстие контрольное;
- 11 – подшипник;
- 12 - катушка электромагнита электромагнитной муфты;
- 13 - ведомый диск;
- 14 - пластинчатые пружины.

Привод осуществляется поликлиновым ремнем типа 6РК 1275 от шкива коленчатого вала двигателя. Передаточное число привода водяного насоса равно двум. Натяжение ремня осуществляется автоматическим натяжным устройством.



А - термостат закрыт; Б - термостат открыт; I - в водяной насос; II - из рубашки охлаждения головки цилиндров; III - в радиатор

Рисунок 3.6 - Схема работы термостата

На рисунке 3.6 используются следующие обозначения:

- 1 – патрубок перепускной;
- 2 - клапан перепускной;

- 3 - клапан дренажный;
- 4 - клапан основной;
- 5 - крышка термостата;
- 6 - штуцер.

«Термостат – с твердым наполнителем, двухклапанный, с автоматическим дренажным клапаном ТС 107-05, ТР 2-01 или ТА 107-05. Термостат расположен в алюминиевом корпусе, установленном на выходном отверстии рубашки охлаждения головки цилиндров, и соединен шлангами с водяным насосом, радиатором и расширительным бачком. Термостат автоматически поддерживает необходимую температуру охлаждающей жидкости в двигателе, отключая и включая циркуляцию жидкости по большому кругу через радиатор» [15]. Работа термостата показана на рисунке 3.6

При температуре двигателя ниже рабочей основной клапан термостата закрыт и вся охлаждающая жидкость циркулирует через перепускной клапан. При прогреве двигателя до температуры плюс 82 ± 2 °С основной клапан термостата начинает открываться, а перепускной - закрываться. При этом часть охлаждающей жидкости начинает циркулировать по большому кругу через радиатор охлаждения. При достижении температуры плюс 97 ± 2 °С основной клапан открывается полностью на величину 8,5 мм, перепускной клапан закрывается и вся охлаждающая жидкость циркулирует по большому кругу через радиатор.

3.2 Расчет системы охлаждения двигателя

«Охлаждение двигателя применяется в целях принудительного отвода тепла от нагретых деталей для обеспечения оптимального теплового состояния двигателя и его нормальной работы» [1]. Большую часть отводимого тепла воспринимается системой охлаждения, меньшая - системой смазки и непосредственно окружающей средой. В качестве жидкого охлаждающего вещества используют высококипящие жидкости на основе

этиленгликоля и др. Расчет основных конструктивных элементов системы охлаждения производится исходя из количества тепла, отводимого от двигателя в единицу времени по результатам теплового баланса двигателя.

На основании данных испытаний двигателей жидкостного охлаждения различных типов удельное количество теплоты $q_{охл}$ [кДж/(кВт ч)] имеет, примерно, следующие значения:

- двигатели с принудительным зажиганием.....2840-5700[кДж/(кВтч)];
- дизели быстроходные.....2270-3700 [кДж/(кВт ч)];
- дизели тихоходные.....1890-3130[кДж/(кВт ч)].

Меньшие значения относятся к быстроходным двигателям с большими мощностями и с меньшей интенсивностью охлаждения, а также к двигателям с наддувом; большие - к двухтактным двигателям небольшой мощности. Эти величины от общего количества теплоты подведенной к двигателю с топливом, составляют соответственно примерно 18 - 35, 13,2 - 19,2 и 10 - 18,2%.

Количество теплоты Q , передаваемое от газов охлаждающему телу в единицу времени можно оценить по формуле:

$$Q = \alpha_{\Sigma} F_r (T_r - T_{охл}) / [1 + \delta \alpha_{\Sigma} / \lambda + \alpha_{\Sigma} F_r / (\alpha F_{охл})] \quad (3.2.1)$$

где α_{Σ} и α - средние за время теплообмена коэффициенты теплоотдачи соответственно от газов нагреваемой стенке и от стенки охлаждающему телу;

F_r и $F_{охл}$ - средние площади соответственно нагреваемой и охлаждаемой поверхностей;

T_r и $T_{охл}$ - средние температуры соответственно газов и охлаждающего тела;

λ и δ - соответственно средний коэффициент теплопроводности и толщина стенки.

Из уравнения видно, что количество передаваемой через стенку теплоты зависит от качества организации рабочего процесса, геометрических

размеров цилиндров двигателей, материала стенок и интенсивности охлаждения.

«Если материалы деталей камеры сгорания, цилиндропоршневой группы, а также характеристики масла способны выдерживать «относительно» высокие температуры, то для повышения топливной экономичности двигателей необходимо снижать теплоотвод в охлаждающую среду. Снизить теплоотвод в охлаждающую среду можно, например, путем повышения температуры охлаждающего тела, уменьшением площади воспринимающей теплоту и охлаждаемых поверхностей, коэффициентом теплоотдачи» [28].

Если коэффициенты теплоотдачи α_{Σ} и $\alpha_{\text{вх}}$ входящие в выражение (1), то для проектируемых ДВС можно использовать следующую формулу:

$$q_{\text{охл}} = 3,6 \text{ ci} D^{(1+2m)} n^m / \alpha \quad (3.2.2)$$

Количество теплоты, отданной единицей поверхности стенки охлаждающей среде за единицу времени, определится по закону Ньютона:

$$q = \alpha_{\text{охл}} t_{\text{СТ2}} - t_{\text{ж}} , \quad (3.2.3)$$

где q - удельный тепловой поток;

$\alpha_{\text{охл}}$ - коэффициент теплоотдачи в жидкость;

$t_{\text{СТ2}}$ - охлаждаемая поверхность стенки;

$t_{\text{ж}}$ - температура жидкости

До недавнего времени нередко интенсивность теплообмена в полости охлаждения цилиндра оценивают по эмпирической формуле Зоннекена:

$$\alpha_{\text{охл}} = \alpha_0 - c \omega^m = 1,16(300 + 1800\sqrt{\omega}) , \text{ кВт/м}^2 \text{ К.} \quad (3.2.4)$$

где α_0 - коэффициент теплоотдачи при естественной конвекции;

ω - скорость движения охлаждающей жидкости;

m – коэффициент пропорциональности.

Очевидно, что приведенная формула не отражает с достаточной полнотой физическую сущность процесса.

В современных форсированных двигателях условия теплообмена в рубашке охлаждения цилиндра в значительной степени изменились: охлаждающая жидкость повышенной с температурой более 90°С омывает вибрирующую с большой частотой нагретую до высокой температуры поверхность. Нередко в отдельных зонах охлаждаемой поверхности, а иногда и на большей ее части наблюдается поверхностное кипение. Поверхностное кипение наблюдается при сравнительно низкой температуре основного потока охлаждающей жидкости и температуре теплоотдающей поверхности, превышающей температуру кипения соответствующую давлению в зарубашечном пространстве.

Таким образом, при рассмотрении условий теплоотдачи от стенки цилиндра в охлаждающую ее воду следует иметь в виду возможность двух видов теплообмена: при отсутствии и при наличии изменения агрегатного состояния.

В случае теплообмена без изменения агрегатного состояния коэффициент теплоотдачи в охлаждающую жидкость $\alpha_{охл}$ является функцией следующих определяющих параметров:

$$\alpha_{охл} = f(\omega, \mu, \lambda, c_p, \gamma', g, \beta, d, l, \Phi) \quad (3.2.5)$$

где ω - скорость охлаждающей жидкости;

μ, c_p, λ, β - коэффициент динамической вязкости, теплоемкость, коэффициенты теплопроводности и объемного расширения охлаждающей жидкости;

γ' - удельные веса охлаждающей жидкости;

d, l, Φ - геометрические размеры и форма теплоотдающей поверхности.

При отсутствии изменения агрегатного состояния, когда температура охлаждаемой поверхности ниже температуры насыщения охлаждающей жидкости, для расчета теплообмена можно рекомендовать формулу В. М. Бузника:

$$Nu = 0,017 Pe^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{0,18} \varepsilon_e \quad (3.2.6)$$

где Nu – критерий Нуссельта;

Pe – критерий Пекле;

Pr – критерий Прандтля;

d_1 и d_2 – внутренний и наружный диаметр кольцевого пространства рубашки охлаждения;

ε_e – поправочный коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине канала.

Образующиеся на поверхности при перегреве пристенного слоя воды пузырьки пара, отрываясь от неё попадают в относительно холодный основной поток и конденсируются. Как показывают исследования, полная конденсация пара происходит уже на глубине 3-6 мм от поверхности. Паросодержание в пристенном слое доходит до 50-60%.

В случае теплообмена при наличии поверхностного (пристенного) кипения функциональная зависимость коэффициента теплоотдачи в охлаждающую жидкость $\alpha_{охл}$ значительно усложняется по сравнению с теплообменом без изменения агрегатного состояния. При возникновении поверхностного (пристенного) кипения наблюдается резкое возрастание интенсивности теплообмена, что объясняется в основном не влиянием теплоты парообразования (r), а возмущающим действием пузырьков пара на пограничный слой, который в свою очередь уменьшается.

Из теплового баланса, количество тепла, отводимого от двигателя охлаждающей жидкостью полученного по результатам расчета теплового баланса:

Таблица 3.1 – Результаты расчета внешнего теплового баланса

$n, \text{мин}^{-1}$	1000	2000	2500	3000	4000
$Q_6, \text{Дж/с}$	30036,84	58772,48	76805,84	92865,37	107600,5
$q_6, \%$	31,62	32,50	33,66	33,83	29,37

Средняя теплоемкость воды: $c_{\text{воды}} = 4187 \text{ Дж/(кг К)}$

Средняя плотность жидкость (для расчета принимается вода): $\rho_{\text{ж}} = 1000$ кг/м³.

Температурный перепад при принудительной циркуляции: $\Delta T = 10$ °C

Циркуляционный расход охлаждающей жидкости в системе охлаждения:

$$G_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{воды}} \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot \Delta T} \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.2.7)$$

Расчетная производительность насоса, при условии, что коэффициент подачи составляет 0,8:

$$G_{\text{ж.р.}} = \frac{G_{\text{ж}}}{\eta_{\text{н}}} \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.2.8)$$

Таблица 3.2. Результаты расчета производительности НОЖ

$n, \text{ мин}^{-1}$	1000	2000	2500	3000	4000
$G_{\text{ж}} \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с}$	0,7174	1,404	1,834	2,218	2,570
$G_{\text{ж.р.}} \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с}$	0,8967	1,755	2,293	2,772	3,212

Напор, создаваемый НОЖ:

$$P_{\text{ж}} = 0,023 \cdot 4 \cdot V_h^{0.335} (1000 \cdot 60 G_{\text{ж.р.}})^2 \quad (3.2.9)$$

Мощность, потребляемая водяным насосом, Вт:

$$N_{\text{в.н.}} = \frac{G_{\text{ж.р.}} \cdot 1000 \cdot (0,0123 \cdot 4 \cdot V_h^{0.335} \cdot (1000 \cdot 60 \cdot G_{\text{ж.р.}})^2)}{\eta_{\text{м.н.}}} \quad (3.2.10)$$

Механический К.П.Д. водяного насоса 0,85.

Результаты расчетов по формулам 3.2.9 и 3.2.10 в виде графиков представлены на рисунках 3.7 – 3.8.

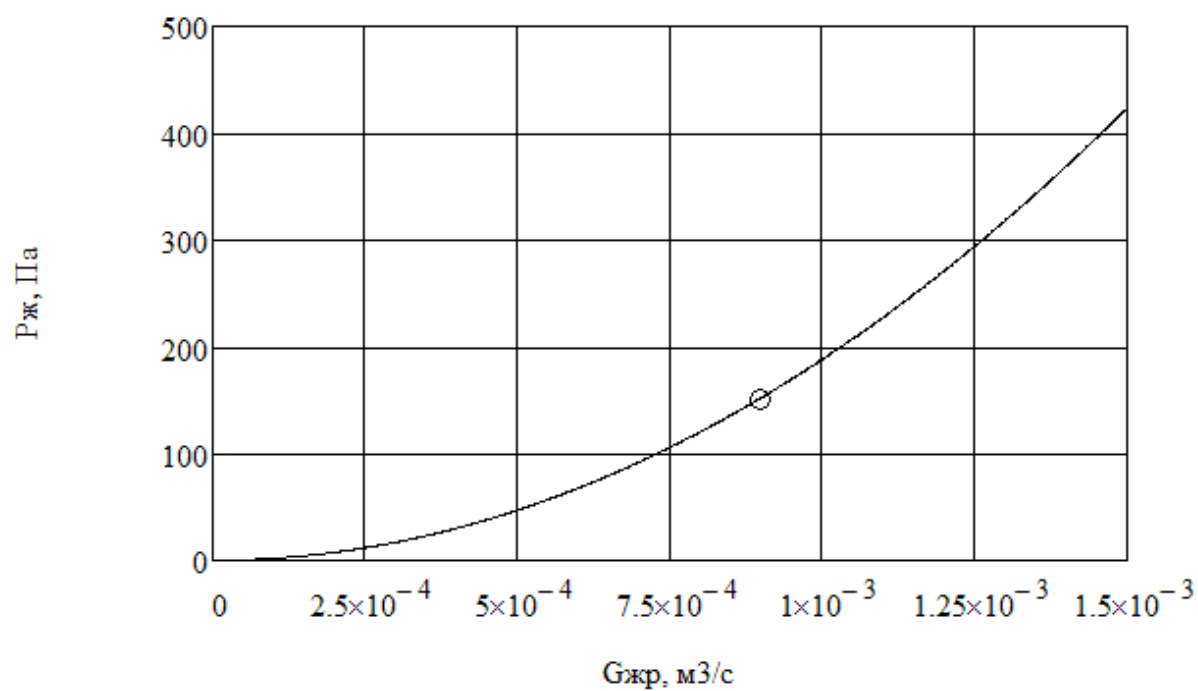


Рисунок 3.7 - Зависимость напора создаваемого насосом охлаждающей жидкости от расчетной производительности

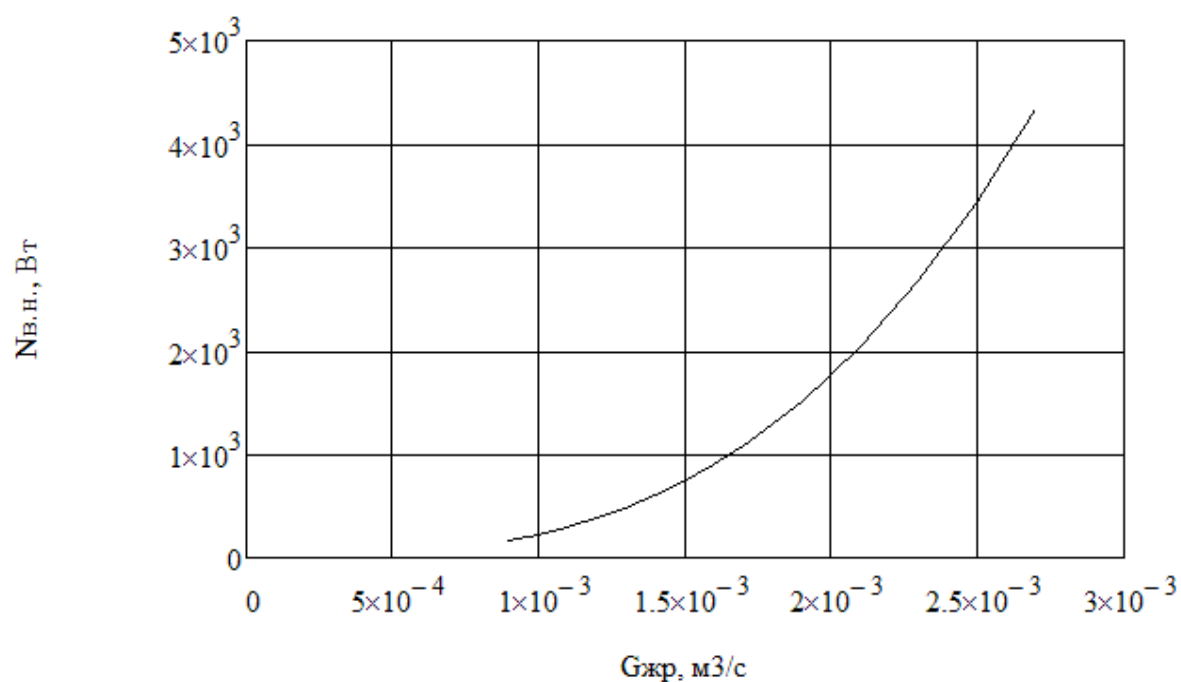


Рисунок 3.8 – Мощность, потребляемая насосом охлаждающей жидкости в зависимости от расчетной производительности

4 Безопасность и экологичность проекта

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) остаются наиболее применяемыми источниками энергии силовых установок на транспорте. При этом потребляя, как правило, углеводородное топливо, оказывают негативное влияние на окружающую среду. Негативное воздействие ДВС на окружающую среду не ограничивается только выбросами вредных веществ с отработавшими газами. Необходима оценка расходования сырьевых материалов, затрат энергии и негативного воздействия на окружающую среду на всех стадиях полного жизненного цикла ДВС, включая добычу сырья, производство энергии, конструкционных и эксплуатационных материалов, производство ДВС и эксплуатацию.

Для оценки уровня экологической безопасности любого изделия в мире разработаны специальные стандарты, содержащие описание основных принципов проведения оценки экологической безопасности по полному жизненному циклу. Указанные стандарты являются общими (рамочными), определяют только порядок и основные процедуры проведения исследований. К сожалению, сегодня отсутствуют методические материалы позволяющие провести однозначную оценку экологической безопасности использования ДВС.

Необходимо отметить, что основным потребителем ДВС являются компании выпускающие автомобили, поэтому в данном разделе рассматривается экологическая безопасность жизненного цикла ДВС в составе автомобиля.

4.1 Схема жизненного цикла автомобиля

Жизненный цикл автомобиля начинается с производства материалов, используемых для изготовления различных комплектующих. В настоящее время 67 % материалов составляют железосодержащие металлы, 10 % пластмассы, 6 % алюминий, 3 % прочие металлы, не содержащие железа,

остальное - стекло, каучук и краска. К производственным процессам также необходимо добавить влияние транспортных перевозок между различными промышленными предприятиями, оказывающих целый ряд воздействий на окружающую среду: расход природных ресурсов и энергии, выбросы в воздух и воду, твердые отходы.

Следующим этапом жизненного цикла является сборка и отделка автомобиля, осуществляемые заводом изготовителем.

Затем следует эксплуатация автомобиля. Это самая видимая часть жизненного цикла, характеризующаяся расходом топлива и загрязнением воздуха отработавшими газами.

Жизненный цикл автомобиля заканчивается его выводом из эксплуатации, начиная с отправления в отходы и до утилизации и рециклинга.

4.2 Экологические воздействия на окружающую среду в полном жизненном цикле автомобиля

Все этапы жизненного цикла автомобиля, сказываются на окружающей среде. Приведем несколько принципов, объясняющих механизмы этого взаимодействия.

Расход природных ресурсов оценивается на уровне полезных ископаемых, нефти или водных ресурсов. Природные ресурсы, задействованные в производстве автомобиля, и в частности ДВС - исчерпаемыми. Однако, в случае рассмотрения производства конструкционных материалов можно считать, что запасы руд и др. полезных ископаемых является достаточными несмотря на все пессимистические прогнозы. Поэтому возможно допустить, что рассматриваемая область не таит в себе угрозы для данной сферы, а именно производства исходных конструкционных материалов для производства как ДВС, так и для автомобиля в целом. Из этого следует, что в первом приближении этот фактор можно исключить из рассмотрения.

Кроме этого не будем детализировать вопросы, связанные с твердыми отходами. Общее количество твердых отходов постоянно возрастает, вследствие увеличения потребностей человечества. Однако сегодня интенсивно развиваются технологии рециклинга, вследствие чего по некоторым прогнозам в ближайшее будущее указанная проблема частично решается. Необходимо отметить, что указанные выше проблемы экологической безопасности являются отдельными научными проблемами и темой многих научных работ.

Универсальным показателем, характеризующим экологическую безопасность использования ДВС, можно считать расход энергии потребляемой единицей продукции в полном жизненном цикле.

Расход энергии является важным индикатором состояния окружающей среды, отражающим расход природных материалов и связанные с этим выбросы в атмосферу. Сгорание автомобильного топлива, являющегося продуктом, созданным на основе нефти, приводит к образованию углекислого газа CO_2 , оксидов азота NO_x , углеводородов CH и ряда других вредных веществ. Производство энергии, используемой в производстве, приводит к образованию подобных выбросов в атмосферу, особенно в случае теплоэлектростанций, равно как и при использовании тепловой энергии, например, для отопления. Эти выбросы в атмосферу являются самыми значительными, отражающимися на окружающей среде и могут выражаться в различных видах. Например, парниковый эффект, связанный главным образом с CO_2 или проблема озонового слоя в крупных городах, связанная с NO_x и летучими органическими соединениями. Оценка реальных последствий выбросов является сложной задачей, не имеющая сегодня точного решения.

4.3 Охлаждающая жидкость

«Антифризы - охлаждающие жидкости (ОЖ), не замерзающие при низкой температуре. Изготовители дают им собственные имена («Тосол»,

«Лена» и т.п.) и указывают температуру замерзания (ОЖ-40 до -40°C)» [16, 17].

Эксплуатационные свойства этих жидкостей могут быть разными и зависят от его состава. На западе термин «antifreeze» (антифриз) использовали для обозначения концентрата добавляемый к воде. Этот термин учитывает только морозозащитную роль этого продукта, и не отражает его функцию как теплообменной среды. В действительности состав охлаждающей жидкости включает в себя дополнительные добавки защищающие систему охлаждения двигателя от коррозии и повреждения при всех эксплуатационных условиях. Охлаждающая жидкость (ОЖ) обозначается термином «engine coolant concentrate» (дословно - «двигательный охладитель концентрированный») и охватывает все указанные выше условия и требования к охлаждающим жидкостям.

Одно из распространенных ОЖ является вода. Однако, в ней растворены соли и минералы которые губительно сказываются на состоянии системы охлаждения. Кроме этого недостатком воды как хладагента является ее превращение в лед при 0°C , что исключает ее использование в условиях отрицательных температур окружающей среды. Температура кипения воды при нормальных условиях составляет 100°C , при этом, процесс испарения в открытых системах начинается при температура значительно меньше 100°C , что также является отрицательным свойством. С целью увеличения температуры кипения, используют закрытые системы охлаждения. Однако, такой подход не решает задачи повышения эффективности СО, так как в системе возникает избыточное давление, которое не выдерживают ее элементы, такие как шланги, резиновые уплотнения и т.д.

Точку замерзания воды снижают, путем добавки в нее высококипящего глицерина. «Этиленгликоль - двухатомный спирт, бесцветная, вязкая, сладковатая на вкус жидкость с плотностью $1,112-1,113 \text{ г/см}^3$ при 20°C и температурой начала кипения около 195°C , замерзания $-12...13^{\circ}\text{C}$. Ядовит, раствор агрессивен к материалам деталей системы охлаждения» [17]. Для

устранения влияния на материалы системы охлаждения в ОЖ присутствует комплекс противокоррозионных, антивспенивающих и стабилизирующих присадок.

«Нормативные документы, нормирующие основные показатели ОЖ на основе этиленгликоля (концентрата, ОЖ-40, ОЖ-65): внешний вид, плотность, температуру начала кристаллизации, коррозионное воздействие на металлы, вспениваемость, набухание резины и т.д. - ГОСТ 28084-89» [22]. Однако, в указанном ГОСТе не оговаривается состав и концентрацию присадок, а также смешиваемость жидкостей. ГОСТов, регламентирующих срок службы антифриза и условия ресурсных испытаний, нет.

«Сертификация ОЖ добровольная, а поэтому необязательна. Технические требования к зарубежным концентратам ОЖ для легковых автомобилей и легких грузовиков отражены в нормативных документах ASTM D 3306 .ASTM D 3306 содержат перечень физико-химических свойств и эксплуатационных требований к антифризам со ссылками на соответствующие стандартные методы испытаний»[18].

Кроме общих стандартов многие изготовители автомобилей применяют свои спецификации с дополнительными требованиями. «Например, General Motors USA – Antifreeze Concentrate GM 1899-M, GM 6038-M или у концерна Volkswagen система нормативов G. Такие документы часто запрещают вводить в антифриз ингибиторы коррозии, содержащие нитриты, нитраты, амины, фосфаты, и оговаривают предельно допустимую концентрацию силикатов, хлоридов» [18].

При эксплуатации концентрация ингибиторов в жидкости постепенно снижается, теплопередача уменьшается, такой эффект называют старением ОЖ. Ресурс жидкости прямо зависит от ее качества и пробега автомобиля. Старение происходит особенно интенсивно, если в систему охлаждения попадают отработавшие газы или воздух. В эксплуатации плотность ОЖ можно проверить ареометром. Плотность косвенно указывает температуру начала кристаллизации (застывания) и кипения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенной работы была проведена оценка возможности совершенствования системы охлаждения двигателя ЗМЗ 409.10 за счет согласования работы насоса охлаждающей жидкости, электронного управления системы охлаждения. При этом были решены следующие задачи:

- выполнен анализ современного уровня техники;
- рассмотрены различные варианты решения поставленных в работе задач;
- проведены необходимые расчеты, позволившие оценить работоспособность предложенной системы охлаждения;

Получены следующие результаты:

- спроектирована система охлаждения;
- определены основные требования, предъявляемые к приводу насоса;
- использование системы позволяет увеличить ресурс двигателя, примерно, на 15-20 %, за счет снижения теплонапряженности элементов конструкции двигателя;
- уменьшается расход топлива примерно на 3-5%, вследствие уменьшения механических потерь и затрат полезной мощности на системы охлаждения и оптимального регулирования температурного состояния двигателя.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1980.
- 2 Двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н. Вырубов и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова – М.: Машиностроение, 1984.
- 3 М. С. Ховаха. Автомобильные двигатели – М., Машиностроение, 1977.
- 4 Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т. 2. – М., Машиностроение, 1978.
- 5 Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т. 1. – М., Машиностроение, 1978.
- 6 Реферативный журнал «Двигатели внутреннего сгорания», 1999 – 2011.
- 7 Толстоногов А.П. Системы охлаждения поршневых двигателей внутреннего сгорания. Учеб. пособие./ Сам. гос. аэрокос. ун-т. Самара, 2002. 208с.
- 8 Система охлаждения. Методические указания к лабораторным работам по дисциплине СД.Ф.02.01 – Типаж подвижного состава и устройство автомобиля для студентов специальности 150200 – Автомобили и автомобильное хозяйство / Быков А.В. – Улан-Удэ, 2002. – 28 с.; ил
- 9 Р. А. Зейнетдинов, Дьяков И.Ф., С.В. Ярыгин Проектирование автотракторных двигателей. Учебное пособие Ульяновск: УлГТУ, 2004.- 168 с. ISBN 5-89146 – 000-0
- 10 Мелисаров, В.М. М474 Тепловой расчёт и тепловой баланс карбюраторного двигателя и двигателя с впрыском топлива : учебное пособие / В.М. Мелисаров, П.П. Беспалько, М.А. Каменская. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 128 с. – 100 экз. ISBN 978-5-8265-0875-6

- 11 Ефимов, М.А. Тракторы и автомобили. [Электронный ресурс] — Электрон.дан. — ОрелГАУ, 2013. — 301 с.
- 12 Гиоев, З.Г. Основы виброакустической диагностики электро-механических систем локомотивов. [Электронный ресурс] — Электрон.дан. — М. : УМЦ ЖДТ, 2008. — 307 с.
- 13 Тарасик, В.П. Теория автомобилей и двигателей. [Электронный ресурс] / В.П. Тарасик, М.П. Бренч. — Электрон.дан. — Минск : Новое знание, 2012. — 448 с.
- 14 Кобозев, А.К. Силовые агрегаты: курс лекций для студентов 4 курса факультета механизации сельского хозяйства, обучающихся по направлению подготовки 190600.62 - Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов. [Электронный ресурс] / А.К. Кобозев, И.И. Швецов. — Электрон.дан. — Ставрополь :СтГАУ, 2014. — 189 с.
- 15 Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту двигателя ЗМЗ 409.10, г. Заволжье, 2003 г. – 114 с.
- 16 Синельников А.Ф., Балабанов В.И. Автомобильные масла. Краткий справочник. - М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2005. - 176 с.
- 17 Синельников А.Ф., Балабанов В.И. «Автохимия. Краткий справочник» - М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2005. - 158 с., табл. ISBN 6-6907-422-4.
- 18 3. Справочный ресурс интернета, сайт AVTOMASLA.INFO.ru
- 19 4. Виппер А.Б., Караулов А.К. и др. // Нефтепереработка и нефтехимия - Москва, 1994 - №9.
- 20 5. Гнатченко И.И., Бородин В.А. Автомобильные масла, смазки, присадки // Справочник автомобилиста - М., 2003.
- 21 6. Виппер А.Б., Караулов А.К. и др. // Нефтепереработка и нефтехимия - Москва, 1994 - №9.
- 22 ГОСТ 28084-89 «Жидкости охлаждающие низкотемпературные. Общие технические условия»

- 23 The Effect of Engine Temperature on Multi Cylinder SI Engine Performance with Gasoline as a fuel / Sunil Choudhary¹, A.C. Tiwari, Ajay Vardhan, Arvind Kaushal // International Journal of Engineering Research and General Science Volume 2, Issue 5, August-September, 2014 ISSN 2091-2730.
- 24 Seam Welding and Cooling-Control Heat-Treatment of Martensitic Stainless Steel / Daniel S. Codd // 2008 World Congress Detroit, Michigan April 14-17, 2008.
- 25 PM Emissions from HCCI Engines / H.M. Xu, J. Misztal, M.L. Wyszynski University of Birmingham, P. Price, R. Stone Oxford University, J. Qiao Jaguar Cars // Particulate matter and measurement Cambridge University, 16 May 2008
- 26 Castiglione, T., Pizzonia, F., and Bova, S., "A Novel Cooling System Control Strategy for Internal Combustion Engines," SAE Int. J. Mater. Manf. 9(2):2016, doi:10.4271/2016-01-0226.
- 27 Палов, Д.А. Снижение выбросов углеводородов на режимах пуска и прогрева бензинового двигателя добавкой водорода в топливовоздушную смесь// дисер., Тольятти, 2005. – 185с.
- 28 Павлов, Д.А. Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания. Раздел «Расчет элементов конструкции ДВС» Определение теплонапряженности поршня и граничных условий теплообмена на поверхности отдельных элементов поршня: учеб. пособие / Д.А. Павлов, В.В. Смоленский. –Самара: Изд-во СамНЦ РАН, 2016. - 79 с.
- 29 Comparison of electrical and mechanical water pump performance in internal combustion engine / Xu Wang, Xingyu Liang, ZhiyongHao, Rui Chen, // Int. J. Vehicle Systems Modelling and Testing, Vol. 10, No. 3, 2015.

Приложение А

Таблица А1 – Силы, действующие на коренные шейки.

Ф, п.к. в	1-я коренная шейка			1-й кривошип				2-я коренная шейка			2-й кривошип				3-я коренная шейка			3-й кривошип			
	K _{rk1}	T _{k1}	R _{km1}	φ	P _{k1}	K _{pk1}	T ₁	K _{rk2}	T _{k2}	R _{km2}	φ	P _{k2}	K _{pk2}	T ₂	K _{rk3}	T _{k3}	R _{km3}	φ	P _{k3}	K _{pk3}	T ₃
0	20,05	0,00	20,05	0	-25,92	-40,09	0,00	3,68	0,00	3,68	180	-18,56	-32,73	0,00	-34,28	0,00	34,28	540	-21,67	-35,83	0,00
20	18,52	3,34	18,82	20	-22,88	-37,05	-6,67	2,26	2,09	3,08	200	-18,36	-32,53	-2,49	-33,74	-2,81	33,85	560	-20,78	-34,95	-3,13
40	15,09	4,31	15,69	40	-16,01	-30,17	-8,62	-0,67	1,85	1,97	220	-17,35	-31,51	-4,91	-32,34	-5,38	32,79	580	-19,00	-33,17	-5,86
60	12,21	2,47	12,46	60	-10,25	-24,42	-4,94	-2,37	-0,76	2,49	240	-14,98	-29,15	-6,47	-29,57	-6,91	30,37	600	-15,83	-30,00	-7,36
80	11,54	-0,52	11,55	80	-8,91	-23,08	1,05	-1,32	-3,38	3,63	260	-11,54	-25,71	-5,71	-25,81	-5,91	26,47	620	-11,73	-25,90	-6,11
100	12,76	-2,66	13,04	100	-11,36	-25,53	5,33	1,18	-3,60	3,79	280	-8,99	-23,16	-1,88	-23,13	-1,59	23,18	640	-8,93	-23,10	-1,30
120	14,49	-3,15	14,83	120	-14,82	-28,99	6,30	2,53	-1,51	2,94	300	-9,76	-23,93	3,28	-24,14	3,99	24,47	660	-10,18	-24,35	4,69
140	15,71	-2,43	15,90	140	-17,25	-31,42	4,85	1,85	0,41	1,90	320	-13,55	-27,71	5,67	-28,86	7,05	29,71	680	-15,84	-30,01	8,42
160	16,24	-1,24	16,28	160	-18,31	-32,47	2,48	1,67	0,22	1,68	340	-14,97	-29,13	2,92	-33,04	4,77	33,38	700	-22,77	-36,94	6,62
180	16,36	0,00	16,36	180	-18,56	-32,73	0,00	3,14	0,00	3,14	360	-12,28	-26,45	0,00	-33,27	0,00	33,27	720	-25,92	-40,09	0,00
200	16,26	1,25	16,31	200	-18,36	-32,53	-2,49	18,55	7,78	20,11	380	18,74	4,57	13,06	-16,24	3,19	16,55	20	-22,88	-37,05	-6,67
220	15,76	2,45	15,95	220	-17,35	-31,51	-4,91	7,83	6,71	10,31	400	-1,69	-15,86	8,51	-23,02	-0,05	23,02	40	-16,01	-30,17	-8,62
240	14,57	3,23	14,93	240	-14,98	-29,15	-6,47	4,14	6,84	8,00	420	-6,69	-20,86	7,22	-22,64	1,14	22,67	60	-10,25	-24,42	-4,94
260	12,86	2,86	13,17	260	-11,54	-25,71	-5,71	0,91	7,53	7,58	440	-9,72	-23,89	9,34	-23,48	5,19	24,05	80	-8,91	-23,08	1,05
280	11,58	0,94	11,62	280	-8,99	-23,16	-1,88	-2,52	6,40	6,88	460	-14,04	-28,21	10,92	-26,87	8,12	28,07	100	-11,36	-25,53	5,33
300	11,97	-1,64	12,08	300	-9,76	-23,93	3,28	-4,29	3,35	5,44	480	-18,34	-32,51	9,98	-30,75	8,14	31,81	120	-14,82	-28,99	6,30
320	13,86	-2,84	14,14	320	-13,55	-27,71	5,67	-3,76	0,69	3,82	500	-21,07	-35,24	7,05	-33,33	5,95	33,86	140	-17,25	-31,42	4,85
340	14,57	-1,46	14,64	340	-14,97	-29,13	2,92	-3,48	0,25	3,49	520	-21,92	-36,09	3,43	-34,28	2,95	34,41	160	-18,31	-32,47	2,48
360	13,22	0,00	13,22	360	-12,28	-26,45	0,00	-4,69	0,00	4,69	540	-21,67	-35,83	0,00	-34,28	0,00	34,28	180	-18,56	-32,73	0,00
380	-2,28	-6,53	6,92	380	18,74	4,57	13,06	-19,76	-8,09	21,35	560	-20,78	-34,95	-3,13	-33,74	-2,81	33,85	200	-18,36	-32,53	-2,49
400	7,93	-4,26	9,00	400	-1,69	-15,86	8,51	-8,66	-7,19	11,25	580	-19,00	-33,17	-5,86	-32,34	-5,38	32,79	220	-17,35	-31,51	-4,91
420	10,43	-3,61	11,04	420	-6,69	-20,86	7,22	-4,57	-7,29	8,60	600	-15,83	-30,00	-7,36	-29,57	-6,91	30,37	240	-14,98	-29,15	-6,47
440	11,94	-4,67	12,82	440	-9,72	-23,89	9,34	-1,01	-7,72	7,79	620	-11,73	-25,90	-6,11	-25,81	-5,91	26,47	260	-11,54	-25,71	-5,71
460	14,10	-5,46	15,12	460	-14,04	-28,21	10,92	2,55	-6,11	6,62	640	-8,93	-23,10	-1,30	-23,13	-1,59	23,18	280	-8,99	-23,16	-1,88
480	16,25	-4,99	17,00	480	-18,34	-32,51	9,98	4,08	-2,64	4,86	660	-10,18	-24,35	4,69	-24,14	3,99	24,47	300	-9,76	-23,93	3,28
500	17,62	-3,52	17,97	500	-21,07	-35,24	7,05	2,61	0,69	2,70	680	-15,84	-30,01	8,42	-28,86	7,05	29,71	320	-13,55	-27,71	5,67
520	18,04	-1,71	18,13	520	-21,92	-36,09	3,43	-0,42	1,60	1,65	700	-22,77	-36,94	6,62	-33,04	4,77	33,38	340	-14,97	-29,13	2,92
540	17,92	0,00	17,92	540	-21,67	-35,83	0,00	-2,13	0,00	2,13	720	-25,92	-40,09	0,00	-33,27	0,00	33,27	360	-12,28	-26,45	0,00
560	17,47	1,56	17,54	560	-20,78	-34,95	-3,13	-1,05	-1,77	2,06	20	-22,88	-37,05	-6,67	-16,24	3,19	16,55	380	18,74	4,57	13,06
580	16,58	2,93	16,84	580	-19,00	-33,17	-5,86	1,50	-1,38	2,04	40	-16,01	-30,17	-8,62	-23,02	-0,05	23,02	400	-1,69	-15,86	8,51

Таблица А1- продолжение

φ, п.к.в	1 коренная шейка			1 кривошип				2 коренная шейка			2 кривошип				3 коренная шейка			3 кривошип			
	K _{rk1}	T _{k1}	R _{кш1}	φ	P _{k1}	K _{pk1}	T ₁	K _{rk2}	T _{k2}	R _{кш2}	φ	P _{k2}	K _{pk2}	T ₂	K _{rk3}	T _{k3}	R _{кш3}	φ	P _{k3}	K _{pk3}	T ₃
600	15,00	3,68	15,44	600	-15,83	-30,00	-7,36	2,79	1,21	3,04	60	-10,25	-24,42	-4,94	-22,64	1,14	22,67	420	-6,69	-20,86	7,22
620	12,95	3,05	13,31	620	-11,73	-25,90	-6,11	1,41	3,58	3,85	80	-8,91	-23,08	1,05	-23,48	5,19	24,05	440	-9,72	-23,89	9,34
640	11,55	0,65	11,57	640	-8,93	-23,10	-1,30	-1,21	3,31	3,53	100	-11,36	-25,53	5,33	-26,87	8,12	28,07	460	-14,04	-28,21	10,92
660	12,17	-2,35	12,40	660	-10,18	-24,35	4,69	-2,32	0,80	2,46	120	-14,82	-28,99	6,30	-30,75	8,14	31,81	480	-18,34	-32,51	9,98
680	15,01	-4,21	15,59	680	-15,84	-30,01	8,42	-0,70	-1,78	1,92	140	-17,25	-31,42	4,85	-33,33	5,95	33,86	500	-21,07	-35,24	7,05
700	18,47	-3,31	18,76	700	-22,77	-36,94	6,62	2,23	-2,07	3,04	160	-18,31	-32,47	2,48	-34,28	2,95	34,41	520	-21,92	-36,09	3,43
720	20,05	0,00	20,05	720	-25,92	-40,09	0,00	3,68	0,00	3,68	180	-18,56	-32,73	0,00	-34,28	0,00	34,28	540	-21,67	-35,83	0,00

