

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»
Институт машиностроения
(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»
(наименование)

13.04.03 «Энергетическое машиностроение»
(код и наименование направления подготовки)

Энергетические комплексы и системы управления
(направленность (профиль))

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)

на тему Концепция эффективной работы двигателя в условиях холодного
пуска

Студент Алексей Владимирович Карадулев
(И.О. Фамилия) (личная подпись)

Научный руководитель к.т.н., доцент, В.В. Смоленский
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
Глава 1 Обзор проблемы холодного пуска двигателя	6
1.1 Влияние приготовления смеси на холодный пуск.....	6
1.2 Изменение угла опережения зажигания.....	7
1.3 Трение двигателя	7
1.4 Проблема теплопередачи двигателя.....	11
1.5 Роль охлаждающей жидкости в двигателе при холодном пуске.....	19
1.6 Более быстрый прогрев.....	24
Глава 2 Моделирование теплопередачи двигателя.....	34
2.1 Введение.....	34
2.2 Подход с сосредоточенными параметрами к моделированию	35
2.3 Основные уравнения для моделирования теплопередачи двигателя.....	36
2.4 Передача тепла при сгорании.....	36
2.5 Подход к моделированию в Modelica.....	40
2.6 Модель в текущем исследовании.....	41
Глава 3 Результаты моделирования.....	44
3.1 Введение.....	44
3.2 Моделирование модели.....	44
3.3 Начальные условия для моделирования.....	45
3.4 Результаты моделирования для контрольной точки нового Европейского ездового цикла	45
3.5 Результаты моделирования для холостого хода.....	48
Глава 4 Экспериментальные результаты и обсуждение.....	51
4.1 Введение.....	51
4.2 Общее обсуждение потока охлаждающей жидкости в двигателе.....	51

4.3 Общее обсуждение снижения расхода охлаждающей жидкости.....	53
4.4 Экспериментальные результаты.....	54
4.5 Обсуждение температуры масла.....	55
4.6 Обсуждение температуры охлаждающей жидкости в различных цилиндрах.....	56
4.7 Сравнение для различных условий работы.....	57
4.8 Расход топлива.....	57
4.9 Температура головки цилиндра для всех мест.....	61
4.10 Смещение потока с помощью электрического водяного насоса	69
Глава 5 Подведение итогов проведенного исследования	70
5.1 Введение.....	70
5.2 Выводы.....	70
5.3 Рекомендации для будущей работы.....	73
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	77
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	79

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы и научная значимость настоящего исследования.

Зимним периодом эксплуатации называется такой период, когда температура окружающего воздуха устанавливается ниже плюс пять градусов цельсия. Эксплуатация машин в зимних условиях затрудняется из-за низких температур воздуха наличия снежного покрова, сильных ветров и мете лей, а также сокращения светлого времени суток. Низкая температура окружающего воздуха затрудняет пуск двигателя, оказывает отрицательное влияние на работу всех его систем и поддержания нормального теплового режима. Вследствие низких температур окружающего воздуха значительно ухудшается испаряемость бензина и увеличивается плотность воздуха, то приводит к значительному обеднению горючей смеси и плохому ее воспламенению при пуске карбюраторных двигателей. В дизелях вследствие повышения вязкости топлива и снижения температур воз душного заряда в цилиндрах нарушаются условия смесеобразования и ухудшается самовоспламенение дизельного топлива. Конденсат горючего смывает масляную пленку со стен цилиндров и разжижает масло в картере, что приводит к резкому нарастанию износа деталей двигателя и сокращению срока его службы. Особенно сильно изнашиваются детали при пуске холодных двигателей. Повышение вязкости масла при низких температурах воздуха вызывает резкое увеличение сопротивления вращению коленчатого вала, что затрудняет достижение требуемой для пуска двигателя частоты вращения коленчатого вала.

Объект исследования.

Бензиновый двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием.

Предмет исследования.

Уменьшение скорости циркуляции потока охлаждающей жидкости.

Целью работы является разработка концепции эффективной работы двигателя в условиях холодного пуска.

Гипотеза исследования состоит в уменьшении скорости циркуляции потока охлаждающей жидкости для достижения более быстрого прогрева двигателя

Достижение поставленной цели обеспечивается решением **следующих задач:**

1. провести оценку влияния уменьшения скорости циркуляции потока охлаждающей жидкости для достижения более быстрого прогрева ДВС
2. выявить возможности повышения эффективности процесса сгорания в бензиновом ДВС.

Методы исследования.

Метод экспериментального исследования, метод статистической обработки результатов эксперимента и моделирования рабочего процесса.

Научная новизна исследования заключается в выявление особенностей влияния уменьшения скорости циркуляции потока охлаждающей жидкости для достижения более быстрого прогрева двигателя

Личное участие автора в организации и проведении исследования состоит в том, что автор принимал непосредственное участие в формировании аналитического обзора по направлению исследований, а также в анализе экспериментальных данных и полученных на основании анализа практических рекомендаций и выводов.

На защиту выносятся:

– выявленные возможности уменьшения скорости циркуляции потока охлаждающей жидкости для достижения более быстрого прогрева двигателя.

Структура магистерской диссертации.

Диссертации состоит из введения, 5 глав, заключения с основными результатами и выводами, содержит 12 рисунков, 0 таблиц, списка использованных источников (84 источников). Основной текст изложен на 87 страницах.

Глава 1 Обзор проблемы холодного пуска двигателя

В данной главе обсуждается предыстория проблемы холодного пуска. Сделан краткий обзор эффектов приготовления смеси в условиях холодного пуска и сложностей теплообмена двигателя в переходных условиях эксплуатации. Дополнительное трение, которое является одним из основных факторов, влияющих на снижение расхода топлива при запуске двигателя, также обсуждается в этой главе. Кроме того, обсуждается роль охлаждающей жидкости в характеристиках двигателя, включая влияние изменения расхода охлаждающей жидкости на теплопередачу двигателя, время прогрева, температуру компонентов и расход топлива.

1.1 Влияние приготовления смеси на холодный пуск

Первой причиной снижения расхода топлива в двигателе при холодном запуске, как один из основных первоначальных факторов избыточного расхода топлива, является неправильное приготовление смеси. Топливо поступает в камеру сгорания в виде пара и капель, а топливовоздушная смесь при запуске двигателя должна быть намного богаче, чем та, которая фактически сжигается при нормальных условиях. Кроме того, из-за того, что камера сгорания имеет тенденцию быть холодной, что приводит к недостаточному испарению топлива, на ней образуется значительная топливная пленка.

В последние годы оптический доступ к двигателю и другие методы лазерной диагностики позволили исследователям визуализировать процесс приготовления смеси.

На сегодняшний день наиболее распространенный метод впрыска топлива – это впрыскивание во впускной канал. Топливо впрыскивается таким образом, что брызги топлива попадают в заднюю часть головки впускного клапана. Это делается для наиболее эффективного испарения

топлива, потому что головка клапана – это область или компонент, который обычно является самым горячим во впускном отверстии, но это проблема, когда двигатель запускается холодным. Чтобы удовлетворить потребность в парообразном топливе, достаточном для образования горючей смеси в камере сгорания, при запуске двигателя подается более богатая топливовоздушная смесь.

1.2 Изменение угла опережения зажигания

Основными факторами, влияющими на приготовление смеси, являются изменения соотношения воздух–топливо и время зажигания от цикла к циклу, что, как следствие, влияет на расход топлива и выбросы при холодном пуске. Изменение угла опережения зажигания используется как стратегия холодного пуска для более быстрого нагрева катализатора. С воспламенением и, следовательно, сгоранием, происходящим поздно, работа, выполняемая на поршне во время такта расширения, меньше, и сгорание может продолжаться даже при открытии выпускного клапана. Это повышает температуру продувочного газа и температуру выхлопного отверстия и выпускного коллектора, что помогает катализатору быстрее нагреваться и быстрее достигать температуры включения во время работы двигателя при холодном пуске. Однако изменение угла опережения зажигания приводит только к некоторым циклическим изменениям и небольшому снижению расхода топлива.

1.3 Трение двигателя

Трение двигателя – это разница между количеством энергии, передаваемой поршню в результате сгорания топлива, и количеством энергии, доступной для входного вала трансмиссии.

Трение двигателя можно разделить на три основные категории:

- Механические потери,
- Насосные потери
- Потери вспомогательных компонентов.

Механические потери – это потери, возникающие из-за перемещения механических компонентов друг относительно друга, независимо от того, что они находятся в тесном контакте друг с другом. В большинстве работающих частей двигателя поверхности разделены масляной пленкой в виде гидродинамической пленки или граничной смазки.

Насосные потери – это работа, выполняемая, когда смесь топлива, воздуха и выхлопных газов попадает в цилиндр и вытесняется из него через впускные и выпускные клапаны соответственно.

Вспомогательные потери – это потери, возникающие из-за работы других вспомогательных устройств, таких как водяной насос, масляный насос и т. д.

1.3.1 Влияние трения на прогрев двигателя

Модель трения двигателя дает оценку отдельных компонентов трения и среднего эффективного давления двигателя с искровым зажиганием. Общее среднее эффективное давление на трение прогнозируется как функция температуры, а используемая температура является температурой охлаждающей жидкости. В этом исследовании полное механическое трение сравнивается при 20 °C с трением при 90 °C на такте зажигания, и было обнаружено, что потери мощности на трение холодного двигателя примерно в 2,1 раза выше, чем потери мощности на трение горячего двигателя. Вязкость масла быстро снижается с повышением температуры. Подтвержденные прогнозы общего трения двигателя и сравнение трения холодного и горячего двигателя показывают, что трение внутри двигателя может быть значительно уменьшено, если достигается более быстрый прогрев двигателя.

Однако большая часть теплоты трения используется для нагрева масла и других вспомогательных веществ. Влияние теплопередачи и рассеивания

при трении на процесс разогрева масла можно понять из измерений. Далее сравните различные марки масел и обсудите их влияние на трение и выбросы из двигателя при холодном пуске. Эффект рассеивания трения является доминирующим фактором, определяющим процесс прогрева масла в большинстве рабочих условий, в основном при холодном пуске. Исследование показывает, что из общей производимой мощности большая часть расходуется на перекачивание и нагрев масла, а оставшаяся часть используется для нагрева. вверх вспомогательной части, такой как насос охлаждающей жидкости и генератор. Результаты также показывают, что теплота трения увеличивается приблизительно с частотой вращения двигателя.

В этом исследовании было отмечено, что на распределение температуры в масляной пленке влияют вязкость, толщина стенки и толщина масляной пленки, а также температура поверхности кольца и гильзы. Температура масляной пленки увеличивается с увеличением оборотов двигателя, а вязкость уменьшается из-за рассеивания вязкой энергии.

1.3.2 Расчет трения двигателя

Существует два экспериментальных метода определения полной силы трения:

- Тест Морзе.
- Измерение индицируемой и тормозной мощности.

Тест Морзе – экспериментальный метод, используемый для измерения трения двигателя.

Свеча зажигания одного из цилиндров отсоединяется, и потеря мощности торможения или подачи топлива связана с силой трения.

Другой метод – использовать датчик давления для измерения циклических колебаний давления внутри цилиндров. Это дает график зависимости давления от времени (PT) или непосредственно график зависимости давления от объема (P–V), из которого можно рассчитать указанную работу / цикл и, следовательно, мощность. Скорость нагрева

масла ниже, чем для воды, и вначале наблюдается период простоя, за которым следует рост температуры, который является линейным с частотой вращения двигателя и не сильно зависит от нагрузки двигателя, что указывает на нагревание смазочного масла. зависит больше от эффекта трения, а не от тепла, отводимого от двигателя. Начальное указанное среднее эффективное давление во время разогрева выше, чем в установившемся состоянии, и нет никаких аномальных циклов для циклических изменений во время разогрева.

Это показывает, что приготовление смеси мало влияет на вариации от цикла к циклу, потому что во время разогрева впускной коллектор недостаточно теплый и приготовление смеси плохое. Это связано с тем, что охлаждающая жидкость, протекающая через впускной коллектор, холодная и не нагревает поступающий в нее воздух. Результаты показывают, что со временем происходит очень резкое снижение силы трения. Это исследование также показало результаты теста Морзе в зависимости от температуры смазочного масла. Тест Морзе также показывает снижение силы трения при повышении температуры смазочного масла.

1.3.3 Способы уменьшения трения

Некоторые способы уменьшения трения:

- Конструкция цилиндра со смещением: это изменение конструкции, при котором блок цилиндров имеет конструкцию со смещением, что означает, что центр отверстия смещен на 14 мм относительно центра кривошипа. Поскольку максимальное давление сгорания возникает близко к тому моменту, когда шатун и кривошип в цилиндре находятся наверху и внизу, трение и удар поршня уменьшаются за счет неправильного положения шатунной шейки при максимальном давлении в цилиндре.
- Процесс дробеструйной обработки: для уменьшения трения инженеры Honda разработали новый легкий поршень из алюминиевого сплава с минимальной площадью юбки, а поверхность юбки подвергнута

дробеструйной обработке. Дробеструйная обработка – это процесс, при котором металлическая деталь, такая как поршень или шатун, подвергается дробеструйной обработке дробовыми частицами, в результате чего на поверхности образуются однородные микроскопические ямки. Эта поверхность с ямочками лучше удерживает масляную пленку. Благодаря дробеструйной обработке поршней двигателя IMA внутреннее трение снижается еще на 1,5–2,0 процента.

- Рулевое управление с электроусилителем: в отличие от рулевого управления с гидроусилителем, рулевое управление с электроусилителем потребляет электроэнергию, и во время крейсерского движения дополнительная энергия не требуется, что снижает нагрузку на двигатель и экономит топливо.

Есть много других примеров конструктивных изменений, которые уменьшают силы скольжения и площади трения, а другие примеры уменьшения потребности в вспомогательной энергии выходят за рамки данной диссертации.

1.4 Проблема теплопередачи двигателя

Пиковая температура внутри камеры сгорания составляет порядка 2500 °C, но, принимая во внимание пределы максимальной устойчивой температуры металлических компонентов, она должна поддерживаться на уровне 300 °C для алюминия и 400 °C для литья железа (например, головка поршня). Стенка цилиндра, которая находится в контакте с горячими горящими газами, не должна выходить за пределы 180 °C, чтобы избежать разрушения масляной пленки при контакте с поршнем. Для достижения необходимого охлаждения всех металлических компонентов тепло передается от поршня, головки блока цилиндров и стенки камеры сгорания.

Эти условия приводят к генерации высоких тепловых потоков к стенкам камеры сгорания, и эти тепловые потоки могут достигать предела 10 МВт/м^2 во время процесса сгорания. Кроме того, свечи зажигания и клапаны необходимо охлаждать для предотвращения детонации, поскольку перегрев электродов свечей зажигания и выпускных клапанов приводит к детонации.

Передача тепла происходит в условиях изменяющейся температуры, давления и скоростей. Эти локальные скорости изменяются более или менее в зависимости от впускного отверстия и конфигурации камеры сгорания. Площадь поверхности камеры сгорания изменяется в течение цикла, и тепловой поток в стенки камеры сгорания начинается с небольшого отрицательного значения во время процесса всасывания и достигает порядка нескольких МВт/м^2 во время процесса сгорания и в начале процесса расширения.

Процесс теплопередачи происходит от горячих газов к стенке камеры сгорания, а затем от стенки к хладагенту. Тепловой поток газа в стенку имеет как конвективные, так и радиационные составляющие. Тепло, проводимое через стену, отводится от стены охлаждающей жидкостью. Распределение теплового потока по стенке камеры сгорания сильно неравномерно.

Рассеивание тепла в двигателе, происходит следующим образом: большая часть рассеивается через поршень и поршневые кольца к стенкам цилиндра и передается охлаждающей среде в виде тепловой энергии. Остальная часть рассеивается через головку цилиндров и стенки цилиндров, в то время как значительная часть передается через выпускной клапан. Меньшие количества передаются подшипникам, механизму клапанов и другим движущимся вспомогательным устройствам, а также в виде тепловой энергии маслу или окружающей среде. Таким образом, тепло, переносимое охлаждающей жидкостью, состоит из тепла, передаваемого от газов к цилиндру, передачи тепла к выпускному клапану и отверстию, а также части работы трения. На холодных поверхностях теплопередача может быть вдвое больше, чем при горячих.

1.4.1 Влияние на экономию топлива и время прогрева двигателя

Становится важным изучить различные процессы теплопередачи, происходящие в двигателе, чтобы снизить расход топлива при холодном запуске и сократить время прогрева. Было проведено тщательное исследование областей, режимов и количества тепла, передаваемого в двигателе, когда двигатель работает в переходных условиях холодного запуска, и это обсуждается в исследовании. Исследование показывает, что большая часть тепла в смазке происходит из-за трения в подшипниках, поршневом узле и других движущихся частях; то есть около 61%, а остальные 39% генерируются из других источников, таких как камера сгорания и теплообменники. Анализ показывает, что масло является основным теплоносителем внутри двигателя и не удерживает большую часть тепла, выделяемого при трении подшипников и других движущихся частей и камеры сгорания. Большая часть теряется в окружающую среду или уходит на стенки камеры сгорания, масляный фильтр и масляный поддон, и в этом исследовании было обнаружено, что только 40% тепла, передаваемого маслу, используется для прогрева двигателя.

Частота вращения двигателя и нагрузка оказывают значительное влияние на прогрев масла и охлаждающей жидкости. Результаты экспериментов показывают очевидное несоответствие между тепловыми характеристиками масла и охлаждающей жидкости. Охлаждающая жидкость достигает максимальной рабочей температуры за 7 минут, в то время как масло достигает той же температуры через 4 минуты при определенных рабочих условиях. Тем не менее, смазка – это последний компонент двигателя, который нагревается, а охлаждающая жидкость нагревается намного быстрее, чем масло.

1.4.2 Факторы, влияющие на теплопередачу двигателя

Есть много факторов, которые влияют на теплопередачу в двигателе и, следовательно, влияют на производительность, расход топлива, выбросы, управляемость и срок службы компонентов двигателя в целом.

В идеальном теоретическом цикле двигателя внутреннего сгорания передача тепла не является ни необходимой, ни желательной. В идеале он включает изоэнтальпическое сжатие, изохорное горение, изоэнтальпическое расширение и газообмен. Однако в практических процессах двигателей внутреннего сгорания этой передачи тепла нельзя избежать, и она играет очень важную роль при проектировании двигателя. Таким образом, теплопередача играет очень важную роль в влиянии на работу двигателя. Это также важная проблема при проектировании двигателя с точки зрения его эксплуатационных характеристик и долговечности. Теплопередача также становится важной при проектировании системы охлаждения двигателя.

Некоторые факторы, влияющие на теплопередачу двигателя:

- Изменение теплового потока из-за изменения опережения угла зажигания: когда время зажигания замедлено, искра возникает позже. Впоследствии сгорание происходит поздно, и температура сгоревшего газа снижается. Следовательно, при задержке искры происходит уменьшение теплового потока камеры сгорания. Однако температура сгоревшего газа на стороне выпуска повышается, поскольку сгорание происходит медленнее во время такта расширения и даже неполное, когда выпускной клапан открывается, а также происходит повышение температуры как выпускного клапана, так и отверстия. В диапазоне опережения угла зажигания от 0 до 40, результаты показали снижение скорости пламени, поскольку искра задерживается, и это происходит из-за условий снижения давления, когда пламя достигает своего полностью развитого размера. Тепловой поток, измеренный в определенном месте, имеет пиковое значение при опережении искры 40, а когда искра задерживается от 40 до 0, пиковое значение уменьшается с 2500 кВт/м до 1200 кВт/м.
- Изменение теплового потока из-за изменения объемного КПД: было замечено, что самый высокий объемный КПД, соответствующий условиям самого высокого давления в цилиндре, обеспечивает

наивысшую скорость тепловыделения. Увеличение объемного КПД примерно на 40–60% привело к увеличению теплового потока примерно на 30%.

- Изменение теплового потока из-за изменения оборотов двигателя: средняя теплопередача в единицу времени увеличивается с увеличением оборотов двигателя, нагрузки. Установлено, что тепловой поток является максимальным при стехиометрическом или близком к стехиометрическому, и если сделать смесь более обедненной или более богатой в какой-либо степени, это приведет к уменьшению теплового потока. При увеличении оборотов с 500 об/мин до 2500 об/мин тепловой поток увеличивается с 2000 кВт/м до 3100 кВт/м.
- Изменение теплового потока из-за вариации отношения эквивалентности: когда коэффициент эквивалентности увеличивается с 0,7 до 0,9, тепловой поток увеличивается с 800 кВт/м до 2200 кВт/м, а затем становится максимальным 2400 кВт/м при коэффициенте эквивалентности 1,0 или 1,1. Напротив, когда коэффициент эквивалентности уменьшается с 1,0 до 0,7, выделяемое тепло замедляется, и температура сгоревшего газа снижается из-за разбавления.

Величина теплового потока в зависимости от параметров двигателя.

Некоторые другие факторы:

- Степень сжатия: увеличение степени сжатия снижает общий тепловой поток к хладагенту до 10, после чего тепловой поток немного увеличивается по мере увеличения.
- Температура завихрения и перемешивания и температура смеси на входе: введение завихрения, переворачивания и сдавливания улучшает процесс перемешивания и приводит к увеличению тепловых потоков. Повышение температуры смеси на входе способствует лучшему испарению впрыскиваемого топлива и, следовательно, приводит к более высокому тепловому потоку.

- Температура и состав охлаждающей жидкости. Повышение температуры охлаждающей жидкости увеличивает температуру компонентов, охлаждаемых непосредственно охлаждающей жидкостью. Когда температура охлаждающей жидкости повышается, реакция температуры металла на изменение температуры охлаждающей жидкости меньше в областях с более высоким тепловым потоком (например, в областях, где происходит пузырьковое кипение; например, в перемычке выпускного клапана). Реакция выше в областях с более низким тепловым потоком, где теплопередача происходит в основном за счет принудительной конвекции (например, гильзы цилиндра). Состав хладагента также влияет на теплопередачу, поскольку разные составы имеют разные термодинамические свойства. Например, когда этиленгликоль добавляется в воду, он меняет свои термодинамические свойства. Повышает температуру кипения смеси, что помогает предотвратить закипание. Когда происходит пузырьковое кипение, происходит резкое увеличение теплового потока. Хотя основная температура хладагента остается ниже температуры насыщения, но температура металла становится почти независимой от температуры хладагента и скорости хладагента. Однако если происходит пленочное кипение, тепловой поток может уменьшиться на два порядка, а температура металла может значительно повыситься, что приведет к повреждению.
- Материал стенок: наиболее распространенными материалами стенок цилиндров являются чугун и алюминий, и оба они работают в температурной зоне 200К – 400К, что относительно мало по сравнению с температурой горячих газов внутри камеры сгорания. Некоторые стеновые материалы, которые могут работать при гораздо более высоких температурах и иметь более низкую теплопроводность, – это нитрид кремния и диоксид циркония. Когда газ входит в камеру во время такта впуска, передача тепла происходит от стенок цилиндра к

газу во время тактов впуска и сжатия. Эта передача тепла от стенки к газу в такте впуска снижает объемный КПД, а в такте сжатия увеличивает работу сжатия. Передача тепла от газа к стенке происходит во время тактов горения и расширения.

- Детонация: во время детонации температура и давление газа повышаются по сравнению с нормальным уровнем сгорания. Детонация приводит к увеличению локальных тепловых потоков в областях головки блока цилиндров, гильзы и поршня, контактирующих с остаточным газом.

1.4.3 Теплопередача при горении

Основы теплопередачи сгорания основаны на корреляциях числа Нуссельта, числа Рейнольдса и числа Прандтля, найденных для турбулентного потока в трубах и потока по плоским пластинам. Для расчета тепловых потоков на основе этих корреляций скорость, используемая в расчете числа Рейнольдса, должна определяться либо из экспериментальных данных, либо рассчитываться из расхода заряда, поступающего в камеру сгорания, что никогда не может быть точным. Две другие переменные – это температура и давление газа, при которых оцениваются свойства газа для расчета чисел корреляции. Эти корреляции теплопередачи различаются для разных рабочих условий в зависимости от скорости газа, используемого для расчета числа Рейнольдса, температуры и давления газа, при которых оцениваются свойства газа.

1.4.4 Распределение температуры компонентов

Обычно наибольшее количество тепла выделяется в центре поршня, в центре головки цилиндров и в области выпускного клапана. Он самый низкий в стенках цилиндра. Поршни из чугуна имеют температуру примерно на 40–80 °С выше, чем поршни из алюминия. Самые высокие температуры возникают при высоком тепловом потоке и затрудненном доступе для охлаждения. Такие места представляют собой области между выпускным клапаном и соседним цилиндром, а также перемычку между клапанами.

Нижние области гильзы цилиндра подвергаются воздействию продуктов сгорания только в течение небольшой части цикла после того, как произошло значительное расширение газа. Тепловой поток и температура значительно уменьшаются по мере удаления от ГБЦ.

Измерения температуры выполняются при различных оборотах двигателя и условиях нагрузки. В экспериментальной работе использовали двадцать один датчик мгновенной температуры, полностью встроенный в головку блока цилиндров и поршень. Из-за увеличенной площади клапана эффективность наддува двигателя увеличивается, и двигатель может достичь высокой производительности. Кроме того, из-за увеличенной площади клапана в камеру сгорания подается больше энергии и, следовательно, это приводит к более высоким температурам в камере сгорания, что приводит к более высоким нагрузкам на головку блока цилиндров, гильзу цилиндра и поршень. Эти высокие температуры особенно характерны для выпускного клапана из-за сложной конструкции и минимального доступа к системе охлаждения. Результаты получены при полностью открытой дроссельной заслонке и частоте вращения двигателя 3000 об/мин. Тепловая нагрузка также повреждает поршень, поскольку он совершает возвратно-поступательное движение под высоким давлением, температурой и инерционной нагрузкой. Кроме того, повышенная температура в кольцевой канавке и контактной площадке вызывает прилипание и карбонизацию смазки. Основное внимание было уделено температуре выпускного клапана, днища поршня и контактных поверхностей кольца.

Зонд, расположенный на мостике клапана, измерял самую высокую температуру. Температура снижалась по мере того, как место смещения свечи зажигания перемещалось к внешнему краю камеры сгорания.

Температура зонда свечи зажигания была самой высокой в двигателе SOHC, тогда как в двигателе DOHC температура зонда перемишки выпускного клапана была самой высокой и заметно выше, чем у SOHC.

SOHC – это двигатель с одним верхним распредвалом. Рядные двигатели обычно содержат один распределительный вал. V–образные двигатели содержат 2 распредвала. Для двигателя SOHC обычно есть 2 клапана на цилиндр, но их может быть больше с добавлением кулачков для каждого клапана.

DOHC – два верхних распредвала. Эти двигатели DOHC обычно имеют 4 клапана, один распределительный вал для выпускных клапанов, а другой – для впускных клапанов.

Температурные колебания увеличивались с увеличением нагрузки на двигатель. Это можно объяснить тем, что в двигатель подается больше энергии с увеличенной нагрузкой на двигатель по сравнению с сокращенной продолжительностью сгорания с увеличенными оборотами двигателя, и это в значительной степени влияет на температуру сгорания.

Температура выпускного клапана увеличивалась с увеличением оборотов двигателя и нагрузки. Температура выпускного клапана выше, чем температура впускного клапана, поскольку выпускной клапан взаимодействует с горячими продуктами сгорания, в то время как впускной клапан охлаждается за счет взаимодействия со свежим зарядом.

1.5 Роль охлаждающей жидкости в двигателе при холодном пуске

Технология охлаждающей жидкости для автомобильных двигателей началась в 1885 году, когда Карл Бенц изобрел первый автомобильный радиатор, а применение этиленгликоля было впервые предложено в 1916 году в Англии для высокоэффективных военных авиационных двигателей.

1.5.1 Фазы охлаждения двигателя

Есть четыре фазы охлаждения двигателя. Это:

- Местное конвективное охлаждение, возникающее в двигателе при нормальных условиях.
- Местное пузырьковое кипение.

- Стабильное пленочное кипение.
- Неустойчивое и небезопасное пленочное кипение.

В данном исследовании анализируются все режимы охлаждения в зависимости от расхода теплоносителя. В нормальных условиях передача тепла происходит за счет принудительной конвекции. Однако, когда температура поверхности металла увеличивается или поток охлаждающей жидкости уменьшается, это приводит к кипению или пузырьковому кипению. После того, как локальная конвективная теплоотдача недостаточна, начинает происходить пузырьковое кипение для подавления местного кипения и приводит к уносу пузырьков в поток теплоносителя. Однако, когда поток дополнительно уменьшается, чтобы воспользоваться преимуществами теплопередачи при кипении, начинает образовываться тонкая пленка пара, что снижает теплопередачу и может быть опасным и небезопасным режимом.

Основным преимуществом теплопередачи при кипении является скорость обмена энергией, которая выше, чем при нормальной конвективной теплопередаче. Это означает, что можно получить более высокую теплопередачу при том же массовом расходе теплоносителя. Однако теплопередача при кипении может происходить только при более высокой температуре, чем конвективная теплопередача, что, очевидно, может привести к выходу из строя или износу металлических частей двигателя при очень высоких температурах. Примечательно, что наилучшее использование теплопередачи при кипении возможно только в определенных рабочих точках с высокими нагрузками и высокими скоростями, где происходит максимальное тепловыделение.

1.5.2 Влияние оборотов двигателя на температуру охлаждающей жидкости

По мере увеличения оборотов двигателя тепловые потоки внутри двигателя увеличиваются, что увеличивает передачу тепла охлаждающей жидкости. Давление охлаждающей жидкости также играет важную роль в передаче тепла охлаждающей жидкости. При уменьшении давления

охлаждающей жидкости расход охлаждающей жидкости падает и, следовательно, увеличивается передача тепла охлаждающей жидкости. Однако уменьшение охлаждающей жидкости ниже определенного порога приводит к кавитации, которая может в дальнейшем привести к нестабильному пленочному кипению. Это было показано в экспериментах, проведенных на 1,6-литровом четырехцилиндровом двигателе. Использовали 10 термопар в положении перемычки выпускного клапана, где тепловой поток наиболее высок. Эти испытания проводились при различных нагрузках двигателя и двух различных давлениях охлаждающей жидкости. Эти испытания проводились при различных нагрузках двигателя и двух различных давлениях охлаждающей жидкости. Температура и давление охлаждающей жидкости на входе и выходе контролировались с помощью термопар и двух датчиков давления соответственно. Результаты этого исследования показывают, что температура выпускного клапана увеличивается пропорционально частоте вращения двигателя, и по мере того, как мы приближаемся к свече зажигания, температура увеличивается. Результаты показывают линейные наклоны, которые указывают на чистую конвекцию и отсутствие пузырькового кипения при 3000 об/мин. Влияние падения давления охлаждающей жидкости также незначительно в этом диапазоне скоростей, но эффект заметен на скорости 5600 об/мин, когда расход охлаждающей жидкости резко падает с уменьшением давления. Следовательно, закипание теплоносителя происходит только при скорости 5600 об/мин.

Хотя скорость нагрева внутри цилиндра сильно зависит от времени, но со стороны охлаждающей жидкости она очень стабильна. Температура кипения охлаждающей жидкости, которая имеет тенденцию быть довольно равномерной по всему блоку двигателя, эффективно регулирует температуру поверхности. Если требуется, чтобы двигатель работал при более высокой температуре, необходимо повысить температуру кипения охлаждающей жидкости. Это можно сделать либо с помощью охлаждающей жидкости с

более высокой точкой кипения, либо под давлением охлаждающей жидкости, либо обоими способами.

Были предприняты значительные усилия по исследованию тепла от камеры сгорания к стенкам цилиндра и от стенок к охлаждающей жидкости. Передача тепла от камеры сгорания к стенкам цилиндра очень сложна, поскольку она сильно различается в разных частях цикла и в разных частях цилиндра. Например, максимальное количество тепла передается в выпускном отверстии или рядом с ним во время такта выпуска. Из-за сложной геометрии крайне ненадежно полагаться на эмпирические корреляции для правильного и точного расчета теплопередачи.

Максимальная температура поверхности в основном определяется температурой кипения охлаждающей жидкости. Кипение происходит на поверхности, и пар конденсируется, когда пузырьки пара смешиваются с более холодной водой, поэтому чистое кипение отсутствует. Большая часть теплопередачи происходит через этот механизм при более высоких нагрузках. Поскольку температура поверхности контролируется точкой кипения если мы хотим увеличить температуру поверхности, то эту точку кипения необходимо увеличить, что можно сделать либо путем нагнетания жидкости под давлением, либо путем добавления в охлаждающую жидкость чего-либо, имеющего более высокую точку кипения. При таком обсуждении кипения охлаждающей жидкости на поверхности становится важным обеспечить большой поток охлаждающей жидкости вблизи «горячих точек», чтобы отводить тепло. Хотя у нас может быть больше теплопередачи, когда хладагент кипит в областях этих горячих точек, но это может привести к образованию паровых карманов, поэтому кипение хладагента действительно полезно, но нежелательно.

1.5.3 Эффективность радиатора

Применяется общее практическое правило: необходимая скорость охлаждения примерно равна выходной механической мощности двигателя, но исследования показывают, что тепло для полной нагрузки в 0,7 раза

больше мощности и больше при частичной нагрузке. Отношение фактической скорости теплопередачи к максимально возможной скорости теплопередачи называется «эффективностью» теплообменника.

Эффективность типичного автомобильного радиатора составляет от 0,2 до 0,5 при полной нагрузке. Чтобы получить лучшую скорость передачи тепла от теплообменника, можно использовать компактные устройства теплообменника. Компактный теплообменник поверхности представляют собой устройства, для которых площадь поверхности на единицу объема теплообменника относительно велика. Компоновка с большой площадью поверхности может быть получена либо за счет использования плотно упакованных трубок малого диаметра, либо за счет использования «ребер» с удлиненными поверхностями. Поскольку коэффициент теплопередачи в автомобильном радиаторе довольно велик на стороне охлаждающей жидкости по сравнению со стороной воздуха, ребра используются только на стороне воздуха

1.5.4 Параметры, влияющие на охлаждение двигателя

В системе охлаждения двигателя есть четыре параметра, напрямую влияющих на скорость теплопередачи. Это:

- температура охлаждающей жидкости,
- расход охлаждающей жидкости,
- свойства охлаждающей жидкости,
- давление в системе охлаждающей жидкости.

Анализ показывает, что при повышении температуры теплоносителя после локального конвективного охлаждения начинает происходить пузырьковое охлаждение. Ядерное кипение относится к уносу пузырьков в поток охлаждающей жидкости. Увеличение коэффициента теплопередачи за счет снижения давления хладагента для стимулирования пузырькового кипения может привести к пленочному кипению, которое снижает теплопередачу, а иногда может полностью остановить теплопередачу, как обсуждалось ранее. Кроме того, низкое давление в системе также может

привести к эрозии насоса. Свойства охлаждающей жидкости также трудно регулировать, поэтому температура охлаждающей жидкости и расход охлаждающей жидкости – единственные два параметра, которые можно изменить, чтобы получить лучшую скорость теплопередачи. Важность уменьшения потока охлаждающей жидкости во время пуска двигателя для достижения более быстрого прогрева, потому что двигатель должен быть термически изолирован, а не охлаждаться. Стратегия в этом исследовании обсуждается установка дроссельной заслонки на выходе насоса, и эта дроссельная заслонка может зависеть от характеристик двигателя. Он может быть активирован системой управления двигателем, так что при увеличении нагрузки двигателя поток охлаждающей жидкости может увеличиваться, но в условиях частичной нагрузки он может быть ограничен, и, следовательно, этот уменьшенный поток может привести к более быстрому прогреву.

Электрический водяной насос является отличной альтернативой для изменения или уменьшения расхода охлаждающей жидкости, и его важность вместе с электрическим термостатом высоко оценивается. С электронасосом будут задействованы некоторые датчики, расходомеры, исполнительные механизмы и электродвигатели. Что касается мощности, потребляемой исполнительными механизмами, двигателями и датчиками, она может быть компенсирована снижением энергопотребления за счет использования электрического водяного насоса, поскольку в условиях частичной нагрузки механический водяной насос потребляет больше энергии, чем необходимо, поскольку его потребление энергии зависит только от скорости.

1.6 Более быстрый прогрев

В текущем разделе рассматриваются стратегии ускоренного прогрева, связанные с управлением теплопередачей двигателя и системой охлаждения двигателя.

1.6.1 Расход охлаждающей жидкости и тепловая мощность двигателя

Быстрый прогрев двигателя очень важен для достижения низкого расхода топлива и выбросов, поскольку расход топлива и выбросы из двигателя являются самыми высокими при холодном пуске и улучшаются по мере прогрева двигателя. Обычно в двигателе, рассматриваемом здесь, в городском тесте «холодный» первые 505 секунд топлива используется примерно на 16% больше топлива, чем при повторном «горячем» пуске в первые 505 секунд. Потребность в обогревателе салона для улучшения условий в салоне и для устранения запотевания и удаления обледенения лобового стекла еще больше продлевает прогрев двигателя. Система управления температурой двигателя должна обеспечивать оптимальное решение, поддерживая баланс между прогревом двигателя, обогревом кабины, включением катализатора и характеристиками выбросов. Система управления двигателем контролирует распределение тепла в двигателе и в транспортном средстве, компенсируя элементы управления двигателем, такие как время зажигания и соотношение воздух–топливо, для регулирования выходной мощности двигателя, а также производства и распределения тепла в каждой части двигателя.

Проблема отвода тепла, которая более заметна при полностью открытой дроссельной заслонке, решается путем оптимизации конструкции канала охлаждающей жидкости для достижения максимальной эффективности теплопередачи за счет нацеливания на эту область с высокими скоростями охлаждающей жидкости. В то же время возникают гидравлические потери в условиях частичной нагрузки из-за механического водяного насоса (насоса с приводом от двигателя), который обеспечивает поток охлаждающей жидкости в системе, превышающий необходимый.

Если критические области, такие как выпускной клапан, подвергаются воздействию высоких скоростей потока охлаждающей жидкости, может быть достигнута лучшая теплопередача без резких температурных градиентов и

более высокого теплового потока. Идея состоит в том, чтобы снизить температуру вокруг этих областей, и это может быть достигнуто за счет уменьшения площади поперечного сечения канала для охлаждающей жидкости в этих областях для достижения более высокой скорости охлаждающей жидкости без высоких объемных расходов. Конструкция такой системы охлаждения включает в себя определение размеров канала охлаждающей жидкости и выбор насоса охлаждающей жидкости для обеспечения того, чтобы скорость отвода тепла системой могла удовлетворять ограничениям рабочей температуры двигателя в этих уязвимых областях даже на низкой скорости. Использование более мелких каналов для охлаждающей жидкости снижает расход и увеличивает скорость охлаждающей жидкости в этих областях. Достигнута скорость потока охлаждающей жидкости 4 м/с с 1,4 м/с, с использованием более мелких каналов охлаждающей жидкости, и, следовательно, это увеличение привело к увеличению теплопередачи в головке цилиндров и снижению температуры головки до 60 ° С.

Для уменьшения объема охлаждающей жидкости в головке блока цилиндров и блоке двигателя с целью уменьшения общего времени прогрева двигателя разработана модифицированная водяная рубашка. В блоке цилиндров не только уменьшилась тепловая масса гильзы цилиндра примерно на 30% за счет использования только алюминия (без чугуна), но и длина водяной рубашки уменьшилась до 40% хода поршня. В конструкции этой новой рубашки охлаждения общий объем охлаждающей жидкости был уменьшен на 37%.

Сообщается о сокращении времени прогрева на 18% при использовании прецизионной системы охлаждения по сравнению с обычной системой охлаждения. Сообщается, что температура металла снизилась на 80 ° С. Также сообщалось, что температура блока цилиндров находится в диапазоне 105–143, и распределение температуры также было значительно меньше по сравнению со стандартным двигателем. Объемный расход

охлаждающей жидкости также составил 35% по сравнению со стандартным двигателем. При всех этих данных двигатель работал со скоростью 5000 об/мин.

Кроме того, также обсуждались два различных типа схемы потока или направления потока; поперечный и продольный. Поперечное охлаждение – это охлаждение, при котором охлаждающая жидкость обычно выходит из головки блока цилиндров из одного места, обычно в передней части двигателя. Таким образом, в цилиндр, ближайший к этой точке выхода, будет проходить больший поток охлаждающей жидкости, чем в другие цилиндры. Другое направление потока – продольное, при котором охлаждающая жидкость распределяется равномерно в каждом цилиндре. Тем не менее, существуют проблемы, связанные с поддержанием одинаковой скорости потока вокруг каждого цилиндра, во-первых, изменение температуры между точками входа и выхода и, во-вторых, падение давления в потоке охлаждающей жидкости. Однако высокий перепад давления можно уменьшить за счет уменьшения большого объемного расхода.

1.6.2 Расширенная система охлаждения

Система охлаждения двигателя играет жизненно важную роль в определении производительности двигателя. Благодаря все более компактной конструкции двигателя и более высокой удельной мощности тепловые потоки значительно увеличились. Удаление тепла из все более ограниченного пространства является особой проблемой в уязвимых областях, таких как область выпускного клапана.

Усовершенствованная система охлаждения относится к изменениям и нововведениям в традиционной системе охлаждения с учетом ограничений системы охлаждения, когда двигатель работает в переходных условиях, особенно во время холодного запуска. В отличие от обычной системы охлаждения, усовершенствованная система охлаждения не только помогает удерживать тепло во время холодного запуска двигателя, но также защищает двигатель от чрезмерного нагрева в экстремальных условиях работы с

частичной нагрузкой, а также при типичном движении по городу. Следовательно, это служит для повышения топливной экономичности двигателя и снижения вредных выбросов. Эта цель может быть достигнута путем поддержания точного баланса между топливной экономичностью, выбросами и факторами, указанными ниже:

- Потери на трение в двигателе.
- Вспомогательная энергия, необходимая для работы системы охлаждения.
- Граничные условия системы сгорания, такие как температура в камере сгорания, плотность заряда и температура заряда.

Существует так много ограничений при улучшении характеристик двигателя, что абсолютно невозможно улучшить все аспекты характеристик двигателя, просто управляя одной переменной, которой является система охлаждающей жидкости двигателя. Поэтому в усовершенствованную систему охлаждения добавлен ряд функций, позволяющих удовлетворить большинство ограничений, накладываемых характеристиками двигателя. Эти особенности увеличивают эксплуатационную гибкость системы охлаждения. Изменения не являются ни чисто аппаратными, ни чисто программными, но они существуют в комбинации, чтобы дополнять эффекты друг друга.

1.6.3 Контроль температуры охлаждающей жидкости/металла

Наиболее распространенным подходом к работе с обычной системой охлаждения двигателя был контроль температуры охлаждающей жидкости. Температура охлаждающей жидкости влияет на температуру металла двигателя, но это соотношение сохраняется только в установившемся режиме из-за сложности фактического распределения температуры в конструкции двигателя. Следовательно, существуют значительные колебания температуры металла и охлаждающей жидкости от одной точки к другой, что приводит к неравномерному распределению температуры. Поскольку рабочий предел двигателя зависит от пиковой рабочей температуры уязвимых областей, таких как выпускной клапан или головка поршня,

поскольку это области, где температура наиболее высока, более желательно разработать систему охлаждения, которая на основе температуры металла, а не температуры охлаждающей жидкости. Поскольку система охлаждения предназначена для поддержания максимальной скорости отвода тепла, которая основана на концепции контроля температуры охлаждающей жидкости, а не температуры металла, двигатель и его система охлаждения не работают идеально в условиях частичной нагрузки, которые в основном городские условия вождения и неспешное путешествие. Следовательно, в этом сценарии двигатель может стать менее эффективным, что приведет к более высокому расходу топлива. Это область, в которой можно улучшить работу путем изменения заданной температуры охлаждающей жидкости для улучшения характеристик двигателя в условиях частичной нагрузки. Если пиковая рабочая температура области выпускного клапана известна, температура охлаждающей жидкости или металла может быть смещена вверх или вниз для улучшения характеристик двигателя и системы охлаждения.

1.6.4 Контроль рабочей температуры двигателя

Повышение рабочей температуры двигателя имеет очевидные преимущества, поскольку напрямую связано с минимизацией потерь в двигателе, эффективности системы охлаждения и образования выбросов в двигателе. Повышение рабочей температуры двигателя повышает температуру моторного масла, что снижает потери на трение и улучшает топливную экономичность двигателя. Когда температура блока повышается примерно до 195 °С, расход топлива снижается примерно на 4–6%. Повышение рабочей температуры двигателя оказывает эффективное влияние на двигатель. Это повышает эффективность процесса теплопередачи в двигателе и радиаторе, позволяя снизить расход при заданной мощности и, таким образом, снизить потребность в перекачке. Следовательно, это снижает энергопотребление вспомогательного оборудования, особенно в условиях частичной нагрузки.

1.6.5 Раздельное охлаждение

В раздельной системе охлаждения головка цилиндров и блок двигателя охлаждаются как два независимых контура охлаждения, так что теперь две секции двигателя могут иметь независимую оптимальную заданную температуру, что максимизирует общий эффект системы охлаждения двигателя. Желаемое заданное значение температуры может быть получено путем определения расхода охлаждающей жидкости в любой из двух секций в соответствии с относительными потребностями в охлаждении. Чтобы охладить головку, в то время как блок работает более теплым по сравнению со стандартными условиями. За счет использования охладителя головки увеличивается объемный КПД, увеличивая масса захваченного воздуха даже при более низкой температуре. Увеличение массы захваченного воздуха при более низкой температуре позволяет более быстрое и полное сгорание, уменьшая количество NO_x , CO и HC и одновременно увеличивая выходную мощность. Использование блока, более теплого, чем головка, снижает потери на трение, особенно в поршне, что впоследствии приводит к более быстрому нагреву масла и повышению эффективности использования топлива. Он косвенно снижает пиковое давление и температуру в цилиндрах, что напрямую связано с образованием NO_x . Когда температура головки снижается до 50°C , а температура блока повышается до 150°C , снижаются потери на трение, которые впоследствии обеспечивают снижение расхода топлива примерно на 4–6% и снижение количества несгоревших углеводородов примерно на 25–35%.

1.6.6 Электрический водяной насос

Каждый раз, когда двигатель запускается, водяной насос с механическим приводом начинает работать вместе с движением коленчатого вала, и это зависит от частоты вращения двигателя. Чем выше частота вращения двигателя, тем быстрее работает насос и, что значительно, больше расход. Более высокий расход охлаждающей жидкости нежелателен, когда двигатель холодный, потому что двигатель не нуждается в охлаждении, а

требует термической изоляции. Контроль расхода охлаждающей жидкости при холодном двигателе может быть полезным во всех отношениях. Вышеприведенная схема описывает явное преимущество электрического водяного насоса перед обычным механическим насосом.

Электрический водяной насос хорошо работает при этой системе охлаждения и стратегии управления. Насос увеличивает скорость на короткие периоды всякий раз, когда это необходимо, во время экстремальных подъемов на холм или длительного холостого хода в жарких условиях или во время движения по автомагистрали. Результаты моделирования показывают хорошие признаки экономии топлива, за исключением нескольких недостатков в системе. Во-первых, давление в системе не всегда было таким высоким, как хотелось бы, что определенно приводит к большим проблемам кавитации. Во-вторых, термостат срабатывал медленно, и при определенных условиях обрыва контур нагревателя не получал достаточного потока. Результаты моделирования системы также показывают значительное снижение потребляемой мощности насоса, а повышенные температуры охлаждающей жидкости приводят к более быстрому прогреву и экономии топлива.

1.6.7 Электрический водяной клапан или переключающий клапан

Существует очевидная потребность в оптимизации управления температурным режимом, улучшении стратегий охлаждения, систем, которые могут помочь снизить расход топлива и соответствовать стандартам Euro 4 и 5. Улучшенная и эффективная система охлаждения важна, потому что она не только ускоряет прогрев, но и напрямую влияет на выбросы и расход топлива. Преимущество нового электрического водяного клапана перед обычным восковым термостатом обсуждалось. Результаты показывают значительное снижение выбросов и увеличение расхода топлива на 2–5% при использовании этого клапана.

Наиболее важным свойством этого клапана является его способность полностью останавливать поток во время прогрева двигателя, когда

охлаждение не требуется. Поскольку нет потерь тепловой энергии, процесс прогрева двигателя ускоряется.

Работая над улучшением системы охлаждения, разработали систему, которая в первую очередь связана с системой охлаждения с электронным управлением, состоящей из электрического водяного насоса и управляемого клапана. Эта система, в отличие от обычной системы, не зависела от условий работы двигателя. Электронасос и регулирующий клапан регулируют и оптимизируют расход охлаждающей жидкости, температуру охлаждающей жидкости и скорость воздуха во всех рабочих условиях. С электронасосом система больше не зависит от частоты вращения двигателя, и снижение теплопередачи может быть достигнуто, в то время как прогрев может быть достигнут для решения проблемы снижения экономии топлива. Литература доказывает, что уменьшение расхода охлаждающей жидкости не влияет на надежность двигателя, а внутренние температуры двигателя во многом зависят от расхода охлаждающей жидкости. Повышение температуры охлаждающей жидкости влияет на расход топлива. Хороши с точки зрения расхода топлива и выбросов, но не было сильного нагрева салона примерно через 20 минут после запуска двигателя. Результаты, оцененные при различных условиях движения, показывают снижение расхода топлива с 3% до максимум 10% при различных скоростях движения автомобиля. Произошло сокращение примерно на 10% углеводородов, но x NO увеличился на 10%. Кроме того, снижение расхода топлива происходит за счет расхода электроэнергии, что делает выигрыш незначительным. Эта новая система охлаждения – большой шаг в области более быстрого прогрева двигателя, но чтобы сделать систему совершенной сама по себе, нельзя упускать из виду мощность, потребляемую электронными цепями, исполнительными механизмами, датчиками, клапанами и т. д. Тем не менее, существует возможность получить эту мощность за счет рекуперативного электрического торможения с использованием более совершенной стратегии зарядки аккумуляторной батареи переменного тока.

Вывод по главе

Процесс теплопередачи в двигателе внутреннего сгорания – очень сложное явление из-за цикличности теплового источника в процессе. Проблемы проектирования и управления многократно возрастают, когда двигатель работает в переходных условиях, в том числе в условиях холодного пуска. Проблема недостаточного испарения топлива, неэффективного перемешивания и трения в холодном масле – вот лишь некоторые из основных проблем, связанных с холодным запуском. Как указано в литературе, существует необходимость в термической изоляции двигателя, а не в его охлаждении при запуске. Идеи улучшения концепции прогрева двигателя уже хорошо известны, но основная проблема заключается в разработке стратегии для коллективной реализации некоторых или всех этих идей улучшения для получения положительного результата.

Глава 2 Моделирование теплопередачи двигателя

2.1 Введение

Как обсуждалось в предыдущих главах, двигатели внутреннего сгорания все еще имеют потенциал для значительных улучшений, особенно в том, что касается топливной экономичности и экологической совместимости. Для лучшего понимания системы одним из наиболее часто используемых инструментов является моделирование.

Моделирование – это математическое представление системы, которая имеет аналогичные отклики системы, но обычно включает упрощение системы. Математическая модель может использоваться в качестве подхода к решению проблем, который не только сокращает время разработки системы, но также помогает в разработке надежной системы. Моделирование процессов двигателя позволяет инженерам вносить изменения в конструкцию, не неся затрат на создание прототипа. Это не только экономит время, но также деньги и ресурсы.

Модель здесь представляет собой набор дифференциальных или алгебраических уравнений, который вводит ограничения между переменными, которые описывают систему, а недавние достижения в области численного анализа дали алгоритмы для интегрирования таких уравнений. В большинстве случаев модель должна быть откалибрована и проверена на экспериментальных данных для ряда точек набора данных. Подходы к моделированию можно разделить на иерархию в зависимости от уровня сложности и, следовательно, необходимой точности. Само базовое моделирование теплопередачи включает в себя размерный анализ чисел Nu , Re и Pr , следуя простой аналогии с потоком в трубе. Следующим шагом в этом направлении являются эмпирические модели и законы, основанные на экспериментальных результатах. Эти модели являются частично физически основанными моделями, либо объединенными как сосредоточенные

параметры, либо рассредоточенные параметры, либо моделированием. Уровень сложности возрастает с увеличением точности результатов, и, наконец, появляются модели, которые не требуют каких-либо экспериментальных данных для их проверки. Такой подход к моделированию называется прямым численным моделированием.

Основные проблемы, возникающие при моделировании теплопередачи двигателя внутреннего сгорания:

- Турбулентность: протекающая жидкость во всех процессах двигателя очень турбулентна.
- Нестабильность потока: все потоки во впускной системе, выхлопной системе и в цилиндре очень нестабильны.
- Разделение и повторное присоединение границ: есть некоторые геометрические особенности твердых границ, такие как движение поршня, которые вызывают вихрь сворачивания поршня.
- Горение: пламя очень турбулентное и вызывает большие пространственные и временные колебания температуры и концентрации веществ.

2.2 Подход с сосредоточенными параметрами к моделированию

Группа компонентов, в которой поток тепла не стационарен и продолжает переключаться между конвекцией и проводимостью, аналогия резистор–конденсатор является наилучшей подходящей стратегией в таких ситуациях. Будучи самым простым подходом к моделированию теплопередачи в двигателе, подход с сосредоточенными параметрами предпочтительнее других подходов.

Обсуждалось моделирование двухзонного квазизмерного двигателя с искровым зажиганием для определения температуры газа в цилиндрах и коэффициентов конвекции на основе модели тепловой сети резистор–конденсатор. Впоследствии тепловые потоки двигателя могут быть

рассчитаны на основе технических характеристик, размеров, условий эксплуатации и материала двигателя.

Хотя передача тепла происходит даже при сжатии, когда нет горения, но она увеличивается с началом горения, когда пламя пересекает заряд. Пламя исходит от свечи зажигания и проходит через камеру сгорания до стенок камеры сгорания, где в конце концов затухает или гаснет. По теплу, генерируемому в камере сгорания, важно точно оценить среднюю эффективную температуру газа и сопротивления (или проводимость) от газа к камере сгорания, чтобы модель работала. Однако пространственно изменяющаяся температура может быть взвешена по массе, чтобы найти изменяющееся во времени среднее значение, а стенки сгруппированы в несколько дискретных приемников, таких как поршень, головка, гильза и т. д.

2.3 Основные уравнения для моделирования теплопередачи двигателя

Моделирование термодинамики газа является важной частью моделирования двигателя, которое основано на фундаментальных уравнениях переноса энергии и массы в цилиндр.

Типичная модель двигателя включает в себя один или несколько управляющих объемов, которые могут включать впускную и выпускную системы с обменом массой и энергией между ними. Поток через клапаны моделируется как поток через отверстие.

2.4 Передача тепла при сгорании

Проблема теплопередачи двигателя очень сложна, поскольку температура и скорость газа внутри камеры сгорания далеко не однородны и меняются очень быстро. Проблема передачи тепла от стенок к

теплоносителю не так сложна, поскольку колебания температуры не проникают далеко в стенки цилиндра. Однако существуют пространственные вариации конвекции от цилиндра к цилиндру из-за последовательного потока воды через двигатель и изменения размеров локальных каналов, что приводит к колебаниям температуры стороны охлаждающей жидкости.

2.4.1 Передача тепла в камеру сгорания

Был проведен ряд исследований по анализу теплопередачи внутри двигателя. Для анализа теплопередачи в цилиндрах существует три общих подхода. Это:

- Подход, основанный на подходе к установившейся конвективной теплопередаче с использованием корреляций для чисел Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля.
- Подход, основанный на решении уравнения нестационарной теплопроводности вместе с уравнением сохранения энергии в пограничном слое, с учетом эффекта периодического горения вокруг портов, клапанов, пробок и т. д.
- Подход, основанный на сохранении энергии всей массы, содержащейся внутри цилиндра.

В одном из исследований, выполненных для нахождения корреляции теплопередачи, представлены алгебраические эмпирические соотношения, используемые для расчета теплопередачи, основанные исключительно на числах Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля. Эти соотношения различаются в зависимости от геометрии и технических характеристик компонента, используемого в качестве режима теплопередачи. Предполагая, что скорость теплопередачи стенок увеличивается с турбулентными колебаниями скорости, а также что повышение адиабатической температуры является одной из основных движущих сил теплопередачи. Согласно этой корреляции, тепловой поток стенок является функцией турбулентных флуктуаций скорости, адиабатического повышения температуры и свойств жидкости, таких как плотность, вязкость, теплопроводность и удельная теплоемкость.

Обсуждается второй подход к теплопередаче в стенке как подход к расчету конвекции от газа к стенке в сочетании с уравнением сохранения энергии в пограничном слое. Область пограничного слоя в этом случае очень важна, потому что пламя гаснет в непосредственной близости от стенки и в этом пограничном слое существует крутой градиент температуры. Поэтому очень важно правильно оценить толщину пограничного слоя в этой области. Толщина пограничного слоя более важна в двигателях меньшего размера, поскольку отношение объема к площади поверхности мало и указывает на более высокий эффективный коэффициент теплопередачи. Пограничный слой также изменяется с изменением угла поворота коленчатого вала в цикле двигателя. Он самый тонкий, когда происходит сгорание, и более толстый на более поздних этапах цикла двигателя. Предполагается корреляция между толщиной пограничного слоя и длиной толщины гашения пламени; т.е. передача тепла внутри цилиндра от газа к стенке очень сильно зависит от толщины закалки. Эта толщина закалки различается для разных положений кривошипа в зависимости от числа Пекле. Таким образом, угловые колебания давления внутри цилиндра увеличивают теплопередачу и вносят колебания в режим теплопередачи.

Теплопередача в установившемся режиме от жидкости к поверхности описывается уравнением. Однако ситуация меняется в поршневом двигателе, где условия не постоянные, а меняются циклически. Если процесс считается квазистационарным, то мгновенная скорость теплопередачи пропорциональна разнице температур, существующей в этот момент. Из-за теплоемкости жидкости существует задержка между разницей температуры движения и скоростью теплопередачи. Эта задержка называется фазовой задержкой. Когда двигатель приводится в движение, скорость теплопередачи в значительной степени зависит от свойств газа, таких как теплопроводность k , динамическая вязкость μ , удельная теплоемкость C и плотность ρ газа, но при запуске скорость тепловыделения на единицу объема, а колебательные

составляющие зависят не только от частоты вращения двигателя N , но и от работы.

Для количественной оценки конвективной теплопередачи необходимо знать температуру газа. Поскольку эту температуру нельзя измерить напрямую, мгновенное среднее значение обычно рассчитывается на основе мгновенного давления. Совершенно нереально использовать то же предположение во время фазы сгорания цикла, поскольку температура может быть не столь равномерной по камере в этом такте и, используя среднее значение при заданном положении угла поворота коленчатого вала в этом такте, может не дать удовлетворительные результаты. Однако, поскольку нет другой лучшей альтернативы для измерения температуры в такте сгорания, для этого хода также берется среднее значение температуры.

2.4.2 Влияние материала стенки на теплопередачу

Исследовали влияние материала стенок на теплопередачу и обнаружили, что коэффициент теплопередачи сильно зависит от материала стенки цилиндра и коэффициента теплопередачи, следовательно, влияя на температуру поверхности. Сообщается об увеличении расхода топлива примерно на 30% за счет использования керамического материала.

2.4.3 Теплоотдача от стенок камеры сгорания

Чистая теплопередача от камеры сгорания может быть вычислена вместе с изменением массовой доли сожженной массы в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Согласно первому закону термодинамики, чистая теплопередача рассчитывается во время замкнутой части цикла, особенно во время интервала, когда скорость сгорания высока. Этот интервал вносит значительный вклад в общую сумму.

Обнаружено, что такой подход не согласуется с экспериментальными данными. Этот подход связан с разумными предположениями, сделанными авторами о том, что общая чистая теплопередача за цикл представляет собой разницу между теплотой, отводимой к хладагенту, и теплопередачей газа на поверхности выхлопных окон.

2.5 Подход к моделированию в Modelica

Modelica является продуктом Dymola (Лаборатория динамического моделирования). Modelica – это новый объектно–ориентированный многодоменный язык для моделирования больших, сложных и разнородных физических систем. Первая версия языка появилась в 1996 году, позже она была улучшена до более новой версии.

В 1998 году, версия 1.3 в 1999 году и версия 1.4 в 2000 году. Модели в Modelica математически описываются дифференциальными, алгебраическими и дискретными уравнениями. Modelica предназначена для обработки системы из более чем ста тысяч уравнений с помощью специализированного алгоритма. В Modelica, как и во всех других языках моделирования или компьютерного программирования, концепция композиции и декомпозиции играет жизненно важную роль в развитии понимания всей системы. Декомпозиция означает, что система может быть разбита на несколько подсистем для облегчения понимания. Напротив, несколько подсистем могут быть объединены вместе в определенной иерархии для создания единой большой системы, это называется композицией.

Концепция параметров класса Modelica расширяет понятие параметров на более высокий уровень. Эта концепция гласит, что полные подмодели могут быть заменены другими подмоделями, если они соответствуют определенным критериям или ограничениям. Концепция объектно–ориентированного подхода – удобный инструмент для декомпозиции системы, поскольку все подсистемы представлены в виде классов. Modelica поддерживает множественное наследование, и наследование играет важную роль в объектно–ориентированных языках. Класс может быть определен как подкласс другого класса, который является базовым классом или суперклассом, и все атрибуты суперкласса могут быть доступны в подклассе,

и при необходимости к подклассу могут быть добавлены новые атрибуты. Это называется наследованием.

Modelica – это высококачественный инструмент моделирования с отраслевыми библиотеками моделей прочности для нескольких областей приложений, которые способны поддерживать большие и сложные системы. Библиотеки моделей полезны при сборке сложных топологий объекта из основных строительных блоков модели.

Важность моделирования теплопередачи двигателя обсуждалась ранее. Он предоставляет удобные и эффективные средства для оценки различных стратегий запуска и конструкции оборудования, а также их влияния на тепловую реакцию выхлопной системы. Modelica – это открытый исходный код, который компилируется быстрее, чем другие языки низкого уровня, и обеспечивает надежную платформу для запуска тяжелых приложений, таких как моделирование многодоменных систем. Эти многодоменные модели лучше всего подходят для оценки и оптимизации проектирования аппаратного обеспечения и стратегий управления, особенно на ранней стадии процесса проектирования.

Стандартные механические, вращательные, многотельные и тепловые библиотеки Modelica содержат определения разъемов, интерфейса и базовые модели, которые обеспечивают основу для моделирования систем двигателя.

2.6 Модель в текущем исследовании

В Modelica построена одноцилиндровая модель на основе резисторно–конденсаторной сети. В этой модели впускная смесь двигателя отслеживается от входа в левый борт. Он идет от порта входа в камеру сгорания. Когда двигатель работает в установившемся режиме, происходит конвективная теплопередача от жидкости к стенкам порта, штоку впускного клапана и седлу впускного клапана, но во время запуска передача тепла

происходит в обратном направлении, и она происходит от штока клапана, патрубков клапана и стенки портов к топливовоздушной смеси.

Кроме того, внутри камеры сгорания тепло, выделяемое горячими газами, передается в головку поршня, верхний и средний слой стенки цилиндра и область головки, которые непосредственно подвергаются воздействию горячих газов. Нижняя часть стенки цилиндра получает тепло от поршня, поскольку не сообщается напрямую с газами сгорания. Охлаждающая жидкость отводит тепло от блока цилиндров, стенок цилиндров, головки цилиндров, а также впускного и выпускного отверстий клапана. Он перемещается дальше в головной теплообменник для завершения цикла, а затем возвращается в блок двигателя для следующего цикла.

Масляный поддон получает тепло от поршня и нижней стенки цилиндра. Часть тепла передается блоку двигателя, а часть – в окружающую среду. Кроме того, одноцилиндровая модель также имеет масляный обогреватель.

В модели используются 3 типа тепловых сопротивлений, которые встроены в тепловую библиотеку Modelica. Это:

- Сопротивление проводимости
- Сопротивление конвекции
- Сопротивление потока / емкость

Сопротивления проводимости и конвекции являются встроенными резисторами в библиотеке теплопередачи Modelica, в то время как резистор потока транспортирует охлаждающую жидкость в двигатель, где тепло передается между охлаждающей жидкостью и компонентами двигателя.

Вывод по главе

Моделирование теплопередачи двигателя – важный инструмент для оценки изменений конструкции с наименьшим количеством прототипов. Таким образом, процесс является рентабельным и экономит время. В настоящей главе была предпринята попытка разработать модель теплопередачи двигателя и потока охлаждающей жидкости. Нижняя часть стенки цилиндра получает тепло от поршня, поскольку не сообщается напрямую с газами сгорания. Охлаждающая жидкость отводит тепло от блока цилиндров, стенок цилиндров, головки цилиндров, а также впускного и выпускного отверстий. Он перемещается дальше в головной теплообменник для завершения цикла, а затем возвращается в блок двигателя для следующего цикла.

Глава 3 Результаты моделирования

3.1 Введение

В главе 2 обсуждалась подробная модель теплопередачи. В данной главе рассматривается дальнейшая работа по моделированию модели и представлены результаты моделирования. Результаты моделирования дают представление о теплопередаче в различных компонентах двигателя в переходных условиях эксплуатации при холодном пуске. Температуры компонентов, включенных в моделирование:

- Крышка цилиндра
- Машинное масло
- Охлаждающая жидкость головки цилиндров
- Головка поршня
- Юбка поршня
- Верхняя стенка цилиндра
- Средняя стенка цилиндра
- Нижняя стенка цилиндра

3.2 Моделирование модели

Моделирование выполняется с фиксированным размером шага 0,0001, а максимальное интегрирование – методом Рунга–Кутты 4–го порядка. Во время компиляции код Modelica преобразуется в код C, а используемый компилятор – это коллекция компиляторов GNU, часто называемая компилятором GCC, обычно используемая для компиляции программ на C. Данная модель была откалибрована для 1161 об/мин и 48 Нм нагрузки и валидирована для 700 об / мин и 0 Нм нагрузки. Моделирование модели выполняется в течение 250 секунд. Результаты модели представлены в виде

графика зависимости температуры от времени, время указывается в секундах, а температура – в градусах Кельвина.

3.3 Начальные условия для моделирования

Как обсуждалось в главе 2, данные о давлении сгорания и температуре в зависимости от времени и угла поворота коленчатого вала используются из модели Кейнежада в качестве подводимого тепла для данной исследуемой модели. Следовательно, тепло, производимое в камере сгорания, изменяется в зависимости от времени, угла поворота коленчатого вала, скорости двигателя, нагрузки, давления в коллекторе, диаметра канала, хода, толщины стенки цилиндра, температуры наддува воздуха и массового расхода на входе. Поток тепла от камеры сгорания к компонентам двигателя также является фактором расхода масла и охлаждающей жидкости.

3.4 Результаты моделирования для контрольной точки нового Европейского ездового цикла

Модель была откалибрована в контрольной точке нового Европейского ездового цикла при 1161 об/мин и нагрузке 48 Нм. Полученные результаты обсуждаются ниже.

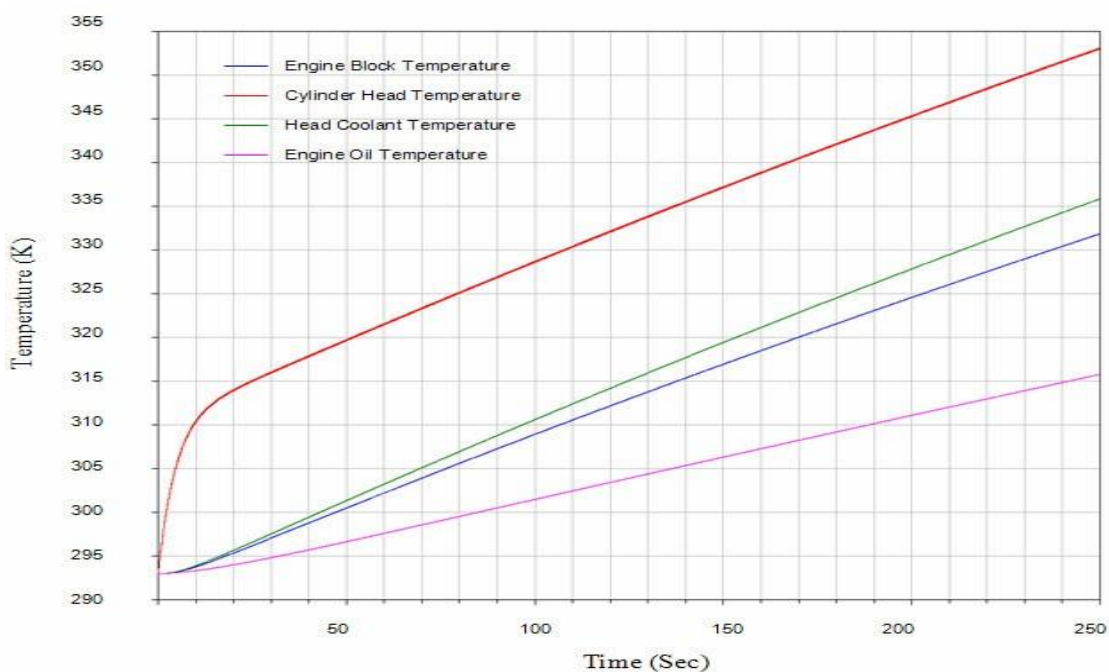
3.4.1 Результаты для головки, блока, охлаждающей жидкости головки и масла

Как обсуждалось ранее, в данной модели стенка цилиндра разделена на 3 равные части. Область под цилиндрами в блоке, которая получает тепло за счет теплопроводности от масляного картера и охлаждающей жидкости двигателя, в модели называется блоком двигателя. Следует отметить, что только головка цилиндра, верхняя часть стенки цилиндра и головка поршня получают тепло непосредственно от сгорания, а не блок двигателя.

Результаты объединяются, чтобы представить среднее значение для всей головы и блока.

На рисунке 1 показаны результаты моделирования для температур компонентов двигателя. Эти температуры представляют собой температуру блока, температуру головки блока цилиндров, температуру охлаждающей жидкости головки и моторного масла. Можно заметить, что существует значительная разница между температурой головки цилиндров и блока цилиндров. Это связано с тем, что в текущей модели блок (за исключением цилиндров) моделируется с теплом, полученным за счет теплопроводности и охлаждающей жидкости двигателя. Однако головка блока цилиндров получает тепло непосредственно от камеры сгорания.

Как показано на рисунке, по истечении 250 секунд приблизительная температура головки блока цилиндров достигает 353 К, охлаждающей жидкости головки блока цилиндров – 336 К, блока цилиндров – 332 К, а температура моторного масла – 316 К.

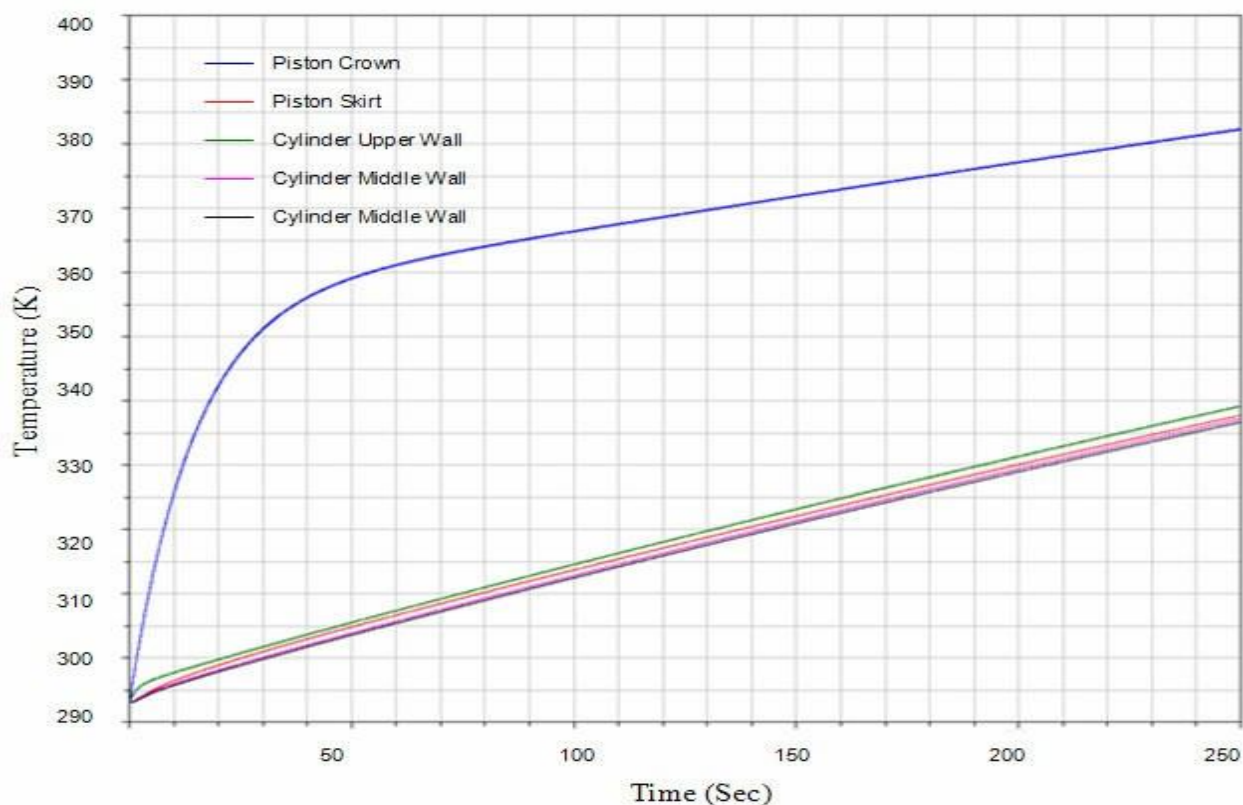


— температуры блока цилиндров; — температуры головки блока цилиндров; — температура охлаждающей жидкости головки; — температура моторного масла в контрольной точке нового Европейского ездового цикла (1161 об/мин и нагрузка 48 Нм)

Рисунок 1 – Результаты моделирования

3.4.2 Результаты стенок поршня и цилиндра

Рисунок 2 показывает картину теплового потока в днище поршня, юбке и стенках цилиндра, где головка поршня работает при максимальной температуре. Поскольку головка поршня получает наибольшее количество тепла от камеры сгорания, она имеет самый высокий рост температуры. Головка поршня и верхняя стенка цилиндра являются двумя компонентами, непосредственно контактирующими с пламенем, когда оно генерируется, но когда поршень начинает двигаться вниз от ВМТ, в такте расширения, тепло от сгорания дополнительно распределяется между средним цилиндром стенки. Более того, особенно после сгорания, юбка поршня получает тепло от днища поршня за счет теплопроводности.



— головки поршня; — температуры юбки поршня; — температуры верхней стенки цилиндра; — температуры средней стенки цилиндра; — температуры нижней стенки цилиндра в контрольной точке нового Европейского ездового цикла (1161 об/мин и нагрузка 48 Нм)

Рисунок 2 – Результаты моделирования температур

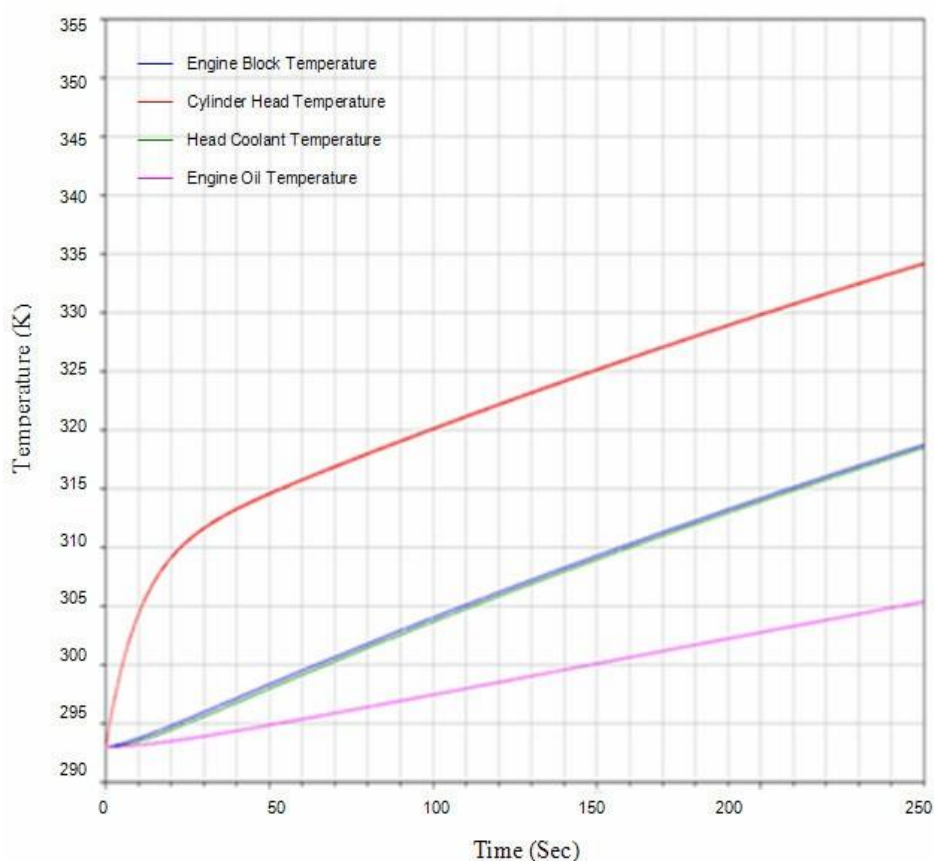
По истечении 250 секунд температура днища поршня составляет примерно 382 К. Температуры стенок цилиндра и юбки поршня близки друг к другу без особой разницы. Однако, как обсуждалось ранее, верхняя стенка цилиндра получает тепло непосредственно от сгорания, и ее температура приблизительно 339 К немного выше, чем у других стенок цилиндра и юбки поршня по истечении 250 секунд. Температуры юбки поршня, средней стенки цилиндра и нижней стенки цилиндра очень близки друг к другу. По истечении 250 секунд их температура составляет приблизительно 336–338 К, при этом средняя стенка достигает максимума при 338 К, юбки поршня посередине составляет 337 К, а нижняя стенка внизу имеет температуру 336 К.

3.5 Результаты моделирования для холостого хода

Откалиброванная модель проверяется по второму набору точек данных, который составляет 700 об/мин и нагрузку 0 Нм. Расход охлаждающей жидкости был уменьшен в соответствии с расходом охлаждающей жидкости, измеренным в ходе экспериментов и обнаруженным, что он уменьшился примерно на 50%, когда частота вращения двигателя снижается с 1161 об/мин. до 700 об/мин. Коэффициент конвективной теплопередачи от головки блока цилиндров к охлаждающей жидкости и от стенок к охлаждающей жидкости также уменьшается с увеличением частоты вращения двигателя. Следовательно, тепло, производимое в камере сгорания, изменяется в зависимости от времени, угла поворота коленчатого вала, скорости двигателя, нагрузки, давления в коллекторе, диаметра канала, хода, толщины стенки цилиндра, температуры наддува воздуха и массового расхода на входе. Поток тепла от камеры сгорания к компонентам двигателя также является фактором расхода масла и охлаждающей жидкости.

3.5.1 Результаты для головки, блока, охлаждающей жидкости головки и масла

На рисунке 3 показаны результаты моделирования температуры блока цилиндров, температуры головки цилиндров, температуры охлаждающей жидкости головки цилиндров и температуры моторного масла. Результаты показывают снижение температуры по мере уменьшения частоты вращения двигателя, нагрузки, расхода охлаждающей жидкости и коэффициентов теплопередачи. По истечении 250 секунд температура головки цилиндров составляет приблизительно 334 К, а температура моторного масла приблизительно 305 К. Температура блока цилиндров и температура охлаждающей жидкости головки блока цилиндров практически совпадают и составляют 318 К примерно через 250 секунд.

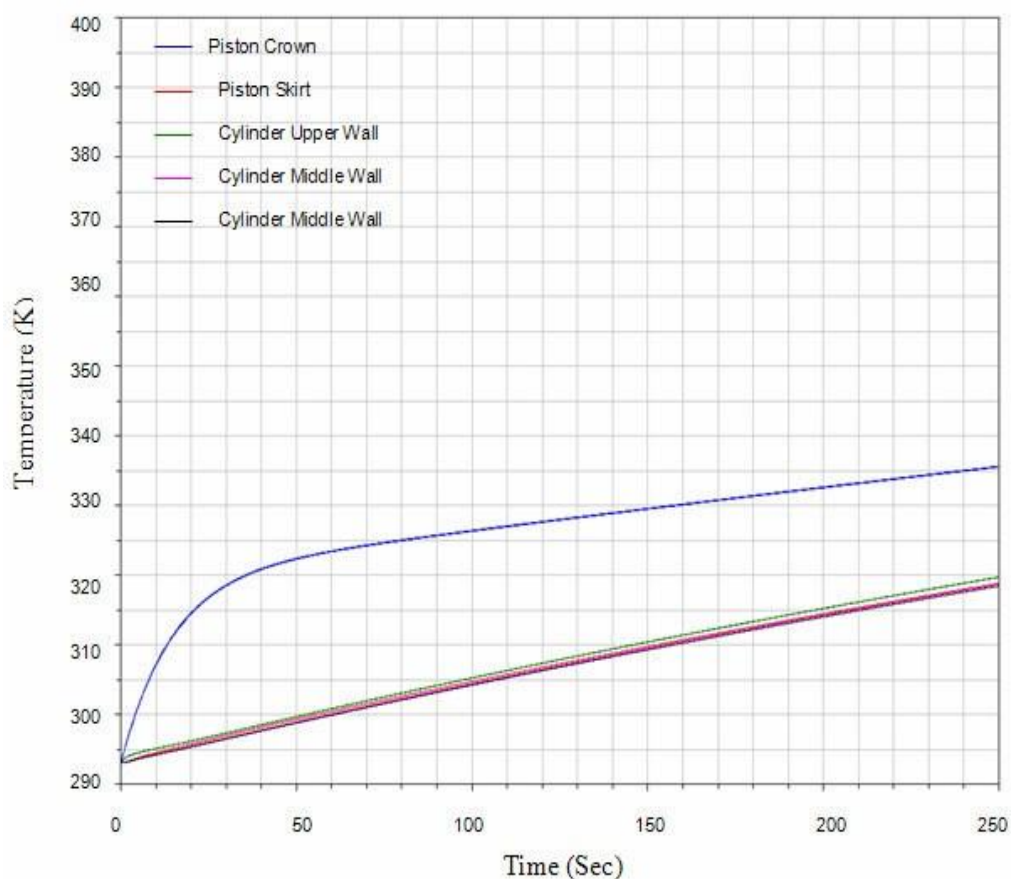


— блока цилиндров; — температуры головки блока цилиндров; — температуры охлаждающей жидкости головки; — температуры моторного масла на холостом ходу 700 об/мин и нагрузке 0 Нм

Рисунок 3 – Результаты моделирования температур

3.5.2 Результаты стенок поршня и цилиндра

На рисунке 4 показаны результаты для температуры поршня и стенок цилиндра. По истечении 250 секунд температура днища поршня составляет примерно 336 К. Температуры юбки поршня, средней стенки цилиндра и нижней стенки цилиндра примерно совпадают и составляют примерно 319 К.



— головки поршня; — температуры юбки поршня; — температуры верхней стенки цилиндра; — температуры средней стенки цилиндра; — температуры нижней стенки цилиндра при холостом ходе 700 об / мин и нагрузке 0 Нм

Рисунок 4 – Результаты моделирования температур;

Вывод по главе

Моделирование было выполнено для условий испытательной точки нового Европейского ездового цикла 1161 об/мин, нагрузки 48 Нм и холостого хода 700 об/мин и нагрузки 0 Нм.

Глава 4 Экспериментальные результаты и обсуждение

4.1 Введение

Стратегия исследования заключалась в том, чтобы добиться более быстрого прогрева за счет уменьшения расхода охлаждающей жидкости с помощью электрического водяного насоса при работе двигателя в смоделированном цикле движения. В данной главе представлены результаты, полученные в результате реализации этой стратегии. Обсуждаются различные параметры двигателя, такие как опережение зажигания, частота вращения двигателя, абсолютное давление в коллекторе и расход топлива, контролируемые системой сбора данных. Кроме того, сравниваются температурно–временные профили различных точек измерения двигателя. Наконец, в этой главе обсуждалось влияние на время прогрева двигателя и изменение температуры охлаждающей жидкости с уменьшением расхода охлаждающей жидкости.

4.2 Общее обсуждение потока охлаждающей жидкости в двигателе

При запуске двигателя водяной насос, расположенный на стороне выпуска, всасывает охлаждающую жидкость из радиатора и обратной магистрали отопителя и подает охлаждающую жидкость в блок цилиндров. Однако в это время нет потока через радиатор, так как термостат закрыт. На деке блока имеются отверстия для перекачки охлаждающей жидкости, а водяная рубашка проходит глубоко внутри блока через отверстия цилиндров. Водяная рубашка представляет собой полость вокруг цилиндров, которая обычно заканчивается на 6–10 мм перед поверхностью головки блока цилиндров. Это конструкция закрытой палубы, в отличие от конструкции открытой палубы, когда водная рубашка простирается до передней поверхности.

Поток охлаждающей жидкости начинается с цилиндра 1 и равномерно распределяется на впускной и выпускной сторонах блока цилиндров. Он обтекает цилиндры и движется к цилиндру 6 в блоке. Часть охлаждающей жидкости поступает в головку через проходные отверстия, расположенные вокруг каждого цилиндра. Однако количество охлаждающей жидкости, поднимающейся от блока к головке, невелико, потому что площадь этих отверстий мала. Когда охлаждающая жидкость достигает цилиндра 6 и, поскольку площадь водяных отверстий вокруг цилиндра 6 больше, основное количество охлаждающей жидкости поднимается здесь вверх в головке, и в этом процессе циркуляция охлаждающей жидкости вокруг цилиндра 6 в блоке усиливается.

Когда охлаждающая жидкость поступает в головку цилиндра 6, она начинает отводить тепло от головки и становится теплее по мере движения от цилиндра 6 к цилиндру 1. Охлаждающая жидкость нагревается до цилиндра 1 в головке. Хотя площадь водяной рубашки вокруг цилиндра 1 аналогична площади водяной рубашки вокруг цилиндра 6, конвекция охлаждающей жидкости вокруг цилиндра 6 в блоке больше, следовательно, температуры вокруг цилиндра 6 оказываются ниже.

Термостат остается закрытым до тех пор, пока двигатель не достигнет своей рабочей температуры, при этом поток, который достигает цилиндра 1 в головке, отклоняется через контур нагревателя. Эта нагретая охлаждающая жидкость из двигателя, извлеченная из корпуса термостата, нагревает кабину транспортного средства, если воздушный тракт в нагревателе открыт, и течет обратно к водяному насосу и снова подается в блок.

Как только двигатель достигает рабочей температуры, термостат открывается, и происходит внезапный выброс холодной охлаждающей жидкости в блок, который вызывает тепловой удар по компонентам двигателя. Более того, после размыкания термостата происходит падение расхода охлаждающей жидкости, протекающей через контур нагревателя, и большая часть ее уходит в радиатор. При внезапной циркуляции холодной

охлаждающей жидкости в двигателе температура значительно падает, что, в свою очередь, приводит к понижению температуры двигателя. При понижении температуры двигателя термостат закрывается. Хотя этот цикл продолжается с открытием и закрытием термостата, температура радиатора все равно постепенно увеличивается из-за смешивания горячего и холодного хладагента, если нет естественного воздушного потока. При достижении заданной температуры радиатора включается электрический вентилятор на радиаторе, который снижает температуру.

4.3 Общее обсуждение снижения расхода охлаждающей жидкости

Когда расход охлаждающей жидкости в двигателе снижается, более низкие скорости уменьшают число Рейнольдса. Это снижает число Нуссельта и, следовательно, коэффициент теплопередачи. Следовательно, теплопередача ниже, и более высокие температуры компонентов приводят к поддержанию теплового потока. Когда двигатель запускается из холодного состояния, тепло передается от компонентов к охлаждающей жидкости, протекающей вокруг цилиндров, которая далее рассеивается в теплоемкости блока и внешних деталей головки и с вторичными потерями в окружающий воздух. Поскольку скорость механического водяного насоса зависит от частоты вращения двигателя, поток охлаждающей жидкости увеличивается с частотой вращения двигателя. Отсюда следует, что чем больше расход охлаждающей жидкости, тем больше выделяется теплота, что нежелательно на этой стадии, когда двигатель работает в холодном состоянии.

Методика проверки влияния изменения скорости насоса заключалась в использовании электрического водяного насоса для изменения скорости потока охлаждающей жидкости в двигателе. Двигатель работал в контрольных точках нового Европейского ездового цикла со скоростью 1161 об / мин и нагрузкой 48 Нм. Средний расход охлаждающей жидкости, измеренный на этой скорости с помощью механического водяного насоса,

составил 17,17 л/мин. Тестирование было в основном сфокусированным, возможным сокращением времени нагрева, когда расход воды был уменьшен с 17,17 л/мин до минимума 3,17 л/мин, в несколько этапов, а также в условиях отсутствия потока.

Ожидалось, что при уменьшении расхода охлаждающей жидкости будет уменьшаться передача тепла, что приведет к более быстрому прогреву внутреннего компонента двигателя. В результатах также ожидалось, что, когда расход охлаждающей жидкости снижается, а компоненты нагреваются быстрее, они будут влиять на повышение температуры масла. Кроме того, ожидалось, что при уменьшенной скорости потока температура отверстия цилиндра, гильзы и поршня будет выше и, таким образом, приведет к более быстрому нагреву масла и, следовательно, поможет снизить общее трение двигателя. Все эти преимущества должны привести к снижению расхода топлива и времени прогрева двигателя.

4.4 Экспериментальные результаты

Тестирование проводилось для различных скоростей потока для электрического водяного насоса. Сюда входят режимы простоя и моделируемые условия нового Европейского ездового цикла, для которых поток был снижен с шагом 3 л/мин с нормального механической водяной насос 17,17 л/мин с электрической водяной насос до 0 л/мин. Для упражнения на разделенное охлаждение анализ представлен для 3,17 л/мин, потока в напоре и 3,17 л/мин, потока в блоке. Анализ представлен для всех условий в виде среднего значения, полученного в результате трех–четырёх тестов, выполненных при каждом условии. Результаты представлены в виде усредненных температур головки блока цилиндров, блока цилиндров, масла, охлаждающей жидкости головки блока цилиндров и расхода топлива. Смоделированное топливо городского ездового цикла, использованное на испытательном стенде в фиксированной точке нагрузки и скорости, близко

соответствовало фактическим данным ездового цикла, предоставленным для автомобиля Falcon на испытательном стенде Ford ADR 79/01 в течение 740 секунд городского цикла. Расход топлива был в пределах 0,5%, а время открытия термостата было ошибкой всего 10 секунд. Это вселило уверенность в том, что испытание в установившемся режиме и под нагрузкой было достаточным для воспроизведения характеристик автомобиля на относительно низкой скорости (18 км/ч – средняя скорость) в части нового Европейского ездового цикла.

4.5 Обсуждение температуры масла

Несмотря на улучшение расхода топлива, температуры головки и блока цилиндров и температуры охлаждающей жидкости, при уменьшении расхода охлаждающей жидкости значительного изменения температуры масла не произошло. Тем не менее, есть некоторые преимущества от снижения трения за счет более быстрого нагрева компонентов, даже несмотря на то, что на объемную массу масла это не влияет. При уменьшении расхода охлаждающей жидкости увеличивается температура охлаждающей жидкости, а также температура компонентов на стороне выпуска. Плюсы быстрого нагрева компонентов выхлопной стороны не может быть использовано полностью, потому что канал возврата масла расположен на впускной стороне двигателя. Анализ представлен для всех условий в виде среднего значения, полученного в результате трех–четырёх тестов, выполненных при каждом условии. Когда двигатель запускается в холодном состоянии, большая часть перекачиваемого масла рециркулирует через предохранительный клапан и, след, в обход более горячих частей двигателя. Все эти преимущества должны привести к снижению расхода топлива и времени прогрева двигателя.

4.6 Обсуждение температуры охлаждающей жидкости в различных цилиндрах

Данные о температуре охлаждающей жидкости были зарегистрированы для термодатчиков в цилиндрах с 1 по 6 на стороне выпуска, в головке цилиндров, на термостате и на входе водяного насоса.

Как упоминалось ранее, водяной насос расположен в передней части двигателя в блоке, охлаждающая жидкость подается в двигатель через цилиндр 1, а оттуда она проходит весь путь к цилиндру 6 в блоке. Некоторое количество охлаждающей жидкости проходит в головку в вертикальном направлении через отверстия для охлаждающей жидкости, предусмотренные в блоке через прокладку головки. Однако количество охлаждающей жидкости, передаваемой к головке из блока через эти отверстия в вертикальном направлении, очень мало, и большая часть охлаждающей жидкости течет в горизонтальном направлении. Основное количество охлаждающей жидкости передается в головку из блока через вертикальный проход цилиндра 6. Площадь водяной рубашки вокруг цилиндра 6 также больше по сравнению с другими средними цилиндрами. Это вызывает циркуляцию большого количества охлаждающей жидкости вокруг цилиндра 6 в блоке.

Хотя площадь водяной рубашки вокруг цилиндра 1 равна площади водяной рубашки вокруг цилиндра 6, существует некоторая разница в температуре охлаждающей жидкости цилиндра 1 и цилиндра 6. Это происходит из-за того, что охлаждающая жидкость проходит через другие средние цилиндры. прежде, чем он достигнет цилиндра 1 в головке, и это повысит температуру охлаждающей жидкости в цилиндре 1 в головке.

Было замечено, что, за исключением цилиндра 6, температуры охлаждающей жидкости в головке для всех цилиндров находятся в непосредственной близости друг от друга. Эта тенденция наблюдается для расхода 17,17 л/мин (максимум) как для механический водяной насос, так и

для электрического водяного насоса. Однако, когда скорость потока была дополнительно снижена до 3,17 л/мин (минимум), было замечено, что профиль температуры для всех цилиндров оставался одинаковым, но с увеличением разницы между цилиндрами по мере уменьшения скорости потока охлаждающей жидкости.

4.7 Сравнение для различных условий работы

Показано изменение температуры со значениями, усредненными для каждой головки цилиндров и блока цилиндров, а также температуры моторного масла и охлаждающей жидкости на выходе из головки блока цилиндров от холодного пуска до 300 секунд. Эти результаты обсуждаются вместе с графическими результатами, представленными в следующем разделе, и записанными данными для других переменных двигателя.

4.7.1 Предварительный холостой ход механический водяной насос

Расход топлива в тесте на холостом ходу ниже, поскольку двигатель работает на низких оборотах (холостом ходу). Расход охлаждающей жидкости составляет приблизительно 9,17 л/мин, измеренный расходомером. В двигателе выделяется меньше тепла, чем при работе двигателя на более высоких оборотах и в условиях нагрузки, и, следовательно, расход топлива и температура компонентов ниже.

4.8 Расход топлива

4.8.1 Общие сведения о расходе топлива

- Первые 20 секунд: сразу после запуска РСМ отключается в каждом тесте, и, следовательно, в первые 5–8 секунд данные не записываются. Первые 20 секунд – это период холостого хода. При запуске двигателя частота вращения примерно 850 об/мин. Постепенно двигатель

стабилизируется, и скорость имеет тенденцию к снижению, что также снижает расход топлива.

- 20–50 секунд: через 20 секунд, когда двигатель подвергается увеличению скорости и нагрузки, расход топлива имеет тенденцию к увеличению, что является условием «обогащения при ускорении». Когда к транспортному средству применяется резкое ускорение, расход топлива возрастает, и как только ускорение становится постоянным, оно стремится вернуться к стехиометрическому (когда двигатель работает в установившемся режиме). Одним из наиболее важных факторов, которые могут привести к резкому увеличению расхода топлива, является инерция компонентов, подключенных к двигателю. В реальном автомобиле есть коробка передач, трансмиссионный вал и преобразователь крутящего момента, соединенные с маховиком двигателя, что дает сопротивление вращению маховика и приводного вала. Напротив, в экспериментальной установке вместо преобразователя крутящего момента, коробки передач и трансмиссионного вала к приводному валу двигателя подключен динамометр. Если считать инерцию динамометра приблизительно равной инерции трансмиссии, трансмиссионного вала и гидротрансформатора, то резкое увеличение расхода топлива в эксперименте должно быть примерно равно расходу топлива в реальных условиях движения, поскольку двигатель настроен на переходный режим работы.
- Тем не менее, расход топлива снижается в следующие 25 секунд после приложения скорости и нагрузки к двигателю. Также ранее было сказано, что это связано со стратегией выключения катализатора двигателя, запуском начальной богатой смеси после того, как двигатель нагружен.
- 50 – 100 секунд: расход топлива снижается с 50 до 100 секунд. Это фаза, когда блок цилиндров нагревается и трение поршней уменьшается, что снижает расход топлива.

4.8.2 Расход топлива для различных условий

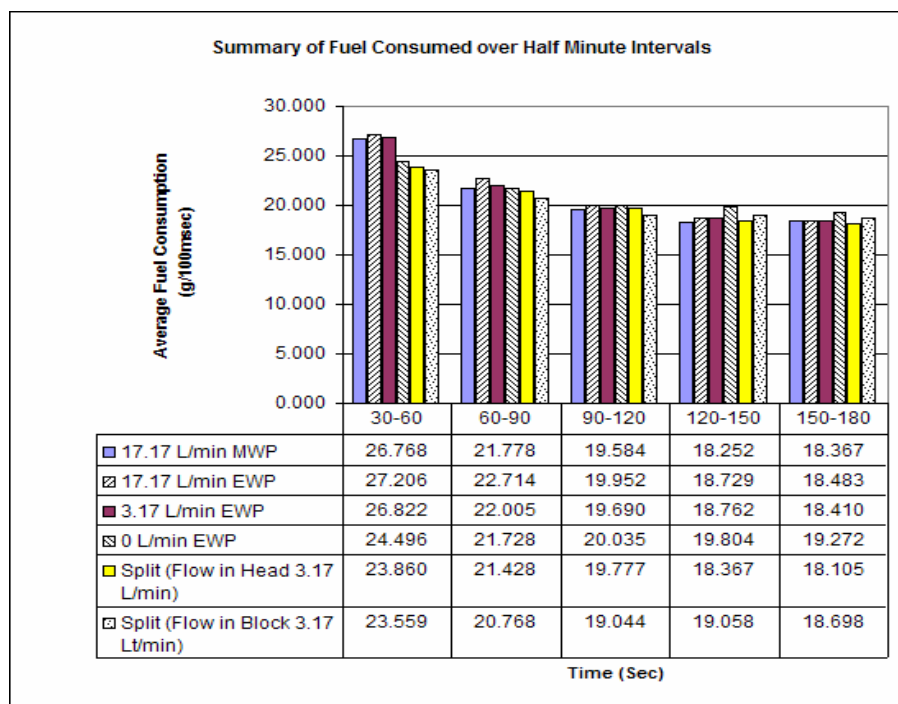
По результатам можно заметить, что расход топлива увеличивается сразу после первого запуска из-за первоначального переполнения при холодном пуске, а затем он начинает падать. Расход топлива снижается примерно в первые 20 секунд, а затем снова начинает расти. Это происходит потому, что искра начинает тормозиться через 20 секунд после запуска двигателя. Искра задерживается на 20 секунд, т.е. примерно до конца 40 секунд после запуска двигателя, и вместе с этим увеличивается расход топлива. Через 40 секунд можно заметить, что искра начинает продвигаться вперед, и расход топлива начинает снижаться вместе с искрой. Искра продвигается медленно до 80 секунд, и скорость снижения расхода топлива до этого времени также невелика. Только примерно в промежутке от 170 до 200 секунд искра достигает своего максимального значения.

Основные испытания: по результатам для всех условий потока охлаждающей жидкости в нагруженной фазе можно заметить, что расход топлива возрастает вначале, сразу после запуска двигателя. Он начинает спадать в первые 20 секунд, как и в холостом режиме. В режиме холостого хода расход топлива начинает расти через 20 секунд из-за запаздывания зажигания, тогда как при работе под нагрузкой частота вращения двигателя увеличивается с нагрузкой через 20 секунд работы двигателя, и искра не задерживается. Здесь через 20 секунд можно заметить очень резкий всплеск топлива, который стабилизируется только примерно в следующие 15 секунд. Тем не менее, этот резкий рост расхода топлива является стратегией управления во время холодного запуска, и именно так двигатель был рассчитан на переходные режимы работы.

4.8.3 Результаты расхода топлива

Результаты расхода топлива, на рисунке 5 показывают значительное снижение расхода топлива до первых 120 секунд, так как расход охлаждающей жидкости снижается с помощью электрического водяного насоса. Тем не менее, настройка электрический водяной насос 17,17 л/мин

была взята в качестве эталона для сравнения расхода топлива с другими условиями расхода охлаждающей жидкости, поскольку емкость охлаждающей жидкости одинакова для всех испытаний, проведенных с электрическим водяным насосом.



— Разделенный поток; — Электрический насос; — Механический насос

Рисунок 5 – Сводка расхода топлива за полуминутный интервал

Тем не менее, можно заметить, что в первые 30–60 секунд результаты суммирования топлива показывают небольшое улучшение, когда 17,17 л/мин электрический водяной насос 3,17 л/мин электрический водяной насос сравниваются. Однако улучшение расхода топлива увеличивается для установок 0 л/мин и установок отдельного охлаждения как для случаев потока в головке, так и в блоке по сравнению с установкой электрический водяной насос 17,17 л/мин в первом 30–60 секунд.

Преимущества расхода топлива все еще очевидны в периоды 60–90 секунд и 90–120 секунд, когда электрический водяной насос 17,17 л/мин сравнивается с более низким расходом. Однако при 0 л/мин регистрируется

более высокий расход топлива между 90–120 секундами. Наилучший расход топлива наблюдается на сплите (расход в блоке 3,17 л/мин) до 120 секунд.

4.8.4 Снижение расхода топлива

Снижение расхода топлива рассчитывалось как разница, накопленная за последовательные полуминутные интервалы. В первые две минуты работы можно сэкономить максимум 6% примерно по сравнению с нормальным потоком, если в контуре нагревателя будет нулевой поток. Показано снижение расхода топлива в% для разделенного потока в (блоке, 3,17 л/мин) по сравнению с условием без разделения для трех различных расходов охлаждающей жидкости. Разделение (расход в блоке, 3,17 л/мин) выбрано для сравнения, поскольку оно фиксирует наименьший расход топлива до 120 секунд работы двигателя. Разделенным расходом в блоке, 3,17 л/мин. мин. В первые две минуты работы наилучшее снижение расхода топлива составляет примерно 10% при расходе в блоке 3,17 л/мин по сравнению с нормальным расходом 17,17 л/мин в двигателе в целом.

4.9 Температура головки цилиндра для всех мест

4.9.1 Поправка к общей начальной точке

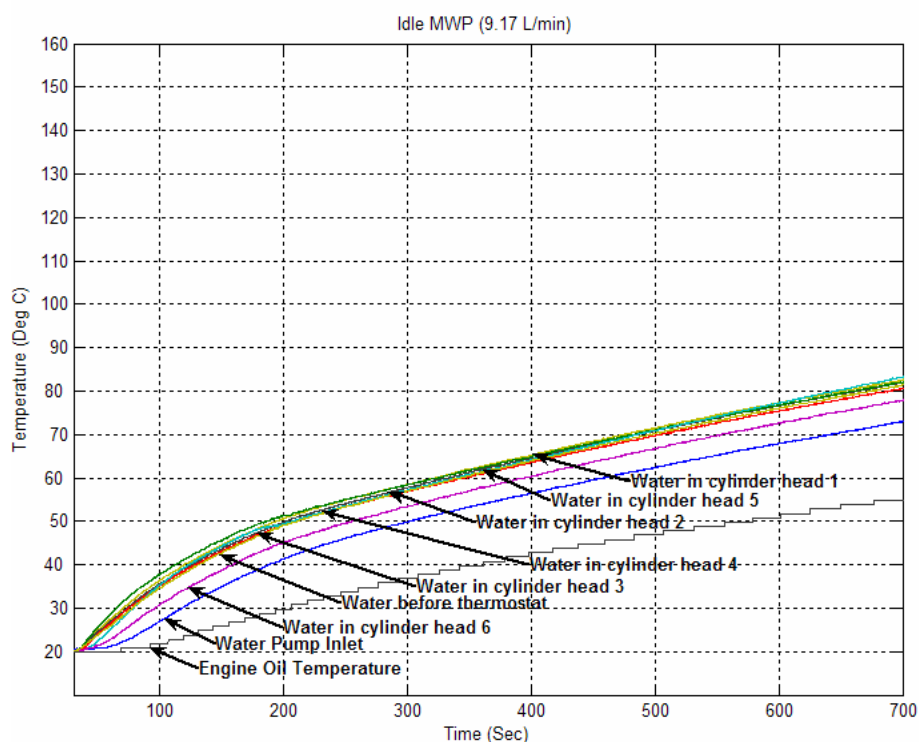
Температурные данные термопар были скорректированы с учетом общего времени запуска и температуры. Поправка на температуру была сделана путем добавления или вычитания постоянного смещения, чтобы гарантировать, что все термопары начинаются с 20 ° C. Поправки невелики в диапазоне 2о C. Точно так же была сделана поправка на время.

4.9.2 Расположение термопар

На каждом цилиндре расположены термопары для измерения температуры охлаждающей жидкости в головке. В дополнение к температурам вокруг поверхности прокладки для каждого из цилиндров, температура также измеряется перед корпусом термостата, на входе водяного насоса и в перемычках выпускных клапанов.

4.9.3 Предварительный тест

Результаты графически представлены на рисунке 6 Температуры всех термопар близки друг к другу, за исключением «цилиндра 6» и «входа водяного насоса». Охлаждающая жидкость достигает рабочей температуры 95 ° С примерно за 1020 секунд.



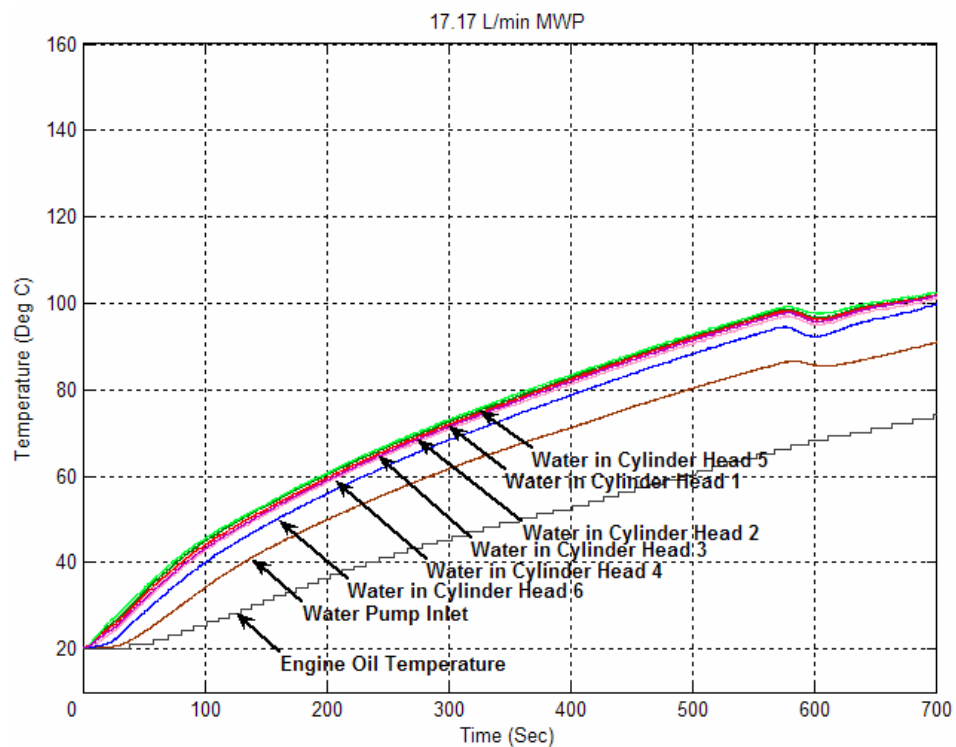
— температура масла; — температура в термостате; — температура в 1 цилиндре; — температура в 2 цилиндре; — температура в 3 цилиндре; — температура в 4 цилиндре; — температура в 5 цилиндре; — температура в 6 цилиндре; — температура в блоке(9,17 л/мин)

Рисунок 6 – Сравнение термопар охлаждающей жидкости

4.9.4 Основной тест – механический водяной насос

Результаты представлены на рисунке 7. Двигатель достигает рабочей температуры примерно за 560 секунд. Что касается мощности, потребляемой исполнительными механизмами, двигателями и датчиками, она может быть компенсирована снижением энергопотребления за счет использования электрического водяного насоса, поскольку в условиях частичной нагрузки механический водяной насос потребляет больше энергии, чем необходимо, поскольку его потребление энергии зависит только от скорости. Хотя расход

охлаждающей жидкости такой же, как и для механического водяного насоса, время прогрева и расход топлива в этом случае немного увеличились при использовании электрический водяной насос, что вызывает добавление дополнительного шланга, следовательно, к увеличению теплоемкости теплоносителя.



— температура масла; — температура в термостате; — температура в 1 цилиндре; — температура в 2 цилиндре; — температура в 3 цилиндре; — температура в 4 цилиндре; — температура в 5 цилиндре; — температура в 6 цилиндре; — температура в блоке(при 17,17 л/мин механический водяной насос)

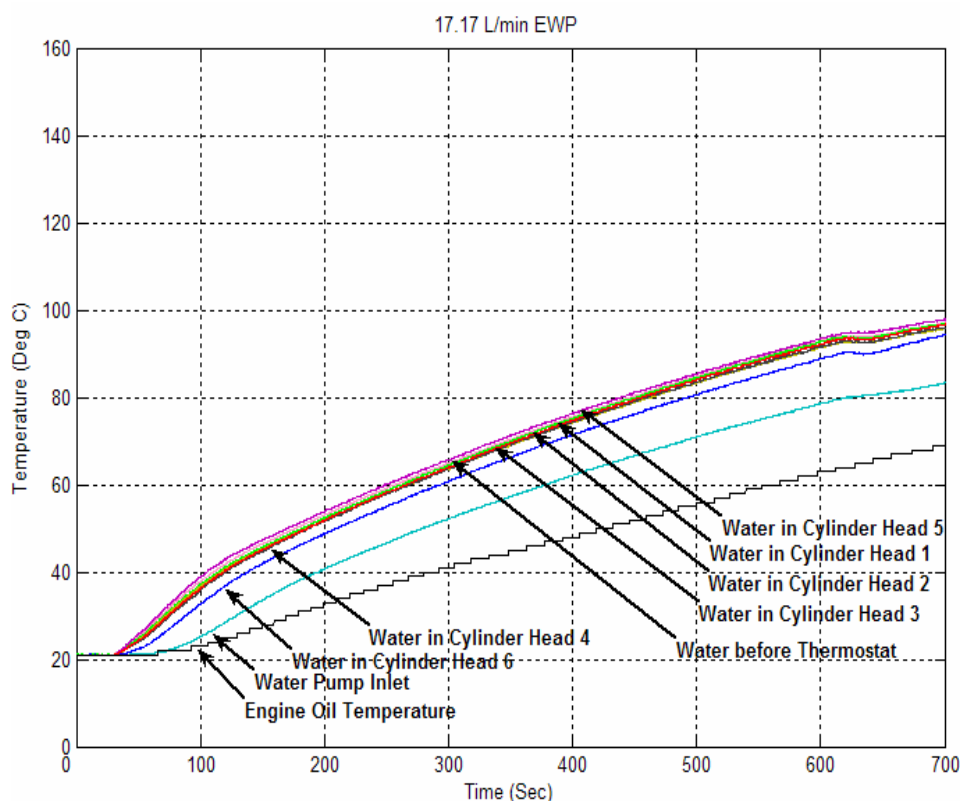
Рисунок 7 – Сравнение термопар охлаждающей жидкости

4.9.5 Электрический водяной насос

Результаты представлены на рисунке 8 Двигатель достигает рабочей температуры 95 ° С примерно за 600 секунд. Хотя расход охлаждающей жидкости такой же, как и для механического водяного насоса, время прогрева и расход топлива в этом случае немного увеличились при использовании электрический водяной насос. Это связано с двумя причинами:

- Емкость выше.

– Поток выше в первые 20 секунд.



— температура масла; — температура в термостате; — температура в 1 цилиндре; — температура в 2 цилиндре; — температура в 3 цилиндре; — температура в 4 цилиндре; — температура в 5 цилиндре; — температура в 6 цилиндре; — температура в блоке (при 17,17 л/мин электрический водяной насос)

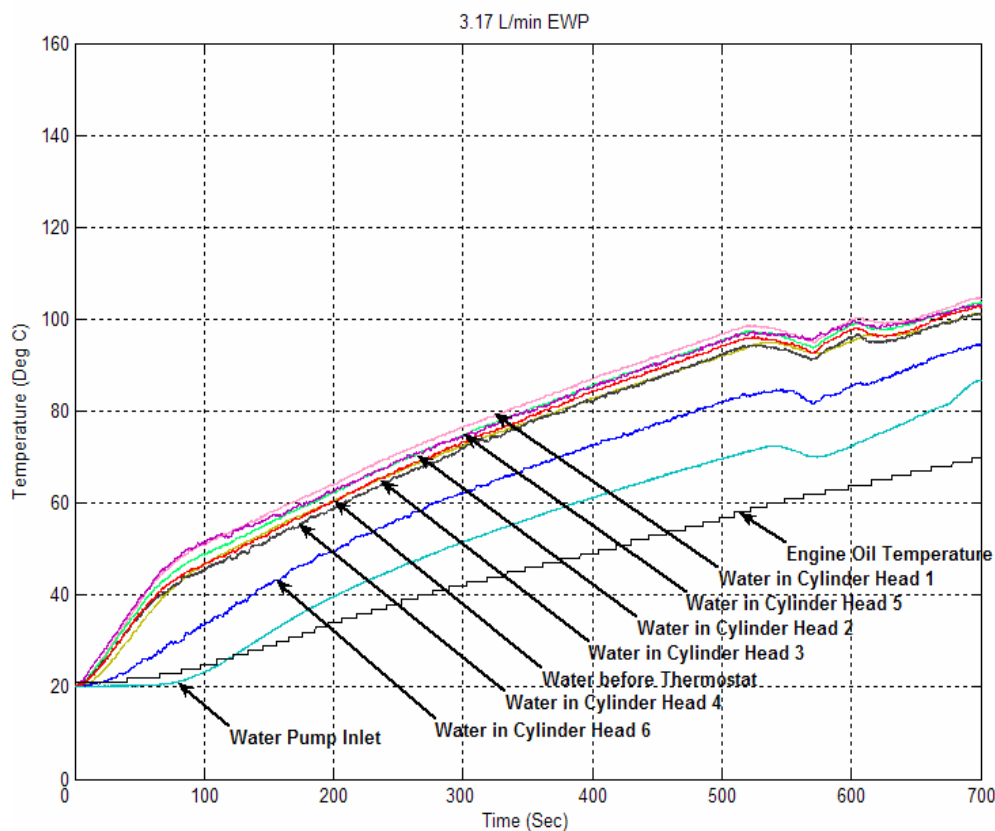
Рисунок 8 – Сравнение термопар охлаждающей жидкости;

При увеличении оборотов двигателя с холостого хода (700–800 об/мин) до 1161 об/мин расход охлаждающей жидкости увеличивается примерно с 9,17 л/мин до 17,17 л/мин. Следовательно, в случае двигателя, работающего с механический водяной насос, более низкая скорость потока наблюдалась в течение первых 20 секунд, а затем она увеличивалась через 20 секунд. Однако в случае электрический водяной насос, поскольку насос работал от внешнего источника питания и был запущен еще до запуска двигателя, при расходе 17,17 л/мин.

4.9.6 Электрический водяной насос (3,17 л/мин)

На рисунке 9 показаны результаты для этого рабочего состояния. Время прогрева двигателя уменьшается примерно на 80 секунд за счет

снижения расхода охлаждающей жидкости до 3,17 л / мин. Двигатель достигает рабочей температуры примерно за 520 секунд.



— температура масла; — температура в термостате; — температура в 1 цилиндре; — температура в 2 цилиндре; — температура в 3 цилиндре; — температура в 4 цилиндре; — температура в 5 цилиндре; — температура в 6 цилиндре; — температура в блоке(при 3,17 л/мин электрический водяной насос)

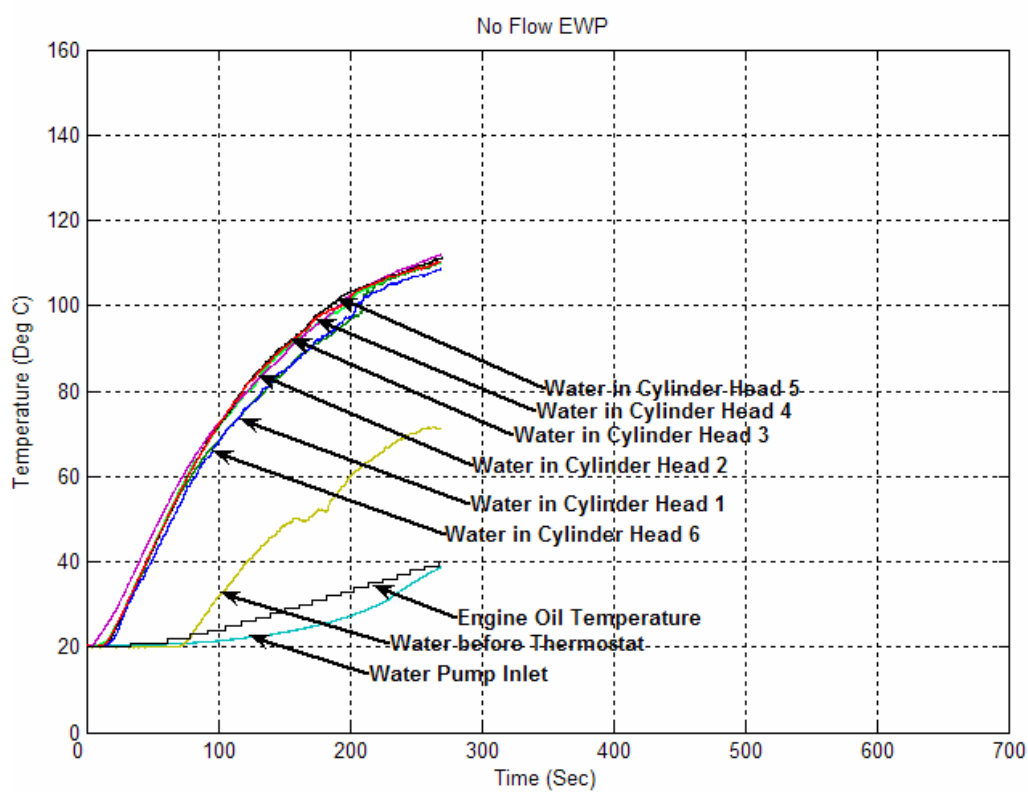
Рисунок 9 – Сравнение термопар охлаждающей жидкости

Следует отметить, что температура на входе водяного насоса еще больше снизилась из-за большего снижения температуры охлаждающей жидкости, циркулирующей снаружи, при уменьшенном потоке в двигателе. Температурные профили термопар охлаждающей жидкости в головке более разбросаны, а разница между температурами охлаждающей жидкости в разных цилиндрах увеличилась из-за уменьшения расхода по сравнению с предыдущими случаями с более высокими расходами.

4.9.7 Электрический водяной насос (0 л/мин)

Результаты представлены на рисунке 10 Это тот случай, когда двигатель работал без потока охлаждающей жидкости. Захваченная в

двигателе масса охлаждающей жидкости нагревается во время работы двигателя. На рисунке показано, термостат открывается примерно при 95 ° С



— температура масла; — температура в термостате; — температура в 1 цилиндре; — температура в 2 цилиндре; — температура в 3 цилиндре; — температура в 4 цилиндре; — температура в 5 цилиндре; — температура в 6 цилиндре; — температура в блоке(жидкости при 0 л/мин электрический водяной насос)

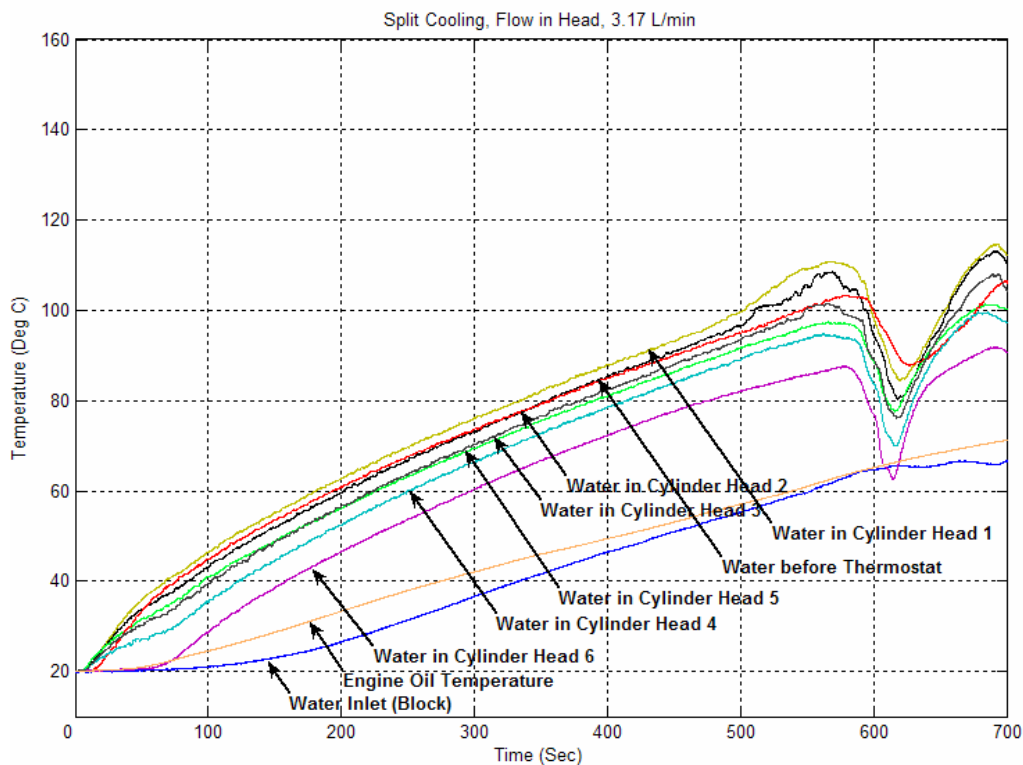
Рисунок 10 – Сравнение термопар охлаждающей жидкости

Поскольку двигатель работает без какой-либо циркуляции охлаждающей жидкости, масса охлаждающей жидкости, окружающая цилиндры, нагревается в большей степени, в то время как масса охлаждающей жидкости вдали от цилиндров меньше. Принимая во внимание повышение температуры в двигателе и во избежание повреждений двигателя, испытания 0 л / мин проводились всего 270 секунд. Следует отметить, что двигатель достиг рабочей температуры примерно за 160 секунд.

4.9.8 Разделенное охлаждение (поток в головке 3,17 л/мин)

Дальнейшее обсуждение основано на рисунке 11. При разделении (3,17 л/мин, расход в головке) один из выводов по результатам этой настройки заключается в том, что цилиндр 5 не работает как самый горячий цилиндр.

Причина этого падения температуры цилиндра 5 заключается в том, что охлаждающая жидкость подается в двигатель через цилиндр 6, а не через цилиндр 1, как это было в предыдущей настройке.



— температура масла; — температура в термостате; — температура в 1 цилиндре; — температура в 2 цилиндре; — температура в 3 цилиндре; — температура в 4 цилиндре; — температура в 5 цилиндре; — температура в 6 цилиндре; — температура в блоке; (расход 3,17 л/мин в блоке) [12] (расход 3,17 л/мин в головке)

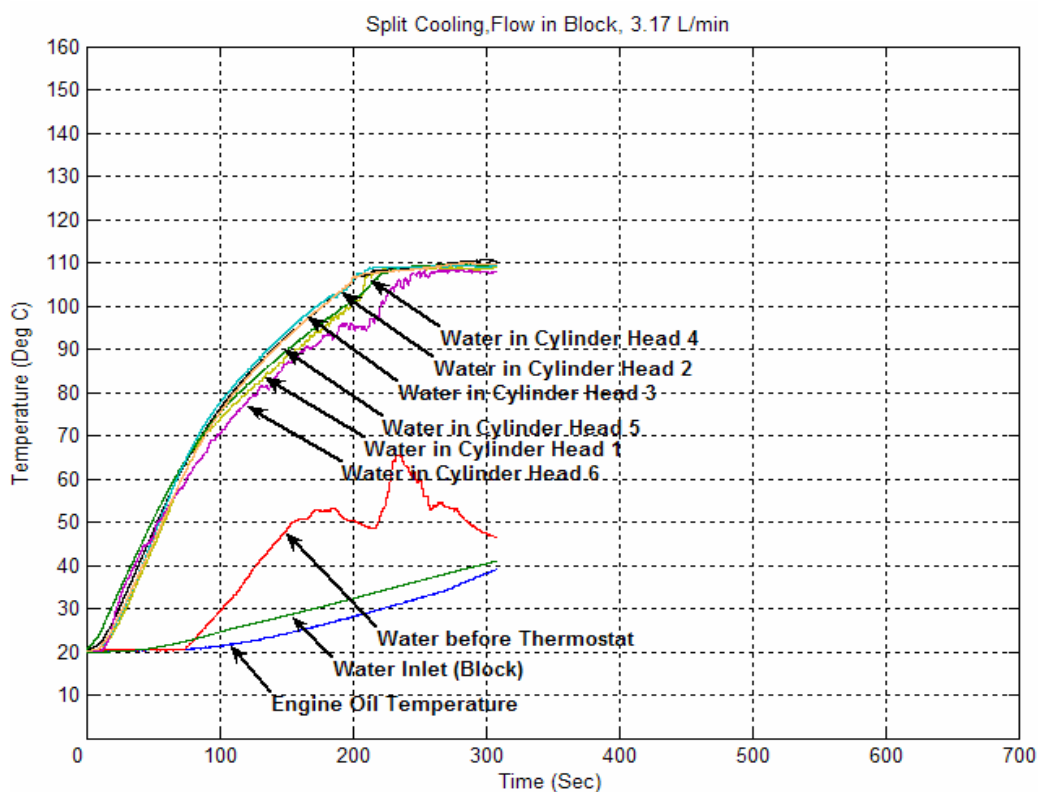
Рисунок 11 – Сравнение термопар охлаждающей жидкости

Более того, температурные профили всех цилиндров более разбросаны, чем в традиционной установке с более высокими расходами. Двигатель достиг рабочей температуры 95 ° C примерно за 450 секунд, что является увеличением времени прогрева двигателя по сравнению с настройкой электрический водяной насос 3,17 л / мин, где время прогрева составляло примерно 520 секунд.

4.9.9 Разделенное охлаждение (поток в блоке 3,17 л/мин)

Результаты представлены на рисунке 12 Температурный профиль этой установки аналогичен электрический водяной насос потока 0 л/мин, за

исключением того факта, что температура охлаждающей жидкости в головке становится постоянной после достижения 110 ° С.



— температура масла; — температура в термостате; — температура в 1 цилиндре; — температура в 2 цилиндре; — температура в 3 цилиндре; — температура в 4 цилиндре; — температура в 5 цилиндре; — температура в 6 цилиндре; — температура в блоке; (расход 3,17 л / мин в блоке)

Рисунок 12 – Сравнение термопар охлаждающей жидкости

Двигатель достиг рабочей температуры примерно за 160 секунд, что соответствует настройке электрический водяной насос 0 л/мин, но температура начинает становиться постоянной, даже если в головке не было потока. Причина стабилизации температуры – закипание, которое начинается после того, как температура охлаждающей жидкости достигает 110 градусов. Температура термостата не сильно повысилась, так как он находился далеко от цилиндров, что аналогично условию 0 л/мин. Одним из основных преимуществ запуска потока в блоке было то, что кипение не наблюдается ни в головке, ни в блоке до тех пор, пока не будет достигнута рабочая температура двигателя, и поэтому безопаснее использовать сплит–систему

вместо электрический водяной насос 0 л/мин. , потому что время разогрева в этих настройках примерно одинаковое. Напротив, при настройке электрический водяной насос 0 л/мин локальное кипение начинает происходить через 120 секунд, когда рабочая температура двигателя составляет примерно 80 ° С.

4.10 Смещение потока с помощью электрического водяного насоса

По результатам была выявлена неравномерность потока теплоносителя.

Вывод по главе

В этой главе сообщается и обсуждается влияние снижения расхода охлаждающей жидкости на время прогрева двигателя и расход топлива. Также учтена разница температур компонентов из-за изменения расхода охлаждающей жидкости. Результаты этих анализов показывают, что есть большой потенциал в снижении расхода охлаждающей жидкости в двигателе. Скорость потока в экспериментах была снижена с максимальных 17,17 л/мин до нуля. Однако эти результаты показывают, что более быстрый нагрев охлаждающей жидкости не влияет на объемную температуру масла. Тем не менее, есть еще некоторые преимущества в снижении трения из-за более быстрого нагрева блока, что снижает потери на трение поршня. Наилучшее снижение расхода топлива составило 10% за первые две минуты работы при использовании системы деления потока в блоке. Некоторые неожиданные эффекты, такие как смещение потока при использовании электрического водяного насоса и его влияние на компоненты. Более того, температурные профили всех цилиндров более разбросаны, чем в традиционной установке с более высокими расходами. Уменьшение потока привело к увеличению разницы между температурами охлаждающей жидкости разных цилиндров. Одним из недостатков, связанных с работой потока в головке и блоке без потока, является то, что в блоке двигателя наблюдалось некоторое кипение при более высоких температурах.

Глава 5 Подведение итогов проведенного исследования

5.1 Введение

Основные выводы, сделанные в результате проведенного исследования, включены в эту заключительную главу. Знания и указания, полученные в результате этого исследования, затем используются для формулирования рекомендаций.

5.2 Выводы

На сегодняшний день передача тепла и расход топлива в 6–цилиндровом двигателе – очень сложная проблема. Несмотря на все усилия, приложенные для оптимизации производительности двигателя, всегда существует компромисс между производительностью двигателя и стоимостью достижения этой производительности. Это исследование дает понимание и понимание того, как на производительность двигателя влияет снижение расхода охлаждающей жидкости. Из проведенных исследований можно сделать несколько выводов. Они описаны ниже в разных подзаголовках.

5.2.1 Расход охлаждающей жидкости

Исследование, показывает, что в типичных условиях движения в городском цикле расход охлаждающей жидкости в двигателе через контур нагревателя, работающий в холодном состоянии с замкнутым термостатом, составил 17,17 л / мин. Однако экспериментально было подтверждено, что его можно уменьшить до нулевого расхода, чтобы добиться более быстрого прогрева двигателя, тем самым снижая расход топлива. Это было достигнуто с помощью электрический водяной насос, который позволяет регулировать скорость и поток охлаждающей жидкости. Однако использование электрического водяного насоса – не лучшее решение, потому что

послепродажный насос не имеет доказанной долговечности транспортного средства. С другой стороны, механический водяной насос более долговечен, и клапан ограничения потока может быть альтернативой электрическому водяному насосу для управления скоростью потока.

5.2.2 Расход топлива

Вначале не ожидалось, что система управления двигателем вызовет скачок расхода топлива при загрузке двигателя до заданного значения нового Европейского ездового цикла. Вероятно, это часть стратегии отключения катализатора. Таким образом, исследование изменений расхода топлива ограничилось 30 секундами работы. Существенное снижение расхода топлива проявилось при уменьшении расхода охлаждающей жидкости в течение первых двух минут работы. Наилучшее снижение расхода топлива составило 6% при нулевом расходе и 10% при небольшом расходе в блоке в системе с разделенным потоком в течение первых двух минут работы. Однако по истечении этого времени сокращение будет не очень значительным. Именно во время первоначальной операции холодного пуска влияние холодного масла и трения наиболее заметно на работу двигателя, и есть выгода от более быстрого прогрева компонента.

5.2.3 Разделенное охлаждение

Экспериментально подтверждено, что работа головки и блока при разных температурах способствует сокращению времени прогрева двигателя и сокращению расхода топлива. Однако перепроектировать двигатель для работы на раздельном охлаждении для практического использования в дороге непросто. Следовательно, наилучшей практической альтернативой является использование механического водяного насоса с клапаном переключения потока для уменьшения расхода охлаждающей жидкости.

5.2.4 Прогрев моторного масла

Несмотря на то, что произошло значительное сокращение расхода топлива и времени прогрева двигателя за счет уменьшения расхода охлаждающей жидкости в двигателе, не было достигнуто никаких

значительных преимуществ в повышении температуры основной массы масла в масляном поддоне. Это происходит по нескольким причинам, но в основном потому, что, когда масло холодное, оно в значительной степени рециркулирует через предохранительный клапан насоса с небольшим потоком в области нагрева двигателя. Однако более быстрый нагрев блока цилиндров, как показали эксперименты, снижает трение в граничной смазке между поршнем и цилиндром, тем самым снижая расход топлива.

5.2.5 Улучшение времени прогрева

Две стратегии прогрева двигателя, которые обеспечивают наилучшее снижение расхода топлива. Уменьшение расхода и отдельное охлаждение, позволили добиться более быстрого прогрева двигателя. Для двух лучших стратегий время открытия термостата было сокращено с 600 секунд (поток 17,17 л/мин с электрической водяной насос) до 170 секунд (нулевой поток и небольшой поток в блоке, в разделенном потоке). Есть хорошо известные вторичные преимущества более быстрого прогрева, такие как снижение выбросов углеводородов из камеры сгорания и более быстрое срабатывание катализатора.

5.2.6 Моделирование теплопередачи двигателя

Было обнаружено, что моделирование теплопередачи двигателя является очень полезным инструментом для прогнозирования теплопередачи двигателя в переходных условиях. Модель, использованная в этом исследовании, дает хорошее представление о теплопередаче двигателя для двигателя, предполагая, что он ведет себя как шесть идентичных цилиндров в переходных условиях работы с холодным запуском. Однако дополнительные сведения о распределении потока вокруг каждого цилиндра и камеры сгорания необходимы для прогнозирования неидентичного поведения отдельных цилиндров и состояния головки цилиндров двигателя. Моделирование также можно использовать для измерения и оптимизации характеристик двигателя, в основном для расхода охлаждающей жидкости в различных условиях легкой нагрузки – скорости.

5.3 Рекомендации для будущей работы

Многое сделано для улучшения характеристик и расхода топлива 6-цилиндровых двигателей. Однако настоящее исследование показывает, что есть еще несколько областей, которые можно исследовать, чтобы добиться более быстрого прогрева двигателя и снижения расхода топлива. Существенное снижение расхода топлива проявилось при уменьшении расхода охлаждающей жидкости в течение первых двух минут работы. Наилучшее снижение расхода топлива составило 6% при нулевом расходе и 10% при небольшом расходе в блоке в системе с разделенным потоком в течение первых двух минут работы. Это происходит по нескольким причинам, но в основном потому, что, когда масло холодное, оно в значительной степени рециркулирует через предохранительный клапан насоса с небольшим потоком в области нагрева двигателя.

5.3.1 Дальнейшая работа по моделированию

Обсуждаемая ранее модель разработана для передачи тепла в среднем цилиндре двигателя. Дальнейшая работа по моделированию может быть предпринята, чтобы эта модель работала последовательно для всех шести цилиндров, когда моделирование потока воды от одного цилиндра к другому было оценено.

5.3.2 Улавливание горячей охлаждающей жидкости на выпускной стороне головки

Обработка выступов, выполненная для установки термодатчиков в головке блока цилиндров, может быть дополнительно адаптирована для отвода охлаждающей жидкости со стороны выхлопа головки. Эту охлаждающую жидкость можно подавать в дополнительную направляющую или трубу, установленную на выхлопной стороне двигателя, и подавать ее в масляно-водяной теплообменник. Этот процесс можно использовать для нагрева масла, потому что нагревание масла самой горячей охлаждающей жидкостью, доступной в области перемычки выхлопного окна, поможет

сократить время прогрева двигателя. Полный потенциал стратегии прогрева не может быть использован полностью, если не будет достигнут ранний прогрев масла. Чтобы добиться преимуществ снижения трения, необходимо быстрее нагреть масло – один из следующих шагов в этом направлении.

5.3.3 Исследование теплового удара

Из-за внезапного смешивания горячей и холодной охлаждающей жидкости в водяном насосе, когда термостат открывается, почти со ступенчатой характеристикой, происходит внезапный тепловой удар, испытываемый горячими компонентами двигателя. Охлаждающая жидкость с температурой около 20 °С или 30 °С (когда радиатор нагревается теплом, выделяемым двигателем) из нижней части радиатора смешивается с охлаждающей жидкостью, возвращаемой нагревателем, и попадает в блок цилиндров. Тепловой удар не только потенциально увеличивает износ горячих движущихся компонентов двигателя, но также может вызывать ненужный шум при увеличении зазоров. Интересной возможностью в этом направлении является минимизация теплового шока, связанного с открытием термостата через клапан регулирования расхода, заменяющий механический термостат.

5.3.4 Измерение давления в цилиндре

Была произведена механическая обработка для установки датчиков давления в цилиндрах 1 и 6, которые могут быть использованы в будущих экспериментах для измерения давления в цилиндрах, чтобы точно оценить изменение механической эффективности во время холодного запуска и прогрева.

5.3.5 Переключающий клапан потока

В ходе этого исследования был сделан вывод о том, что есть большой потенциал в сокращении времени прогрева двигателя за счет уменьшения расхода охлаждающей жидкости. Хотя механический водяной насос двигателя обеспечивает наименьший расход при низких оборотах двигателя при запуске, результаты показывают, что расход охлаждающей жидкости

можно дополнительно снизить. Нормальный расход, измеренный в двигателе, составляет 17,17 л/мин через контур нагревателя, когда термостат закрыт, который может быть уменьшен до почти нуля, пока двигатель не прогреется. Небольшой переключающий клапан с электронным управлением является подходящим вариантом для управления охлаждающей жидкостью при холодном пуске. Клапан может ограничивать поток охлаждающей жидкости через контур нагревателя. Подходящим местом для установки клапана может быть место соединения термостата и контура нагревателя.

5.3.6 Модификация

По результатам был сделан вывод, что при уменьшении расхода охлаждающей жидкости значительного улучшения температуры масла не происходит. Причина, которую многие подозревают, заключается в том, что масляные каналы в блоке и головке часто обходят, когда масло холодное. Клапан сброса давления в масляном насосе отводит масло из масляных каналов, так как давление масла уже высокое из-за высокой вязкости. Следовательно, масляный насос тратит много энергии на перекачку масла, и почти 60–70% масла проходит в обход галереи в холодное время года. Это создает задержку в повышении температуры масла. Подходящий вариант – модифицировать двигатель, сделав его системой с сухим картером, и подсоединить к двигателю внешний масляный бак. Во внешнем баке будет нагреватель для нагрева масла. Для подачи масла непосредственно в картер двигателя можно использовать внешний насос. Следовательно, при запуске двигатель может питаться горячим маслом, а не холодным. Это исследование может помочь выяснить влияние горячего масла на время прогрева двигателя и расход топлива. Если эффекты значительны, то могут быть некоторые рекомендации по изменению конструкции. Рекомендуемые изменения будут учитывать энергию высокотемпературной охлаждающей жидкости на стороне выпуска для более быстрого нагрева масла.

5.3.7 Улучшение конструкции

Как показали эксперименты, температура металла в блоке цилиндров цилиндра 6 ниже, чем в других цилиндрах. Это происходит из-за большего потока охлаждающей жидкости вокруг цилиндра 6. Подходящий вариант – модифицировать двигатель, сделав его системой с сухим картером, и подсоединить к двигателю внешний масляный бак. Во внешнем баке будет нагреватель для нагрева масла. Для подачи масла непосредственно в картер двигателя можно использовать внешний насос. Следовательно, при запуске двигатель может питаться горячим маслом, а не холодным. Тепловой удар не только потенциально увеличивает износ горячих движущихся компонентов двигателя, но также может вызывать ненужный шум при увеличении зазоров. Таким образом, есть еще некоторые возможности для улучшения конструкции водяной рубашки, чтобы уменьшить размер водяных отверстий в блоке, что может быть шагом вперед в достижении более быстрого прогрева двигателя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ показал, что картина потока охлаждающей жидкости изменяется при использовании электрического водяного насоса, что влияет на температуру компонентов двигателя. Кроме того, это также влияет на время прогрева двигателя. В этой главе было проведено сравнение механического и электрического водяного насоса и различных металлических термодисков, чтобы понять влияние колебаний расхода. Это считается важным анализом, поскольку он дает представление о структуре потока охлаждающей жидкости в двигателе.

Основные выводы по разделам:

Выводы по главе 1

Процесс теплопередачи в двигателе внутреннего сгорания – очень сложное явление из-за цикличности теплового источника в процессе. Проблемы проектирования и управления многократно возрастают, когда двигатель работает в переходных условиях, в том числе в условиях холодного пуска. Проблема недостаточного испарения топлива, неэффективного перемешивания и трения в холодном масле – вот лишь некоторые из основных проблем, связанных с холодным запуском. Как указано в литературе, существует необходимость в термической изоляции двигателя, а не в его охлаждении при запуске. Результаты этих анализов показывают, что есть большой потенциал в снижении расхода охлаждающей жидкости в двигателе. Идеи улучшения концепции прогрева двигателя уже хорошо известны, но основная проблема заключается в разработке стратегии для коллективной реализации некоторых или всех этих идей улучшения для получения положительного результата. Если необходимо реализовать весь потенциал системы охлаждения двигателя, необходимо приложить усилия для снижения расхода охлаждающей жидкости двигателя за счет применения электрического водяного насоса и клапана переключения потока и изучения достоинств и недостатков отдельной подачи охлаждающей жидкости.

Выводы по главе 2

Моделирование теплопередачи двигателя – важный инструмент для оценки изменений конструкции с наименьшим количеством прототипов. Таким образом, процесс является рентабельным и экономит время. В настоящей главе была предпринята попытка разработать модель теплопередачи двигателя и потока охлаждающей жидкости.

Выводы по главе 3

Модель теплопередачи, описанная в главе 3, была применена, и результаты обсуждаются в этой главе. Моделирование было выполнено для условий испытательной точки нового Европейского ездового цикла 1161 об/мин, нагрузки 48 Нм и холостого хода 700 об/мин и нагрузки 0 Нм. Эти результаты далее сравниваются с экспериментальными результатами в главе 4. Сравнение показывает, что результаты разумно согласуются друг с другом.

Выводы по главе 4

В этой главе сообщается и обсуждается влияние снижения расхода охлаждающей жидкости на время прогрева двигателя и расход топлива. Также учтена разница температур компонентов из-за изменения расхода охлаждающей жидкости. Результаты этих анализов показывают, что есть большой потенциал в снижении расхода охлаждающей жидкости в двигателе. Скорость потока в экспериментах была снижена с максимальных 17,17 л/мин до нуля. Однако эти результаты показывают, что более быстрый нагрев охлаждающей жидкости не влияет на объемную температуру масла.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. William P. Attard, Steven Konidaris, Ferenc Hamori, Elisa Toulson and Harry C. Watson Compression Ratio Effects on Performance, Efficiency, Emissions and Combustion in a Carbureted and PFI Small Engine / SAE International. 2007. 2007-01-3623
2. Adnan N Ahmed, Zuhair H Obeid and Alauldinn H Jasim Experimental investigation for optimum compression ratio of single cylinder spark ignition engine / IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 454 (2018) 012003
3. L. Yüksek, O. Özener, H. Kaleli Determination of Optimum Compression Ratio: A Tribological Aspect / Tribology in Industry. Vol. 35, No. 4 (2013) 270-275
4. LAKE, T., STOKES, J., MURPHY, R., OSBORNE, R. and SCHAMEL, A., 'Turbocharging Concepts for Downsized DI Gasoline Engines', SAE paper 2004-01-0036. (2004)
5. LECOINTE, B. and MONNIER, G., 'Downsizing a Gasoline Engine Using Turbocharging with Direct Injection', SAE paper 2003-01-0542. (2003)
6. PETITJEAN, D., BERNARDINI, L., MIDDLEMASS, C. and SHAHED, S.M., 'Advanced Gasoline Engine Turbocharging Technology for Fuel Economy Improvements', SAE paper 2004-01-0988. (2004)
7. ATTARD, W.P., 'Exploring the Limits of Spark Ignited Small Engines', Current Ph.D. Thesis, Mech. Eng. Dept., Univ. of Melbourne. (2007)
8. ATTARD, W.P., WATSON, H.C. and KONIDARIS, S., 'Comparing the Performance and Limitations of a Downsized Formula SAE Engine in Normally Aspirated, Supercharged and Turbocharged Modes', SAE paper 2006-32-0072. (2006)
9. DONGHEE, H., SEUNG, K.H. and BONG-HOON, H., 'Development of 2.0L Turbocharged DISI Engine for Downsizing Application', SAE paper 2007-01-0259. (2007)

10. HEYWOOD, J., 'Internal Combustion Engine Fundamentals', ISBN 007028637X. (1988)
11. TAYLOR, C.F., 'The Internal Combustion Engine in Theory and Practice', Vol. 1 and 2, ISBN 0262700271. (1977)
12. EDISON, M.H., 'The Influence of Compression Ratio and Dissociation on Ideal Otto Cycle Engine Thermal Efficiency', SAE Prog. in Technology, vol. 7, pp.49–64. (1964)
13. EDISON, M.H. and TAYLOR, C.F., 'The Limits of Engine Performance—Comparison of Actual and Theoretical Cycles', vol. 7, pp.65–81. (1964)
14. MCGEE, J.M., CURTIS, E.W., RUSS, S.G. and LAVOIE, G.A., 'The Effects of Port Fuel Injection Timing and Targeting on Fuel Preparation Relative to a Pre-Vaporized System', SAE paper 2000–012834. (2000)
15. D. Siano, F. Bozza, M. Costa: Reducing Fuel Consumption, Noxious Emissions and Radiated Noise by Selection of the Optimal Control Strategy of a Diesel Engine, SAE 2011–24–0019, 2011.
16. E.P. Becker: Trends in tribological materials and engine technology, Tribol Int., Vol. 37, No. 7, pp. 569–75, 2004.
17. K Gotoh, J. Ceppi, N. Sabatier, Y. Tsuchida: Multi Attribute Optimization: Fuel Consumption, Emissions and Driveability, SAE 2012–01–0946, 2012.
18. C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis: Second-law analyses applied to internal combustion engines operation, Prog Energy Combust., Vol. 32, No. 1, pp. 2–47, 2006.
19. B. Saerens, J. Vandersteen, T. Persoons, J. Swevers, M. Diehl, E. Van den Buick: Minimization of the fuel consumption of a gasoline engine using dynamic optimization, Appl Energ. Vol. 86, No. 9, pp. 1582–8, 2009.
20. J.A. Caton: Operating Characteristics of a Spark-Ignition Engine Using the Second Law of Thermodynamics: Effects of Speed and Load, SAE 2000–01–0952, 2000.

21. I.E. Fox: Numerical evaluation of the potential for fuel economy improvement due to boundary friction reduction within heavy-duty diesel engines, *Tribol Int.*, Vol. 38, No. 3, pp. 265–75, 2005.
22. V. Rabhi, J. Beroff, F. Dionnet: Study of a Gear– Based Variable Compression Ratio Engine, SAE 2004–01–2931
23. Smolenskaya N.M., Smolenskii V.V., Bobrovskij I. Research of polytropic exponent changing for influence evaluation of actual mixture composition on hydrocarbons concentration decreasing on deep throttling operation // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2017. №50. Article number 012016
24. Smolenskaya N.M., Smolenskii V.V., Korneev N.V. Increase in the thermodynamic efficiency of the working process of spark–ignited engines on natural gas with the addition of hydrogen // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2018. №121. Article number 052009
25. Smolenskii V.V., Smolenskaya N.M. Methods for Assessing the Thermodynamic Characteristics of the Combustion Process Using the Indicator Diagram in Spark–Ignition Engines // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2019. №582. Article number 012003
26. Smolenskaya N., Smolenskii V., Korneev N., Prus Yu. Method for evaluating the parameters of the flame front propagation process according to the indicator diagram in spark ignition engines // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. №734. Article number 012209.
27. Chintala V., Subramanian K.A. Assessment of maximum available work of a hydrogen fueled compression ignition engine using exergy analysis // *Energy*. 2014. №67. pp. 162–175.
28. Li Y., Jia M., Chang Y., Kokjohn S.L., Reitz R.D. Thermodynamic energy and exergy analysis of three different engine combustion regimes, *Applied Energy*, 180 (2016) 849–858. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.08.038.

29. Zhao Z., Wang S., Zhang S., Zhang F. Thermodynamic and energy saving benefits of hydraulic free-piston engines, *Energy*, 102 (2016) 650–659. DOI: 10.1016/j.energy.2016.02.018.
30. Sohret Y., Gürbüz H. and Akçay I. H. Energy and exergy analyses of a hydrogen fueled SI engine: Effect of ignition timing and compression ratio, *Energy* 175 (2019) 410–422 DOI: 10.1016/j.energy.2019.03.091
31. Siti Sabariah M., et al., Analysis and simulation of combustion and emission on small engine, *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 469 (2019) 012076 doi:10.1088/1757–899X/469/1/012076
32. Sezer İ. and Bilgin A. Exergetic Analysis of Using the Gaseous Fuels in Spark Ignition Engines, *Thermophysics and Heat Transfer*, 28 (2014) No. 2, DOI: 10.2514/1.T4300
33. Irimescu, A., et al., Evaluation of different methods for combined thermodynamic and optical analysis of combustion in spark ignition engines, *Energy Conversion and Management* 87 (2014) 914–927 DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.07.037>
34. Yuedong Chao et al. / *Energy Procedia* 158 (2019) 2098–2105 DOI: 10.1016/j.egypro.2019.01.483
35. Smolenskaya N.M., Smolenskii V.V., Korneev N.V. Increase in the thermodynamic efficiency of the working process of spark-ignited engines on natural gas with the addition of hydrogen, *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 121 (2018) 052009 doi :10.1088/1755–1315/121/5/052009.
36. Duarte, J., et al., Thermodynamic Analysis of Self- Ignition in Spark-Ignited Engines Operated with Alternative Gaseous Fuels, *TECCIENCIA*, Vol. 11 No. 20, 57–65, 2016 DOI: <http://dx.doi.org/10.18180/tecciencia.2016.20.8>
37. Mamalis S., et al., A modeling framework for second law analysis of low-temperature combustion engines, *International J of Engine Research* 2014, Vol. 15(6) 641–653 DOI: 10.1177/1468087413512312

38. Barjaneh A. and Sayyaadi H. A new closed-form thermodynamic model for thermal simulation of spark ignition internal combustion engines, *Energy Conversion and Management* 105 (2015) 607–616 DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.08.008>
39. M.M. Krishtal, A.V. Polunin, P.V. Ivashin, E.D. Borgardt and I.S. Yasnikov Changes in the phase composition of oxide layers produced by microarc oxidation on Al–Si and Mg alloys induced by additions of SiO₂ nanoparticles to the electrolyte / *Doklady Physical Chemistry*. 2016
40. N.M. Smolenskaya and N.V. Korneev Modelling of the combustion velocity in UIT–85 on sustainable alternative gas fuel / *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 66 (2017) 012016 doi:10.1088/1755–1315/66/1/012016.
41. N.M. Smolenskaya and V.V. Smolenskii Modelling the average velocity of propagation of the flame front in a gasoline engine with hydrogen additives / *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 115 (2018) 012016 doi: 10.1088/1755–1315/115/1/012016.
42. Hongsheng Liu, Maozhao Xie, Dan Wu Simulation of a porous medium (PM) engine using a two-zone combustion model, *Applied Thermal Engineering*, Volume 29, Issues 14–15, October 2009, Pages 3189–3197. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.04.021>
43. Mahmood, H.A.; Adam, N.M.; Sahari, B.B.; Masuri, S.U. New Design of a CNG–H₂–AIR Mixer for Internal Combustion Engines: An Experimental and Numerical Study. *Energies* 2017, 10, 1373. <https://doi.org/10.3390/en10091373>
44. Schiebl, R.; Maas, U. Analysis of endgas temperature fluctuations in an SI engine by laser-induced fluorescence. *Combust. Flame* 2003, 133, 19–27. [https://doi.org/10.1016/S0010–2180\(02\)00538–2](https://doi.org/10.1016/S0010–2180(02)00538–2)
45. Calcote, H. F. Studies of ionization in flames by means of langmuir probes / H. F. Calcote, I. King // Technical report. – 1955

- 46.Z. Gao, X. Wu, H. Gao and B. Liu, “Investigation on characteristics of ionization current in a spark–ignition engine fueled with natural gasehydrogen blends with BSS de–noising method,” International journal of hydrogen energy. 2010. № 35. P. 12918–12929.
- 47.M. Hellring and U. Holmberg, “An Ion current based peak–finding algorithm for pressure peak position estimation,” SAE Inc. 1998. № 00FL–587
- 48.Z. Gao, X. Wu, C. Man and X. Meng, “The relationship between ion current and temperature at the electrode gap,” Applied thermal engineering. № 33. 2012.
- 49.A. Vressner, A. Hultqvist, P. Tunestal and B. Johansson, “Fuel effects on ion current in an HCCI engine,” SAE Paper. 2005. № 2005–01–2093.
- 50.L. Winkler, N. Hegman, C. Raffay and A. Palotas, “Ion current measurements in natural gas flames,” European combustion meeting. 2007.
- 51.M. Hellring, T. Munter, T. Rögnvaldsson, N. Wikström, C. Carlsson, M Larsson and J. Nytomt. Robust AFR Estimation Using Ion Current and Neural Networks. SAE 1999–01–1161
- 52.A. Saitzkoff, R. Reinmann, F. Mauss and M. Glavmo In–Cylinder Pressure Measurements Using the Sparg Plug as an Ionization Sensor. SAE 970857
- 53.E.A. VanDyne, C.L. Burcmyer, A.M. Wahl and A.E. Funaioli Misfire Detection from Ionization Feedback Utilizing the Smartfire Plazma Ignition Tecnology. SAE 2000–01–1377
- 54.Auzins J., H. Johansson and J. Nytomt Ion–Gap Sense in Misfire Detection, Knock, and Engine Control. SAE 950004
- 55.Smolenskaya N.M. and Korneev N.V. Modelling of the combustion velocity in UIT–85 on sustainable alternative gas fuel, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 66 (2017) 012016 doi:10.1088/1755–1315/66/1/012016.
- 56.Вибе И.И., Тепловой расчёт двигателей внутреннего сгорания / И.И. Вибе // Челябинск.: Челябинский политехнический институт имени Ленинского комсомола, 1972. – с.282

57. Проскурин, В.Ф. Цепно–тепловой взрыв и степень ионизации водородовоздушного пламени / В.Ф. Проскурин, П.Г. Бережко, Е.Н. Николаев, В.Н. Тараканов, П.Е. Половинкин, А.Г. Лещинская // Физика горения и взрыва. 2005. № 1. С.15–23.
58. Сеначин, П.К. Моделирование процесса горения гомогенной смеси в двигателе с искровым зажиганием / П.К. Сеначин, М.А. Ильина, Д.Д. Матиевский, М.Ю. Свердлов // Тез. XII симпозиума по горению и взрыву, 11–15 сентября 2000 г. Черногловка: РАН, 2000.–ч.3. – с.155–157.
59. Daniels, C. F. The comparison of mass fraction burned obtained from the cylinder pressure signal and spark plug ion signal / SAE paper № 980140, 1998.
60. Eriksson, L. Requirements for and a systematic method for identifying heat release model parameters. Modeling of SI and Diesel Engines / SAE Paper № 980626, 1998.
61. Franke, A. Employing an ionization sensor for combustion diagnostics in a lean burn natural gas engine / A. Franke, P. Einewall, B. Johansson, R. Reinmann // SAE paper № 2001–01–0992, 2001.
62. Frenklach, M. GRI–Mech / M. Frenklach, T. Bowman, G. Smith, B. Gardiner // entnommen am 18.06.2009, http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/. 2009.
63. Grill, M. Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren / M. Grill // Stuttgart, Universität, Dissertation. 2006a.
64. Gülder, Ö. L. Turbulent Premixed Combustion Modelling using Fractal Geometry / Ö.L. Gülder // in: 23. Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute. 1990.
65. Herdin, G. Emissionsproblematik bei Biogasmotoren / G. Herdin // in: 11. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors. Graz. 2007.
66. Heywood, J. B. Fluid Motion Within the Cylinder of Internal Combustion Engines – The 1986 Freeman Scholar Lecture / J. B. Heywood // Journal of Fluids Engineering Vol. 109 / 3. 1987.

67. Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals / J. B. Heywood // New York: McGraw–Hill. 1988.
68. Hiroyasu, H. Fuel Droplet Size Distribution in Diesel Combustion Chamber / H. Hiroyasu, T. Kodata // SAE Paper 740715. 1974.
69. Huiming, Z. Investigation on the Combustion Characteristics of the Compression Ignition Divided Chamber Combustion System of the Natural Gas Engine / Z. Huiming, Z. Defu, Z. Qingping // in: CIMAC Congress. Wien. 2007.
70. Jobst, J. Simulation von Zündverzug, Brennrate und NO_x–Bildung für direktgezündete Gasmotoren / J. Jobst, F. Chmela, A. Wimmer // in: 1. Tagung Motorprozesssimulation und Aufladung. Berlin. 2005.
71. John, A. Entwicklung und Erprobung eines zweistufigen Impaktors zur Messung alveolengängiger Quarzfeinstaubemissionen und Durchführung von Validierungsmessungen / A. John, H. Kaminski, T. Kuhlbusch // Duisburg, IUTA e.V., Bericht. 2004.
72. Kettner, M. Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Optimierung der Entflammung von mageren Gemischen bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung / M. Kettner // Karlsruhe, Universität, Dissertation. 2006.
73. Klimstra, J. The road to obtain the ultimate performance of gas engines – opportunities and challenges / J. Klimstra // in: 5. Dessauer Gasmotoren–Konferenz. Dessau. 2007.
74. Koch, T. Numerischer Beitrag zur Charakterisierung und Vorausberechnung der Gemischbildung und Verbrennung in einem direkteinspritzenden, strahlgeführten Ottomotor / T. Koch // Zürich, Eidgenössische Technische Hochschule, Dissertation. 2002.
75. Kogler, G. Potential of HCCI for large natural gas fueled engines / G. Kogler, A. Wimmer // in: CIMAC Congress. Wien. 2007.
76. Kolb, T. Experimentelle und theoretische Untersuchung zur Minderung der NO_x–Emission technischer Feuerungen durch gestufte Verbrennungsführung / T. Kolb // Karlsruhe. Technische Hochschule, Dissertation. 1990.

- 77.Kozuch, P. Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren / P. Kozuch // Stuttgart, Universität, Dissertation. 2004.
- 78.Kuhlmann, R. M. V. Improvement of a Model for Calculation of Oxides of Nitrogen Emissions from Spark Ignition Engines / R.M.V. Kuhlmann, J. R. Sodre // SAE-Paper 2004-01-3001. 2004.
- 79.Lämmle, Ch. Numerical and Experimental Study of Flame Propagation and Knock in a Compressed Natural Gas Engine / Ch. Lämmle // Zürich, Eidgenössische Technische Hochschule, Dissertation. 2005.
- 80.Liao, S. Y. Determination of laminar burning velocities for natural gas / S. Y. Liao, D. M. Jiang, Q. Cheng // Fuel 83 (2004). Elsevier. Science Direct. 2004.
- 81.Magnussen, B. F. On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with special emphasis on Soot formation and Combustion / B. F. Magnussen, B. H. Hjertager // in: 16. Symposium (International) on Combustion. The Combustion Institute. Pittsburgh. 1976.
- 82.Merker, G. Technische Verbrennung – Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse / G. Merker, Ch. Schwarz // Stuttgart: Teubner. 2001.
- 83.Noske, G. Ein quasidimensionales Modell zur Beschreibung des ottomotorischen Verbrennungsablaufes / G. Noske // Düsseldorf: VDI Verlag. 1988.
- 84.Warrier G. R., Dhir V. K. Heat Transfer and Wall Heat Flux Partitioning During Subcooled Flow Nucleate Boiling, Journal of Heat Transfer 128(12). 2006. p.1243–1256. DOI: 10.1115/1.2349510