

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ГРАЖДАНСКИХ СУДОВ И МОРСКИХ СООРУЖЕНИЙ

ИВАНОВ Р.А., д.т.н., профессор; СТРУЕВ В.П., д.ф.-м.н., профессор;
ХОРОШЕВ В.Г., д.т.н., с.н.с. –

ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова (г. Санкт-Петербург, Россия)
krylov@krylov.spb.ru, r_ivanov@rambler.ru

АННОТАЦИЯ

Рассмотрены вопросы оснащения современной энергетикой гражданских судов и плавучих средств добычи полезных ископаемых в зоне прибрежного шельфа (в первую очередь углеводородов) и на дне глубоководных районов океана. Основное внимание уделяется перспективам применения воздухонезависимой (анаэробной) энергетикой, которой будут оснащаться подводные технические средства (ПТС) при выполнении геологических поисковых работ, технологических операций промышленного освоения месторождений и последующей их эксплуатации.

ВВЕДЕНИЕ

Если проанализировать состояние работ в области мирового судостроения, то можно констатировать, что традиционные плавучие морские и речные средства гражданского назначения по-прежнему оснащаются, главным образом, дизельной энергетикой. Широкое распространение энергетических установок этого типа на судах определяется, прежде всего, их высокими экономическими характеристиками. Немаловажное значение имеет также то, что дизель представляет собой единый агрегат, не требующий дополнительных генераторов рабочего тела и трубопроводных систем для транспортировки рабочего тела при высоких параметрах. Наибольшей эффективностью обладают дизельные энергетические установки с реверсивными двигателями и с прямой передачей мощности на гребной винт. Для незначительной доли быстроходных круизных лайнеров – используется газотурбинная энергетика. К числу основных преимуществ газотурбинных установок (ГТУ) по сравнению с паротурбинными и дизельными установками относятся меньшие массогабаритные характеристики и пониженная трудоемкость монтажа и ремонта. Существующие газотурбинные установки покрывают мощный диапазон, необходимый также и для крупнотоннажных танкеров, однако ГТУ до сего времени не нашли применения на этом типе судов в силу целого ряда причин, основными из которых являются:

- проблематичность возможности сжигания тяжелых сортов топлива в ГТУ, так как для этих установок предъявляются очень высокие требования к предварительной очистке топлива, в первую очередь от окислов ванадия;

- повышение долговечности основных элементов ГТУ требует применения специальных материалов и осуществления комплекса мероприятий по защите проточной части турбин от воздействия агрессивных примесей в продуктах сгорания.

И, наконец, для отечественного ледокольного флота, обеспечивающего круглогодичную эксплуатацию морских просторов Арктики, характерно использование атомной энергетикой и полной системы электродвижения. Для перечисленного выше типажа судовой энергетикой (дизельной, газотурбинной, атомной) в настоящее время характерен эволюционный путь совершенствования

основных параметров, и, по-видимому, сегодня трудно ожидать их скачкообразного изменения. Существующая современная мировая тенденция существенного расширения работ, связанных с освоением морских биоресурсов и полезных ископаемых, залегающих в районах прибрежного шельфа и в глубоководных районах мирового океана, обуславливает необходимость создания новых плавучих объектов, обеспечивающих разведку и обслуживание подводных и надводных комплексов добычи разведанных месторождений. Перечень этих объектов достаточно широк и окончательно не сформирован. Условно их можно разделить на надводные и подводные.

К *надводным* относятся добывающие плавучие платформы, перерабатывающие заводы, средства доставки полезных ископаемых либо к местам переработки, либо к объектам использования и др.

Подводные технические средства (ПТС) могут включать как различные подводные аппараты разведки и обслуживания подводного технологического оборудования (обитаемые и необитаемые), характеризующиеся относительно небольшими значениями потребляемой мощности, так и подводные заводы и механическое оборудование по добыче и переработке, потребная мощность для которых может достигать значительных величин. Плавучие объекты особенно необходимы при освоении полезных ископаемых, располагаемых подо льдами арктических и антарктических морей.

Ниже представлена краткая характеристика энергетических установок, которые могут быть применены для надводных и подводных объектов добычи и переработки подводных полезных ископаемых.

1. НАДВОДНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА

Для надводных технических средств рассматриваются традиционные решения, характерные для гражданского флота. Приоритет, по-видимому, останется за дизельными энергетическими установками, как для добывающих платформ, так и заводов по переработке добытых продуктов. Транспортные надводные средства также будут оснащаться дизельной энергетикой.

Факт, который при этом должен учитываться, заключается в том, что эти установки в случае добычи углеводородов, должны быть приспособлены к работе с использованием добываемых углеводородов, в первую очередь, газа. То есть, дизель должен быть приспособлен к работе, как на жидком, так и газообразном топливе. Подобные решения должны существенно сократить зависимость добывающего или перерабатывающего комплекса от возможности бесперебойной доставки топлива от наземных хранилищ.

Это обстоятельство должно распространяться и на случаи использования газотурбинных двигателей.

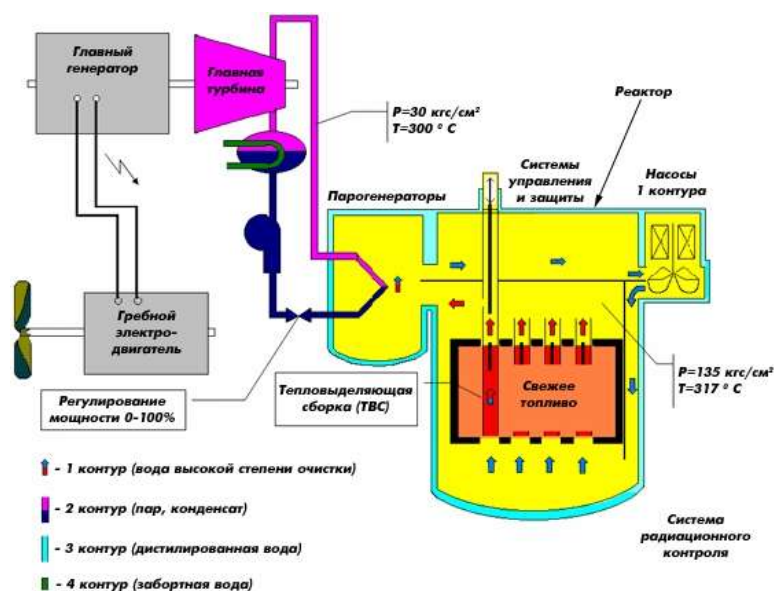


Рис. 1. Принципиальная схема атомной энергетической установки ледокола с АЭУ типа КЛТ-40 [1].

При работе плавучего добывающего и перерабатывающего комплекса в ледовых условиях (постоянных или временных), наиболее эффективным решением представляется использование атомной энергетики. В качестве прототипа могут быть взяты технические решения, которые применены при создании атомных энергетических установок отечественного атомного ледокольного флота, атомного лихтеровоза-контейнеровоза «Севморпуть», плавучих атомных электростанций.

На рис. 1 представлена принципиальная схема атомной электроэнергетической установки (АЭУ) ледокола [1] типа КЛТ-40.

В частности, атомные ледоколы "Таймыр", "Вайгач", лихтеровоз "Севморпуть" оборудованы атомной энергоустановкой КЛТ-40 с одним реактором, ледоколы типа "Арктика" – установкой ОК-900 с двумя водо-водяными реакторами. Атомный лихтеровоз-контейнеровоз «Севморпуть» - единственное в мире ледокольно-транспортное судно с атомной энергетической установкой, которое было введено в эксплуатацию в 1989 году. На рисунке 2 представлена принципиальная схема реакторной установки плавучей атомной электростанции, которая может быть использована в качестве прототипа энергетического модуля, размещаемого в районе добычи и переработки ископаемых.

Сдерживающим фактором в применении АЭУ может явиться отсутствие соответствующих международных правовых основ, дающих гарантию свободного допуска судов с АЭУ в территориальные воды и порты морских стран.

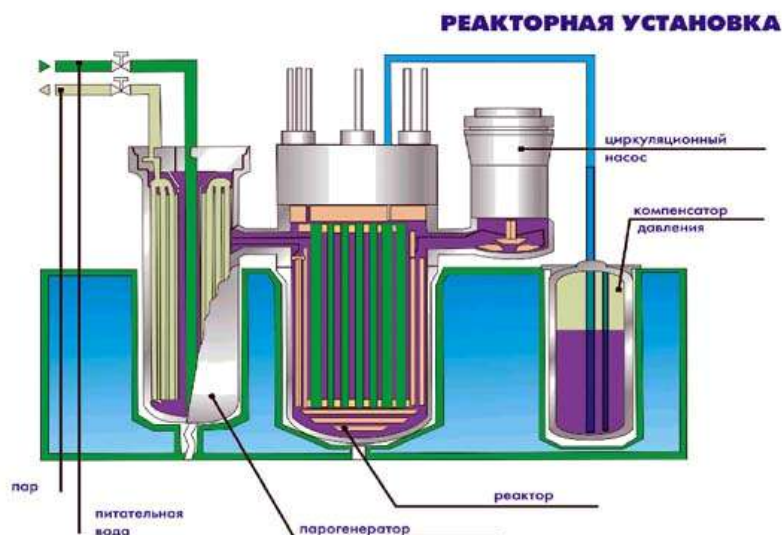


Рис. 2. Принципиальная схема реакторной установки типа КЛТ-40С [2].

2. ПОДВОДНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА

Выбор возможных технических решений при определении типа энергетической установки для обеспечения работ в подводном положении в значительной мере определяется следующими факторами: уровнем потребляемой мощности; значением требуемой непрерывной длительности выполнения той или иной технологической операции на глубине (непрерывной подводной автономностью); глубиной погружения; необходимостью наличия обслуживающего персонала в процессе проведения подводных работ (обитаемость ПТС).

Выполнение этих условий требует применения воздухонезависимой (анаэробной) энергетики, то есть энергетики, исключающей использование при эксплуатации установки атмосферного воздуха.

При относительно небольших глубинах эксплуатации ПТС перечисленные выше требования могут выполняться при подаче энергии от обеспечивающего плавучего надводного средства по кабелю. Подобное решение особенно перспективно для неподвижных подводных объектов и при условии, что надводный обеспечивающий энергетический комплекс может устойчиво функционировать в месте проведения работ.

Набор технических решений энергообеспечения подводных работ автономных ПТС, исключающих применение «кабельного» способа, при современном уровне развития техники может ограничиться следующими типами установок: электроаккумуляторные, атомные, с тепловыми двигателями замкнутого или полузамкнутого цикла, с электрохимическими генераторами и с химическими источниками тока.

1. Электроаккумуляторные установки являются сегодня единственным типом неатомной энергетики, применяемой на всех существующих подводных технических средствах в период их эксплуатации в подводном положении. В мире наиболее широко используются свинцово-кислотные и серебряно-цинковые аккумуляторные батареи (АБ), подзарядка которых может производиться только после всплытия на поверхность за счет электрогенераторной установки, размещаемой на берегу, обеспечивающем судне или на борту ПТС.

Если работы выполняются на больших глубинах, исключающих возможность размещения АБ внутри прочного корпуса подводного объекта, то применяются

батареи, допускающие работу по так называемой разгруженной схеме, т.е. в условиях изменения давления забортной воды. Основными недостатками данного типа установок являются относительно низкие удельные массовые показатели АБ (~35 Вт·ч/кг – для свинцово-кислотных и ~ 80 Вт·ч/кг – для серебряно-цинковых аккумуляторных батарей).

2. Атомные энергетические установки в наибольшей степени удовлетворяют всем требованиям при проведении большинства подводных работ, проводимых в процессе освоения и разработки полезных ископаемых на дне морей и океанов. При этом если говорить об отечественной промышленности, то она обладает всеми необходимыми элементами, обеспечивающими разработку, создание, эксплуатацию и последующую утилизацию атомных энергетических установок морского исполнения в достаточно широком мощностном диапазоне, вплоть до 280 МВт. В России существует и развитая инфраструктура базирования объектов с атомной энергетикой морского назначения. Этот опыт и может быть использован при создании конкретных подводных объектов в процессе освоения глубин морей и океанов. Вместе с тем, не представляется целесообразной применение атомной энергетики для относительно небольших уровней мощности не превышающем несколько сотен кВт, и при подводных автономностях не более нескольких суток, особенно с учетом экологических аспектов, возникающих в процессе эксплуатации АЭУ.

3. Энергетические установки с тепловыми двигателями, работающими по замкнутому или полужамкнутому циклу, в большей мере удовлетворяют перечисленным выше требованиям в мощностном диапазоне установок до нескольких сотен кВт. Для данной области может быть использован мировой опыт, полученный при создании неатомных подводных лодок (ПЛ). При этом в отличие от военного аспекта использования в рассматриваемых случаях вопросы заметности подводного объекта не являются определяющими. К наиболее отработанным ЭУ с тепловыми двигателями, созданных для ПЛ, относятся установки с двигателями Стирлинга, созданные для Военно-морского флота Швеции [3], ЭУ с дизелем замкнутого цикла как отечественной разработки, так и разрабатываемых Германией, Италией и другими странами [3], ЭУ типа «МЕСМА» с паротурбинным двигателем, разработанной во Франции [3].

В качестве примера на рис. 3 представлена принципиальная схема энергетической установки с дизелем, работающим по замкнутому циклу мощностью 2×300 кВт и дополнительным дизель-генератором мощностью 1250 кВт для обеспечения надводного хода и быстрой зарядки АБ в надводном положении и в режиме РДП (работа дизеля под водой).

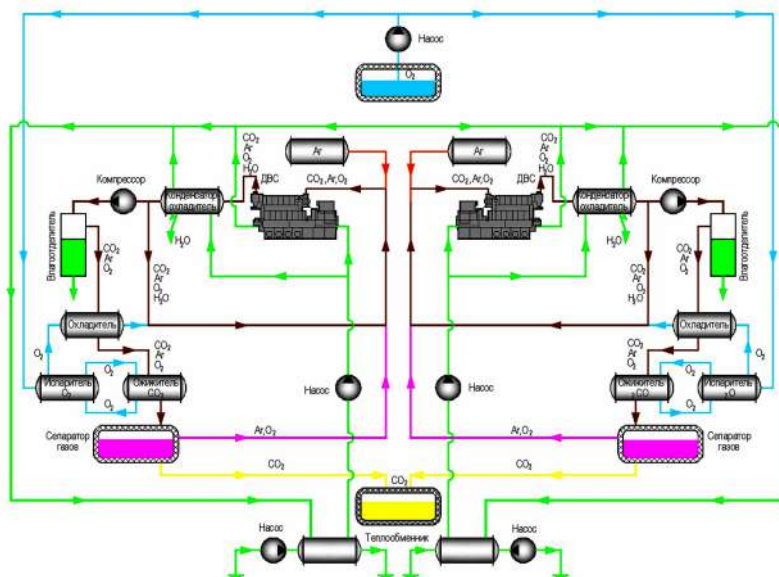


Рис. 3. Принципиальная схема энергоустановки с двумя дизель-генераторами, работающей по замкнутому циклу

Схема включает в себя следующие системы: ожигения двуокси углерода с передачей тепла газифицируемому кислороду и теплоотвода от ЭУ в забортную воду; рециркуляции искусственной смеси газов; газоотбора; подачи кислорода из криогенной цистерны и возврата неожигенных газов в систему рециркуляции.

4. Энергетические установки с электрохимическими генераторами.

Рассмотренный выше мощностной диапазон ПТС, не превышающий нескольких сотен киловатт, может быть перекрыт также энергетикой с электрохимическими генераторами. ЭУ с ЭХГ целесообразно разрабатывать на основе технических решений, апробированных при их создании за рубежом (Германия) или при проектировании установок такого типа в России. Тип ЭХГ разработки Германии – низкотемпературный водородо-кислородный на основе топливных элементов (ТЭ) с твердополимерной мембраной.

ТЭ с твердополимерной мембраной могут функционировать как при использовании в качестве окислителя кислорода, так и при переходе к воздуху как окислителю. В последнем случае электрические параметры снижаются примерно в 2 раза.

Требуемая мощность энергоустановки может быть набрана унифицированными блоками. В Германии для энергоустановки ПЛ проекта 212 ЭХГ суммарной мощностью ~ 300 кВт набирается из 9 блоков мощностью ~ 34 кВт, а для ЭУ ПЛ проекта 214 ЭХГ мощность в 240 кВт набирается из блоков по 120 кВт. В Советском Союзе были отработаны блоки водородо-кислородных топливных элементов с жидким щелочным электролитом и со щелочным электролитом в асбестовой матрице. В настоящее время в России ведутся работы по созданию блоков ТЭ с твердополимерной мембраной.

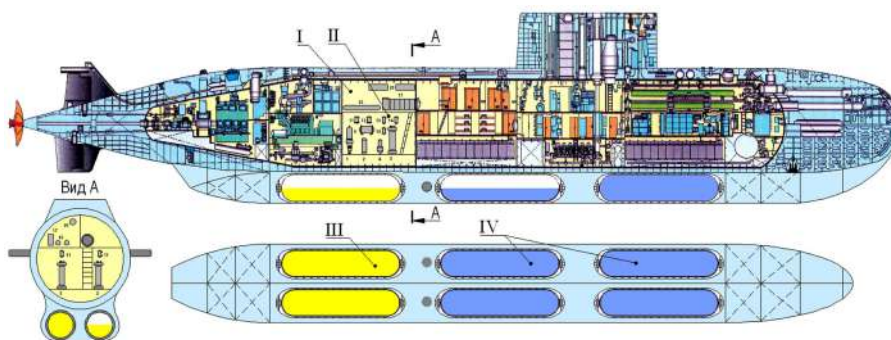


Рис. 4. Размещение анаэробной ЭУ с ЭХГ на ПЛ.
 I – платформа отсека ЭХГ; II – платформа оборудования конверсии дизельного топлива; III – емкости жидкой двуокиси углерода;
 IV – емкости криогенного кислорода

В качестве примера на рис. 4 представлена компоновка ЭУ с ЭХГ мощностью 300 кВт для обеспечения длительных подводных ходов ПЛ.

5. Энергетические установки с химическими источниками тока также имеют

вполне определенную область применения, в которой достигаются наилучшие массообъемные показатели ЭУ по сравнению с другими типами установок [4]. Речь идет о мощностях в диапазоне от 1 до нескольких десятков кВт и длительностях, не превышающих 1-2 суток.

Перспективными химическими источниками тока (ХИТ) для использования на морских объектах являются ХИТ следующих систем: магний-морская вода, алюминий-вода со щелочным электролитом, алюминий-кислород.

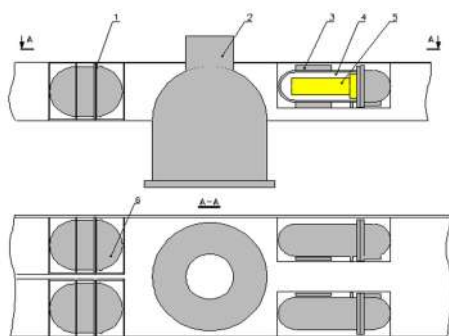


Рис. 5. Компоновка ЭУ с ХИТ алюминий – кислородного типа на ПА «БЕСТЕР».

Криогенное хранение кислорода.

- 1 - жидкий кислород; 2 - посадочная камера ПА;
- 3 - теплообменник; 4 - прочный контейнер;
- 5 - батарея ХИТ; 6 - электролит.

В качестве примера на рисунке 5 представлена компоновка ЭУ с ХИТ алюминий-кислородного типа для подводного аппарата «БЕСТЕР», а на рис. 6 значения удельной энергоемкости для различных ХИТ и АБ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленный материал позволяет утверждать, что все вновь разрабатываемые технические средства освоения полезных ископаемых, залегающих на прибрежном шельфе и в глубинных районах морей и океанов, могут оснащаться для надводных объектов традиционной энергетикой (дизельной, атомной, газотурбинной). Для объектов подводных будут использоваться воздухонезависимые ЭУ, а именно: атомные энергетические установки, установки с тепловыми двигателями замкнутого цикла, энергетическими установками с электрохимическими генераторами и химическими источниками тока. Отечественная наука и промышленность имеет научно-технический и производственный задел, достаточный для конкретной разработки и создания требуемых энергетических установок.

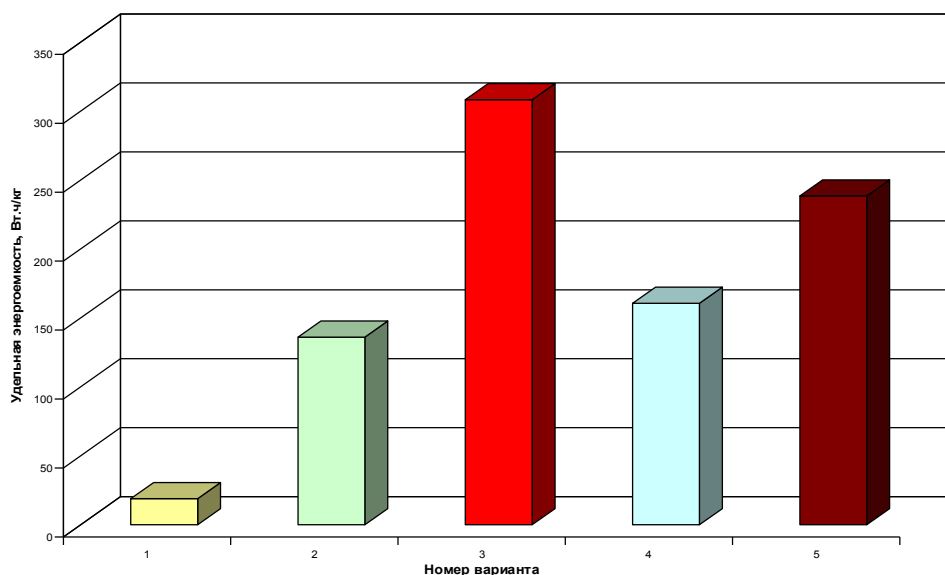


Рис. 6 - Удельная энергоёмкость ЭУ с АБ и ХИТ применительно к ПА «БЕСТЕР».
 1 - АБ СП-200; 2 - ХИТ магний - морская вода; 3 - ХИТ алюминий - вода
 в щелочном электролите; 4 - ХИТ системы алюминий - кислород (кислород –
 баллоны); 5 - ХИТ системы алюминий – кислород (кислород – криогенный).

ЛИТЕРАТУРА

1. atomic.msco.ru
2. okbm.nnov.ru
3. Мышинский Э.Л. Подводные лодки с анаэробными энергетическими установками. Изд. ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, СПб, 2006
4. Длугоборский Ю.М., Фриск В.А., Доманский В.К. Конструкционные и эксплуатационные характеристики ХИТ гидронного типа применительно к энергоустановкам подводных технических средств. Труды международной конференции по судостроению (100 лет ЦНИИ имени академика А.Н. Крылова), секция Д., Судовая энергетика. Изд. ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, СПб, 1994

**ОБОСНОВАНИЕ И ПРИМЕНЕНИЕ
СПЕЦИАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ КОМПЬЮТЕРНОЙ АЛГЕБРЫ
СОГЛАСНО ТРЕБОВАНИЯМ ПРАВИЛ
МОРСКОГО РЕГИСТРА СУДОХОДСТВА**

АНДРЕЕВ Ю.М., к.т.н., доцент – Национальный технический
университет «Харьковский политехнический институт»
(г. Харьков, Украина);

РЕШЕТОВ А.А., к.т.н., доцент – Чувашский государственный
университет им. И.Н. Ульянова (г. Чебоксары, Россия)
andreev@kharkov.ukrtel.net, reshetov@cbx.ru

АННОТАЦИЯ

Разработана система компьютерной алгебры для вибрационного анализа и синтеза дискретных голономных и неголономных механических систем. По компактному аналитическому описанию модели и задачи система строит математическую модель в форме дифференциальных и алгебраических уравнений, проводит численные расчеты установившихся и переходных колебательных процессов.

ВВЕДЕНИЕ

Последние 25 лет в России, в СНГ и за рубежом довольно бурно развивается направление вычислительной механики, называемое в настоящее время системами компьютерной алгебры (СКА) – см., например, [1-5]. Универсальные СКА, такие как REDUCE, MATHCAD, MATLAB и др., не имеют в своем составе блоки построения математических моделей механических систем. Получение же уравнений, описывающих динамические процессы, в частности, колебательные, в структурно сложных системах с большим числом обобщенных координат является зачастую самостоятельной очень сложной задачей. Решение такой задачи состоит в выборе способа лаконичного формального описания механической модели и реализации известных или специально разработанных методов аналитической механики для составления уравнений, т.е. получения математической модели. Это направление связано с созданием специальных СКА, которые по формальному аналитическому описанию механической модели и поставленной задачи выполняют диагностику такого описания и локализацию ошибки/ошибок. В случае их отсутствия генерируют динамические уравнения, производят линейризацию нелинейных членов, формируют динамические матрицы, получают решение в линейной постановке или без линейризации, проводят численное интегрирование. Данная работа посвящена теоретическому обоснованию и применению СКА КИДИМ (кинематических и динамических исследований машин и механизмов) специально разработанной для анализа и синтеза колебательных процессов в машинах.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ СКА КИДИМ

В отличие от универсальных систем компьютерной алгебры предлагаемая система основана на применении специальных объектов механической модели, существенно облегчающих моделирование. Инерционные характеристики задаются в простейших случаях списками инерционных элементов, отражающих поступательные и вращательные движения абстрактных масс и тел вращений. В более сложных случаях – списками твердых тел, совершающих сферические и пространственные движения. Силы возбуждения и нелинейные силы упругости и демпфирования описываются силовыми элементами, а линейные силы упругости и диссипации, соответственно, упругими и диссипативными элементами.

Введенные таким образом элементы и твердые тела имеют в своем составе геометрическую (кинематическую) и физическую части. Первая включает переменные (координаты), описывающие обобщенные координаты и перемещения объектов механической модели, вторая отражает физические характеристики – инерционные, силовые, упругие и диссипативные свойства.

Такое представление механической модели позволяет легко ее варьировать в части состава, структуры, детализации, агрегатирования, что необходимо при решении комплекса задач анализа и синтеза вибрационных систем. Механические модели представляются системами твердых тел с геометрическими, кинематическими, упругими, диссипативными (не)голономными, (не)стационарными связями. Несмотря на небольшое число встроенных алгоритмов решения задач теории колебаний (анализ свободных и вынужденных колебаний, переходных процессов, задачи отстройки, синтез корректирующих устройств) мощность вычислительной системы проявляется путем использования различных систем обобщенных координат, вычислительных методик, общепризнанных в области механических колебаний.

В общем виде динамические уравнения колебаний указанных моделей формируются СКА КИДИМ по формуле [5]

$$U = \sum_{i=1}^n \left\{ \mathbf{S}_{R_i}^{uT} m_i \cdot \ddot{\vec{r}}_{C_i} + \mathbf{S}_{M_i}^{uT} \left([\vec{J}_i] \cdot \ddot{\vec{\epsilon}}_i^{(i)} + \vec{\omega}_i^{(i)} \times [\vec{J}_i] \cdot \vec{\omega}_i^{(i)} \right) \right\} + \mathbf{S}_D^T [\mathbf{D}] \dot{\boldsymbol{\beta}} + \mathbf{S}_C^T [\mathbf{C}] \boldsymbol{\gamma} = \mathbf{S}_P^T \mathbf{P}(t) \quad (1)$$

Здесь n – число тел в системе; $\mathbf{S}_{R_i}^u$, $\mathbf{S}_{M_i}^u$, \mathbf{S}_D , \mathbf{S}_C , \mathbf{S}_P – структурные матрицы инерции, диссипации, упругости и сил, определяемые аналитически как производные геометрических (кинематических) структур соответствующих элементов по обобщенным координатам (обобщенным скоростям или псевдоскоростям); i – номер тела; m_i , $[\vec{J}_i]$ – его масса и тензор инерции; \vec{r}_{C_i} , $\vec{\omega}_i^{(i)}$, $\vec{\epsilon}_i^{(i)}$ – его радиус-вектор центра масс в абсолютной системе координат (СК), векторы угловой скорости и углового ускорения в главной центральной системах координат; $\boldsymbol{\beta}$, $\boldsymbol{\gamma}$ – векторы, компоненты которых есть координаты (структуры) диссипативных и упругих элементов.

Для неголономных механических систем в описание добавляются уравнения неголономных связей:

$$\mathbf{A}(\mathbf{q}, t) \dot{\mathbf{q}} + \boldsymbol{\alpha}(\mathbf{q}, t) = 0, \quad (2)$$

разрешенные относительно обобщенных скоростей, что позволяет получить выражения зависимых скоростей обобщенных координат от независимых (или псевдоскоростей)

$$\dot{\mathbf{q}} = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}}_1 \\ \dot{\mathbf{q}}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}}_2 \\ \dot{\mathbf{q}}_2 \end{bmatrix} = [\mathbf{B} \quad \mathbf{E}]\dot{\mathbf{q}}_2 = \mathbf{G}\dot{\mathbf{q}}_2.$$

Это приводит к умножению всех матриц (1) на матрицу \mathbf{G} (хотя зачастую можно сразу вычислять структурные матрицы как производные структур по псевдоскоростям).

Для исследования малых колебаний уравнения (1) системой компьютерной алгебры упрощаются путем линеаризации, прежде всего, инерционных слагаемых, так что из (1) следуют уравнения вида:

$$\mathbf{S}_J^T [\mathbf{J}] \mathbf{S}_J \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{S}_D^T [\mathbf{D}] \mathbf{S}_D \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{S}_C^T [\mathbf{C}] \mathbf{S}_C \mathbf{q} = \mathbf{S}_P^T \mathbf{P}(t), \quad (3)$$

где \mathbf{q} – вектор обобщенных координат.

Отбрасыванием в (3) правых частей и диссипативных членов формируются уравнения свободных линейных колебаний, подстановкой в них и в уравнения (3)

гармонических решений $\mathbf{q}(t) = \sum_{j=1}^n \mathbf{q}_{cj} \cos(j\omega t) + \mathbf{q}_{sj} \sin(j\omega t)$, получаются

алгебраические уравнения задач на свободные и вынужденные колебания.

Оставляя в (1) только слагаемые, не содержащие производных от обобщенных координат, получим уравнения равновесия

$$\mathbf{S}_C^T [\mathbf{C}] \boldsymbol{\gamma} = \mathbf{S}_P^T \mathbf{P}(t), \quad (4)$$

которые позволяют при известных силах $\mathbf{P}(t)$ найти положения равновесия системы, или, наоборот, для заданного положения (значений обобщенных координат) найти силы $\mathbf{P}(t)$, обеспечивающие такое равновесие. Для нелинейных характеристик упругих элементов проводится их гармоническая линеаризация и для значений амплитуд одного из них внутри заданного диапазона СКА КИДИМ строит скелетные кривые – зависимости частот свободных колебаний от амплитуды колебаний. Кроме того, уравнения (1) преобразуются СКА КИДИМ к форме Коши, с последующим интегрированием одним из численных методов. Путем применения принципа освобожденности от связей, их реакции станут активными силами и могут быть определены для найденного закона изменения обобщенных координат по формуле $\mathbf{R} = \mathbf{A}^{-1}\mathbf{B}$, где

$$\mathbf{B} = -\mathbf{U} \big|_{\mathbf{R}=0}, \quad \mathbf{A} = \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial \mathbf{R}} = \frac{\partial \mathbf{U} \partial \mathbf{P}}{\partial \mathbf{P} \partial \mathbf{R}} = \mathbf{S}_P^T \frac{\partial \mathbf{P}}{\partial \mathbf{R}}, \quad (5)$$

где \mathbf{U} – вектор уравнений (1).

ПРИМЕНЕНИЕ СКА КИДИМ

Примерами использования такой СКА являются сложные расчеты колебательных процессов многих конструкторских проектов (реальных валопроводов) с 6- и 8-цилиндровыми V-образными ДВС (ОАО «Дизель-пром», г.Чебоксары), выполненные согласно требованиям правил Морского Регистра судоходства [6] и согласованные в ФГУП ГНЦ РФ «ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова» (г.С.-Петербург). В частности, расчетное исследование крутильных колебаний валопровода проекта 11980 с ДРА-525-02/03 (рис.1) включает следующие режимы:

-холостого хода ДРА-525-02/03 (режимы запуска, прогрева дизеля и останова ДРА-525-02/03);

-свободного хода с ДРА-525-03;

-свободного хода с ДРА-525-02;

-совместной работы насоса (ДРА-525-03) и валопровода судна;

-совместной работы компрессора (ДРА-525-02) и валопровода судна;

-работа насоса при отключенном валопроводе судна;

-работа компрессора при отключенном валопроводе судна;

-торможение гребного вала при реверсировании ДРА-525-02/03 (переходный процесс);

-свободный ход с ДРА-525-03 при одном неработающем цилиндре дизеля (с нарушениями работы отдельных цилиндров).

В этом случае обобщенными координатами являются углы поворота кривошипов цилиндров ДВС, а механической моделью является крутильная система силовой передачи. Возбуждение задавалось аппроксимированными индикаторными диаграммами, а демпфирование определялось с помощью традиционных методик по [7], принятых для таких систем. При этом максимальные суммарные амплитуды напряжений и моментов от крутильных колебаний в валопроводе проекта 11980 с ДРА-525-02/03 при полигармоническом возбуждении от 0,5-го до 12-го порядка гармоник возбуждения включительно не превосходят допускаемые для длительной надежной эксплуатации установки в рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала 600...1750 об/мин.

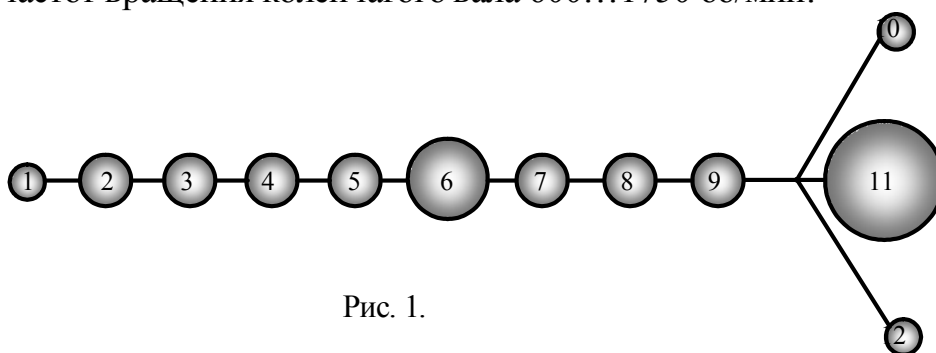


Рис. 1.

Также с помощью СКА КИДИМ рассчитаны характеристики системы виброизоляции (рис. 2) 6- и 8-цилиндровых V-образных ДВС промышленных тракторов ОАО «Промтрактор» (г. Чебоксары). В этом случае рассматривались малые пространственные колебания корпуса двигателя, установленного на упругих амортизаторах. Силами возбуждения являлись силы инерции поступательно движущихся поршней в цилиндрах ДВС. Из условия минимума воздействия вибрирующего двигателя на корпус машины выбирались упругие и диссипативные характеристики амортизаторов.

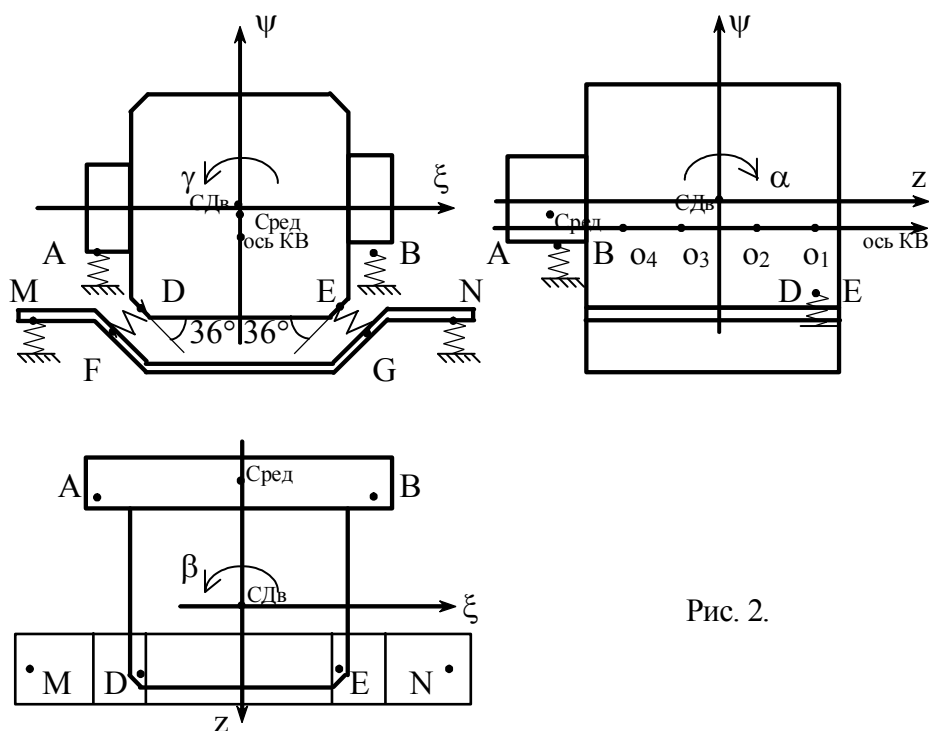


Рис. 2.

СКА КИДИМ применена для расчетного исследования крутильных колебаний валопроводов:

- дизелей 6, 8, 12, 16V396 мощностью до 1400 кВт фирмы «MTU» (Германия);
- турбоустановки P-50/60-130-1+ТВФ-60-2+ВТ-450-3000 мощностью 60 МВА и др.

С помощью СКА КИДИМ предотвращен ряд крупных аварий (определены причины опасных колебаний и/или разрушений) энергетических установок:

- на этапе проектирования ДРА-525 на базе дизеля 8ЧН16.5/18.5 с валопроводом судна МРТК «Балтика», выпущенный ОАО «Дизель-пром»;
- промышленный трактор D355A с дизелем 6V396 TC4, выпущенный фирмой «Komatsu», Япония (в ходе ремонтного производства в ОАО «Дизельпром», при мобильной замене одного типа двигателя на другой);
- электронасосная станция СДВ2-215/41-10 + 800В-2.5/100-I мощностью 3 МВт (МП «Водоканал», г.Новочебоксарск) и др.

Важнейшее значение для безопасности судовых энергетических установок имеет их надежность, а, следовательно, и уровень внедрения методов и средств их диагностического контроля в цикле «проектирование - изготовление - эксплуатация - реконструкция» [9]. Для этого предложен новый метод вибродиагностического контроля энергетического оборудования на основе показателей чувствительности узлов к возбуждающим колебаниям воздействиям [8]. Данный метод предусматривает расчет спектральных портретов объектов контроля, в том числе с помощью СКА КИДИМ. Метод основан на том, что импульсная последовательность ударных возмущений, возникающих при попадании локального дефекта в зону контакта, вызывает отклик механической системы на собственных частотах дефектного узла. В качестве диагностических признаков зарождающихся дефектов предложено использовать энергетические формы колебаний, что позволяет повысить надежность обнаружения дефектов. Чем выше уровень вибрации на собственной частоте узла, тем значительнее дефект. При

наличии спектрального «портрета» собственных (для нелинейных систем – свободных) колебаний также достаточно просто определяется место, где возник дефект.

ЛИТЕРАТУРА

1. Величенко В.В. Матрично-геометрические методы в механике с приложениями к задачам робототехники. – М., 1988. – 274 с.
2. Грошева М.В., Ефимов Г.В. О системах аналитических вычислений на ЭВМ // Пакеты прикладных программ. Аналитические преобразования. – М., 1988. – С.5-30.
3. Голубев Ю.Ф., Погорелов Д.Ю. Компьютерное моделирование шагающих роботов // Фундаментальная и прикладная математика, 1998, том 4, №2. С. 525-534.
4. Ермаков Б.Е. Метод постоянных скоростей в задачах механики. – М., 2000. – 152 с.
5. Андреев Ю.М., Морачковский О.К. Компьютерное моделирование голономных систем твердых тел на основе принципа Лагранжа-Даламбера. // Прикладная механика, 2005, том 41, № 7
6. Российский морской регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов / Т.1-2.- С.-П.: Транспорт, 1999, т.2 - 505 с.
7. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок / Т.1-4. - Л.: Судостроение, 1969-1971.
8. Решетов А.А. Метод вибродиагностического контроля энергетического оборудования на основе показателей чувствительности узлов к возбуждающим колебания воздействиям // Контроль. Диагностика. 2005, № 11. С. 41-49.
9. Nondestructive Testing and Diagnostics: Handbook / Editors Prof V.V. Kluev and Dr. G. Zusman. – Moscow – Houston: RSNTTD and Metrix Instrument Co., 2004. 656 pp.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

МЕВЕДЕВ В.И., д.т.н., профессор –

Чувашская государственная сельскохозяйственная академия
(г. Чебоксары, Россия)

АННОТАЦИЯ

В работе обосновывается необходимость преимущественной основной обработки почвы с минимальным вскрытием и без оборота пласта путем подпокровного рыхления с целью уменьшения энергозатрат и замедления выброса углекислого газа в атмосферу.

Человеческая цивилизация зародилась с того времени, когда люди от кочевого образа жизни и пропитания охотой, перешли к осёдлому образу жизни и искусственному выращиванию растений с целью получения продуктов питания.

Эволюцию орудий труда во времени можно проследить наработке почвы: деревянный сук → клиновидный камень с рукояткой → клинообразные деревянные и металлические орудия /соха/ → плуги с клинообразными рабочими органами. В итоге современный земледelec в качественном совершенствовании орудий труда не далеко ушел от первобытного человека. Ни один вид человеческой деятельности, в эволюционном плане, не может сравниться по консервативности с технологиями со средствами труда на почвообработке. При переходе от использования тягловых животных к механической тяге на обработке почвы не произошло качественно новых изменений в конструкциях почвообрабатывающих рабочих органов и технологий их взаимодействия с обрабатываемой средой. Совершенствование почвообрабатывающей техники шло главным образом за счет увеличения ширины захвата орудий и числа исполнительных рабочих органов в них, что позволяло на определенном этапе времени увеличивать производительность труда.

Вследствие специфики основной обработки почвы клиновидными рабочими органами с одновременным оборотом почвенного пласта, в растениеводстве этот технологический процесс оказался самым энергоемким и дорогим.

Чем вызвана чрезмерная энергоемкость вспашки лемешным плугом? Прежде всего, тем, что жестко закрепленные на раме рабочие органы имеют одну степень подвижности, а это предопределяет преимущественные деформации сжатия почвенного пласта и сдвига с излишней транспортировкой почвы, как в продольном так и особенно в поперечном направлениях. Пласт почвы в поперечном направлении технологически неоправданно перемещается на 1,5 ширины захвата одного корпуса плуга. Так, например, при вспашке одного гектара на глубину 0,25м с шириной захвата одного корпуса плуга 0,4

м., необходимо 1000 кубических метров почвы перенести в поперечном направлении на 0,6м.

При работе плуга ПН-4-40 в агрегате с трактором класса 3 со скоростью движения 8км/ч. на каждом гектаре на поперечную транспортировку почвы расходуется 5,34кВт крюковой мощности трактора

Вспашка лемешными плугами является основным источником водной и ветровой эрозии почв и её деградации. Так в Чувашской республике водные эрозионные потери после вспашки лемешными плугами, составляют 26,8 т/га, что в два с лишним раза больше нормативных показателей. Лемешные плуги является также виновниками оголения вершин склонов. При отваливании почвенного пласта вниз по склону он перемещается за счет сложения кинетической энергии и потенциальной от сил гравитации на расстояние больше ширины захвата одного корпуса плуга в 1,8.– 2,0 раза.

Применение на основной обработке почвы плоскорезных орудий позволяет существенным образом снизить эрозионные потери, удельное сопротивление и энергопотери. Но как и лемешные плуги, они с еще большей интенсивностью формируют уплотненную подошву дна борозды, что нарушает капиллярные связи почвы и подпочвы, а в ранневесенний период удлиняются сроки начала полевых работ вследствие излишнего накопления влаги в надподошвенном слое пашни.

Рабочие органы чизельных орудий не обладают названным недостатком, но более энергозатратные по причине большого заглубления рабочих органов и их ограниченной степенью подвижности при жестком креплении на раме.

В последние годы появилась гипотеза о том, что технология вспашки лемешными плугами с оборотом почвенного пласта является одной из причин выделения из почвы большого количества углекислого газа CO_2 в атмосферу, который способствует формированию парникового эффекта и потеплению климата земли. Учитывая, что только на территории России ежегодно лемешными плугами обрабатывается около 40 миллиардов кубометров земной поверхности, есть основание реального подтверждения высказанной гипотезы.

По данным Борисенко И. Б. [1] на рисунке 1 показано, в каком объеме и с какой скоростью происходит выделение CO_2 в атмосферу при разных способах обработки почвы.

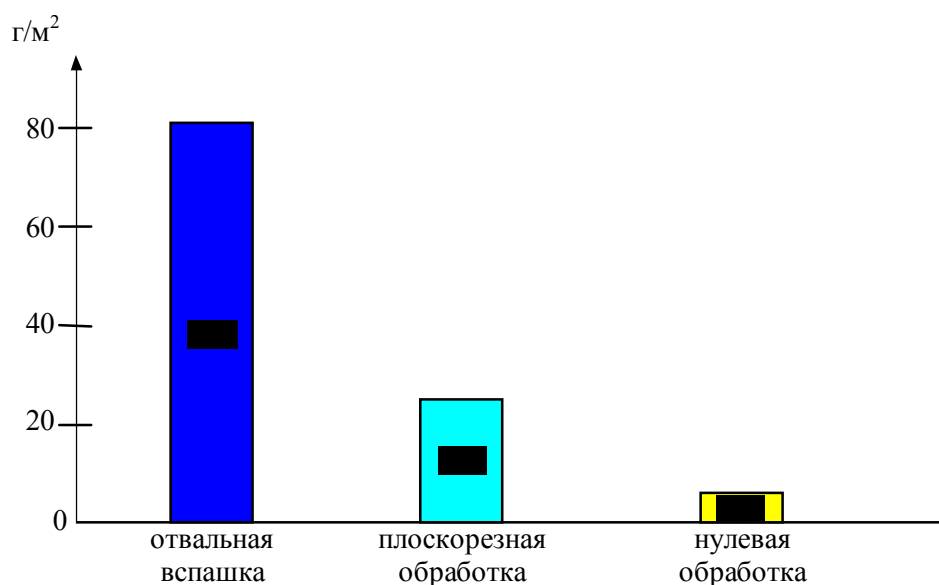


Рис. 1. Совокупные потери CO₂ на протяжении 5 часов после обработки почвы

Из диаграммы видно, что после отвальной вспашки лемешным плугом эмиссия CO₂ в течение 5 часов составляла 81,3 г/м², что в три раза больше по сравнению с почвозащитной обработкой и в 13,8 с нулевой обработкой.

С учетом изложенного концептуальный подход к созданию и использованию почвообрабатывающей техники должен базироваться на сочетании реализации постоянного снижения энергозатрат и экологической безопасности.

Коллективом научных сотрудников кафедры « Автомобили и тракторы» Чувашской государственной сельскохозяйственной академии на протяжении многих лет ведутся исследования и разработка новых технологий и средств механизации почвозащитного земледелия по критериям энергозатрат и экологической безопасности [2]. В процессе формирования концепции функционирования рабочих органов в почвенной среде исходили из факта необходимости обеспечения им как можно большего числа степеней свободы. В результате был создан рабочий орган для подпокровного рыхления почвы без оборота почвенного пласта, у которого четыре степени свободы и он обладает широкой универсальностью [3, 4]. Его можно использовать: на основной безотвальной обработке почвы; обработке междурядий пропашных культур; щелевании многолетних трав /в том числе, расположенных на склонах/. Сравнительные испытания подпокровного рыхлителя с четырьмя степенями свободы в сопоставлении с разными рабочими органами с одной степенью свободы показали, что он обладает самыми низкими энергозатратами, хорошим качеством выполняемых работ и малой эмиссией CO₂ в атмосферу.



Рис. 2. Универсальный подпокровный рыхлитель РП-2,8

Универсальный подпокровный рыхлитель прошел государственные испытания и рекомендован в серийное производство. Общий вид подпокровного рыхлителя представлен на рисунке 2.

ЛИТЕРАТУРА

1. Борисенко И.Б. Разработка перспективных ресурсосберегающих и почвозащитных технологий и комплекса технических средств для основной и поверхностной обработки почвы в острозасушливых условиях. Диссертация на соискание ученой степени Д.Т.Н., Волгоград, 2006, 402с.
2. Медведев В.И. Энергетика машинных агрегатов с рабочими органами – движителями. Чебоксары, 1972. 180 с.
3. Медведев В.И., Мазяров В.П., Способ безотвальной обработки почвы. Патент №2158058. Зарегистрирован в Госреестре изобретений Р. Ф. 27. 10. 2000 г.
4. Медведев В.И., Мазяров В.П., Гайфуллин Г.З. Подпокровный рыхлитель реактивного действия для безотвальной обработки почвы. //Тракторы и сельхозмашины . №5 1989, с. 39- 41.

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ НА РАСТИТЕЛЬНО-МИНЕРАЛЬНОМ ТОПЛИВЕ

УХАНОВ А.П., д.т.н., профессор; РАЧКИН В.А., к.т.н., ст. преподаватель;

ИВАНОВ В.А., аспирант –

Пензенская государственная сельскохозяйственная академия

(г. Пенза, Россия)

Ukhanov.penza@mail.ru

АННОТАЦИЯ

Для работы дизеля Д-240 (4Ч11/12,5) трактора МТЗ-80 на смешанном растительно-минеральном топливе разработана двухтопливная система. Приведены результаты стендовых исследований дизеля при работе на смешанном топливе.

ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день одним из альтернативных видов моторного топлива нефтяного происхождения является смешанное растительно-минеральное топливо, состоящее из товарного минерального дизельного топлива и рапсового биотоплива МЭРМ (метиловый эфир рапсового масла) [1,2]. К достоинствам растительно-минерального топлива относятся: идентичность физических свойств с минеральным дизельным топливом (плотность, вязкость и др.), хорошая воспламеняемость и высокое цетановое число, достаточно высокая теплота сгорания, хорошие смазочные свойства, хорошие экологические показатели по оксиду углерода, углеводородам и дымности, дизель не требует существенных конструктивных изменений.

К недостаткам растительно-минерального топлива следует отнести: незначительная потеря мощности дизеля (до 5 %), повышенный удельный эффективный расход топлива (на 7-11 %), неприятный запах отработавших газов, увеличенная скорость закоксовывания огневой поверхности камеры сгорания и распылителей форсунок, худшие экологические свойства по оксиду азота (за счет большего содержания кислорода). Для работы трактора типа МТЗ-80 на растительно-минеральном топливе разработана двухтопливная система дизеля, которая, наряду со штатной системой питания дизеля, дополнительно содержит бак 11 (рис.1) для рапсового биотоплива с расходным краном, фильтр 13, электрический насос 14, смеситель 15 минерального и растительного топлива, выключатель 18 питания 19, тройник 16, обратный клапан 17, топливопроводы 12 и 20.

Система работает так. Пуск дизеля и его прогрев осуществляется на минеральном топливе. При этом клапан 17 закрыт и топливо из бака 1, пройдя через фильтр грубой очистки 3, подается топливоподкачивающим насосом 5 низкого давления в фильтр тонкой очистки 4, а затем в смеситель 15, ТНВД 6, форсунку 8 и в цилиндр двигателя 9.

После прогрева двигателя на минеральном топливе, выключателем 18 подают напряжение в цепь электрического насоса 14, обеспечивая подачу растительного топлива из бака 11, через топливный фильтр 13, в смеситель 15. Минеральное топливо при этом подается в смеситель аналогичным образом как при работе дизеля в режиме пуска и прогрева. В смесителе оба вида топлива перемешиваются

и полученное растительно-минеральное топливо через тройник 16 поступает в ТНВД 6 и далее форсункой 8 впрыскивается в цилиндр двигателя 9.

Избыточное топливо (минеральное или растительно-минеральное) из отсечного канала ТНВД 6 и форсунок 8 по сливному топливопроводу 20 поступает к тройнику 16 и, открывая обратный клапан 17, возвращается в наполнительную полость ТНВД.

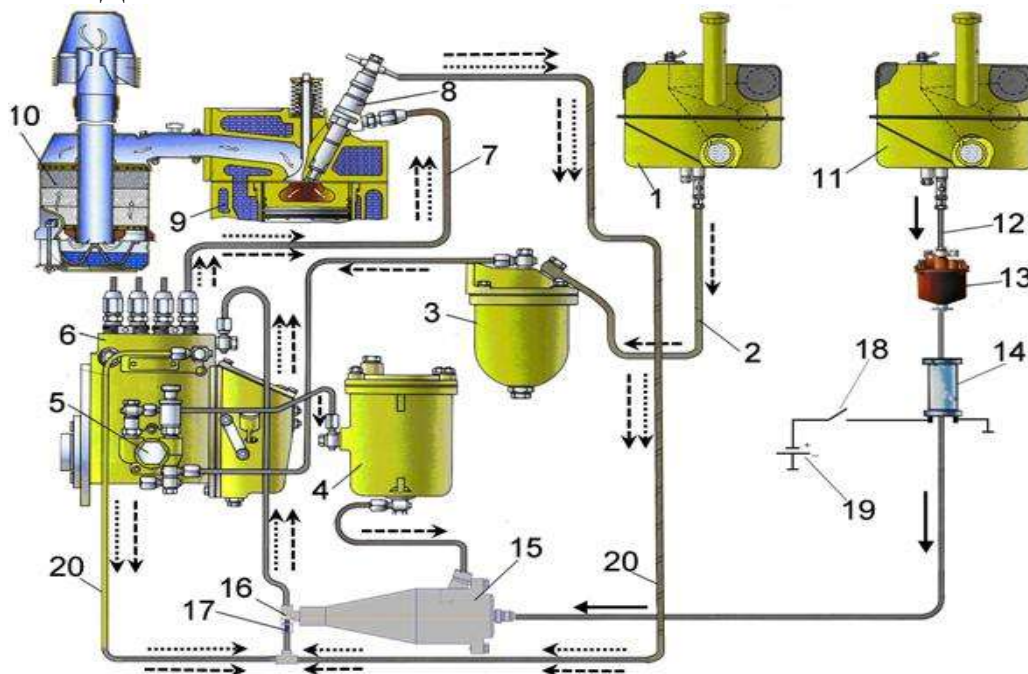


Рис. 1. Двухтопливная система питания дизеля: \longrightarrow - путь растительного топлива; \dashrightarrow - путь минерального топлива; $\cdots\cdots\cdots$ - путь растительно-минерального топлива; 1-бак для минерального топлива; 2-топливопроводы соединительные; 3-фильтр грубой очистки; 4-фильтр тонкой очистки; 5-насос топливоподкачивающий низкого давления; 6-насос топливный высокого давления; 7-топливопроводы высокого давления; 8-форсунка; 9-цилиндр двигателя; 10 - воздухоочиститель; 11-бак для растительного топлива; 12-топливопроводы соединительные; 13-фильтр; 14-насос электрический; 15-смеситель; 16-тройник; 17-клапан обратный; 18-тумблер; 19-источник питания; 20-топливопроводы сливные

Данная система питания дизеля обеспечивает работу трактора не только на двух видах моторного топлива, но и качественное перемешивание растительного и минерального топлива в смесителе. Кроме того, за счет сменных жиклеров, установленных на входе в смеситель, можно получить необходимое процентное соотношение минеральных и растительных композиций в смесевом топливе.

Однако, как показывает опыт, использование смесевого топлива вносит существенные изменения в протекание рабочего процесса дизелей. При этом важным моментом является рациональное соотношение минеральных и растительных компонентов в смесевом топливе, так как от его состава будут зависеть не только эффективные (эффективная мощность, удельный эффективный расход топлива, эффективный КПД) и экологические (содержание оксидов углерода, содержание углеводородов, дымность) показатели, но и «жесткость» работы дизеля.

Жесткость оценивается средней $(\Delta P/\Delta \varphi)_{ср}$ и максимальной $(dP/d\varphi)_{max}$ скоростями нарастания давления газов в цилиндрах дизеля. С одной стороны, увеличение этих скоростей повышает экономичность работы дизеля, однако при

этом возрастает максимальное давление цикла, увеличивается механическая нагруженность деталей цилиндропоршневой группы и, как следствие, износ.

С другой стороны, растительно-минеральное моторное топливо обладает более низкой теплотой сгорания и уменьшенным периодом задержки воспламенения по сравнению с товарным дизельным топливом, что приводит к снижению скорости нарастания давления газов в цилиндрах, уменьшению механической нагруженности деталей и отсутствию «стуков» в дизеле.

С целью оценки влияния смесового топлива (ДТ-товарное дизельное топливо + МЭРМ-метиловый эфир рапсового масла) на показатели жесткости тракторного дизеля, эффективные и экологические показатели дизеля при его работе на основных нагрузочно-скоростных режимах наиболее характерных для условий эксплуатации скомплектована экспериментальная моторная установка, включающая серийный дизель Д-240 (4С11/12,5), все механизмы и системы которого отрегулированы в соответствии с инструкцией по эксплуатации, динамометрическую машину КС-56/4, контрольно-измерительный комплекс, состоящий из датчиков (частоты вращения коленчатого вала и отметок зубьев маховика, ВМТ, давления газов DW-150, давления топлива конструкции ЦНИГА), прибора ИМД-ЦМ, аналогово-цифрового преобразователя LA-2USB, тензостанции 8АНЧ-7М, ноутбука, расходомеров топлива и воздуха, дымомера КИД-2, газоанализатора АВТОТЕСТ.

Исследования дизеля проводились на товарном дизельном топливе Л-0,2-62 (100 % ДТ), трех видах смесового топлива (25 % МЭРМ + 75 % ДТ; 50 % МЭРМ + 50 % ДТ; 75 % МЭРМ + 25 % ДТ) и нормативном угле опережения впрыска топлива 26 град. п.к.в. Показатели исследуемых топлив, приведены в таблице [3, 4].

Эффективные и экологические показатели, а так же жесткость работы тракторного дизеля при работе на смесовом топливе сравнивались на сходственных режимах с соответствующими показателями на товарном дизельном топливе.

На всех режимах снимались и обрабатывались осциллограммы давления топлива перед форсункой и диаграммы рабочего процесса четвертого цилиндра дизеля. Запись осциллограмм давления топлива, развернутой индикаторной диаграммы, сигналов с датчиков зубьев маховика и ВМТ осуществлялась на жесткий диск ноутбука в трехкратной повторности на каждом режиме. Визуальный контроль перечисленных сигналов производился по их форме на мониторе ноутбука. Полученные значения жесткости, эффективных и экологических показателей дизеля Д-240 (4С11/12,5) при работе на различных видах моторного топлива показаны на рисунках 2 и 3.

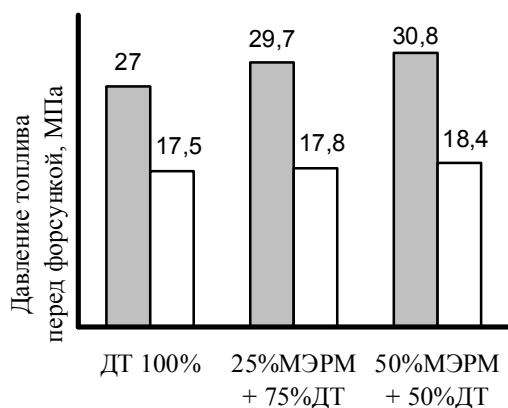
Таблица

Показатели исследуемых моторных топлив

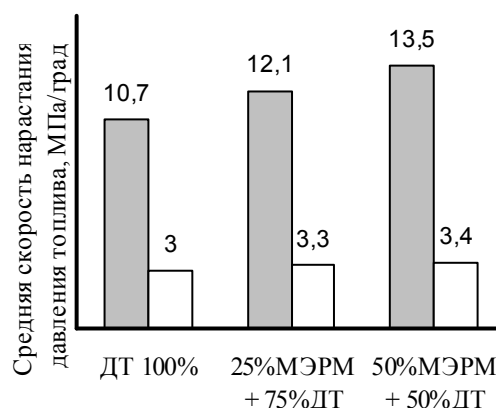
Вид топлива	Элементарный состав			Низшая теплота сгорания, МДЖ/кг
	С	Н	О	
100 % ДТ	0,87	0,126	0,004	42,437
25 % МЭРМ + 75 % ДТ	0,8452	0,1246	0,0302	41,167
50 % МЭРМ + 50 % ДТ	0,8204	0,1233	0,0563	39,908
75 % МЭРМ + 25 % ДТ	0,7955	0,1220	0,0825	38,644

Анализ проведенных исследований показывает, что, например, при работе дизеля на растительно-минеральном топливе 25 % МЭРМ+75 % ДТ в режиме номинальной мощности ($n=2200$ мин-1) давление топлива перед форсункой

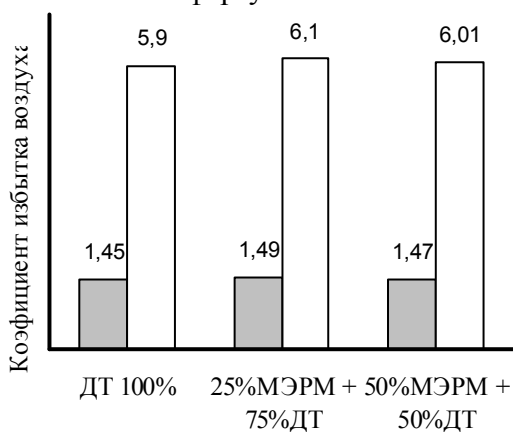
увеличивается на 9,0 % (с 27,0 МПа до 29,7 МПа), средняя скорость нарастания давления топлива на 11,2 % (с 10,7 МПа/град до 12,1 МПа/град), коэффициент избытка воздуха на 3,3 % (с 1,45 до 1,49), средняя и максимальная скорости нарастания давления газов в цилиндре уменьшаются соответственно на 21 % (с 0,6 МПа до 0,5 МПа) и 15,7 % (с 1,8 МПа до 1,5 МПа), а максимальное давление цикла на 3,2 % (с 7,5 МПа до 7,3 МПа) по сравнению с работой на минеральном топливе. При работе двигателя на растительно-минеральном топливе 50 %МЭРМ+50 %ДТ в режиме номинальной мощности ($n=2200$ мин-1) давление топлива перед форсункой увеличивается на 12,2 % (с 27,0 МПа до 30,8 МПа), средняя скорость нарастания давления топлива на 20,6 % (с 10,7 МПа/град до 13,5 МПа/град), коэффициент избытка воздуха на 1,8 % (с 1,45 до 1,47), средняя и максимальная скорости нарастания давления газов в цилиндре уменьшаются соответственно на 28,9 % (с 0,6 МПа до 0,4 МПа), 25,5 % (с 1,8 МПа до 1,4 МПа), а максимальное давление цикла на 5,8 % (с 7,5 МПа до 7,1 МПа) по сравнению с работой на минеральном топливе. При работе двигателя на смесевом растительно-минеральном топливе 25 % МЭРМ+75 % ДТ на режиме холостого хода ($n=800$ мин-1) давление топлива перед форсункой увеличивается на 1,6 % (с 17,5 МПа до 17,8 МПа), средняя скорость нарастания давления топлива на 7,6 % (с 3,0 МПа/град до 3,3 МПа/град), коэффициент избытка воздуха на 3,3 % (с 6,1 до 5,9), средняя и максимальная скорости нарастания давления газов в цилиндре уменьшается соответственно на 12,1 % (с 0,17 МПа до 0,15 МПа), 8,5 % (с 0,88 до 0,85), по сравнению с работой минеральном топливе.



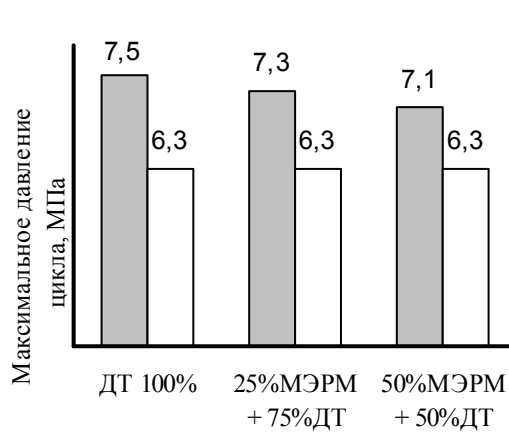
а) давление топлива перед форсункой



б) средняя скорость нарастания давления топлива



в) коэффициент избытка воздуха



г) максимальное давление цикла

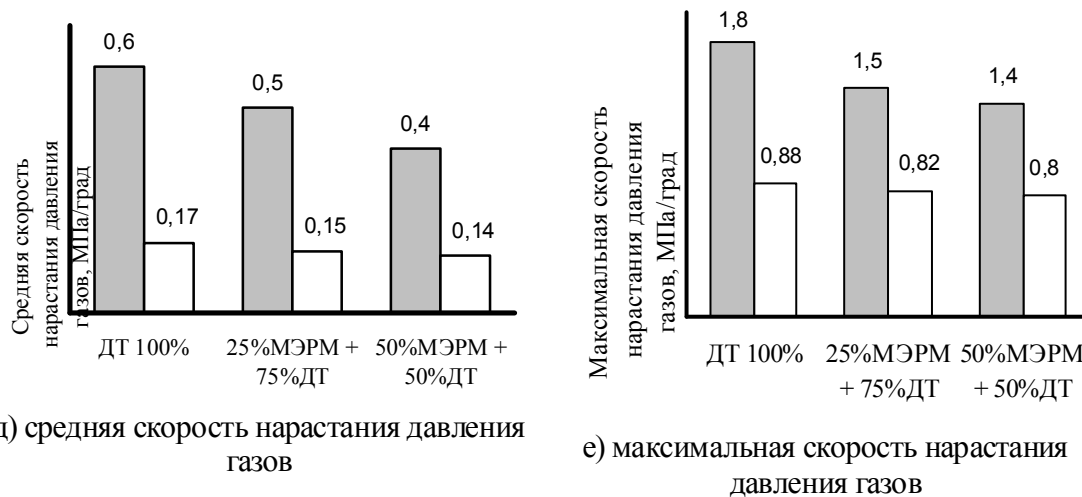


Рис. 2. Показатели дизеля Д-240 (4Ч11/12,5) на режимах номинальной мощности (■) и холостого хода (□) при работе на топливах различного состава

При работе двигателя на смесевом растительно-минеральном моторном топливе 50 %МЭРМ+50 %ДТ давление топлива перед форсункой увеличивается на 4,6 % (с 17,5 МПа до 18,4 МПа), средняя скорость нарастания давления топлива на 11,7 % (с 3,0 МПа/град до 3,4 МПа/град), коэффициент избытка воздуха на 1,7 % (с 6,01 до 5,9), средняя и максимальная скорости нарастания давления газов в цилиндре уменьшается соответственно на 15,7 % (0,17МПа/град до 0,14 МПа/град) и 10,1 % (с 0,88 МПа/град до 0,80 МПа/град), по сравнению с работой на минеральном топливе. На режиме холостого хода независимо от вида топлива максимальное давление цикла остается неизменным, так как обеспечивается постоянство частоты вращения коленчатого вала требуемой цикловой подачей топлива

В соответствии с паспортными характеристиками дизеля Д-240 при его работе на минеральном топливе (100 % ДТ) средняя и максимальная скорости нарастания давления газов не должны превышать нормативных значений соответственно 0,4-0,6 МПа/град и 1,5-2,0 МПа/град. Эффективные и экологические показатели дизеля при работе на различных видах смесевое топлива зависят от нагрузочно-скоростных режимов.

Так, при работе дизеля на смесевых топливах 25 % МЭРМ + 75 % ДТ и 50 % МЭРМ + 50 % ДТ на режиме номинальной мощности диапазон изменения эффективного КПД составил 0,313-0,319, а снижение углеводов и дымности отработавших газов составило соответственно 0-50 % и 3,9-14,3 % по сравнению с работой дизеля на минеральном топливе; на режиме максимального крутящего момента в интервале частот вращения коленчатого вала $n = 1500 \dots 1600$ мин⁻¹ эффективный КПД находится в пределах 0,307-0,310, а снижение дымности составило 10,2-19,5 % при неизменном содержании в отработавших газах углеводов; на режиме частичных нагрузок ($n = 1800$ мин⁻¹, нагрузка на тормозе = 80 %) диапазон изменения эффективного КПД составил 0,331-0,335, а снижение дымности на 40,7-52,7 % при неизменном содержании в отработавших газах углеводов, причем эффективная мощность на этом режиме поддерживается постоянной на уровне 36 кВт.

При работе дизеля на смесевом топливе 75%МЭРМ + 25%ДТ в зависимости от нагрузочно-скоростного режима эффективный КПД находится в пределах 0,305-

0,329 при несколько худших экологических показателях (дымность увеличивается на 3,2-4,6 % при неизменном содержании в отработавших газах углеводородов).

Однако независимо от нагрузочно-скоростного режима дизеля все виды смесового топлива обеспечивают эффективный КПД в пределах 0,305-0,335, в то время как при работе на минеральном топливе он составляет 0,310-0,329, а незначительное снижение мощности (на 1,6-4,8 %) и повышение удельного эффективного расхода топлива (на 7-11,3 %) объясняется тем, что меньшая теплота сгорания (теплотворная способность) растительно-минерального топлива компенсируется большим процентным содержанием в нем свободного кислорода, участвующего в процессе сгорания.

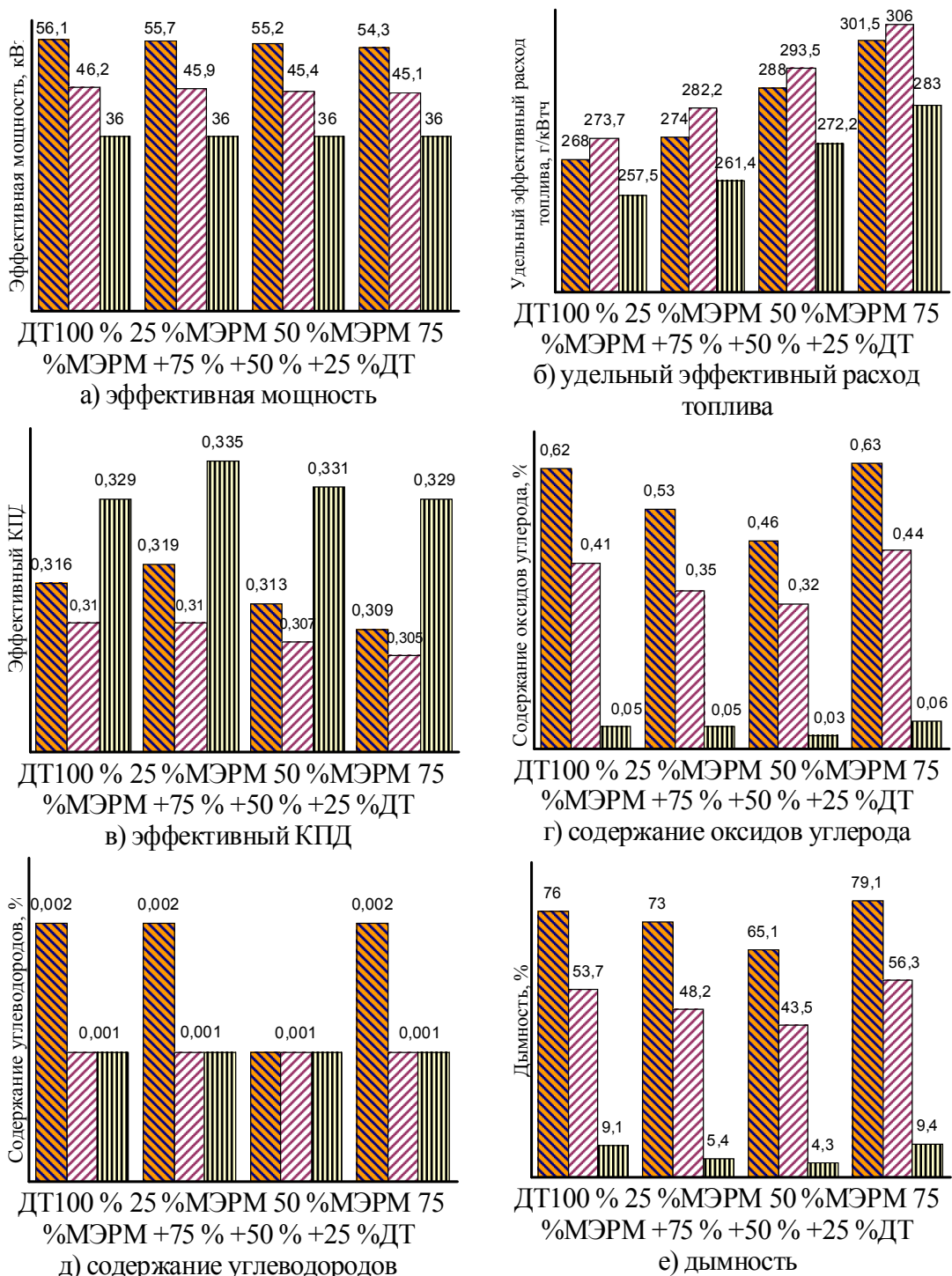


Рис.3. Эффективные и экологические показатели дизеля Д-240 (4Ч11/12,5) на основных нагрузочно-скоростных режимах, при работе на топливах различного

состава ( -режим номинальной мощности,  -режим максимального крутящего момента,  -режим частичных нагрузок)

В результате выполненных исследований тракторного дизеля можно сделать вывод, что на всех видах смесового топлива показатели жесткости значительно ниже, чем при работе на товарном минеральном топливе. Наилучшим растительно-минеральным моторным топливом, с точки зрения наибольшего снижения средней и максимальной скоростей нарастания давления газов в цилиндре, а следовательно, уменьшения механической нагруженности деталей цилиндропоршневой группы и увеличения их срока службы, является смесовое топливо 50 % МЭРМ + 50 % ДТ. Наилучшим смесовым топливом, с точки зрения наименьшего снижения мощности и повышения расхода топлива, является смесовое топливо 25 % МЭРМ + 75 % ДТ, а по экологическим показателям растительно-минеральное топливо 50 % МЭРМ + 50 % ДТ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Уханов А.П. Рапсовое биотопливо - альтернатива нефтяному моторному топливу / А.П. Уханов, Д.А. Уханов, В.А. Рачкин, Н.С. Киреева // Нива Поволжья. – 2007. - № 2(3). - С. 37-40.
2. Уханов А.П. Биодизель: достоинства и недостатки / А.П. Уханов, Д.А.Уханов, В.А. Рачкин // Повышение технико-экономических и экологических показателей двигателей, тракторов, автомобилей в сельскохозяйственном производстве: материалы 17-й науч.-практ. конф. вузов Поволжья и Предуралья. - Н.Новгород: НГСХА, 2007. - С.183-187.
3. Уханов А.П. Расчет теплоты сгорания биотоплива МЭРМ и его смесовых композиций / А.П. Уханов, Д.А. Уханов, М.В. Рыблов // Повышение технико-экономических и экологических показателей двигателей, тракторов, автомобилей в сельскохозяйственном производстве: Материалы 17 науч.-практ. конф. – Н.Новгород: НГСХА, 2007. – С.188-193.
4. Использование рапсового биотоплива на автотракторной технике / А.П. Уханов, В.А. Рачкин, Д.А. Уханов, С.Н. Петряков, М.В. Рыблов, Н.С. Киреева, В.А. Иванов // Организация и развитие информационного обеспечения органов управления, научных и образовательных учреждений АПК: Материалы науч.-практ. конф. - М.: ФГНУ «Росинфорагротех», 2007. - С. 163-173.

ИНТЕГРАЛЬНОЕ ИСЧИСЛЕНИЕ

В РЕШЕНИИ ЗАДАЧ ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКИ

АКИМОВ А.П., д.т.н., профессор; АКВИЛЬЯНОВА И.Н., доцент;
ЧЕГУЛОВ В.В., к.т.н., доцент – ЧПИ МГОУ (г. Чебоксары, Россия)
mgou@mgou.infanet.ru

Движение колесного транспортного средства по деформируемой поверхности с малой несущей способностью сопровождается образованием колеи и буксованием ведущих колес. Проходимость транспортного средства и экономичность его работы находятся в зависимости от силовых и энергетических характеристик ведущих колес и, прежде всего, от движущей силы, создаваемой ведущими колесами при взаимодействии с опорной поверхностью. Анализ научных трудов, посвященных теории взаимодействия колес опорной поверхностью показал, что большинство авторов не в полной мере придают значение такому важному параметру, влияющему на формирование движущей силы, как кинематический коэффициент λ_k , представляющий собой отношение окружной скорости колеса к поступательной. При качении ведущего колеса по жесткой недеформируемой поверхности влияние его на силовые характеристики будет невелико, но при движении ведущего колеса по деформируемой поверхности с образованием колеи влияния кинематического коэффициента резко возрастает.

Предметом данной научной статьи является получение аналитических зависимостей движущей силы ведущего колеса при движении по деформируемой поверхности и степени влияния на ее величину глубины колеи, диаметра колеса и кинематического коэффициента. Для решения поставленной задачи в общем виде используется теория интегрального исчисления.

При решении задачи были сделаны следующие допущения:

- обод колеса жесткий;
- режим качения колеса установившийся;
- коэффициенты трения и внутреннего сцепления грунта постоянны по всей глубине колеи.

Максимально возможная движущая сила ведущего колеса при движении по деформируемой поверхности в общем случае равна сумме горизонтальных реакций сдвига грунта, заключенного между выступами протектора, и трения выступов протектора по грунту [1]:

$$P_{\text{дс}} = R_{\text{хсц}} = R_{\text{хс}} + R_{\text{хт}} \quad (1)$$

Суммарная горизонтальная составляющая реакций сдвига будет равна (рис. 1)

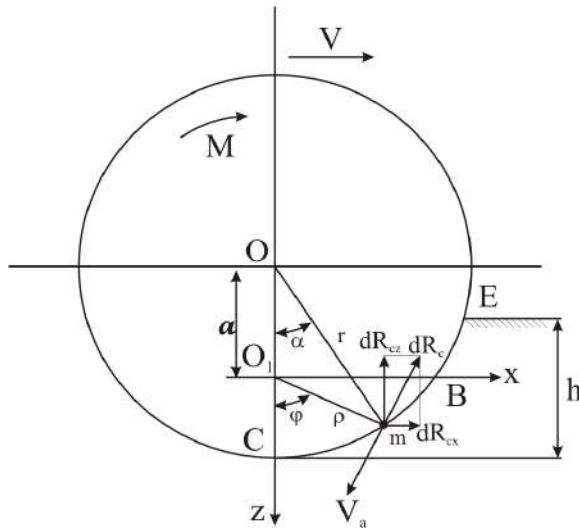


Рис. 1. Схема к определению движущей силы от реакций сдвига

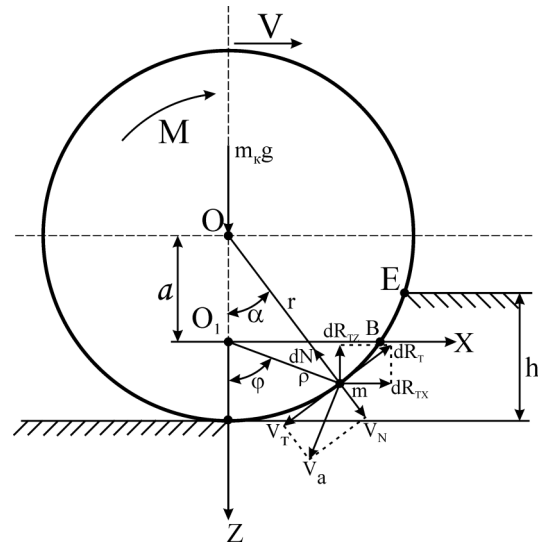


Рис. 2. Схема к определению движущей силы от реакций трения

$$R_{xc} = (C_0 + P_r \operatorname{tg} \varphi_0) (1 - K_H) r b \int_0^{\lambda_E} \cos \varphi d\alpha, \quad (2)$$

где C_0 – внутреннее сцепление грунта; $\operatorname{tg} \varphi_0$ – коэффициент внутреннего трения; P_r – нормальное давление обода колеса на грунт; K_H – коэффициент насыщенности протектора; r – радиус колеса; b – ширина обода колеса.

После преобразований и решения интегралов, получим [2]

$$R_{cx} = (C_0 + P_r \operatorname{tg} \varphi_0) (1 - K_H) r b \left[\sin \varphi_E + \frac{\lambda_k^2 - 1}{\lambda_k} F\left(\varphi_E; \frac{1}{\lambda_k}\right) - \lambda_k E\left(\varphi_E; \frac{1}{\lambda_k}\right) \right], \quad (3)$$

где λ_k – кинематический коэффициент; $F\left(\varphi_E; \frac{1}{\lambda_k}\right)$ и $E\left(\varphi_E; \frac{1}{\lambda_k}\right)$ – эллиптические интегралы первого и второго рода;

$$\varphi_E = \arccos \frac{r \left(1 - \frac{1}{\lambda_k}\right) - h}{\sqrt{\left[r \left(1 - \frac{1}{\lambda_k}\right) - h\right]^2 + r^2 - (r - h)^2}}, \quad (4)$$

здесь h – глубина колеи.

Суммарную горизонтальную составляющую реакций трения можно определить следующим образом (рис. 2)

$$R_{xt} = f P_r K_H b r \int_0^{\lambda_E} \cos \alpha d\alpha, \quad (5)$$

где f – коэффициент трения шины по грунту.

После преобразований и решения интегралов [3]

$$R_{XT} = fP_r K_H br \left[\frac{\lambda_k^2 + 1}{2} \sin \varphi_E \sqrt{1 - \frac{1}{\lambda_k^2} \sin^2 \varphi_E} + \frac{\lambda_k^2 (\lambda_k^2 + 1)}{2} \arcsin \left(\frac{1}{\lambda_k^2} \sin \varphi_E \right) - \frac{\sin \varphi_E \cos \varphi_E}{\lambda_k} \right] \quad (6)$$

Аналитические выражения (3) и (6) позволяют получить теоретические зависимости движущей силы от глубины колеи (рис. 3), режима работы (рис. 4) и радиуса колеса.

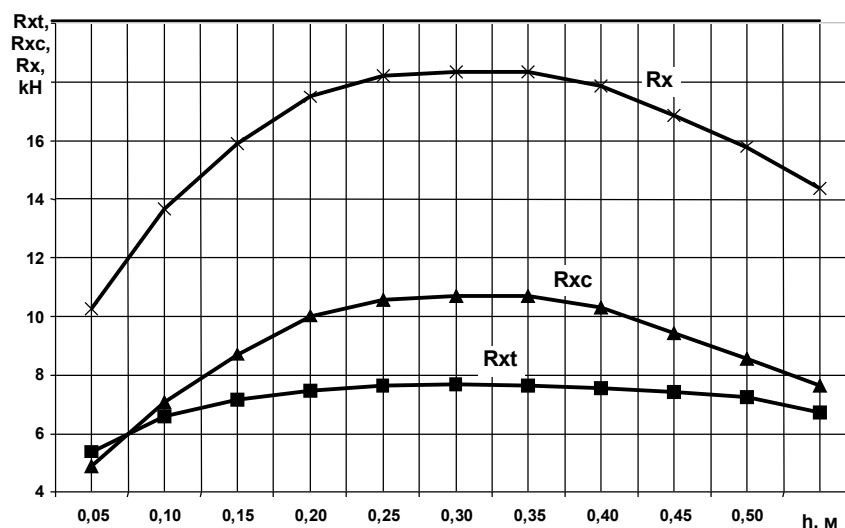


Рис. 3. Изменение движущей силы ведущего колеса от глубины колеи (при $\lambda_k=2$).

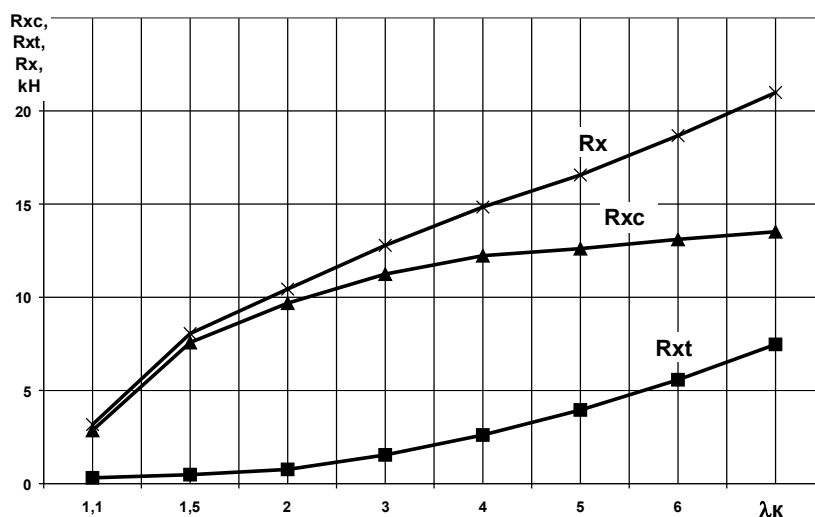


Рис. 4. Изменение движущей силы ведущего колеса от кинематического коэффициента (при $h=0,25$ м)

Из графика, изображенного на рисунке 3, следует, что суммарная движущая сила R_x ведущего колеса, работающего в режиме буксования при $\lambda_k=2$, возрастает, но до определенной глубины колеи ($h=0,30$ м). При дальнейшем увеличении глубины колеи движущая сила уменьшается. Характерно, что интенсивность возрастания движущей силы от реакций сдвига

грунта R_{cx} значительно выше интенсивности увеличения движущей силы от реакций трения R_{tx} . Таким образом, зависимость $R_x=f(h)$ позволяет сделать вывод о том, что потенциальные тяговые возможности колеса могут быть реализованы в том случае, когда каждому значению глубины колеи соответствует строго определенное значение кинематического коэффициента λ_k . То есть, чтобы получить максимальную тягу колеса, линия неподвижной центроиды O_1X проходящей через мгновенный центр вращения O_1 (см. рис. 1), всегда должна совпадать с линией дневной поверхности ($h=r-a$). Следовательно, возникает необходимость в разработке автоматического устройства, изменяющего режим работы ведущих колес в зависимости от глубины колеи.

С увеличением кинематического коэффициента λ_k (рис. 4) при постоянной глубине колеи ($h=0,25$ м) движущая сила, как от реакций трения, так и реакций сдвига возрастает соответственно по кривым с положительным и отрицательным ускорением, а суммарная движущая сила имеет тенденцию к непрерывному возрастанию.

ЛИТЕРАТУРА

1. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. – М.: Машиностроение, 1981.
2. Акимов А.П., Аквильянова И.Н., Щипцова А.В. Исследование силовых характеристик ведущего колеса при движении по деформируемой поверхности. (Сборник трудов Межрегиональной научно-практической конференции Чебоксарского института (филиала) МГОУ). Вып. 4. – М.: Изд-во МГОУ, 2006. – с. 69-72.
3. Акимов А.П., Аквильянова И.Н., Щипцова А.В. Определение движущей силы колеса от реакций трения при движении по деформируемой поверхности. (Сборник трудов Межрегиональной научно-практической конференции Чебоксарского политехнического института (филиала) МГОУ). Вып. 6. – Чебоксары: РИО ЧПИ МГОУ, 2008. – с. 24-27.

ОЦЕНКА СТАБИЛЬНОСТИ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ СВОЙСТВ МЕТАНОЛО ТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ

ГРЕБЕНЕВ А.С., аспирант –
Вятская государственная сельскохозяйственная академия
(г. Киров, Россия)

АННОТАЦИЯ

В работе приводятся результаты исследований метанола-топливных эмульсий с присадкой целенаправленного действия сукцинимид С-5А.

ВВЕДЕНИЕ

Применение присадок ПАВ (поверхностно – активные вещества), вводимых в дизельное топливо, должно, в первую очередь, обеспечивать стабильность получаемых эмульсий, достаточную для работы дизеля в течении 7-часовой смены, а также хорошими смазывающими свойствами. В случае работы дизеля на эмульсии, приготовляемой в его топливной системе, значение стабильности должно быть несколько больше времени, необходимого для подачи готовой эмульсии в цилиндры. При несоблюдении данного условия в системе топливоподачи образуются застойные зоны, в которых постоянно скапливается гель высококонцентрированной эмульсии, что отрицательно сказывается на работе всей системы в целом. Концентрация ПАВ при этом не должна превышать 2...3%, так как это может привести к значительному удорожанию способа подачи метанола-топливной эмульсии [1...4].

В Вятской ГСХА были проведены исследования стабильности метанола-топливной эмульсии с использованием и без использования воды для дизельного четырехцилиндрового двигателя 4Ч 11,0/12,5 (Д-240). В состав эмульсии входил метанол, присадки С-5А (сукцинимид), миксент, дизельное топливо и вода.

Стабилизация неустойчивых полидисперсных систем в общем случае может быть обеспечена: сильными ПАВ (нафтеновыми и жирными кислотами), твердыми веществами минерального и органического характера; веществами со слабыми поверхностно-активными свойствами. Эти соединения образуют структурированные слои, которые обеспечивают высокую стабилизацию эмульсий во времени.

Механизм образования устойчивых концентрированных эмульсий заключается в выполнении одного из следующих условий:

- образование на поверхности всех капель эмульсии со стороны дисперсной среды стабилизирующей адсорбционной пленки, механически препятствующей агрегатированию;
- понижение поверхностного натяжения на междуфазной границе раздела почти до нуля.

В случаях, когда разность полярностей дисперсной фазы и дисперсной среды достаточно велика и, следовательно, большой избыток свободной энергии на единицу площади поверхности слоя на границе между фазами, для стабилизации такой эмульсии целесообразно применять ПАВ. Эти вещества, снижая межфазное натяжение, облегчают эмульгирование и поэтому называются эмульгаторами (бутанол, олеиновая кислота, ФП-56, пентол, ТЭП-101, нефтяной сульфат, эдималь, амикром). После эмульгирования они располагаются на поверхности раздела фаз, образуя адсорбционный слой, препятствующий слиянию капель. Вещество, препятствующее слиянию капель, называется стабилизатором. Часто в роли стабилизатора выступают эмульгаторы.

К ним относятся:

1. Стабилизаторы первого рода – ПАВ или высокомолекулярные соединения должны адсорбироваться на поверхности раздела фаз и обеспечивать структурно-механическую стабилизацию, т.е. на поверхности капелек должен возникать механически прочный гелеобразный адсорбционный слой.

2. Стабилизаторы второго рода – твердые порошки – должны смачиваться дисперсионной средой. Размер частичек твердого стабилизатора должен быть значительно меньше размера капель эмульгированной жидкости

Оценка стабильности эмульсий любого состава включает в себя несколько этапов. На первом этапе отбираются и взвешиваются в заданном количестве компоненты для получения эмульсий. Регистрируются:

- способ приготовления эмульсий;
- концентрация эмульгатора, порядок введения его в основное или добавочное топливо;
- режим приготовления эмульсий

На втором этапе снимаются характеристики стабильности эмульсий. Проба эмульсий (непосредственно при приготовлении) заливается в стеклянный цилиндр емкостью не менее 100 мл. Первоначально за критерий стабильности принималось время до появления визуально наблюдаемых изменений (осадка или отстоя) в пробе эмульсии – время до начала седиментации.

РЕЗУЛЬТАТЫ

На рисунке 1 представлены градуированные пробирки с МТЭ различных составов. Из рисунка видно, что величина осадка в первой слева пробирке, по сравнению со второй, значительно больше. Осадок в третьей пробирке отсутствует. Можно сделать вывод, что устойчивость МТЭ, содержащей 30 % метанола (третья пробирка) к процессу седиментации является наибольшей (при прочих равных условиях), результаты данного опыта отображены на рисунке 3, б.

Для всех исследуемых эмульсий определялась стабильность к коалесценции, которая характеризовалась временем до полного разделения испытуемой пробы на углеводородную и спиртовую фазы.

На рисунке 2 представлены градуированные пробирки с одинаковым составом МТЭ, где видно четкое разделение состава эмульсии на соответствующие фазы, что свидетельствует о завершении процесса коалесценции. По полученным экспериментальным данным строились изотермы стабильности. На основе анализа полученных результатов и с учетом цены и доступности ПАВ производился их выбор для способа приготовления смеси.



Рис. 1. Градуированные пробирки с МТЭ, присадка сукцинимид С-5А, содержание воды – 7 %, различное содержание метанола, слева направо: 10, 20 и 30 % (масс.)

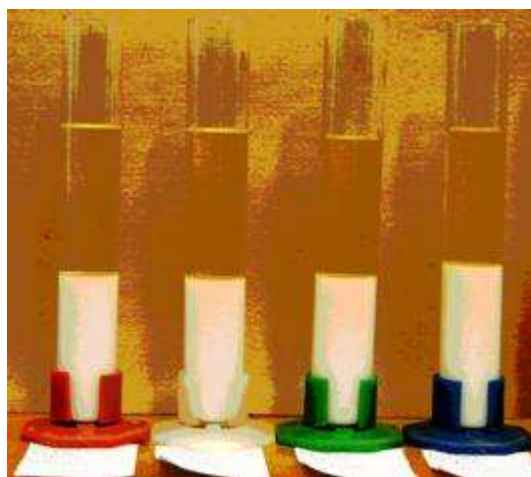


Рис. 2. Градуированные пробирки с МТЭ, присадка сукцинимид С-5А, содержание метанола – 40 %, содержание воды – 7 % (масс.)

Стабильными являются эмульсии, поверхность капель в которых покрыта адсорбционным слоем стабилизатора не менее, чем на 60%. Стабильность эмульсий зависит от следующих факторов:

- наличия стабилизатора, способного существенно понизить свободную энергию на границе раздела фаз;
- степени покрытия поверхности капель эмульсии адсорбированными молекулами ПАВ или высокомолекулярного соединения.

По полученным экспериментальным данным строились изотермы стабильности. На основе анализа полученных результатов и с учетом цены и доступности ПАВ производился их выбор для способа приготовления смеси.

На рис. 3, а представлены кривые стабильности МТЭ с применением присадки сукцинимид С-5А. Из графиков видно, что стабильность эмульсий с содержанием метанола 20 и 30 % - прямо пропорциональна количеству вводимого эмульгатора, но обратно пропорциональна содержанию метанола в топливе. Так, например, стабильность МТЭ с концентрацией метанола 20 % при содержании присадки 0,5 % составляет примерно 4,5 мин., а при 2,0 % присадки, около 5,5 мин. (т.е. возрастает на 22 %). Как видно из графиков (см. рис. 3, б), стабильность МТЭ с применением этой же присадки сукцинимид С-5А, но с добавлением воды (до 7 % масс.), значительно увеличивается. Она достигает значений от нескольких часов до нескольких суток. При этом характер прямой пропорциональности проявляется не только в зависимости от количества эмульгатора, но и в зависимости от количества метанола. Так, например, стабильность МТЭ с концентрацией метанола 40 % при содержании присадки 0,5 % составляет примерно 44 часа, а при 2,0 % присадки, примерно 73 часа, что соответствует увеличению стабильности МТЭ в 1,66 раза.

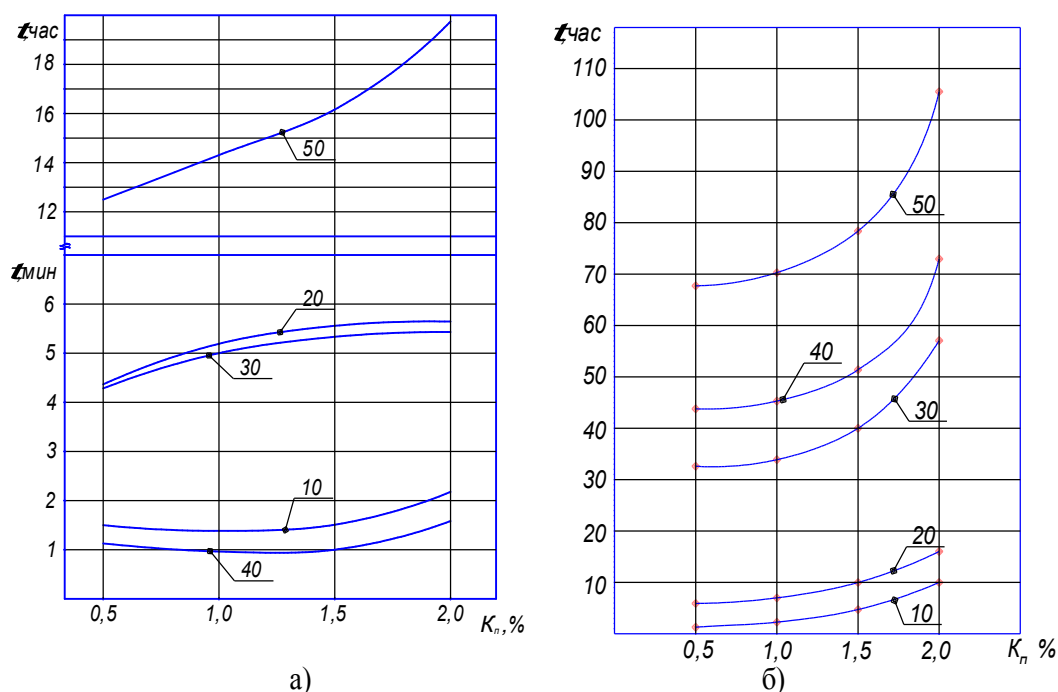


Рис. 3. Стабильность метанола-топливной эмульсии с различным содержанием метанола, присадка – сукцинимид С-5А: K_n – содержание присадки; 10, 20, 30, 40, 50 % - содержание метанола: а – без наличия воды; б – с содержанием воды 7 % (масс.)

Следует отметить, что стабильность МТЭ при концентрации метанола 50 % во всех случаях значительно выше, чем при меньших концентрациях, что более приемлемо. Как уже говорилось, это связано с изменением характера эмульсий (с «обратной» МТЭ переходит на «прямой» тип). Полученные результаты позволяют говорить о возможности применения присадки сукцинимид С-5А в качестве эмульгатора для приготовления МТЭ вне топливной системы дизеля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лиханов В.А., Гуцин С.Н. Исследование рабочих процессов в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метанола-топливной эмульсии: Монография. – Киров: Вятская ГСХА, 2006. – 120 с.
2. Гетманец Г.В., Лиханов В.А. Социально-экологические проблемы автомобильного транспорта. - М.: Аспол, 1993. - 340 с.
3. Лиханов В.А., Сайкин А.М. Снижение токсичности автотракторных дизелей. - 2-е изд., испр. и доп. - М.: Колос, 1994. - 224 с.
4. Лиханов В.А. Снижение токсичности и улучшение эксплуатационных показателей тракторных дизелей путем применения метанола. – Киров: Вятская ГСХА, 2001. – 212 с.

АППРОКСИМАЦИЯ КОЭФФИЦИЕНТА “С” ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ НАПОРНОГО ПАРСОДЕРЖАНИЯ В ОБОГРЕВАЕМЫХ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КАНАЛАХ

ДРЕСВЯНКИН В.С., к.т.н., доцент –

Военно-морской инженерный институт (Россия, Санкт-Петербург)

АННОТАЦИЯ

В работе приведена компактная аппроксимационная формула, рекомендуемая для приближенной оценки коэффициента “С” при определении напорного паросодержания в обогреваемых каналах контура циркуляции в автоматизированных многовариантных теплогидравлических расчетах паровых котлов, парогенераторов и ядерных реакторов (далее условно для их наименования применим обобщенную аббревиатуру “ТОА” – теплообменные аппараты), выполняемых на ПЭВМ.

ВВЕДЕНИЕ

Важными параметрами для расчета основных теплотехнических, гидравлических и гидродинамических характеристик ТОА являются среднее и выходное (конечное на выходе из канала) напорные паросодержания пароводяной смеси в обогреваемом канале контура циркуляции ТОА, обозначаемые символами “ φ ” и “ $\bar{\varphi}$ ”, соответственно. Эти величины определяют по соотношениям

$$\varphi = C\beta \quad (1)$$

$$\bar{\varphi} = C\bar{\beta} \quad (2)$$

где β , $\bar{\beta}$ – выходное и среднее объемные расходные паросодержания по обогреваемому каналу (или их группе) тракта движения пароводяной смеси; C – коэффициент, определяющий относительную скорость пара.

Значения β и $\bar{\beta}$ при ручном счете определяют по специальным номограммам 2.1 или 2.2 [5] в зависимости от массового паросодержания пароводяной смеси x и рабочего давления в ТОА p , МПа. При выполнении расчетов на ПЭВМ для вычисления β , $\bar{\beta}$ применяют формулу [4–6]

$$\beta = \left[1 + \frac{\rho''}{\rho'} \left(\frac{1}{x} - 1 \right) \right]^{-1}, \quad (3)$$

где ρ' , ρ'' – плотность кипящей воды и сухого насыщенного пара, $кг/м^3$.

Для определения коэффициента C также используются номограммы, приведенные в работах [4–6] и др. Входными параметрами для определения коэффициента C по указанным номограммам являются средняя (конечная) скорость движения пароводяной смеси (\bar{w} , м/с) в обогреваемом канале (элементе или их группе) и рабочее давление в паровом коллекторе котла, парогенераторе, тепловыделяющей сборке активной зоны ядерного реактора - p , МПа.

Представление зависимости коэффициента C от скорости \bar{w} и давления p в виде номограмм в [3-6] и др. затрудняет их использование при выполнении многовариантных тепловых и гидравлических расчетов контура циркуляции ТОА на ПЭВМ. Большой объем памяти ПЭВМ отводится под базу данных, составленную в виде трехмерного массива, включающего значения \bar{w} , p и коэффициента C , взятые из номограмм, а также необходима интерполяционная

программа для определения значений коэффициента C при несовпадении значений скорости и давления в контуре циркуляции ТОВА с соответствующими узловыми значениями скорости и давления сетки массива базы данных (узловые значения входных параметров подчас выбирают по сетке исходной номограммы).

В ряде случаев для непосредственного определения φ (без номограмм) могут использоваться специальные формулы, приведенные в [3-6]. Однако, как правило, указанные формулы весьма сложны, содержат от 8-и до 12-и параметров, ряд из которых предусматривают большой объем предварительных вычислений.

ПОСТАНОВКА И РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ

По нашему мнению, во избежание названных затруднений в определении коэффициента C более прогрессивным подходом можно рассматривать представление оценок его значений расчетами по специально разработанным аппроксимирующим формулам (аналитическим зависимостям), для получения которых применяют методы регрессионного анализа. При этом аналитическая зависимость может охватывать всю (или некоторую часть) области значений искомого коэффициента C как функции от ряда аргументов. На основе метода наименьших квадратов и алгоритма Ефраимсона, выбранного из [2], автором статьи разработана программа многофакторного регрессионного анализа на распространенном и удобном в решении подобных задач алгоритмическом языке "Бейсик" для обработки сформированного массива из 170-и значений коэффициента C на ПЭВМ и получено компактное аналитическое выражение для вычисления оценок значений искомого коэффициента C в подобласти давлений от 1,0 до 10,0 МПа (~10...100 атм.) при скоростях движения пароводяной смеси, располагаемых в диапазоне от 0,04 м/с до 3,5 м/с. Обеспечение приемлемой и достаточной для теплогидравлических расчетов ТОВА относительной погрешности отклонения расчетных (по разработанной формуле) и исходных (с номограммы) значений коэффициента C (не более, чем $\pm 5\%$) осуществлено применением развитой системы аргументов, составленной из штатных параметров пароводяной смеси в канале \bar{w} и p , а также из их сочетаний, модификаций и трансформаций (в т. ч. в тригонометрическом виде).

Поиск формы аппроксимирующего уравнения производился в виде

$$C = \left(B_0 + \sum_{i=1}^{i=n} B_i x_i \right)^m \quad (4)$$

где B_0 – свободный член регрессии; B_i – i -ый коэффициент регрессии; x_i – i -ый аргумент в регрессии (в формуле аппроксимации); i – порядковый номер аргумента и коэффициента регрессии; n – число аргументов; m – показатель степени.

Применением различных вариаций (по числу и виду) аргументов и метода Ньютона-Рафсона автором статьи получены форма аппроксимирующего уравнения и значения его коэффициентов регрессии. Виды аргументов уравнения для расчетной оценки искомого значения коэффициента "С", а также значения коэффициентов регрессии, величины их ошибок и значение чисел Стьюдента приведены в таблице 1. В этой же таблице приведены дисперсия, коэффициент множественной корреляции и число Фишера, в достаточной убедительности показывающие приемлемость предлагаемой аппроксимирующей зависимости.

В раскрытой записи аппроксимационная формула (4) имеет вид

$$C = \left(B_0 + B_1 p + B_2 \sqrt{wp} + B_3 wp + B_4 p^2 + B_5 \frac{1}{\sqrt{w}} + B_6 \frac{1}{\sqrt{p}} + B_7 \frac{1}{p} + B_8 \frac{1}{\sqrt{wp}} + B_9 \frac{1}{wp} + B_{10} \frac{1}{w^2} + B_{11} \frac{1}{\sin(w)} \right)^{17} \quad (5)$$

Относительные максимальные отклонения расчетных значений по аппроксимирующим формулам (4), (5) от значений коэффициента “С”, определяемых по номограмме 2.8 [6], составили в точке № 80 ($w = 0,30$ м/с; $p = 10,0$ МПа) $\delta_{80}^+ = +3,39\%$ и в точке № 161 ($w = 1,50$ м/с; $p = 8,0$ МПа) $\delta_{161}^- = -4,81\%$.

ВЫВОДЫ

1. Получена компактная аппроксимирующая формула вида (4), (5) для определения значений коэффициента C в зависимости от средней скорости \bar{w} (м/с) и давления p (МПа) пароводяной смеси в обогреваемом вертикальном канале, их сочетаний, модификаций и трансформаций.

2. Относительная погрешность значения коэффициента C , рассчитанного по формуле (4), (5), в сравнении со значением из номограммы 2.8 [6] не превышает $\delta = \pm 5\%$.

3. Коэффициенты регрессии для применения аппроксимирующей формулы (4), (5) определения коэффициента C занимают в памяти ПЭВМ незначительный объем.

4. Полученное уравнение регрессии позволяет выполнять машинные автоматизированные многовариантные теплотехнические, гидравлические и гидродинамические расчеты паровых котлов, парогенераторов, тепловыделяющих сборок с подкипанием в некипящих реакторах, а также кипящих реакторов без обращения к номограмме 2.8 [6] “Нормативного метода гидравлического расчета паровых котлов” или др. аналогичных источников.

Таблица 1

Вид аргумента, значение коэффициентов регрессии, величины их ошибок и значение числа Стьюдента для формулы (4) в области давлений от 1,0 до 10,0 МПа

№ п/п	Вид аргумента в ф. (3)	Обозн.	Коэффициенты регрессии в формуле (3)		
			величина	ошибка	Критерий Стьюдента
0	—	B_0	$4,0974205732 \cdot 10^{-1}$	—	—
1	p	B_1	$-1,3616391225 \cdot 10^{-3}$	0,000038467	- 35,40
2	\sqrt{wp}	B_2	$-2,4538869038 \cdot 10^{-3}$	0,000032178	- 76,26
3	wp	B_3	$1,3021314144 \cdot 10^{-1}$	0,002672816	48,72
4	p^2	B_4	$5,8199798332 \cdot 10^{-6}$	0,000000140	41,43
5	$1/\sqrt{w}$	B_5	$-4,0694590658 \cdot 10^{-2}$	0,000398366	- 102,15
6	$1/\sqrt{p}$	B_6	$1,3713880777 \cdot 10^0$	0,034104839	40,21
7	$1/p$	B_7	$-1,0433127880 \cdot 10^0$	0,036030758	- 28,96
8	$1/\sqrt{wp}$	B_8	$-4,7813378274 \cdot 10^{-2}$	0,0011	- 42,43
9	$1/(wp)$	B_9	$1,3629742898 \cdot 10^{-2}$	0,000415353	32,81
10	$1/w^2$	B_{10}	$3,9660432094 \cdot 10^{-7}$	0,000000660	0,60

11	$1/\sin(w)$	B_{11}	$2,4969896767 \cdot 10^{-3}$	0,000056954	43,84
Дисперсия =		Коэффициент	множественной	Критерий Фишера =	
= 0,01822		корреляции =	0,999988	= 602859,6	

ЛИТЕРАТУРА

1. Демидович Б.П., Марон И.А. Основы вычислительной математики. – М.: Наука, 1970. – 664 с.: ил.
2. Дрейпер Н., Смит Г. Прикладной регрессионный анализ. Пер. с англ. – М.: Статистика, 1973. – 392 с.: ил.
3. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 296 с.: ил..
4. Кутепов А.М., Стерман Л.С., Стюшин Н.Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. – М.: Высш. шк., 1977. – 352 с.: ил.
5. Стырикович М.А., Маргынова О.И., Миропольский З.Л. Процессы генерации пара на электростанциях. – М.: Энергия, 1969
6. Нормативный метод гидравлического расчета паровых котлов. – Том 1. Л.: ОНТИ ЦКТИ им. И.И. Ползунова 1973. – 166 с.: ил.

РАСЧЕТ СИЛ И МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ОПОРЫ СИЛОВОГО АГРЕГАТА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ОТ ДВС

ЖОЛОБОВ Л.А., к.т.н., профессор; ГРАЧЕВ Д.В., аспирант –
Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия
(г. Н. Новгород, Россия)

АННОТАЦИЯ

В работе представлен план расчет сил и моментов, действующих на опоры силового агрегата транспортного средства от ДВС.

Колебания силового агрегата автомобиля, рассматриваемого как твёрдое тело, установленное на упругих опорах, могут быть вызваны двумя причинами, связанными с работой двигателя:

- 1) непостоянством крутящего момента двигателя;
- 2) неуравновешенностью сил инерции движущихся масс кривошипно-шатунного механизма.

Наибольший интерес представляет исследование возмущающих воздействий, возникающих на установившемся режиме работы двигателя. Возникновение возмущающих воздействий, вызывающих колебания силового агрегата, на установившемся режиме работы двигателя свидетельствует о его внешней неуравновешенности - принципиальном недостатке поршневых двигателей внутреннего сгорания.

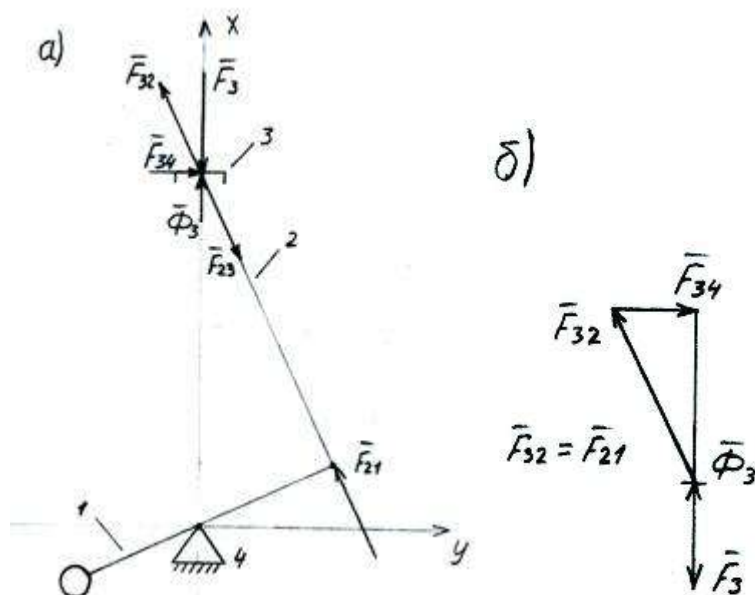


Рис.1. Определение сил в кинематических парах:

1 - коленчатый вал; 2 - шатун; 3 - поршневая группа; 4 - корпус двигателя.

а) действие сил в структурной группе; б) план действия сил.

Силовой расчет следует выполнять с учетом ускоренного движения звеньев КШМ (кривошипно-шатунный механизм) так как их ускорение в современных ДВС весьма значительны. Недооценка ускоренного движения звеньев ведет к неточному расчету нагружающих сил, что может привести к ошибкам в дальнейших расчетах. Учет ускоренного движения звеньев КШМ

выполняем методом кинестатики. В этом случае к каждому звену механизма прикладывают главный вектор Φ_i и главный момент M_{Φ_i} сил инерции. Сумма проекций на ось x сил, приложенных к звену 3, равна нулю: $\Sigma F_x=0$.

$$F_{3x} + \Phi_{3x} + F_{32x} = 0 \quad (1)$$

где F_3 - внешняя сила действующая на поршневую группу; Φ_3 - сила инерции поршневой группы; F_3 - реакция возникающая на поршневом пальце со стороны шатуна на поршень.

Искомой является проекция Φ_{32x} .

Составим сумму проекций на ось y для звена 3: $\Sigma F_y=0$, обратив внимание, что $F_{3y}=0$ и $\Phi_{3y}=0$:

$$F_{32y} + F_{34y} = 0 \quad (2)$$

где F_{34} - есть реакция корпуса двигателя на поршневую группу.

Перейдем к силовому расчету двухзвенного механизма составленного из подвижного звена 1 и стойки 4.

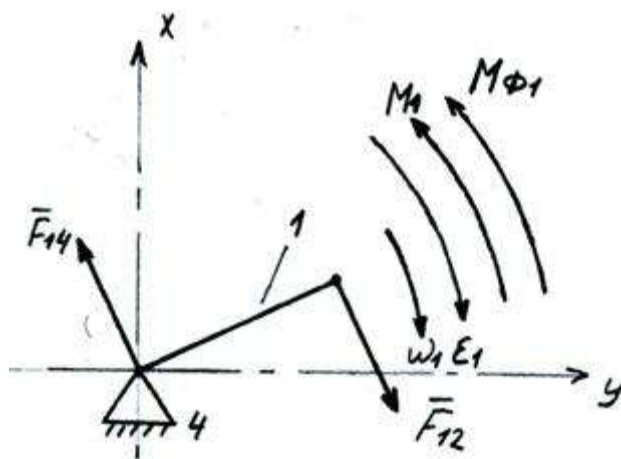


Рис. 2. Расчет моментов действующих сил на конечный вал:

1 - коленчатый вал; 4 - корпус двигателя. M_1 - момент создаваемой трансмиссией;

$M_{\Phi 1}$ - момент инерции коленчатого вала; ω_1 - угловая скорость коленчатого вала;

ϵ_1 - угловое ускорение коленчатого вала.

Перейдем к силовому расчету двухзвенного механизма составленного из подвижного звена 1 и стойки 4 рис. 2. К звену 1 приложены: ставшая известной силы $F_{12}=-F_{21}$, момент 1, главный момент инерции $M_{\Phi 1}$ и неизвестная по модулю направлению реакция F_{14} стойки.

$$F_{14x} + F_{12x} = 0; \quad (3)$$

$$F_{14y} + F_{12y} = 0. \quad (4)$$

Откуда $F_{14x} = -F_{12x}$, $F_{14y} = -F_{12y}$.

$$M(F_{12}) + M_1 + M_{\Phi 1} = 0 \quad (5)$$

где: $M(F_{12})$ - крутящий момент двигателя.

При малой неравномерности вращения звена 1 его угловое ускорение в начале расчета часто не определяет, поскольку оно весьма мало. Однако принять вследствие этого $M_{\Phi 1}=0$ никак нельзя. Неравенство момента $M_{\Phi 1}=0$ вытекает из уравнения (5), поскольку моменты M_1 и $M(F_{12})$ заведомо не равны и следовательно отличаются друг от друга.

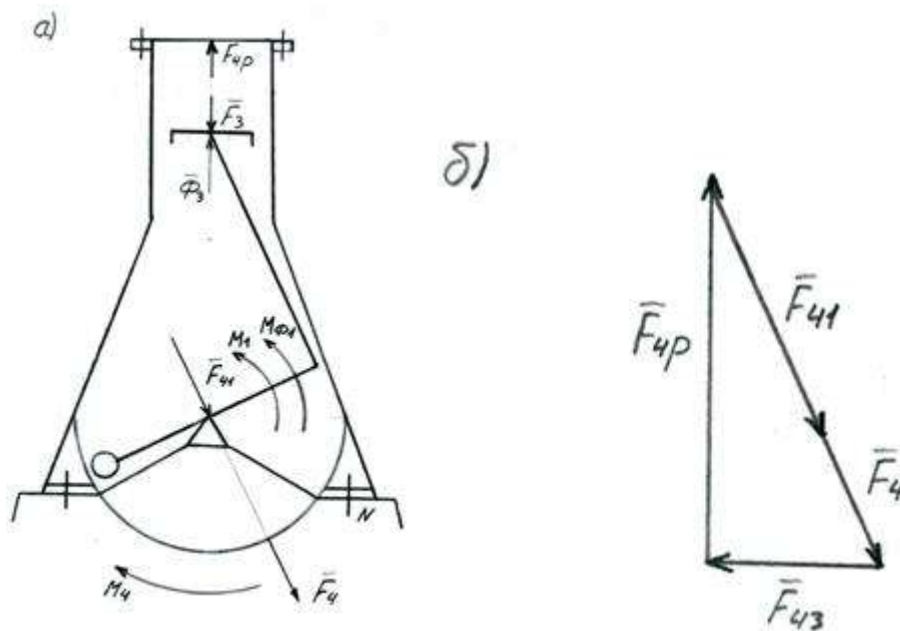


Рис.3. Определение силовых факторов, нагружающих корпус двигателя и его опоры: F_{4p} - сила давления газов; F_{41} - реакция коленчатого вала на корпус двигателя; F_4 - сила действующая со стороны основания на корпус двигателя; M_4 - момент действующий со стороны основания на корпус двигателя; N - реакция опоры. а) действие внешних сил на корпус двигателя; б) план сил нагружающих корпус двигателя.

К стойке 4 приложены следующие силы и моменты F_{41} , F_{43} сила давления газов $F_{4p}=F_3$, реакция основания, представленная в виде двух силовых факторов: F_4 и M_4 .

Составим три уравнения равновесия стойки:

$$F_{41x} + F_{4px} + F_{4x} = 0; \quad (6)$$

$$F_{41y} + F_{43y} + F_{4y} = 0; \quad (7)$$

$$F_{43y} * x_c + M_4 = 0. \quad (8)$$

Физический смысл уравнения (8) состоит в следующем, сила F_{43} создает относительно оси количества вала момент стремящийся опрокинуть корпус машины. Препятствует этому опрокидыванию только момент M_4 , действующий от основания на корпус.

Приведен план расчета действия сил и моментов на корпус двигателя и его основание, которые непосредственно вызывают колебания силового агрегата.

Для подтверждения данной теории была проведена работа по оценке длины шатуна на силы и моменты, действующие в КШМ.

Повышение надежности автотракторных ДВС является важнейшей задачей стоящей перед современным двигателестроением.

Достижение заданных показателей двигателя в короткие сроки сегодня возможно только при совмещении этапов и сокращении их длительности, а также при обеспечении требуемой долговечности на стадии проектирования.

Целью данного этапа работы является определение сил и моментов, действующих на элементы КШМ, знание которых необходимо для расчета на

вибронегруженности, на прочность и износостойкость деталей проектируемого двигателя.

Динамическое исследование КШМ выполняется для заданного режима в диапазоне угла поворота коленчатого вала от 0 до 720°.

Целью исследования является определение размеров и пропорций КШМ удовлетворяющих назначению и показателям надёжности ДВС.

Отметим, что поставленная в исследовании цель уже имеет решение для равномерного закона движения коленчатого вала. Цель выполняется решением первой задачи динамики – определением динамических параметров по заданному равномерному закону движения. Новизна настоящего исследования заключается в том, что цель решается второй задачей динамики – расчете закона движения коленчатого вала и корректировке динамических параметров ДВС.

Традиционный метод расчёта ДВС неизбежно сопровождается упрощениями и допущениями. Так выбор выходного параметра равномерного вращения коленчатого вала является не совсем корректным, так как конструктивная особенность КШМ и действующий неравномерный крутящий момент не может позволить коленчатому валу вращаться с постоянной угловой скоростью.

На основе проведённого ранние расчёта приведём пример, влияния длинны шатуна на силы и моменты, действующие в КШМ (рис. 1, 2, 3, 4).

Зависимость влияния длинны шатуна, на изменение ускорения подчиняется закону:

$$w = 0,155L^2 - 0,855L + 588,47$$

$$w = -0,13L^2 + 0,8L + 576,63$$

где: w- ускорение поршневой группы; L- длинна шатуна.

Зависимость влияния длинны шатуна, на изменение нормальной силы подчиняется закону:

$$N = 581,81L^2 - 3527,1L + 7376,2$$

$$N = -483,79L^2 + 2812,9L - 5206,4$$

где: N-нормальная сила.

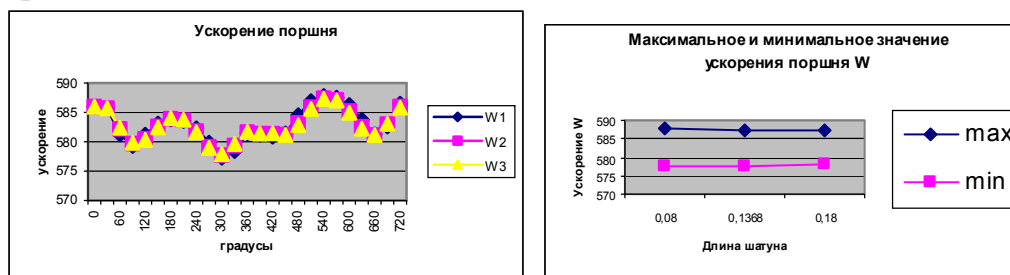


Рис. 1. Изменение ускорения в зависимости от длинны шатуна

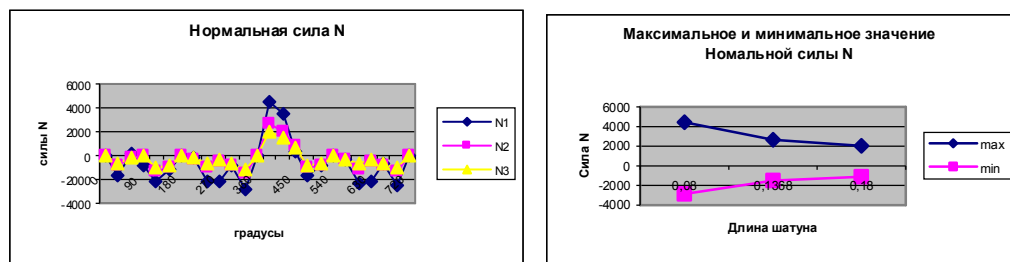


Рис. 2. Изменение нормальной силы за счёт изменения длины шатуна

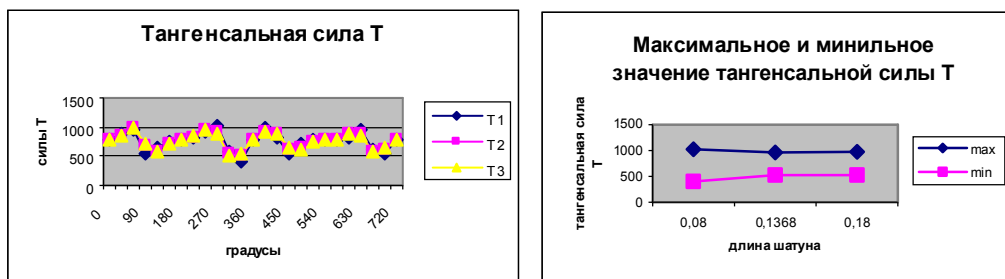


Рис.3. Изменение тангенциальной силы за счёт изменения длины шатуна

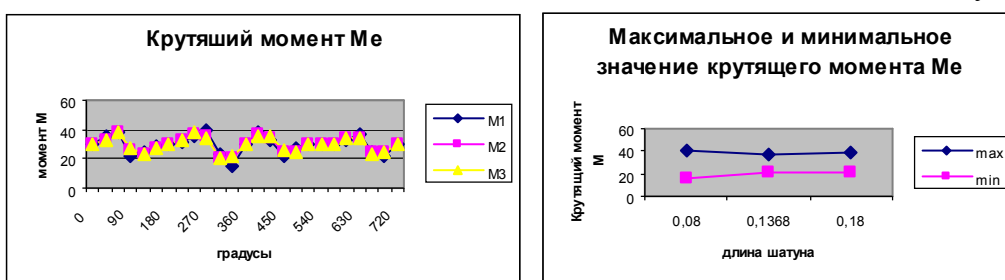


Рис.4. Изменение крутящего момента за счёт изменения длины шатуна

Зависимость влияния длины шатуна, на изменение тангенциальной силы подчиняется закону:

$$T = 22,5L^2 - 114,5L + 1114$$

$$T = -61,75L^2 + 309,75L + 151,5$$

где: T- тангенциальная сила.

Увеличение длины шатуна сказывается на изменении нормальной силы- она уменьшается по величине. Уменьшается но незначительно сила действующая по шатуну, тангенциальная сила, сила действующая по кривошипу.

Зависимость влияния длины шатуна, на изменение крутящего момента подчиняется закону:

$$Me = 1,7L^2 - 7,75L + 45,91$$

$$Me = -2,295L^2 + 11,755L + 6,12$$

где: Me- крутящий момент.

Увеличение длины шатуна, незначительно уменьшает средний крутящий момент коленчатого вала, уменьшает неравномерность частоты вращения и крутящего момента в течение рабочего цикла.

Итогом проведённого анализа является, определение влияния изменение длины шатуна на характеристики ДВС. Увеличение длины шатуна, при незначительном снижении крутящего момента, уменьшает интенсивность изменений в течение рабочего цикла нормальной силы, силы действующей по шатуну, тангенциальной силы, силы действующей по кривошипу.

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВПУСКА
БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ ЗА СЧЕТ ИЗМЕНЕНИЯ
ПРОФИЛЯ КУЛАЧКОВ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ВАЛА**

ЖОЛОбОВ Л.А., к.т.н., профессор, ДЫДЫКИН А.М., доцент –
Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия
(г. Н.Новгород, Россия)
friko@rambler.ru

АННОТАЦИЯ

Рассмотрены результаты математического моделирования рабочего цикла быстроходного дизеля с целью совершенствования процесса впуска путем изменения профиля кулачков распределительного вала.

Эффективность работы ДВС в значительной мере определяется совершенством процессов, протекающих при впуске, смесеобразовании и сгорании свежего заряда, а также совершенством организации выпуска отработавших газов.

В процессах газообмена - выпуск из цилиндров отработавших газов и поступление в них свежего заряда происходит под действием возвратно - поступательного движения поршня при периодическом открытии органов газораспределения. В результате течения через клапанные щели, а также в выпускной и впускной системах имеют четко выраженный неустановившийся характер. При этом конструктивная схема и параметры органов газообмена и обусловленные ими особенностями газовоздушных потоков, а также законы движения впускных и выпускных клапанов значительно влияют на рабочий цикл в целом и выходные показатели двигателя. Решить все эти проблемы на стадии конструирования, производства и доводки ДВС затруднительно, так как связано со значительными материальными и трудовыми затратами. Поэтому общепризнанным и наиболее перспективным путем сокращения затрат при проектировании является численное моделирование рабочего процесса ДВС. В связи со сложностью явлений, происходящих в ДВС совершенствование процесса газообмена невозможно без использования соответствующих газодинамических методов расчета, основанных на численных схемах.

Дифференциальные уравнения в частных производных, описывающие движение заряда по органам газообмена классифицируются по следующим типам: параболические, эллиптические или гиперболические. Для задач течения вязкого сжимаемого газа при движении для всех чисел Маха, отличительная особенность которых является возможность возникновения в сверхзвуковом течении ударных волн (т.е. разрывов в решениях) обычно применяют гиперболические уравнения. Быстроходные дизеля семейства ВСН-7 производства Кировского завода ОАО «Авитек» имеют достаточно низкий уровень газодинамических характеристик, так коэффициент наполнения η_v на номинальной частоте вращения равен 0.7, а на холостом ходе снижается до 0.5. Исходя из этого возникает необходимость в исследовании процесса газообмена с целью существенного улучшения воздухообмена цилиндра двигателя. На рассматриваемых дизелях применяется двухклапанная головка цилиндров с винтовым впускным каналом и

тангенциальным выпускным каналом. Профили кулачков впускного и выпускного клапанов ассиметричные, причем открытие клапанов занимает около 1/3 части продолжительности фазы профиля, а закрытие – около 2/3. Недостаточное наполнение цилиндра свежим зарядом в значительной мере заключается в несоответствие площади проходного сечения канала и площади клапанной щели.

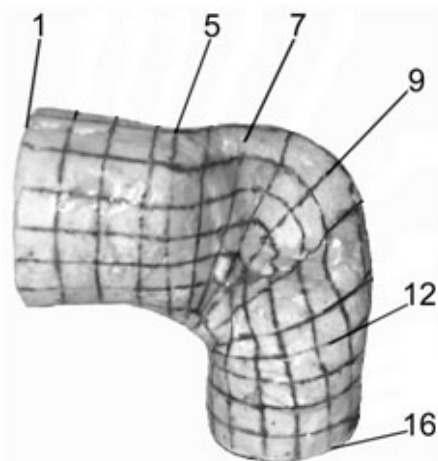


Рис.1. Впускной канал дизеля ВСН-7

Впускной канал имеет винтовую форму. Входное окно канала представляет собой круглое сечение с максимальной площадью $F_{\max}=907\text{мм}^2$, а минимальное сечение, так же круглого сечения, располагается на входе в улиткообразную камеру канала и его площадь составляет $F_{\min}=390\text{мм}^2$. Участок между F_{\max} и F_{\min} имеет форму усеченного конуса. Затем идет улиткообразная камера канала, в которой происходит увеличение площади с изменением формы. Третий участок представляет собой цилиндрическую форму.

Площадь его почти неизменна вплоть до клапанной щели. Площадь клапанной щели составляет $F_{\text{кл.щ.}}=852\text{мм}^2$ и сопоставима с площадью входного окна клапана.

Нами было проведено газодинамическое исследование малогабаритного дизеля методами численного моделирования с помощью программного пакета FlowVision для стандартной проточной части рабочей области (рис.2.) с двумя видами профилей кулачков впускного и выпускного клапанов. Первый закон движения задавался стандартным ассиметричным профилем кулачка (рис.3.) с максимальным подъемом клапана 9.69 мм, а второй – симметричным профилем с максимальным подъемом клапана 7.8 мм.

В ходе решения задачи о газообмене необходимо определить термодинамические параметры полей рабочего тела, находящегося в области расчета. Под областью расчета понимается объем, в котором определены уравнения математической модели, и граница объема, на которой определены граничные условия. Задачи моделирования газообмена относятся к задачам о внутренних течениях. Внутренние течения - это течения, ограниченные твердыми границами. В этом случае физический объем ограничен и совпадает с границами моделируемого устройства. Область моделирования являлась трехмерным объектом, т.к. характер течения в газовой области расчетов имеет ярко выраженную трехмерную структуру. В соответствии с этим поиск решения данной задачи при моделировании процессов газообмена ведется на основании наиболее полно описывающей такой вид течения физической модели полностью сжимаемой жидкости. Рабочую область проточной части малогабаритного дизеля создаем в системе САПР SolidWorks 2007 (рис.2).

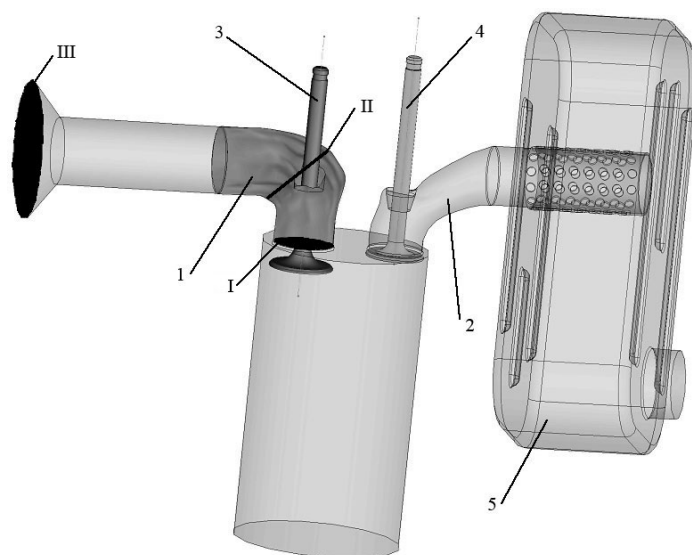


Рис.2. Рабочая область проточной части: 1 – впускной канал; 2 – выпускной канал; 3 – впускной клапан; 4 – выпускной клапан; 5 - глушитель

После выполнения расчета были определены численные данные для каждого расчетных переменных во всех расчетных ячейках рабочей области газообмена для заданного числа итераций по времени.

На рис. 4 приведено графическое представление векторного поля скоростей потока во впускном и выпускном каналах в плоскости симметрии цилиндра при перекрытии клапанов. Поле скоростей наглядно показывает характер течения, формирование вихрей.

При этом виден отрыв пограничного слоя от поверхности нижней стенки впускного канала при входе в вихревую улитку, кроме того, видно, что в верхней части канала происходит торможение заряда из-за того, что он бьет в стенку. При движении заряда по тангенциальному выпускному каналу также происходит отрыв пограничного слоя его нижней части, кроме этого большая часть заряда устремляется к верхней части канала, а по нижней части движется заряд с относительно низкой скоростью. Наряду с этим происходят образование встречных потоков течения заряда как во впускном, так и в выпускном каналах, а также образование вихрей. При выходе из клапанной щели часть заряда начинает создавать основной вихрь в полости цилиндра, а остальной заряд движется прямо, ударяется а стенку и создает второй вихрь, движущийся в противоположном направлении основного и тормозящий его (рис.5.).

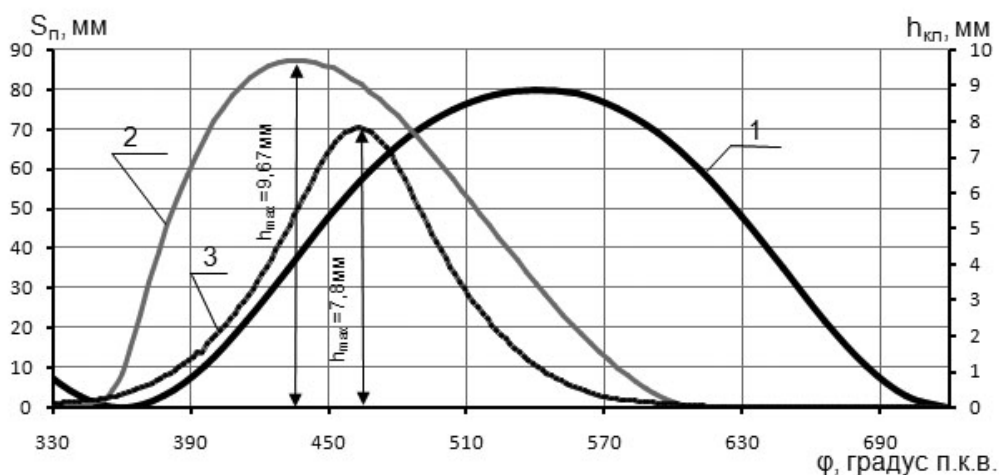


Рис.3. Зависимости перемещения поршня и клапанов и от угла поворота коленчатого вала: 1 – поршень; 2 – ассиметричный профиль кулачка; 3 – симметричный профиль кулачка

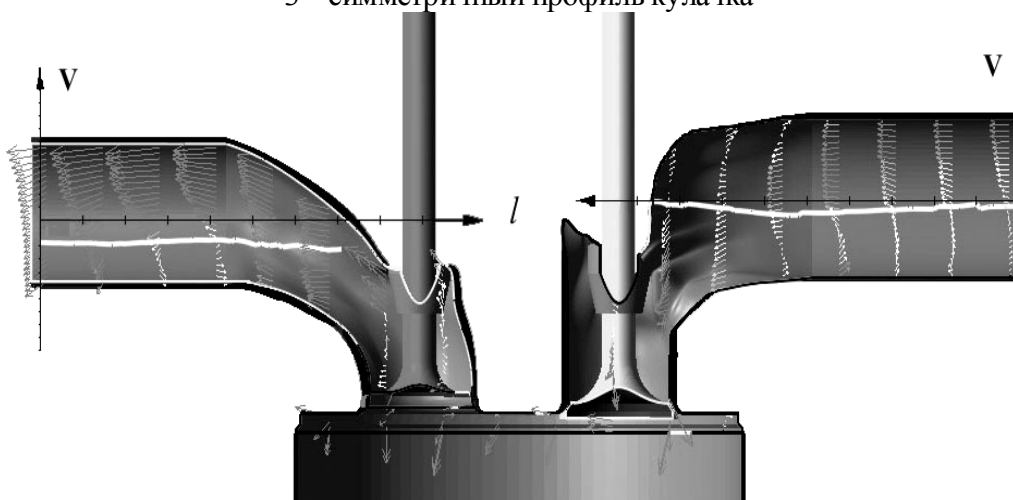


Рис. 4. Поле скоростей во впускном и выпускном каналах расчетной области при перекрытии клапанов:
 V – скорость потока; l – длина впускного или выпускного каналов

Кроме визуального представления полей скоростей и других расчетных переменных были получены их численные данные для различных сечений впускного и выпускного каналов и углов поворота коленчатого вала. На рис. 6 представлены графики изменения массового расхода воздуха на частоте вращения коленчатого вала 3000 мин^{-1} для трех сечений впускной системы при применении ассиметричного профиля кулачков. Первое сечение (рис.2, I) соответствует сечению клапанной щели впускного клапана, второе (рис.2, II) – соответствует минимальному сечению, расположенному на входе в улиткообразную камеру винтового впускного канала, а третье (рис.2, III) – входу во впускную систему.

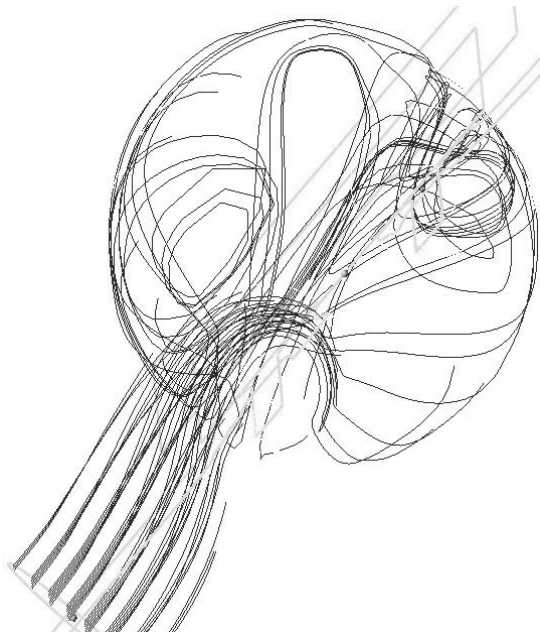


Рис. 5. Линии тока заряда по расчетной области

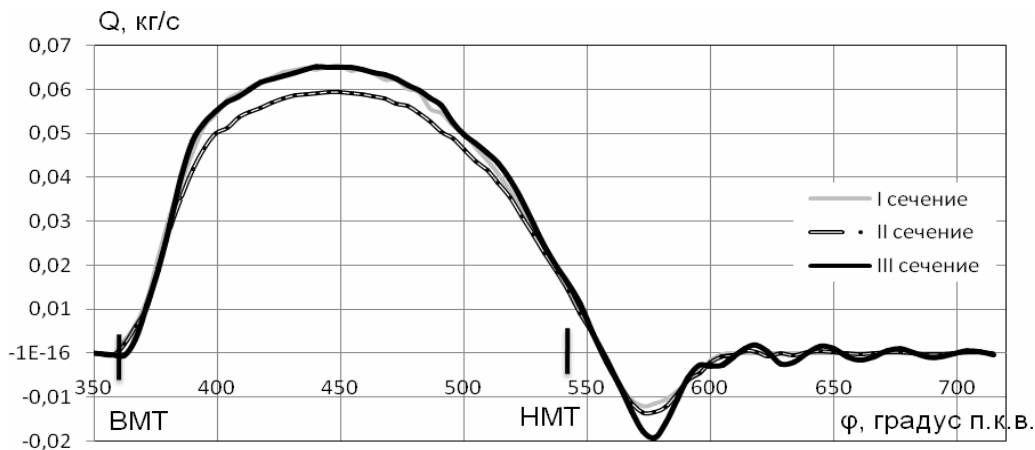


Рис.6. Массовый расход рабочего тела в трех сечениях впускной системы в зависимости от угла поворота коленчатого вала

На рис. 7 представлены графики изменения скорости движения рабочего тела на частоте вращения коленчатого вала 3000 мин^{-1} для трех сечений впускной системы при применении ассиметричного профиля кулачков. Результаты сравнения результатов численного моделирования по массовому расходу воздуха в рассматриваемых сечениях впускной системы для ассиметричного и симметричного профилей впускных кулачков представлены на рис. 8. Из полученных данных видно, что применение симметричного профиля кулачка увеличивает массовый расход воздуха, попадающий в полость цилиндра за один рабочий цикл. Это объясняется тем, что в случае выбора симметричного закона открытия впускного клапана момент максимального открытия впускного отверстия клапанной щели совпадает с моментом достижения поршнем максимальной скорости. Среднее значение массового расхода заряда за цикл для ассиметричного профиля составляет $0,0938 \text{ кг/с}$, а для симметричного профиля она возрастает до $0,01203 \text{ кг/с}$.

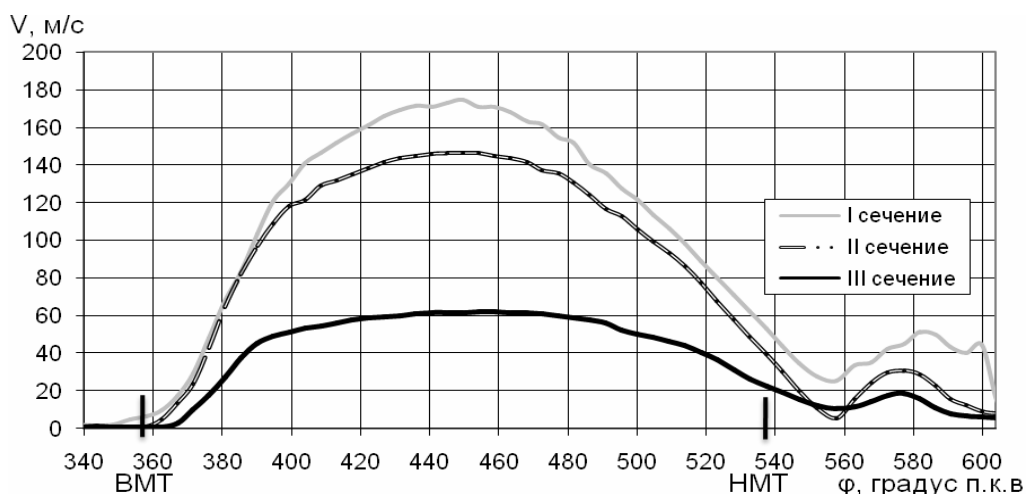


Рис.7. Скорость движения рабочего тела в трех сечениях впускной системы в зависимости от угла поворота коленчатого вала

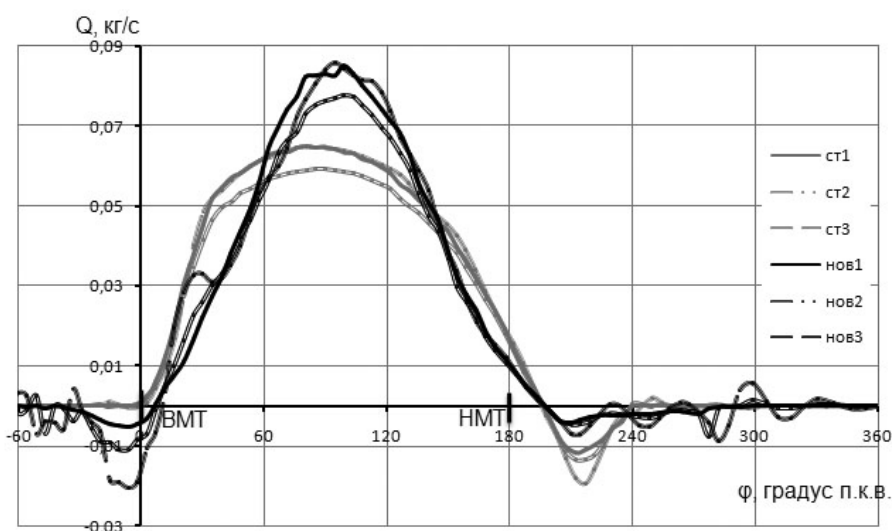


Рис. 8. Массовый расход рабочего тела в трех сечениях впускной системы в зависимости от угла поворота коленчатого вала: ст1, ст2, ст3 – для асимметричного профиля; нов1, нов2, нов3 – для симметричного профиля

Таким образом, применение симметричного профиля кулачков распредвала увеличивает значение среднего расхода заряда за цикл на 28, 25 %, что в свою очередь приводит к повышению технико-экономических показателей исследуемого двигателя.

МОДЕРНИЗАЦИЯ ВПУСКНОЙ СИСТЕМЫ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ ВСН-7Д

ЖОЛОБОВ Л.А., к.т.н., профессор; **ЗАХАРОВ С.В.**, ст. преподаватель;
НИКИФОРОВ Д.А., аспирант; **ЗОЛОТАРЕВ Н.А.**, студент –
Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия
(г. Н. Новгород, Россия)

Эффективность работы двигателя в значительной степени зависит от совершенства процессов, протекающих в проточных частях газо-воздушных трактов, и, прежде всего, от конструкции системы впуска. Исследования, проводимые в данном направлении подтверждают, что имеется существенный резерв повышения технико-экономических показателей двигателя.

Нами разработаны методики, позволяющие проводить исследование впускных систем дизелей. Они апробированы при исследовании и модернизации двигателя ВСН-7Д, который представляет собой быстроходный, малогабаритный, одноцилиндровый дизель. Предполагаемой причиной его низких мощностных и экономических показателей является впускная система, имеющая целый ряд недостатков в конструкции воздушного фильтра, впускного канала, профиля кулачка.

Цель данной работы: повышение технико-экономических и экологических показателей дизеля путем совершенствования системы впуска. Для этого необходимо решить следующие задачи:

- моделирование течения во впускном канале двигателя;
- определение гидравлического сопротивления впускной системы в целом, а также отдельных элементов системы;
- разработка установки для аэродинамической продувки элементов системы впуска;
- проведение испытаний по оценке сопротивления каналов;
- определение оптимальных геометрических параметров системы;
- наметить пути снижения гидравлического сопротивления системы впуска;
- провести огневые испытания стандартной и модернизированной впускных систем испытуемого дизеля.

В зависимости от выполняемых задач впускные каналы условно можно разделить на одно- и двухфункциональные. Аэродинамическое сопротивление двухфункциональных каналов выше, чем у однофункциональных, так как сообщение потоку воздуха вращения вокруг оси камеры сгорания связано с дополнительными затратами энергии, в результате чего снижается масса воздушного заряда, поступающего в цилиндр.

Эффективность двухфункциональных каналов дизелей с непосредственным смесеобразованием оценивают по энергетическим и аэродинамическим показателям. Основными видами двухфункциональных каналов дизельных двигателей являются винтовые и тангенциальные формы каналов.

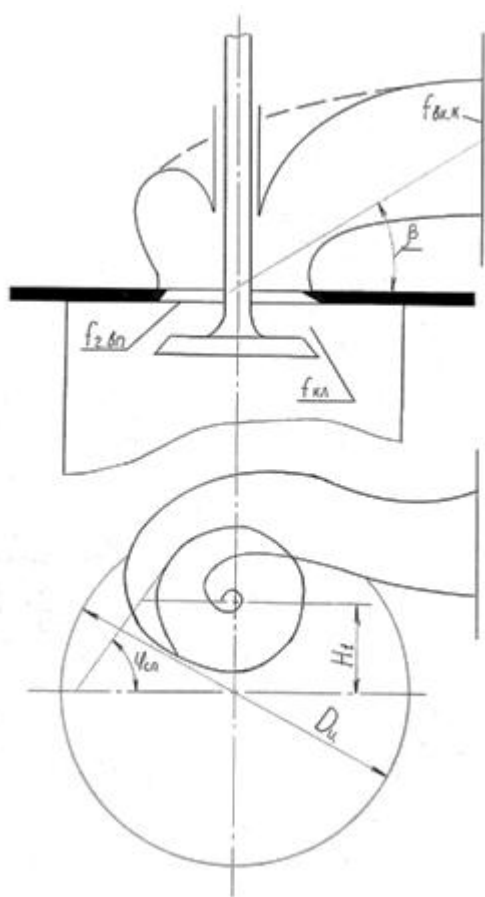


Рис. 1. Винтовой канал.

Впускной канал двигателя ВСН – 7Д имеет винтовую форму. Такая форма канала обеспечивает наилучшее смешивание воздуха с топливом, так как поток воздуха на поверхность цилиндра выводится безударно, поэтому не возникает турбулентность, что приводит к более качественному перемешиванию топливоздушной смеси.

Параметры винтового канала:

- проходная площадь клапана $f_{кл}$
- конфигурация и площадь минимального сечения f_{min}
- площадь горловины клапана $f_{ex.k.}$
- угол наклона оси канала β
- угол закрутки спирали $\varphi_{сн}$
- расстояние кромки тарелки клапана от стенки канала a

Недостатком винтового канала является его высокое аэродинамическое сопротивление, что значительно затрудняет движение потока внутри канала. А это влечет за собой поступление меньшей порции свежего заряда в цилиндр и ухудшение сгорания топлива, а также ухудшает очистку цилиндра от отработавших газов.

Все это подтверждается моделированием течения потока во впускном канале (рис. 2).

Из рис. 2 видно, что воздух поступает в цилиндр двигателя не по всему периметру канала, а направление потока носит хаотический характер. Все это снижает закрутку заряда в цилиндре и негативно сказывается на перемешивании воздуха с впрыскиваемым топливом.

Нами была проведена статическая продувка каналов головки цилиндра на специально созданной для этого установке (рис. 3, а). Для этого во впускном и выпускном каналах головки цилиндра двигателя были установлены зонды для измерения перепада давлений в каналах (рис. 3, б).

В результате аэродинамического эксперимента были получены значения скоростей потока воздуха в интересующих нас точках каналов в зависимости от высоты подъема клапана при разных расходах воздуха, проходящего через канал и построены графики этих зависимостей (рис. 4). Кривые изменения скоростей имеют схожий характер и подчиняются одному закону, но повышение скорости потока в канале происходит лишь до подъема клапана на высоту 4 – 5 мм, далее скорость стабилизируется.

$$y = a \cdot x^3 + b \cdot x^2 + c \cdot x + d$$

где x – расход воздуха через канал, м³/ч; y – скорость потока воздуха через канал, м/с; a, b, c, d – эмпирические коэффициенты.

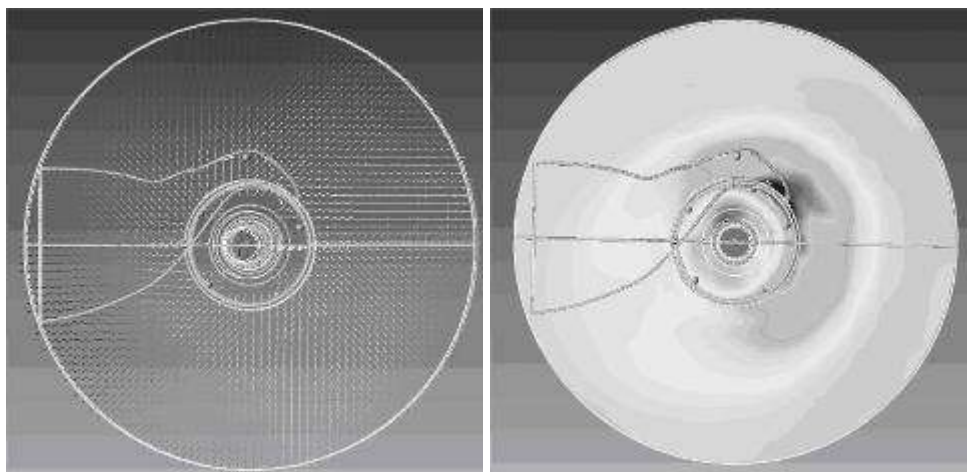


Рис. 2. Течение потока воздуха в канале.

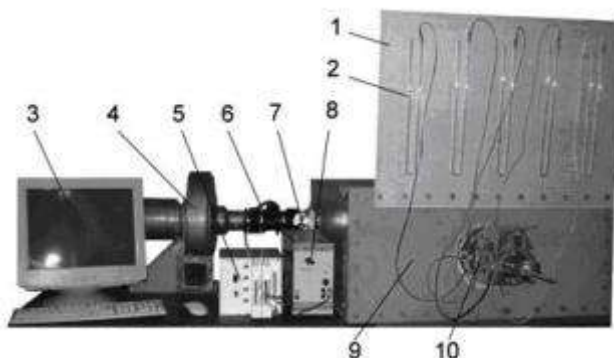


Рис.3 Установка для продувки впускной системы и головка цилиндра с зондами.
 1 – щит, 2 – U-образный манометр, 3 – компьютер, 4- вентилятор, 5 – блок NI SCXI 1000, 6 – датчик массового расхода воздуха, 7 – заслонка, 8 – блок питания, 9 – головка цилиндра с зондами, 10 - ресивер.

Причиной этого является профиль впускного канала, т.к. расход зависит от скорости в квадрате. На рис. 5 представлен график изменения проходного сечения впускного канала по его длине. Входное окно канала представляет собой круглое сечение с максимальной площадью $F_{\max}=907 \text{ мм}^2$, а минимальное сечение, так же круглого сечения, располагается на входе в улиткообразную камеру канала и его площадь составляет $F_{\min}=390 \text{ мм}^2$. Участок между F_{\max} и F_{\min} имеет форму усеченного конуса. Затем идет улиткообразная камера канала, в которой происходит увеличение площади с изменением формы. Третий участок представляет собой цилиндрическую форму. Площадь его почти неизменна вплоть до клапанной щели. Площадь клапанной щели составляет $F_{\text{кл.щ.}}=852 \text{ мм}^2$ и сопоставима с площадью входного окна клапана, то есть до подъема клапана на высоту 4 –5 мм скорость потока в канале возрастает, но дальнейший подъем не оказывает на скорость никакого влияния.

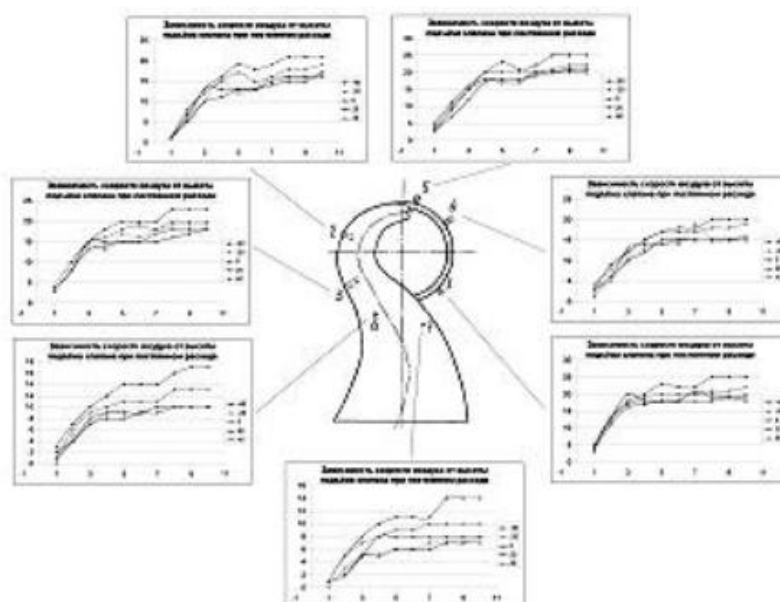


Рис. 4 Распределение скоростей потока в канале.

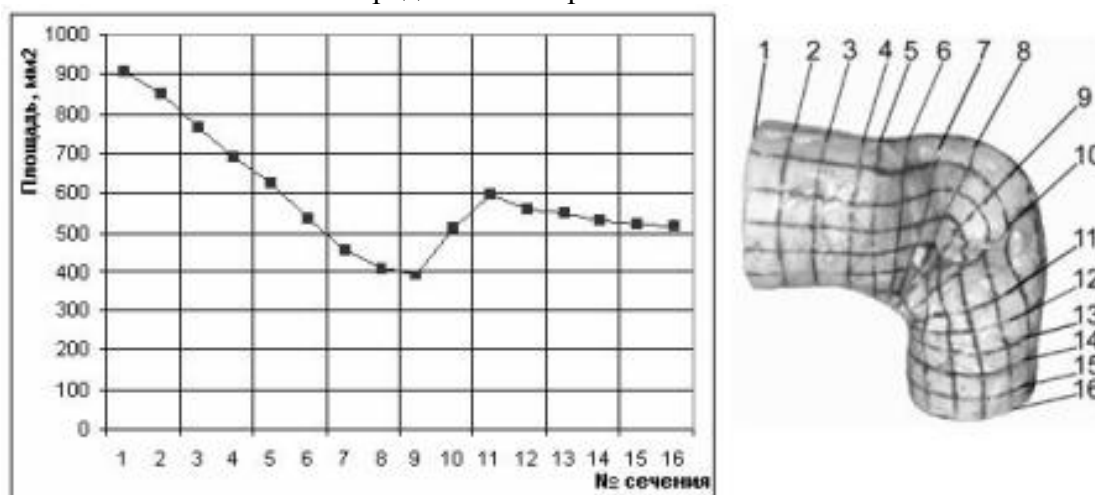


Рис. 5. Изменение площади сечения канала по длине

Таким образом, уже на стадии аэродинамической продувки можно сказать, что применение винтового канала на впуске в головке двигателя ВСН – 7Д оправдано, но канал имеет недостатки, которые будут препятствовать оптимальному газообмену двигателя в процессе его работы. То есть, необходимо изменять форму каналов для улучшения условий протекания воздуха по каналам и снижать шероховатость каналов для предотвращения образования срывов потока на их поверхностях.

После аэродинамической продувки были проведены огневые испытания двигателя, в ходе которых исследовалось влияние конструктивных элементов системы впуска на наполнение цилиндра с использованием шлейфа датчиков и оборудования NATIONAL INSTRUMENTS для согласования сигналов, а также программного обеспечения с использованием графического программирования LabVIEW (рис.6).

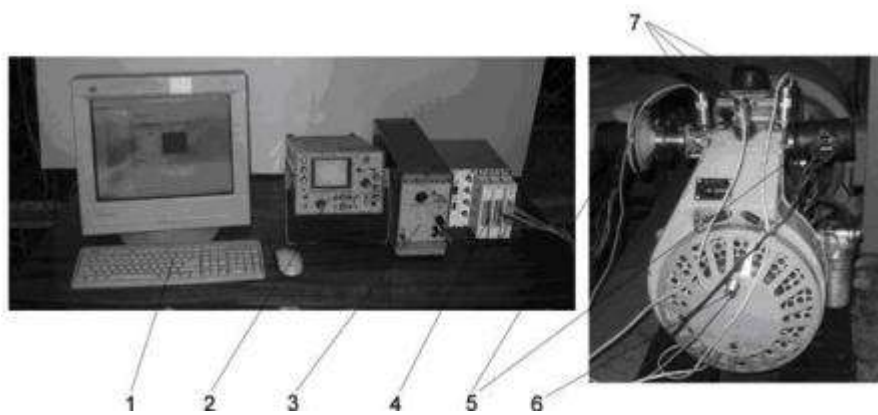


Рис.6. Исследовательская установка на базе двигателя ВСН-7Д

1 – компьютер, 2 – осциллограф, 3 – блок питания, 4 – блок NI SCXI 1000, 5 – ДМРВ, 6 – Датчик угла поворота коленчатого вала, 7 – датчики давления.

При испытаниях определялась цикловая подача воздуха в цилиндр при помощи датчика массового расхода воздуха (ДМРВ), установленного перед впускным каналом головки цилиндра. Испытания проводились при частотах вращения коленчатого вала 1500 мин^{-1} (холостой ход), 2000 мин^{-1} , 2500 мин^{-1} , 3000 мин^{-1} (номинальная частота вращения), а также разных комбинациях элементов, составляющих впускную систему данного двигателя.

В зависимости от конструкции впускной системы двигателя кривые расхода носят различный характер (рис.7). Если увеличение длины прямолинейного участка впускного трубопровода не влияет на характер наполнения, то воздушный фильтр, устанавливаемый перед впускным каналом, существенно изменяет характер прохождения воздуха через ДМРВ. Интенсивное наполнение цилиндра свежим зарядом с использованием воздушного фильтра начинается на $30 - 40^\circ$ позднее, чем без него. Это говорит о том, что воздушный фильтр имеет значительное сопротивление, которое препятствует наполнению цилиндра. Начиная с 90° поворота коленчатого вала, расход воздуха в системе с использованием воздушного фильтра начинает превышать расход воздуха без фильтра. Но это лишь является результатом увеличения скорости протекания воздуха по впускной системе за счет большего разрежения в цилиндре. Следует также отметить, что при использовании фильтра возникают волновые явления во впускной системе после закрытия впускного клапана и продолжают до следующего его открытия. Исходя из этого, можно сделать вывод, что стандартный воздушный фильтр имеет значительное сопротивление, снижающее массовое наполнение цилиндра свежим зарядом.

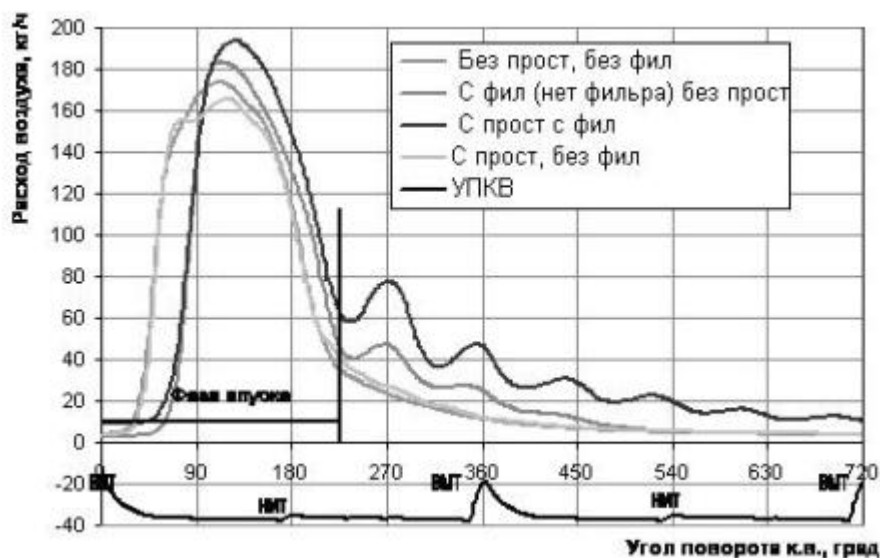


Рис. 7. Зависимость мгновенного расхода воздуха во впускной системе при разных параметрах ее конструкции на номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя

Воздух поступает в фильтр из атмосферы через отверстие в боковой стенке, поэтому рабочая поверхность фильтрующего элемента используется не полностью, а ограничивается областью близкой к входному отверстию. Для снижения сопротивления фильтра нами предлагается конструкция фильтра с подводом воздуха по всему периметру фильтра (рис. 10), что позволяет использовать весь его объем при работе двигателя. Другим положительным аспектом разработанного фильтра является увеличение площади входного окна. Если площадь входного отверстия стандартного фильтра составляет $S_{ст.ф.} = 11,3354 \text{ см}^2$, то площадь входной щели предлагаемого фильтра $S_{щ.ф.} = 41,134 \text{ см}^2$.

Другой причиной слабого наполнения цилиндра с исходным каналом является форма впускного канала. Поток воздуха, попадая в канал, ударяется в поверхность зоны 1, которая расположена почти параллельно входному окну канала (рис.8). Вследствие этого возникает значительное сопротивление воздуха на входе в улиткообразную камеру канала. Чтобы повысить наполнение двигателя необходимо направить поток воздуха в улитку с наименьшим сопротивлением.

Нами предлагается канал, у которого отсутствует минимальное сечение, а проходная площадь плавно уменьшается от входного окна до клапанной щели.

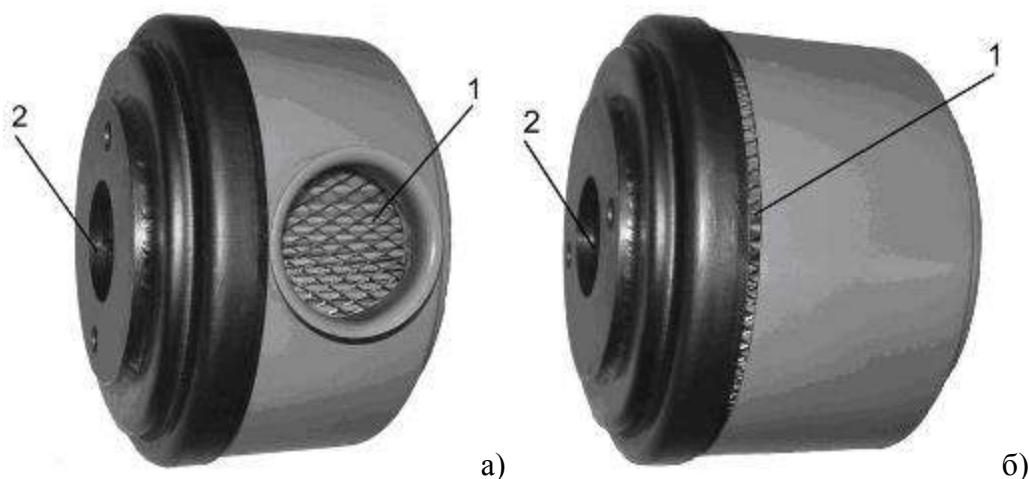


Рис. 10. Измененный фильтр и схема его модернизации.
 а – стандартный фильтр, б – модернизированный фильтр;
 1 – входное окно фильтра, 2 – выпускное окно фильтра.

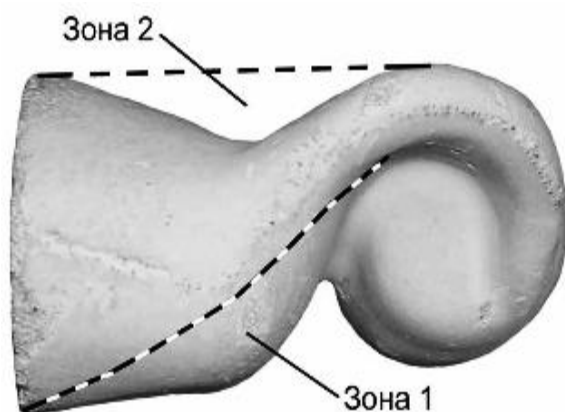


Рис.8. Схема изменения формы канала

Для этого необходимо убрать зону 2 (рис.8), и уменьшить шероховатость поверхности канала, а зону 1 нужно нарастить пластичным материалом (холодная сварка). Таким образом, достигается направленное поступление воздуха в улиткообразную камеру канала.

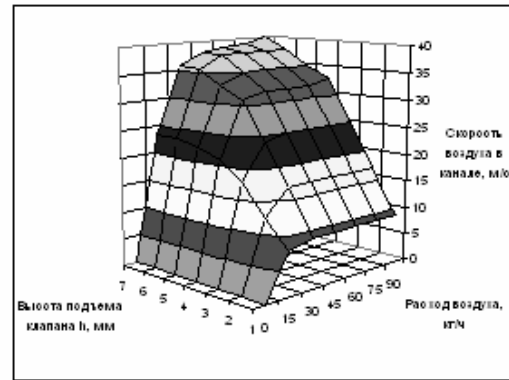
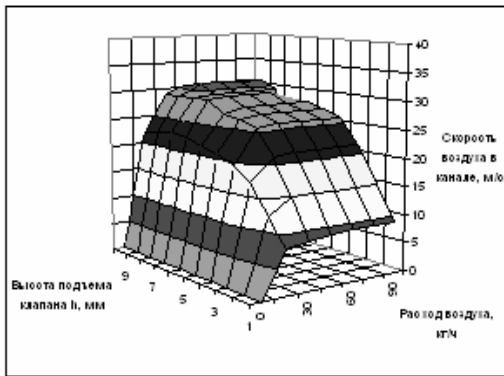
При использовании канала, предлагаемой формы скорость воздуха в канале возрастает на всех режимах продувки, за счет отсутствия минимального сечения, которое тормозит

поток внутри канала, а подъем клапана составляет 7 мм. Если максимальный расход воздуха в исходном канале составляет порядка 30 кг/ч, то в предлагаемом канале расход достигает 40 кг/ч (рис.9).

Анализируя результаты испытания можно сказать, что коэффициент наполнения η_v для дизеля со стандартной впускной системой составляет 0,7, а для дизеля с модернизированной системой впуска – 0,85, что говорит об увеличении наполнения дизеля ВСН-7Д.

Таким образом, видоизмененная форма впускного канала и воздушного фильтра позволяет увеличить наполнение цилиндра на 10-15 %, что в свою очередь позволит увеличить выходные показатели двигателя на 8-10 % в зависимости от режима работы двигателя.

Это подтверждено стендовыми испытаниями двигателя под нагрузкой, в ходе которых были получены регуляторные характеристики двигателя ВСН-7Д со штатной и модернизированной впускной системой. Анализ полученных зависимостей показал улучшение технико-экономических показателей двигателя в среднем на 15 %, т.е. прирост мощности на 20 %, крутящего момента на 16 %, снижение часового на 20 % и удельного расхода топлива на 12 % (рис.10).



а) б)
Рис. 9. Изменение расхода воздуха через канал:
а – исходный канал, б – измененный канал

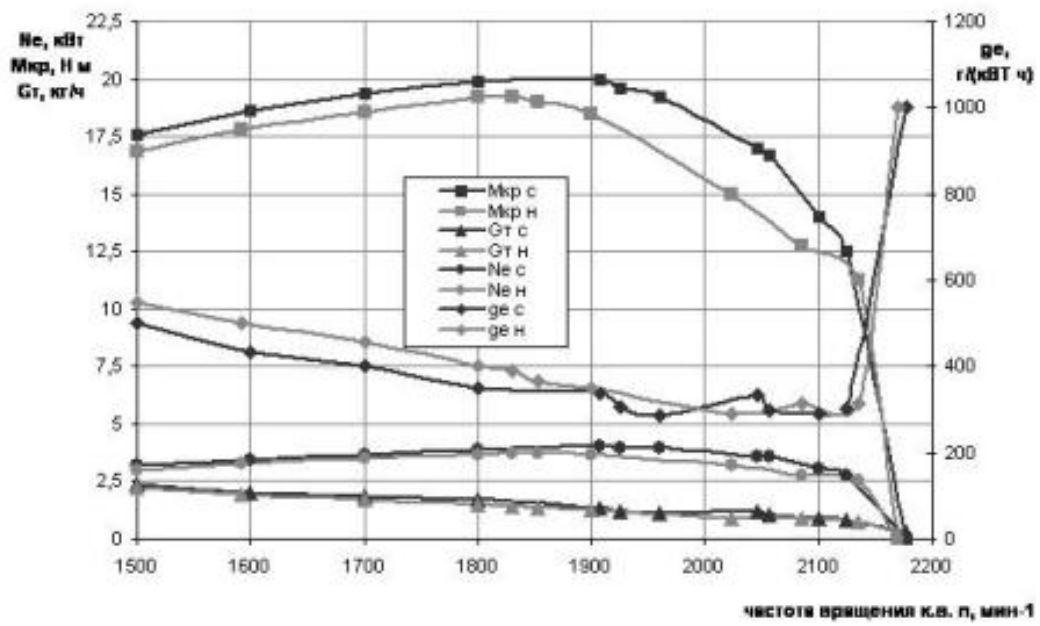


Рис. 10. Регуляторная характеристика дизеля ВСН - 7Д

**ПРИМЕНЕНИЕ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА
NATIONAL INSTRUMENTS ДЛЯ СНЯТИЯ И ОБРАБОТКИ
СИГНАЛОВ ПРИ ИСПЫТАНИИ ДВС**

ЖОЛОБОВ Л.А., к.т.н., профессор; ЗАХАРОВ С.В., ст. преподаватель;
НИКИФОРОВ Д.А., аспирант –

Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия
(г. Н. Новгород, Россия)

Снятие, обработка и анализ сигналов, поступающих в ходе проведения эксперимента от различного рода первичных преобразователей информации, является важнейшей составной частью любого научного исследования. От успешного решения данной задачи во многом зависит и успех исследования в целом.

Обработка информации в настоящее время реализуются почти исключительно с помощью компьютерной техники. Поскольку исходные сигналы обычно являются аналоговыми, возникает задача их преобразования в цифровую форму. Важно организовать преобразование сигнала из аналогового в цифровой так, чтобы минимизировать возможные искажения, для чего необходимо рассмотреть всю цепочку операций от источника сигнала до формируемого в памяти компьютера файла с результатами измерений.

В общем, виде указанная цепочка включает в себя датчик, содержащий чувствительный элемент, непосредственно реагирующий на измеряемый параметр и, как правило, вторичный преобразователь, с помощью которого вырабатывается электрический аналоговый сигнал, пригодный для последующих преобразований. Следующим элементом рассматриваемой цепочки являются операционный блок, с помощью которого могут осуществляться такие операции, как усиление или ослабление электрического сигнала, его нормировка, фильтрация и т.п. И, наконец, сигнал с выхода блока поступает на вход аналого-цифрового преобразователя (АЦП), где непосредственно осуществляется перевод аналоговых значений в цифровую форму с последующей записью полученных отчетов в соответствующий файл компьютера.

Для определения физических параметров газообмена применяются электрические датчики измерения неэлектрических величин, таких как: расход воздуха, давления, температуры и положения коленчатого вала. Датчики используемые для измерения всех этих величин образуют шлейф датчиков.

Применяемый шлейф датчиков, позволяет измерять давления во впускной системе, давление в цилиндре ДВС, температуру во впускной, выпускной системе и цилиндре двигателя, массовый расход воздуха в двигателе. Датчик угла поворота коленчатого вала определяет частоту вращения коленчатого вала, угла поворота, а так же необходим для синхронизации сигналов всех выше перечисленных датчиков с углом поворота коленчатого вала.

Для того чтобы выходные сигналы с датчиков были в необходимых для нас величинах их нужно оттарировать. В качестве примера приведена установка для тарирования датчика давления. Данная установка представляет

собой компрессор позволяющий создавать как давление, так и разрежение в балоне к которому присоединяются тарированный датчик и вакуумметр, в свою очередь датчик связан с оборудованием NI, которое подключено к персональному компьютеру. По окончании тарировки тарировочная таблица вносится в программу Measurement & Automation Explorer которая непосредственно связан с программным обеспечением LabVIEW.

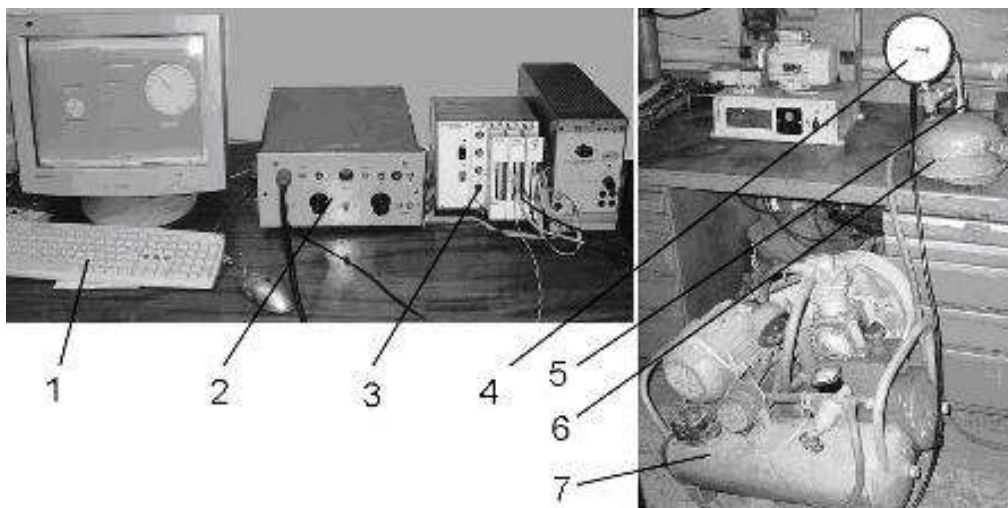


Рис. 1 Установка для тарировки датчиков давления:

1- персональный компьютер; 2 - усилитель сигнала; 3 - блок SCXI-1000;
4 – вакуумметр; 5 – тарированный датчик; 6 – балон; 7 – компрессор.

В конфигурацию комплекса оборудования и программного обеспечения входят стандартные изделия, наиболее подходящие для решения поставленных задач. Так же они позволяют пользователю самостоятельно осуществлять модернизацию и перепрограммирование системы, при изменении задач экспериментальных исследований.

Этот комплекс собран на базе персонального компьютера с установленным программным комплексом LabVIEW, подключаемым к компьютеру блока NI SCXI-1000 через карту сбора данных Plugin-card NI 6024E.

SCXI (Signal Conditioning extensions for Instrumentation) -многоканальная высокопроизводительная платформа согласования и мультиплексирования сигналов используется со встраиваемыми платами и другим измерительным оборудованием. SCXI-система состоит из одной или нескольких промышленных корзин, в которые устанавливаются различные модули согласования сигналов, удовлетворяющие требованиям конкретного приложения. Аналоговые входные модули связывают систему с разнообразными устройствами, не вносят искажений и повышают качество и надежность измерений благодаря функциям:

- Усиления сигналов



Рис. 2 Карта сбора данных NI 6024E

- Электрической изоляции
- Мультиплексирования
- Фильтрации
- Питания датчиков.

Вышеперечисленные модули могут использоваться с различными типами датчиков таких как датчик давления, датчик массового расхода воздуха, термопары и т.д. (рис. 4)

В качестве инструмента для сбора данных и обработки полученных результатов используется программа созданная в среде программирования LabVIEW. Эта программа имеет лицевую панель и блок-диаграмму.



Рис.3 Блок SCXI-1000:

- 1 – блок; 2 – модуль NI SCXI 1530;
3 – модуль NI SCXI 1180;

Блок-диаграмма необходима для организации работы датчиков и последовательности выполняемых операций. Данную схему условно можно разбить на три составляющих элемента:

- в первом элементе происходит запуск и остановка программы, в промежуток работы происходит снятие сигнала с установленных каналов, их дальнейшее преобразование в код понятный для программы и его обработка.

- во втором элементе происходит преобразование сигналов поступающих с датчиков в графический вид, и сохранения числовых результатов проведенных испытаний в отдельном файле, с целью их дальнейшей обработки

- в третьем элементе программы происходит проверка работы программы на наличие ошибок, то есть программа выдает ошибки различного характера, выводя возможные причины неправильной работы программы в диалоговом окне.

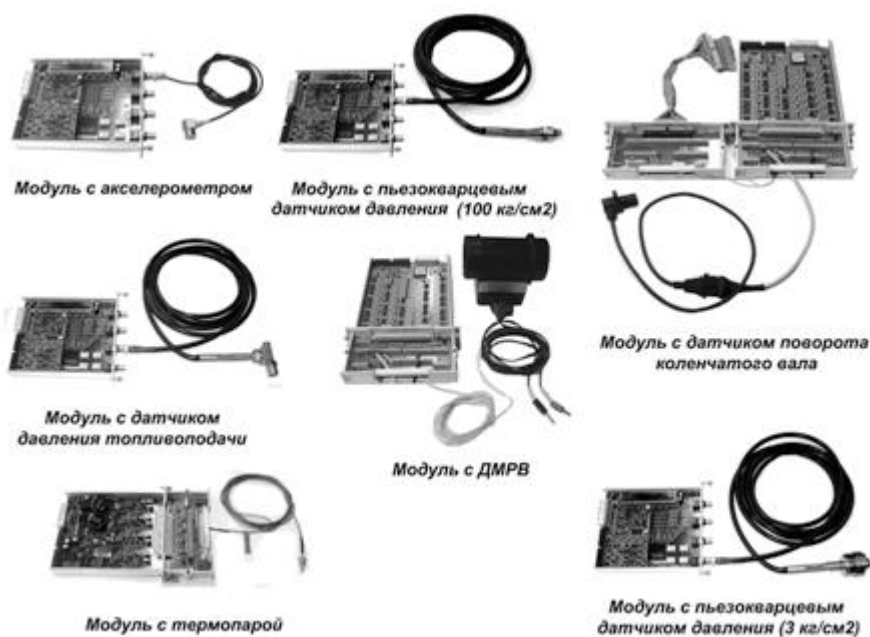


Рис. 4 Модули с подключенными к ним датчиками.

На лицевой панели графического интерфейса отображены элементы управления и индикации.

В окне для занесения исходных данных и вывода информации, отображены: окно осциллограммы на который выводятся графики, кнопка остановки эксперимента, параметры частоты обновления сигнала и количества выборок в канале, параметры работы триггера, наименование задействованных в эксперименте модулей и физических каналов.

Методика проведения испытаний по снятию и обработки сигналов с датчиков заключается в том, что на двигатель устанавливаются датчики подключенные к оборудованию NI с которых происходит снятие сигнала в режиме реального времени с работающего.

Испытания, как правило, проводят на прогретом двигателе с регулировкой, выполненной по инструкции завода-изготовителя. При испытании двигателей воздушного охлаждения температура окружающего воздуха не должна превышать 40°C, а температура масла – выходить за пределы 100°C. Испытания проводят на топливе рекомендуемым заводом-изготовителем при наличии на эти эксплуатационные материалы паспорта, удостоверяющего соответствие их физико-химических параметров заданным.

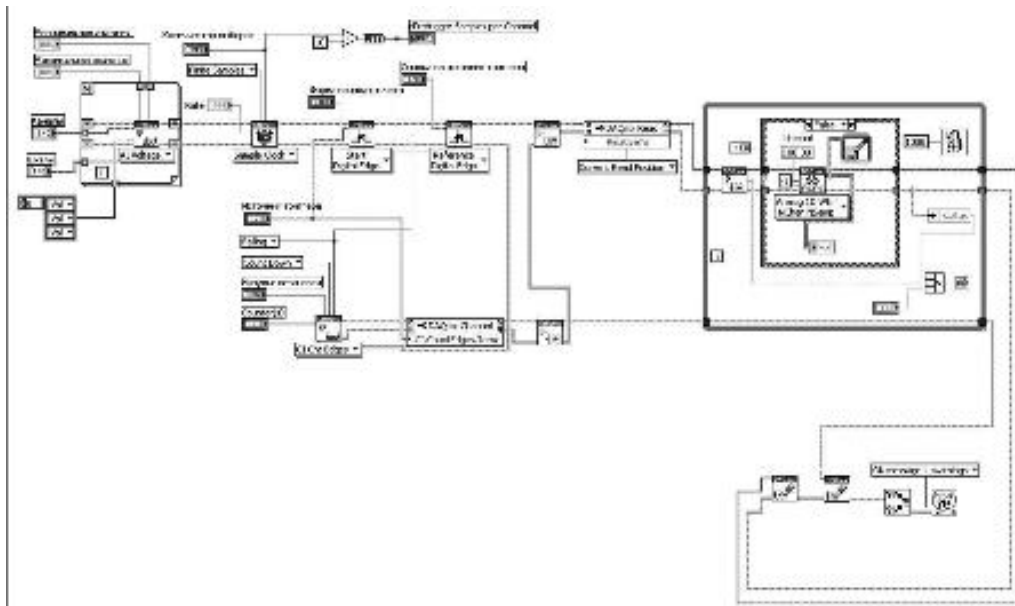


Рис. 5. Блок-диаграмма программы сбора и обработки данных.

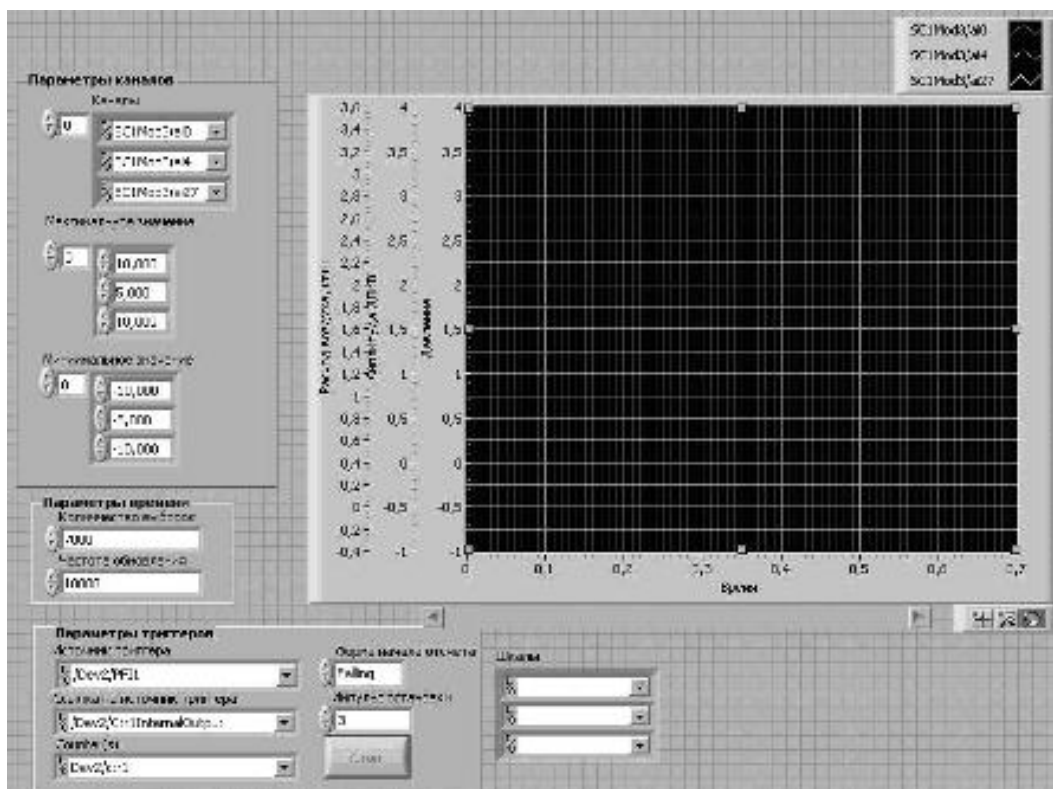


Рис. 6 Лицевая панель.

Сигналы с датчиков рекомендуется снимать при установившемся режиме работы, а регистрируемые данные частоты вращения коленчатого вала должны быть средними устойчивыми, непрерывно наблюдаемыми не менее 1 мин, без каких-либо значительных изменений в течение этого времени.

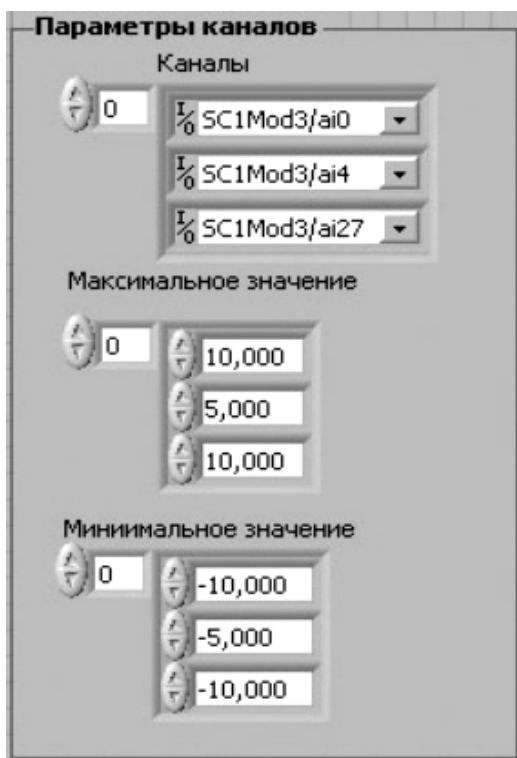


Рис. 7. Параметры каналов

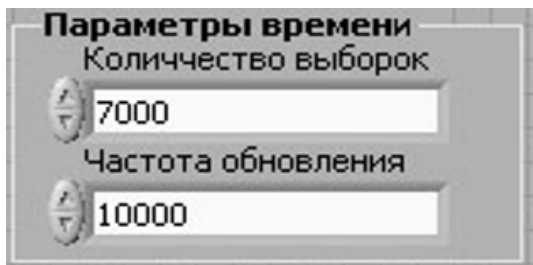


Рис. 8. Параметры времени

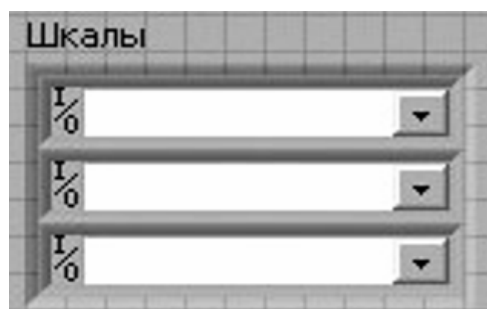


Рис. 9 Окно установления шкал

Прием сигналов системой оборудования National Instruments происходит следующим образом:

1. На персональном компьютере запускается программа, активизируется функциональная панель для выбора из библиотеки LabVIEW заранее составленной прикладной программы, в которой заложен алгоритм обработки информации.

Начало и завершение снятия сигналов должно осуществляться от датчика - отметчика, установленного на коленчатом вале двигателя и программно записывать сигналы в течении двух оборотов коленчатого вала.

Потому что практически все процессы, протекающие в ДВС, определяются углом поворота коленчатого вала, либо имеют от него непосредственную зависимость. Поэтому при исследовании данных процессов замер величин, оценивающих их, необходимо синхронизировать с углом поворота коленчатого вала.

2. Активизируется панель управления. На этой панели, управления в окне «Параметры каналов» выбирают физические каналы к которым привязаны датчики, необходимо чтобы номер канала соответствовал тому же номеру на DAQ устройстве. Вводятся минимальные и максимальные диапазоны работы датчиков.

В окне «Параметры каналов» выбирают модули и физические каналы.

Необходимо чтобы номер канала соответствовал тому же номеру на DAQ устройстве. Вводятся минимальные и максимальные диапазоны, в которых происходит работа датчиков

В окне «Параметры времени» устанавливаем число выборок, и частоту получения сигнала в канале. В зависимости от необходимости количества получения данных число выборок, и частоту получения сигнала можно менять в различных пределах.

Для того чтобы сигналы, поступающие с датчиков записывались в файле в величинах необходимых для нас мы выбираем тарировочную шкалу, к которой и будет привязываться сигнал для каждого сигнала можно использовать свою шкалу в зависимости от используемого датчика.

Для запуска программы необходимо нажатие виртуальной кнопки «ПУСК» после чего программа производит подготовку виртуальных инструментов к измерениям и подготовку файла для сохранения данных.

Произведя измерения, программа отобразит на панели управления графики, а численные значения будут сохранены в файле. Подпрограмма сохранения результатов измерения работает синхронно с основной программой и производит запись на всем протяжении работы программы до момента ее остановки.

Для того чтобы получить готовый файл с результатами измерений нужно выполнить следующие действия:

1. Запустить персональный компьютер.
2. Запустить программу снятия и обработки сигналов.
3. Включить блоки питания.
4. Запустить двигатель.
5. Довести частоту вращения коленчатого вала до заданной величины.
6. Начать измерения с помощью виртуальной кнопки.
7. Сохранить результатов производится автоматически.

Для получения данных на различных режимах работы двигателя нужно установить заданный режим, а затем повторить выполнение пунктов 6 и 7. Результаты проведенных испытаний на различных режимах работы будут сохранены в памяти компьютера в виде файла, где и в дальнейшем будут храниться. Для дальнейшего анализа полученных данных используем Microsoft Excel, куда копируются численные значения результатов эксперимента, где по этим данным строится графики и проводится более подробный анализ. В качестве примера приведен график с изображенными на них кривыми давления во впускной и выпускной системе, давления внутри цилиндра, давления топливо подачи, а также кривой угла поворота коленчатого вала (рис. 10).

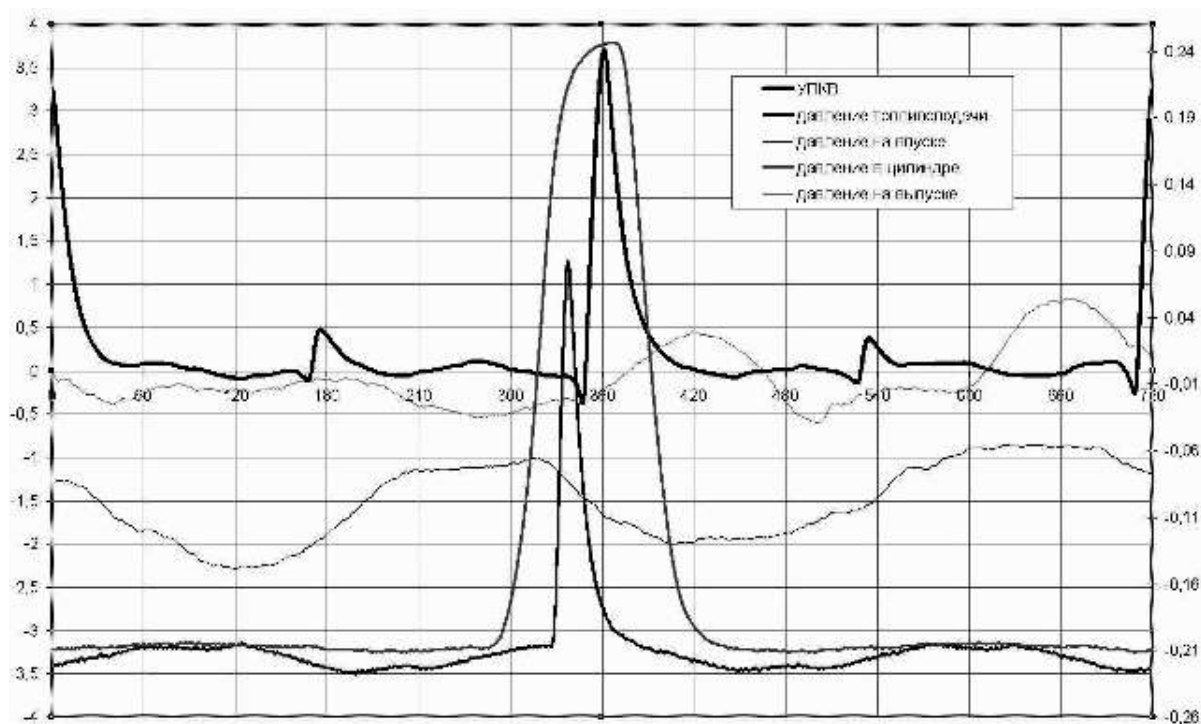


Рис. 10. Графики давлений

Таким образом, разработан и представлен программный продукт в среде графического программирования LabVIEW, позволяющий получать и обрабатывать сигналы с датчиков при проведении исследовательских работ на ДВС

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ СХЕМЫ И АНАЛИЗ СИСТЕМ ЗАЖИГАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

ЖОЛОБОВ Л.А., к.т.н., профессор;

САМОХВАЛОВ С.В., ТРИШИН В.Г., соискатели –

Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия

(г. Н. Новгород, Россия)

Lev-Jelobow@rambler.ru

К основным недостаткам механических систем управления опережением зажигания следует отнести их высокую инерционность. Они вступают в работу со значительной задержкой по времени, что особенно неблагоприятно сказывается при форсировании двигателя по частоте вращения и степени сжатия.

Современные системы управления зажиганием двигателей внутреннего сгорания как правило микропроцессорные и представляют собой модельные системы. Необходимый набор датчиков состоит из датчика начала отсчета, датчика частоты вращения коленчатого вала, датчика разрежения во впускном коллекторе, датчика температуры, датчика детонации, датчика – анализатора отработанных газов. На автомобилях иностранного производства количество датчиков, с которых информация поступает на бортовой компьютер, достигает до 15-ти и более.

Соответственно математически зависимость угла опережения зажигания (Φ) можно представить как функцию 15-ти и более аргументов

Такую зависимость не возможно отобразить в трехмерной системе координат. Только мощные современные компьютеры могут хранить и быстро обрабатывать такой массив данных. Настройка таких многопараметрических систем управления требует много времени и материальных средств. Надежность таких многоканальных систем обратно пропорциональна числу входных каналов. Выход из строя любого из датчиков на входе системы вызывает сбой в работе всей системы. В то же время стоимость таких систем прямо пропорциональна числу входных каналов.

Практика показала, что модельные системы предъявляют повышенные требования к точности изготовления двигателей и требуют коррекции программы по мере износа двигателя при его эксплуатации.

Но самый существенный недостаток модельных систем управления состоит в их инерционности. Реакция на изменение входных сигналов наступает со значительным запозданием по времени. Наибольшей погрешностью обладают датчики температуры и состава отработавших газов. Широко применяемые датчики частоты вращения коленчатого вала имеют 60 импульсов за один оборот коленчатого вала и, следовательно, максимальное разрешение 3 угловых градуса.

Упростить систему зажигания и карбюрации ДВС, повысить качество управления двигателем, и существенно снизить массовые выбросы вредных веществ в отработанных газах, особенно, в городском цикле можно лишь в замкнутых адаптивных (самообучающихся) системах управления. Создать

адаптивную систему управления можно, если удастся замерить изменение ускорения движения поршня (или коленчатого вала) при любом возмущающем воздействии: изменении состава топливно-воздушной смеси, реакции автомобиля от дорожного покрытия через колесо на коленчатый вал, изменении октанового числа топлива и т.д. Такую систему управления зажиганием разработал и запатентовал Г.Б. Михайлов.

Для каждого типа ДВС существует оптимальное ускорение движения поршня от верхней до нижней мертвой точки, при котором пульсации крутящего момента на коленчатом валу будут минимальны. За счет снижения пульсаций крутящего момента на коленчатом валу возрастает средний крутящий момент при том же расходе топлива. За счет улучшения процессов горения и более полного сгорания топлива существенно снижается количество вредных веществ в отработанных газах, особенно окиси азота NOx. Если замерить ускорение при движении КВ в любой момент времени и подать его, как сигнал рассогласования в систему обратной связи, то удастся замкнуть систему по конечному параметру- коленчатому валу . То есть необходимо на коленчатый или распределительный вал ДВС установить датчик положения коленчатого вала, датчик скорости и датчик ускорения коленчатого вала. Датчики должны быть определенным образом жестко связаны между собой в пространстве и во времени. Эти датчики должны снимать непрерывную информацию о мгновенном состоянии коленчатого вала. Вычислитель на основе сигналов положения, скорости и ускорения определяет необходимый угол опережения зажигания, исходя из заданных критериев оптимальности. Критерием оптимальности выбран максимально возможный крутящий момент на коленчатом валу во всех режимах работы ДВС.

Сигнал с датчика угловой скорости коленчатого вала мгновенно дифференцируется бортовой операционной системой и выдается в виде углового ускорения. Вторая производная от угловой скорости (или первая производная от углового ускорения) также мгновенно анализируется и когда становится равной нулю, т.е. при экстремуме углового ускорения, система управления зажиганием выдает сигнал на подачу искры (для каждого цилиндра индивидуально!).

Математически зависимость угла опережения зажигания (Φ) выражается как функция одного аргумента - оборотов коленчатого вала двигателя (n)

$$\Phi = \Phi (n) \quad (1)$$

Сигнал рассогласования, представляющий собой изменение угла опережения зажигания, является следствием мгновенного изменения пространственного и временного состояния коленчатого вала, поступает в виде изменения фазы управляющих импульсов, на свечи зажигания.

Датчик БЗМ-1 (согласно аббревиатуры Михайлова) заменяет набор всех датчиков, необходимых для управления микропроцессорными системами зажигания, устанавливается на распределительном или коленчатом валу, работоспособен при температурах окружающей среды от минус 60°C до плюс 150°C и обеспечивает точность отработки угла опережения зажигания ± 3

угловых минуты. Ограничений на количество цилиндров и количество тактов ДВС для датчика нет.

Адаптивная система зажигания Михайлова определяет изменение наполнения каждого из цилиндров бензиново-воздушной смесью, изменение октанового числа топлива, изменение состояния цилиндропоршневой пары по мере ее износа, температуры двигателя, а также любые возмущающие воздействия на коленчатый вал со стороны трансмиссии при движении автомобиля. Результатом работы адаптивной системы является мгновенная коррекция угла опережения зажигания по каждому из цилиндров ДВС. Критерием оптимизации работы системы зажигания является поддержание максимального крутящего момента каждого из цилиндров ДВС во время рабочего хода его поршня. Для каждого цилиндра любого ДВС есть свой единственный угол поворота коленчатого вала, где крутящий момент максимален. Адаптивная система зажигания автоматически отслеживает этот угол поворота коленчатого вала, где крутящий момент от каждого поршня максимален, исключая жесткие режимы работы ДВС. Она практически, сводит к нулю все паразитные пульсации коленчатого вала. Ликвидация паразитных высокочастотных крутящих моментов при работе ДВС позволяет повысить средний крутящий момент на коленчатом валу и, существенно снизить количество вредных веществ в отработанных газах. Мгновенная коррекция угла опережения зажигания по рабочему ходу каждого поршня повышает динамическую мощность всего ДВС. Быстродействие системы менее одной микросекунды.

Проведенные стендовые и ездовые испытания полностью подтвердили преимущества адаптивной системы управления зажиганием ДВС. Анализ с помощью ПЭВМ непосредственных измерений работы ДВС при ездовых испытаниях на беговых барабанах и на грунте показал существенное отличие в устанавливаемых углах опережения зажигания адаптивной системой БЗМ-1 по отношению к системам с микропроцессорным управлением и системами зажигания с механическими автоматами регулирования угла опережения зажигания. Все приведенные ниже данные по испытаниям различных типов сертифицированных двигателей и автомобилей проведены только путём замены штатной системы зажигания на адаптивную БЗМ-1. При сравнительных испытаниях система подачи топлива оставлена штатной. Регулированию подвергалась только частота холостого хода ДВС (частота холостого хода устанавливалась штатная).

Таблица 1

Вариант системы зажигания	Цикл	Холостой ход, мин ⁻¹				Массовые выбросы г/исп	Массовые выбросы г/исп	Массовые выбросы г/исп	Массовые выбросы г/исп	Расход топлива л/100 км
		600	600	2700	2700					
		CO%	CHppm	CO%	CHppm					
Серийная. Нач. угол установки ВМТ=7уг.гр. АИ-92	ГЦ	0,65	500	0,08	25	87	16,9	10,2	27,1	15,1
БЗМ-1 Нач. угол	ГЦ	0,52	650	0,05	80	64	15,5	5,1	20,6	14,7

установки ВМТ=25уг.гр.										
БЗМ-1 Нач. угол установки ВМТ=11уг.гр. Прямая пер. АИ-76 Детонации нет на 30км/час	ГЦ	0,6	580	0,03	90	46	11,7	4,4	16,1	16,7
БЗМ-1 Нач. угол установки ВМТ=25уг.гр. АИ- 92	ХЦ	0,5	660	0,08	35	66	13,4	8,4	21,8	---
Правила 83 ЕЭК ООН		1,5	1200	2,0	600	84			23,5	

Примечание: ГЦ- горячий цикл; ХЦ- холодный цикл. Согласно результатам приведенным в таблице 1, адаптивная система зажигания БЗМ-1 снижает массовые выбросы СО и NO_x на 30-50 процентов по сравнению с серийной бесконтактной системой зажигания. БЗМ-1 адаптируется к снижению октанового числа топлива до 76 единиц. При этом массовые выбросы СО и NO_x падают на 50-60%, а СН на 30 процентов.

Таблица 2

Вариант системы зажигания	Цикл	Холостой ход, мин ⁻¹						Массовые выбросы г/исп	Массовые выбросы г/исп	Массовые выбросы г/исп	Массовые выбросы г/исп	Расход топлива л/100км
		600	600	600	2700	2700	2700					
		CO%	СН ч/млн.	NOx ч/млн.	CO%	СН ч/млн.	NOx ч/млн.					
Штатная электронная, АИ-92	ГЦ	0,25	290	164	0,50	200	1020	38,4	12,1	20,2	32,3	14,28
Опытная БЗМ-1, АИ-92, нач.угол 17гр.	ГЦ	0,47	390	133	0,75	320	530	27,9	10,5	12,1	22,6	15,46
Опытная БЗМ-1, А-76, нач.угол 17гр.	ГЦ	<u>0,15</u>	<u>290</u>	<u>160</u>	<u>0,4</u>	<u>100</u>	<u>550</u>	<u>26,9</u>	<u>9,9</u>	<u>11,3</u>	<u>21,3</u>	<u>14,74</u>
Правила 83 ЕЭК ООН		1,5	1200		2,0	600		84			23,5	

Примечание: рециркуляция отработанных газов в данном двигателе не предусмотрена. Из таблицы 2 следует, что адаптивная система зажигания БЗМ-1 на любом виде октанового числа топлива снижает массовые выбросы CO на 42%, СН на 20-22% и NOx на 80%. Изменения в расходе топлива укладываются в погрешность измерений.

Таблица 3

Вариант системы зажигания	Цикл	Холостой ход				Массовые выбросы г/исп	Массовые выбросы г/исп	Массовые выбросы г/исп	Массовые выбросы г/исп
		600	600	2700	2700				
		CO%	СНppm	CO%	СНppm				
Серийная	ХЦ	0,09	70	0,10	180	5,8	11,4	4,3	15,7
Серийная	ГЦ	0,7	120	0,10	150	6,4	9,3	3,6	12,9
БЗМ-1	ХЦ	0,06	60	0,10	130	5,5	10,4	0,7	11,1
БЗМ-1	ГЦ	0,32	110	0,10	130	6,3	10,5	0,5	11,0
Правила 83 ЕЭК ООН		1,5	1200	2,0	600	84			23,5

Испытания, проведенные на Заволжском моторном заводе в 1995 году на автомобиле ГАЗ-31029 с двигателем 402.10 на беговых барабанах дали следующие результаты (табл. 1).

Сравнение динамики разгона автомобиля ГАЗ 31029 с 20 км/час до 90 км/час на третьей передаче показало уменьшение времени разгона на 3,5 секунды, с 18.5 сек. на штатной системе зажигания до 15 сек. на адаптивной системе БЗМ-1.

Испытания на токсичность, проведенные в УКЭР ГАЗа в 1995 году, на автомобиле "БУРЛАК" с двигателем ЗМЗ 402.10 дали следующие результаты (табл. 2).

Испытания, проведенные в УКЭР ГАЗ в 1995 году, на автомобиле ГАЗ 31029 с двигателем ЗМЗ 402.10, оснащенным газовой аппаратурой для сжатого газа "САГА-7" производства АО "ИНКАР" г. Пермь, на беговых барабанах дали следующие результаты (табл. 3).

Концентрация токсичных веществ определялась газоанализатором SAE-8536 фирмы "ЯНАКО" (Япония).

Примечание: отключение подачи метана при принудительном торможении двигателем в данной системе не предусмотрено.

Из таблицы 3 следует, что адаптивная система зажигания БЗМ-1 снижает массовые выбросы NO_x при работе двигателя на сжатом газе по ездовому циклу в 7-8 раз, по сравнению с серийной, при одновременном улучшении на 10-15% и остальных экологических показателей.

Таким образом можно сделать вывод, что адаптивная система зажигания Михайлова может применяться для всех видов ДВС с искровым зажиганием на любом виде топлива. Наиболее перспективное применение система зажигания Михайлова может найти на двухтопливных автомобилях, в частности работающих на бензо-газовых смесях.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. Трантер. Руководство по электрическому оборудованию автомобилей. С-Петербург, Наука, 1999.
2. Журнал «За рулем» №3, 2007г.
3. bzm.ru

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ГАЗООБМЕНА ДВИГАТЕЛЯ ВСН-7 С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СИСТЕМЫ FLOW VISION

ЖОЛОБОВ Л.А., к.т.н., профессор; ШМЕЛЕВ В.В., руководитель
центра технической поддержки – ООО ТЕСИС,
ВАСИЛЬЕВ И.С., ВАСИЛЬЕВ Н.С., аспиранты –
Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия
(г. Н. Новгород, Россия)
friko@rambler.ru

АННОТАЦИЯ

В статье рассмотрены вопросы применения системы Flow VISION для математического моделирования процессов газообмена дизеля ВСН-7.

В настоящее время технико-экономические и экологические параметры двигателя в значительной степени зависят от качества изготовления и профилирования впускных и выпускных каналов. Форма и размеры каналов влияют на коэффициент наполнения цилиндра (η), полноту сгорания поступившего топливоздушного заряда и равномерность распределения частиц топлива по объёму цилиндра (качество смесеобразования).

Оценить качество проектирования каналов представляется сложной задачей, так как “тело” канала скрыто в головке блока двигателя, и установка каких либо датчиков влияет на внутренние объёмы, форму поверхностей, и следовательно на технические параметры работы ДВС.

В то же время информация с датчиков, аналогичных датчику массового расхода воздуха, не даёт полной картины процессов газообмена происходящих внутри двигателя. С этой точки зрения использование программного комплекса FlowVision представляет возможность визуализировать процессы, происходящие во время рабочего цикла двигателя, измерить характеристики давления, скорости, температуры, расхода и т.д. газового потока в впускных и выпускных системах ДВС.

Кроме того, использование методов моделирования значительно снижает трудоемкость на стадии проектирования и анализа впускных и выпускных систем. Более детальное и наглядное распределение давлений и скоростей по телу канала позволяет судить о недостатках той или иной формы поверхности канала.

Анализируемый ВСН-7Д – одноцилиндровый дизельный двигатель рабочим объёмом 0,396 литра, воздушного охлаждения, четырёхтактный. Дизель предназначен для привода мотоблоков, минитракторов, электрогенераторов, дорожно-транспортных машин и других агрегатов. Во FlowVision может быть реализовано импортное моделирование геометрии при помощи различных стандартных форматов файлов. Это позволяет нам использовать САПР SolidWorks для создания расчетной области, затем сохранить деталь в поддерживаемом FlowVision формате, и использовать ее при создании нового расчетного варианта.

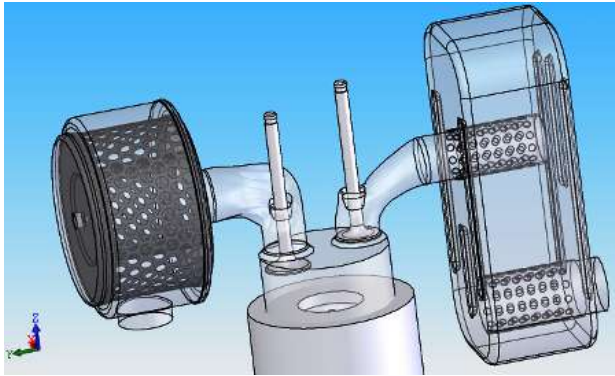


Рис.1. Расчетная область в CAD SolidWorks.

Программный проект SolidWorks предназначен для элементарно-ориентированного параметрического конструирования. Пакет представляет собой приложение для автоматизированного конструирования твердотельных моделей изделий машиностроения. Пакет базируется на параметрической элементарно-ориентированной

методологии и позволяет загружать откорректированные геометрии в станки с программным управлением. Другими словами расчетная область (под областью расчета понимается объем, в котором определены уравнения математической модели, и граница объема, на которой определены граничные условия) создаются в CAD системе SolidWorks, а потом сохраняется в формате поддерживаемом FlowVision. В данной задаче использовался формат ASCII, binary, в расширении stl, тип Stereo Lithography format с угловым допуском 4.0 градуса и отклонением 0,025 метра.

После получения трехмерной модели расчетной области задается математическая модель.

Целью моделирования движения жидкости и газа в расчетной области является получение распределения физических параметров жидкости (газа) скорости, давления и др. При газообмене, выпуск из цилиндров отработавших газов и поступление в них свежего заряда происходит под действием возвратно-поступательного движения поршня при периодическом открытии клапанов. В результате этого, течения через клапанные щели, а также в выпускной и впускной системах имеют четко выраженный неустановившийся характер. Рабочим веществом в процессе впуска является воздух, рассматриваемый в данном случае как идеальный газ. Совокупность законов изменения физических параметров газа для данной задачи называется математической моделью. В программном комплексе существует два вида математических моделей для решения различных задач – базовые и специальные. Базовые модели предназначены для моделирования широкого класса гидродинамических явлений. Они описывают движение однородной жидкости при различных скоростях с учетом эффектов сжимаемости, турбулентности и теплопереноса.

При моделировании процессов газообмена принимаем математическую модель полностью сжимаемая жидкость, которая описывается моделью турбулентного течения полностью сжимаемого газа с использованием стандартной k-ε модели турбулентности. Данная математическая модель описывается системой состоящей из семи уравнений: два уравнения Навье-Стокса, уравнения неразрывности, энергии, состояния идеального газа, массопереноса и уравнения для кинетической энергии турбулентных пульсаций.

Для формирования расчетной модели в препроцессоре задавалось рабочее вещество. В данном процессе моделирования использовалось вещество – воздух.

Задаются начальные значения параметров для всей расчетной области, таких как температура, концентрация, давления и скорость. Переменные температура и давление во FlowVision представляются относительными значениями, абсолютные значения которых вычисляются по формуле:

$$f_a = f + f_{ref}$$

где f_a – абсолютное значение переменной, f – рассчитываемое относительное значение переменной, f_{ref} – опорная величина.

Задаются опорные значения параметров, иными словами, выбирается шкала для температуры и давления.

Граничные условия задаются для каждой из расчетных поверхностей. Граничные условия необходимы для определения взаимодействия расчетной области и математической модели. Для каждой поверхности указывается конкретный тип граничного условия. На входные окна впускного и выпускного каналов устанавливается тип граничного условия – свободный вход и выход соответственно. Это означает, что впускные и выпускные каналы “напрямую соединены с атмосферой”, то есть не имеют сопротивления по давлению или начального распределения скоростей на входном и выходном окнах каналов. На поверхности поршня, цилиндра, клапанов, глушителя устанавливается тип стенка (граница, не пропускающая и не передающая расчетные параметры далее расчетной области).

Из эксперимента определено, что внутреннее сопротивление воздушного фильтра равно 80 Па. Это дает основание, в целях увеличения скорости расчета, пренебречь сопротивлением фильтрующего элемента. Для подвижных тел необходимо задать законы движения. Закон движения поршня определяется кинематикой КШМ, а законы движения клапанов задаются с помощью табличной функции время – скорость.

Последующий этап в процессе моделирования – генерирование локально – адаптивной расчетной сетки. Вначале создается расчетная сетка, а затем указываются критерии её измельчения, в соответствии с которыми FlowVision разбивает ячейки начальной сетки в соответствии с заданными параметрами. Адаптация выполняется, как по объему проточной части каналов, так и по объему цилиндра. В местах с возможной максимальной скоростью газового потока создаются адаптации с дополнительным измельчением расчетной сетки. Это необходимо для увеличения шага интегрирования по времени при неявном методе расчета. Связано это с тем, что шаг по времени определяется как отношение размера ячейки к максимальной скорости в ней.

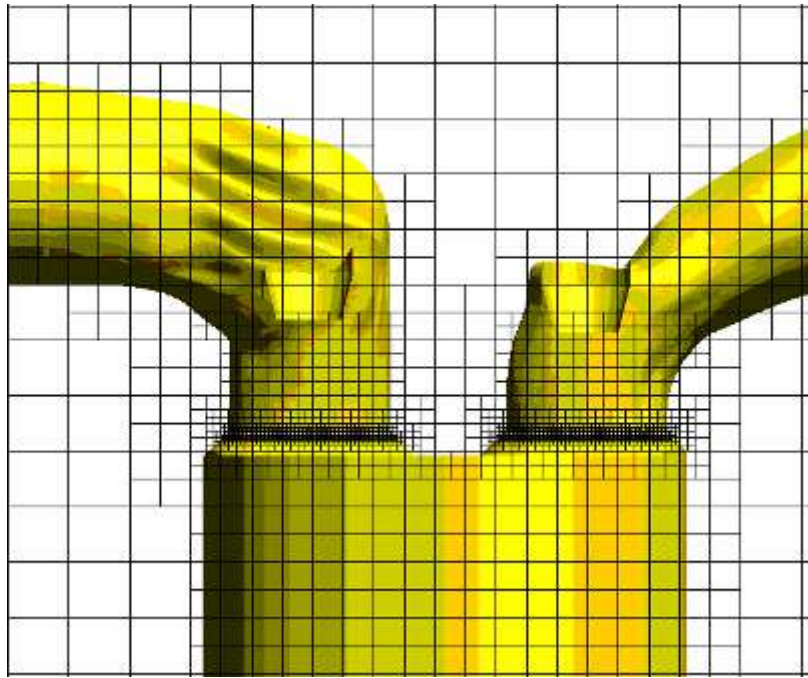
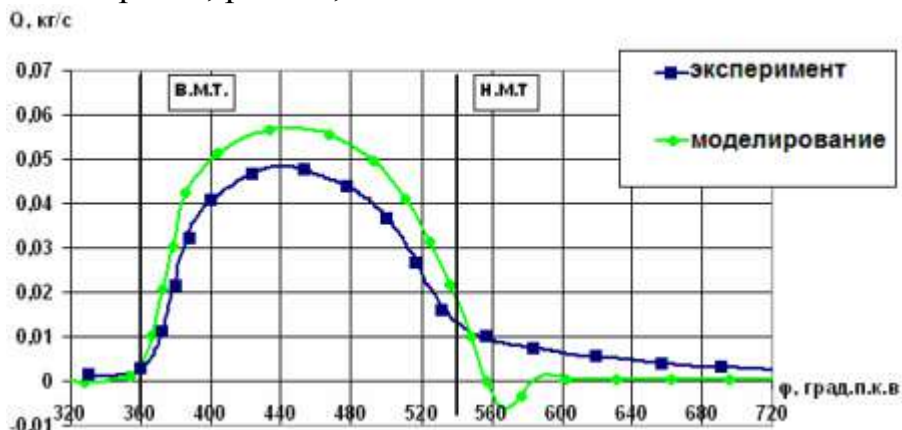


Рис.2. Локально-адаптивная сетка на расчетной модели.

Перед началом постановки на расчет созданного варианта необходимо задать параметры численного моделирования. При этом время продолжения расчета равно одному рабочему циклу работы ДВС. Задается число итераций и частота сохранения данных варианта расчета для последующей обработки, шаг по времени и опции процесса расчета. В данной задаче требуется задание шага по времени – способ выбора: неявная схема с максимальным шагом $5e-004c$, явное число CFL – 1. Это означает, что шаг по времени определяется самой программой в зависимости от сходимости расчетных уравнений.

В постпроцессоре настраиваются и задаются параметры визуализации получаемых результатов. FlowVision позволяет получать требуемые слои визуализации после завершения основного расчета, основываясь на сохраняемых, с определенной периодичностью этапах. Кроме того, постпроцессор позволяет передавать полученные числовые значения параметров исследуемого процесса в виде информационного файла во внешние редакторы электронных таблиц, и получать зависимость от времени таких параметров как скорость, расход, давление и т.д.



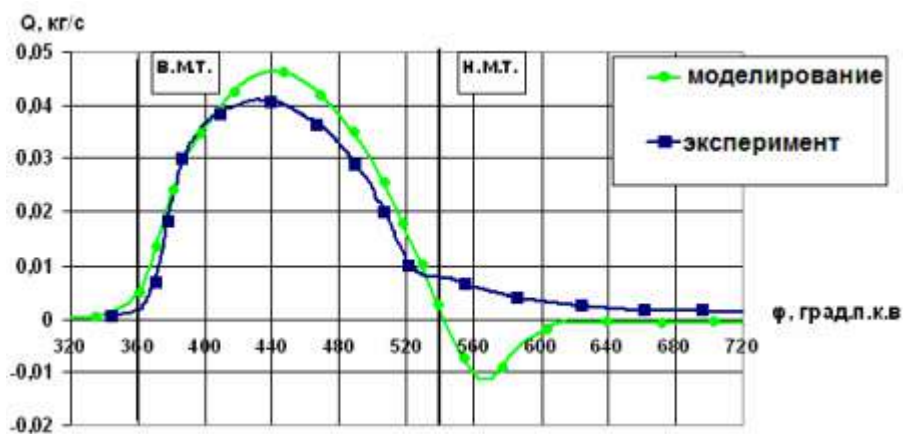


Рис.3. Расходные характеристики через впускной тракт при $n=2000\text{мин}^{-1}$ и $n=3000\text{мин}^{-1}$.

По результатам моделирования были построены зависимости расхода, скорости, и давления при различной частоте вращения коленчатого вала, а также результаты эксперимента на двигателе ВСН-7Д по этим же параметрам (рис. 3, 5, 6, 7).

Как видно из представленных графиков по расходной характеристике в впускном тракте (рис. 3), результаты экспериментов совпадают с результатами компьютерного моделирования, проведенного в программном комплексе FlowVision.

В ходе расчета были получены следующие результаты:

1. Определены величины давления, скорости, плотности и расхода по сечениям канала.

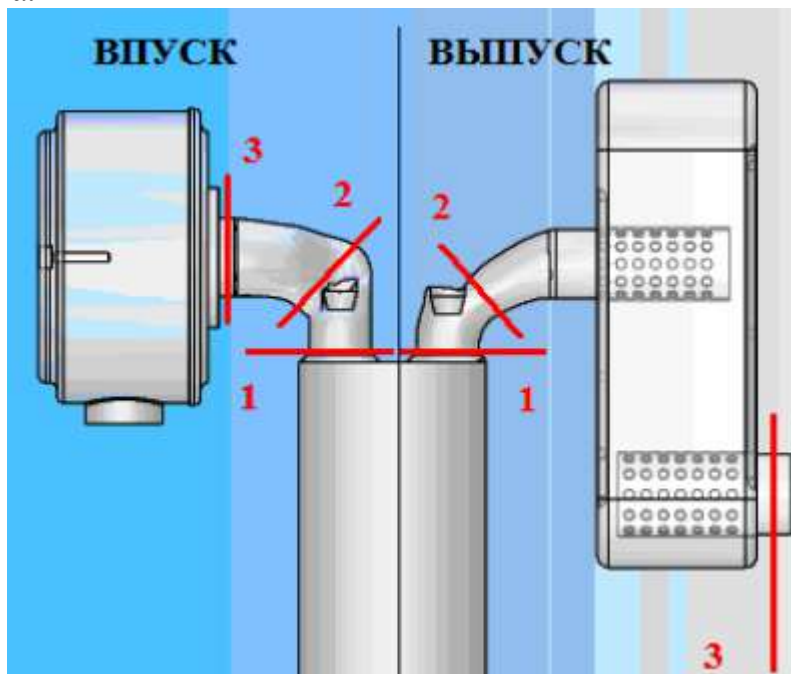


Рис.4. Расположение плоскостей сечений в впускном и выпускном тракте: 1– клапанная щель, 2– сечение канала с наименьшей проходной площадью, 3– входное (выходное) окна канала.

2. Полученные величины представлены в виде зависимости искомой величины от угла поворота коленчатого вала двигателя. В качестве примера

отображены результаты расчета скоростей и относительного давления на фазе впуска по трем сечениям винтового канала.

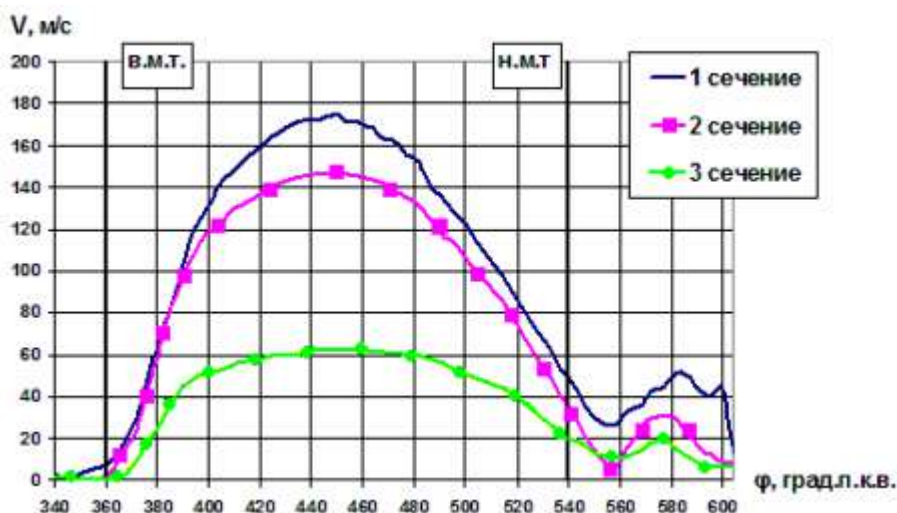


Рис.5. Скорость воздушного потока через сечения впускного канала при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$.

3. Получены расходы газовых смесей в впускных и выпускных каналах. Расходы получены в трех сечениях, для различных режимов работы двигателя.

4. Визуализированы процессы наполнения цилиндра и выпуска отработавших газов, переменные значения давлений, расходов, скоростей, плотностей.

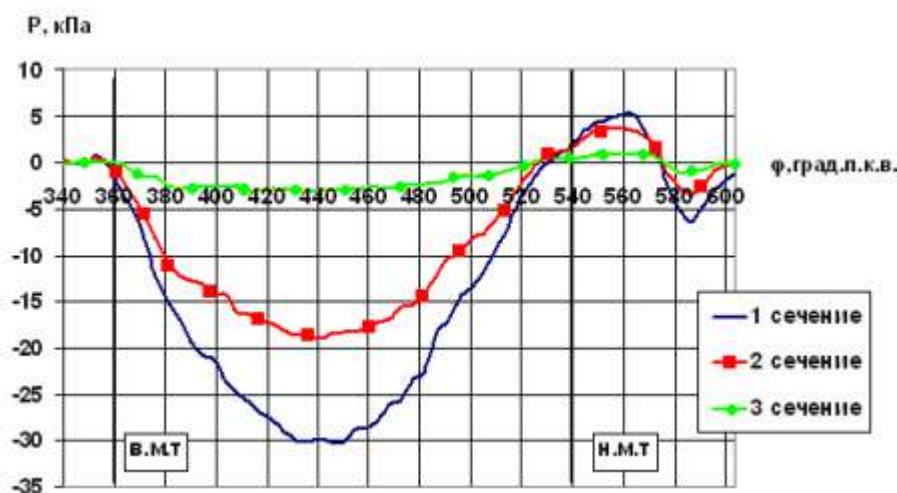


Рис.6. Относительное давление по сечениям впускного канала при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$.

Необходимо отметить, что рабочий процесс рассчитан полностью по всей рабочей области (от впускного окна фильтра очистки воздуха до выходного окна глушителя). Это позволяет получить значения скорости, давления, температуры, плотности в любой точке внутреннего объема двигателя, получить закономерности распределения скоростей и давлений и т.д.

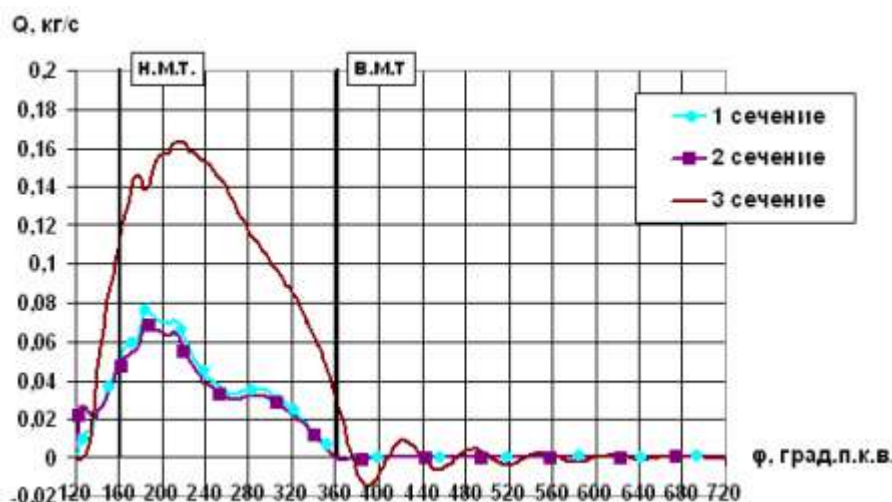


Рис.7. Расходная характеристика через выпускной канал при $n=3000\text{мин}^{-1}$.

Данные, полученные в результате проведенной работы, переданы на завод-изготовитель ОАО «ВМП» Авитек» и даны рекомендации по улучшению формы канала.

Таким образом, использование моделирования рабочих процессов ДВС с использованием программного комплекса FlowVision значительно сокращает временные и финансовые затраты на совершенствование систем впуска и выпуска, позволяет получать точные значения интересующих параметров в любой точке исследуемой модели. Появляется возможность “видеть” процессы наполнения цилиндра воздушным зарядом и выпуска отработавших газов, отслеживать изменения давления, плотности, скорости.

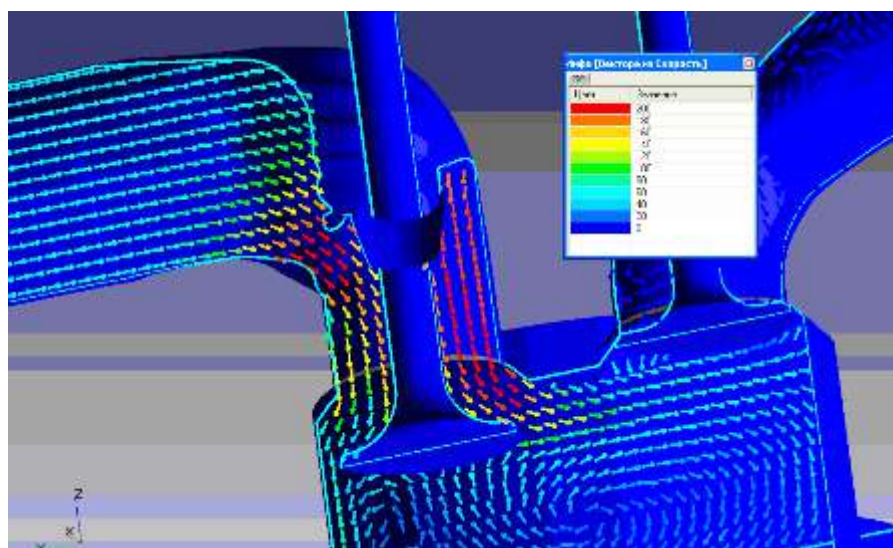


Рис.8. Распределение векторов скорости в процессе впуска.

Использование системы FlowVision позволяет дорабатывать впускные и выпускные системы в компьютерной среде трехмерного расчета не создавая твердотельных моделей, тем самым значительно снижая трудоемкость экспериментального исследования на стадии изготовления и совершенствования впускных и выпускных систем. Использование современного программного комплекса FlowVision значительно расширяет

возможности научно – технического поиска, а эффективность и доступность восприятия результатов выводит инженерную работу на новый, более качественный уровень.

Полученные данные можно отобразить в любых точках расчетной области.

СНИЖЕНИЕ ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ДВУХТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ

ЖОЛОБОВ Л.А., к.т.н., профессор; ШОШИН Р.В., аспирант;
КАЗАНЦЕВ П.В., соискатель – Нижегородская государственная
сельскохозяйственная академия (г. Н. Новгород, Россия)

АННОТАЦИЯ

В работе приводятся результаты исследований работы бензинового ДВС на бензогазовой смеси.

Высокому уровню автомобилизации сопутствует загрязнение атмосферного воздуха вредными выбросами двигателей внутреннего сгорания, выбрасываемыми с отработавшими газами (ОГ), картерными газами и топливными испарениями, особенно опасное в крупных городах и промышленных центрах. При этом 95...99 % токсических выбросов автомобилей приходится на отработавшие газы, представляющие собой аэрозоль сложного, зависящего от режимов работы двигателя состава. Состав и количество токсичных компонентов обусловлено рядом конструктивных и регулировочных факторов, степенью совершенства рабочего процесса, режимом работы двигателя, его техническим состоянием.

Элементарный состав автомобильных нефтяных топлив – это углерод, водород, в незначительных количествах кислород, азот и сера. Атмосферный воздух является окислителем топлив, состоит, как известно, в основном из азота (79 %) и кислорода (около 21 %). При идеальном сгорании стехиометрической смеси углеводородного топлива с воздухом в продуктах сгорания должны присутствовать лишь N_2 , CO_2 , H_2O . В реальных условиях ОГ содержат также продукты неполного сгорания (оксид углерода, углеводороды, альдегиды, твердые частицы, перекисные соединения, водород и избыточный кислород), продукты термических реакций взаимодействия азота с кислородом (оксиды азота), а также неорганические соединения тех или иных веществ, присутствующих в топливе (сернистый ангидрид, соединения свинца и т. д.).

Основными токсичными компонентами ОГ бензиновых двигателей являются CO , C_nH_m , NO_x , и соединения свинца. У бензиновых двигателей наибольшая доля вредных выбросов приходится на оксид углерода. При организации малотоксичного рабочего процесса у бензиновых двигателей с внешним смесеобразованием необходимо обеспечить оптимальное соотношение топлива и воздуха в смеси.

Оксид углерода является основным промежуточным продуктом сложного многостадийного процесса горения углеводородных топлив. Сухие (без водяных паров) CO и O_2 взаимодействуют крайне медленно. Но так как в камере сгорания всегда имеется водяной пар, то CO реагирует с гидроксильной группой, появляющейся в результате прохождения цепной реакции.





Промежуточное звено 3 сложной реакции наиболее продолжительно по времени. В четырехтактном двигателе процесс расширения длится от 40 до 50 мкс. В определенный момент такта расширения происходит прекращение процесса окисления CO на промежуточной стадии, при этом даже в случае избытка кислорода в ОГ будет содержаться оксид углерода в концентрациях, измеряемых несколькими десятками долями процента по объему. Этому способствует недостаток кислорода при переобогащении топливовоздушной смеси.

В непосредственной близости от стенок камеры сгорания образуется промежуток толщиной 0,05...0,35 мм, называемый «зоной гашения пламени». Естественно, что концентрация углеводородов в ней несколько раз выше, чем в ОГ. Из факторов, влияющих на образование углеводородов, необходимо отметить отношение поверхности камеры сгорания к ее объему, количество остаточных газов в цилиндре двигателя, степень турбулентности заряда, состав смеси, давление и температура процесса сгорания, протекание процесса догорания, после прохождения фронта пламени. Образование оксида азота NO определяется максимальной температурой цикла, концентрациями азота и кислорода в продуктах сгорания и не зависит от природы топлива. При максимальной температуре цикла в камере сгорания бензинового двигателя порядка 1800...2800 К из оксидов азота образуется только NO. Под воздействием кислорода в составе ОГ в системе пуска двигателя и далее в атмосфере окисляется до диоксида азота (NO₂) по реакции



Если образование продуктов неполного сгорания топлива определяется в целом несовершенством процесса сгорания, то образование оксидов азота – его совершенством, с точки зрения эффективности использования топлива. Чем выше максимальная температура цикла T_{max} , тем выше КПД цикла, тем больше образуется NO_x. Именно в этом заключается основная сложность комплексного подхода к снижению токсичности двигателей внутреннего сгорания. Наиболее известные подходы снижения токсичности отработавших газов автомобилей это:

1. Внедрение катализаторов дожига отработавших газов;
2. Возвращение части отработанных газов для повторного смешения со свежей порцией горючей смеси и повторного сжигания в цилиндре;
3. Многоточечный впрыск с целью улучшения распыления топлива и его более полного сгорания;
4. Повышение давления впрыска топлива с целью улучшения распыла (в дизельных двигателях до 200 МПа);
5. Использование альтернативных видов топлива;
6. и другие ...

Все эти направления не решают проблему кардинально. Двигатели внутреннего сгорания остаются самым сильным и опасным источником загрязнения природы. Нами предлагается технический способ решения данной проблемы, а именно применение двухтопливной системы питания. Двухтопливная система питания двигателя, которая представляет собой одновременно подачу воздуха, бензина и газа при работе двигателя. При одновременной подаче в ДВС

двух топлив ограничивается максимальная суммарная их подача до величины эквивалентной максимальной подаче только одного жидкого топлива.

В качестве жидкого топлива используется бензин, а в качестве газового топлива используется сжиженный нефтяной газ (СНГ) – пропан-бутановая смесь. Использование СНГ в качестве топлива, является реальной альтернативой жидкого топлива нефтяного происхождения. Октановое число газового топлива 110 ед., что позволяет форсировать автомобильные двигатели по степени сжатия (до 10-11). С точки зрения рабочего тела, газовое топливо имеет более благоприятное, чем бензин, углеродное соотношение (С:Н), которое у современных бензинов около 6,0, а у СНГ оно составляет 4,9. Более высокое содержание водорода в газовом топливе обеспечивает и более полное сгорание топлива в цилиндрах двигателя. Применение СНГ для питания карбюраторных двигателей обеспечивает максимальной неравномерности распределения горючей смеси до 20 % (при использовании бензина она составляет 35 % и более).

Пределы воспламенения у СНГ более широкое, чем у бензина, что позволяет на основных эксплуатационных режимах наиболее эффективно обеднять горючую смесь (до $\alpha = 1,2-1,3$). Поэтому применение СНГ в качестве моторного топлива обеспечивает существенное снижение токсичности ОГ по основным контролируемым параметрам: содержание CO (в 2-3 раза), NO_x (в 1,2-2,0 раза) и CH (1,1-1,4 раза), что удовлетворяет жестким требованиям Евро-3.

Для оценки экологических показателей двигателя внутреннего сгорания, работающего на двухтопливной системе питания, были сняты нагрузочные и скоростные характеристики при работе на бензине и на смеси бензина с газом с одновременным замером токсичности отработавших газов четырехкомпонентным газоанализатором «Инфракар», который позволяет контролировать содержание токсичных компонентов в отработавших газах ДВС таких как оксид углерода (CO), оксид кислорода (O₂), диоксид углерода (CO₂), углеводороды (CH).

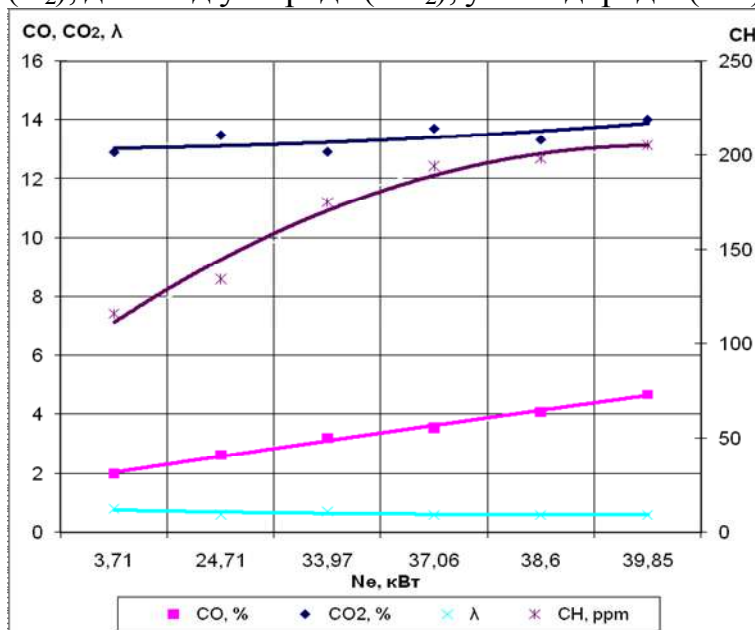


Рис. 1 Зависимость CO, CO₂, CH, λ от эффективной мощности двигателя при работе на бензине

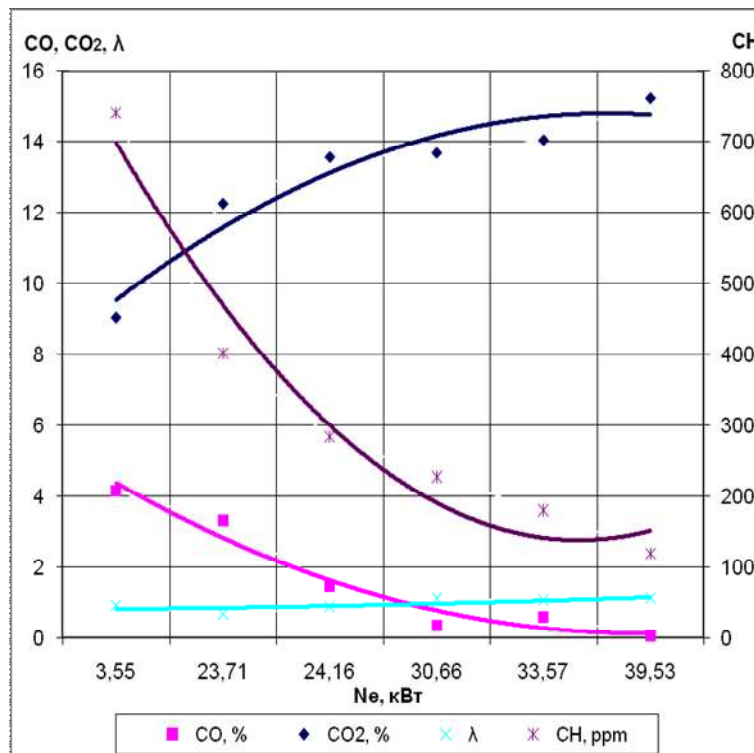


Рис. 2 Зависимость CO, CO₂, CH, λ от эффективной мощности двигателя при работе на смеси бензина с газом

В качестве первых характеристик были сняты нагрузочные характеристики, показывающие влияние нагрузки двигателя на состав ОГ. Первая характеристика была снята при работе двигателя на бензине (рис. 1). Вторая характеристика была снята при работе двигателя на смеси бензина с газом (рис. 2).

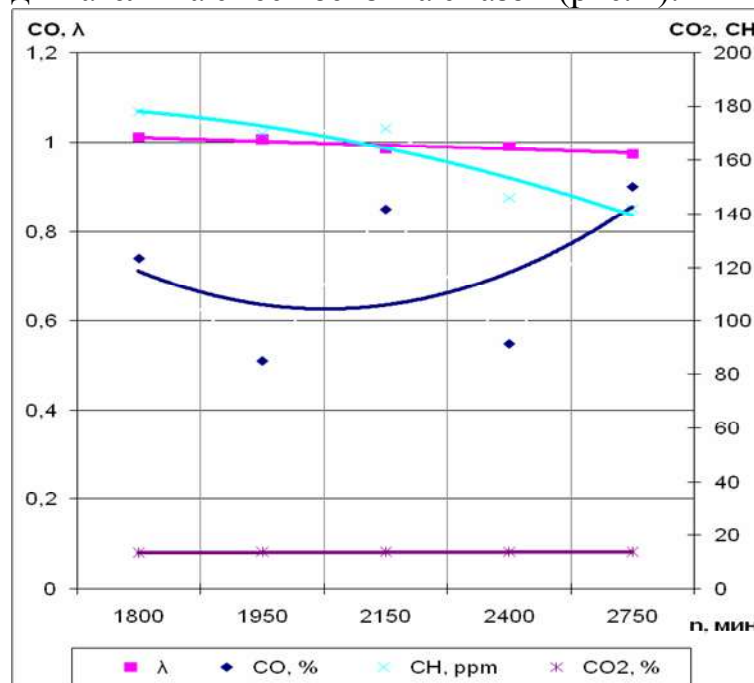


Рис. 3. Зависимость CO, CO₂, CH, O₂, λ от частоты вращения коленчатого вала при работе на бензине

Таким образом, сравнительный анализ токсичности отработанных газов двигателя работающего на бензине и на смеси бензина с газом по нагрузочной характеристике показывает, что выброс токсических веществ CO, CH резко

уменьшается при применении двухтопливной системе питания, что говорит о наибольшей полноте сгорания. Так содержание CO снижается с 4,67 % при работе на бензине до 0,06 % (98,7 %) при работе на смеси бензина с газом. Содержание CO₂ остается практически неизменным. При этом резко уменьшается выброс CH со 740 ppm до 120 ppm при на смеси бензина с газом (84 %), а при работе на бензине содержание линейно растет так с 116 ppm до 205 ppm.

Для оценки влияния скоростного режима на токсичность ОГ, были сняты скоростные характеристики. Анализ токсичности отработавших газов двигателя работающего на бензине (рис. 3) и на смеси бензина с газом (рис.4) по скоростной характеристике показывает, что выброс токсических веществ CO, CH уменьшается примерно в два раза при применении двухтопливной системе питания. Поэтому более полная полнота сгорания резко ведет к снижению окиси углерода, и углеводородов в ОГ. При работе двигателя на бензине происходит сгорание более богатой по составу топливовоздушной смеси ($\alpha < 1$), что ведет к повышению концентрации CO и CH из-за включения в работу экономайзера. Так содержание CO с 0,9 % при работе на бензине снижается до 0,07 % при работе на смеси бензина с газом. Резко уменьшается выброс CH со 142 ppm при работе на бензине до 78 ppm при работе на смеси бензина с газом. Следовательно, работа двигателя на смеси бензина с газом приводит к резкому снижению токсичности отработанных газов, а значения величин, полученных в процессе исследований, по CO и CH соответствуют нормам Евро-3. Проведенные испытания позволяет сделать однозначный вывод о существенных преимуществах двухтопливной системы питания двигателей внутреннего сгорания в сравнении со штатными топливными системами.

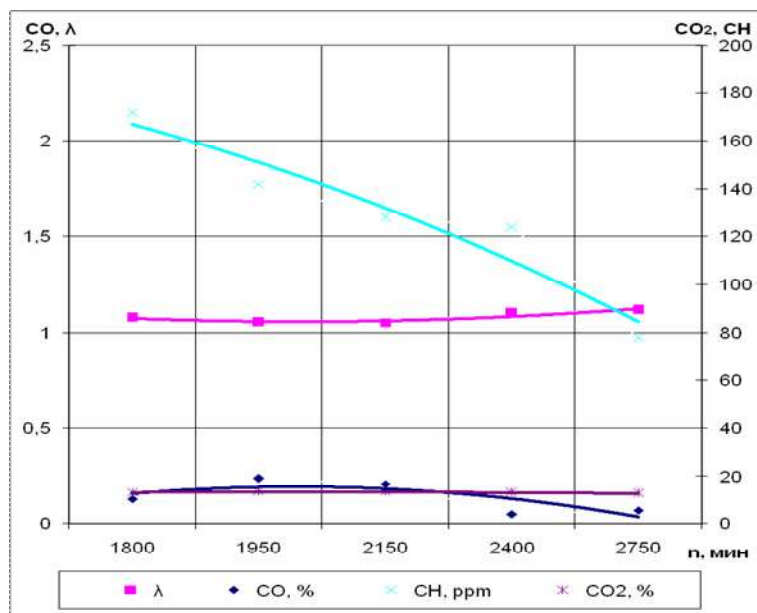


Рис. 4. Зависимость CO, CO₂, CH, λ от частоты вращения коленчатого вала при работе на смеси бензина с газом

Более глубокое осмысление полученных результатов приводит к выводу о необходимости использования смешенного топлива (бензин+газ) на двигателях с большей степенью сжатия (до 9 и выше). Именно на таких двигателях следует

ожидать выявления преимуществ двухтопливной системы по сравнению со штатной топливной системой.

**ВЛИЯНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТАНОЛА НА ПОКАЗАТЕЛИ
ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ, ОБЪЕМНОЕ СОДЕРЖАНИЕ
И МАССОВУЮ КОНЦЕНТРАЦИЮ ОКСИДОВ АЗОТА
В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ 2Ч 10,5/12,0 ПРИ РАБОТЕ С ДСТ
В ЗАВИСИМОСТИ ОТ УГЛА П. К. В. НА РЕЖИМЕ
МАКСИМАЛЬНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА**

ЛИХАНОВ В.А., академик РАТ, д.т.н., профессор;
АНФИЛАТОВ А.А., ассистент –

Вятская государственная сельскохозяйственная академия
(г. Киров, Россия)
lihanow.fsp@kirov.ru

АННОТАЦИЯ

В работе приводятся результаты расчетов объемного содержания r_{NO_x} массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота, осредненной температуры и давления газов в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 выполненных по результатам экспериментальных данных при работе на дизельном топливе (ДТ) и на метаноле с двойной системой топливоподачи (ДСТ) в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала (п.к.в.) на режиме максимального крутящего момента при частоте вращения 1400 мин^{-1} .

ВВЕДЕНИЕ

В Вятской ГСХА были проведены исследования с целью снижения содержания оксидов азота в отработавших газах дизеля 2Ч 10,5/12,0 с полусферической камерой сгорания в поршне при работе на метаноле с двойной системой топливоподачи и впрыскивании дизельного топлива (запального) через многоструйную форсунку, изучение его влияния на процессы образования и разложения оксидов азота, токсические, мощностные и экономические показатели, экономию нефтяного моторного топлива [1...3].

РЕЗУЛЬТАТЫ

Графики объемного содержания r_{NO_x} , массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота, рассчитанных по результатам экспериментальных данных, осредненной температуры и давления газов в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на ДТ и на метаноле с ДСТ в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала для номинальной частоты вращения 1400 мин^{-1} при установочных УОВТ $\Theta_{дт} = 30^\circ$; $\Theta_{м} = 30^\circ$ представлены на рис. 1, б.

Если для дизеля при работе на ДТ и оптимальном установочном УОВТ максимальное давление цикла $p_{z \max} = 7,03 \text{ МПа}$ и достигается при значении угла $\varphi_{p_{z \max}} = 6,0^\circ$ после в.м.т., то при работе дизеля на метаноле с ДСТ оно равно только $p_{z \max} = 6,52 \text{ МПа}$ и достигается при $\varphi_{p_{z \max}} = 10,5^\circ$ после в.м.т. Максимальная осредненная температура цикла T_{\max} для дизеля при работе на ДТ составляет 1850 К и наблюдается при угле $\varphi_{i T_{\max}} = 16,0^\circ$ после в.м.т., при работе дизеля на метаноле с ДСТ значение $T_{\max} = 1860 \text{ К}$ достигается при угле $\varphi_{i T_{\max}} = 21,0^\circ$ после в.м.т.

Из представленных на графиках кривых видно, что максимальное значение объемного содержания γ_{NO_x} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на ДТ составляет 664 ppm при $\varphi = 19,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т., а максимальное значение массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота при этом же значении угла составляет $0,96 \text{ г/м}^3$.

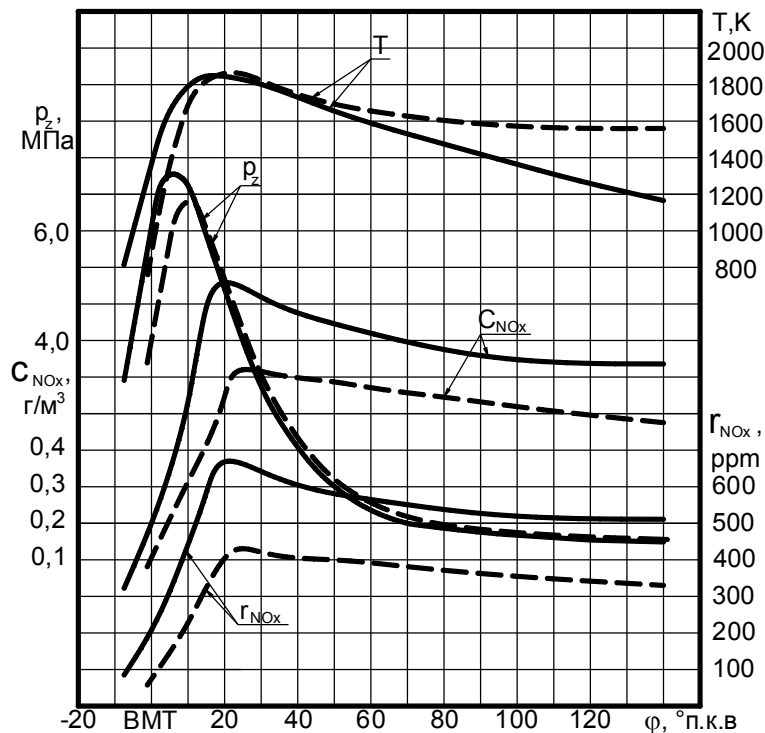


Рис. 1. Влияние применения метанола в дизеле 2Ч 10,5/12,0 при работе с ДСТ на показатели процесса сгорания, объемное содержание и массовую концентрацию оксидов азота в цилиндре в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала двигателя при $\Theta_{\text{дт}} = 30^\circ$; $\Theta_{\text{м}} = 30^\circ$; $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$:
 ——— — дизельный процесс; - - - - - метанол с запальным ДТ

Значение объемного содержания γ_{NO_x} и массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на ДТ при $\varphi = 140,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т. (выходное значение γ_{NO_x} и C_{NO_x} в момент открытия выпускного клапана) составляет соответственно 511 ppm и $0,73 \text{ г/м}^3$.

Из представленных на графиках кривых видно, что максимальное значение объемного содержания γ_{NO_x} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на метаноле с ДСТ составляет 429 ppm при $\varphi = 24,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т., а максимальное значение массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота при этом же значении угла составляет $0,62 \text{ г/м}^3$. Снижение составляет 36 % для каждого показателя.

Значение объемного содержания γ_{NO_x} и массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на метаноле с ДСТ при $\varphi = 140,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т. (выходное значение γ_{NO_x} и C_{NO_x} в момент открытия выпускного клапана) составляет соответственно 330 ppm и $0,47 \text{ г/м}^3$. Снижение составляет также 36 % для каждого показателя.

Графики объемного содержания γ_{NO_x} , массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота, рассчитанных по результатам экспериментальных данных, осредненной температуры и давления газов в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала при работе по дизельному процессу и на метаноле с ДСТ для частоты вращения 1400 мин^{-1} при $\Theta_{\text{дт}} = 34^\circ$; $\Theta_{\text{м}} = 34^\circ$ представлены на рис. 2.

Если для дизеля при работе на ДТ и оптимальном установочном УОВТ максимальное давление цикла $p_{z \text{ max}} = 7,03 \text{ МПа}$ и достигается при значении угла $\varphi_{p_{z \text{ max}}} = 6,0^\circ$ после в.м.т., то при работе дизеля на метаноле с ДСТ оно равно только $p_{z \text{ max}} = 7,34 \text{ МПа}$ и достигается при $\varphi_{p_{z \text{ max}}} = 7,8^\circ$ после в.м.т. Максимальная осредненная температура цикла T_{max} для дизеля при работе на ДТ составляет 1850 К и наблюдается при угле $\varphi_{i T_{\text{max}}} = 16,0^\circ$ после в.м.т., при работе дизеля на метаноле с ДСТ значение $T_{\text{max}} = 1918 \text{ К}$ достигается при угле $\varphi_{i T_{\text{max}}} = 18,0^\circ$ после в.м.т.

Из представленных на графиках кривых видно, что максимальное значение объемного содержания γ_{NO_x} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на ДТ составляет 664 ppm при $\varphi = 19,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т., а максимальное значение массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота при этом же значении угла составляет $0,96 \text{ г/м}^3$.

Значение объемного содержания γ_{NO_x} и массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на ДТ при $\varphi = 140,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т. (выходное значение γ_{NO_x} и C_{NO_x} в момент открытия выпускного клапана) составляет соответственно 511 ppm и $0,73 \text{ г/м}^3$.

Из представленных на графиках кривых видно, что максимальное значение объемного содержания γ_{NO_x} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на метаноле с ДСТ составляет 426 ppm при $\varphi = 21,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т., а максимальное значение массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота при этом же значении угла составляет $0,61 \text{ г/м}^3$. Снижение составляет $35,9\%$ для каждого показателя.

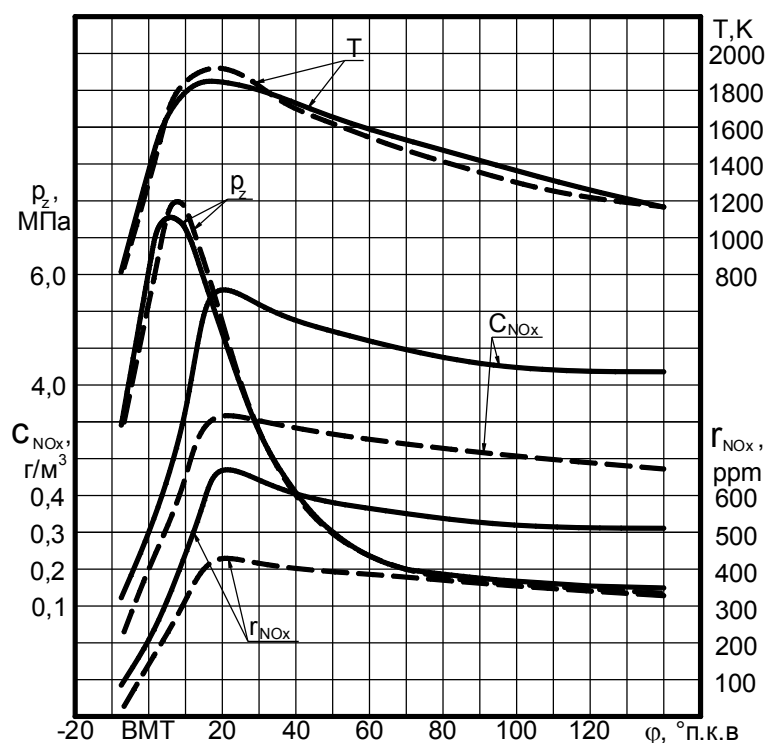


Рис. 2. Влияние применения метанола в дизеле 2Ч 10,5/12,0 при работе с ДСТ на показатели процесса сгорания, объемное содержание и массовую концентрацию оксидов азота в цилиндре в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала двигателя при $\Theta_{дт} = 34^\circ$; $\Theta_{м} = 34^\circ$; $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$:
 ——— — дизельный процесс; - - - - - метанол с запальным ДТ

Значение объемного содержания γ_{NOx} и массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на метаноле с ДСТ при $\varphi = 140,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т. (выходное значение γ_{NOx} и C_{NOx} в момент открытия выпускного клапана) составляет соответственно 328 ppm и $0,47 \text{ г/м}^3$. Снижение составляет также 35,9 % для каждого показателя.

Графики объемного содержания γ_{NOx} , массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота, рассчитанных по результатам экспериментальных, данных осредненной температуры и давления газов в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала при работе на ДТ и на метаноле с ДСТ для частоты вращения 1400 мин^{-1} при $\Theta_{дт} = 38^\circ$; $\Theta_{м} = 30^\circ$ представлены на рис. 3.

Если для дизеля при работе на ДТ и оптимальном установочном УОВТ максимальное давление цикла $p_{z \max} = 7,03 \text{ МПа}$ и достигается при значении угла $\varphi_{p_{z \max}} = 6,0^\circ$ после в.м.т., то при работе дизеля на метаноле с ДСТ оно равно только $p_{z \max} = 6,65 \text{ МПа}$ и достигается при $\varphi_{p_{z \max}} = 9,0^\circ$ после в.м.т. Максимальная осредненная температура цикла T_{\max} для дизеля при работе на ДТ составляет 1850 К и наблюдается при угле $\varphi_{i T_{\max}} = 16,0^\circ$ после в.м.т., при работе дизеля на метаноле с ДСТ значение $T_{\max} = 1915 \text{ К}$ достигается при угле $\varphi_{i T_{\max}} = 18,0^\circ$ после в.м.т.

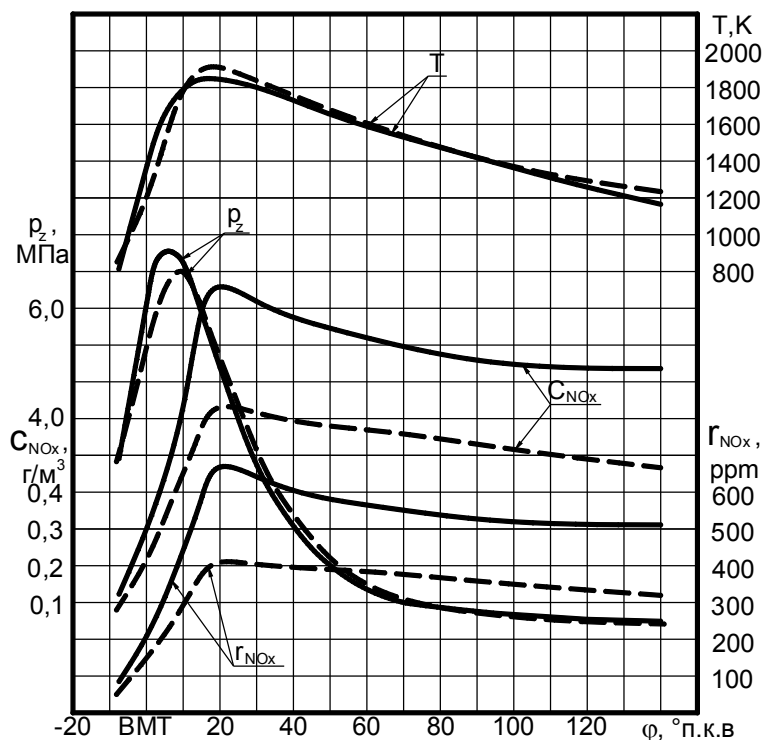


Рис. 3 - Влияние применения метанола в дизеле 2Ч 10,5/12,0 при работе с ДСТ на показатели процесса сгорания, объемное содержание и массовую концентрацию оксидов азота в цилиндре в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала двигателя при $\Theta_{дт} = 38^\circ$; $\Theta_{м} = 30^\circ$; $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$:
 ——— — дизельный процесс; - - - - - метанол с запальным ДТ

Из представленных на графиках кривых видно, что максимальное значение объемного содержания γ_{NOx} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на ДТ составляет 664 ppm при $\varphi = 19,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т., а максимальное значение массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота при этом же значении угла составляет $0,96 \text{ г/м}^3$. Значение объемного содержания γ_{NOx} и массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на ДТ при $\varphi = 140,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т. (выходное значение γ_{NOx} и C_{NOx} в момент открытия выпускного клапана) составляет соответственно 511 ppm и $0,73 \text{ г/м}^3$.

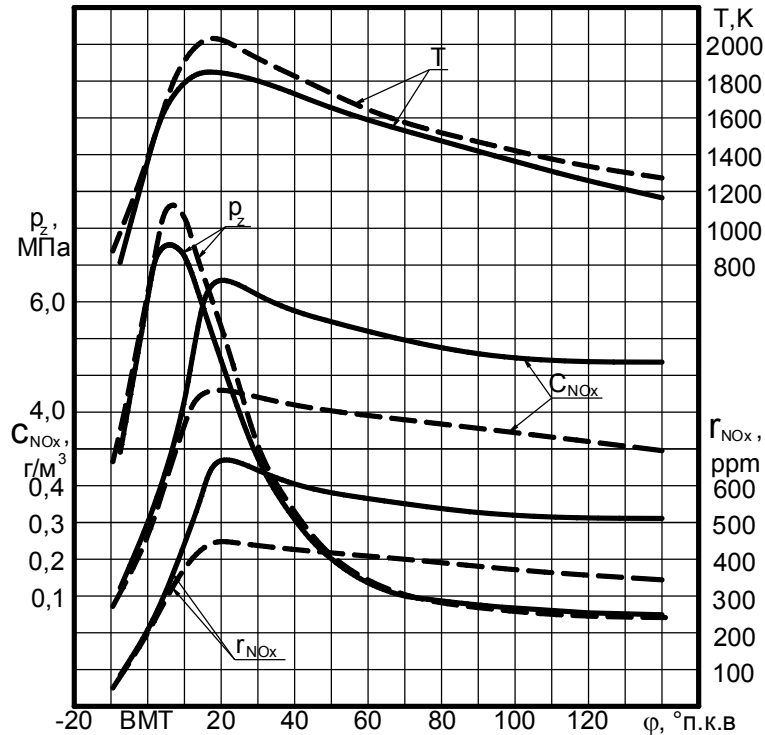


Рис. 4. Влияние применения метанола в дизеле 2Ч 10,5/12,0 при работе с ДСТ на показатели процесса сгорания, объемное содержание и массовую концентрацию оксидов азота в цилиндре в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала двигателя при $\Theta_{\text{дт}} = 38^\circ$; $\Theta_{\text{м}} = 38^\circ$; $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$:
 ——— — дизельный процесс; - - - - - метанол с запальным ДТ

Из представленных на графиках кривых видно, что максимальное значение объемного содержания γ_{NO_x} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на метаноле с ДСТ составляет 434 ppm при $\varphi = 21,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т., а максимальное значение массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота при этом же значении угла составляет $0,62 \text{ г/м}^3$. Снижение составляет 34,7 % для каждого показателя.

Значение объемного содержания γ_{NO_x} и массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на метаноле с ДСТ при $\varphi = 140,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т. (выходное значение γ_{NO_x} и C_{NO_x} в момент открытия выпускного клапана) составляет соответственно 334 ppm и $0,48 \text{ г/м}^3$. Снижение составляет также 34,7 % для каждого показателя.

Графики объемного содержания γ_{NO_x} , массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота, рассчитанных по результатам экспериментальных данных, осредненной температуры и давления газов в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала при работе по дизельному процессу и на метаноле с ДСТ для частоты вращения 1400 мин^{-1} при $\Theta_{\text{дт}} = 38^\circ$; $\Theta_{\text{м}} = 38^\circ$ представлены на рис. 4.

Если для дизеля при работе на ДТ и оптимальном установочном УОВТ максимальное давление цикла $p_{z \text{ max}} = 7,03 \text{ МПа}$ и достигается при значении угла $\varphi_{p_{z \text{ max}}} = 6,0^\circ$ после в.м.т., то при работе дизеля на метаноле с ДСТ оно равно только $p_{z \text{ max}} = 7,76 \text{ МПа}$ и достигается при $\varphi_{p_{z \text{ max}}} = 7,0^\circ$ после в.м.т.

Максимальная осредненная температура цикла T_{\max} для дизеля при работе на ДТ составляет 1850 К и наблюдается при угле $\varphi_{i T_{\max}} = 16,0^\circ$ после в.м.т., при работе дизеля на метаноле с ДСТ значение $T_{\max} = 2025$ К достигается при угле $\varphi_{i T_{\max}} = 16,0^\circ$ после в.м.т.

Из представленных на графиках кривых видно, что максимальное значение объемного содержания r_{NO_x} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на ДТ составляет 664 ppm при $\varphi = 19,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т., а максимальное значение массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота при этом же значении угла составляет $0,96 \text{ г/м}^3$.

Значение объемного содержания r_{NO_x} и массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на ДТ при $\varphi = 140,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т. (выходное значение r_{NO_x} и C_{NO_x} в момент открытия выпускного клапана) составляет соответственно 511 ppm и $0,73 \text{ г/м}^3$.

Из представленных на графиках кривых видно, что максимальное значение объемного содержания r_{NO_x} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на метаноле с ДСТ составляет 447 ppm при $\varphi = 19,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т., а максимальное значение массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота при этом же значении угла составляет $0,64 \text{ г/м}^3$. Снижение составляет 32,7 % для каждого показателя. Значение объемного содержания r_{NO_x} и массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на метаноле с ДСТ при $\varphi = 140,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т. (выходное значение r_{NO_x} и C_{NO_x} в момент открытия выпускного клапана) составляет соответственно 344 ppm и $0,49 \text{ г/м}^3$. Снижение составляет также 32,7 % для каждого показателя.

Расчетами по результатам экспериментальных исследований для снижения объемного содержания r_{NO_x} и массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метаноле с ДСТ на режиме максимального крутящего момента определены значения оптимальных установочных УОВТ: для ДТ - 34° п.к.в., для метанола - 34° п.к.в. для сохранения мощностных показателей на уровне серийного дизеля на номинальном режиме при подачах запальной порции ДТ в количестве 7 % и метанола - 93 %. При этом достигается экономия ДТ до 87 % путем замены его метанолом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Анфилатов А.А., Лиханов В.А., Лопатин О.П. Снижение содержания оксидов азота в отработавших газах дизеля 2Ч 10,5/12,0 путем применения метанола с двойной системой топливоподачи: Монография. – Киров: Вятская ГСХА, 2008. - 156 с.
2. Улучшение экологических показателей дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев, А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. - № 3. – С. 8-11.
3. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метаноле / В.А. Лиханов, А.Н. Чувашев,

А.А. Глухов, А.А. Анфилатов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. - № 4. – С.- 10-13.

**ВЛИЯНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТАНОЛА НА ПОКАЗАТЕЛИ
ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ, ОБЪЕМНОЕ СОДЕРЖАНИЕ
И МАССОВУЮ КОНЦЕНТРАЦИЮ ОКСИДОВ АЗОТА
В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ 2Ч 10,5/12,0 ПРИ РАБОТЕ С ДСТ
В ЗАВИСИМОСТИ ОТ УГЛА П.К.В.**

НА НОМИНАЛЬНОЙ ЧАСТОТЕ ВРАЩЕНИЯ

ЛИХАНОВ В.А., академик РАТ, д.т.н., профессор;

АНФИЛАТОВ А.А., ассистент – Вятская государственная
сельскохозяйственная академия (г. Киров, Россия)

АННОТАЦИЯ

В работе приводятся результаты расчетов объемного содержания r_{NOx} массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота, осредненной температуры и давления газов в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 выполненных по результатам экспериментальных данных при работе на дизельном топливе (ДТ) и на метаноле с двойной системой топливоподачи (ДСТ) в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала (п.к.в.) для номинальной частоты вращения 1800 мин⁻¹.

ВВЕДЕНИЕ

Ограниченность запасов топлив нефтяного происхождения, повышение цен на нефть и нефтепродукты, особенно возросших в 2007...2008 гг., а также сложившаяся неблагоприятная экологическая обстановка в стране и мире сделала актуальными работы, направленные на поиск и применение в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) альтернативных, возобновляемых видов топлив. Среди них важное место занимает метиловый спирт (метанол), для производства которого в промышленных масштабах имеются сырьевые ресурсы (природный газ, уголь), в том числе возобновляемые (растительные остатки, бытовые отходы). Наиболее эффективным способом применения метанола в ДВС в настоящее время является подача его непосредственно в цилиндр дизеля с использованием двойной системы топливоподачи, позволяющая замещать до 50...80 % нефтяного топлива. Воспламенение метанола при этом происходит за счет подачи запальной порции (пилотной) ДТ. Данный способ при некоторых изменениях и дополнениях в конструкцию дизеля может быть реализован на двигателях, уже находящихся в эксплуатации.

В Вятской ГСХА были проведены исследования с целью снижения содержания оксидов азота в отработавших газах дизеля 2Ч 10,5/12,0 с полусферической камерой сгорания в поршне при работе на метаноле с двойной системой топливоподачи и впрыскивании дизельного топлива (запального) через многоструйную форсунку, изучение его влияния на процессы образования и разложения оксидов азота, токсические, мощностные и экономические показатели, экономию нефтяного моторного топлива.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Графики объемного содержания r_{NOx} , массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота, рассчитанных по результатам экспериментальных данных, осредненной температуры и давления газов в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 при

работе на ДТ и на метаноле с ДСТ в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала для номинальной частоты вращения 1800 мин^{-1} при установочных УОВТ $\Theta_{\text{дт}} = 30^\circ$; $\Theta_{\text{м}} = 30^\circ$ представлены на рис. 1.

Если для дизеля при работе на ДТ и оптимальном установочном УОВТ максимальное давление цикла $p_{z \text{ max}} = 6,97 \text{ МПа}$ и достигается при значении угла $\varphi_{p \text{ z max}} = 6,0^\circ$ после в.м.т., то при работе дизеля на метаноле с ДСТ оно равно только $p_{z \text{ max}} = 6,13 \text{ МПа}$ и достигается при $\varphi_{p \text{ z max}} = 14,5^\circ$ после в.м.т. Максимальная осредненная температура цикла T_{max} для дизеля при работе на ДТ составляет 1920 К и наблюдается при угле $\varphi_{i T \text{ max}} = 18,5^\circ$ после в.м.т., при работе дизеля на метаноле с ДСТ значение $T_{\text{max}} = 1960 \text{ К}$ достигается при угле $\varphi_{i T \text{ max}} = 23,5^\circ$ после в.м.т.

Из представленных на графиках кривых видно, что максимальное значение объемного содержания γ_{NOx} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на ДТ составляет 600 ppm при $\varphi = 22,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т., а максимальное значение массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота при этом же значении угла составляет $0,86 \text{ г/м}^3$.

Значение объемного содержания γ_{NOx} и массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на ДТ при $\varphi = 140,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т. (выходное значение γ_{NOx} и C_{NOx} в момент открытия выпускного клапана) составляет, соответственно, 462 ppm и $0,66 \text{ г/м}^3$.

Из представленных на графиках кривых видно, что максимальное значение объемного содержания γ_{NOx} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на метаноле с ДСТ составляет 410 ppm при $\varphi = 27,5^\circ$ п.к.в. после в.м.т., а максимальное значение массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота при этом же значении угла составляет $0,59 \text{ г/м}^3$. Снижение составляет 32% для каждого показателя.

Значение объемного содержания γ_{NOx} и массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на метаноле с ДСТ при $\varphi = 140,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т. (выходное значение γ_{NOx} и C_{NOx} в момент открытия выпускного клапана) составляет соответственно 316 ppm и $0,45 \text{ г/м}^3$. Снижение составляет также 32% для каждого показателя.

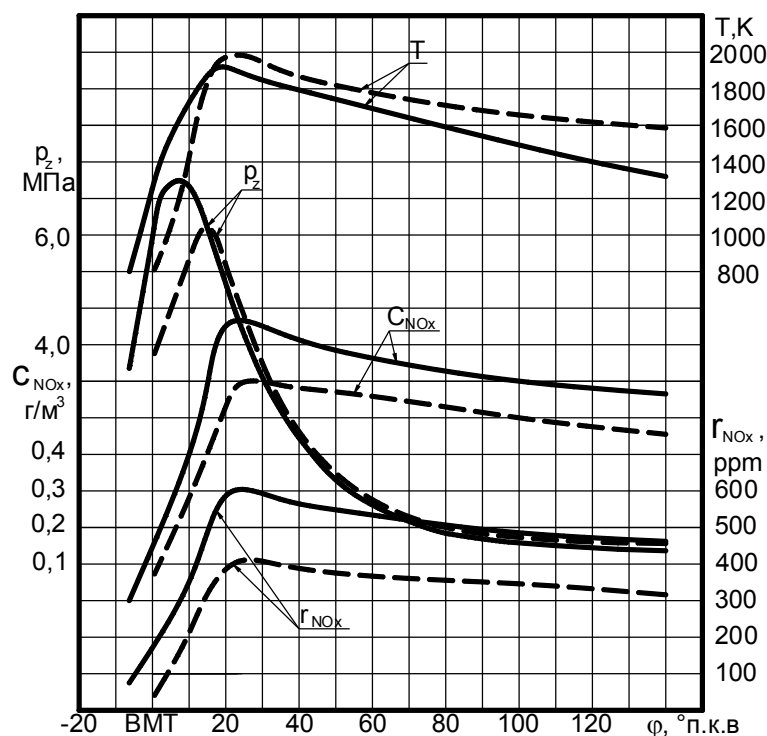


Рис. 1. Влияние применения метанола в дизеле 2Ч 10,5/12,0 при работе с ДСТ на показатели процесса сгорания, объемное содержание и массовую концентрацию оксидов азота в цилиндре в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала двигателя при $\Theta_{дт} = 30^\circ$; $\Theta_{м} = 30^\circ$; $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$:
 ———— — дизельный процесс; - - - - - метанол с запальным ДТ

Графики объемного содержания γ_{NOx} , массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота, рассчитанных по результатам экспериментальных данных, осредненной температуры и давления газов в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала при работе на ДТ и на метаноле с ДСТ для частоты вращения 1800 мин^{-1} при $\Theta_{дт} = 34^\circ$; $\Theta_{м} = 34^\circ$ представлены на рис. 2.

Если для дизеля при работе на ДТ и оптимальном установочном УОВТ максимальное давление цикла $p_{z \max} = 6,97 \text{ МПа}$ и достигается при значении угла $\varphi_{p \max} = 6,0^\circ$ после в.м.т., то при работе дизеля на метаноле с ДСТ оно равно только $p_{z \max} = 7,09 \text{ МПа}$ и достигается при $\varphi_{p \max} = 10,0^\circ$ после в.м.т. Максимальная осредненная температура цикла T_{\max} для дизеля при работе на ДТ составляет 1920 К и наблюдается при угле $\varphi_{iT_{\max}} = 18,5^\circ$ после в.м.т., а при работе дизеля на метаноле с ДСТ значение $T_{\max} = 1960 \text{ К}$ достигается при угле $\varphi_{iT_{\max}} = 21,0^\circ$ после в.м.т.

Из представленных на графиках кривых видно, что максимальное значение объемного содержания γ_{NOx} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на ДТ составляет 600 ppm при $\varphi = 22,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т., а максимальное значение массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота при этом же значении угла составляет $0,86 \text{ г/м}^3$.

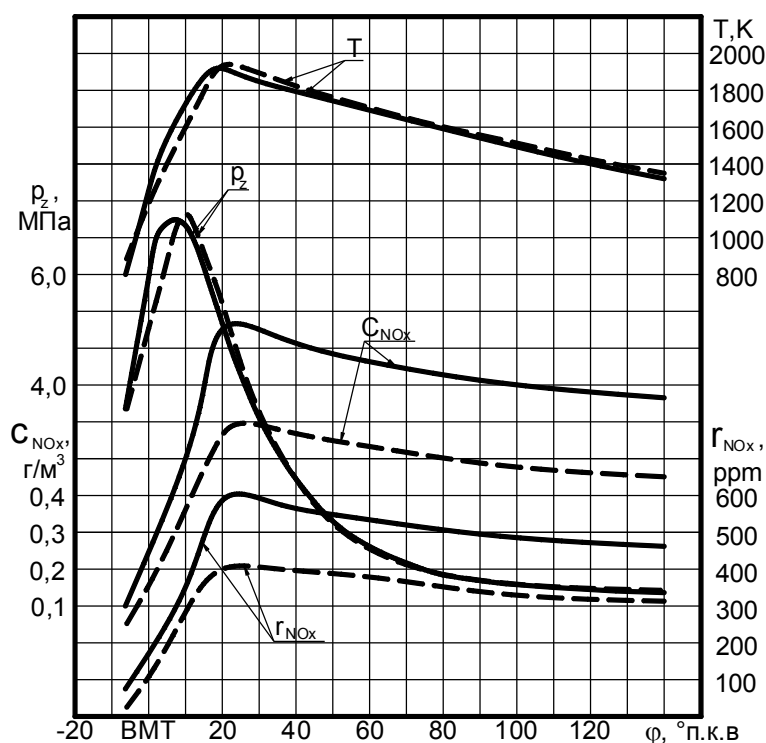


Рис. 2. Влияние применения метанола в дизеле 2Ч 10,5/12,0 при работе с ДСТ на показатели процесса сгорания, объемное содержание и массовую концентрацию оксидов азота в цилиндре в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала двигателя при $\Theta_{дт} = 34^\circ$; $\Theta_{м} = 34^\circ$; $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$:
 ———— — дизельный процесс; - - - - - метанол с запальным ДТ

Значение объемного содержания γ_{NOx} и массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на ДТ при $\phi = 140,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т. (выходное значение γ_{NOx} и C_{NOx} в момент открытия выпускного клапана) составляет соответственно 462 ppm и $0,66 \text{ г/м}^3$.

Из представленных на графиках кривых видно, что максимальное значение объемного содержания γ_{NOx} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на метаноле с ДСТ составляет 407 ppm при $\phi = 25,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т., а максимальное значение массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота при этом же значении угла составляет $0,59 \text{ г/м}^3$. Снижение составляет 32,2 % для каждого показателя.

Значение объемного содержания γ_{NOx} и массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на метаноле с ДСТ при $\phi = 140,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т. (выходное значение γ_{NOx} и C_{NOx} в момент открытия выпускного клапана) составляет соответственно 313 ppm и $0,45 \text{ г/м}^3$. Снижение составляет также 32,2 % для каждого показателя. Графики объемного содержания γ_{NOx} , массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота, рассчитанных по результатам экспериментальных данных, осредненной температуры и давления газов в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала при работе на ДТ и на метаноле с ДСТ для частоты вращения 1800 мин^{-1} при $\Theta_{дт} = 38^\circ$; $\Theta_{м} = 30^\circ$ представлены на рис. 3.

Если для дизеля при работе на ДТ и оптимальном установочном УОВТ максимальное давление цикла $p_{z \text{ max}} = 6,97 \text{ МПа}$ и достигается при значении

угла $\varphi_{p_{zmax}} = 6,0^\circ$ после в.м.т., то при работе дизеля на метаноле с ДСТ оно равно только $p_{zmax} = 6,32$ МПа и достигается при $\varphi_{p_{zmax}} = 11,5^\circ$ после в.м.т. Максимальная осредненная температура цикла T_{max} для дизеля при работе на ДТ составляет 1920 К и наблюдается при угле $\varphi_{iT_{max}} = 18,5^\circ$ после в.м.т., а при работе дизеля на метаноле с ДСТ значение $T_{max} = 1930$ К достигается при угле $\varphi_{iT_{max}} = 22,0^\circ$ после в.м.т.

Из представленных на графиках кривых видно, что максимальное значение объемного содержания γ_{NOx} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на ДТ составляет 600 ppm при $\varphi = 22,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т., а максимальное значение массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота при этом же значении угла составляет $0,86$ г/м³.

Значение объемного содержания γ_{NOx} и массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на ДТ при $\varphi = 140,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т. (выходное значение γ_{NOx} и C_{NOx} в момент открытия выпускного клапана) составляет соответственно 462 ppm и $0,66$ г/м³.

Из представленных на графиках кривых видно, что максимальное значение объемного содержания γ_{NOx} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на метаноле с ДСТ составляет 419 ppm при $\varphi = 26,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т., а максимальное значение массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота при этом же значении угла составляет $0,60$ г/м³. Снижение составляет 31,2 % для каждого показателя.

Значение объемного содержания γ_{NOx} и массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на метаноле с ДСТ при $\varphi = 140,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т. (выходное значение γ_{NOx} и C_{NOx} в момент открытия выпускного клапана) составляет соответственно 323 ppm и $0,46$ г/м³. Снижение составляет также 31,2 % для каждого показателя.

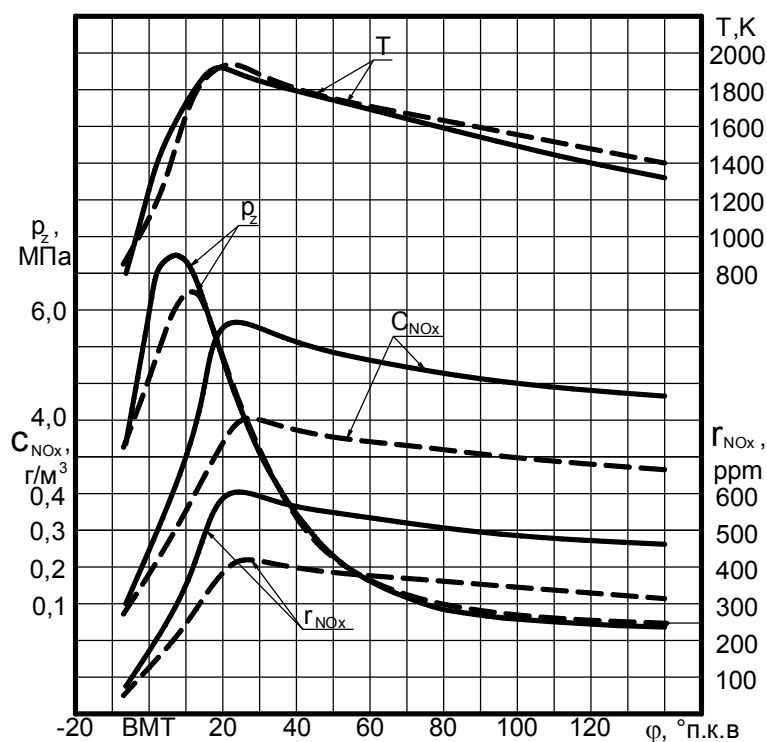


Рис. 3. Влияние применения метанола в дизеле 2Ч 10,5/12,0 при работе с ДСТ на показатели процесса сгорания, объемное содержание и массовую концентрацию оксидов азота в цилиндре в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала двигателя при $\Theta_{дт} = 38^\circ$; $\Theta_{м} = 30^\circ$; $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$:
 ——— — дизельный процесс; - - - - - метанол с запальным ДТ

Графики объемного содержания γ_{NOx} , массовой концентрации C_{NOx} оксидов азота, рассчитанных по результатам экспериментальных данных, осредненной температуры и давления газов в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала при работе на ДТ и на метаноле с ДСТ для частоты вращения 1800 мин^{-1} при $\Theta_{дт} = 38^\circ$; $\Theta_{м} = 38^\circ$ представлены на рис. 4.

Если для дизеля при работе на ДТ и оптимальном установочном УОВТ максимальное давление цикла $p_{z \text{ max}} = 6,97 \text{ МПа}$ и достигается при значении угла $\varphi_{p_{z \text{ max}}} = 6,0^\circ$ после в.м.т., то при работе дизеля на метаноле с ДСТ оно равно только $p_{z \text{ max}} = 7,51 \text{ МПа}$ и достигается при $\varphi_{p_{z \text{ max}}} = 9,5^\circ$ после в.м.т. Максимальная осредненная температура цикла T_{max} для дизеля при работе на ДТ составляет 1920 К и наблюдается при угле $\varphi_{i T_{z \text{ max}}} = 18,5^\circ$ после в.м.т., а при работе дизеля на метаноле с ДСТ значение $T_{\text{max}} = 2070 \text{ К}$ достигается при угле $\varphi_{i T_{z \text{ max}}} = 18,5^\circ$ после в.м.т.

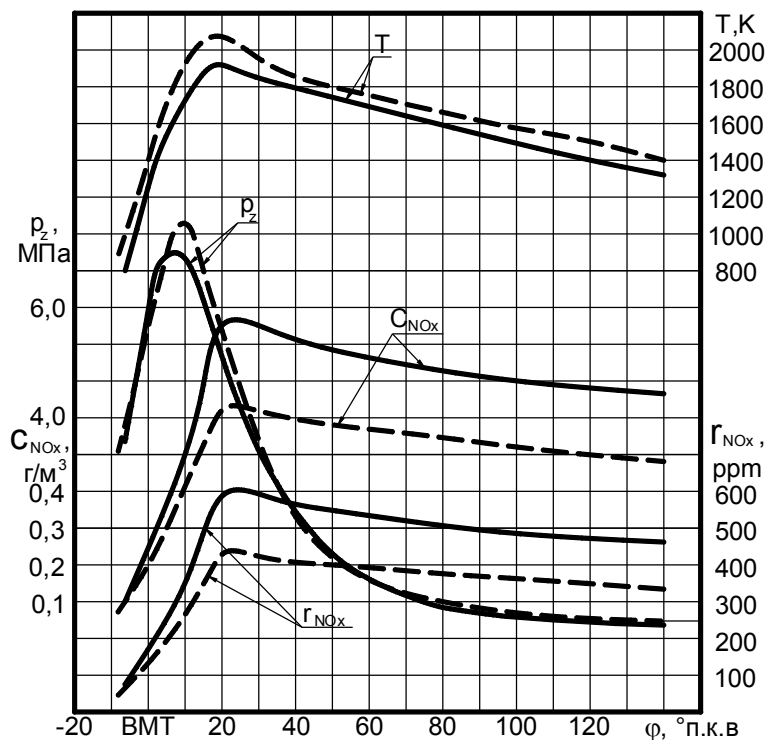


Рис. 4. Влияние применения метанола в дизеле 2Ч 10,5/12,0 при работе с ДСТ на показатели процесса сгорания, объемное содержание и массовую концентрацию оксидов азота в цилиндре в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала двигателя при $\Theta_{дт} = 38^\circ$; $\Theta_{м} = 38^\circ$; $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$:
 ——— — дизельный процесс; - - - - - метанол с запальным ДТ

Из представленных на графиках кривых видно, что максимальное значение объемного содержания γ_{NO_x} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на ДТ составляет 600 ppm при $\varphi = 22,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т., а максимальное значение массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота при этом же значении угла составляет $0,86 \text{ г/м}^3$.

Значение объемного содержания γ_{NO_x} и массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на ДТ при $\varphi = 140,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т. (выходное значение γ_{NO_x} и C_{NO_x} в момент открытия выпускного клапана) составляет соответственно 462 ppm и $0,66 \text{ г/м}^3$.

Из представленных на графиках кривых видно, что максимальное значение объемного содержания γ_{NO_x} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на метаноле с ДСТ составляет 434 ppm при $\varphi = 22,5^\circ$ п.к.в. после в.м.т., а максимальное значение массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота при этом же значении угла составляет $0,62 \text{ г/м}^3$. Снижение составляет 44,4 % для каждого показателя.

Значение объемного содержания γ_{NO_x} и массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота в цилиндре дизеля при работе на метаноле с ДСТ при $\varphi = 140,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т. (выходное значение γ_{NO_x} и C_{NO_x} в момент открытия выпускного клапана) составляет соответственно 334 ppm и $0,48 \text{ г/м}^3$. Снижение составляет также 44,4 % для каждого показателя.

Расчетами определены значения оптимальных установочных УОВТ по результатам экспериментальных исследований для снижения объемного содержания γ_{NO_x} и массовой концентрации C_{NO_x} оксидов азота в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метаноле с ДСТ на номинальном скоростном режиме: для ДТ - 34° п.к.в., для метанола - 34° п.к.в.

УЛУЧШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ 4ЧН 11,0/12,5 С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА ПРИ РАБОТЕ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ СГОРАНИЯ И ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЯ

ЛИХАНОВ В.А., академик РАТ, д.т.н., профессор;
ГРЕБНЕВ А.В., БУЗМАКОВ Ю.Г., СКРЯБИН М.Л., аспиранты –
Вятская государственная сельскохозяйственная академия
(г. Киров, Россия)

АННОТАЦИЯ

В работе приводятся результаты исследований по переводу на природный газ автомобильного дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в мировом двигателестроении существует тенденция повышения эффективной мощности двигателей внутреннего сгорания путем форсирования по среднему эффективному давлению. Применительно к дизелям для этой цели широко используют турбонаддув, а также промежуточное охлаждение наддувочного воздуха. Вместе с тем, возможность использования в таких дизелях для питания альтернативные виды топлива еще недостаточно изучена.

РЕЗУЛЬТАТЫ

На кафедре двигателей внутреннего сгорания Вятской ГСХА проведены стендовые испытания дизеля с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха (ПОНВ) 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.7) при работе на природном газе. Исследования показали, что двигатель устойчиво работает на природном газе (ПГ) по газодизельному процессу при впрыскивании запальной порции дизельного топлива (ДТ), составляющей 15...20 % от расхода топлива при работе только на ДТ. Анализируя графики изменения эффективных показателей в зависимости от установочного угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ) (рис. 1) можно отметить, что исходя из минимального удельного суммарного расхода топлива $g_{e\Sigma}$, при работе на ПГ оптимальным является установочный УОВТ $\Theta_{\text{впр.гд}} = 7^\circ$. При этом на номинальной частоте вращения коленчатого вала ($n=2400 \text{ мин}^{-1}$) $g_{e\Sigma} = 208 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$, а на частоте вращения коленчатого вала, соответствующей режиму максимального крутящего момента ($n=1700 \text{ мин}^{-1}$) значение $g_{e\Sigma}$ составляет $191 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$. При отклонении $\Theta_{\text{впр.гд}}$ от оптимального значения эффективные показатели ухудшаются.

На рис. 2,а приведены совмещенные индикаторные диаграммы при работе дизеля на ДТ и при работе на ПГ при оптимальных установочных УОВТ. Результаты индицирования показывают некоторое увеличение максимального давления сгорания $p_{z\text{max}}$. Так, при работе на ДТ $p_{z\text{maxд}} = 13,8 \text{ МПа}$, а при работе дизеля на ПГ $p_{z\text{maxгд}} = 14,6 \text{ МПа}$, т.е. увеличение составляет $0,8 \text{ МПа}$ или $5,8\%$. Точка начала видимого сгорания при работе на ДТ лежит на линии сжатия индикаторной диаграммы при значении угла $\varphi_{\text{сд}} = 0^\circ$ п.к.в. от в.м.т., а при работе на ПГ при $\varphi_{\text{сгд}} = 2,5^\circ$ п.к.в. после в.м.т. Процесс сгорания при работе дизеля на ПГ несколько сдвигается на линию расширения. Если при работе дизеля на ДТ максимальное давление цикла $p_{z\text{max}}$ достигается при значении угла $\varphi_{\text{зд}} = 6,5^\circ$ п.к.в. после в.м.т., то при

работе дизеля на ПГ при $\varphi_{zгд} = 8,5^\circ$ п.к.в. после в.м.т. Скорость уменьшения давления в цилиндре в процессе расширения при работе на ПГ больше, чем при работе на ДТ.

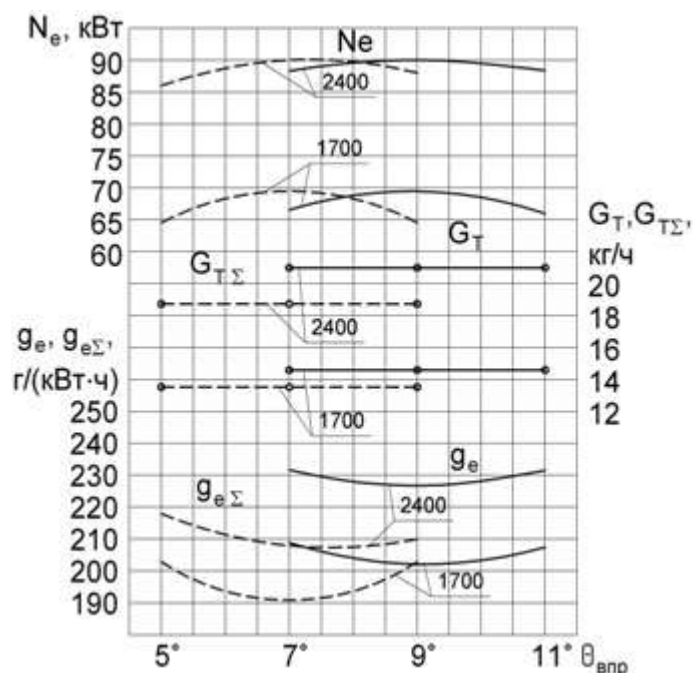


Рис. 1. Влияние применения ПГ на эффективные показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения установочного УОВТ:
 ——— - дизельный процесс, - - - - газодизельный процесс

На рис. 2,б представлены показатели, полученные в результате обработки индикаторных диаграмм. Максимальная осредненная температура цикла T_{max} при работе дизеля на ДТ составляет 2020 К и наблюдается при угле $\varphi_{Tmax} = 8,0^\circ$ п.к.в. после в.м.т. При работе дизеля на ПГ значение $T_{max} = 2350$ К достигается при угле $\varphi_{Tmax} = 10,5^\circ$ п.к.в. после в.м.т. Увеличение максимальной осредненной температуры составляет 330 К или 16,3%. При работе на ПГ характерно увеличение скорости тепловыделения $d\chi/d\varphi$ и сдвиг максимума скорости вправо от в.м.т. Для дизеля при работе на ДТ максимум скорости тепловыделения $(d\chi/d\varphi)_{max} = 0,150$ и наблюдается при угле $\varphi = 3,7^\circ$ п.к.в. после в.м.т., а при работе дизеля на ПГ значение $(d\chi/d\varphi)_{max} = 0,155$ и достигается при угле $\varphi = 6,5^\circ$ п.к.в. после в.м.т. Значение $(d\chi/d\varphi)_{max}$ повышается на 0,005 или на 3,3%.

Кривые относительного выделения теплоты χ и активного тепловыделения χ_i при работе дизеля на ПГ быстрее достигают своего максимума, чем при работе на ДТ. Таким образом, тепловыделение при работе дизеля на ПГ идет более быстро. Величина активного тепловыделения, соответствующая достижению P_{zmax} при работе дизеля на ДТ составляет $\chi_{iPzmax} = 0,630$, а при работе на ПГ $\chi_{iPzmax} = 0,710$. Увеличение составляет 0,08 или 12,7%. Величина активного тепловыделения, соответствующая T_{max} при работе дизеля на ДТ составляет $\chi_{iTmax} = 0,700$, а при работе на ПГ $\chi_{iTmax} = 0,800$. Увеличение составляет 0,1 или 14,3%.

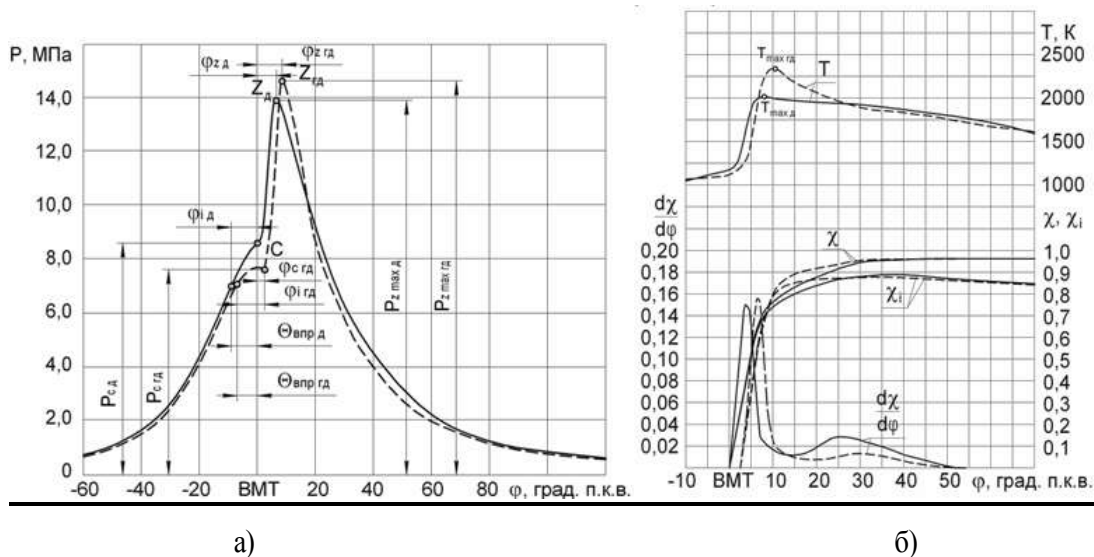


Рис. 2. Влияние применения ПГ на индикаторные показатели (а) и характеристики тепловыделения (б) дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от угла п.к.в. при $\Theta_{впр д} = 9^\circ$, $\Theta_{впр гд} = 7^\circ$, $n = 2400$ мин⁻¹, $p_e = 0,947$ МПа: — - дизельный процесс, ---- - газодизельный процесс

На рис. 3,а представлено влияние применения ПГ на показатели процесса сгорания дизеля при различных установочных УОВТ. Величины T_{max} , $p_{z,max}$ при работе на ПГ существенно больше, чем при работе на ДТ. При установочном УОВТ $\Theta_{впр} = 7^\circ$ при переходе на ПГ температура T_{max} увеличивается с 1940 К до 2350 К, т.е. на 410 К, или 21,1 %.

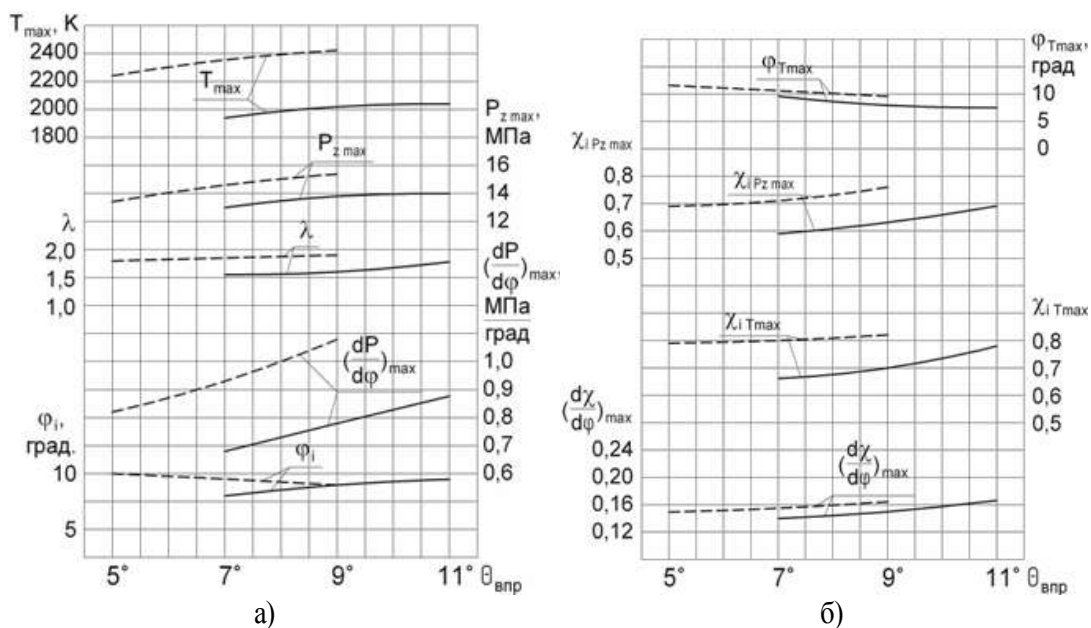


Рис. 3. Влияние применения ПГ на показатели процесса сгорания (а) и характеристики тепловыделения (б) дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от установочного УОВТ при $n = 2400$ мин⁻¹, $p_e = 0,947$ МПа: — - дизельный процесс, ---- - газодизельный процесс

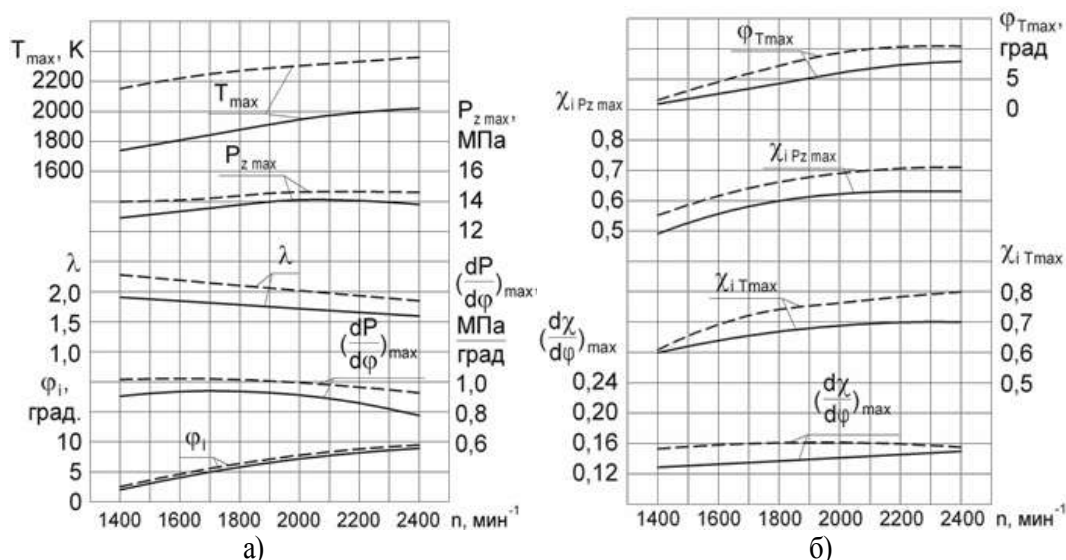


Рис. 4. Влияние применения ПГ на показатели процесса сгорания (а) и характеристики тепловыделения (б) дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала:
 — - дизельный процесс, - - - - газодизельный процесс

При установочном УОВТ $\Theta_{впр} = 9^\circ$ при переходе на ПГ температура T_{max} увеличивается с 2020 К до 2420 К, т.е. на 400 К, или 19,8 %. При $\Theta_{впр} = 7^\circ$ давление $p_{z\ max}$ увеличивается с 13,0 МПа до 14,6 МПа, т.е. на 1,6 МПа, или 12,3 %. При $\Theta_{впр} = 9^\circ$ давление $p_{z\ max}$ увеличивается с 13,8 МПа до 15,4 МПа, т.е. на 1,6 МПа, или 12,3 %. При $\Theta_{впр} = 7^\circ$ степень повышения давления λ при переходе на ПГ увеличивается с 1,55 до 1,85, или на 19,4 %.

При $\Theta_{впр} = 9^\circ$ значение λ увеличивается с 1,60 до 1,92, или на 20,0 %. Значение «жесткости» процесса сгорания $(dp/d\phi)_{max}$ при работе на ПГ значительно больше, чем при работе на ДТ. При $\Theta_{впр} = 7^\circ$ значение $(dp/d\phi)_{max}$ увеличивается с 0,68 МПа/град до 0,93 МПа/град, т.е. на 36,8 %. При $\Theta_{впр} = 9^\circ$ значение $(dp/d\phi)_{max}$ увеличивается с 0,78 МПа/град до 1,08 МПа/град, т.е. на 38,5 %. Значение угла ϕ_i , соответствующего ПЗВ, при $\Theta_{впр} = 7^\circ$ увеличивается с 8,0° п.к.в. до 9,5° п.к.в., или на 1,5° п.к.в. При $\Theta_{впр} = 9^\circ$ углы ϕ_i при работе дизеля на ПГ и на ДТ равны и составляют $\phi_i = 9,0^\circ$ п.к.в.

На рис. 3,б представлено влияние применения ПГ на характеристики тепловыделения дизеля при различных установочных УОВТ. Угол $\phi_{T\ max}$, соответствующий достижению газов в цилиндре температуры T_{max} , при работе на ПГ больше, чем при работе на ДТ. При установочном УОВТ $\Theta_{впр} = 7^\circ$ при переходе на ПГ $\phi_{T\ max}$ увеличивается с 9,5° п.к.в. после в.м.т. до 10,5° п.к.в. после в.м.т., т.е. на 1,0° п.к.в. При установочном УОВТ $\Theta_{впр} = 9^\circ$ при переходе на ПГ значение $\phi_{T\ max}$ увеличивается с 8,0° п.к.в. после в.м.т. до 9,5° п.к.в. после в.м.т., т.е. на 1,5° п.к.в. Значение $\chi_{i\ Pz\ max}$ при работе на ПГ больше. При $\Theta_{впр} = 7^\circ$ значение $\chi_{i\ Pz\ max}$ увеличивается с 0,59 до 0,71, т.е. на 20,3 %.

При $\Theta_{впр} = 9^\circ$ значение $\chi_{i\ Pz\ max}$ увеличивается с 0,63 до 0,76, т.е. на 20,6 %. Значение $\chi_{i\ Tmax}$ при работе на ПГ больше. При $\Theta_{впр} = 7^\circ$ значение $\chi_{i\ Tmax}$ увеличивается с 0,66 до 0,80, т.е. на 21,2 %. При $\Theta_{впр} = 9^\circ$ значение $\chi_{i\ Tmax}$ увеличивается с 0,70 до 0,82, т.е. на 17,1 %. Значение $(d\chi/d\phi)_{max}$ при работе на ПГ больше, чем при работе на ДТ. При $\Theta_{впр} = 7^\circ$ значение $(d\chi/d\phi)_{max}$ увеличивается с 0,14 до 0,155, т.е. на 10,7 %. При $\Theta_{впр} = 9^\circ$ значение $(d\chi/d\phi)_{max}$ увеличивается с 0,150 до 0,165, т.е. на 10,0 %.

На рис. 4,а представлено влияние применения ПГ на показатели процесса сгорания дизеля при оптимальных установочных УОВТ в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала. Величина T_{\max} при работе на ПГ на малой частоте вращения $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ составляет 2150 К, а при работе на ДТ – 1730 К. Повышение составляет 420 К, или 24,3 %. При увеличении частоты вращения до $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ значение T_{\max} при работе дизеля на ПГ составляет 2350 К, а при работе на ДТ – 2020 К. Увеличение составляет 330 К или 16,3 %. При $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ значение $p_{z \max}$ повышается с 12,9 МПа при работе на ДТ до 14,0 МПа при работе на ПГ. Повышение составляет 1,1 МПа, или 8,5 %. При $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ при работе на ДТ $p_{z \max} = 13,8 \text{ МПа}$, а при работе на ПГ $p_{z \max} = 14,6 \text{ МПа}$. Увеличение составляет 0,8 МПа, или 5,8 %. Величина λ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ составляет 1,92 при работе на ДТ, а при работе на ПГ – 2,26, повышение составляет 17,7 %. При $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ при работе на ДТ $\lambda = 1,60$, а при работе на ПГ $\lambda = 1,85$, повышение составляет 15,6 %. Величина $(dp/d\varphi)_{\max}$ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ составляет 0,90 МПа/град при работе на ДТ, а при работе на ПГ – 1,01 МПа/град. Увеличение значения составляет 12,2 %. При увеличении частоты вращения до $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ при работе на ДТ $(dp/d\varphi)_{\max} = 0,78 \text{ МПа/град}$, а при работе на ПГ $(dp/d\varphi)_{\max} = 0,93 \text{ МПа/град}$. Повышение составляет 19,2 %. ПЗВ при переходе на ПГ незначительно повышается. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ при работе на ПГ $\varphi_i = 2,5^\circ \text{ п.к.в.}$, а при работе на ДТ $\varphi_i = 2,0^\circ \text{ п.к.в.}$ При увеличении частоты вращения до $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ значение φ_i при работе дизеля на ПГ составляет $9,5^\circ \text{ п.к.в.}$, а при работе на ДТ $\varphi_i = 9,0^\circ \text{ п.к.в.}$

На рис. 4,б представлено влияние применения ПГ на характеристики тепловыделения дизеля при оптимальных установочных УОВТ в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала. Угол $\varphi_{T \max}$ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ равен $1,0^\circ \text{ п.к.в.}$ после в.м.т. при работе на ДТ и $1,5^\circ \text{ п.к.в.}$ после в.м.т. при работе на ПГ. При $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ значение угла $\varphi_{T \max}$ при работе на ДТ составляет $8,0^\circ \text{ п.к.в.}$ после в.м.т., а при работе дизеля на ПГ значение угла составляет $10,5^\circ \text{ п.к.в.}$ после в.м.т. Максимум скорости активного тепловыделения при работе на ПГ больше, чем при работе на ДТ. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ величина $(d\chi/d\varphi)_{\max}$ повышается с 0,128 при работе на ДТ до 0,152 при работе на ПГ. Повышение составляет 18,8 %. При $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ значение $(d\chi/d\varphi)_{\max} = 0,150$ при работе на ДТ, а при работе дизеля на ПГ $(d\chi/d\varphi)_{\max} = 0,155$. Увеличение составляет 3,3 %. Величина $\chi_{i Pz \max}$ при работе на ПГ выше, чем при работе на ДТ. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ значение $\chi_{i Pz \max} = 0,49$ при работе на ДТ и $\chi_{i Pz \max} = 0,55$ при работе на ПГ. Повышение составляет 12,2 %. При увеличении частоты вращения до $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ величина $\chi_{i Pz \max}$ составляет 0,63 при работе на ДТ и 0,71 при работе дизеля на ПГ. Увеличение составляет 12,7 %. Значения $\chi_{i T \max}$ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ составляют 0,60 при работе на ДТ и 0,61 при работе на ПГ. Увеличение составляет 1,7 %. При $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ величина $\chi_{i T \max}$ составляет 0,70 при работе дизеля на ДТ и 0,80 при работе дизеля на ПГ. Увеличение составляет 14,3 %.

На рис. 5 представлено влияние применения ПГ на эффективные показатели дизеля при оптимальных установочных УОВТ в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала. Кривые эффективной мощности N_e и крутящего момента M_k при работе на ДТ и ПГ совпадают, т.е. при переходе на ПГ мощностные показатели дизеля полностью сохраняются. При этом значение эффективной мощности при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ составляет 55 кВт и увеличивается до 90 кВт при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$.

Значение крутящего момента M_k при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ составляет 381 Н·м, увеличивается до 390 Н·м при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, затем уменьшается до 358 Н·м при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$. Часовой расход топлива $G_{T \Sigma}$ на всем скоростном диапазоне работы при работе на ПГ меньше часового

расхода топлива при работе на ДТ. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ часовой расход топлива при переходе на ПГ снижается с 11,8 кг/ч до 11,0 кг/ч или на 6,7%. При $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ часовой расход топлива снижается с 21 кг/ч до 18,8 кг/ч или на 10,5%. Аналогично значение удельного расхода $g_{e\Sigma}$ при работе дизеля на ПГ ниже g_e работы на ДТ. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ $g_{e\Sigma}$ при переходе на ПГ снижается с 209 г/(кВт·ч) до 200 г/(кВт·ч) или на 4,3%.

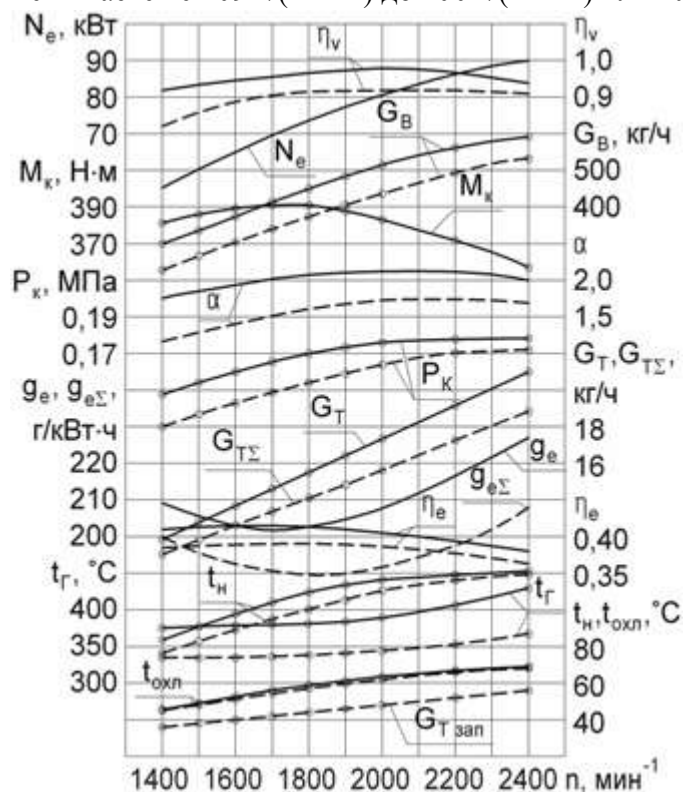


Рис. 5. Влияние применения ПГ на эффективные показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 с ПОНВ в зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала:
 ——— дизельный процесс, - - - - газодизельный процесс

При $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ $g_{e\Sigma}$ снижается с 227 г/(кВт·ч) до 208 г/(кВт·ч) или на 8,3%. При $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ значение η_e снижается с 0,410 до 0,385, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ снижается с 0,380 до 0,363. Часовой расход воздуха G_B при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ при переходе на ПГ снижается с 300 кг/ч до 228 кг/ч или на 24 %, и при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ с 591 кг/ч до 533 кг/ч или на 9,8 %. При переходе на ПГ при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ значение коэффициента наполнения η_v снижается с 0,920 до 0,820 или на 10,9 %, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ с 0,938 до 0,909 или на 3,1 %. При $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ значение коэффициент избытка воздуха α снижается с 1,75 до 1,16, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ с 2,00 до 1,69. При переходе на ПГ уменьшается температура ОГ. Так, при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ значение t_r снижается с 375°C до 335°C или на 10,6 %, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ с 430°C до 367°C или на 14,7 %. Давление наддува P_K и температура на выходе из турбокомпрессора t_H при переходе на ПГ снижаются. При $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ значение P_K снижается с 0,147 МПа до 0,130 МПа или на 11,6 %, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ с 0,178 МПа до 0,172 МПа или на 3,4 %. При $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ значение t_H снижается с 84°C до 76°C или на 9,5 %, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ с 121°C до 119°C или на 1,7 %. Значение температуры на выходе из охладителя $t_{охл}$ при переходе на ПГ практически не изменяется, т.е. при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ при работе на ДТ и на ПГ значение $t_{охл} = 45^\circ\text{C}$, а при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ при переходе на ПГ снижается с 69°C до 68°C.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лиханов В.А. Природный газ как моторное топливо для тракторных дизелей. – Киров: Вятская ГСХА, 2002. - 280 с.
2. Гребнев А.В. Влияние применения природного газа на индикаторные показатели, показатели процесса сгорания и характеристики тепловыделения дизеля с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха 4ЧН 11,0/12,5 // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: Сб. науч. тр.: Материалы II Всероссийской науч. практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение». – С.-Петербург – Киров: Российская Академия транспорта - Вятская ГСХА, 2008. - Вып. 5. – С. 113-116.
3. Гребнев А.В., Бузмаков Ю.Г., Скрябин М.Л. Влияние применения природного газа на эффективные показатели дизеля с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха 4ЧН 11,0/12,5 // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: Сб. науч. тр.: Материалы II Всероссийской науч. практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение». – С.-Петербург – Киров: Российская Академия транспорта - Вятская ГСХА, 2008. - Вып. 5. – С. 184-188.

ТЕОРИЯ «ПУТИ» СМЕШЕНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО РАСПЫЛЕНИЯ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ

ПАВЛОВ И.А., к.т.н., доцент – ЧПИ МГОУ;

РЯЗАНОВ В.Е., к.т.н., профессор –

Чувашская государственная сельскохозяйственная академия

(г. Чебоксары, Россия)

Теория турбулентных струй широко применяется для описания газо- и гидродинамических процессов, происходящих в различных аппаратах, в частности, в парогенераторах, вентиляционных и отопительных системах, ракетных двигателях и т.д. При этом выделяют два основных класса движения газовых потоков: 1) свободные, происходящие вдалеке от твердых поверхностей и подчиняющиеся законам так называемой свободной турбулентности; 2) пристенные, в отличие от предыдущих развивающиеся вблизи твердых поверхностей и описываемые законами пристеночной турбулентности.

При получении полимерных (лакокрасочных) покрытий способом пневматического распыления наблюдаются оба класса движения газовых потоков. Во-первых, по истечении через сопло распылительной головки в условиях отсутствия твердых стенок в окружающей среде движение газового потока соответствует режиму «свободной» турбулентности, особенностью которой является отсутствие взаимодействия молекулярных процессов. Теория «свободной» турбулентности позволяет получить удовлетворительное совпадение результатов экспериментального исследования газодинамических процессов с расчетными значениями параметров потока. Во-вторых, при взаимодействии газового потока с окрашиваемой поверхностью режим движения будет отличаться от «свободной» турбулентности.

В основу теории «пути» смешения Прандтля [1] положено допущение о том, что вихревая масса во все время перемещения из начального слоя в конечный сохраняет свое отличие в импульсе и только в момент смешения с некоторым смежным слоем сразу теряет свою индивидуальность, вызвав тем самым в этом конечном слое возмущение в осредненной скорости. Это возмущение принимается пропорциональным расстоянию l' между начальным и конечным слоями и величине разности между осредненными скоростями в этих слоях $\Delta \bar{u} \approx l' d\bar{u} / dy$. Данное возмущение в осредненной скорости слоя является причиной возникновения в нем пульсационной скорости с проекциями u' , v' . Это основное положение теории Прандтля приводит к выражению касательного напряжения

$$\tau = \rho l'^2 \left(\frac{d\bar{u}}{dy} \right)^2. \quad (1)$$

Чтобы не делать оговорки о знаке τ , предложен следующий вид формулы (1)

$$\tau = \rho l'^2 \left| \frac{d\bar{u}}{dy} \right| \left| \frac{d\bar{u}}{dy} \right|. \quad (2)$$

Уравнение осредненного турбулентного движения в пограничном слое струи имеет вид

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau}{\partial y}, \quad \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0. \quad (3)$$

Следуя Прандтлю, считают [2], что величина «пути смешения» является постоянной по поперечному сечению потока и изменяется от сечения к сечению.

С учетом (2) уравнение (3) представляют в виде

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = l'^2(x) \frac{\partial u}{\partial y} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}, \quad \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

или, если использовать функцию тока $\psi(x, y)$ осредненного движения,

$$\frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial^2 \psi}{\partial x \partial y} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = l^2(x) \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} \frac{\partial^3 \psi}{\partial y^3} . \quad (4)$$

Решение уравнения (4) приводит к равенству

$$l = cx, \quad (5)$$

где c – эмпирическая постоянная, зависящая от турбулентной структуры пограничного слоя (по данным [2] величина $c = 0,0246$).

Используя формулу (2) для турбулентного трения, которая с учетом того, что $\partial u / \partial r < 0$ при любых r запишется в виде

$$\tau = \rho l^2 \left| \frac{d\bar{u}}{dy} \right| \frac{d\bar{u}}{dy} = -\rho l^2 \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 ,$$

получают уравнение распространения струи в цилиндрических координатах в форме

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r l^2 \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 \right], \quad \frac{\partial}{\partial x} (ru) + \frac{\partial}{\partial r} (rv) = 0 . \quad (6)$$

В изучении вопросов «свободной» турбулентности принимают гипотезу постоянства коэффициента турбулентного перемешивания как в свободной атмосфере, так и в аэродинамических трубах. Поэтому уравнения (6) могут быть представлены в виде

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} = \sigma \sqrt{\frac{I_0}{\rho}} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right), \quad \frac{\partial}{\partial x} (ru) + \frac{\partial}{\partial r} (rv) = 0 ,$$

отличающиеся от уравнений ламинарной струи тем, что постоянный кинематический коэффициент молекулярной вязкости ν заменен на кинематический коэффициент турбулентной вязкости $\varepsilon_\tau = \sigma \sqrt{I_0 / \rho}$, где

$\sigma = 0,19 \frac{R}{x}$, здесь R – радиус осесимметричной воздушной струи, в котором скорость u по продольной оси x равна половине максимальной скорости u_{\max} на оси струи, т.е. $u = 0,5 u_{\max}$ для

данного сечения; I_0 – импульс воздушного потока; ρ – плотность воздуха ($\rho = 1,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ при

20°C). При этом скорость u струи в продольном направлении рассчитывают по формуле

$$u = \frac{3}{8\pi\sigma} \sqrt{\frac{I_0}{\rho}} \frac{1}{x} \frac{1}{\left[1 + \frac{3}{64\pi\sigma^2} \left(\frac{r}{x} \right)^2 \right]^2} , \quad (7)$$

где x – продольная координата (вдоль оси струи); r – радиальная координата (поперек оси

струи). Импульс воздушного потока $I_0 = \rho F_c u_0^2$, где F_c – площадь кольцевого сечения сопла пневматического краскораспылителя ($F_c = 2,551 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$); u_0 – начальная скорость воздуха при

истечении через сопло ($u_0 = 345 \frac{\text{м}}{\text{с}}$). После несложных преобразований формулу (7) можно

представить в виде

$$u = \frac{3u_0}{16\pi\sigma x} \sqrt{F_c} . \quad (8)$$

Определим максимальную скорость u_{\max} на оси струи по формуле

$$u_{\max} = \frac{3}{8\pi\sigma} \sqrt{\frac{I_0}{\rho}} \frac{1}{x} . \quad (9)$$

Допустим, что процесс пневматического распыления полимерных материалов является изотермическим, т.е. $\rho = const$, поэтому после сокращения числителя и знаменателя подкоренного выражения на ρ формула примет вид

$$u_{\max} = \frac{3u_0}{8\pi\sigma} \sqrt{F_c} \frac{1}{x}. \quad (10)$$

Число Рейнольдса, вычисленное для воздушного потока в осесимметричной струе, имеющей форму прямого кругового конуса, по формуле

$$Re = \frac{lu}{\nu}, \quad (11)$$

где l – длина пути смешения; ν – кинематический коэффициент вязкости (для воздуха $\nu = 15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$), равно 1420. Расчетные значения продольных скоростей u_{\max} и u на различном удалении x контрольных сечений от выходного отверстия распылительной головки пневматического краскораспылителя представлены в таблице 1. Для более широкого диапазона изменения чисел Рейнольдса, в частности, в интервале $1 < Re \leq 2 \cdot 10^4$ считают достаточно точным уравнение, приведенное в [3]:

$$c_x = \exp[3,271 - 0,8893 \ln Re + 0,03417 (\ln Re)^2 + 0,01443 (\ln Re)^3]. \quad (12)$$

При $Re = 10 \div 10^3$ применяют формулу [4]:

$$c_x = \frac{12}{\sqrt{Re}}. \quad (13)$$

Таблица 1

	Расчетные значения скоростей воздушного потока				
X, м	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
U, м/с	8,67	4,34	2,89	2,17	1,73
u_{\max} , м/с	17,3	8,67	5,78	4,34	3,47
Y, м/с	0,508	0,254	0,169	0,127	0,102
U/Y			17,1		

Вычисления по формуле (12) дают значение коэффициента сопротивления капли $c_x = 62,4$, а по формуле (13) – $c_x = 0,32$. Для определения скорости v струи в поперечном направлении пользуются выражением

$$v = \frac{3}{16\pi\sigma} \sqrt{\frac{I_0}{\rho}} \frac{r}{x^2} \frac{\left[1 - \frac{3}{64\pi\sigma^2} \left(\frac{r}{x}\right)^2\right]}{\left[1 + \frac{3}{64\pi\sigma^2} \left(\frac{r}{x}\right)^2\right]^2}. \quad (14)$$

После несложных преобразований последнюю формулу можно представить в виде

$$v = \frac{4,626}{16\pi x} u_0 \sqrt{F_c}, \quad (15)$$

при этом $\sigma = 0,19R/x = 0,038$; поперечная координата $r = R$; выражение $\frac{3}{64\pi\sigma} \left(\frac{R}{x}\right)^2 = 0,414$; а значение отношения выражений в квадратных скобках равно 0,293. Расчетные значения поперечной скорости v , полученные по формуле (15), приведены в табл. 1, из которой следует, что в пределах рассматриваемых контрольных сечений отношение $u/v = 17,1$, т.е. продольная скорость потока в 17,1 раза превышает радиальную.

Аналогичное значение соотношения указанных скоростей было получено в работе [5] при рассмотрении пространственных пристенных пограничных слоев, где отмечалось, что это

соотношение $u/v = 3,41 x/R = 0,648/\sigma = 0,648/0,038 = 17,1$. В результате проведенного анализа следует, что соотношение продольной и поперечной скоростей воздушного потока в осесимметричной струе конической формы остается одинаковым как в случае пристеночного движения пограничного слоя, так и в случае «свободной» турбулентности. Наиболее близкие к экспериментально полученным значениям коэффициента сопротивления капли в зависимости от чисел Рейнольдса дает использование формулы, рекомендованной в [4].

ЛИТЕРАТУРА

1. Prandtl L. Untersuchungen zur ausgebildete Turbulenz. – Zeitschr. f. angew. Math. u. Mech., 1925, v. 5.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – Учеб. для вузов. – Изд. 6-е, перераб. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. – 840.
3. Соу С. Гидродинамика многофазных систем. – М.: Мир, 1971. – 536 с.
4. Дейч М.Е., Филиппов Г.А. Газодинамика двухфазных сред. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоиздат, 1981. – 472 с.
5. Павлов И.А., Рязанов В.Е. О соотношении скоростей в продольном и поперечном направлениях осесимметричной воздушной струи/ Инновации в образовательном процессе: Сб. трудов Межрегиональной научно-практ. конф. – Чебоксары: Чебоксарский политехнический институт (филиал) ГОУ ВПО МГОУ, 2008. – Вып. 6. – С. 37-39.

ВЛИЯНИЕ ПРИСАДКИ «МИКСЕНТ - 2000» НА СТАБИЛЬНОСТЬ МЕТАНОЛО ТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ

РОМАНОВ С.А., аспирант –

Вятская государственная сельскохозяйственная академия
(г. Киров, Россия)

АННОТАЦИЯ

В работе приводятся результаты исследования стабильности метано-топливных эмульсий (МТЭ) с применением цетаноповышающей присадки «Миксент – 2000», с концентрацией в топливе 0,25 % при отсутствии воды и с содержанием воды 7 % (масс.). Концентрация метанола в топливе при исследованиях изменялась от 10 до 50 %.

ВВЕДЕНИЕ

Дальнейшее развитие транспортного комплекса России значительно увеличивает негативное воздействие выбросов двигателей внутреннего сгорания на окружающую среду и непосредственно на человека. Разработка транспортных средств, работающих на альтернативных видах моторного топлива ненефтяного происхождения, улучшение качества, эффективных и экологических показателей двигателей являются на сегодня одними из основных задач мирового двигателестроения [1].

В качестве альтернативного моторного топлива для двигателей внутреннего сгорания, в первую очередь для дизелей, возможно использование метилового спирта (метанола), который имеет ненефтяное происхождение, и в условиях дефицита, может быть получен из любого газообразного топлива, а также из пищевых и сельскохозяйственных отходов.

Использование метанола может также значительно снизить дымность и токсичность отработавших газов дизелей. Это особенно важно для дизелей тракторов и энергоустановок, работающих в помещениях с ограниченным воздухообменом. При менее сложной структуре и меньших молекулах, во время сгорания таких топлив, в процессе распада, снижается количество промежуточных химических соединений, которые могут являться токсичными. Кроме того, благодаря снижению содержания углерода по отношению к водороду, в процессе сгорания спиртовых топлив в меньшем количестве по сравнению с дизельным топливом образуются оксиды углерода [1].

Наиболее простым, дешевым и доступным способом применения метанола в качестве моторного топлива в существующих дизелях в настоящее время является его использование в виде эмульсии. Указанный способ позволяет экономить дизельное топливо, не требует значительных затрат на внесение конструктивных изменений и дополнений, и может быть реализован в двигателях, уже находящихся в эксплуатации. Эмульсии представляют собой термодинамически неустойчивые системы, обладающие значительной свободной энергией. Избыток энергии в поверхностном слое обуславливается наличием поверхностного натяжения вследствие некомпенсированности молекулярных сил сцепления [2].

Все эмульсии условно делятся на два основных типа: «прямые» (масло - в - воде); «обратные» (вода – в - масле). Эмульсии дизельного топлива и метанола будут «обратными», если содержание метанола не превышает 50 %. Вместе с ростом его присутствия усиливается склонность к образованию «прямых» эмульсий, однако присутствие воды может ослабить эту тенденцию. Наличие в эмульсии неполярной дисперсной среды (дизельное топливо) снижает агрегатную устойчивость последней, в

этом случае целесообразно введение стабилизирующих присадок [3].

Метанолю-топливная эмульсия (МТЭ) отличается от однородной среды тем, что состав ее образован мельчайшими частицами дисперсной среды (в нашем случае – дизельное топливо), охватывающими со всех сторон частицы дисперсной фазы (в нашем случае – метанол) в виде диполя, за счет притяжения разноименных полюсов ингредиентов или создания таких же условий при введении в МТЭ эмульгаторов [3].

Основным из физико-химических свойств МТЭ является стабильность – способность эмульсий сопротивляться самопроизвольному объединению частиц дисперсной среды с образованием различного рода агрегатов (флокул), поскольку именно от этого свойства в большей степени зависит применяемость эмульсии в качестве топлива для двигателя [4].

Общим методом повышения стабильности является введение добавок, предотвращающих флокуляцию. Другой путь повышения устойчивости эмульсий состоит в применении композиции водо- и маслорастворимых поверхностно-активных веществ (ПАВ) [3, 4].

На практике принято определять несколько характеристик стабильности:

- стабильность до появления каких-либо визуально наблюдаемых изменений в составе пробы эмульсии (полная);
- стабильность к седиментации – накоплению высоко- или низкоконцентрированного осадка или отстоя в пробе эмульсии, выраженного в процентном отношении к первоначальной высоте столба пробы;
- стабильность к коалесценции – полному разделению среды на составляющие фазы.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Для всех исследуемых эмульсий за критерий стабильности принималось время до появления визуально наблюдаемых изменений (осадка или отстоя) в пробе эмульсии – время до начала седиментации. Это время еще не характеризует разделение эмульсии на две фазы (коалесценция) и проба МТЭ может принять первоначальный состав за счет легкого встряхивания (или вибрации двигателя). После завершения седиментации в МТЭ начинается процесс флокуляции – образование капель составляющих ингредиентов. Дальнейшее увеличение объема капель и их слипание приводит к завершению процесса коалесценции – разделению дисперсной среды на метанольную и углеводородную фазы [2].

Компоненты, используемые для приготовления эмульсии, предварительно навешивались на электронных весах. Для каждого из значений концентрации метанола приготавливалось по три пробы эмульсии, с содержанием эмульгатора 0,5, 1,0, 1,5 и 2,0 %. Процентное соотношение ингредиентов эмульсий выражалось в массовых долях от массы всей пробы, которая оставалась равной 100 г во всех случаях за счет изменения количества дизельного топлива. В метаноле же, при необходимости, предварительно было растворено выбранное оптимальное количество дистиллированной воды. На рисунке 1, а представлен график стабильности МТЭ с применением цетаноповышающей присадки Миксент – 2000, концентрация которой в топливе составляет 0,25 %. Как видно из графика, при увеличении концентрации метанола в топливе с 10 до 40 %, стабильность МТЭ увеличивается незначительно, в пределах 1 минуты, и достигает максимального значения, примерно 4 минуты, при концентрации метанола в МТЭ 50 % (масс.).

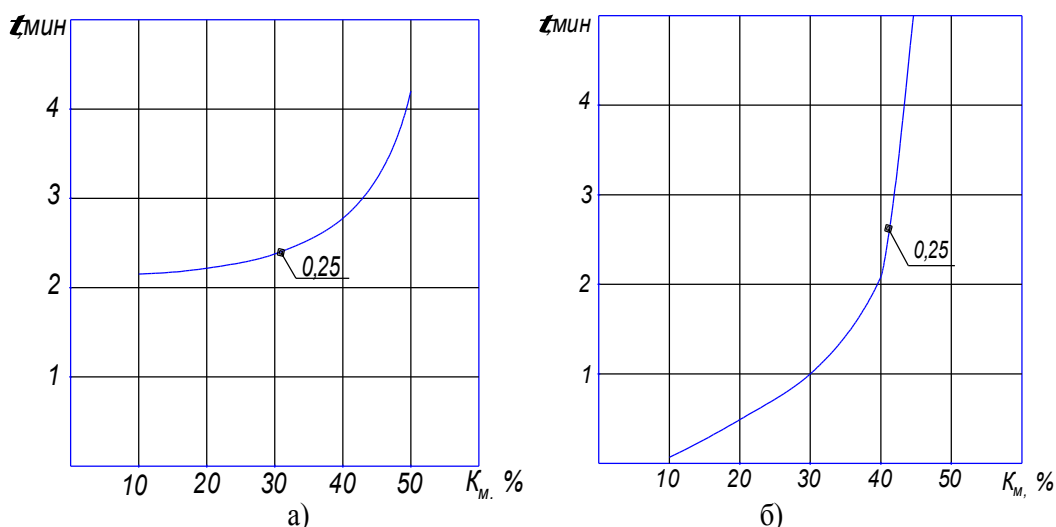


Рис. 1. Стабильность МТЭ с различным содержанием метанола, эмульгатор – Миксент-2000: К_М – содержание метанола; 0,25 – содержание эмульгатора, %: а – без наличия воды; б – с содержанием воды 7 % (масс.)

Для повышения стабильности МТЭ в них добавляют воду. Содержание воды в метаноле до 10 % (масс.) практически не влияет на расход топлива. Добавление 10 % (масс.) воды к метанолу, при содержании метанола в ДТ 5 % (масс.) позволяет получить эмульсию, образующую при разрушении взвешенные капли метанола в ДТ. Стабильность такой эмульсии можно повысить при одновременном введении эквивалентных количеств (по отношению к метанолу) низкомолекулярных ароматических углеводородов, выкипающих ниже температуры начала кипения ДТ, или использовать в качестве стабилизатора высшие спирты, в частности, бутанол, или эффективные ПАВ [3, 4]. При добавлении в состав МТЭ воды (см. рис. 1, б), характер зависимости остается прежним, график, при этом, имеет более значительный интервал по времени. Так, увеличение концентрации метанола в топливе с 10 до 40 %, увеличивает время до начала седиментации с 2 секунд, примерно, до 2 минут. Максимальное значение стабильности достигается при концентрации метанола в МТЭ 50 % (масс.) и составляет, примерно, 8 минут.

Очевидно, что присадка Миксент – 2000 является малоэффективным эмульгатором для повышения стабильности МТЭ «обратного» типа. Использование присадки Миксент - 2000 для повышения стабильности МТЭ возможно, но только при приготовлении топлива непосредственно на «борту» дизеле.

Таким образом, вопрос об изучении МТЭ требует серьезного внимания, поскольку каждое введение, связанное с добавлением нового элемента, либо изменением концентраций прежних составляющих, существенно влияет на стабильность эмульсии, на физико-химические свойства. Детальное изучение изменений позволит, в дальнейшем, разработать новые способы смешения и растворения, способы математического описания воздействия соответствующих присадок и добавок в нефтяном топливе, позволит значительно сократить время на разработку новых составов альтернативных топлив и предсказания их физико-химических свойств. Что, в свою очередь, позволит получить как можно более полную информацию о протекании процессов топливоподачи, сгорания, сажеобразования, токсичности и т.д.

Предложенные основные направления научных исследований по применению МТЭ в качестве топлива для автотракторных дизелей не исключают проведения других исследований, позволяющих дать ответ и на различные вопросы использования

метанола. Проведение всего объема предложенных исследований хотя бы для одной модели автомобиля или трактора с использованием хотя бы одного состава МТЭ, позволит дать ответ на многие, кажущиеся сейчас спорными вопросы и создаст твердую научную платформу для дальнейшего углубления исследований по применению метанола в качестве моторного топлива для автотракторных дизелей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вагнер В.А. Альтернативные топлива в дизелях и их влияние на рабочий процесс и экологические параметры: Дис. ... докт. техн. наук. - М.: МВТУ, 1994. - 365 с.
2. Ребиндер П.А. Поверхностные явления в дисперсных системах. Коллоидная химия. Избранные труды. - М.: Наука, 1978. – 368 с.
3. Лиханов В.А., Плотников С.А. Применение метанола-топливных эмульсий в тракторных дизелях. – Киров, НИИСХ Северо-Востока, 2000. – 96 с.
4. Лиханов В.А., Гущин С.Н. Исследование рабочих процессов в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метанола-топливной эмульсии: Монография. – Киров: Вятская ГСХА, 2006. – 120 с.

МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ МЕТАНОЛО-ТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ С ПРИСАДКАМИ СУКЦИНИМИД С-5А И МИКСЕНТ-2000

ТОРОПОВ А.Е., аспирант –

Вятская государственная сельскохозяйственная академия
(г. Киров, Россия)

АННОТАЦИЯ

В работе приводятся методика и результаты исследований метанолотопливных эмульсий (МТЭ) на основе дизельного топлива с использованием двух эмульгаторов: цетаноповышающей присадки «Миксент-2000» и моюще-диспергирующей присадки - сукцинимид С-5А. Концентрация метанола варьировалась от 10 до 50 % с содержанием эмульгатора от 0,5 до 2,0 %. При исследованиях метанола-топливной эмульсии основное внимание уделялось стабильности коалесценции и седиментации.

ВВЕДЕНИЕ

Основа транспортной энергетики - дизельные двигатели, имеющие достаточно хорошие технические, экономические и экологические. Однако запасы нефтяного топлива ограничены, а потребление их растёт от года к году, цены постоянно подвержены колебаниям, средняя кривая цен неуклонно идёт вверх, добыча и переработка нефти становятся дороже, а спрос растёт быстрее, чем предложение. В связи с этим возникает вопрос о использовании альтернативных видов топлива.

В последнее время обозначились три основных направления в развитии и разработке малотоксичных и высокоэффективных рабочих процессов энергетических установок с ДВС: 1- дальнейшее совершенствование традиционных способов организации рабочего цикла двигателя; 2- разработка новых модификаций рабочих процессов и систем рационального управления их параметрами; 3- формирование рабочих процессов с использованием альтернативных видов топлива без переделки двигателя, при сгорании которых минимизируются выбросы токсичных продуктов, а в ряде случаев возрастает термодинамическая эффективность рабочего цикла. Последнее направление - одно из наиболее перспективных, так как связано с ресурсосбережением традиционного топлива.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Один из наиболее простых, дешевых способов применения альтернативного топлива – метанола - в качестве моторного является его использование в виде эмульсии. Данный способ позволяет экономить дизельное топливо (ДТ) и не требует значительных затрат на внесение конструктивных изменений, и может быть реализован в двигателях уже находящихся в эксплуатации.

Для приготовления эмульсии компоненты для эмульсии предварительно навешивались на электронных весах. При этом, для каждого из значений концентрации метанола, равных 10, 20, 30, 40 и 50 % приготавливалось по три пробы эмульсии, с содержанием эмульгатора 0,5, 1,0, 1,5 и 2,0 %. В метаноле же предварительно было растворено выбранное оптимальное количество воды [1].

Приготовление эмульсии производилось с использованием каждой из двух выбранных эмульгаторов: цетаноповышающая присадка Миксент-200 и моюще-диспергирующей присадки сукцинимид С-5А. Требуемое количество эмульгатора растворялось в ДТ, после чего добавлялся раствор метанола и воды.

Эмульсия готовилась на гомогенизаторе MPW-302 (Польша) при частоте вращения вала 2000 мин^{-1} в течение двух минут. Общий вид гомогенизатора показан на рисунке 1. Полученная проба эмульсии переливалась в градуированную пробирку, после чего производились наблюдения за ее стабильностью[1].



Рис. 1. Общий вид гомогенизатора для приготовления эмульсий

При исследованиях метанола-топливной эмульсии основное внимание уделялось стабильности т.е. способности эмульсий сопротивляться самопроизвольному объединению частиц. Первоначально за критерий стабильности принималось время до появления визуально наблюдаемых изменений (осадка или отстоя) в пробе эмульсии - время до начала седиментации. По полученным данным строились изотермы стабильности.

Для всех исследуемых проб смесей определялась стабильность к коалесценции, которая характеризовалась временем до полного разделения испытуемой пробы на углеводородную и спиртовую фазы.

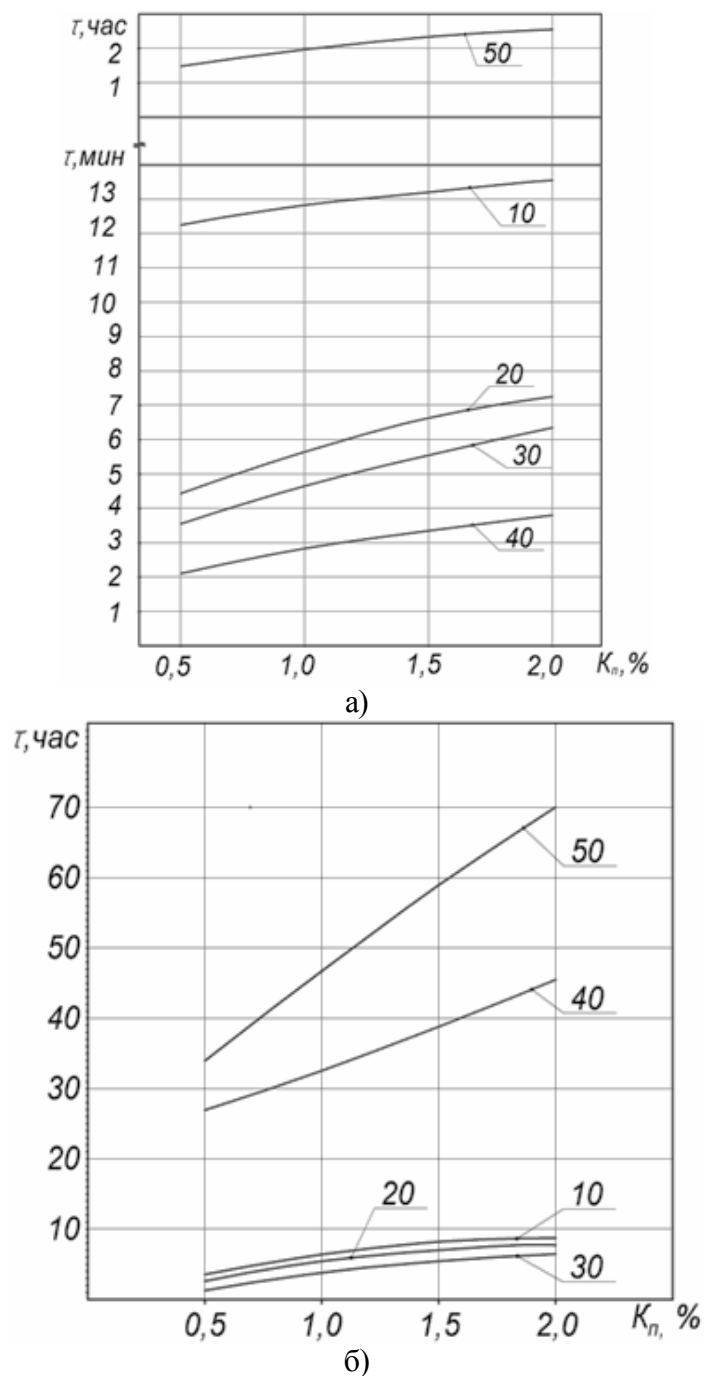


Рис. 2. Влияние композиции присадок сукцинимид С-5А и «Миксент-2000» на стабильность МТЭ; Кп - содержание присадки; 10, 20, 30, 40, 50 % - содержание метанола: а - без наличия воды; б - с содержанием воды 7% (масс.)

При использовании в составе присадки сукцинимид С-5А и присадки Миксент 2000 стабильность эмульсии при концентрации метанола от 10 до 50 % достигает от одного часа до нескольких суток.

Графики стабильности композиции метанола-топливной эмульсии (МТЭ) с двумя присадками (сукцинимид С-5А и Миксент - 2000), представлены на рисунке 2. Здесь достаточно сложным моментом является условие синергетического взаимодействия присадок, а именно опасность в значительной степени ослабить действие друг друга.

Влияние композиции двух присадок на стабильность МТЭ имеет неоднозначное значение. Как видно из рисунка 2, а, при увеличении концентрации

метанола с 10 до 40 % стабильность прямо пропорциональна количеству вводимого эмульгатора и обратно пропорциональна содержанию метанола в топливе. Например, возрастание концентрации эмульгатора с 0,5 до 2 % повышает стабильность топлива, содержащего 20 % метанола, с 4,5 до 7,5 мин., что соответствует увеличению стабильности в 1,67 раза.

На рисунке 2, б приведены результаты исследований влияния воды и композиции двух присадок (сукцинимид С-5А и Миксент - 2000), на стабильность МТЭ. Как видно из графиков, вода в значительной степени влияет на эмульсии «обратного» типа, обеспечивая высокую стабильность. Так, 0,5 % эмульгатора обеспечивает стабильность МТЭ, содержащей 40 % метанола, в течение 27 часов, а при содержании эмульгатора 2,0 %, стабильность МТЭ возрастает до 45 часов, что соответствует повышению в 1,67 раза.

Таким образом, приготовляемые метанола-топливные эмульсии имеют «запас прочности» в течение времени на протекание процесса седиментации, поскольку это ещё не характеризует разделение эмульсии на две фазы. В течение этого времени проба МТЭ может принять одноразовый состав за счёт лёгкого встряхивания (или вибрации двигателя). Дальнейшее увеличение объёма капель и их слипание приводит к завершению процесса коалесценции - разделению дисперсионной среды на метанольную и углеводородную фазы. Для исследуемых метанола-топливных эмульсий стабильность коалесценции составила от 2 часов до 3 суток.

ЛИТЕРАТУРА

5. Лиханов В.А., Гуцин С.Н. Исследование рабочих процессов в цилиндре дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метанола-топливной эмульсии: Монография.- Киров: Вятская ГСХА, 2006. – 120 с.

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ СПИРТА В КАЧЕСТВЕ МОТОРНОГО ТОПЛИВА

ЧУПРАКОВ А.И., аспирант – Вятская государственная
сельскохозяйственная академия (г. Киров, Россия)

АННОТАЦИЯ

За последние 11 месяцев цена на нефть увеличилась на 82 процента и составила 131 доллар США. Аналитики прогнозируют, что цена, в ближайшую пару лет, если не раньше превысит \$200 за баррель. В месте с этим ужесточаются требования к выбросам вредных веществ в окружающую среду, растет количество автомобилей, а следовательно и суммарный объём выбросов вредных веществ. На фоне этого необходимо изыскивать новые альтернативные виды топлива, которые производятся из ненефтяного сырья и являются более экологичными.

ВВЕДЕНИЕ

Одними из наиболее перспективных альтернативных топлив или добавок к стандартным топливам считаются оксигенаты – кислородосодержащие соединения – простые спирты и их эфиры (метанол и этанол). Оксигенаты в составе моторного топлива позволяют снизить токсичность отработавших газов двигателей. Работы по применению спиртовых топлив ведутся и в России, в частности, в ОАО ВНИИ НП (г. Москва), на ВАЗе (г. Тольятти), в Карелии, в Красноярском крае, в г. Кирове и некоторых других научных и производственных центрах. При применении спиртов в двигателях необходимо найти не только оптимальный состав альтернативного топлива, но и способ применения их. Рассмотрим способы применения спиртовых топлив. На рис. 1 в виде схемы приведена классификация способов использования спиртов в дизелях.

СПОСОБ I. Применение растворов в дизельном топливе и топливных смесях. Чистый спирт растворяется в дизельном топливе при температуре выше 36°C. При содержании в спирте даже небольших количеств воды, что неизбежно, происходит расслоение смеси при достаточно высоких температурах. Растворимость метанола в дизельном топливе существенно хуже, чем этанола.

В связи с вышесказанным и, учитывая климатические условия нашей страны, применение растворов спиртов в дизельном топливе практически невозможно. Примером трехкомпонентного стабильного раствора может служить смесь 20%, по объему, растительного (касторового) масла, 50% этанола и 30% дизельного топлива при небольшом (ниже 5%) содержании воды в этаноле. По сравнению с дизельным топливом при работе на смеси выше $(dp/d\varphi)_{\max}$, хуже пусковые качества, несколько ниже к.п.д. и максимальная мощность.

СПОСОБ II. Использование эмульсий спирта и дизельного топлива. При работе на смесях, выше значения максимального давления и температуры цикла по сравнению с работой на дизельном топливе. Несколько выше к.п.д., что объясняют обычно «микровзрывами» капель, содержащих спирт.

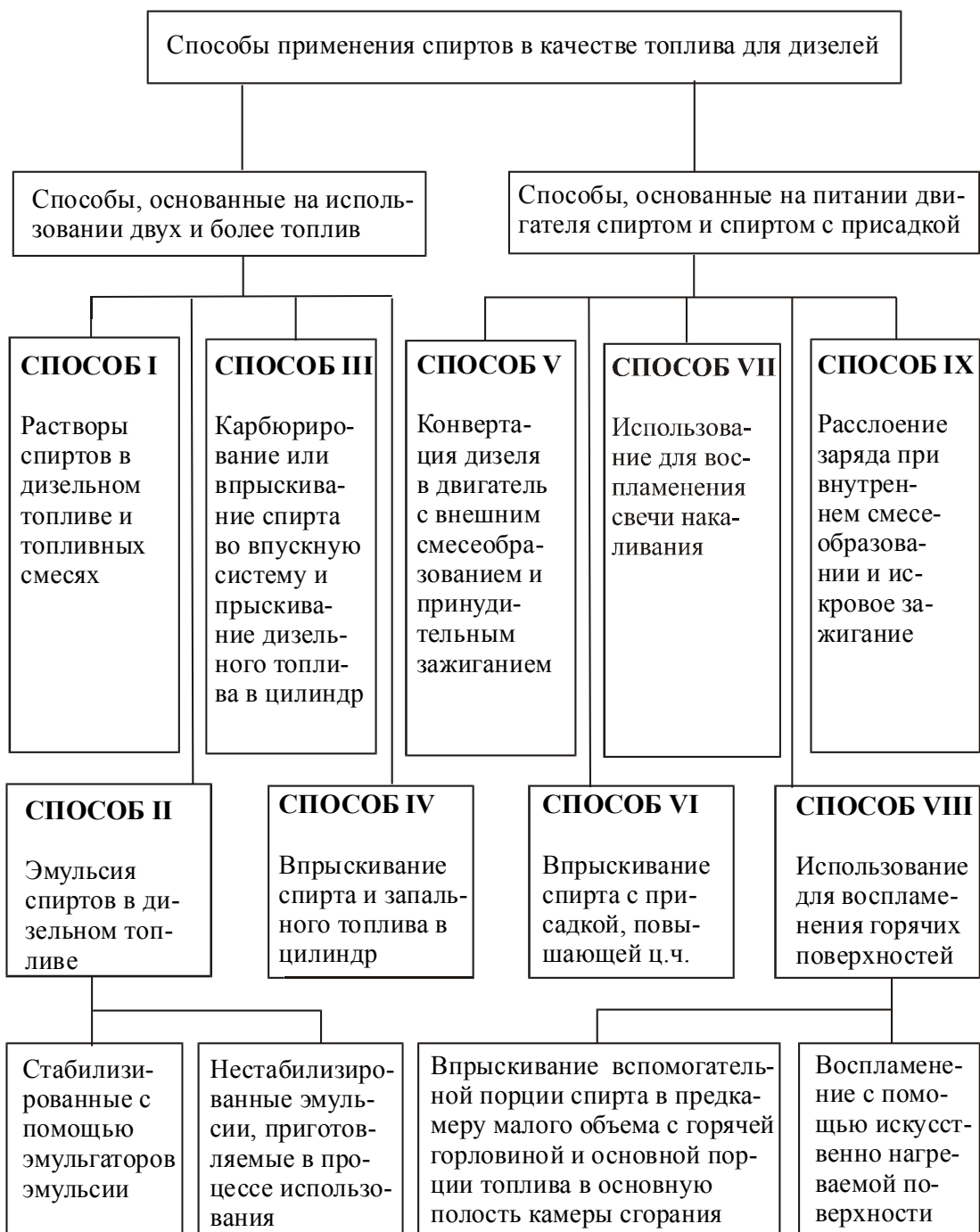


Рис. 1. Классификация методов использования спиртов в дизелях

В Вятской ГСХА разработана и успешно прошла испытания модернизированная система питания тракторного дизеля, схема которой показана на рисунке 2. Система питания содержит смеситель, установленный в П-образном канале головки ТНВД. Это позволяет сократить время между приготовлением эмульсии и ее использованием.

СПОСОБ III. Карбюрирование или впрыскивание спирта во впускную систему в сочетании с впрыскиванием дизельного топлива в цилиндр. При использовании этого способа решаются задачи оптимального управления количеством подаваемых топлив в диапазоне эксплуатационных режимов и подогрева смеси с целью исключения отрицательного эффекта понижения температуры заряда из-за затрат теплоты на испарение спирта. На выбор доли дизельного топлива, заменяемого спиртом, при различных режимах работы дизеля

вливают возможность чрезмерно «жесткого» горения на режимах полных нагрузок и нестабильного воспламенения на режимах малых нагрузок.

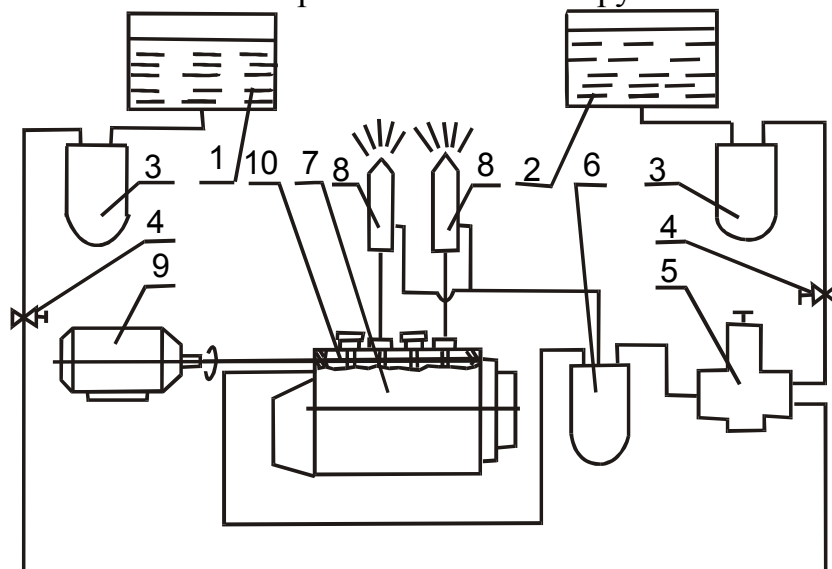


Рис. 2. Схема топливной системы для приготовления и подачи эмульсии (Способ 2 – Эмульсия спиртов в дизельном топливе.): 1 – бак ДТ; 2 – бак для метанола; 3 – фильтр грубой очистки; 4 – вентиль; 5 – подкачивающий насос; 6 – фильтр тонкой очистки; 7 – ТНВД; 8 – форсунка; 9 – электродвигатель; 10 – смеситель

Также используются карбюрирование метанола и испаритель, в котором теплота для испарения подводится с горячей водой. На дизеле для грузового автомобиля с неразделенной камерой сгорания реализовано впрыскивание топлива во впускные патрубки. При двухфазном процессе отмечено увеличение мощности на пределе дымления, повышение к.п.д. В то же время, по сравнению с работой на дизельном топливе возрастет выброс углеводородов.

СПОСОБ IV. Впрыскивание спирта и запального топлива в цилиндр. Способ связан со значительным изменением конструкции дизеля, так как используются две системы впрыскивания топлива. Через основную, имеющую большие размеры плунжерной пары и большие проходные сечения распыливающих отверстий, подается спирт, а через вспомогательную с насосом меньших размеров впрыскивается запальная порция топлива. В качестве последней могут быть использованы дизельное топливо и спирт с присадкой, облегчающей воспламенение. Целесообразность использования способа в дизелях достаточно больших размеров. При рассматриваемом способе нет ограничения по содержанию в спирте воды, что снижает стоимость производства спирта.

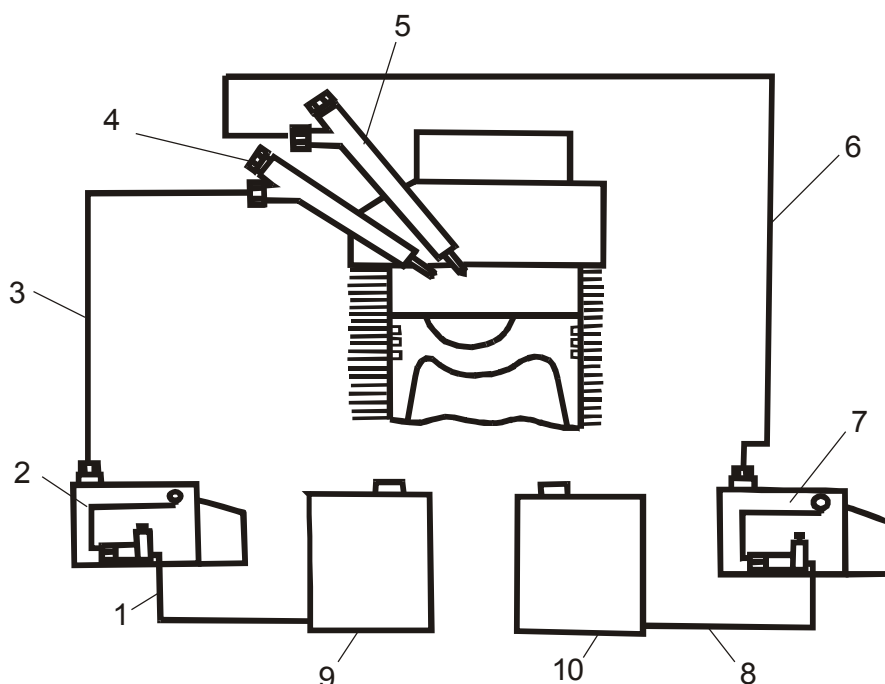


Рис. 3. Схема работы дизеля с двойной системой топливоподачи
(Способ 4 – впрыскивание спирта и запальной порции в цилиндр):

- 1 и 3 - топливопроводы низкого и высокого давления для подачи ДТ;
2 и 7 - ТНВД для подачи ДТ и метанола;
4 и 5 – форсунки для подачи ДТ и метанола;
6 и 8 - топливопроводы низкого и высокого давления для подачи метанола;
9 и 10 - топливные баки для ДТ и метанола

Разработаны различные варианты размещения и привода насосов. Достаточно усложнена система управления дизелем, предусматривающая:

- специальную процедуру запуска с участием автоматических устройств, реагирующих на тепловое состояние дизеля;
- различную последовательность и темп уменьшения подачи основной и запальной порций топлива на регуляторной ветви (с целью обеспечения надежного воспламенения метанола);
- выключение подачи топлива при работе автомобиля в режимах принудительного холостого хода и моторного тормоза.

Отмечено снижение дымления, выброса оксидов азота. К.п.д. сохраняется на уровне базового дизеля и появляется возможность увеличения запаса крутящего момента.

В Вятской ГСХА в 80-х годах прошлого века проводились работы по переводу дизеля воздушного охлаждения Д-21А1 (2Ч 10,5/12) трактора Т-25А на метанол с использованием двойной системы топливоподачи

СПОСОБ V. Конвертация дизеля в двигатель с внешним смесеобразованием и принудительным зажиганием. Наиболее подходящие для целей конвертации – дизели с камерой в поршне, так как в них наименее ярко выражены так называемые горячие точки, могущие вызвать калильное зажигание и детонацию.

СПОСОБ VI. Впрыскивание спирта с присадкой, повышающей ЦЧ. В качестве присадок используются: амил-, гексил-, этилгексил-, циклогексилнитраты, а также присадки типа органических перекисей, используемые для ускорения полимеризации.

Считается, что добавка присадок не должна увеличивать стоимость топлива более чем на 10...15 %. Поэтому при выборе присадки учитывается ее

эффективность и стоимость. В зависимости от эффективности, необходимое количество присадки колеблется от 5 до 20 %. Так, по данным некоторых исследователей, для повышения ЦЧ до 40 необходимо в случае метанола добавить 16,5 %, а в случае этанола – 13 % циклогексилнитрата. Несмотря на значительное содержание в смеси азота, увеличение выбросов оксидов азота не происходит. Содержание сажи и твердых частиц в ОГ при впрыскивании спирта с присадкой ничтожно мало. Предпочтительны присадки, обеспечивающие такой же характер изменения τ_i с нагрузкой, как при дизельном топливе. Это обеспечивает стабильную работу дизеля на малых нагрузках и в режиме холостого хода.

СПОСОБ VII. Использование для воспламенения свечи накаливания. Целесообразность использования способа связана с тем, что метанол обладает высокой склонностью к преждевременному зажиганию при высоких антидетонационных свойствах.

При реализации способа исключительно важное значение имеет правильный выбор расположения свечи и силы тока, питающего свечу. По сравнению с базовым дизелем, к.п.д. на больших нагрузках выше, а на малых ниже. Различный характер зависимостей α связан со значительной неполнотой сгорания бедных метанол - воздушных смесей.

СПОСОБ VIII. Использование для воспламенения горячих поверхностей. Используется предкамера малого объема (3 – 5 % от объема камеры сжатия) с теплоизолированной горловиной. Последняя обеспечивала воспламенение низкоцетанового топлива, впрыскиваемого в предкамеру через вспомогательную форсунку. Основная порция топлива впрыскивалась в основную камеру с запаздыванием относительно впрыскивания топлива в предкамеру. Факел горящих газов из предкамеры обеспечивал воспламенение основной порции низкоцетанового топлива. Запуск мог осуществляться с помощью свечи накаливания, установленной в предкамере.

СПОСОБ IX. Расслоение заряда при внутреннем смесеобразовании и искровое зажигание. Наибольший интерес представляет опыт фирмы МАН по использованию для работы на спиртах FM-процесса. Несмотря на высокую степень сжатия, детонация не возникает, так как воспламеняемая смесь образуется в пристеночной зоне вблизи свечи, а позднее – вблизи пламени.

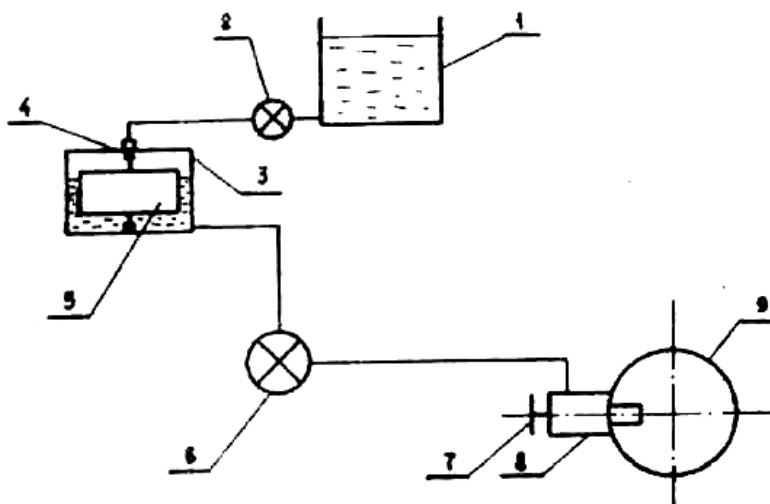


Рис. 4. Схема системы подачи метанола во впускной трубопровод дизеля 2Ч 10,5/12,0 (Способ 3.): 1 - бак для метанола; 2 - кран; 3 - поплавковая камера;

4 запорный игольчатый клапан; 5 - поплавок; 6 - управляющий кран;
7-регулирующая игла; 8 - карбюратор; 9 - впускной трубопровод

Наиболее простым, дешевым и доступным способом применения этанола в настоящее время является его использование в виде эмульсии с дизельным топливом и пакетом присадок, улучшающим ее свойства. Указанный способ позволяет в определенной степени экономить ДТ, не требует значительных затрат на внесение конструктивных изменений и дополнений в дизель и может быть реализован на двигателях, уже находящихся в эксплуатации. При этом возникают вопросы по улучшению эффективных показателей дизелей при работе на этано-топливной эмульсии, о наибольшей экономии дизельного топлива, о снижении негативного воздействия отработавших газов на окружающую среду.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лиханов В.А., Сайкин А.М. Снижение токсичности автотракторных дизелей.- 2-е изд., испр. и доп. - М.: Колос, 1994. -224 с.
2. Смайлис В.И. Малотоксичные двигатели. – Л.: Машиностроение, 1972. - 186 с.
3. Перспективы применения оксигенатных биотоплив из возобновляемых источников сырья / В.С. Шпак, О.И. Шаповалов, В.Б. Исаков, Ю.И. Карташов и др. // Новые топлива с присадками // Сб. тр. II международ. науч.-практ. конф. – СПб.: Академия прикладных исследований. – 2002. – С. 233-249.

СОВРЕМЕННЫЕ СРЕДСТВА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ИНШАКОВ А.П., д.т.н., профессор; КРЮЧКОВ С.В., к.т.н. доцент –
Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева
(г.Саранск, Россия)

Обеспечение стабильных выходных показателей дизельных энергетических установок напрямую связано с эффективностью использования их топливоподающих систем. Являясь, одной самых сложных систем дизеля, топливоподающая аппаратура (ТПА), на сегодняшний день, настраивается точно так же, как и 20 лет назад. Регулируются лишь средние показатели работы ТПА в стендовых условиях. В первую очередь это связано с технологическими средствами, применяемыми при настройке ТПА. Стенды для испытания и настройки принципиально не менялись со времен их создания. До некоторого времени это объяснялось недостатком широко доступных технологий. Настоящее время диктует необходимость в применении более эффективных, более информативных методов и средств, для анализа работы и соответственно более точной настройки ТПА дизеля. Это позволит с большей экономией использовать топливные ресурсы и обеспечить соблюдения требований экологичности при функционировании дизеля в составе машинно-тракторного агрегата.

Основным показателем, характеризующим работу ТПА, является характеристика впрыска. Именно она определяет динамику и полноту сгорания топлива. В настоящее время при настройке ТПА в стендовых условиях данный параметр не контролируется. Считается, что характеристику впрыска обеспечивает профиль кулачкового вала насоса, и вся настройка топливной аппаратуры сводится к регулированию необходимой средней подачи за определенное количество циклов на нескольких определенных частотах вращения. Связь между частотой вращения и положением рейки топливного насоса высокого давления (рис.1) в стендовых условиях отсутствует. Кроме того динамика функционирования ТПА на реальном дизеле также остается неучтенной. В следствии этого отрегулированная подобным образом ТПА в условиях эксплуатации не обеспечивает оптимальных параметров топливоподачи в необходимом диапазоне колебания частоты вращения.

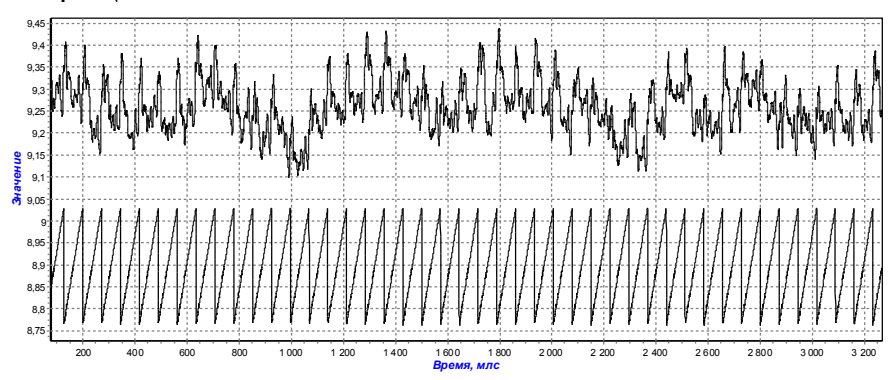


Рис.1. Колебания рейки ТНВД

Особенно это проявляется на переходных режимах, время которых на различных технологических операциях и различных окружающих условиях может достигать значительной величины. В данном случае происходит снижение средней цикловой подачи и как следствие снижение мощности, топливной экономичности и повышение дымности отработавших газов. Всего этого можно избежать, если на этапе настройки в стендовых условиях учесть динамику формирования выходных показателей ТПА. Для этого нужно всего лишь иметь возможность наблюдать за изменением характеристики топливоподачи в процессе настройки или диагностирования ТПА. Характерные

изменения характеристики впрыска позволяют сделать заключение о том или ином виде неисправности в системе, сократив время поиска этой неисправности до минимума.

Интенсивное развитие информационно-вычислительной техники дает возможность проведения сложных математических расчетов с минимальными затратами временных и материальных ресурсов. С учетом выше изложенного нами был разработан диагностический комплекс, позволяющий регистрировать, обрабатывать и представлять в удобном для восприятия виде информацию о работоспособности ТПА дизеля. Он включает в себя следующие составляющие: первичные преобразователи, блок усиления, аналого-цифровой преобразователь (АЦП), персональный компьютер (ПК), программное обеспечение (ПО). Данный комплекс позволяет одновременно фиксировать до 32 параметров и может с легкостью быть адаптирован под любые виды измерений и анализа. В данном случае фиксируются следующие показатели:

- давление в топливопроводе высокого давления на выходе из насоса и входе в форсунку. Это позволяет оценить сдвиг по фазе величины давления и величину искажения давления при прохождении топлива от насоса к форсунке.

- угол поворота кулачкового вала ТНВД. Позволяет привязать все параметры к углу поворота и вычислить производные от угла по времени (скорость, ускорение).

- положение рейки насоса. Позволяет определять положение дозатора, время отсечки, возможные колебания и их влияние на величину цикловой подачи (мгновенной или средней за определенное количество циклов).

- положение иглы форсунки. Позволяет в сочетании со знанием давления перед форсункой, рассчитывать мгновенный расход топлива через форсунку, начало впрыска, окончание впрыска, строить зависимость положения иглы от угла поворота кулачкового вала насоса. Кроме этого планируется введение дополнительных датчиков, позволяющих фиксировать величину вибрации, что позволит оценить степень износа прецизионных пар. Блок усиления производит частичную фильтрацию сигнала, нормирование и усиление. Кроме этого в нем расположен блок питания датчиков. С блока усиления сигнал заводится на плату АЦП, расположенную в PCI слоте ПК. Для обеспечения мобильности информационно измерительного комплекса возможно применения внешнего АЦП, присоединяемого к последовательной шине USB мобильного компьютера.

АЦП обеспечивает оцифровку сигнала и передачу его в программу обработки. На нем имеется сигнальный процессор, который позволяет непосредственно средствами АЦП производить частичную обработку сигнала, чтобы снизить количество информации, передающейся через канал данных, тем самым увеличивая производительность системы или снижая минимальные системные требования. В данном случае использовался АЦП фирмы LCard L-783. Максимально возможная частота оцифровки составляет 3 МГц при опросе на один канал. При увеличении количества каналов, частота делится по каналам. Согласно проведенным исследованиям применения частоты оцифровки более 100 КГц при исследовании процесса топливоподачи является нецелесообразным. Превышение указанной частоты ведет к возрастанию потока информации, а увеличения информативности не наблюдается. Тем не менее, на начальных этапах исследования применения высоких частот оцифровки оправдано, т.к. точно предсказать картину изменения процессов крайне затруднительно.

Самым сложным звеном комплекса является программное обеспечение, применяемое при записи и обработке данных. Интерфейс ПО представлен на рисунке 2.

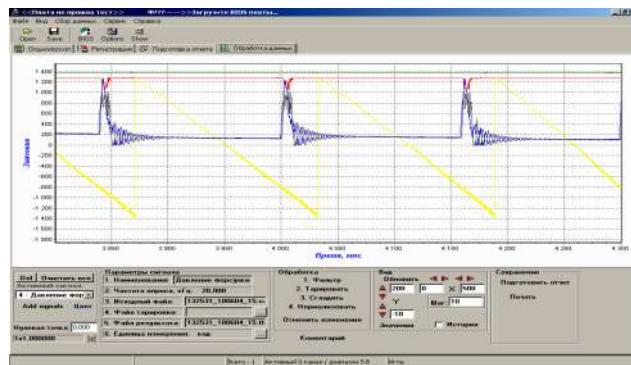


Рис.2. Общий вид ПО

При разработке программного обеспечения ставились следующие цели: возможность принимать данные с АЦП, сохранять в памяти ПК, быстрота обработки, применение универсальных математических методов при обработке, возможность применения для обработки специализированных внешних программ, удобный графический интерфейс, широкий выбор средств визуального представления результатов измерения и обработки записанного сигнала. Все эти цели в определенной степени нашли свое отражение в конечном продукте. На рисунке 3 представлен график записанных параметров при снижении оборотов (насос установлен на стенде).

Программное обеспечение позволяет с определенной частотой запускать сбор данных с АЦП, производить программную фильтрацию сигнала, сглаживание, запись в файл результатов, графическое представление записанного и обработанного сигнала, моделирование сигнала с учетом технического состояния ТПА. Кроме того, возможно применение таких программных комплексов как MatLab, MatCad и др. специализированных математических пакетов В процессе моделирования со стороны ПО возможно оказание управляющих воздействий на исследуемый объект. Для этой цели предусмотрена штатная установка цифро-аналогового преобразователя или посредством использования цифровых TTL линий. Последнее особенно удобно при использовании цифровых датчиков и управляющих механизмов. Управляющие воздействия используются при корректировании процесса моделирования топливоподачи или для формирования входных воздействий на ТПА при стендовых испытаниях..

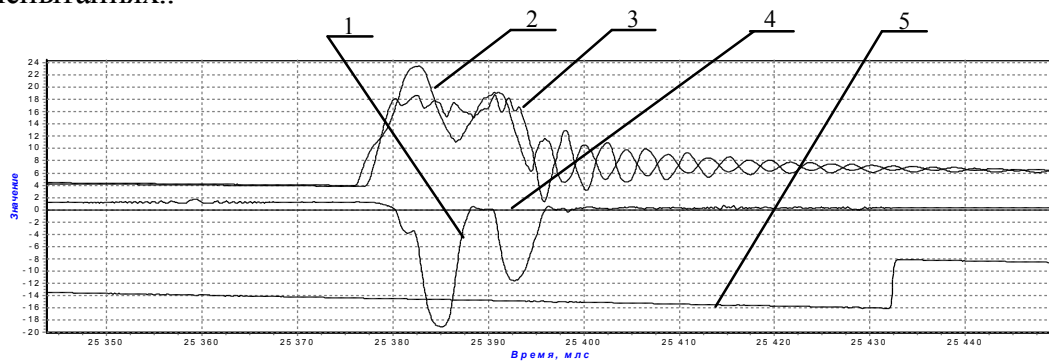


Рис.3. Снижение оборотов кулачкового вала в стендовых условиях:

- 1- положение иглы форсунки ($\times 10^{-2}$);
- 2, 3 – давление после насоса и на входе в форсунку соответственно (МПа);
- 4 – отклонение от нулевой линии рейки (мм);
- 5 – угол поворота кулачкового вала.

Использование описанного комплекса возможно не только в стендовых условиях, но и в условиях эксплуатации, что позволяет корректировать настройки ТПА в зависимости от внешних параметров и состояния мобильного энергосредства. На рисунке 4 представлена фотография размещения первичных преобразователей на

ТНВД, установленном на двигателе Д-240, а на рисунке 5 процесс записи и обработки сигналов в лабораторных условиях.

Применение разработанного комплекса возможно при штатной настройке насосов в качестве непрерывного регистратора расхода топлива через форсунку. Таким образом, нет необходимости ожидать завершения определенного количества циклов, а после нескольких оборотов вала сделать вывод о требуемой регулировке.

В целом, использование подобного комплекса позволит повысить эффективность использования дизеля в составе машинно-тракторного агрегата, повысить топливную экономичность и экологичность.



Рис.4. Расположение датчиков



Рис.5. Регистрация и обработка данных

ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ГРАЖДАНСКИХ СУДОВ И МОРСКИХ СООРУЖЕНИЙ ИВАНОВ Р.А., д.т.н., профессор; СТРУЕВ В.П., д.ф.-м.н., профессор; ХОРОШЕВ В.Г., д.т.н., с.н.с. – ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова (г. Санкт-Петербург, Россия)	563
ОБОСНОВАНИЕ И ПРИМЕНЕНИЕ СПЕЦИАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ КОМПЬЮТЕРНОЙ АЛГЕБРЫ СОГЛАСНО ТРЕБОВАНИЯМ ПРАВИЛ МОРСКОГО РЕГИСТРА СУДОХОДСТВА АНДРЕЕВ Ю.М., к.т.н., доцент – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт» (г. Харьков, Украина); РЕШЕТОВ А.А., к.т.н., доцент – Чувашский государственный университет им. И.Н. Ульянова (г. Чебоксары, Россия)	571
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ МЕВЕДЕВ В.И., д.т.н., профессор – Чувашская государственная сельскохозяйственная академия (г. Чебоксары, Россия).....	577
ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ НА РАСТИТЕЛЬНО-МИНЕРАЛЬНОМ ТОПЛИВЕ УХАНОВ А.П., д.т.н., профессор; РАЧКИН В.А., к.т.н., ст. преподаватель; ИВАНОВ В.А., аспирант – Пензенская государственная сельскохозяйственная академия (г. Пенза, Россия)	581
ИНТЕГРАЛЬНОЕ ИСЧИСЛЕНИЕ В РЕШЕНИИ ЗАДАЧ ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКИ АКИМОВ А.П., д.т.н., профессор; АКВИЛЬЯНОВА И.Н., доцент; ЧЕГУЛОВ В.В., к.т.н., доцент – ЧПИ МГОУ (г. Чебоксары, Россия).....	588
ОЦЕНКА СТАБИЛЬНОСТИ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ СВОЙСТВ МЕТАНОЛО ТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ ГРЕБЕНЕВ А.С., аспирант – Вятская государственная сельскохозяйственная академия (г. Киров, Россия)	592
АППРОКСИМАЦИЯ КОЭФФИЦИЕНТА “С” ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ НАПОРНОГО ПАРСОДЕРЖАНИЯ В ОБОГРЕВАЕМЫХ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КАНАЛАХ ДРЕСВЯНКИН В.С., к.т.н., доцент – Военно-морской инженерный институт (Россия, Санкт-Петербург).....	596
РАСЧЕТ СИЛ И МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ОПОРЫ СИЛОВОГО АГРЕГАТА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ОТ ДВС ЖОЛОБОВ Л.А., к.т.н., профессор; ГРАЧЕВ Д.В., аспирант – Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия (г. Н. Новгород, Россия).....	600
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВПУСКА БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ ЗА СЧЕТ ИЗМЕНЕНИЯ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКОВ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ВАЛА ЖОЛОБОВ Л.А., к.т.н., профессор, ДЫДЫКИН А.М., доцент – Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия (г. Н.Новгород, Россия).....	605
МОДЕРНИЗАЦИЯ ВПУСКНОЙ СИСТЕМЫ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ ВСН-7Д ЖОЛОБОВ Л.А., к.т.н., профессор; ЗАХАРОВ С.В., ст. преподаватель; НИКИФОРОВ Д.А., аспирант; ЗОЛОТАРЕВ Н.А., студент – Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия (г. Н. Новгород, Россия).....	611
ПРИМЕНЕНИЕ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА NATIONAL INSTRUMENTS ДЛЯ СНЯТИЯ И ОБРАБОТКИ СИГНАЛОВ ПРИ ИСПЫТАНИИ ДВС ЖОЛОБОВ Л.А., к.т.н., профессор; ЗАХАРОВ С.В., ст. преподаватель; НИКИФОРОВ Д.А., аспирант – Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия (г. Н. Новгород, Россия)....	619
СРАВНИТЕЛЬНЫЕ СХЕМЫ И АНАЛИЗ СИСТЕМ ЗАЖИГАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ЖОЛОБОВ Л.А., к.т.н., профессор; САМОХВАЛОВ С.В., ТРИШИН В.Г., соискатели – Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия (г. Н. Новгород, Россия).....	627
МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ГАЗООБМЕНА ДВИГАТЕЛЯ ВСН-7 С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СИСТЕМЫ FLOW VISION ЖОЛОБОВ Л.А., к.т.н., профессор; ШМЕЛЕВ В.В., руководитель центра технической поддержки – ООО ТЕСИС,	

ВАСИЛЬЕВ И.С., ВАСИЛЬЕВ Н.С., аспиранты – Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия (г. Н. Новгород, Россия).....	633
СНИЖЕНИЕ ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ДВУХТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ЖОЛОбОВ Л.А., к.т.н., профессор; ШОШИН Р.В., аспирант; КАЗАНЦЕВ П.В., соискатель – Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия (г. Н. Новгород, Россия).....	641
ВЛИЯНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТАНОЛА НА ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ, ОБЪЕМНОЕ СОДЕРЖАНИЕ И МАССОВУЮ КОНЦЕНТРАЦИЮ ОКСИДОВ АЗОТА В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ 2Ч 10,5/12,0 ПРИ РАБОТЕ С ДСТ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ УГЛА П. К. В. НА РЕЖИМЕ МАКСИМАЛЬНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ЛИХАНОВ В.А., академик РАТ, д.т.н., профессор; АНФИЛАТОВ А.А., ассистент – Вятская государственная сельскохозяйственная академия (г. Киров, Россия).....	647
ВЛИЯНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТАНОЛА НА ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ, ОБЪЕМНОЕ СОДЕРЖАНИЕ И МАССОВУЮ КОНЦЕНТРАЦИЮ ОКСИДОВ АЗОТА В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ 2Ч 10,5/12,0 ПРИ РАБОТЕ С ДСТ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ УГЛА П.К.В. НА НОМИНАЛЬНОЙ ЧАСТОТЕ ВРАЩЕНИЯ ЛИХАНОВ В.А., академик РАТ, д.т.н., профессор; АНФИЛАТОВ А.А., ассистент – Вятская государственная сельскохозяйственная академия (г. Киров, Россия).....	655
УЛУЧШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ 4ЧН 11,0/12,5 С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА ПРИ РАБОТЕ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ СГОРАНИЯ И ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЯ ЛИХАНОВ В.А., академик РАТ, д.т.н., профессор; ГРЕБНЕВ А.В., БУЗМАКОВ Ю.Г., СКРЯБИН М.Л., аспиранты – Вятская государственная сельскохозяйственная академия (г. Киров, Россия).....	662
ТЕОРИЯ «ПУТИ» СМЕЩЕНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО РАСПЫЛЕНИЯ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ ПАВЛОВ И.А., к.т.н., доцент – ЧПИ МГОУ; РЯЗАНОВ В.Е., к.т.н., профессор – Чувашская государственная сельскохозяйственная академия (г. Чебоксары, Россия).....	669
ВЛИЯНИЕ ПРИСАДКИ «МИКСЕНТ - 2000» НА СТАБИЛЬНОСТЬ МЕТАНОЛО ТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ РОМАНОВ С.А., аспирант – Вятская государственная сельскохозяйственная академия (г. Киров, Россия).....	673
МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ МЕТАНОЛО-ТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ С ПРИСАДКАМИ СУКЦИНИМИД С-5А И МИКСЕНТ-2000 ТОРОПОВ А.Е., аспирант – Вятская государственная сельскохозяйственная академия (г. Киров, Россия).....	677
ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ СПИРТА В КАЧЕСТВЕ МОТОРНОГО ТОПЛИВА ЧУПРАКОВ А.И., аспирант – Вятская государственная сельскохозяйственная академия (г. Киров, Россия).....	681
СОВРЕМЕННЫЕ СРЕДСТВА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ИНШАКОВ А.П., д.т.н., профессор; КРЮЧКОВ С.В., к.т.н. доцент – Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева (г.Саранск, Россия).....	687

**Сборник трудов
X Международной научной школы
«Гидродинамика больших скоростей»
и
Международной научной конференции
«Гидродинамика. Механика. Энергетические установки»,
посвященной 145-летию со дня рождения
академика А.Н. Крылова**

Научное издание

Изготовлено в Редакционно-издательском отделе ЧПИ МГОУ
428022, г. Чебоксары, ул. П. Лумумбы, 8

Подписано в печать 25.07.08. Заказ № **202**
Тираж 500 экз. Усл. печ. л. 25,90.

Отпечатано в типографии ИП Сорокин А.В.
428017, г. Чебоксары, ул. М. Павлова, 50/1
Тел.: (8352) 46-43-46