

К ВЫБОРУ ОПТИМАЛЬНОГО СПОСОБА КОНВЕРТАЦИИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ В ГАЗОДИЗЕЛИ НА ПРИМЕРЕ СЖАТОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА

Димогло А.В. вед. специалист, аспирант, Приднестровский Государственный Университет; Чернобрисов С.Ф., кандидат технических наук, доцент, Государственный Аграрный Университет Молдовы

Постоянное увеличение потребности в дизельном топливе и существенное его подорожание в последние годы приводят к необходимости перевода тракторов и созданных на их базе строительных, дорожных и коммунальных машин, самоходных сельхозмашин, а также других мобильных и стационарных энергетических установок на альтернативные виды топлива, в первую очередь сжатый и сжиженный природный газ.

Использование природного компримированного газа в качестве моторного топлива позволит улучшить экологическую обстановку в местах эксплуатации тракторов. В общей массе вредных веществ, загрязняющих окружающую среду, доля выбросов дизельных тракторов относительно невелика и обычно не превышает 4 % суммарных выбросов всех антропогенных источников загрязнения. Однако выбросы тракторов достаточно часто вызывают интенсивные локальные загрязнения, представляющие значительную опасность не только для трактористов, но и для находящихся вблизи людей и животных, а также для растений и почвы [1].

На современном этапе технического прогресса в сельскохозяйственном производстве энергетическое обеспечение прироста продукции не может быть достигнуто за счет моторных топлив, получаемых из нефти. Альтернативное решение проблемы возможно за счет использования газа в качестве топлива для тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин.

Использование газа в двигателях внутреннего сгорания имеет большее значение в том плане, что высвобождается значительное количество жидкого нефтяного топлива, необходимого для производства синтетических материалов и как сырья в других отраслях промышленности. Принцип работы двигателя по газодизельному циклу был запатентован еще Р. Дизелем в 1898 г. и стал основой при создании различных конструктивных схем работы газодизельных двигателей. В конструкцию двигателя вносится ряд изменений - добавляется газовый смеситель, система регулирования подачи газа, система взаимосвязанного управления дозатором топливного насоса высокого давления (ТНВД) и подачей газа, а также система защиты. При этом способе в воздушный тракт дизеля поступает не

воздух, а газозоудная смесь, которая воспламеняется запальной дозой жидкого топлива, впрыскиваемой через форсунки основной системы топливоподачи дизеля. Минимальное количество запального жидкого топлива определяется энергией, потребной для воспламенения и полного сгорания газозоудной смеси. Обычно запальная доза не превышает 10-15 % от максимальной подачи при работе на чистом дизельном топливе. Основные преимущества газодизелей:

- сохранение энергетических параметров на уровне базового двигателя;
- возможность некоторого увеличения максимума крутящего момента и смещения его в зону низких частот вращения;
- уменьшение в 2-4 раза дымности отработавших газов;
- снижение уровня шума двигателя на 2-4 дБ (А), особенно при рабочем процессе с объемным смесеобразованием;
- экономия до 80% дизельного топлива за счет замещения его газом;
- относительная конструктивная простота переоборудования дизеля в газодизель;
- возможность переоборудования двигателей, уже находящихся в эксплуатации;
- использование природного и сжиженного нефтяного газов и биогаза с сохранением энергетических показателей на заданном уровне вследствие варьирования величины запальной дозы жидкого топлива;
- достаточно большие запасы хода транспортного средства по газу;
- увеличение срока службы моторного масла, уменьшение износа цилиндропоршневой группы;
- эффективное временное использование машин с газодизелями в районах, где нет газозаправочных станций;
- возможность быстрого перехода с одного топлива на другое и обратно.

Современные тракторные дизели, составляющие основу небольшой энергетики в сельском хозяйстве, могут быть легко конвертированы в газодизели без значительных переделок.

Газожидкостные двигатели в последнее время заняли особо прочное место в речном и автомобильном транспорте.

Для переоборудования дизельного трактора в газовый необходимо:

- заменить дизельную топливную аппаратуру на газовую, а топливный бак — на газовые баллоны в сборе с заправочной, распределительной и контрольной аппаратурой.
- снизить степень сжатия двигателя (до 9—12) за счет увеличения объема камеры в поршне или надпоршневого зазора, а также доработать головку (головки) цилиндров для установки свечей зажигания вместо форсунок;
- заменить регулятор частоты вращения на специальный конструкции и установить привод к дроссельному узлу;
- оборудовать двигатель системой зажигания.

Что касается тракторных двигателей, то на первоначальном этапе наиболее целесообразно конвертировать их в газодизели, так как при этом достигается конструктивная простота преобразования. Для этого необходимо:

- установить газовые баллоны в сборе с заправочной, распределительной и контрольной аппаратурой;
- заменить регулятор частоты вращения на специальный конструкции и установить привод к дроссельному узлу [2].

Переоборудуя двигатель для работы по газожидкостному процессу (высокого сжатия), необходимо соблюдать следующие требования:

- а) сохранить мощность двигателя;
- б) установить минимальный расход жидкого «запального» топлива;
- в) сохранить пусковые качества двигателя;
- г) создать системы простого и надежного регулирования;
- д) использовать минимальное количество новых деталей;
- е) обеспечить возможность быстрого переключения с одного вида топлива на другой.

В соответствии с этими требованиями должны быть решены следующие задачи:

1. Определение необходимого угла опережения впрыска жидкого запального топлива;
2. Создание газосмесительных органов;
3. Установление системы регулирования мощности двигателя путем воздействия регулятора на количество газа, поступающего в цилиндр двигателя за один цикл;

Газодизельный процесс в дизельном двигателе имеет свои отличительные особенности: наполнение цилиндра осуществляется горючей смесью, состоящей из воздуха и газа. Количество воздуха в горючей смеси должно соответствовать необходимой норме, как для сгорания газа, так и для сгорания дизельного топлива. С учетом того, что газ и воздух поступают в цилиндр одновременно, образуя уже готовую горючую смесь, коэффициент избытка воздуха не должен выходить за нижний предел воспламеняемости (для природного газа $\alpha_{\max} = 1,85$ при нормальных условиях окружающей среды). Этот

процесс не является постоянным и зависит от температуры, давления, и завихрения смеси и др.

В газодизелях подача газа осуществляется во впускной трубопровод или непосредственно в цилиндры, где он успевает образовать до момента воспламенения практически гомогенную смесь с воздухом и с остаточными газами. У большинства дизелей тракторов и автомобилей практически отсутствует продувка цилиндров ввиду малого перекрытия фаз газораспределения. Поэтому у них можно подводить газ во впускной трубопровод, не опасаясь его потерь в период перекрытия фаз газораспределения.

Сравнивая удельную теплоту сгорания стехиометрических смесей природного газа и дизельного топлива, можно сделать ошибочный вывод о худших мощностных характеристиках газодизеля по сравнению с базовым двигателем. Однако, практические результаты перевода дизелей на газодизельный процесс свидетельствует о возможности получения такой же или большей мощности при работе на газе, чем на дизельном топливе, так как предварительно подготовленная в процессе впуска газозоудная смесь сгорает с большей скоростью и без дыма, в результате чего коэффициент избытка воздуха может быть снижен практически до стехиометрического. Заключенный в надпоршневом зазоре, в подклапанных выемках, а также в зазоре вокруг головки поршня дизеля воздух практически не вовлекается в процесс сгорания при положении поршня вблизи ВМТ, т. е. в период, когда выделившаяся теплота используется с наибольшим КПД. При ходе поршня к НМТ этот воздух может быть использован для дожигания сажи, образовавшейся в начальный период сгорания топлива, но степень использования выделяемой при этом теплоты снижается, а экономические и мощностные показатели двигателя соответственно ухудшаются. Указанные выше объемы занимают от 15 до 25% объема сжатия дизеля с непосредственным впрыском, поэтому минимальный коэффициент избытка воздуха ограничивается обычно значениями порядка 1,15...1,25. Заполнение этих объемов предварительно подготовленной гомогенной газозоудной смесью создаёт условия для полного использования воздушного заряда цилиндра и быстрого выделения теплоты в начальной фазе процесса расширения.

По мере увеличения доли газа ухудшаются условия самовоспламенения жидкого топлива, в результате чего возрастают период индукции и количество впрыскиваемого жидкого топлива, а при его сгорании повышается скорость нарастания давления в цилиндре. Склонность газообразного топлива к сгоранию с повышенными скоростями оценивается метановым числом (МЧ), величина которого соответствует процентному содержанию метана в смеси с водородом и имеет одинаковую с данным газом скорость сгорания (см. таблицу 1).

Примесь других нейтральных газов, например, азота, может существенно повысить МЧ любого газа. Обеднение газозоудных смесей также приводит к значительному повышению МЧ.

Низкие МЧ пропана и бутана не позволяют повысить степень замещения ими дизельного топлива

в газодизеле при работе на полной нагрузке более чем до 20%. При работе на частичных нагрузках эта доля может быть повышена до 40÷50%, однако, в реальных условиях она остается существенно ниже, чем при использовании газов с высоким МЧ, в частности, природного газа.

Таблица 1

ГАЗООБРАЗНОЕ ТОПЛИВО	МЧ
Метан	100
Водород	0
Этан	44
Пропан	32
Бутан	14,5
Окись углерода	62
Канализационный газ (40% CO ₂)	140
Сжиженный нефтяной газ (40% бутана)	25
Природный газ (.95% метана)	82,5

В двигателях внутреннего сгорания может быть использовано практически любое газовое топливо: природный газ, содержащий обычно 90-95% метана; нефтяной газ, состоящий из пропана и бутана; биогаз, включающий 60-70% метана; промышленные газы, содержащие окись углерода и водорода; генераторный газ, состоящий, главным образом из окиси углерода, а также чистый водород или его смеси с другими газами. Для сельского хозяйства в настоящее время актуальными могут быть признаны только природный газ и биогаз, отличающиеся по содержанию в них метана. Природный газ имеет существенные преимущества перед биогазом как по удельной теплоте сгорания, достигающей 36 МДж/м³ против 22 МДж/м³, так и по воздействию на материалы газовой аппаратуры, так как кроме небольшого количества влаги он никаких химически активных примесей не содержит, а в биогазе присутствуют аммиак, окись углерода и сероводород, которые образуют агрессивную среду, разрушающую баллоны и газовую аппаратуру. Поэтому биогаз, предназначенный для использования в качестве моторного топлива, подвергается тщательной очистке от примесей, например с помощью окислов железа, реагирующих с сероводородом с образованием сухой серы. Регенерация окислов железа осуществляется продувкой их воздухом. Для удаления, влаги может быть применена адсорбционная сушилка.

По теплоте сгорания, отнесенной к единице массы, природный газ практически не отличается от дизельного топлива. Если же теплоту сгорания отнести к единице объема, то объяснимы будут трудности размещения на тракторе баллонов с газом, так как его объем даже при сжатии до 20,0 МПа превышает объем эквивалентного по энергии дизельного топлива в 5-6 раз(см. таблицу 2). Если же газ перевозить в сжиженном состоянии в криогенном баке, конструкция трактора упрощается, а период между заправками увеличивается до приемлемого уровня. Однако получение и хранение сжиженного природного газа в условиях сельскохозяйственного производства представляет собой сложную

техническую задачу, на решение которой потребуются затратить большие средства.

Увеличение массы трактора при использовании сжатого газа в качестве основного топлива определяется требованиями к периодичности заправок материалом баллонов.

Таблица 2

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИРОДНОГО ГАЗА И ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА			
Параметры	Природный газ		Дизельное топливо
	сжатый до 20,0 МПа	Сжиженный	
Низшая удельная теплота сгорания, МДж/кг	48,0-49,4	49,4	42,5-42,7
Объемная удельная теплота сгорания, МДж/л	6,05-6,84	21	34,2-35,8
Удельная энергия. в баке, МДж/кг		21-22	36-37

Сравнивая условия работы двигателя на жидком топливе и по газожидкостному процессу, остановимся на характеристике давления P_a и температуре T_a в конце такта пуска.

Так как при работе на газе двигателю в период впуска необходимо преодолеть сопротивление газопровода и смесителя, давление впуска при работе по газожидкостному процессу будет ниже, чем при работе на жидком топливе. Вследствие того, что температура горючей смеси вначале впуска будет выше температуры окружающего воздуха, а также в силу того, что остаточные газы будут отдавать теплоту меньшему весовому заряду топлива, повысится температура T_a в конце впуска.

В связи с изменением величин P_a и T_a , уменьшается и величина коэффициента наполнения η_v .

Газовая смесь, поступающая в цилиндр двигателя при работе по газожидкостному процессу, характеризуется значительным по величине коэффициентом избытка воздуха ($\alpha = 1, 4 \dots 2, 0$), определяющим допустимые границы повышения давления сгорания.

Учитывая измененные параметры газодизельной смеси, поступающей в цилиндры двигателя, большое значение приобретает качественное ее приготовление.

Качество смеси также будет зависеть от конструкции самого смесителя и в первую очередь от диаметров трубопроводов. Проходные сечения газового и воздушного патрубков, а также сечение выходного патрубка должны соответствовать следующим требованиям:

- Избежать лишние сопротивления;
- Возможность регулирования качества и количества газозвоздушной смеси;
- Обеспечить простоту регулирования газозвоздушной смеси в зависимости от режима работы двигателя.

Для уменьшения сопротивления, оказываемого газозвоздушной смеси, необходимо чтобы каналы

впускных трубопроводов воздуха и газа имели достаточное сечение.

В случае, если двигатель работает на природном газе мощность его должна быть равноценна мощности при работе на жидком топливе. При этом представляет интерес сохранение двигателя как универсального, пригодного для работы без переделок как на газообразном, так и на жидком топливе.

Смеситель устанавливается на впускном трубопроводе, из которого питаются газозвушной смесью все цилиндры.

Приготовление газозвушной смеси для питания газожидкостного двигателя осуществляется в специальных приборах – смесителях. При помощи смесителя представляется возможность регулировать качество и количество смеси, поступающей в цилиндры. Смесительное устройство может быть общим для всего двигателя или индивидуальным для каждого цилиндра.

Наиболее часто применяются смесители, общие для всего двигателя. Применение такого смесительного органа обеспечивает равномерное распределение горючей смеси по цилиндрам и простоту ручной регулировки.

Газозвушной тракт смесителя является основным каналом, где происходит формирование воздушного потока и образование газозвушной смеси. От выбора его размеров и конструкции зависят основные параметры двигателя: его мощность, экономичность и содержание токсичных элементов в отработавших газах.

Газозвушной тракт должен быть с минимальными габаритами.

Известно, что для получения максимальной мощности двигателя и максимального крутящего момента требуются различные площади проходных сечений газозвушного тракта, или уменьшение аэродинамического сопротивления ведет к снижению скорости воздуха в газозвушном тракте, вследствие чего ухудшается смесеобразование и распределение заряда по цилиндрам.

Таким образом, при подборе размеров газозвушного тракта обязательно принимается компромиссное решение, которое определяется типом и конструкцией трактора, а так же спецификой его эксплуатации.

Основной элемент газозвушного тракта – диффузор. От правильности выбора диффузора зависят все основные качества смесителя. В настоящее время существуют противоречивые рекомендации по выбору сечения диффузора.

Наиболее правильным оценочным критерием можно считать среднюю скорость воздуха в его узкой части. Эта скорость воздуха в диффузоре является условной, ее определяют по скорости поршня, площади цилиндра двигателя и площади сечения узкой части диффузора. При этом считают, что поток воздуха в диффузоре непрерывен.

При выборе диаметра диффузоров необходимо учесть особенности конструкции двигателя и схему питания цилиндров. Питание цилиндров горючей смесью на многоцилиндровых двигателях осуществляется поочередно, при этом подразумевают такты впуска через каждые 180° поворота коленчатого

вала. В данном случае не учитывается опережение и запаздывание открытия и закрытия клапанов.

В многоцилиндровых газовых двигателях небольшой мощности на впускном трубопроводе устанавливают общий смеситель, из которого питаются газозвушной смесью все цилиндры.

Основными агрегатами топливопроводящей аппаратуры в этом случае является редуцирующая система и смесительное устройство.

Давление газа перед смесителем снижается при помощи редуктора до давления, близкого к атмосферному.

Количество воздуха, протекающего по главному воздушному каналу смесителя зависит как от размеров цилиндров двигателя, так и от режима его работы. Расход воздуха может изменяться как с изменением дросселя, так и при неизменном положении дросселя за счет изменения частоты вращения двигателя с изменением его нагрузки.

Расчетные данные с учетом изложенных требований позволили определить конструктивную схему смесительной камеры для приготовления газозвушной смеси при работе двигателя по газожидкостному процессу.

В газодизелях подача газа осуществляется во впускной трубопровод, где он успевает образовать до момента воспламенения гомогенную смесь с воздухом и с остаточными газами, что позволяет полностью использовать воздушный заряд. Газ при отсутствии избытка воздуха сгорает с меньшим образованием сажи и других продуктов неполного сгорания. Дизельное топливо, впрыснутое непосредственно перед воспламенением и в процессе горения образует гетерогенную смесь, которая сгорает не полностью. В связи с этим, сравнивая удельную теплоту сгорания стехиометрических смесей газа и дизельного топлива согласно данных можно сделать ошибочный вывод о худших мощностных характеристиках газодизеля по сравнению с базовым дизелем. Однако, практические результаты многочисленных экспериментов и производственной эксплуатации газодизелей опровергают данное положение. Мощность газодизелей не снижается, а в некоторых случаях даже превышает показатели базового дизеля. Данное явление объясняется предварительным приготовлением газозвушной смеси и сгоранием ее с большей скоростью.

С увеличением доли газа ухудшаются условия самовоспламенения дизельного топлива, в результате чего возрастает период задержки самовоспламенения (I фаза процесса сгорания), а при его сгорании повышается скорость нарастания давления в цилиндре, что приводит к жесткой работе двигателя.

Период задержки воспламенения влияет решающим образом на рабочий процесс газодизеля, представляющего собой быстроходный двигатель с самовоспламенением. Продолжительность этого периода в значительной мере определяет скорость нарастания давления при сгорании топлива, т.е. плавность работы двигателя, а также величину максимального давления вспышки, от чего зависят масса и размеры деталей. Известные попытки теоретического расчета периода задержки воспламенения, как функции температуры, давления

и энергии активации представляются в основном показательной функцией

$$\delta \cdot P^n \cdot e^{\frac{E}{RT}} = const,$$

где P, T – давление и температура воздуха в период δ ;

E – энергия активации;

R – газовая постоянная.

Значения E, n и $const$ определяются экспериментальным путем. Как подтверждают многочисленные исследования, период задержки воспламенения в значительной степени зависит от теплового состояния двигателя. Так, увеличение температуры жидкости в рубашке охлаждения двигателя сокращает период задержки воспламенения; в холодном двигателе – обратная закономерность, вследствие чего появляется необходимость изменения угла опережения впрыскивания в зависимости от теплонпряженности двигателя.

Профессор А. И. Толстов, основываясь на анализе индикаторных диаграмм одиннадцати различных быстроходных двигателей с самовоспламенением [1], предложил общую формулу для определения задержки воспламенения δ в зависимости от давления и температуры воздуха, частоты вращения двигателя и свойств топлива

Используя данное выражение, нами произведен теоретический расчет периода задержки воспламенения для двигателя СМД. В результате

Диапазон периода задержки воспламенения для быстроходных двигателей, к которым относятся и тракторные дизели, по данным профессора О. И. Вырубова [2] составляет $0,5 \dots 2 \cdot 10^{-3}$ секунд. На рис. 1 эти зоны отмечены заштрихованной поверхностью. Крутизна изменения кривых в пределах зон – наибольшая, что свидетельствует о быстром переходе от почти стабильного значения периода задержки воспламенения к нестабильному (резко меняющемуся). Решающую роль такого резкого перехода в указанных зонах играет температура свежего заряда, а различные моменты опережения впрыска имеют свои диапазоны. Зависимость периода задержки воспламенения от температуры свежего заряда

В зоне высоких температур момент впрыска топлива оказывает незначительное влияние на период задержки воспламенения и для значения углов впрыска $0^\circ, 10^\circ$ и 15° величина δ весьма незначительна. По мере увеличения угла впрыска ($20^\circ, 25^\circ$, и т. д.) начинает возрастать значение δ даже в зоне высоких температур.

В области низких температур свежего заряда период задержки воспламенения растет стремительно и быстро может достичь момента, когда дизельное топливо не будет воспламеняться.

Для рассчитываемого двигателя СМД момент начала подачи топлива равен $18^\circ \dots 20^\circ$ поворота коленчатого вала двигателя до прихода поршня в

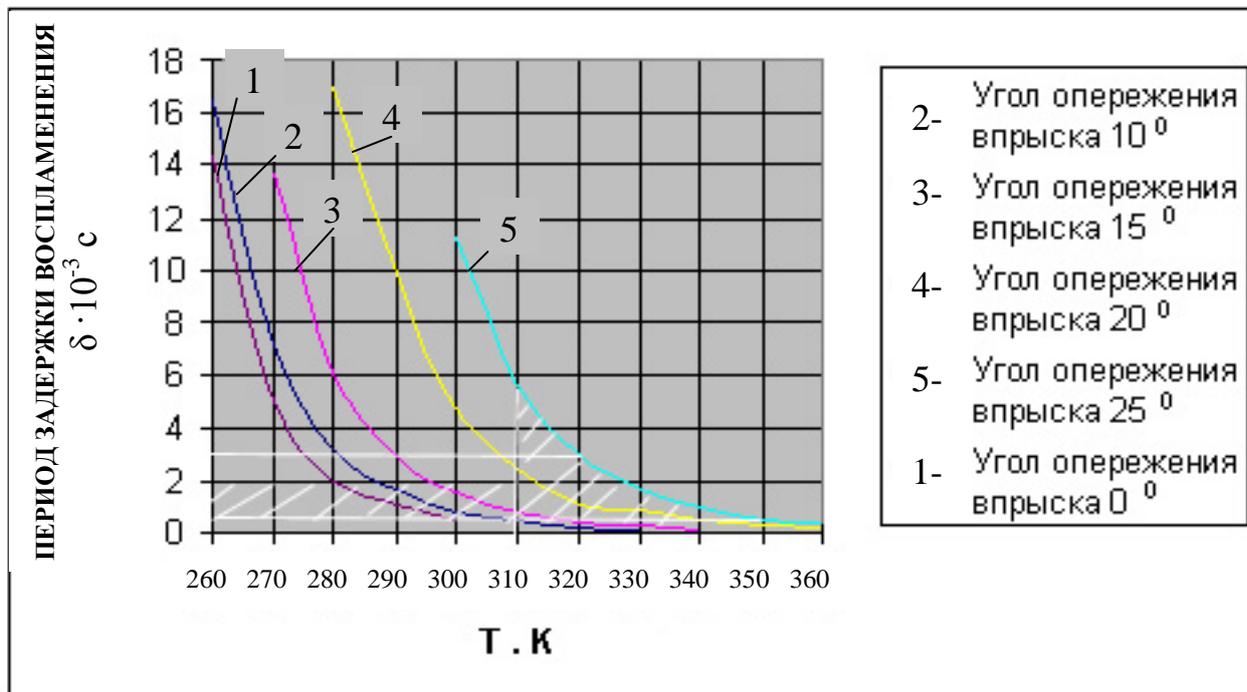


Рис.1 Зависимость периода задержки воспламенения от температуры свежего заряда

были получены ряд кривых, представляющих показательные функции зависимости периода задержки воспламенения от температуры свежего заряда воздуха для разных углов момента опережения впрыска. Наибольшая интенсивность крутизны кривых расположена в зоне температур свежего заряда характерных для дизельных тракторных двигателей ($T'_0 = 310 \dots 350$ К).

ВМТ, следовательно, момент впрыска находится примерно около 20° . Период задержки воспламенения для 310° С уже приближается к верхнему пределу $2 \cdot 10^{-3}$ С, характерному для быстроходных двигателей, а при 350° С – к нижнему пределу $0,5 \cdot 10^{-3}$ С. Выход за верхний предел приведет к большой задержке периода воспламенения и как результат, к жесткой работе двигателя, а выход за

нижний предел – увеличит давление вспышки. Поэтому температура свежего заряда двигателя оказывает решающее влияние на процесс сгорания топлива и, соответственно, не только на мощностные и экономические показатели работы двигателя, но также и на прочностные его параметры.

С уменьшением угла опережения впрыска период задержки самовоспламенения уменьшается. Кривые, соответствующие углу впрыска 0° , 10° и 15° , имеющие, расположенные на графике под одним и тем же значением δ , располагаются левее, т. е. в зоне более низких температур. Более позднему углу впрыска соответствует меньший период задержки самовоспламенения при одном и том же значении температуры свежего заряда. Такое явление объясняется ростом давления при подходе поршня к ВМТ. Однако при слишком малом значении угла опережения впрыска возрастает период догорания, что приводит в конечном итоге к снижению мощностных и экономических показателей двигателя.

В двигателях с газодизельным процессом небольшая доля дизельного топлива 10...15% от общего заряда всего топлива впрыскивается за короткий промежуток времени (отсечка в плунжерной паре ускоряется), что позволяет уменьшить угол опережения впрыска. В этот период температура и давление высокие, а малое количество топлива успевает воспламениться и сгореть полностью. Таким образом, I фаза (период задержки воспламенения) сокращается и в цилиндр двигателя поступает все дизельное топливо. Во II фазе (период нарастания давления) сгорает все дизельное топливо и от него воспламеняется газ, температура воспламенения которого в 2...2,2 раза выше, чем у дизельного топлива. Наличие многих очагов горения и предварительная подготовка молекул газа к реакции способствует тому, что процесс сгорания происходит полностью во II фазе и горение в III фазе (догорание) должно практически отсутствовать. Такой процесс может привести к увеличению максимального давления вспышки и, как результат, к жесткой работе двигателя. Полное сгорание топлива во II фазе можно объяснить протеканием следующих процессов. К концу периода задержки воспламенения завершена подготовка дизельного топлива к воспламенению. В начале II фазы повышение температуры и давления в цилиндре, сопровождающее начавшееся тепловыделение, ускорение теплообменных процессов как вследствие более высокой температуры среды, так и вследствие прямого действия на частицы газа лучеиспускания от очагов пламени, интенсификация химических процессов при высоких температурах - все это содействует дальнейшему сокращению периода физико-химической подготовки частиц газа и быстрому вовлечению его в процесс сгорания.

Таким образом, в действительности получаются два периода задержки воспламенения: для дизельного топлива и для газа.

Для газа период задержки воспламенения совпадает со II фазой сгорания дизельного топлива. Реальную картину влияния данного явления на весь процесс сгорания может показать только индикаторная диаграмма, снятая опытным путем.

Предложенная нами конструкция устройства для

уменьшения дозы подаваемого топлива в цилиндры дизеля до запальной при первых испытаниях показала свою работоспособность. Однако само устройство и его детали претерпели ряд изменений. Были уменьшены диаметры втулки и гайки. Регулировочный болт был исключен из конструкции устройства, а его свойства регулирования были совмещены в оттягивающей тяге. В результате вся конструкция приобрела меньшие размеры, стала более компактной и не требующей каких-либо серьезных конструктивных изменений в самом всережимном регуляторе и его корпусе. Меньшие размеры устройства позволили более точно выполнить установку механизма ограничения запальной дозы.

Для испытаний была использована топливная аппаратура УТН-5 в рабочем состоянии.

Топливная аппаратура УТН-5 без вносимых изменений была отрегулирована по всем показателям (см. рис.2). После черис.2). После чеен механизм ограничения запальной дозы. Для чего необходимо просверлить отверстие в корпусе всережимного регулятора (см. рис.3). Это самое серьезное конструктивное вмешательство. Устройство сконструировано таким образом, что как оно легко устанавливается также легко и снимается, а отверстие можно заглушить либо заварить.

После установки механизма ограничения

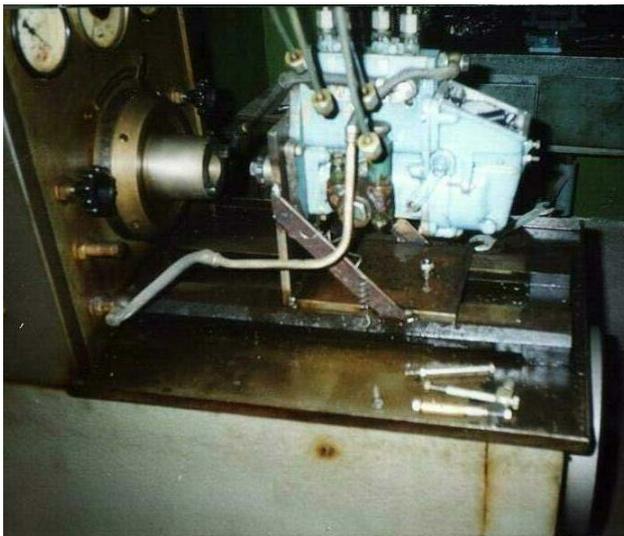


Рис.2 Испытания топливной аппаратуры УТН-5

запальной дозы мы приступили к установке запальной дозы. Для начала запальную дозу попытались установить из расчета 10% от номинальной дозы топлива. При оттягивании рейки запальная доза оказывалась меньше расчетной. Для получения запальной дозы необходимо было увеличить подачу топлива в каждой топливной секции. Данные действия привели к тому, что в обычном режиме топливная аппаратура выдавала несколько повышенные дозы топлива, примерно на 15%.

Литература, которая бы регламентировала необходимые показатели для топливной аппаратуры УТН-5, отсутствует. Полученные данные мы сравнили с данными полученными специалистами автомобильного завода «КамАЗ», у которых уже имеется некоторый наработанный опыт.

Однако для окончательной проверки работоспособности топливной аппаратуры УТН-5 с внесенными изменениями необходимо провести стендовые испытания двигателя и сравнить все показатели работы дизеля в режимах газодизеля и дизеля.

На автомобильном заводе КамАЗ уже наработан некоторый опыт по выпуску газодизельных автомобилей. Однако в них используется топливная аппаратура с трехрежимным регулятором. Данная аппаратура несколько отличается от обычной топливной аппаратуры с всережимным регулятором.

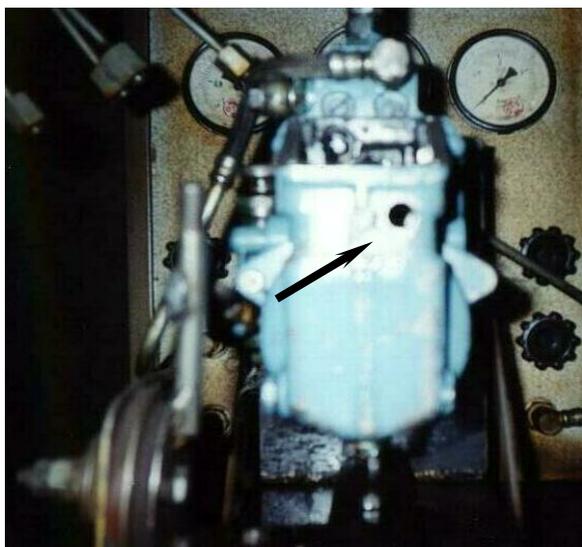


Рис.3 Отверстие в корпусе регулятора

Так как термический КПД газодизеля практически такой же, как у дизеля, предварительный расчет вместимости баллонов можно выполнить, зная средний эксплуатационный расход дизельного топлива базовым трактором, расход запального топлива, а также продолжительность работы трактора между заправками. Остатком газа в баллонах при полном их использовании можно пренебречь.

Например, для универсально-пропашного трактора с дизелем мощностью 59 кВт (80 л.с.) характерен для большинства почвенно-климатических зон страны коэффициент загрузки, определенный по среднему расходу топлива в эксплуатации, около 0,5. Зная, что максимальный расход топлива равен 14 кг/ч, а доля запального топлива составляет 15% от максимальной подачи, определим, что средний часовой расход равен 7 кг/ч, а расход запального топлива с учетом средней частоты вращения вала двигателя в эксплуатации, составляющей около 80% от номинальной, не превысит 1,7 кг. Разность величины среднего эксплуатационного расхода топлива неподачи запального топлива может быть восполнена газом. В данном случае эта разность равна 5,3 кг/ч. При 5-часовом периоде между заправками и равной с дизельным топливом теплотой сгорания, отнесенной к единице массы, запас газа в баллонах должен быть не менее 26,5 кг, т.е. около 37 м³. Если использовать стандартные 50-литровые баллоны, заряжаемые до 20,0 МПа, необходимо разместить на тракторе 4 баллона вместимостью 10 м³ газа каждый.

Литература

1. Лупачев П. Д., Филимонов А. И. Создание и внедрение газовых и газодизельных тракторов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2001, № 1.
2. Лупачев П. Д., Филимонов А. И. Газовые и газодизельные тракторы: преимущества и недостатки // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 1998, № 6.
3. Толстов А. Ч. К теории рабочего процесса быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия. Статья в сборнике N 18 ЦНИДИ – ВНИТОЭ, Машгиз, 1951.
4. Вырубов Д. Н. Смесеобразование в двигателях. Статья в сборнике "Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания и их агрегатов.", Машгиз, 1946.

Димогло Анатолий Владимирович, ведущий специалист, аспирант, родился с.Бардар, Хынчестовского района, Республика Молдова, в 26.08.76г. Окончил Приднестровский Государственный Университет в 1999г.

Чернобрисов Сергей Феодосиевич, кандидат технических наук, доцент, родился в 01.12.34г. Окончил Кишиневский Сельскохозяйственный Институт им. Фрунзе в 1958г.