построено большинство существующих сегодня газовых заправочных станций. Однако в период перестройки развивать применение перспективного топлива прекратили. Сегодня о метане, как о лучшей альтернативе бензину и дизельному топливу заговорили вновь (таблица 2).

Таким образом, альтернативные виды топлива – это не только та экзотика, которая позволяет улучшить экологию или продемонстрировать новые направления в энергетике. Все рекомендации по внедрению альтернативных источников энергии основываются сутобо на экономической целесообразности. Не стоит забывать, что темпы внедрения экологических технологий на транспорте во многом обуславливаются политикой государства и являются показателем высокой технической и экологической культуры нации.

1. Кириллов Н.Г. Сжиженный природный газ – универсальный энергоноситель XXI века: новые технологии производства. //Индустрия, №3 (29), 2002. – стр. 113- 118.
2. Ягафарова Г.Г., Насырова Л.А., Шаимова А.М., Фасхутдинов Р.Р. Альтернативные источники топлива – перспективный способ энергосбережения//Нефтегазовое дело. – 2006. - № 6. [электронный ресурс].
3. <http://bib.convdocs.org/> Статья «Альтернативные виды топлива».

Приймак С.В., Эдигаров В.Р., Сенькин П.А., Кольб В.В.

Экспериментальные исследования многоцелевого транспортного средства с двигателем постоянной мощности

*Омский автобронетанковый инженерный
(Россия, Омск)*

doi:10.18411/spc-12-12-2018-06

idsp: sciencepublic-12-12-2018-06

Повышение подвижности многоцелевого транспортного средства (МТС) обычно связывается с увеличением его удельной мощности и требует либо создания нового двигателя, либо форсирование существующего. Применение двигателя повышенной мощности приводит к увеличению габаритов и массы МТС и, следовательно, усложняет задачу создания МТС с заданными показателями по габаритам и массе [1].

Между тем с увеличением удельной мощности МТС коэффициент использования мощности двигателя в реальных условиях эксплуатации снижается, а максимальная мощность реализуется редко [1,2]. Поэтому одним из направлений повышения подвижности МТС может быть увеличение коэффициента приспособляемости двигателя K_{Π} , вплоть до получения постоянства мощности во всем скоростном диапазоне.

Предполагается, что повышение K_{Π} осуществляется без снижения исходной максимальной мощности двигателя.

Проведенные лабораторные испытания поршневого двигателя внутреннего сгорания, по предварительным расчетам и испытания макетного образца МТС с двигателем постоянной мощности (ДПМ) $N_e = 550$ кВт, установленного вместо обычного двигателя (с коэффициентом приспособляемости $K_{\Pi} = 1,15 - 1,2$) показали, что средняя скорость МТС с ДПМ может быть увеличена на 10-13%. Равноценное увеличение подвижности может быть достигнуто повышением мощности обычного серийного двигателя на 20-30%.

Таким образом, при равных показателях подвижности применение ДПМ позволяет создать моторно-трансмиссионное отделение (МТО) в меньших габаритах.

Это обстоятельство особенно важно для модернизации серийных МТС, где возможности увеличения габаритов МТО практически отсутствуют.

Идея существенного повышения K_{Π} заключается в увеличении цикловой подачи топлива и поддержании необходимого коэффициента избытка воздуха при снижении частоты вращения коленчатого вала n . Увеличение цикловой подачи топлива по требуемому закону в рассматриваемом двигателе достигается применением специального корректирующего устройства. Увеличение цикловых подач воздуха при снижении частоты вращения коленчатого вала может быть достигнуто за счет повышения плотности воздуха и коэффициента наполнения применением газотурбинного наддува (ГТН) [3]. Для данного уровня форсирования эта задача может быть решена совмещением зон максимальных КПД компрессора и турбины, соответствующей максимальному крутящему моменту. Для обеспечения беспомпажной работы компрессора необходимо снизить гидравлическое сопротивление двигателя на этом режиме. Это достигается сочетанием перекрытия клапанов с рациональным объединением выпускных патрубков, при котором благодаря применению импульсного ГТН обеспечивается продувка цилиндров.

Полученные при испытаниях осциллограммы давлений перед впускными и за выпускными клапанами показали, что при $n = 1200$ об/мин во время перекрытия клапанов давление наддува превышает давление за выпускными клапанами – происходит продувка цилиндра. С увеличением n до 2100 об/мин частота импульсов выпускных газов увеличивается; повышение среднего давления в выпускном коллекторе препятствует при этом продувке цилиндров.

Настройка турбокомпрессора на объектовые условия и реализация указанных выше мероприятий обеспечили некоторое повышение плотности воздуха и уменьшение коэффициента остаточных газов при снижении частоты вращения коленчатого вала, что позволило поддерживать коэффициент избытка воздуха на допустимом уровне.

Оценка индикаторных показателей двигателя и температур цилиндропоршневой группы производилась по результатам лабораторных испытаний одноцилиндровой установки на режимах внешней характеристики ДПМ.

При имитации газотурбинного наддува обеспечивался его основной принцип – равенство энергии, необходимой для сжатия наддувочного воздуха, и располагаемой энергии выпускных газов с учетом КПД турбокомпрессора. В связи с различными механическими КПД одноцилиндровой установки и полноразмерного идентичность нагрузочного режима обеспечивалась соответственно равными цикловыми подачами топлива g_u , что при равных цикловых подачах воздуха приводит к равенству индикаторных КПД η_i . Анализ индикаторных диаграмм показывает, что η_i медленно снижается от 0,46 до 0,44 в диапазоне $n = 2100 - 1600$ мин⁻¹, а при дальнейшем уменьшении n до 1200 мин⁻¹ резко падает до 0,38 при весьма пологом снижении коэффициента избытка воздуха. Причиной этого является ухудшение качества смесеобразования, поскольку при снижении частоты вращения коленчатого вала падает как давление впрыска топлива $p_{\text{мон}}$ (качество распыления), так и скорость движения воздушного заряда. Это подтверждается также характером изменения коэффициента активного тепловыделения.

Другой причиной ухудшения η_i является уменьшение угла начала подачи топлива $\varphi_{\text{нпт}}$. Этот угол при снижении n от 2100 до 1200 мин⁻¹ уменьшается с 34 до 27° поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки (ВМТ). Как следует из характеристик впрыска топлива, g_u по мере снижения n увеличивается в 1,7 раза, продолжительность впрыска по углу поворота коленчатого вала изменяется не

значительно ($27,0-28,9^0$), а этот же параметр по времени возрастает с 2,15 до 3,94 м/с, т.е. в 1,83 раза. Таким образом, при практически одинаковой (по углу поворота) продолжительности цикловой подачи угол начала впрыска по мере снижения частоты вращения коленчатого вала уменьшается и, следовательно, все большая доля топлива поступает в цилиндр за ВМТ – η_i снижается. Рассмотренные индикаторные параметры с учетом особенностей воздухообеспечения и топливоподачи ДПМ могут считаться вполне удовлетворенными для двигателя данного уровня форсирования.

Приведенные выше результаты позволили принять решение о разработке макета для оценки влияния дизеля с повышенным коэффициентом приспособляемости на подвижность и топливную экономичность МТС. За основу макетного образца был взят турбопоршневой двигатель типа (В-2), который в свою очередь был перерегулирован до уровня ДМП (с повышенным коэффициентом приспособляемости).

В результате проведенных различных видов испытаний, двигатель с повышенным коэффициентом приспособляемости дает увеличение средней скорости МТС на отдельных участках трассы от 4 до 18%, при этом средняя скорость на трассе может быть увеличена на 11% при 2%-ном снижении километровых расходов топлива.

1. Кригер В.Л. Разработка общих принципов создания двигателей постоянной мощности и реализация их для дизелей типа ЧН 13/14: Автореф. дис. ... канд.техн.наук. - Барнаул, 1990.-21 с.
2. Ефремов И.Ф. Метод анализа топливной экономичности поршневых ДВС / И.Ф. Ефремов, Д.Д. Матиевский // Двигателестроение. 1986.- № 7.- С.3-6.
3. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». - М.: Машиностроение, 1989, с.178-179.

Смоленцева Т.Е.

Анализ процессов описывающих функционирование систем с определением целевой функции

*ФГБОУ ВО «Липецкий государственный технический университет»
(Россия, Липецк)*

doi:10.18411/spc-12-12-2018-07

idsp: sciencepublic-12-12-2018-07

Аннотация

В статье рассмотрен процесс определения целевой функции, с целью формирования уровня предельной напряженности, функционирования систем. Проанализирован процесс формирования нормативных параметров с учетом максимизации функционала. Решена задача по оптимальному распределению задач между элементами организационных систем.

Ключевые слова: напряженность функционирования, целевая функция, организационные сложные системы.

Определение нормативных параметров организационных сложных систем (ОСС), необходимо осуществлять на основе следующих принципов.

1. Целевое планирование функционирования иерархических организационных систем (ИОС) позволяет использовать максимизацию целевой функции при заданных ограничениях.

Если модели не адекватно описывают функционирование ИОС тогда необходимо, определять максимальную напряженность функционирования для элементов, при условии, что эта напряженность будет распределяться равномерно по элементам этой системы.