

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВОЙНОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА В ДВС ПУТЁМ УМЕНЬШЕНИЯ ПОТЕРЬ ТОПЛИВО-ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

Шишколова Мария Андреевна, магистрантка 1 курса каф. ДВС, АлтГТУ им. И.И.Ползунова, Россия, г. Барнаул, пр. Ленина 46, Тел: 89520056855, e-mail: nekrasova_0505@mail.ru

Свистула Андрей Евгениевич, д.т.н., профессор, зав. каф. ДВС, АлтГТУ им. И.И.Ползунова, Россия, г. Барнаул, пр. Ленина 46, Тел:89059859522, e-mail: dekan_feat@mail.ru

Матиевский Герман Дмитриевич, к.т.н., доцент каф. ОБД, АлтГТУ им. И.И. Ползунова, Россия, г. Барнаул, пр. Ленина 46, Тел: 89069438816, e-mail: german.gorizont@rambler.ru

Аннотация. В статье проводится исследование суммарных потерь топлива при реализации двойной подачи на базе одноцилиндровой установке дизеля размерностью 130/140, влияние объёма предварительной порции топлива на основные показатели рабочего процесса, и, в первую очередь, на состав вредных выбросов. Предлагаются мероприятия по минимизации потерь топлива и анализ зависимости среднего давления механических потерь от величины предварительной подачи полученные методом «прокрутки», определён её оптимальный диапазон. Дается оценка вероятности снижения экономичности цикла, связанная с подавлением скорости выделения теплоты в начальной фазе сгорания в районе верхней мертвой точки, с другой стороны это ведет к оптимизации максимального давления и температуры сгорания.

Ключевые слова: дизель, топливоподача, вредные выбросы, экономичность цикла, топливо, двойная подача, потери, расход, форсунка.

IMPROVING THE EFFICIENCY OF DUAL FUEL FEED IN THE ENGINE BY REDUCING FUEL-AIR MIXTURE LOSSES

Annotation. The article studies the total fuel losses in the implementation of a double feed on the basis of a single-cylinder diesel unit of dimension 130/140, the effect of the volume of the preliminary portion of fuel on the main indicators of the working process, and, first of all, on the composition of harmful emissions. Measures are proposed to minimize fuel losses and analyze the dependence of the average pressure of mechanical losses on the value of the pre-feed obtained by the "scrolling" method, its optimum range is determined. An estimate is given of the probability of a decrease in the efficiency of the cycle due to the suppression of the rate of heat evolution in the initial phase of combustion near the top dead center, on the other hand, this leads to optimization of the maximum pressure and combustion temperature.

Keywords: diesel, fuel supply, harmful emissions, cycle efficiency, fuel, double feed, loss, flow, nozzle.

В связи с неуклонным ростом уровня автомобилизации в стране ещё большую актуальность приобретают решение вопросов касающихся разработки мероприятий по

снижению вредных выбросов и уменьшению расходов топлива в двигателе внутреннего сгорания. Интенсивное развитие различных отраслей народного хозяйства в Алтайском крае, в которых автомобильный транспорт играет ключевую роль, является основным фактором указанного роста числа автомобилей. Один из вариантов реализации поставленной задачи по улучшению показателей работы дизеля можно считать применение двухступенчатой подачи топлива, результат внедрения которой обеспечит существенное положительное влияние на состав отработавших газов и оптимизацию расхода топлива.

При двойной подаче топлива предусматривается разделение цикловой порции на две части по количеству и по времени подачи. Одна из них – основная, большого объема, подается в цилиндр в районе верхней мертвой точки (ВМТ) в такте сжатия, как это обычно делается в дизеле. Вторая – предварительная меньшего объема, предшествует основной и подается в систему впуска или в цилиндр на тактах впуска, сжатия или в конце выпуска (Вигом-процесс).

Механизм воздействия на рабочий процесс выражается через сокращение периода задержки воспламенения, связанного с тем, что впрыск основной порции топлива осуществляется в среду, в той или иной мере гомогенизованную и ионизированную протеканием холоднопламенных реакций окисления запальной порции топлива [4]. В результате скорость выделения теплоты в начальной фазе сгорания заметно снижается в сравнении с одноразовым (традиционным) впрыскиванием. При такой трансформации процесса сгорания (в начальной фазе) снижается скорость нарастания давления, максимальные давление и температура сгорания. Открываются возможности использования топлив с низким цетановым числом или водотопливных эмульсий, реализации в какой-то степени многотопливности, снижения тепловой и механической нагруженности двигателя, шумности, уровня вредности и дымности отработавших газов.

Однако известно, что подавление скорости выделения теплоты в начальной фазе сгорания в районе ВМТ, где теплота преобразуется в работу наиболее эффективно, создает предпосылки к снижению экономичности цикла. К ним можно отнести увеличение вероятности нарушения принципа смесеобразования: топливный факел основной подачи не должен проходить через зону воспламенения запальной порции. Это приводит к ухудшению макросмесеобразования по причине переобогащения смеси в зоне воспламенения и переобеднению ее в периферийных объемах камеры сгорания. Нарушается согласованность, достигнутая в процессе доводочных испытаний двигателя между периодом задержки воспламенения, дальнобойностью топливного факела, диаметром горловины камеры и скоростью вихревого движения заряда. Несомненно, что все эти нарушения наиболее выражены при преждевременном (до подачи основной порции) воспламенении запальной порции топлива, и при организации двойной подачи топлива оно должно быть исключено [6].

Вместе с тем существуют и факторы положительного влияния на эффективность использования теплоты в цикле. К ним следует отнести значительную гомогенизацию смеси запальной порции топлива и сокращение продолжительности основной подачи, которые уменьшают продолжительность фаз основного сгорания и догорания топлива.

Изменение условий смесеобразования и сгорания при двойной подаче в сравнении с традиционной одноразовой подачей с точки зрения экономичности цикла и двигателя не является единственной, а возможно и не всегда главной причиной. Есть и другие, непосредственно связанные с реализацией способа подачи первичной дозы топлива и приводящие к прямым ее потерям. Наиболее отчетливо они просматриваются при подаче первичной порции штатной форсункой в цилиндр в начальной фазе такта впуска (в конце выпуска) в период продувки цилиндра, когда открыты оба клапана: впускной и выпускной, и практически отсутствуют при ступенчатом впрыске топлива [3].

Прямые потери части запальной дозы топлива обусловлены двумя причинами. Первая, это возможный унос части топлива с отработавшими газами, покидающими цилиндр

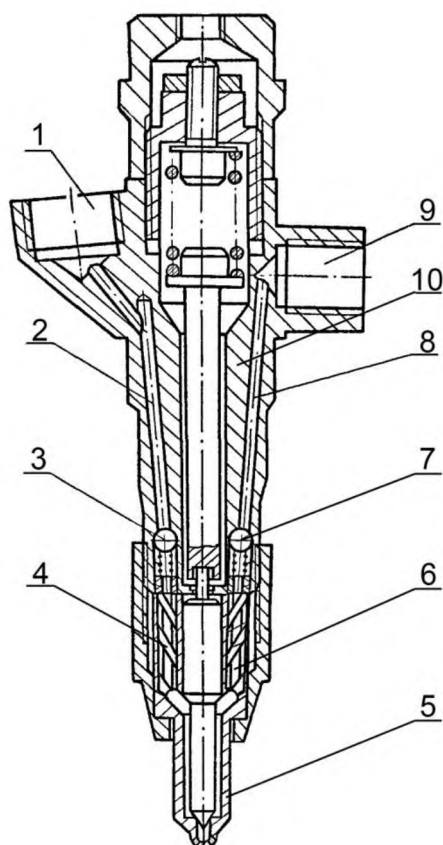
через еще открытые выпускные клапаны, что наиболее характерно для двигателей с газотурбинным наддувом и интенсивной продувкой цилиндра свежим зарядом [2].

Вторая, связанная с тем, что в сравнении с впрыском основной порции топлива в камеру сгорания (КС) впрыск запальной осуществляется при других условиях: отсутствует противодействие впрыску, увеличивается объем цилиндра, ниже температура среды, более интенсивные турбулентные пульсации газовой среды. Все это, с учетом высокой кинетической энергии топливной струи, несмотря на ориентацию траектории топливных факелов в КС, позволяет части топлива, отраженной от поверхности КС и днища поршня и захваченной вихревым движением воздушного заряда, переноситься на менее нагретые поверхности цилиндра. Откуда не успевшее испариться топливо снимается поршневыми кольцами, тем самым, увеличивая прямые потери запальной дозы топлива.

Минимизация суммарных потерь запальной порции достигается подбором некоторых компромиссных условий по фазе и количеству подаваемого топлива по тому, что условия получения минимальных прямых потерь топлива, обуславливаемых действием первой и второй причин, не совпадают или даже противоположны. Так, для уменьшения потерь топлива, связанных с попаданием на стенку цилиндра, необходимо обеспечить его впрыск предположительно непосредственно в КС, т.е. в начале впуска при подходе поршня к ВМТ по фазе примерно аналогичной той, при которой осуществляется впрыск основной порции топлива в КС в конце такта сжатия. Но тогда необходимо осуществлять предварительный впрыск в фазе принудительного выпуска до ВМТ, что увеличивает вероятность роста прямых потерь топлива в систему выпуска, накапливающихся в течение всего периода перекрытия клапанов [9].

Впрыск топлива осуществлялся специальной форсункой (дообработанная серийная форсунка). Опытная система отличается от типовой тем, что подача топлива к специальной форсунке производится не одной, а двумя насосными секциями высокого давления с одинаковыми трассами движения топлива, аналогичными описанной выше. Каждую из насосных секций можно настроить на свои индивидуальные значения количества и момента начала подачи топлива. Первую – за счет независимого управления поворотом плунжера каждой из насосных секций. Вторую – благодаря имеющейся возможности изменения положения кулачковой шайбы на общем кулачковом валу каждой из насосных секций по отношению к коленчатому валу при неработающем двигателе. Имеется и устройство изменения угла начала подачи топлива для одной или обеих работающих секций без останова двигателя, благодаря использованию косозубого зацепления в приводе кулачкового вала.

Применением двух насосных секций для подачи топлива в линии высокого давления к форсунке специальной конструкции осуществляется независимый впрыск в цилиндр двух порций топлива как по моменту, так и по количеству впрыскиваемого топлива (рисунок 1).



- 1 – штуцер подачи первичной порции;
- 2,4 – канал подачи первичной порции;
- 3 – обратный клапан;
- 5 – распылитель;
- 6,8 – канал подачи основной порции;
- 7 – обратный клапан;
- 9 – штуцер подачи основной порции;
- 10 – корпус форсунки

Рис. 1 - Двухканальная форсунка для обеспечения двойного впрыска топлива [7]

Созданная экспериментальная система двухразовой подачи является универсальной в том смысле, что дает возможность осуществлять двухступенчатую подачу с управлением фазой и величиной каждой порции. В исследованиях система была настроена на двухступенчатую подачу топлива по схеме на рисунке 2.

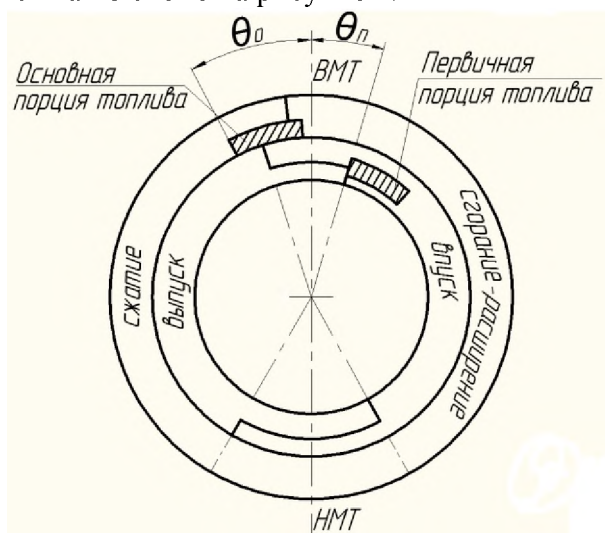
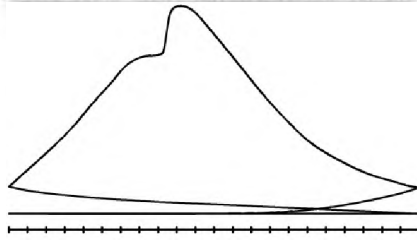


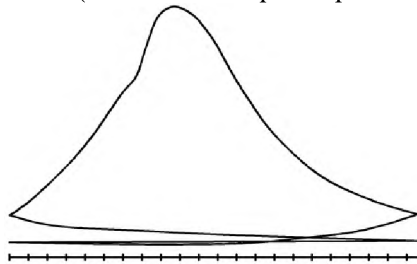
Рис. 2 – Диаграмма фаз двойной топливоподачи

Для определения величины запальной дозы топлива, при которой происходит ее самовоспламенение на работающем под нагрузкой дизеле, был принят следующий метод: при заданной исходной нагрузке (индикаторной или эффективной) на двигателе с помощью имеющегося устройства задавался заведомо поздний угол опережения впрыска топлива при нулевой предварительной подаче. Индикаторная диаграмма, фиксируемая на экране

осциллографа, как известно, приобретает характерный вид: начало видимого сгорания сдвигается на линию расширения (рисунок 3а). Затем осуществляется последовательное увеличение предварительной подачи, и фиксируется ее значение, при котором индикаторная диаграмма приобретает типичный вид с началом сгорания до ВМТ (рисунок 3б). Оно и принималось за границу преждевременного воспламенения запальной порции топлива.



а) позднее воспламенение (без подачи предварительной порции топлива)



б) преждевременное воспламенение дополнительной порции топлива

Рис. 3 – Индикаторная диаграмма

Необходимое изменение часового расхода топлива вытекает из выражения [8]

$$N_e = \frac{G_m}{g_e} = const, \quad G_m = G_{mн} \frac{g_e}{g_{ен}} = G_{mм} \frac{g_e}{g_{ем}}, \quad (1)$$

из которого следует, что для получения постоянной мощности часовой расход топлива должен изменяться пропорционально изменению удельного эффективного расхода g_e .

Изменение цикловой подачи топлива получим из уравнения, в котором вместо расхода g_e введена обратная ему величина - эффективный КПД η_e

$$q_{mн} \cdot n \cdot \eta_{ен} = q_m \cdot n \cdot \eta_e ;$$

$$q_m = q_{mн} \frac{n_{н}}{n} \cdot \frac{\eta_{ен}}{\eta_e}. \quad (2)$$

То есть цикловой расход топлива должен быть обратно пропорциональным изменению произведения $\eta_e \cdot n$.

Если за исходный режим принят режим максимального крутящего момента с $n = n_m$, то формула (3) принимает вид

$$q_m = q_{mм} \frac{n_m}{n} \cdot \frac{\eta_{ем}}{\eta_e} \quad (3)$$

Выражение для определения эффективного КПД η_e запишется как произведение $\eta_i \cdot \eta_m$

$$\eta_e = \frac{\alpha[\eta_{iм} / \alpha_m - (\alpha - \alpha_m)\xi + \beta(K-1)\alpha / \alpha_m]}{[1 + K(a + vC_m + dC_m^2 + h \frac{K_n - K}{K})]}. \quad (4)$$

Обобщающий график изменения границы преждевременного воспламенения предварительной порции в функции исходной индикаторной нагрузки, представлен на рисунке 4.

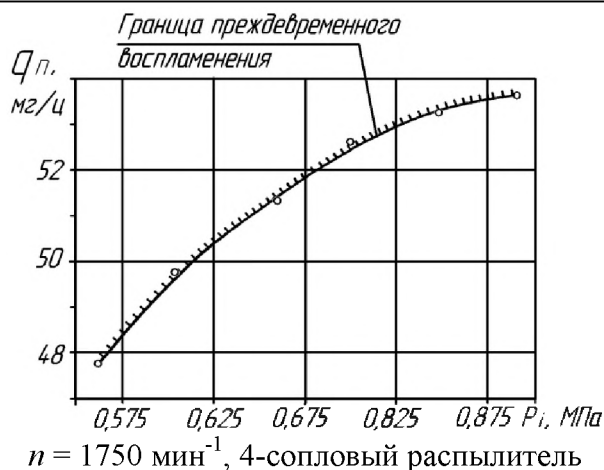


Рисунок 4 – Граница преждевременного воспламенения
 $n = 1750 \text{ мин}^{-1}$, 4-сопловый распылитель

Откуда следует, что граничные порции топлива достаточно большие, в среднем около 50 мг/ц, что составляет более половины от цикловой подачи номинального режима, имеют тенденцию к увеличению с ростом нагрузки [1].

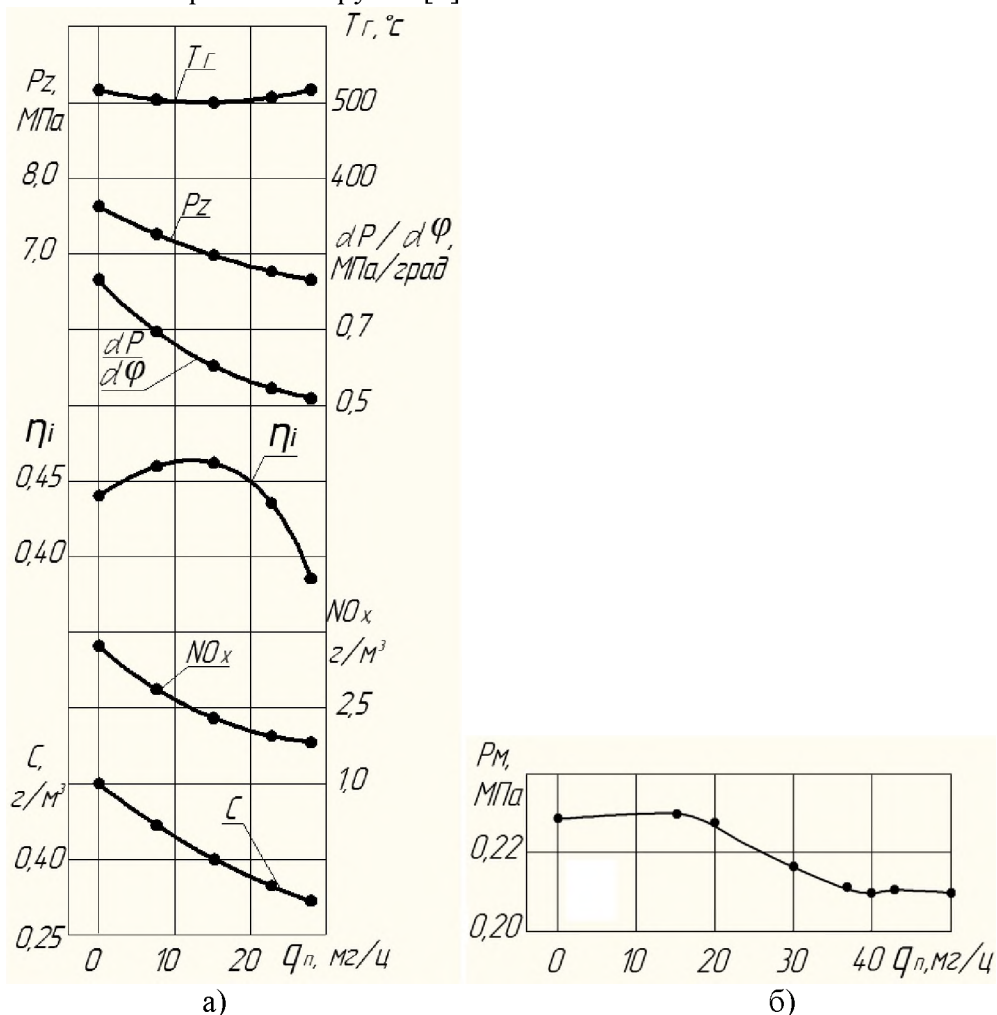


Рисунок 5 – Влияние предварительной порции топлива на показатели дизеля
 $n=1750 \text{ мин}^{-1}$; $P_i=0,875 \text{ МПа}$; 4-сопловый распылитель

Рисунок 5 – Влияние предварительной порции топлива на показатели дизеля

Анализируя графики на рисунке 5а, можно установить зону эффективного воздействия двухступенчатой подачи на показатели работы двигателя. В этой зоне, расположенной в диапазоне изменения $q_n = 0 - 20 \text{ мг/ц}$, индикаторный КПД η_i больше (или

равен на границах зоны), а значения жесткости, максимального давления сгорания, содержания оксидов азота и сажи в отработавших газах ниже по сравнению с исходным режимом при $q_n = 0$.

Выход за правую границу зоны нежелателен по причине существенного уменьшения КПД η_i .

Для достижения наибольшего увеличения индикаторного КПД до 5 % с меньшим эффектом снижения динамики цикла, дымности и токсичности в сравнении с исходным режимом необходимо назначать оптимальное значение $q_n = 15 \text{ мг/ц}$. Для получения большего эффекта в снижении максимального давления, жесткости сгорания и содержания в ОГ оксидов азота следует принимать $q_n = 20 \text{ мг/ц}$ [10].

На рисунке 5б обращает внимание зависимость среднего давления механических потерь P_m от величины предварительной подачи q_n , полученного методом «прокрутки», в расширенном диапазоне изменения q_n . Начиная с подачи, несколько большей 20 мг/ц, четко прослеживается снижение давления механических потерь на 10 % от величины P_m в исходном режиме работы дизеля при $q_n = 0$. Причиной такого снижения давления P_m , как отмечалось выше, является попадание части предварительной порции топлива в масляную пленку зеркала цилиндра и ее разжижение, несмотря на ориентацию топливных струй в камеру сгорания [5].

Исследованиями двухступенчатой подачи топлива (запальной порции по завершению процесса выпуска в такте впуска и основной, как обычно, при подходе поршня к ВМТ в такте сжатия), реализованной топливоподающей аппаратурой непосредственного действия, выявлена возможность снижения индикаторного расхода топлива на 4 %, максимальных давления цикла и скорости его нарастания соответственно на 10 и 25 %, содержания оксидов азота до 40 %, дымление – на 30 %, при условии оптимальной запальной дозы, составляющей порядка 20 % от основной и определяемой совокупным изменением рабочего процесса и прямыми потерями запальной порции.

Список литературы:

1. Некрасова, М.А. Повышение давления впрыска топлива и его влияние на состав отработавших газов/ М.А. Некрасова, Г.Д. Матиевский, А.Е. Свистула // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования. 2017. Т. 4. № 1 (7). С. 297-300.
2. Матиевский, Г.Д. Оценка снижения уровня вредных выбросов отработавших газов дизеля при работе по оптимизационной характеристике [Текст] / Г.Д. Матиевский, А.Е. Свистула, М.А. Некрасова // В сборнике: Современные транспортные технологии: задачи, проблемы, решения Сборник трудов Всероссийской (с международным участием) научно-практической конференции научных, научно-педагогических работников, аспирантов и студентов. Научный редактор В.С. Кукис. 2017. – с. 90-94.
3. Матиевский, Г.Д. Снижение расхода топлива и вредных выбросов тракторного дизеля (монография)/ Г.Д. Матиевский, М.А. Некрасова, А.Е. Свистула, М.Э. Брякотин // Изд-во LAP LAMBERT Academic Publishing; ISBN: 978-3-659-87686-8 – 2016 – 210 с.
4. Свистула, А.Е. Двойная подача топлива в дизеле с топливной системой непосредственного действия разделенного типа [Текст] / А.Е. Свистула, Г.Д. Матиевский // Ползуновский вестник. – № 4. – 2009. – С. 166-172.
5. Свистула А.Е., Исследование оптимизационной скоростной характеристики двигателя постоянной мощности [Текст] / А.Е. Свистула, Г.Д. Матиевский // Двигатели внутреннего сгорания. – № 2. – 2011. – с. 46-49.
6. Свистула, А.Е. Оптимизация скоростного режима дизеля по характеристике постоянной мощности [Текст] / А.Е. Свистула, Г.Д. Матиевский, М.Э. Брякотин// Известия Международной академии аграрного образования. – Т. 4. – № 16. – 2013. – С. 225-230.

7. Свистула, А.Е. Патент на полезную модель 42073 Российская Федерация, МПК7 F 02 М 25/022. Система питания дизеля. / А.Е. Свистула, Д.Д. Матиевский, Е.М. Калюжный, А. Тактак (РФ) - № 2004121938/22; заявл. 19.07.2004; опубл. 20.11.04, бюл. № 32.

8. Свистула А.Е., Повышение показателей рабочего процесса дизеля двойной подачей топлива [Текст] / А.Е. Свистула, Г.Д. Матиевский // В сборнике: Повышение экологической безопасности автотракторной техники Российская Академия транспорта, Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова. Барнаул, – 2010. – с. 80-86.

9. Свистула, А.Е. Повышение экономичности и снижение вредных выбросов дизеля на режимах постоянной мощности [Текст] / А.Е. Свистула, Г.Д. Матиевский // Ползуновский вестник. – № 3-1. – 2012. – с. 113-117.

10. Свистула А.Е., Эффективность двойной подачи топлива в дизеле [Текст] / А.Е. Свистула, Г.Д. Матиевский // Двигатели внутреннего сгорания. – № 1 – 2010. – с. 17-21.