

Полученные результаты расчетной оптимизации позволят использовать их для предварительной калибровки системы управления топливоподачей при проведении стендовых и эксплуатационных испытаний.

Литература

1. Кулешов А.С., Грехов Л. В. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания. – М.: МГТУ, 2000. – 64 с.
2. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизации процесса сгорания в дизелях.- Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980.- 169 с.
3. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. М. машиностроение 1981г. 160с.

УДК 621.434.031

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА РАСТИТЕЛЬНОМ ТОПЛИВЕ

*Поздняков Н.А. (БГАТУ), Солонский М.А. (МГАУ им. В.П. Горячкина),
Варфоломеева Т.А. (БГАТУ)*

Введение

Особенности протекания рабочего процесса дизеля автотракторного типа, работающего на растительном топливе, определяются, прежде всего, отличительными физико-химическими свойствами растительного топлива и его смесями с дизельным топливом. Особо важную роль играет высокая вязкость растительных масел. Не смотря на многие преимущества использования растительного топлива, до настоящего времени еще не найдены рациональные методы организации рабочего процесса с использованием топлив подобного вида. Вновь создаваемые двигатели на наш взгляд должны проектироваться с учетом возможности их эксплуатации на альтернативных видах топлива.

Основная часть

Целью настоящей работы ставилось определение параметров рабочего цикла двигателя расчетным способом, которое может быть использовано на стадии предварительного проектирования автотракторных дизелей, а так же при разработке мероприятий по их конструктивному совершенствованию.

Наиболее существенные отличия рапсового масла и его смеси с дизельным топливом следующие:

- кинематическая вязкость рапсового масла (при температуре 20°C) 70...80 сСт, смеси масла и дизельного топлива (1:1) – 35...45 сСт;
- цетановое число рапсового масла – 30...38, смеси – 38...45;
- низшая теплота сгорания рапсового масла – 37,5...38,5 МДж/кг, смеси – 39...41 МДж/кг;
- плотность рапсового масла – 0,915 г/см³, смеси – 0,867 г/см³.

Повышенная вязкость масла и его смеси с дизельным топливом способствует повышению количества впрыскиваемого топлива вследствие уменьшения количества утечек его через зазоры прецизионных пар в ходе нагнетания, возрастанию угла опережения впрыскивания. Большинство исследователей [1] отмечает ухудшение качества распыливания топлива, увеличение неоднородности размеров и среднего диаметра капель, а также глубины проникновения струи в воздушной среде.

Результаты [2] предварительного этапа исследования биодизельного цикла показали следующее. Отличия физико-химических свойств и характеристик топливоподдачи предопределили качественное несовпадение в протекании рабочего процесса биодизеля и традиционного дизеля.

Данные обработки индикаторных диаграмм показали, что процесс подготовки биодизельной смеси к воспламенению удлиняется, о чем свидетельствуют возрастание продолжительности индукционного периода, а само сгорание (тепловыделение) в объемно-кинетической фазе рабочего цикла протекает более вяло и затянуто по времени. Несколько возрастает и продолжительность основной (диффузионной) фазы сгорания. Увеличение длительности процесса сгорания в целом, очевидно, является причиной возрастания тепловых потерь в биодизельном цикле, на что указывает повышение удельного расхода топлива в среднем на 3% по сравнению с дизельным циклом.

Замена дизельного топлива на биодизельную смесь существенно улучшило экологические качества дизеля. Выброс с отработавшими газами оксидов азота снизился на номинальном режиме работы дизеля на 15%, сажи – на 35%, газообразных токсичных продуктов неполного сгорания (СО и СН) – в среднем на 19%. Подобное улучшение экологических качеств, достигнутое без применения специальных антиоксидантных устройств, обуславливает целесообразность проведения дальнейших работ по доводке рабочего процесса биодизеля.

Для расчета параметров рабочего цикла дизеля, работающего на биотопливе или его смесях предлагается использовать метод, предложенный И.И. Вибе, и усовершенствованный М.А. Разумовским [3].

Сущность такого метода заключается в представлении химических реакций горения углеводородов, как типичных цепных реакций (ранее использовалась бимолекулярная теория горения, приспособленная для расчета рабочих циклов дизелей, работающих на нефтяных топливах). Согласно этой теории, главную роль в цепных реакциях горения играют радикалы со свободной валентностью (ОН, СН₃, Н, О), которые являются активными центрами начала и развития цепных реакций. Чем выше степень сжатия, тем выше плотность активных центров и процесс сгорания происходит более интенсивно. Такой метод расчета наиболее применим для учета физико-химических особенностей топлива, и позволяет приспособить более простые методики для расчета биодизельного рабочего процесса.

Уравнение выгорания топлива получено как частный случай общего кинетического уравнения цепных реакций:

$$X = 1 - e^{-6,908(\varphi/\varphi_z)^{m+1}},$$

на основании которого записывается уравнение для расчета доли топлива, выгоревшего на заданном i -том участке интегрирования:

$$\Delta X_i = X_2 - X_1 = \exp\left[-6,908\left(\frac{\varphi_2}{\varphi_z}\right)^{m+1}\right] - \exp\left[-6,908\left(\frac{\varphi_1}{\varphi_z}\right)^{m+1}\right],$$

где m – показатель характера сгорания; φ_1 , φ_2 – угол поворота коленчатого вала, отсчитываемый от момента воспламенения до начала или конца рассматриваемого участка интегрирования; φ_z – угол продолжительности сгорания.

Уравнение для расчета давления с учетом фактора теплоемкостей, выведенное из уравнения 1-го закона термодинамики:

$$p_2 = \frac{2 \cdot 10^3 q_z \Delta X_i + p_1 [K_i (V_1 - V_2)]}{K_i (V_1 - V_2)} \text{ МПа,}$$

где q_z – удельная теплота сгорания в кДж/кг (использованная теплота, отнесенная к весовому количеству рабочего тела); V_1 и V_2 – относительные объемы в начальной и конечной точках интегрирования (м³/кг); K_i – фактор теплоемкостей:

$$K_i = \frac{k_i + 1}{k_i - 1},$$

а k_i – отношение средних теплоемкостей рабочего тела на i -том участке интегрирования ($k_i = mc_p / mc_v$).

Уравнение для расчета температур с учетом молекулярного изменения рабочей смеси, полученное из термодинамических уравнений состояния газа в начале сгорания и в интересующей точке процесса:

$$T_2 = \frac{T_1}{p_1 V_1} \frac{p_2 V_2}{\mu_i} K,$$

где, μ_i – средний на i -том участке интегрирования коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси: $\mu_i = (\mu_1 + \mu_2) / 2$.

Анализ индикаторных диаграмм позволяет внести корректировки и изменения в параметры, определяющие рабочий цикл дизеля, работающего на биотопливе. Нами предлагаются следующие изменения. Угол θ_e опережения воспламенения топлива выбирать в пределах 7...9 градусов поворота коленчатого вала (гр. п.к.в.) до ВМТ в такте сжатия. Более высокие значения соответствуют топливам с меньшей вязкостью. Из-за инертности продолжительности сгорания предлагается увеличить угол $\theta_{сз}$ сгорания топливо-воздушной смеси до 70...78 гр. п.к.в. Показатель характера сгорания m принимать равным 0,6. Коэффициент эффективности сгорания снизить до 0,7. Сравнительные исходные параметры традиционного дизеля и биотопливных представлены в табл. 1. Учитывая, что удельная теплота сгорания рассчитана на единицу массы, а регулирование подачи топливным насосом осуществляется по объему, то ее следует пересчитать по формуле:

$$H'_U = H_U \frac{\rho_{бт}}{\rho_{диз}} \text{ кДж/кг},$$

где $\rho_{бт}$ – плотность биотоплива, кг/м³; $\rho_{диз}$ – плотность дизельного топлива, кг/м³.

Таблица 1. Параметры рабочего процесса

Параметры	Традиционный дизель	Дизель на смеси 50/50	Дизель на рапсовом масле
Удельная теплота сгорания, кДж/кг	42500	40800	40150
Угол опережения воспламенения, гр. п.к.в.	9...11	8...9	7...8
Продолжительность сгорания, гр. п.к.в.	65...70	68...75	70...78
Показатель характера сгорания	5	6	6
Коэффициент эффективности сгорания	0,76	0,73	0,70

На рис.1 представлены индикаторные диаграммы, полученные расчетным путем для двигателя Д-243 с рабочим объемом $V_h = 4,75$ л и при частоте вращения коленчатого вала $n_n = 2200$ мин⁻¹ при работе на традиционном топливе (кривая 1), при работе на смеси рапсового масла и дизельного топлива 1:1 (кривая 2) и при работе на рапсовом масле (кривая 3).

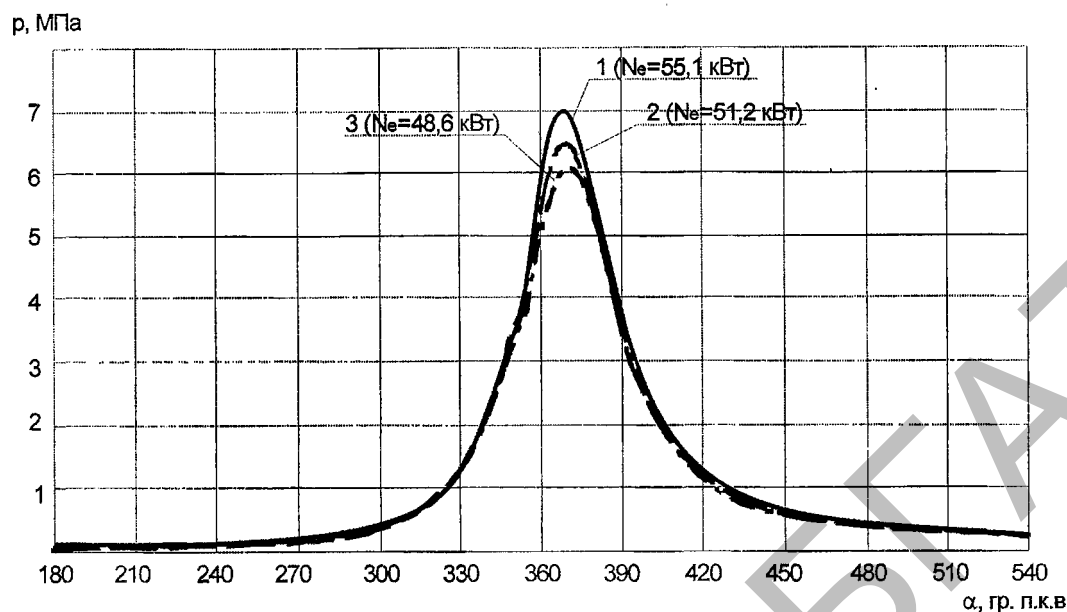


Рис. 2 Индикаторные диаграммы дизеля при работе на:
— дизельном топливе марки “Л”;
- - - смеси рапсового масла и дизельного топлива (50/50);
- · - · рапсовом масле.

Выводы

Анализ результатов показывает хорошую сходимость расчетных результатов с экспериментальными данными.

Для обеспечения эффективной работы дизеля на биотопливе и устранения негативных последствий сгорания биотоплива в цилиндре дизеля необходим комплекс мероприятий, включающих теоретические и экспериментальные научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы.

Литература

1. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизации процесса сгорания в дизелях.- Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980.- 169 с.
2. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. М. машиностроение 1981г. 160с.
3. Разумовский М.А. Моделирование рабочего цикла двигателя. Минск., БГАТУ, 2000 г.

УДК 621.435

ПУСК ДВИГАТЕЛЯ В ЗИМНИХ УСЛОВИЯХ

Варфоломеева Т.А., (БГАТУ), Андреев В.А., (РУП «Минский тракторный завод»)

Введение

Эксплуатация машин в зимних условиях затрудняется из-за низких температур воздуха наличия снежного покрова, сильных ветров и метелей.

Низкая температура окружающего воздуха затрудняет пуск двигателя, оказывает отрицательное влияние на работу всех его систем и поддержания нормального теплового режима. Вследствие низких температур окружающего воздуха значительно ухудшается испаряемость бензина и увеличивается плотность воздуха, что приводит к значительному обедне-