

трактором и зондами не составляет труда. При этом точность измерения может составить единицы сантиметров, а то и точнее.

На тракторе размещается микроконтроллер и электронные органы управления (аналогично решениям, принятым в тракторе John Deere 7930).

Для микроконтроллера создается специальное программное обеспечение для управления трактором и передачи информации на пульт оператора. Оператор может управлять несколькими машинами.

Перемещение шаров зондов на другое поле труда не составит. Следует отметить, что от количества зондов зависит точность обработки поля.

Существующие методы триангуляции позволяют с высокой точностью определять положение трактора и управлять его движением.

Для решения упомянутых задач разрабатывается методика (на основе методов триангуляции) определения положения трактора и системы контролируемого движения техники по полевым участкам.

Для решения задач предусматривается создание сети опорных точек вокруг обрабатываемого поля, представляющих собой неподвижно закрепленные воздушные зонды с размещенными на них импульсными приемопередатчиками. Аналогичные приемопередатчики размещаются на пульте управления трактора. Существующие методы радиолокации позволяют весьма точно измерить расстояние и угловые координаты от каждого зонда до трактора. Подобное решение позволяет применить любой из известных методов создания геодезической сети для любого поля (триангуляция, полигонометрия, трилатерация).

Точность можно увеличить увеличив расстояние и пересылая сигналы между зондами и трактором многократно и фиксируя время прохождения пакетов сигналов. Вычтя из этого времени известное время задержек электроники и разделив на количество прошедших пакетов можно получить значения координат с высокой точностью.

УДК 629.113

АНАЛИЗ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Н.А. Поздняков, А.К. Верас

Аннотация: Приведен анализ энергетической эффективности различных типов энергетических установок на транспортных средствах.

Известно, что техническое совершенствование транспортных средств в настоящее время проводится во многом в направлении

снижения энергопотребления и зависимости от производителей нефтяного топлива. Наиболее радикальным способом достижения указанных целей является применение электропривода. При этом, выявляемые [1] в обоснованиях концепций и опыта эксплуатации преимущества и недостатки электропривода определяют использование в настоящее время как классических источников (поршневого ДВС) так и гибридного привода и электропривода без ДВС.

Для сравнительного анализа энергетической эффективности описанных типов энергетических установок рассмотрим характерный транспортный процесс, заключающийся в транспортировке груза массой m_T на расстояние L со средней скоростью V .

Заграты механической энергии (на ведущих колесах транспортного средства), необходимые для осуществления описанного процесса определяются:

$$\mathcal{E}_k = \left[k \cdot F \cdot V^2 + m_T \cdot \left(1 + \frac{1}{\eta_T} \right) \cdot (\psi \cdot g \pm j) \right] \cdot L, \quad (1)$$

где $k \cdot F$ – фактор обтекаемости; ψ – коэффициент дорожного сопротивления; η_T – коэффициент грузоподъемности; j – ускорение при разгоне или торможении.

Для определения требуемого запаса энергии на борту автомобиля, необходимой для выполнения заданной работы можно воспользоваться следующими зависимостями (табл. 1):

Таблица 1 – Зависимости для определения запаса энергии на борту автомобиля

- для электромобиля	$\mathcal{E}_{\text{зап}}^{\text{эл}} = \mathcal{E}_k \cdot \frac{1}{\eta_{\text{пр}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{эд}}}$
- для автомобиля с гибридной силовой установкой	$\mathcal{E}_{\text{зап}}^{\text{гиб}} = \mathcal{E}_k \cdot \frac{1}{\eta_{\text{пр}} \cdot \eta_{\text{двс}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{эд}}}$
- для автомобиля с двигателем внутреннего сгорания	$\mathcal{E}_{\text{зап}}^{\text{двс}} = \mathcal{E}_k \cdot \frac{1}{\eta_{\text{двс}} \cdot \eta_{\text{тр}}}$

* $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии; $\eta_{\text{эд}}$ – КПД электродвигателей; $\eta_{\text{пр}}$ – КПД преобразователей; $\eta_{\text{двс}}$ – КПД двигателя внутреннего сгорания.

Изменением $\eta_{\text{тр}}$ и $\eta_{\text{пр}}$ при изменении режимных параметров движения автомобиля можно пренебречь, но $\eta_{\text{эд}}$ и $\eta_{\text{двс}}$ в значительной степени зависят от режима движения в заданных условиях.

Для сравнительной оценки типов приводов часто анализируют стандартизированные ездовые циклы, используемые при стендовых испытаниях (на беговых барабанах) автомобилей при оценке их экологических свойств и топливной экономичности. Например, стандартизированный европейский ездовой цикл NEDC (рис. 1) представляет собой зависимость скорости движения автомобиля от времени.

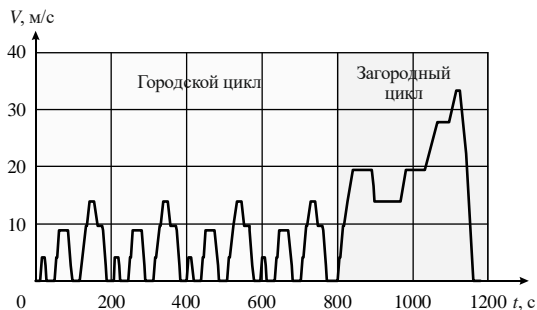


Рисунок 1 – График ездового цикла NEDC

Результаты расчетов для автомобиля полной массой 3,5 т, движущегося по асфальтобетонному покрытию ($\psi = 0,011$) в соответствии с циклом NEDC представлены на рис. 2. Расчетные исследования проводились с использованием адаптированной модели, разработанной ранее [2].

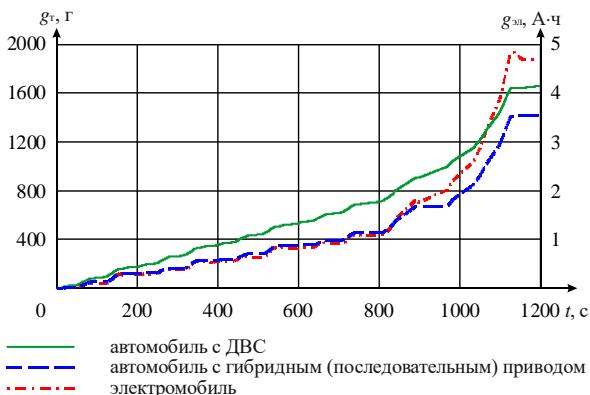


Рисунок 2 – Результаты расчетов расхода топлива (g_t , г) и электроэнергии ($g_{эл}$, А·ч) при движении автомобилей по циклу NEDC с различными типами силовых установок

При расчетах величин $\eta_{эд}$ и $\eta_{двс}$ на каждом из режимов работы соответствующих двигателей определялась степень загрузки двигателя, с учетом скоростного режима. Фрагменты результатов расчета представлены на рис. 3.

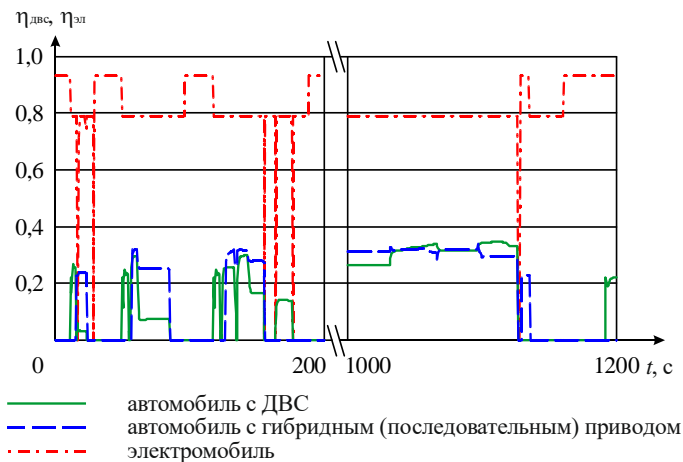


Рисунок 3 – Результаты определения КПД двигателей

Из рис. 3 видно, что КПД бензинового двигателя в составе гибридного привода чаще принимает значения, близкие к максимальным (0,33...0,35). Это объясняется более высокой загрузкой двигателя, обусловленной необходимостью зарядки батареи. Широкие колебания КПД электродвигателя $\eta_{эд}$ электромобиля объясняются частым переходом электромашины из двигательного режима в режим генератора при рекуперации энергии торможения.

Расчет эмиссии $E_{CO_2}^{ДВС}$, г углекислого газа автомобилей с ДВС и гибридным приводом при выполнении заданной транспортной работы можно выполнить по формуле:

$$E_{CO_2}^{ДВС} = g_t \cdot H_u \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{44}{12}, \quad (2)$$

где g_t – масса израсходованного топлива за время выполнения работы, кг; H_u – низшая теплотворная способность топлива (для автомобильного бензина $H_u = 44,21$ МДж/кг); K_1 – доля углерода, участвующего в образовании CO_2 ($K_1 = 0,99$); K_2 – коэффициент выброса углерода (для автомобильного бензина $K_2 = 19,13$ кг С/кДж); $44/12$ – коэффициент пересчета углерода в углекислый газ (молекулярные веса соответственно: углерод – 12 г/моль, $O_2 = 2 \cdot 16 = 32$ г/моль, $CO_2 = 44$ г/моль).

Поскольку $\mathcal{E}_{\text{зап}}^{\text{ДВС,гиб}} = g_{\text{т}} \cdot H_{\text{и}}$, то

$$E_{\text{CO}_2}^{\text{ДВС}} = \mathcal{E}_{\text{зап}}^{\text{ДВС,гиб}} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{44}{12} \quad (3)$$

Для определения эмиссии углекислого газа при сгорании топлива, расходуемого на производство и передачу электроэнергии до батареи электромобиля при выполнении заданной транспортной работы, использовалась формула

$$E_{\text{CO}_2}^{\text{эл}} = \frac{g_{\text{эл}} \cdot U_{\text{бат}}}{\eta_{\text{эл}} \cdot \eta_{\text{ЛЭП}} \cdot \eta_{\text{зар}}} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{44}{12},$$

где $U_{\text{бат}}$ – напряжение батареи, В; коэффициенты $K_1 = 0,995$; $K_2 = 15,04$ кг С/кДж для природного газа.

Результаты расчета представлены в табл. 2. Как видно из таблицы, для рассматриваемого ездового цикла эмиссия углекислого газа электромобиля значительно ниже, чем при использовании энергетических установок на основе ДВС или гибридного привода. Это объясняется, прежде всего сравнительно высоким КПД электродвигателя и энергоустановок для производства электроэнергии. Кроме того, широкие изменения режимных параметров движения автомобиля в значительной степени снижают средний за время испытаний эффективный КПД поршневого ДВС.

Таблица 2 – Результаты расчетов эмиссии углекислого газа автомобиля полной массой 3,5 т с различными типами энергетических установок

Варианты энергетических установок автомобиля	Эмиссия CO ₂ в ездовых циклах, г			
	NEDC	10-15	FTP-75	
с бензиновым ДВС	5101,4	1809,9	8220,1	
с гибридным приводом	4334,3	1576,1	7663,6	
электромобиль при $\eta_{\text{ЭС}} \cdot \eta_{\text{ЛЭП}} \cdot \eta_{\text{зар}}$	max	1334,7	356,4	2054,2
	min	908,2	242,5	1397,8

Таким образом, влияние режимов движения, обусловленных качеством дорожных покрытий и ограничений по требованиям ПДД оказывают существенное влияние на энерго-экологическую эффективность транспортных средств. Его степень можно оценить по результатам, представленным в таблице. Преимущества в экологических свойствах электромобиля составляет 3,8...4,2 раза. Поскольку можно считать, что образование углекислого газа при сгорании топлива имеет зависимость, близкую к линейной от расхода топлива, то и энергетическая эффективность электромобиля имеет значительные преимущества.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. «Электромобиль - преимущества, недостатки, перспективы» [Электронный ресурс]. — 2018. — Режим доступа: http://innoeco.ru/postsView/Elektromobilpreimuschestva_nedostatki_perspektivy_35.html.

2. Управление торможением многозвенного автопоезда с рекуперацией тормозной энергии /М.С. Высоцкий, С.В. Харитончик, Н.А. Поздняков //Механика машин, механизмов и материалов. 2011. № 4 (17), стр. 13–18.

УДК 629.113

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МУФТОЙ СЦЕПЛЕНИЯ

А. И. Рахлей

Аннотация: Представлена математическая модель электропневмопривода системы управления муфтой сцепления трактора с электронным блоком управления, электропневмомодулятором и датчиками перемещения педали управления и штока силового пневмоцилиндра.

В математической модели элементы электропневмосистемы такие как ресивер, клапаны электропневмомодулятора, силовой пневмоцилиндр, соединяющие их трубопроводы представлены в виде емкостей и пневмосопротивлений (рисунок 1).. Алгоритм работы электронного блока управления реализуется в алгоритме программы расчета.

Мгновенный массовый расход сжатого воздуха через пневмосопротивление описывается формулой

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_D = f_c v_1 g_1 \quad (1)$$

Используя зависимости

$$g_1 = g_0 \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{1/k}, \quad g_0 = \frac{p_0}{RT}, \quad v_1 = v_{1\max} u(\sigma)$$

и умножив и разделив правую часть выражения (1) на $f v_{kp}$, учитывая, что

$$\mu = \left(\frac{v_{1\max}}{v_{kp}}\right) \left(\frac{f_c}{f}\right), \quad \sigma = p_1/p_0, \quad \varphi(\sigma) = \sigma^{1/k} u(\sigma)$$

получим

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_D = \mu f v_{kp} \frac{p_0}{RT} \varphi(\sigma), \quad (2)$$