РАЗДЕЛ 2. АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

УДК 629.017

Артемов Н. П., Лебедев А. Т., Алексеев О. П.,
Волков В. П., Подригало М. А., Полянский А. С.

МЕТОД ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ И ЕГО ПРИМЕНЕНИЕ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ДИНАМИКИ МОБИЛЬНЫХ МАШИН (в порядке обсуждения)

Розроблено метод парціальних прискорень для дослідження динаміки мобільних машин. На прикладі експериментальної оцінки тягових й енергетичних властивостей тракторів показана ефективність застосування зазначеного методу.

Ключові слова: *парціальні прискорення, принцип Даламбера, динаміка мобільних машин.*

Разработан метод парциальных ускорений для исследования динамики мобильных машин. На примере экспериментальной оценки тяговых и энергетических свойств тракторов показана эффективность применения указанного метода.

Ключевые слова: *парциальные ускорения, принцип Даламбера, динамика мобильных машин.*

It is developed a method of partial accelerations for mobile vehicle dynamics investigation. On example of traction and power tractors properties experimental estimation the specified method application is shown.

Key words: *the partial acceleration, the principle of d'Alembert, dynamic mobile machines.*

Постановка проблемы. Представленный в настоящей статье материал является результатом длительной дискуссии, проводимой в кругу ученых г. Харькова, чем и объясняется значительный состав ее авторов. Решение о представлении рассматриваемого материала для публикации было вызвано желанием привлечь для участия в обсуждении широкий круг специалистов не только России, но и других стран СНГ.

При исследовании динамики мобильных машин широко используется принцип Германа-Даламбера-Эйлера, основанный на использовании так называемых сил инерции, позволяющий математически привести уравнение динамики к уравнениям статики (квазистатики). Многие авторы, забывая, что указанный принцип всего лишь математический прием и физического смысла не имеет, совершают грубые ошибки при исследовании динамики мобильных машин.

Предлагаемый метод построен на обратном переходе от векторной суммы в пространстве сил к векторной сумме в пространстве ускорений. Показан пример применения указанного метода, позволяющего упростить и ускорить проведение тяговых испытаний тракторов, а также – осуществлять диагностику их технического состояния.

Анализ последних достижений и публикаций. Принцип Даламбера выражается для материальной точки, входящей механическую систему, следующим уравнением [1]:

$$P_k^e + P_k^i + P_k^u = 0, \qquad (1)$$

где $P_k^e; P_k^i$ – соответственно, сумма внешних и внутренних сил, действующих на k-ую точку (в которые входят как активные силы, так и силы реакции);

P_k^u – сила инерции рассматриваемой k-ой точки (даламберова сила инерции).

Сила инерции была введена Даламбером как величина противоположная по знаку произведению массы точки m_k на ее ускорение $\dot{V}_k$, то есть

$$P_{uk} = -m_k \dot{V}_k . \qquad (2)$$

В этом случае математическая запись уравнения (1) справедлива.

Многие авторы забывают о предупреждении, существующем в теоретической механике и гласящем: «Применяя принцип Даламбера, следует иметь ввиду, что он, как и основной закон динамики, относится к движению, рассматриваемому по отношению к инерциальной системе отсчета.

При этом на точки механической системы, движение которой изучается, действуют только внешние P_k^e и внутренние P_k^i силы, возникающие в результате взаимодействия точек системы друг с другом и с телами, не входящими в систему, под действием этих сил точки системы и движутся с соответствующими ускорениями V_k. Силы же инерции, о которых говорится в принципе Даламбера, на движущиеся точки не действуют (иначе, согласно уравнениям (1), эти точки находились бы в покое или двигались без ускорений и тогда, как видно из равенства (2), не было бы и самих сил инерции). Введение сил инерции – это лишь прием, позволяющий со-

ставлять уравнения динамики с помощью более простых методов статики» [1, с. 36].

Некорректное применение принципа Даламбера (принципа кинетостатики) многими авторами привело к тому, что уравнение разгона автомобиля стали называть уравнением тягового баланса (равновесия) автомобиля [2; 3], а даламберову силу инерции – силой сопротивления разгону автомобиля [3; 4].

В работах по исследованию устойчивости автомобиля [5; 6] сила инерции рассматривается как движущая, вызывающая возмущенное движение. Несмотря на значительное время, прошедшее с момента выхода указанных исследований, на это обстоятельство не было обращено внимание.

Мало того, ошибочные положения продолжают повторяться в монографиях и учебниках. В одном из исследований [7] нами уже было обращено внимание на некорректность использования принципа Даламбера в работах по оценке тягово-скоростных свойств автомобилей.

Современные методы и средства мониторинга состояния мобильных машин основаны на сравнительно простых инерциальных измерительных системах, в которых используются интеллектуальные датчики ускорений. Поэтому динамический анализ скоростных свойств машинно-тракторных агрегатов заменой смешанной векторной суммы сил и ускорений в уравнениях динамики на однородную векторную сумму ускорений значительно упрощает как логику алгоритмизации обработки экспериментальных данных, так и её программно-аппаратную реализацию [8].

Не формальная математическая процедура оценки активных и реактивных сил, а преобразование данных измерений в аффинном метрическом пространстве ускорений обеспечит свойства реализуемости, различимости и управляемости встроенного испытательного комплекса.

Целью статьи является совершенствование методов анализа динамических свойств мобильных машин. Для достижения заданной цели необходимо решить задачи:

- разработать метод парциальных ускорений;
- на примере экспериментальной оценки тяговых и энергетических свойств тракторов показать эффективность применения указанного метода.

Изложение основного материала. *Метод парциальных ускорений.* Предлагаемый метод, как и принцип Даламбера, предполагает приведение уравнений динамики, но только не к уравнениям статики, а к уравнениям кинематики. И если принцип Даламбера называют принципом кинетостатики, то предлагаемый метод можно назвать принципом кинетодинамики.

Если уравнение (1) привести опять к уравнению динамики, то с учетом (2) оно примет вид:

$$m_k \dot{V}_k = P_k^e + P_k^i . \qquad (3)$$

Разделив левую и правую части уравнения (3) на массу точки m_k, получим:

$$\dot{V}_k = \frac{P_k^e}{m_k} + \frac{P_k^i}{m_k} . \qquad (4)$$

Отношения $\frac{P_k^e}{m_k}$ и $\frac{P_k^i}{m_k}$ представляют собой парциальные ускорения k-ой точки механической системы, то есть

$$\dot{V}_k^e = \frac{P_k^e}{m_k} ; \qquad (5)$$

$$\dot{V}_k^i = \frac{P_k^i}{m_k} \qquad (6)$$

и являются проявлением принципа суперпозиции в механике.

Парциальное ускорение представляет собой ускорение k-ой точки механической системы, в случае если на точку действовала бы только одна рассматриваемая сила.

Таким образом, уравнение (4) может быть представлено в виде:

$$\dot{V}_k = \dot{V}_k^e + \dot{V}_k^i . \qquad (7)$$

Уравнения (1), (3) и (7) составлены для коллинеарной системы векторов. Для пространственной системы уравнение (7) примет вид:

$$\overline{\dot{V}}_k = \overline{\dot{V}}_k^e + \overline{\dot{V}}_k^i \qquad (8)$$

или

$$\overline{\dot{V}}_k = \overline{i}x_k^e + \overline{j}y_k^e + \overline{k}z_k^e + \overline{i}x_k^i + \overline{j}y_k^i + \overline{k}z_k^i = \overline{i}\,(x_k^e + x_k^i) + \overline{j}\,(y_k^e + y_k^i) + \overline{K}\,(z_k^e + z_k^i), \qquad (9)$$

где $\overline{i}, \overline{j}, \overline{k}$ – основные векторы или орты;

$\dot{x}_k^e; \dot{x}_k^i; \dot{y}_k^e; \dot{y}_k^i; \dot{z}_k^e; \dot{z}_k^i$ – модули проекций векторов парциальных ускорений на координатные оси.

Таким образом, зная величину любой составляющей уравнения (8) (силы или ускорения) можно через массу точки m_k (или тела) определить интересующую нас действительную силу через парциальные ускорения.

Определение тяговых и энергетических показателей машинно-тракторных агрегатов при динамических испытаниях:

Уравнение динамики поступательного движения трактора имеет вид:

$$m_т \dot{V}_т(V) = P_{тяг} - P_{кр}(V) m_т g[f(V) + f_{тр}(V)], \qquad (10)$$

где $m_т$ – общая масса трактора;

$\dot{V}_т$ – ускорение трактора;

$P_{тяг.}$ – тяговое усилие на ведущих колесах, условно определенное для случая отсутствия потерь энергии в трансмиссии;

$P_{кр.}(V)$ – функция изменения усилия на крюке от скорости движения;

Δt – ускорение свободного падения, g = 9,81м/с^2;

$f(V)$ – функция изменения коэффициента сопротивления качению колес трактора от скорости;

$f_{тр.}(V)$ – условное увеличение коэффициента сопротивления качения колес трактора за счет приведенного к колесам сопротивления в трансмиссии и нарушения геометрии ходовой части машины.

$$P_{кр}(V) = P_{кр}^{стат}(V) + P_{кр}^{дин}(V), \qquad (11)$$

где $P_{кр}^{дин}$ – динамическая компонента усилия на крюке, $P_{кр}^{дин}(V) = m_{пр} \times \dot{V}_{пр}(V)$, (12)

$P_{кр}^{стат}(V)$ – статическая компонента усилия на крюке;

$m_{пр.}$; $\dot{V}_{пр.}$ – масса и ускорение прицепного звена.

С учетом выражений (11) и (12) уравнение (10) при $\dot{V}_{пр} = \dot{V}_т$ примет вид:

$$M_т \dot{V}_т(V)(1 + \frac{m_{пр}}{m_т}) = P_{тяг} - P_{кр}^{стат}(V) - m_т g[f(V) + f_{тр}(V)]. \qquad (13)$$

Разделив левую и правую части уравнения (13) на $m_т$, получим:

$$(1 + \frac{m_{пр}}{m_т})\dot{V}_т(V) = \frac{P_{тяг}}{m_т} - \frac{P_{кр}^{стат}(V)}{m_т} - g[f(V) + f_{пр}(V)]. \qquad (14)$$

Проанализируем правую часть уравнения (14). Величина

$$\dot{V}^{св.р}_{т}(V) = \frac{P_{тяг.}}{m_т} \qquad (15)$$

является парциальным ускорением, возникающим при разгоне трактора и отсутствии каких-либо сил кроме силы $P_{тяг.}$.

Парциальное ускорение

$$\dot{V}_т^{кр} = -\frac{P_{кр}^{стат}(V)}{m_т} \qquad (16)$$

характеризует ускорение трактора при отсутствии тяговой силы на ведущих колесах и сопротивления качению на всех колесах трактора и действии только силы $P_{кр}(V)$.

Парциальное ускорение

$$\dot{V}_т^{f}(V) = -g\left[f(V) + f_{тр}(V)\right]. \qquad (17)$$

представляет собой ускорение трактора при действии только силы сопротивления качению на колесах трактора.

Таким образом, уравнение (14) можно записать в виде суммы парциальных ускорений:

$$(1 + \frac{m_{пр}}{m_т})\dot{V}_т(V) = \dot{V}_т^{св.р}(V) + \dot{V}_т^{кр}(V) + \dot{V}_т^{f}(V) \qquad (18)$$

При проведении экспериментальных исследований и наличии измерительного комплекса, обеспечивающего регистрацию и обработку продольных линейных ускорений и скоростей трактора, определение парциальных ускорений можно осуществить при свободном выбеге МТА и свободном выбеге одиночного трактора.

При свободном выбеге одиночного трактора справедливо соотношение:

$$\dot{V}_т^{выб}(V) = \dot{V}_т^{f}(V) < 0. \qquad (19)$$

В процессе выбега одиночного трактора от начальной скорости до полной остановки фиксируются параметры $\dot{V}_т(V)$ и рассчитывается скорость V с шагом времени Δt. Результаты заносятся в память компьютера. В результате определяется зависимость:

$$\dot{V}_т^{f}(V) = -g[f(V) + f_т(V)] < 0. \qquad (20)$$

При выбеге машинно-тракторного агрегата уравнение (18) преобразуется к виду:

$$(1 + \frac{m_{пр}}{m_T})\dot{V}_т(V) = (1 + \frac{m_{пр}}{m_Т})\dot{V}_т^{выб}(V) = \dot{V}_т^{кр}(V) + \dot{V}_т^{f}(V) \le 0. \qquad (21)$$

Отсюда определим:

$$\dot{V}_т^{кр}(V) = (1 + \frac{m_{пр}}{m_т})\dot{V}_т^{выб}(V) - \dot{V}_т^{f}(V) = \dot{V}_т^{выб}(V) + g[f(V) + f_т(V)]. \qquad (22)$$

С учетом (16) выражение (22) позволит определить зависимость усилия на крюке от скорости:

$$\frac{P_{кр}(V)}{m_т} = -(1 + \frac{m_{пр}}{m_т})\dot{V}_т^{выб}(V) + \dot{V}_т^{f}(V). \qquad (23)$$

Зависимость $P_{кр}(V)$ также образуется из совокупности точек, полученных с временным шагом Δt.

Тяговую силу определим из уравнения (18) для движения МТА в тяговом режиме при выполнении технологической операции:

$$\frac{P_{тяг}}{m_т} = \dot{V}_т^{св.р}(V) = (1 + \frac{m_{пр}}{m_т})\dot{V}_т(V) - \dot{V}_т^{кр}(V) - V_т^{f}(V). \qquad (24)$$

Подставляя (22) в (24), получим:

$$\frac{P_{\text{тяг}}}{m_{\text{т}}} = (1 + \frac{m_{\text{пр}}}{m_{\text{т}}})[\dot{V}_{\text{т}}(V) - \dot{V}_{\text{т}}^{\text{выб}}(V)]. \qquad (25)$$

Поскольку величина $P_{\text{тяг}}$ соответствует тяговой силе на ведущих колесах без учета потерь на трение в трансмиссии, то появляется возможность определить эффективную мощность на валу двигателя:

$$Ne(V) = P_{\text{тяг}} V_{\text{т}} = (m_{\text{т}} + m_{\text{пр}}) V_{\text{т}} [\dot{V}_{\text{т}}(V) - \dot{V}_{\text{т}}^{\text{выб}}(V)]; \qquad (26)$$

где $V_{\text{т}}$ и $\dot{V}_{\text{т}}(V)$ – текущие значения линейной скорости и линейного ускорения трактора, измеряемые в процессе испытаний с шагом времени Δt.

Мощность на крюке трактора также может быть определена из (23):

$$N_{\text{кр}}(V) = P_{\text{кр}} V_{\text{т}} = m_{\text{т}} V_{\text{т}} [\dot{V}_{\text{т}}^{f}(V) - (1 + \frac{m_{\text{пр}}}{m_{\text{т}}}) \dot{V}_{\text{т}}^{\text{выб}}(V)]. \qquad (27)$$

Тяговый КПД трактора:

$$\eta_T = \frac{N_{\text{кр}}(V)}{N_{\text{в}}(V)} = \frac{\dfrac{\dot{V}_{\text{т}}^{f}(V)}{1 + m_{\text{пр}} / m_{\text{т}}} - \dot{V}_{\text{т}}^{\text{выб}}(V)}{\dot{V}_{\text{т}}(V) - \dot{V}_{\text{т}}^{\text{выб}}(V)}. \qquad (28)$$

Определяемые в процессе измерений параметры могут являться также диагностическими, если проследить динамику их изменения в процессе длительной наработки.

Выводы.

1. Применение принципа Даламбера при исследовании динамики мобильных машин может, в некоторых случаях, привести к ошибкам, обусловленным использованием фиктивных сил инерции. Этих ошибок можно избежать при переходе из силового пространства для векторной суммы в пространство ускорений, т. е. при приведении всех сил, действующих на машину, к парциальным ускорениям.

2. На примере экспериментальной оценки тяговых и энергетических свойств машинно-тракторных агрегатов показаны возможности метода парциальных ускорений. Полученные зависимости позволяют не только оценить тяговые и энергетические показатели тракторов по величинам парциальных ускорений, но обеспечить диагностику их технического состояния.

3. Анализ динамических свойств машинно-тракторных агрегатов упрощается за счет использования инерциальных измерительных систем с интеллектуальными датчиками ускорений и процедур обработки результатов испытаний не в пространстве сил, а в его прообразе – аффинном метрическом пространстве ускорений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики / С. М. Тарг. – М. : Наука, 1968. – 480 с.
2. Чудаков Е. А. Теория автомобиля / Е. А. Чудаков. – М. ; Л. : Машгиз, 1940. – 396 с.
3. Яковлев Н. А. Теория и расчет автомобиля / Н. А. Яковлев. – М. : Машиностроение, 1949. – 370 с.
4. BOSH: автомобильный справочник / [пер. с англ.]. – М. : Изд-во «За рулем», 2000. – 896 с.
5. Чудаков Е. А. Устойчивость автомобиля при заносе / Е. А. Чудаков. – М. : Изд-во АН СССР, 1945. – 44 с.
6. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин / Г. А. Смирнов. – М. : Машиностроение, 1981. – 271 с.
7. Подригало М. А. Новый подход к оценке тягового баланса автомобиля. В порядке обсуждения / М. А. Подригало // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Выпуск 18. Технические науки. – Симферополь : НИЦ КИПУ, 2009. – С. 50–54.
8. Алексеев В. О. Мониторинг динамических характеристик колесных машин / В. О. Алексеев // Устойчивость колесных машин против заноса в процессе торможения и пути ее повышения / [Подригало М. А., Волков В. П., Алексеев В. О. и др.] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : ХНАДУ, 2006. – С. 288–342.

УДК 621.91.192.4

Менумеров Э. Р., Якубов Ч. Ф.

ПОВЫШЕНИЕ АНТИОКИСЛИТЕЛЬНОЙ СТОЙКОСТИ СМАЗОЧНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СРЕД РАСТИТЕЛЬНОЙ ПРИРОДЫ ПУТЕМ ИХ ХИМИЧЕСКОЙ МОДИФИКАЦИИ

В роботі розглядається можливість підвищення окислюваної стійкості мастила для металообробки на основі рослинних олій добавками антиоксидантів. Вибрано ефективний антиоксидант для рослинних олій – вітамін Е (α-токоферол). Також експериментально знайдено необхідна та достатня кількість антиоксидантів в соняшникової олії.

Ключові слова: *рослинна олія, полімеризація, окислювана стійкість, антиоксидант, α-токоферол.*

В работе рассматривается возможность повышения окислительной стойкости масел на растительной основе путем введения в их состав антиокислительных присадок. Выбран эффективный

антиоксидант для растительных масел – витамин Е (α-токоферол). Также экспериментально найдено необходимое и достаточное количество антиоксидантов в подсолнечном масле.

Ключевые слова: *растительное масло, полимеризация, окислительная стойкость, антиоксидант, α-токоферол.*

The opportunity of increase of oxidizing stability of vegetable oils is considered with the help anti-oxidants. The choice optimum anti-oxidant for metalworking fluids is made on the basis of vegetable oils. In research was used anti-oxidant α-tocopherol. Also practically is proved necessary and sufficient quantity anti-oxidant in sunflower oil, as basic oil for metalworking fluids.

Key words: *vegetable oils, polymerization, oxidizing stability, anti-oxidant, α-tocopherol.*

Постановка проблемы. Рост техногенной нагрузки на окружающую среду обуславливает переход предприятий машиностроительного профиля к экологически ориентированным производственным процессам. Данное обстоятельство формирует поиск новых решений в области разработки, эксплуатации и утилизации смазочно-охлаждающих технологических сред (СОТС). С этих позиций обозначилась мировая тенденция использования СОТС на основе растительных масел. Относительно высокая стоимость последних компенсируется минимизацией их расхода и модификацией состава различными присадками, которые способствуют повышению их функциональных свойств.

Анализ литературы. В процессе эксплуатации растительных масел в качестве СОТС выявляется ряд недостатков, одним из которых является их низкая окислительная стойкость. С одной стороны, при повышенных температурах трибологические характеристики растительных масел значительно ухудшаются, что обусловлено процессами термоокислительной деструкции [1; 2]. С другой, СОТС на основе растительных масел попадая на узлы станка, инструмент, деталь, стружку и т. д. с течением времени высыхают и требуют проведения специальных мероприятий по очистке загрязненных поверхностей [3].

Существует ряд решений данной проблемы. Одним из них является возможность получения стойких к окислению растительных масел путем изменения их состава на основе генной инженерии [5]. В этом случае состав масел изменяется в сторону увеличения количества насыщенных кислот и снижения количества ненасыщенных, где последние интенсифицируют процессы их полимеризации. Во втором – повышение окислительной стойкости растительных масел достигается путем добавления различных присадок, таких как глицерин или антиоксиданты [6; 7].

Антиоксиданты (АО) – природные или синтетические вещества, замедляющие или предотвращающие окисление органических соединений. Это ингибиторы окисления, предотвращающие химическую реакцию масла с кислородом в условиях высоких температур и перемешивания. Ингибиторы такого типа либо связывают свободные радикалы, в частности ионы молекулы кислорода или атома металла, либо взаимодействуют с пероксидами, замедляя процесс роста вязкости масла вследствие его окисления [8].

Предлагаемые методы генной инженерии слишком дороги и изменение состава масел приводит к изменению их трибологических свойств. Добавление глицерина к маслам требуется в больших количествах (до 15%), что приводит к повышению их стоимости и ухудшению их трибологических свойств (уменьшается содержание ПАВ в виде триглицеридов). В этом плане присадки на основе антиоксидантов представляются оптимальным решением проблемы окислительной стойкости. Однако большинство предлагаемых антиоксидантов являются токсичными [9–11].

Целью статьи является исследование возможности повышения окислительной стойкости СОТС на основе растительных масел путем модификации их базового состава оптимальным содержанием антиокислитильной присадки жирорастворимого витамина Е (α-токоферола).

Изложение основного материала. Процесс термоокислительной деструкции для различных растительных масел протекает по-разному. В зависимости от вида масла термоокислительная деструкция может проявляться в виде полимеризации (высыхания масла с образованием пленки) или разложения масла на составные компоненты. Причиной термоокислительной деструкции является взаимодействие растительных масел с кислородом воздуха.

Так, растительные масла по отношению к действию кислорода воздуха разделяются на высыхающие, полувысыхающие и невысыхающие.

К высыхающим растительным маслам относятся льняное, маковое, ореховое, конопляное, подсолнечное, соевое, древесное (тунговое) и др. К полувысыхающим относятся хлопковое, маисовое, рапсовое, масло липового дерева и др. К невысыхающим – миндальное, касторовое, оливковое, кокосовое, пальмовое, фисташковое и многие другие. Для высыхающих растительных масел характерна полимеризация с образованием нерастворимой пленки. Полувысыхающие растительные масла также полимеризуются,

но с меньшей скоростью. Невысыхающие масла не реагируют с кислородом при обычной температуре, однако при нагревании разлагаются на глицерин и свободные жирные кислоты, которые в дальнейшем разлагаются на низкомолекулярные кислоты и альдегиды.

Процесс полимеризации растительных масел заключается в соединении молекул остатков жирных кислот, входящих в состав растительных масел, друг с другом при помощи ковалентных связей с образованием новых веществ (полимера), молекулярная масса которого значительно больше, чем у исходных. Полимеризация характерна, главным образом, для соединений с кратными (двойными или тройными связями). Ненасыщенные жирные кислоты, входящие в состав высыхающих и полувысыхающих растительных масел, имеют кратные связи. Однако способность масел к полимеризации зависит не только от количества двойных связей, но и от их расположения. Механизм и скорость окислительной полимеризации (на которые в свою очередь влияют температура и наличие катализатора) будут зависеть от сопряженности или изолированности систем двойных связей друг от друга. Катализаторами могут выступать ионы молекулы кислорода и кислород, находящийся в оксидах металлов, с которым контактирует масло, а также сами ионы металлов.

В процессах полимеризации соединение двух молекул формируется либо через углерод – углеродную связь С–С, либо через кислород с образованием простой эфирной R–O–R или перекисной R–O–O–R группы. Наличие в молекулах масла нескольких двойных связей, ведет к объединению большего количества молекул. Схема, представленная на рис. 1, поясняет образование полимеров с пространственной структурой, что сопровождается загустеванием, переходящим в затвердевание.

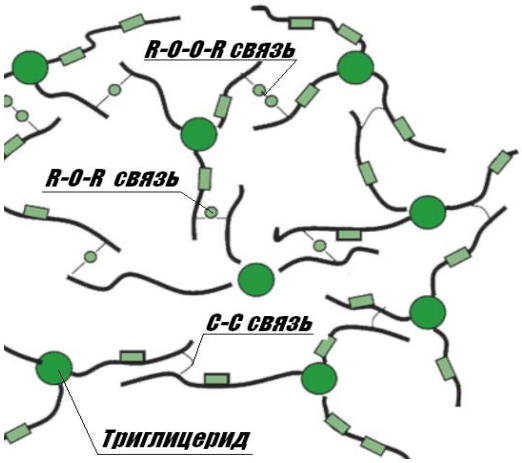


Рис. 1. Схема пространственной структуры, образующейся при окислительной полимеризации высыхающего растительного масла.

На схеме видно, что в результате раскрытия двойных связей кислородом множество молекул триглицеридов, соединяясь друг с другом, образуют одну макромолекулу.

Таким образом, эффективность использования растительных масел при повышенных температурах снижается из-за пленкообразующих процессов происходящих под влиянием кислорода воздуха.

На сегодняшний день наиболее оптимальным способом предотвращения окислительной деструкции при высоких температурах является введение в составы растительных масел антиокислительных присадок (антиоксидантов).

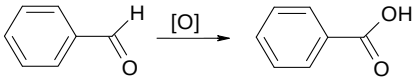
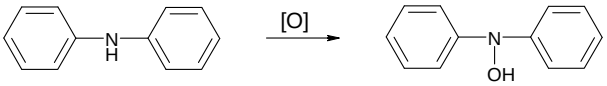
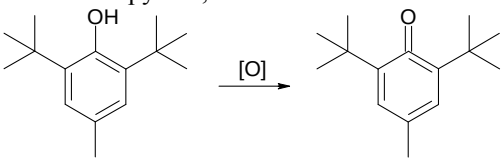
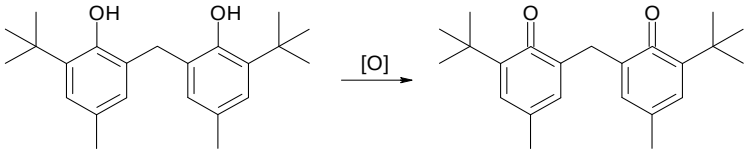
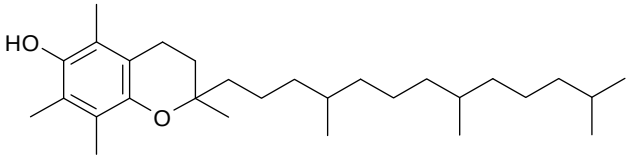
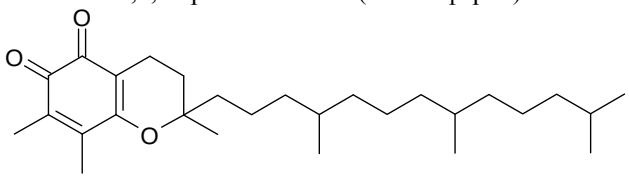
Механизм действия АО обеспечивается обрывом реакционных цепей. Так, взаимодействие молекул АО с активными радикалами приводит к образованию устойчивых радикалов. Уже незначительное количество (0,01–0,001%) АО снижает скорость окисления, при этом продукты окисления не обнаруживаются. При введении АО в состав растительного масла в первую очередь происходит их химическая реакция с кислородом или активными радикалами, т. е. ингибируется процесс полимеризации масла. С течением времени, исчерпав свой ресурс антиокислительной способности (т. е. полностью окислившись), АО перестают выполнять свою восстановительную функцию.

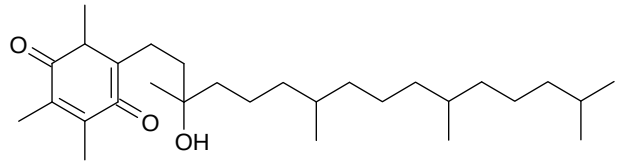
Наиболее распространенными антиокислительными присадками являются бензойный альдегид, ароматические амины, ионол, стабилизатор-2246, витамин Е (α-токоферол).

С целью выбора оптимального АО для модифицирования составов экологически чистых СОТС растительной природы был произведен анализ их антиокислительной способности и безвредности для человеческого организма и окружающей среды. Обобщенные данные представлены в табл. 1.

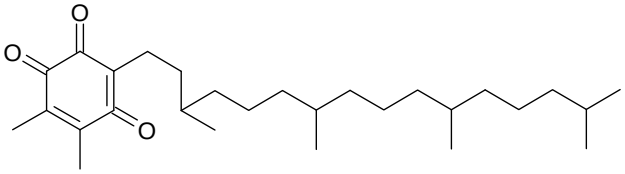
Таблица 1.

Сравнительный анализ различных присадок по антиокислительной способности и токсичности для человеческого организма.

Антиоксиданты и схематический процесс их окисления	**Токсичность**
1	2
Бензойный альдегид после окисления превращается в бензойную кислоту. В малых количествах и альдегид, и кислота применяются в качестве консервантов. Обладает только одной активной группой, способной к окислению: 	Токсичен. Раздражает глаза и верхние дыхательные пути при 10 секундном воздействии уже 0,015 мг/л. Раздражение слизистой оболочки носа замечается при первом же вдохе 0,1 мг/л [10].
Ароматические амины, в частности, дифениламин: 	Ядовиты. Клиническая картина симптомов: - головные боли, исхудание; - пищеварительное расстройство; - расстройство мочеотделения; - кожные заболевания; - раздражение слизистых оболочек [10].
Ионол (2,6-дитретбутил-4-метилфенол) в результате окисления превращается в ароматический кетон (2,6-дитретбутил-4-метилфенилкетон). Его действие [14] как антиоксиданта относительно слабое (в 2,5 раза слабее, чем у стабилизатора 2246), что обусловлено наличием только одной активной группы, способной к окислению: 	Не токсичен.
В стабилизаторе 2246 [2,2'-метилен-бис (4-метил-6-третбутилфенол)] две активные группы, способные к окислению, вследствие чего его активность, как антиоксиданта в 2,5 раза выше, чем у ионола: 	Не токсичен.
Витамин Е (α-токоферол) природный жирорастворимый АО, содержит фенольное кольцо с системой сопряженных двойных связей. Имеет четыре активные группы:  5,7,8-триметилтокол (α-токоферол)  о-токохинон	Не токсичен.



α-токоферилхинон



7,8-диметилтокотрион-1,5,6

Как видно из приведенного анализа, наиболее подходящим реагентом из всех рассмотренных АО является витамин Е (α-токоферол). В составе данного АО содержится четыре активные группы, склонные к процессу окисления. Кроме того, в присутствии свободных радикалов витамин Е способен к димеризации (образованию новых веществ), восстанавливая их при этом до нереакционноспособных частиц. Наряду с этим витамин Е термостабилен и устойчив в присутствии кислорода даже при температуре 200ºС, являясь абсолютно безвредным для человеческого организма и окружающей среды [8]. Способность же витамина Е после окисления проявлять свойства поверхностно-активных веществ, что связано с появлением кислорода в фенольном кольце, в свою очередь благоприятно сказывается на трибологических характеристиках растительных масел смешанных с данным АО.

Итак, можно предположить, что витамин Е, обладая значительными антиокислительными свойствами (не уступая дорогим синтетическим), является абсолютно безвредным и полностью отвечает критериям экологической направленности данных научных исследований.

Начальным этапом исследований влияния АО на окислительную стойкость растительных масел было определение оптимального количества АО в растительном масле. В качестве растительного масла использовалось подсолнечное как наиболее распространенное в Украине (95% в общем объеме всех растительных масел), а именно образец чистого подсолнечного масла и смеси подсолнечного масла с АО в пропорциях от 1 до 10%. Затем образцы масла каждой смеси наносились тонким слоем на стандартные стекла при помощи валика. Подготовленные образцы сушились при температуре 170 ±5ºС (для ускорения процесса полимеризации). Процесс сушки контролировали прокатыванием по поверхности образца металлического шарика. Скорость пленкообразования определялась временем от момента нанесения слоя растительного масла до момента, когда шарик не оставляет следа при прокатывании. Результаты исследований отображены в виде гистограммы (рис. 2).

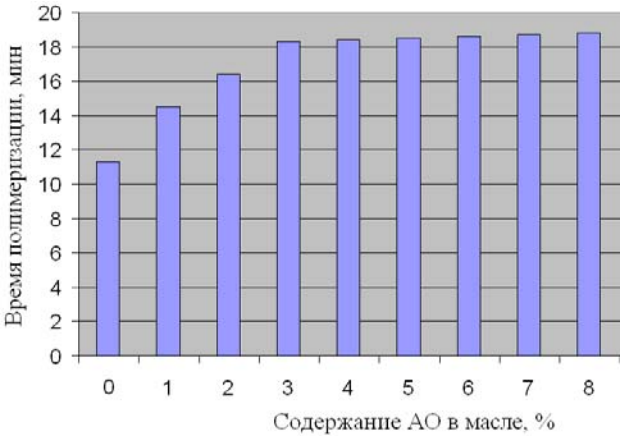


Рис. 2. Время полимеризации различных смесей подсолнечного масла с АО.

Из проведенных исследований видно, что необходимым и достаточным является 3%-ное содержание витамина Е в подсолнечном масле. Повышение количества антиоксиданта не приводит к заметному увеличению времени индукции.

По сравнению с чистым подсолнечным маслом время торможения процесса окисления 3%-ной смесью масла с АО составило около 7 мин.

Вывод. На основе экспериментальных исследований и их теоретического анализа показана возможность повышения окислительной стойкости СОТС на основе растительных масел путем модификации их базового состава оптимальным содержанием антиокислитильной присадки жирорастворимого витамина Е (α-токоферол).

ЛИТЕРАТУРА

1. Якубов Ч. Ф. Упрочняющее действие СОТС при обработке металлов резанием / Ч. Ф. Якубов. – Симферополь, 2008.
2. Рабочие процессы высоких технологий в машиностроении / [под. ред. А. И. Грабченко]. – Харьков : ХГТУ, 1999. – 436 с.

3. Herdan J. M. Rolling fluids based of vegetables oils / J. M. Herdan // Einsatz in der spanenden Fertigungstechnik. – Stuttgart. – 2001. – P. 194–195.
4. Binggeli M. New ester based metalworking fluids / M. Binggeli // Einsatz in der spanenden Fertigungstechnik. – Stuttgart. – 2001. – P. 198–210.
5. Совершенствование функциональных свойств СОТС на основе растительных масел / Д. У. Абдулгазис, Ф. Я. Якубов, У.А. Абдулгазис, И. Э. Аметов // Ученые записки Крымского государственного инженерно-педагогического университета. Выпуск 4. – Симферополь : Доля, 2003. – С. 9–14.
6. Halliwell B. Antioxidant defense mechanisms: from the beginning to the end (of the beginning) / B. Halliwell // Free Radical Research. – 1999. – P. 175–187.
7. Глинка Н. Л. Общая химия / Н. Л. Глинка. – Л. : Химия, 1986. – 272 с.
8. Беззубов Л. П. Химия жиров / Л. П. Беззубов. – М. : Пищевая промышленность, 1975. – 279 с.
9. Высыхание или полимеризация? [Электронный ресурс] / В. Г. Сысюк, А. С. Бубнова, Н. Г. Угро, Л. И. Зель, Н. А. Тимченко // Полимеры-Деньги. – 2006. – № 6 (20). – Режим доступа к журналу : http://polymers-money.com/journal/onlinejournal/2006/december/dryup-ore-poly/
10. Вредные вещества в промышленности / [под. ред. Н. В. Лазарева]. – Ленинград, 1963.
11. Колотилова А. И. Витамины (химия, биохимия и физиологическая роль) / А. И. Колотилова, Е. П. Глушанков. – Л. : Изд-во Ленинградского университета, 1976. – 248 с.

УДК 629.113

Подзноев Г. П., Абдулгазис У. А.

ОСОБЕННОСТИ ТЕМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ДВУХТАКТНОГО Н-ДИЗЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АЛЮМОГИДРИДНОГО ЭНЕРГОНОСИТЕЛЯ И ПЕРОКСИДА ВОДОРОДА

У статті розглянута можливість використання в автомобілях двотактного двигуна, що працює на алюмогідридном енергоносії з пероксидом водню в якості окислювача замість повітря і регенерацією теплоті зворотною водою. Показана технічна можливість спрощення системи виведення відпрацьованої парової фази. Значна економічність двотактного двигуна і його висока екологічність.

Ключові слова: *двотактний ДВС, газообмін та продування циліндра, альтернативний енергоносії, гідрид алюмінію, пероксид водню, регенерація теплоти, термодинамічні параметри.*

В статье рассмотрена возможность использования в автомобилях двухтактного двигателя, работающего на алюмогидридном энергоносителе с пероксидом водорода в качестве окислителя вместо воздуха и регенерацией теплоты оборотной водой. Показана техническая возможность упрощения системы вывода отработанной паровой фазы. Обоснована значительная экономичность двухтактного двигателя и его высокая экологичность.

Ключевые слова: *Двухтактный ДВС, газообмен, продувка цилиндра, альтернативный энергоноситель, гидрид алюминия, пероксид водорода, регенерация теплоты, термодинамические параметры.*

The possibility of using a two-cycled motor in automobile that works on aluminum hydride energy carrier with peroxide hydrogen as an oxidizer in stead of air and regeneration of heat of recycled water is considered in the article. The technical possibility of simplification of the withdrawal system of worked out vapor phase is displayed herein. Sufficient economical operation of two-cycled motor and its high ecological features are substantiated as well.

Key words: *two-cycled engine, gas exchange scavenge of cylinder, alternative energy carrier, aluminum hydride peroxide hydrogen, heat regeneration, thermodynamic parameters.*

Постановка проблемы. Практически все современные автомобили оснащены четырехтактными двигателями, в которых два такта являются рабочими, а в остальные два происходит выпуск отработавших газов и впуск свежего заряда. То есть один поворот коленчатого вала из двух является по своей сути насосным, но на его совершение тратится энергия рабочего хода, время и ресурс двигателя. Этих недостатков лишен двухтактный двигатель, в котором рабочий цикл в каждом из цилиндров совершается за один оборот коленчатого вала, то есть за два хода поршня. Такты сжатия и рабочего хода в двухтактном двигателе происходят так же, как и в четырехтактном, а процессы очистки и наполнения цилиндров, то есть процессы газообмена, совмещены и осуществляются не в рамках отдельных тактов, а за короткое время, когда поршень находится вблизи нижней мертвой точки. Из этого следует, что двухтактный двигатель более прост в конструкции. Кроме этого, мощность двухтактного двигателя, при одинаковых размерах цилиндра и частоте вращения вала, теоретически в два раза больше четырехтактного за счет в два раза большего числа рабочих тактов. Из этого следует, что использование

двухтактных ДВС на автомобилях позволит значительно уменьшить вес, упростить конструкцию двигателя и его размеры без потери мощности.

Анализ литературы. В настоящее время двухтактные двигатели используются лишь на мотоциклах, моторных лодках, как пусковые двигатели на тракторах, в поршневой (например, двигатели «Юнкерс»), в устаревших типах тепловозов (двигатели серии Д100), а так же в бронетанковой технике (двигатели 5ТДФ танка Т-64 и 6ТД танков Т-80УД и Т-84) и на тепловозах [1]. Их основной недостаток связан с более высоким расходом топлива, недостаточным наполнением горючей смеси из-за плохой очистки цилиндров от отработавших газов, затраты части вырабатываемой мощности на продувку и неполным сгоранием топлива.

В двухтактных двигателях газообмен выполняется за счет подачи в цилиндр рабочей смеси или воздуха (в дизелях) под давлением, создаваемым продувочным насосом. По способу организации движения потоков продувочного воздуха (смеси) различают двухтактные двигатели с контурной и прямоточной продувкой.

При контурной продувке поток воздуха (смеси) движется вдоль внутренней поверхности цилиндра и его головки, повторяя их контур. Впускные и выпускные окна в стенках цилиндра расположены в его нижней части. Их открытие и закрытие осуществляется с помощью поршня. Простота такой продувки с использованием подпоршневого пространства в качестве продувочного насоса обеспечила широкую распространенность подобных двигателей.

При прямоточной продувке поток воздуха или топливной смеси движется без изменения направления вдоль оси цилиндра. Управление открытием и закрытием продувочных и выпускных окон производится с применением специальных устройств в виде клапанного механизма, установленного в головке цилиндра. Через него происходит выпуск отработавших газов.

При прямоточной продувке качество очистки цилиндра от остаточных газов более высокое, чем при контурной. Поскольку открытие (и закрытие) выпускных и продувочных органов осуществляется различными элементами двигателя, подбор оптимальных фаз газораспределения не вызывает затруднений. Как правило, в двигателях с прямоточной продувкой выпускной клапан закрывается раньше продувочного, что исключает потерю свежего заряда и позволяет осуществлять дозарядку с повышением давления (то есть наддув).

На небольших бензиновых двухтактных двигателях роль продувочного насоса выполняет подпоршневое пространство (кривошипная камера). Такая конструкция предельно проста, так как не требует отдельного продувочного агрегата, что способствовало ее преимущественному распространению. Однако в этом случае невозможно разместить в картере масляную ванну, и приходится подавать масло вместе с топливом, что приводит к значительному расходу масла, дымному выхлопу и образованию нагара в цилиндре.

Кроме того, в многоцилиндровых двигателях необходимо отделять кривошипные камеры друг от друга, что требует применения сложных уплотнительных устройств и разборного коленчатого вала с существенной потерей его жесткости.

На крупногабаритных многоцилиндровых двухтактных двигателях продувочный воздух или топливная смесь сжимается в отдельном компрессоре (турбокомпрессоре), что в значительной степени устраняет указанные выше недостатки. Улучшить характеристики двухтактных двигателей дает возможность применение системы впрыска топлива вместо карбюратора.

В целом двухтактные двигатели в сравнении с четырехтактными имеют следующие существенные преимущества:

- менее громоздки системы газораспределения;
- имеют более высокую мощность в пересчёте на 1 литр рабочего объёма;
- конструктивно проще и дешевле в изготовлении;
- меньший удельный вес двигателя при одинаковой мощности.

К их значимым недостаткам следует отнести сравнительно высокий расход топлива и масла, а также недостаточное наполнение горючей смеси из-за плохой очистки цилиндров от отработавших газов.

Цель статьи – обосновать возможность применения двухтактных дизелей на автомобилях с сохранением их преимуществ (особенно в части увеличения мощности) при ограничении присущих им недостатков в варианте использования алюмогидридного энергоносителя и пероксида водорода в качестве окислителя.

Изложение основного материала. Возможность и преимущества использования гидрида алюминия в качестве энергоносителя и пероксида водорода вместо кислорода воздуха обосновывалось в ранее опубликованных работах [2–4] применительно к традиционным вариантам дизельных двигателей автомобилей.

В алюмогидридном варианте топливо предлагается генерировать в специальном генераторе путем гидролиза гидрида алюминия (AlH_3) оборотной конденсированной водой, дополнительно нагретой теплом отходящих газов. При этом

образуется высоконагретая паро-водородная смесь, находящаяся под повышенным давлением. В таком состоянии смесь подается в рабочий цилиндр при нахождении поршня около нижней мертвой точки (НМТ). Далее следует адиабатное сжатие и воспламенение водорода кислородом, но не содержащемся в воздухе, а как продукта термической диссоциации пероксида водорода, впрыскиваемого в цилиндр в жидкой фазе. В этом случае из процесса исключается балластный азот и рабочим телом становится высоконагретый монокомпонентный водяной пар. После адиабатного расширения паровая фаза удаляется из рабочего цилиндра в выпускной коллектор. В конструкцию последнего включен трубчатый теплообменник и конденсатор. Сконденсированные пары насосом высокого давления подаются во внутренний контур теплообменника и далее направляются на гидролиз.

В продолжение развития этих исследований представляет интерес рассмотрение особенностей идеального термодинамического дизельного цикла в варианте использования принципа двухтактного двигателя. Поскольку составной частью топливной смеси и отработанной газовой фазы в этом случае являются пары воды, то не имеет особого принципиального значения остаточная доля отработанных водяных паров при их вытеснении паро-водородной топливной смесью. Подача последней в цилиндр осуществляется, когда поршень приближается к НМТ. В этот момент открываются коллектора, куда вытесняется отработавшая паровая фаза. Последний перекрывается при подъеме поршня к началу процесса адиабатного сжатия.

Время подачи паро-водородной топливной смеси в этом случае рассчитывается таким образом, чтобы коллектор перекрывался поршнем в момент, когда в цилиндре еще остается небольшая часть отработанной паровой фазы. В этом случае исключаются потери водородной части топливной смеси. Основным условием при этом должно быть превышение давления в гидролизном генераторе по сравнению с таковым в цилиндре при приближении поршня к НМТ.

Таким образом, описанный термодинамический цикл в варианте двухтактного Н-Дизеля будет выглядеть следующим образом (рис. 1).

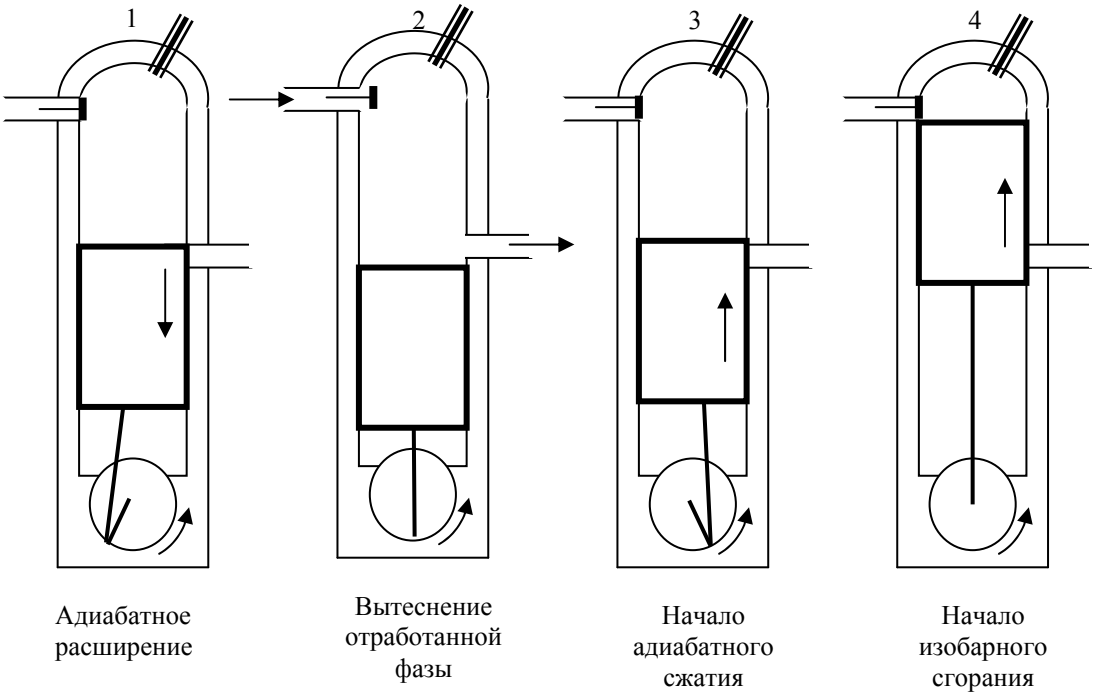


Рис. 1. Принципиальная схема работы двухтактного двигателя.

1. В генератор водорода подается эмульсионная фаза гидрида алюминия и оборотная конденсатная вода. В результате реакции гидролиза по схеме: $2AlH_3 + 3H_2O = Al_2O_3 + 6H_2$ выделяется 13,2 кДж теплоты из 1г AlH_3. Температура паро-водородной фазы в этом случае достигает 700–750 К при давлении 0,2–0,25 МПа, содержании избыточной воды в пределах 3–4 г на один цикл и регенерации теплоты 80–85%.

2. В момент приближения поршня к нижней мертвой точке и открытия им выпускного коллектора открывается впускной клапан в верхней части камеры сгорания и в цилиндр вводится паро-водородная смесь (позиция 1–2). За период прохождения поршнем нижней мертвой точки и его подъема до положения перекрытия выпускного коллектора происходит вытеснение отработанной паровой фазы вводимой топливной

паро-водородной смесью из гидролизного генератора.

3. При движении к верхней мертвой точке (ВМТ) поршень перекрывает выпускной коллектор, и в этот момент закрывается впускной клапан. Далее осуществляется адиабатное сжатие топливной паро-водородной смеси (позиция 3–4). Температура последней при этом повышается до 1400–1600 К, а давление в камере сгорания – до 9,0–10,0 МПа.

4. В момент достижения поршнем ВМТ (позиция 4) в камеру сгорания впрыскивается пероксид водорода (H_2O_2) в количестве, достаточном для изобарного сжигания водорода кислородом, высвобождающимся при термической диссоциации пероксида по схеме: $2H_2O_2 \rightarrow 2H_2O + O_2 + Q$. При этом выделяется теплота в количестве до 35–40% от теплоты сгорания водорода с дополнительным введением воды от диссоциации пероксида. Таким образом, рабочее тело в описываемом процессе представлено только водяным паром с температурой 1500–1800 К и давлением, адекватным концу адиабатного сжатия и изобарного сгорания.

5. Под действием давления паровой фазы поршень движется вниз, выполняя механическую работу адиабатного расширения рабочего тела (позиция 1). При своем движении вниз к НМТ поршень открывает выход в выпускной коллектор для вывода из цилиндра отработавшей паровой фазы (позиция 2). Непосредственно перед этим открывается впускной клапан в верхней части рабочего цилиндра, и в него вводится паро-водородная топливная смесь из гидролизного генератора.

Для получения давления паро-водородной топливной смеси на впуске в цилиндр выше такового в момент открытия выпускного коллектора объем камеры гидролиза должен быть несколько меньше объема рабочего цилиндра или процесс гидролиза имеет изначально более высокое стартовое давление паро-водородной фазы.

На приведенной схеме видно, что нет необходимости в отдельном продувочном насосе, что упрощает конструкцию двигателя и систему управления продувкой. В общем виде термодинамический цикл двухтактного дизеля на алюмогидридном энергоносителе с пероксидным окислителем адекватен таковому четырехтактного Н-Дизеля, детально рассмотренного в ранее проведенных исследованиях [4].

Различие заключается в том, что за счет исключения двух насосных ходов поршня на выталкивание отработавшей паровой фазы и впуска свежего топливного заряда мощность двигателя в двухтактном варианте удваивается при сохранении всех расходных пропорций, вводимых в процесс компонентов. Учитывая, что в топливной смеси, подаваемой в процесс, и в отработанных продуктах сгорания существенно преобладает водяной пар, снимается ряд недостатков двухтактных углеводородных двигателей – потери части топливных компонентов при вытеснении отработавших газов и повышенный расход топлива. В то же время сохраняются отмеченные выше преимущества двухтактников.

В табл. 1 приводятся сравнительные характеристики традиционного углеводородного дизеля и двухтактного Н-Дизеля на алюмогидридном энергоносителе с пероксидным окислителем и регенерацией теплоты.

Таблица 1.

Численные значения параметрических характеристик четырехтактных традиционного и двухтактного Н-Дизеля.

Цикл	Дизель	Двухтактный Н-дизель
$m_{топ.}$	0,114	0,04
$m_{H2O2.}$	–	0,136
H_2O	–	4г
ε	17	20
$q_{гидрол}$	–	530
$q_{реген}$	–	1500
$q_{дисс.}$	–	357
$q_{сгор.}$	–	960
q_1	5083	3329
q_2	2192	1746
q_3	–	246
t_2	298	634
t_3	780	1423
t_4	2190	1529
t_5	1182	617
t_6	–	329
p_2	1,0	2,13
$p_{3\text{-}4}$	44,5	96,6
p_5	4,0	2,1
η_t	0,569	0,926
Работа	2890	3083

Как показало проведенное упрощенное сравнительное математическое моделирование, для рассматриваемого варианта дизельного двигателя устанавливаются следующие особенности.

1. При использовании алюмогидридного энергоносителя и пероксида водорода в качестве окислителя вместо воздуха и регенерации теплоты имеют место более мягкие термические условия работы цилиндра двигателя без снижения количества выполняемой работы.

2. Суммарная теплота, вводимая в цикл двухтактного Н-Дизеля складывается из теплоты гидролиза AlH_3(16%), термической диссоциации пергидроля (10,5%), сгорания водорода (28,5%) и регенерируемой теплоты (45,0%). Таким образом, на долю основного энергоносителя

водорода приходится меньше трети общего теплового баланса цикла.

3. Существенное повышение коэффициента полезного использования теплоты двухтактного Н-Дизеля обусловлено вводом в рабочий цилиндр теплоты гидролиза с повышенным давлением перед адиабатным сжатием, добавочной водой на гидролиз и количеством регенерированной теплоты.

4. Если принять условную емкость для топлива 150 дм^3, то в ней вместится 120 кг дизтоплива или 220,5 кг гидрида алюминия с энергопотенциалом 5060 и 8250 МДж соответственно. В традиционном четырехтактном Дизеле при условно принятых объеме цилиндра 2,4 дм^3, 2000 об./мин. и расходе 0,114 г дизтоплива на один цикл его запаса хватит на 8,77 часов работы. При адекватной по объему емкости запаса алюмогидрида будет достаточно на 45,9 час, т. е. пробег автомобиля при одинаковой объемной заправке гидрида алюминия возрастает в 5,24 раза по сравнению с дизелем или почти в 10,5 раз в сравнении со сжатым до 35 МПа водородом в моделях на топливных элементах.

Учитывая, что в двухтактном двигателе при адекватном объеме топлива мощность практически удваивается, то при одинаковой базовой мощности, расход топлива соответственно сократится также примерно в два раза. В данном случае двухтактный двигатель на алюмогидридном энергоносителе с пероксидным окислителем и регенерацией теплоты сможет проработать теоретически более чем в десять раз дольше, чем традиционный четырехтактный дизель.

Выводы. Предлагаемый тип двухтактного дизельного двигателя имеет существенные преимущества как с точки зрения его эксплуатационных характеристик, так и с точки зрения экологической безопасности.

Задачей последующих исследований является разработка проекта стендовых испытаний на базе модернизированного дизельного двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сравнение и принцип работы двухтактного двигателя [Электронный ресурс]. – Режим доступа : www.scooter-tronix.ru/dvig.php.
2. Подзноев Г. П. Возможности повышения эффективности термодинамического цикла Дизеля путем использования альтернативного энергоносителя / Г. П. Подзноев, У. А. Абдулгазис // Двигатели внутреннего сгорания / НТУ «ХПИ». – Харьков, 2007. – Вып. 1. – С. 87–91.
3. Подзноев Г. П. Термодинамические особенности регенеративного цикла Н-дизеля с использованием энергоносителя на основе гидрида алюминия / Г. П. Подзноев, У. А. Абдулгазис // Двигатели внутреннего сгорания / НТУ «ХПИ». – Харьков, 2008. – Вып. 2. – С. 13–18.
4. Подзноев Г. П. Возможности использования пероксида водорода в качестве окислителя в двигателях внутреннего сгорания. / Г. П. Подзноев, У. А. Абдулгазис // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Выпуск 20. Технические науки. – Симферополь : НИЦ КИПУ, 2009. – С. 15–21.

УДК 629.017

Подригало М. А., Байцур М. В.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДЕЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ ПО УСЛОВИЯМ СКОРОСТНОГО И ДИНАМИЧЕСКОГО РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ

Визначено потрібну потужність двигуна автомобіля при русі по міських дорогах і міжміських трасах. Розглянуто режими руху автомобіля на заданій швидкості й при розгоні.

Ключові слова: *динаміка автомобіля, приємістість, вибір потужності двигуна.*

Определена потребная мощность двигателя автомобиля при движении по городским дорогам и междугородным трассам. Рассмотрены режимы движения автомобиля на заданной скорости и при разгоне.

Ключевые слова: *динамика автомобиля, приемистость, выбор мощности двигателя.*

It is defined needed automobile engine power at movement on city roads and long-distance lines. Modes of automobile movement on the set speed and at acceleration are considered.

Key words: *dynamics of the car, pick-up, the choice of engine power.*

Постановка проблемы. В последние годы мы наблюдаем появление значительного количества моделей легковых автомобилей, имеющих очень высокие значения удельной мощности. Это объясняется необходимостью обеспечения высокой динамичности (приемистости) автомобилей в стесненных условиях городского транспортного потока.

В связи с существующими реалиями возникает проблема разработки методики выбора

мощности двигателя на стадии проектирования автомобиля с учетом обеспечения требуемой максимальной скорости движения при загородном цикле и высокой динамичности в городском ездовом цикле.

Анализ последних достижений и публикаций. Существующая методика определения проектной мощности двигателей [1; 2] автомобилей базируется на определении максимальной мощности сил сопротивления движению.

При отсутствии ограничителей частоты вращения коленчатого вала двигателя расчетная точка силовой характеристики автомобиля соответствует точке силового баланса на высшей передаче при $V = V_{\max}$ ($V_{\max}$ – максимальная скорость автомобиля, являющаяся исходной при проектировании).

Реализация максимальной скорости движения автомобиля наиболее вероятна на междугородних магистралях, и поэтому режимы движения с максимальными скоростями называют загородными.

Представляет интерес определение перспектив роста максимальных конструктивных скоростей движения и ускорений автомобиля (особенно на низших передачах).

Цель статьи – определить потребную мощность двигателя автомобиля при движении по городским дорогам и междугородным трассам.

Для достижения указанной цели необходимо определить потребную удельную мощность двигателя при движении автомобиля на заданной скорости (при динамическом силовом балансе) и при разгоне в условиях движения на городских дорогах (при малых линейных скоростях и высоких линейных ускорениях движения автомобиля).

Изложение основного материала.

Определение удельной мощности двигателя при движении с постоянной скоростью. Мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления движению автомобиля, составит:

$$N_{\text{с}} = V_{\text{а}}(P_{\psi} + P_{w}), \qquad (1)$$

где $V_{\text{а}}$ – линейная скорость автомобиля;

P_{ψ} – сила суммарного дорожного сопротивления:

$$P_{\psi} = \psi \times m_{\text{а}} \times g, \qquad (2)$$

где ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления;

$m_{\text{а}}$ – общая масса автомобиля;

g – ускорение свободного падения, g = 9,81 м/с^2;

P_w – сила аэродинамического сопротивления

$$P_w = k \times F \times V_{\text{а}}^2, \qquad (3)$$

где $k \times F$ – фактор сопротивления воздуха (k – коэффициент сопротивления воздуха, F – мидель).

Подставляя выражения (2) и (3) в (1) и учитывая, что

$$N_{\text{с}} = N_k = \eta_{\text{тр}}^{\text{стат}} \times N_e, \qquad (4)$$

где N_k – мощность двигателя, приведенная к ведущим колесам автомобиля;

$\eta_{\text{тр}}^{\text{стат}}$ – статический КПД трансмиссии, учитывающий потери на трение и взбалтывание масла в картерах агрегатов трансмиссии;

N_e – эффективная мощность, развиваемая двигателем,

получим:

$$\frac{\eta_{\text{тр}}^{\text{стат}} \times N_e}{m_a} = \psi g V_a + \frac{k \times F}{m_a} \times V_a^{\,3}. \qquad (5)$$

Требуемая (максимальная) удельная мощность двигателя реализуется при $V_{\text{а}} = V_{\max}$:

$$\eta_{\text{тр}}^{\text{стат}} \times N_{\text{уд}}^{\max} = \psi g V_{\max} + \frac{k \times F}{m_a} \times V_{\max}^3. \qquad (6)$$

С ростом $V_{\max}$ величина $N_{\text{уд}}^{\max}$ возрастает пропорционально $V_{\max}^3$, т. е. по кубической параболе. Для того чтобы прогнозировать рост удельных мощностей двигателей легковых автомобилей по условию движения в загородном цикле, нужно знать тенденции роста $V_{\max}$.

Прогноз роста конструктивных скоростей легковых автомобилей проведен в работе [1]. Нами в работе [3] проведена математическая обработка результатов [1] и получено аналитическое выражение:

$$V_{\max} = 582\{1{,}043 - \exp[-(0{,}382 \pm 0{,}14)\lambda]\}, \text{ км/ч}. \qquad (7)$$

При измерении скорости движения $V_{\max}$ в м/с и проведении упрощений выражение (7) можно представить в виде:

$$V_{\max} = 161 \times [1 - \exp(-0{,}382\lambda)], \qquad (8)$$

где λ – относительное время, определяемое как [2]:

$$\lambda = \frac{\Gamma_1 - \Gamma_2}{\Gamma_3 - \Gamma_2}, \qquad (9)$$

где Γ_1 – год, для которого определяется параметр $V_{\max}$;

Γ_2 – год, от которого условно ведется отсчет времени, принимаем $\Gamma_2 = 1900$;

Γ_3 – год, от которого проводился анализ, $\Gamma_3 = 2000$.

Подставляя (8) в (6), получим:

$$N_{\text{уд}}^{\max} = 161\psi g[1 - \exp(-0{,}328\lambda] + 4{,}2 \times 10^6 \frac{kF}{m_a}[1 - \exp(-0{,}328\lambda)]^3. \qquad (10)$$

Принимая для асфальтированного шоссе ψ = 0,017 [2] и $\frac{kF}{m_a} = 3\times10^{-4}\,\text{м}^{-1}$ (допустимый уровень для легковых и грузовых автомобилей [2]), можно определить зависимость $N_{\text{уд}}^{\max}(\lambda)$ (рис. 1).

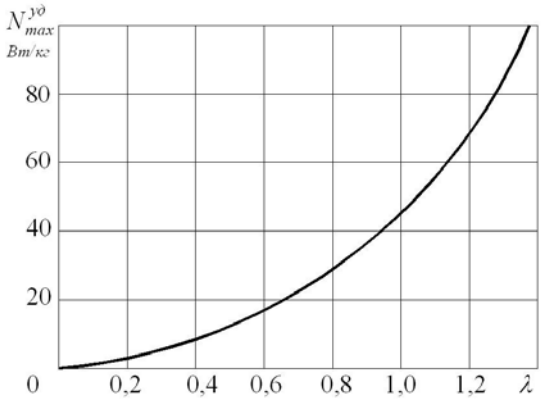


Рис. 1. Зависимость $N_{\text{уд}}^{\max}(\lambda)$ для легковых автомобилей.

На рис. 2 представлена диаграмма роста удельных мощностей двигателей, необходимых для движения легковых автомобилей с максимальной скоростью.

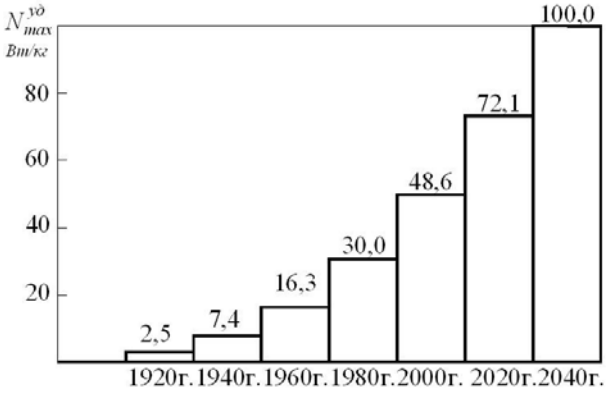


Рис. 2. Диаграмма роста удельной мощности двигателя, необходимой для движения легковых автомобилей с максимальной скоростью.

Для городского транспорта движение легкового автомобиля со скоростью $V_{\text{а}}$ = 8 м/с (28,8 км/ч) необходимая удельная мощность двигателя из уравнения (5) при тех же исходных данных ψ = 0,017; $\frac{kF}{m_a} = 0{,}0003$ м$^{-1}$) будет составлять примерно 1,5 Вт/кг, т. е. незначительную величину. Очевидно, что для городского цикла необходимо иметь запас мощности двигателя для реализации требуемого уровня ускорений.

Определение удельной мощности двигателя для реализации требуемых ускорений автомобиля. В работе [4] нами получено уравнение динамики автомобиля:

$$\delta_{\text{тр}} m_{\text{а}} \frac{dV_a}{dt} = \Sigma P_{\text{с}}(K_{\text{д}} - 1)\,, \qquad (11)$$

где $\Sigma P_{\text{с}}$ – суммарная сила сопротивления движению:

$$\Sigma P_{\text{с}} = P_{\psi} + P_w; \qquad (12)$$

$K_{\text{д}}$ – коэффициент динамичности автомобиля [4], равный отношению суммарной тяговой силы автомобиля P_k к суммарной силе сопротивления движению $\Sigma P_{\text{с}}$.

Величина $K_{\text{д}}$ – 1 характеризует запас мощности двигателя на разгон автомобиля с ускорением $\frac{dV_{\text{а}}}{dt}$ (в дальнейшем будем обозначать эту величину $\dot{V}_a$). Умножив левую и правую части (11) на $\dot{V}_a$, получим с учетом (4):

$$\delta_{\text{тр}} m_{\text{а}} V_{\text{а}} \dot{V}_{\text{а}} = N_{\text{ер}} \eta_{\text{тр}}^{\text{стат}}. \qquad (13)$$

Величина, обратная $\delta_{\text{тр}}$, по сути является коэффициентом, учитывающим потери энергии двигателя на разгон вращающихся масс трансмиссии и двигателя, т. е. [5]:

$$\frac{1}{\delta_{\text{тр}}} = \eta_{\text{тр}}^{\text{дин}}\,, \qquad (14)$$

где $\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}}$ – динамический КПД трансмиссии.

Из выражения (13) определим запас удельной мощности двигателя, необходимый для разгона автомобиля от скорости $V_{\text{а}}$ с ускорением $\dot{V}_a$ (в начальный момент разгона):

$$\eta_{\text{тр}}^{\text{общ}} \times N_{\text{уд}}^{\text{р}} = \frac{N_{\text{ер}}}{m_{\text{а}}} \eta_{\text{тр}}^{\text{общ}} = V_{\text{а}} \dot{V}_{\text{а}}\,, \qquad (15)$$

где $\eta_{\text{тр}}^{\text{общ}}$ – общий КПД трансмиссии:

$$\eta_{\text{тр}}^{\text{общ}} = \eta_{\text{тр}}^{\text{стат}} \times \eta_{\text{тр}}^{\text{дин}}. \qquad (16)$$

Начальное увеличение мощности двигателя $\Delta N_{\text{е}} = N_{\text{ер}}$ приводит к появлению линейного ускорения $\dot{V}_{\text{а}}$, приводящего к разгону автомобиля от скорости $V_{\text{а}}$ до скорости $V_{\text{а1}}$,при которой возросшее аэродинамическое сопротивление реализует динамический силовой баланс.

Определим это увеличение скорости ($\Delta V_{\text{а}} = V_{\text{а1}} - V_{\text{а}}$) и исследуем выявление влияния различных факторов на указанную величину.

Уравнение мощностного баланса автомобиля при движении со скоростью $V_{\text{а}}$ имеет вид (5).

При уменьшении мощности двигателя на величину ΔN_e:

$$\eta_{\text{тр}}^{\text{стат}} \frac{\Delta N_e}{m_a} \psi g (V_{\text{а1}} - V_{\text{а}}) + \frac{kF}{m_{\text{а}}} (V_{\text{а1}}^3 - V_{\text{а}}^3)\,, \qquad (17)$$

или

$$\eta_{\text{тр}}^{\text{стат}} \Delta N_{\text{уд}} = \psi g \Delta V_{\text{а}} + \frac{kF}{m_{\text{а}}} \times$$
$$\times \left[3V_{\text{а}}^2 \Delta V_{\text{а}} + 3V_{\text{а}} (\Delta V_{\text{а}})^2 + (\Delta V_{\text{а}})^3\right]. \qquad (18)$$

Из уравнения (18) приращение удельной мощности двигателя:

$$\Delta N_{\text{уд}} = \frac{g\psi\Delta V_{\text{а}} + \dfrac{kF}{m_{\text{а}}}\left[3V_{\text{а}}^{2}\Delta V_{\text{а}} + 3V_{\text{а}}(\Delta V_{\text{а}})^{2} + (\Delta V_{\text{а}})^{3}\right]}{\eta_{\text{тр}}^{\text{стат}}} \qquad (19)$$

Из уравнения (15) определим:

$$\frac{N_{\text{ер}}}{m_{\text{а}}} = \frac{V_{\text{а}}\dot{V}_{\text{а}}}{\eta_{\text{тр}}^{\text{общ}}}. \qquad (20)$$

Приравнивая правые части (19) и (20), получим после преобразований:

$$(V_{\text{а}})^{3} + 3V_{\text{а}}(\Delta V_{\text{а}})^{2} + \left(3V_{\text{а}}^{2} + \frac{m_{\text{а}}g\psi}{kF}\right)\Delta V_{\text{а}} - \frac{m_{\text{а}}}{kF\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}}}V_{\text{а}}\dot{V}_{\text{а}} = 0. \qquad (21)$$

Если пренебречь величинами $(\Delta V_{\text{а}})^3$ и $(\Delta V_{\text{а}})^2$, то выражение (21) упростится и примет вид:

$$\left(3V_{\text{а}}^{2} + \frac{m_{\text{а}}g\psi}{kF}\right)\Delta V_{\text{а}} - \frac{m_{\text{а}}}{kF\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}}}V_{\text{а}}\dot{V}_{\text{а}} = 0. \qquad (22)$$

Из выражения (22) определим $\Delta V_{\text{а}}$:

$$\Delta V_{\text{а}} = \frac{V_{\text{а}}\dot{V}_{\text{а}}}{\left(3\dfrac{kF}{m_{\text{а}}}V_{\text{а}}^{2} + g\psi\right)\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}}}. \qquad (23)$$

Условие максимума функции (23):

$$\frac{d(\Delta V_{\text{а}})}{dV_{\text{а}}} = 0; \qquad (24)$$

$\dfrac{d^2(\Delta V_{\text{а}})}{dV_{\text{а}}^2} < 0$ – при оптимальном значении $V_{\text{а}}$.

Максимум функции (23) реализуется при

$$(V_{\text{а}})_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{\psi g m_{\text{а}}}{3kF}}. \qquad (25)$$

При $\psi = 0{,}017$; $\dfrac{kF}{m_{\text{а}}} = 0{,}0003$ м$^{-1}$, $\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}} = 0{,}85$ получим $V_{\text{а}} = 13{,}61$ м/с (49 км/ч).

На рис. 3 (кривая 1) приведен график зависимости $\Delta V_{\text{а}}(V_{\text{а}})$, описываемой выражением (23) при указанных исходных данных.

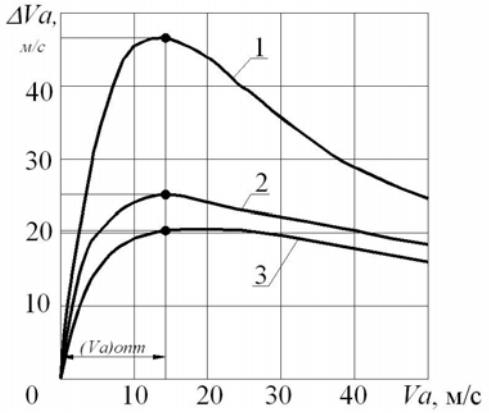


Рис. 3. Графики зависимостей $\Delta V_{\text{а}}(V_{\text{а}})$ при ψ = 0,017; $\dfrac{kF}{m_{\text{а}}} = 0{,}0003$ м$^{-1}$, $\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}} = 0{,}85$: 1 – зависимость (23); 2 – зависимость (27); 3 – численное решение кубического уравнения (26).

Если пренебречь только влиянием $(\Delta V_{\text{а}})^3$, то выражение (21) примет вид:

$$3V_{\text{а}}(\Delta V_{\text{а}})^{2} + \left(3V_{\text{а}}^{2} + \frac{m_{\text{а}}g\psi}{kF}\right)\Delta V_{\text{а}} - \frac{m_{\text{а}}}{kF\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}}}V_{\text{а}}\dot{V}_{\text{а}} = 0. \qquad (26)$$

Решение квадратного уравнения (26) относительно $\Delta V_{\text{а}}$ имеет вид (с учетом корня, имеющего физический смысл):

$$\Delta V_{\text{а}} = 0{,}5\left(V_{\text{а}} + \frac{m_{\text{а}}g\psi}{3V_{\text{а}}kF}\right)\left[\sqrt{1 + \frac{m_{\text{а}}V_{\text{а}}}{3kF\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}}\left(V_{\text{а}} + \dfrac{m_{\text{а}}g\psi}{3kFV_{\text{а}}}\right)^{2}}} - 1\right] \qquad (27)$$

Максимум функции (27) также определяется из условия (24) и также реализуется при $(V_{\text{а}})_{\text{опт}}$ определяемой из уравнения (25). На рис. 3 (кривая 2) приведен график зависимости $\Delta V_{\text{а}}(V_{\text{а}})$, описываемой выражением (27) при указанных выше исходных данных. На рис. 3 (кривая 3) приведен график зависимости $\Delta V_{\text{а}}(V_{\text{а}})$, полученный на основе численного решения уравнения (21) при $\psi = 0{,}017$; $\dfrac{kF}{m_{\text{а}}} = 0{,}0003$ м$^{-1}$, $\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}} = 0{,}85$. Сравнение характера протекания кривых 1, 2, 3, приведенных на рис. 3, показывает, что при точном численном решении уравне-

ния (26), представляющего собой уравнение третьей степени относительно $\Delta V_а$, кривая 3 также имеет максимум, точка которого совпадает с точками максимума кривых 1 и 2. Это означает, что зависимость (25) может использоваться для определения $(V_а)_{опт}$, т. е. линейной скорости автомобиля, при которой обеспечивается получение максимального значения $(V_а)_{max}$ при заданном значении $\dot{V}_а$. Изменение скорости автомобиля $\Delta V_а$, обусловленное созданием начального ускорения $\dot{V}_а$, характеризует маневренность автомобиля, т. е. способность изменения скорости движения [4].

Кривая 3 на рис. 3 проходит на незначительном расстоянии от кривой 2 и подобна ей по форме. Схожесть полученных кривых позволяет использовать зависимость (27) с поправочным коэффициентом для описания взаимосвязи $(V_а)$ со скоростью движения $V_а$ и параметрами $\dot{V}_а$, $\frac{kF}{m_а}$, ψ, $\eta_{тр}^{дин}$.

В нашем случае среднее значение поправочного коэффициента составляет $K_{попр}$ = 0,85. Тогда зависимость (27) примет вид:

$$\Delta V_а = 0{,}5K_{попр}\left(V_а + \frac{m_а g\psi}{3V_а kF}\right)\left[\sqrt{1+\frac{m_а\dot{V}_а}{3kF\times\eta_{тр}^{дин}\left(V_а+\frac{m_а g\psi}{3kFV_а}\right)^2}}-1\right]. \quad (28)$$

При движении в городском цикле мощность двигателя расходуется на преодоление сил сопротивления в режиме силового баланса и на создание требуемых начальных ускорений автомобиля, реализующих его маневренность при разгоне. Учитывая зависимости (5) и (15), определяем потребную мощность двигателя в динамическом режиме движения:

$$N_e = N_{ec} + N_{ep} = m_а V_а\left(\frac{\psi g + \frac{kF}{m_а}V_а^2}{\eta_{тр}^{стат}} + \frac{\dot{V}_а}{\eta_{тр}^{дин}}\right), \quad (29)$$

где N_{ec} – мощность двигателя, расходуемая на преодоление сил сопротивлению движения:

$$N_{ec} = \frac{N_c}{\eta_{тр}^{стат}}. \quad (30)$$

Если допустить, что скорость движения автомобиля равна $(V_а)_{опт}$, т. е. скорости, соответствующей получению максимальной маневренности автомобиля при разгоне, то выражение (29) с учетом (25) примет следующий вид:

$$N_e = m_а\sqrt{\frac{\psi g m_а}{3kF}}\left(\frac{4\psi g}{3\eta_{тр}^{стат}} + \frac{\dot{V}_а}{\eta_{тр}^{дин}}\right). \quad (31)$$

Максимальное значение начального ускорения $\dot{V}_а$ автомобиля ограничено и определяется зависимостью [4]:

$$V_{а_{max}} = K_{сц}\psi g - \frac{kF}{m_а}V_а^2, \quad (32)$$

где $K_{сц}$ – коэффициент использования сцепного веса автомобиля в тяговом режиме.

При $V_а = (V_а)_{опт}$ зависимость (32) с учетом (25) примет вид:

$$\dot{V}_а = g(\varphi K_{сц} - \psi/3). \quad (33)$$

После подстановки (33) в (31), получим расчетную мощность двигателя:

$$(N_e)_{расч} = m_а g\sqrt{\frac{\psi g m_а}{3kF}}\left[\frac{K_{сц}\varphi}{\eta_{тр}^{дин}} + \frac{\psi\left(4\eta_{тр}^{дин} - \eta_{тр}^{стат}\right)}{3\eta_{тр}^{общ}}\right]. \quad (34)$$

Расчетная удельная мощность двигателя:

$$(N_{уд})_{расч} = g\sqrt{\frac{\psi g m_а}{3kF}}\left[\frac{K_{сц}\varphi}{\eta_{тр}^{дин}} + \frac{\psi\left(4\eta_{тр}^{дин} - \eta_{тр}^{стат}\right)}{3\eta_{тр}^{общ}}\right]. \quad (35)$$

Принимая ψ = 0,017; $\frac{kF}{m_а}$ = 0,0003 м$^{-1}$; $K_{сц}$ = 0,5; $\eta_{тр}^{дин}$ = 0,94; $\eta_{тр}^{стат}$ = 0,9, получим $(N_{уд})_{расч}$ = 59,16 Вт/кг. Сравнивая полученный результат с данными, приведенными на рис. 1, делаем вывод о том, что указанная удельная мощность соответствует прогнозу на 2010 г. роста удельных мощностей двигателей, обеспечивающих движение автомобилей с максимальной конструктивной скоростью.

Определим скорость автомобиля $(V_а)_N$, при которой потребная мощность двигателя имеет экстремальное значение. Выражение (29) с учетом (32) при $\dot{V}_а = V_{а_{max}}$ примет вид:

$$N_e = \frac{m_а\psi g V_а + kFV_а^3}{\eta_{тр}^{стат}} + \frac{K_{сц}\varphi g m_а - kFV_а^3}{\eta_{тр}^{дин}}. \quad (36)$$

Из условия $\frac{dN_e}{dV_а} = 0$ получим:

$$(V_а)_N = \sqrt{\frac{m_а g\psi}{3kF}}\sqrt{\frac{\eta_{тр}^{дин} + \frac{K_{сц}\varphi}{\psi}\eta_{тр}^{стат}}{\eta_{тр}^{стат} - \eta_{тр}^{дин}}}. \quad (37)$$

Из условия (36) определим:

$$\frac{d^2 N_e}{dV_а^2} = 6V_а kF\left(\frac{1}{\eta_{тр}^{стат}} - \frac{1}{\eta_{тр}^{дин}}\right). \quad (38)$$

Условием существования скорости $(V_а)_N$ является

$$\eta_{тр}^{стат} > \eta_{тр}^{дин}. \quad (39)$$

При выполнении условия (39) правая часть уравнения (38) отрицательная. Это означает, что скорость $(V_а)_N$ соответствует максимальному расходу мощности двигателя в режиме реализации предельных сил сцепления в контакте ведущих колес с дорогой.

При выбранных нами параметрах $\eta_{тр}^{стат} = 0{,}9$ и $\eta_{тр}^{дин} = 0{,}94$ скорость $(V_а)_N$ отсутствует.

Выводы.

1. Полученные аналитические выражения позволяют осуществлять выбор мощности двигателей легковых автомобилей на стадии проектирования с учетом движения с максимальной скоростью на междугородних трассах (скоростной режим) и в городских условиях с максимальными ускорениями (динамический режим).

2. В городском (динамическом) режиме движения определена рациональная скорость движения $(V_а)_{опт}$, обеспечивающая получение максимального приращения $\Delta V_а$ скорости автомобиля при заданном значении начального ускорения $\dot{V}_а$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ярещенко Н. В. Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах : автореф. дис. на здобуття наукового ступеня канд. техн. наук : спец. 05.22.11 / Н. В. Ярещенко ; Харківський державний автомобільно-доріжний технічний університет. – Харків, 1999. – 16 с.
2. Бортницкий П. И. Тягово-скоростные качества автомобилей / П. И. Бортницкий, В. И. Задорожный. – К. : Вища школа, 1978. – 176 с.
3. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Кирчатый, А. А. Бобошко] ; под. ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.
4. Динамика автомобиля / [М. А. Подригало, В. П. Волков, А. А. Бобошко, В. А. Павленко, В. Л. Файст, Д. М. Клец, В. В. Редько] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.
5. Квалиметрия, стандартизация и унификация тормозного управления колесных машин / [М. А. Подригало, В. П. Волков, Д. В. Абрамов, М. В. Байцур, В. А. Павленко, Н. М. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. Л. Файст] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2007. – 446 с.

УДК 629.3.017.3

Подригало М. А., Абдулгазис А. У., Клец Д. М.

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ НЕПОДВИЖНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Розглянуто модель взаємодії нерухомого автомобільного колеса з опорною поверхнею, навантаженого тільки вертикальною силою. Визначено залежність, що характеризує розподіл сили стискання шини в плямі контакту.

Ключові слова: *деформація шини, пляма контакту, радіальна жорсткість, погонне навантаження.*

Рассмотрена модель взаимодействия неподвижного автомобильного колеса с опорной поверхностью, нагруженного только вертикальной силой. Определена зависимость, характеризующая распределение силы сжатия шины в пятне контакта.

Ключевые слова: *деформация шины, пятно контакта, радиальная жесткость, погонная нагрузка.*

A model of the interaction of the stationary car wheel with the bearing surface, which is loaded by vertical force. The dependence that characterizes the distribution of compression forces in the fire contact patch.

Key words: *deformation of the fire contact patch, the radial stiffness, linear load.*

Постановка проблемы. Взаимодействие колеса с опорной поверхностью определяет многие эксплутационные свойства автомобилей. Несмотря на большое количество исследований, посвященных указанной проблеме, и наличие большого количества расчетных моделей до сих пор остается неясной физическая природа механических процессов взаимодействия колеса с опорной поверхностью. Большинство авторов исследований рассматривают указанные процессы при качении колеса. На наш взгляд, переход к рассмотрению процесса взаимодействия катящегося колеса с опорной поверхностью должен происходить после получения модели контакта неподвижного колеса с дорогой, нагруженного только вертикальной силой.

Анализ литературы. Примером успешного моделирования стационарного движения колеса являются результаты исследования А. С. Федосова, приведенные в работе [1].

Автором указанного исследования использован так называемый феноменологический подход [2], суть которого при рассматривании любого явления заключается в том, что предмет изучения представляется в виде некоего «черного ящика», поведение и свойства которого определяются его внешними характеристиками.

Напряжения в контакте неподвижного колеса с дорогой рассмотрены в работе [3]. Авторами исследования получены эпюры давлений в продольной и средней поперечной плоскостях контакта шины с дорогой. Однако в указанной работе не выявлены аналитические зависимости, позволяющие распределение контактной нагрузки.

Таким образом, в известных работах не получена модель контакта неподвижного автомобильного колеса с дорогой.

Цель статьи – построить модели взаимодействия неподвижного автомобильного колеса с дорогой. Для достижения указанной цели необходимо определить распределенную погонную нагрузку вдоль пятна контакта шины с дорогой и силу продольного сжатия периферийной части шины в пятне контакта.

Изложение основного материала.

Определение погонной нагрузки в пятне контакта. Для решения поставленной задачи используем феноменологический подход и примем допущение о том, что рабочая поверхность шины является цилиндрической. Если возникнет необходимость определения контактных давлений и напряжений, то погонная распределенная нагрузка будет исходным параметром при рассмотрении напряженного состояния пятна контакта в поперечной плоскости.

На рис. 1 приведена расчетная схема статического нагружения в продольной плоскости неподвижного автомобильного колеса, находящегося на недеформируемой опорной поверхности.

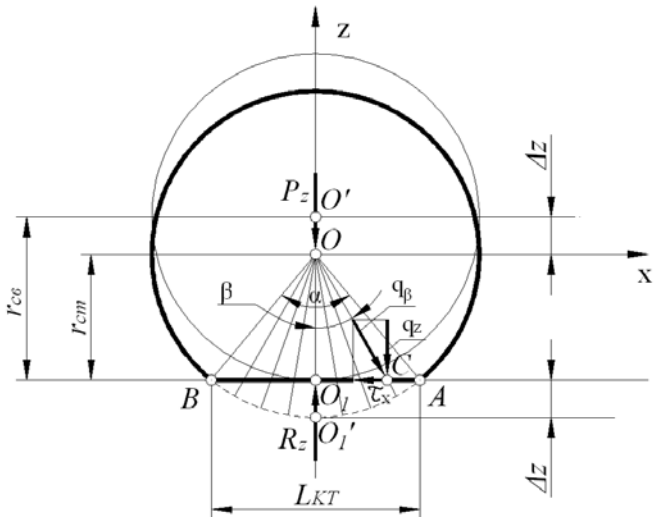


Рис. 1. Схема статического нагружения неподвижного колеса в продольной плоскости.

При приложении вертикальной нагрузки P_z к оси колеса происходит постепенное увеличение вертикальной деформации от нуля до Δz.

Вертикальные нагрузка и деформация колеса связаны между собой соотношением:

$$\Delta z = \frac{P_z}{C_z}, \qquad (1)$$

где C_z – радиальная жесткость шины.

В процессе деформации шины происходит сжатие ее периферийной части, которую при моделировании можно представить в виде упругой ленты, нагруженной с одной стороны силами упругости в шине, а с другой – распределенной нагрузкой от опорной поверхности.

Со стороны дороги на ленту действуют распределенная нормальная нагрузка q_z и распределенная сила трения τ_x. В каждой точке (например, в точке C – см. рис. 1) между указанными параметрами существует связь:

$$\tau_x = \mu q_z, \qquad (2)$$

где μ – коэффициент трения между шиной и опорной поверхностью.

Если допустить, что при сжатии шины в пятне контакта силы трения достаточны для того, чтобы предотвратить проскальзывание элементов шины относительно дороги, то относительное сжатие шины в направлении оси X будет равно (см. рис. 1):

$$\Delta L_{\max} = AB - AB = r_{св}\left(\alpha - 2\sin\frac{\alpha}{2}\right), \qquad (3)$$

где $r_{св}$ – свободный радиус шины;

α – центральный угол окружности радиусом $r_{св}$, соответствующий теоретической длине пятна контакта $L_{кт}$.

Теоретическая длина пятна контакта шины с дорогой:

$$L_{кт} = 2r_{св}\sin\frac{\alpha}{2} = L_{кт\,min}. \qquad (4)$$

При отсутствии трения между шиной и дорогой, а также сил упругости шины максимально возможная (гипотетическая) длина пятна контакта:

$$L_{кт\,max} = r_{св}\alpha. \qquad (5)$$

Очевидно, что

$$\Delta L_{max} = L_{кт\,max} - L_{кт\,min}. \qquad (6)$$

Предельная суммарная сила трения в пятне контакта:

$$T_{x\,max} = \mu R_z. \qquad (7)$$

Погонная сила упругости шины в текущей точке C, вызванная ее деформацией, равна:

$$q_\beta = C_р\Delta r = C_р(\overline{AO - OC}) =$$

$$= C_р\left(r_{св} - \frac{r_{ст}}{\cos\beta}\right) = C_р r_{св}\left(1 - \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta}\right), \qquad (8)$$

где $C_р$ – коэффициент жесткости шины в радикальной плоскости, проходящей через точку C;
Δr– изменение радиуса шины в точке C;
$r_{ст}$ – статический радиус колеса,

$$r_{ст} = r_{св}\cos\frac{\alpha}{2}; \qquad (9)$$

β – угловая координата точки C.

Вертикальная и горизонтальная составляющие погонной силы упругости:

$$q_z = q_\beta\cos\beta = C_р r_{св}\left(\cos\beta - \cos\frac{\alpha}{2}\right). \qquad (10)$$

$$q_x = q_\beta\sin\beta = C_р r_{св}\left(\sin\beta - \cos\frac{\alpha}{2}tg\beta\right). \qquad (11)$$

Суммарная вертикальная реакция дороги:

$$R_z = \int_{-\alpha/2}^{+\alpha/2} q_z r d\beta = r_{св}\cos\frac{\alpha}{2}\int_{-\alpha/2}^{+\alpha/2}\frac{q_z}{\cos\beta}d\beta \qquad (12)$$

После подстановки выражения (10) в (12) и интегрирования получим:

$$R_z = C_p r_{св}^2\cos\frac{\alpha}{2}\left(\alpha - \cos\frac{\alpha}{2}\ln\frac{1+\sin\frac{\alpha}{2}}{1-\sin\frac{\alpha}{2}}\right). \qquad (13)$$

Поскольку $|R_z| = |P_z|$, то, учитывая выражение (1), определим из условия:

$$C_z\Delta z = C_p r_{св}^2\cos\frac{\alpha}{2}\left(\alpha - \cos\frac{\alpha}{2}\ln\frac{1+\sin\frac{\alpha}{2}}{1-\sin\frac{\alpha}{2}}\right) \qquad (14)$$

величину

$$C_r = C_z\frac{1-\cos\frac{\alpha}{2}}{r_{св}\cos\frac{\alpha}{2}\left(\alpha - \cos\frac{\alpha}{2}\ln\frac{1+\sin\frac{\alpha}{2}}{1-\sin\frac{\alpha}{2}}\right)}. \qquad (15)$$

При получении соотношения (15) учитывалось, что $\Delta z = r_{св} - r_{ст} = r_{св}\left(1 - \cos\frac{\alpha}{2}\right)$. (16)

После подстановки (15) в (10) и (11) получим:

$$q_z = C_z\frac{\left(1-\cos\frac{\alpha}{2}\right)\left(\frac{\cos\beta}{\cos\frac{\alpha}{2}} - 1\right)}{\alpha - 2\cos\frac{\alpha}{2}\ln\frac{1+\sin\frac{\alpha}{2}}{1-\sin\frac{\alpha}{2}}} \qquad (17)$$

$$q_z = C_z\frac{\left(1-\cos\frac{\alpha}{2}\right)\left(\frac{\sin\beta}{\cos\frac{\alpha}{2}} - tg\beta\right)}{\alpha - 2\cos\frac{\alpha}{2}\ln\frac{1+\sin\frac{\alpha}{2}}{1-\sin\frac{\alpha}{2}}}. \qquad (18)$$

При $\beta = \pm\alpha/2$ величины $q_x = 0$ и $q_z = 0$.

На рис. 2 приведены графики зависимости (17) и (18) для шины 175-70 R13 ($C_z = 10^6$ Н/м).

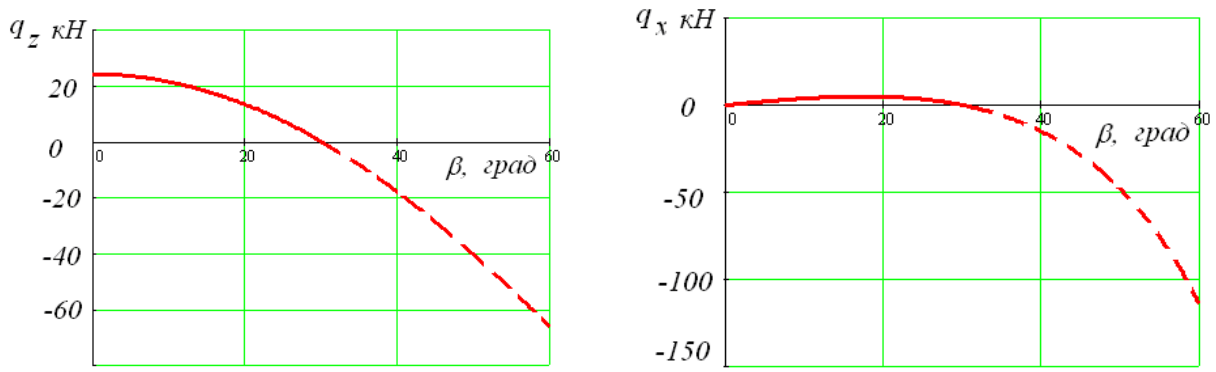


Рис. 2. Вертикальная и горизонтальная составляющие погонной силы упругости.

Определение силы продольного сжатия периферийной части шины в пятне контакта.

На рис. 3 приведена расчетная схема нагружения элемента шины в пятне контакта.

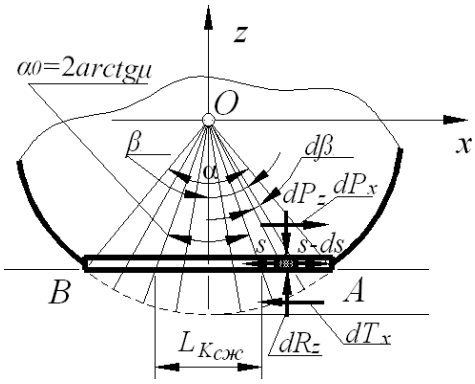


Рис. 3. Схема нагружения элемента шины в пятне контакта.

Учитывая, что $dP_z = -dR_z$ и $dP_x = -dR_x$, составим уравнение равновесия элемента шины (см. рис. 3)

$$S - dS + dP_x - dT_x - S = 0, \qquad (19)$$

откуда получим:

$$dS = -(dT_x - dP_x), \qquad (20)$$

где S – сила натяжения ленты (сжатия периферийной части шины).

В формуле (20):

$$dT_x = \mu dR_z = \mu q_z r_{св} \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta} d\beta \qquad (21)$$

$$dP_x = q_x r_{св} \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta} d\beta . \qquad (22)$$

Подставляя выражения (21) и (22) в (20), получим с учетом выражений (10) и (11):

$$dS = -C_z r_{св} \frac{1 - \cos\frac{\alpha}{2}}{\left(\alpha - \cos\frac{\alpha}{2} \ln \frac{1 + \sin\frac{\alpha}{2}}{1 - \sin\frac{\alpha}{2}}\right)} \left(1 - \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta}\right) \times (\mu - \mathrm{tg}\beta) d\beta . \qquad (23)$$

Анализ дифференциального уравнения (23) показывает, что при $\beta = \pm\alpha/2$ и $\beta = \mathrm{arctg}\mu$ величина $dS = 0$; при $\beta < \mathrm{arctg}\mu$ – $dS < 0$, а при $\beta > \mathrm{arctg}\mu$ эта величина больше нуля. Зоне, соответствующей получению $dS < 0$, соответствует центральный угол α_0 (см. рис. 3).

Сила сжатия определяется при интегрировании уравнения (23):

$$S = -C_z r_{св} \frac{1 - \cos\frac{\alpha}{2}}{\left(\alpha - \cos\frac{\alpha}{2} \ln \frac{1 + \sin\frac{\alpha}{2}}{1 - \sin\frac{\alpha}{2}}\right)} \int \left(1 - \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta}\right) \times (\mu - \mathrm{tg}\beta) d\beta . \qquad (24)$$

Окончательно получим:

$$S = C_1 - C_z r_{св} \frac{1 - \cos\frac{\alpha}{2}}{\left(\alpha - \cos\frac{\alpha}{2} \ln \frac{1 + \sin\frac{\alpha}{2}}{1 - \sin\frac{\alpha}{2}}\right)} \times \left(\mu\beta - \mu\cos\frac{\alpha}{2} \ln \frac{1 + \sin\beta}{\cos\beta} + \ln\cos\beta + \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta}\right), \qquad (25)$$

где C_1 – постоянная интегрирования, определяемая из граничных условий.

При $\beta = 0$ величина $S = S_{max}$ и

$$C_1 = S_0 + - C_z r_{св} \cos\frac{\alpha}{2} \times \frac{1 - \cos\frac{\alpha}{2}}{\left(\alpha - \cos\frac{\alpha}{2} \ln \frac{1 + \sin\frac{\alpha}{2}}{1 - \sin\frac{\alpha}{2}}\right)} . \qquad (26)$$

Для определения величины S_0 необходимо рассмотреть схему нагружения элемента шины, находящегося в точке O_1 (см. рис. 1). Эта схема приведена на рис. 4.

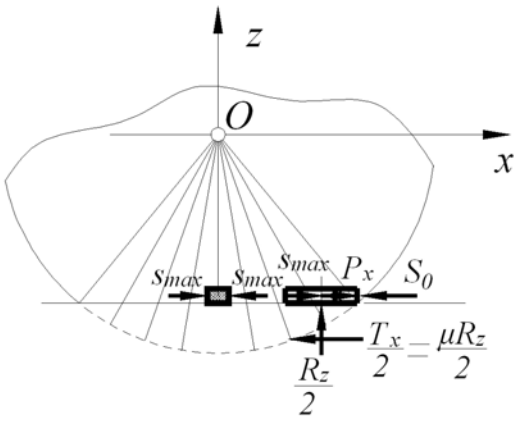


Рис. 4. Схема для определения S_0.

Величина S_0 (см. рис. 4) может быть определена из уравнения равновесия периферийной части шины в пятне контакта на участке AO_1 (см. рис. 1):

$$S_0 + P_x - \frac{T_x}{2} - S_A = 0. \qquad (27)$$

Если допустить, что в точке A величина S_A = 0, то из выражения (27) определим:

$$S_0 = \frac{T_x}{2} - P_x, \qquad (28)$$

где P_x – горизонтальная составляющая суммарной силы упругости шины,

$$P_x = \int_0^{\alpha/2} q_x r_{\text{св}} \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta} d\beta; \qquad (29)$$

$\frac{T_x}{2}$ – часть суммарной силы трения в пятне контакта с дорогой, приходящаяся на участок AO_1,

$$\frac{T_x}{2} = \mu \frac{R_z}{2} \qquad (30)$$

Учитывая, что $R_z = C_z r_{\text{св}}\left(1 - \cos\frac{\alpha}{2}\right)$, (31)

а также соотношения (18), (29) и (30), преобразуем выражение (28) к виду:

$$S_0 = \frac{1}{2}\mu\, C_z r_{\text{св}}\left(1 - \cos\frac{\alpha}{2}\right) - C_z r_{\text{св}} \frac{1 - \cos\frac{\alpha}{2}}{\alpha - \cos\frac{\alpha}{2}\ln\frac{1 + \sin\frac{\alpha}{2}}{1 - \sin\frac{\alpha}{2}}} \times \int_0^{\alpha/2}\left(\text{tg}\beta - \text{tg}\beta\frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta}\right) d\beta. \qquad (32)$$

Проведя интегрирование в указанных пределах, получим после преобразований:

$$S_0 = C_z r_{\text{св}}\left(1 - \cos\frac{\alpha}{2}\right) \times \left(\frac{\mu}{2} + \frac{1 - \cos\frac{\alpha}{2} + \ln\cos\frac{\alpha}{2}}{\alpha - \cos\frac{\alpha}{2}\ln\frac{1 + \sin\frac{\alpha}{2}}{1 - \sin\frac{\alpha}{2}}}\right). \qquad (33)$$

Выражение (26) с учетом (33) примет вид:

$$C_1 = C_z r_{\text{св}}\left(1 - \cos\frac{\alpha}{2}\right) \times \left(\frac{\mu}{2} + \frac{1 - \cos\frac{\alpha}{2} + \ln\cos\frac{\alpha}{2}}{\alpha - \cos\frac{\alpha}{2}\ln\frac{1 + \sin\frac{\alpha}{2}}{1 - \sin\frac{\alpha}{2}}}\right). \qquad (34)$$

Таким образом, определив постоянную интегрирования C_1, окончательно получим выражение для силы S (см. уравнение (25)):

$$S = \frac{C_z r_{\text{св}}\left(1 - \cos\frac{\alpha}{2}\right)}{\alpha - \cos\frac{\alpha}{2}\ln\frac{1 + \sin\frac{\alpha}{2}}{1 - \sin\frac{\alpha}{2}}} \times \left[\frac{\mu}{2} + \frac{1 - \frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta} + \ln\frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta} - \mu\left(\beta - \cos\frac{\alpha}{2}\ln\frac{1 + \sin\beta}{\cos\beta}\right)}{\alpha - \cos\frac{\alpha}{2}\ln\frac{1 + \sin\frac{\alpha}{2}}{1 - \sin\frac{\alpha}{2}}}\right]. \qquad (35)$$

На рис. 5 приведен график зависимости (35), построенный для шины.

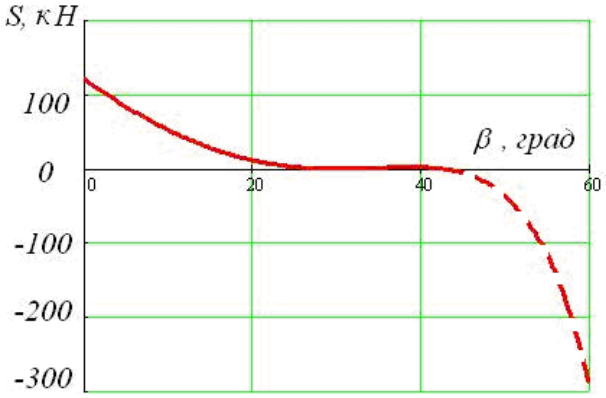


Рис. 5. Сила натяжения ленты (сжатие периферийной части шины).

При анализе удобно использовать не полярную, а декартову систему координат *XOZ*. В этом случае:

$$\beta = \mathrm{arctg}\frac{x}{r_{\text{св}}\cos\frac{\alpha}{2}}. \qquad (36)$$

На рис. 6 приведен график зависимости $S = S(x)$ для шины 175-70 R13, построенный с использованием зависимости (35) и (36).

Анализ графика показывает, что для указанной шины сила натяжения ленты (сжатия переферийной части) достигает 120 кН и плавно снижается от центра к краю пятна контакта.

Рис. 6. Сила натяжения ленты в декартовой системе координат.

Вывод. Полученные зависимости позволяют моделировать контакт неподвижного автомобильного колеса с жесткой опорной поверхностью и, в дальнейшем, осуществить моделирование пятна контакта колеса в тяговом и тормозном режимах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Федосов А. С. Модель стационарного плоского движения колеса / А. С. Федосов // Автомобильный транспорт. – Харьков, 2002. – Выпуск 9. – С. 122–126.
2. Левин М. А. Теория качения деформируемого колеса / М. А. Левин, Н. А. Фуфаев. – М. : Наука, 1989. – 272 с.
3. Работа автомобильной шины / [В. И. Кнороз, Е. В. Кленников, И. П. Петров, А. С. Шелухин, Ю. М. Юрьев] ; под ред. В. И. Кнороза. – М. : Транспорт, 1976. – 238 с.

УДК 631.372:656.13

Шелудченко В. В.

АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА КЕРОВАНІСТЬ ТА СТІЙКІСТЬ РУХУ АВТОМОБІЛІВ З АНТИБЛОКУВАЛЬНОЮ СИСТЕМОЮ

В даному дослідженні розглядаються особливості маршрутів перевезень та геометричні характеристики доріг, що можуть впливати на показники керованості та стійкості руху автомобілів з АБС.

Ключові слова: *геометричні параметри доріг, керованість та стійкість руху, макропрофіль доріг, порівняльний аналіз.*

В данном исследовании рассматриваются особенности маршрутов перевозок груза автотранспортом агропредприятий и геометрические характеристики дорог, которые могут повлиять на показатели управляемости и устойчивости движения автомобилей с АБС.

Ключевые слова: *геометрические параметры дорог, управляемость и устойчивость движения, макропрофиль дорог, сравнительный анализ.*

In given research was shown features of routes of transportation and geometrical descriptions of roads which can influence on the indexes of dirigibility and stability of car motion with ABS.

Key words: *geometrical parameters of roads, dirigibility and stability of motion, macrotype of roads, comparative analysis.*

Постановка проблеми. При дослідженнях, присвячених створенню АБС та визначенню їх впливу на динаміку руху автомобіля при гальмуванні рух автомобіля розглядається, як правило, на прямолінійних ділянках доріг без врахування геометричних параметрів доріг.

Однією з особливостей експлуатації колісних машин сільськогосподарського призначення є макропрофіль доріг місцевого значення, які з метою економії прокладаються по реальному рельєфу місцевості без значних витрат на грабарства по її вирівнюванню. Внаслідок цього колісні машини сільськогосподарського призначення експлуатуються на дорогах зі значно більш крутими похилами та підйомами, а також зі значно меншими радіусами кривизни у вертикальній і горизонтальній площинах.

Із всього різноманіття умов експлуатації автомобілів головна увага приділяється навантажувально-зчіпним умовам у контакті колес із дорожньою поверхнею, тобто враховуються вертикальні реакції у плямі контакту колеса з дорогою, тип та стан дорожньої поверхні, ступінь зношеності шини, тиск в шинах і т. і. При цьому геометричні параметри дороги майже не враховуються.

Метою наданої **статті** є аналіз маршрутів перевезень, а також порівняльний аналіз параметрів доріг місцевого та регіонального значень.

Викладення основного матеріалу. Всі вантажні перевезення, які виконуються в аграрному секторі економіки, можна розподілити за ознаками протяжності маршруту та використання доріг різного значення на чотири основні види: внутрішньогосподарчі, міжгосподарчі, внутрішньообласні та міжобласні.

До внутрішньогосподарчих перевезень відносяться перевезення між структурними підрозділами одного агрогосподарства, наприклад, транспортування добрив зі складу до місця вивантаження (безпосередньо на полі), врожаю з поля до комори і т. і.

Основними видами міжгосподарчих перевезень є транспортування врожаю зернових до хлібокомбінату, соняшника – до маслоекстракційного заводу, цукрового буряка – до цукрозаводу і т. п.

Внутрішньообласні перевезення виконуються на більші відстані, ніж попередні, але в межах однієї області, наприклад, перевезення паливо-мастильних матеріалів від нафтобази до господарства.

Міжобласні перевезення виконуються між підприємствами, які розташовані на порівняно великих відстанях і мають не систематичні господарчі та технологічні зв'язки, наприклад, при завезенні до господарства будматеріалів від виробника, завезенні елітного насіння або тварин і т. і.

Вид перевезень визначає відстань та географію перевезень, які, в свою чергу, обумовлюють вибір маршруту. Нами проаналізовані маршрути перевезень, які були виконані у 26 агрогосподарствах Сумської області на протязі 2008–2009 рр.

Метою даного аналізу було визначення відсотків пробігу автомобілів по дорогах місцевого, регіонального та державного значення при різних видах перевезень.

Результати аналізу наведені в табл. 1., які свідчать про те, що переважна частина перевезень в аграрному секторі виконується по дорогах місцевого значення, які мають особливості як в будівництві, так і в експлуатації, що може вплинути на показники керованості та стійкості автомобілів.

Таблиця 1.

Структура використання доріг різних категорій при виконанні перевезень.

Вид перевезень	% протяжності маршруту по дорогах державного значення	% протяжності маршруту по дорогах регіонального значення	% протяжності маршруту по дорогах місцевого значення
Внутрішньогосподарчі перевезення	–	–	100%
Міжгосподарчі перевезення	–	8–12%	88–92%
Внутрішньообласні перевезення	4–6%	32–36%	58–64%
Міжобласні перевезення	~35%	~35%	~35%

Відомо, що суттєво впливати на показники керованості та стійкості автомобілів при гальмуванні можуть наступні геометричні параметри доріг [1–4]:

- радіуси кривизни у горизонтальній площині;
- радіуси кривизни у вертикальній площині;
- поздовжні похили.

Тому порівняльний аналіз доріг виконано саме за цими параметрами. Для цього за даними «Відомостей автомобільних доріг», за даними Служби автомобільних доріг «Облавтодор» у Сумській області побудовані гістограми розподілу цих параметрів для доріг місцевого та регіонального значення (рис. 1–6).

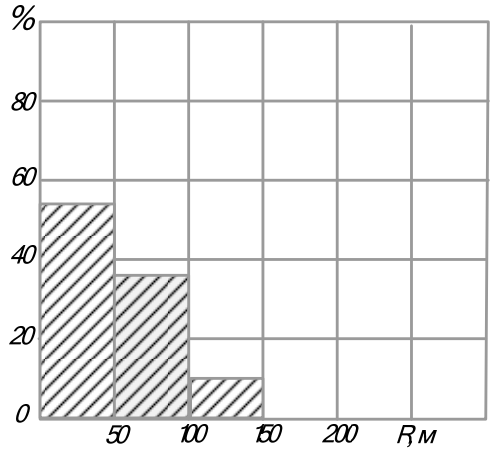


Рис. 1. Гістограма розподілу радіусів кривизни доріг місцевого значення у горизонтальній площині.

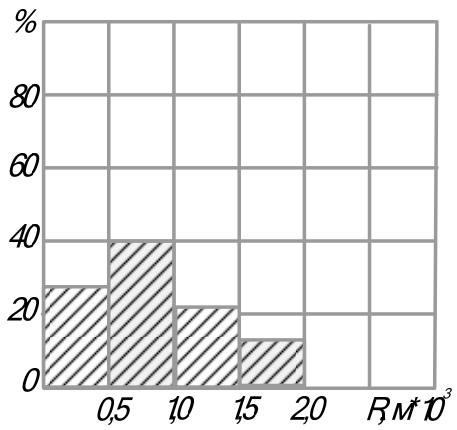


Рис. 2. Гістограма розподілу радіусів кривизни доріг місцевого значення у вертикальній площині.

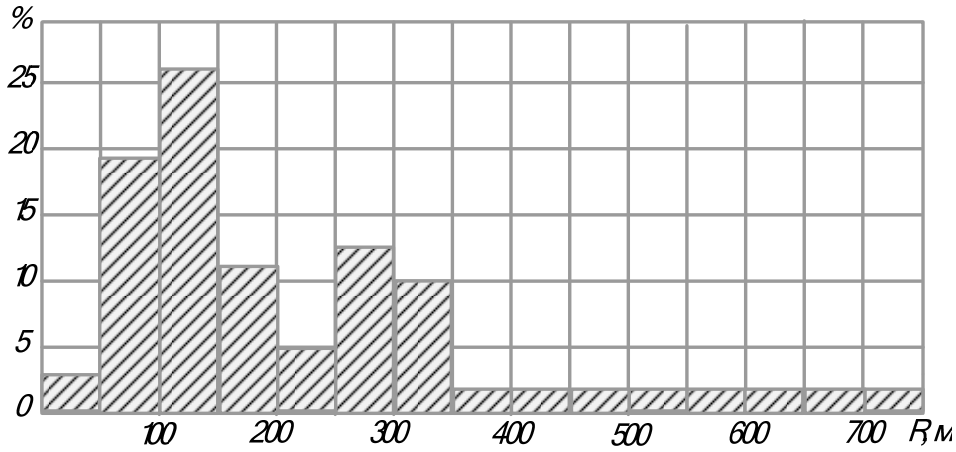


Рис. 3. Гістограма розподілу радіусів кривизни доріг регіонального значення у горизонтальній площині.

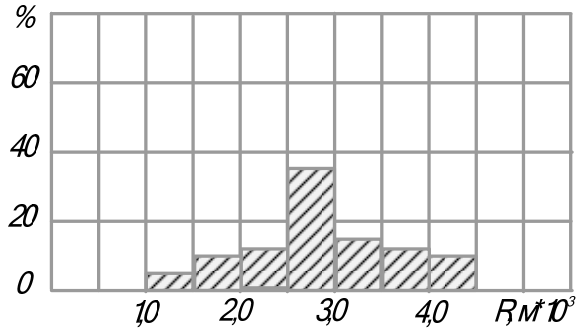


Рис. 4. Гістограма розподілу радіусів кривизни доріг регіонального значення у вертикальній площині.

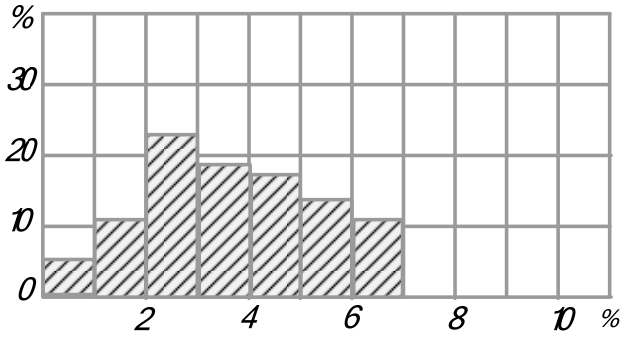


Рис. 6. Гістограма розподілу поздовжніх похилів доріг регіонального значення.

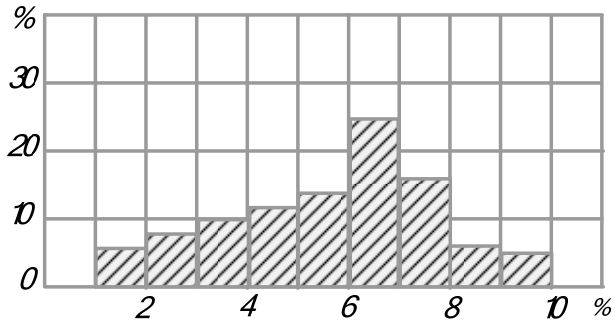


Рис. 5. Гістограма розподілу поздовжніх похилів доріг місцевого значення.

Аналіз гістограм вказує на те, що більше половини поворотів (54%) доріг місцевого значення мають радіус кривизни до 50 м, а майже всі (90%) – до 100 м. У той же час на дорогах регіонального значення більше половини (52%) поворотів мають радіус кривизни більше, ніж 150 м. У вертикальній площині радіуси кривизни доріг місцевого значення знаходяться у діапазоні до 2 км, а доріг регіонального значення майже всі (86%) – більше 2 км. Поздовжні похили доріг місцевого значення змінюються в діапазоні до 10%, а доріг регіонального значення –

до 7%. При цьому максимум розподілу значень похилів для доріг місцевого значення знаходиться в інтервалі 6–7%, а для доріг регіонального значення – в інтервалі 2–4%.Крім наведеного аналізу геометричних параметрів доріг слід враховувати ще й щільність розташування поворотів та похилів на дорогах. Цей показник можна визначити по даним тих же «Відомостей…» як співвідношення кількості горизонтальних стрічок відомості до довжини дороги. Визначені таким чином середні значення щільності наведені в табл. 2.

Таблиця 2.

Значення щільності розташування поворотів та похилів доріг.

Непрямолінійність чи негоризонтальність доріг	**місцевого значення**	**регіонального значення**
Крива у горизонтальній площині	53 на 100 км	23 на 100 км
Крива у вертикальній площині	55 на 100 км	11 на 100 км
Похил	56 на 100 км	11 на 100 км

Таким чином, дороги місцевого значення відрізняються від доріг регіонального значення суттєво меншими радіусами поворотів, більшими значеннями похилів та більш високою (~ у 3 рази) щільністю розташування поворотів та похилів. Ці особливості обумовлені тим, що будівництво доріг місцевого значення з метою зменшення його собівартості виконується з мінімумом коштовних земельних робіт, тобто ці дороги прокладаються практично по реально існуючому рельєфу місцевості.

Дані табл. 2 свідчать про те, що на дорогах місцевого значення в середньому кожні 600 м зустрічаються непрямолінійні або негоризонтальні ділянки. З урахуванням того, що середня протяжність криволінійних ділянок складає 80–150 м, а протяжність похилів – 300–500 м, можна зробити висновок про те, що автомобіль на дорозі місцевого значення майже постійно рухається по непрямолінійним або негоризонтальним ділянкам. Це обумовлює дуже високу ймовірність гальмування саме на таких ділянках.

Цей висновок обґрунтовує актуальність вирішення задачі оцінки адаптивних властивостей АБС при гальмуванні на непрямолінійних або негоризонтальних ділянках дороги та визначення заходів підвищення цих властивостей.

Висновки. Переважна частина перевезень в аграрному секторі (до 90%) виконується по дорогах місцевого значення.

Дороги місцевого значення відрізняються від доріг регіонального значення меншими значеннями радіусів кривизни в горизонтальній та вертикальній площинах, більшими значеннями похилів та більш високою щільністю (~ у 3 рази) розташування поворотів та похилів.

Висока щільність розташування непрямолінійних та негоризонтальних ділянок дороги зумовлює високу ймовірність гальмування саме на цих ділянках і обґрунтовує актуальність оцінки адаптивних властивостей АБС при гальмуванні на таких ділянках.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ревин А. А. Устойчивость автомобиля на прямолинейном участке при торможении с независимой АБС / А. А. Ревин // Автомобильная промышленность. – 1980. – № 3. – С. 20–24.
2. Гецович Е. М. Влияние продольного уклона дороги на качество регулирования торможения / Е. М. Гецович, В. В. Шелудченко // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков : НТУ «ХПИ». – 2006. – № 6.– С. 81–86.
3. Гецович Е. М. О влиянии кривизны дороги в горизонтальной плоскости на рабочие процессы АБС / Е. М. Гецович, В. В. Шелудченко, С. Г. Селевич // Автомобильный транспорт. – Харьков : Изд-во ХНАДУ. – 2007. – Вып. 20. – С. 44–47.
4. Гецович Е. М. Влияние кривизны дороги в вертикальной плоскости при торможении на рабочие процессы АБС / Е. М. Гецович, В. В. Шелудченко // Вісник СНАУ. – 2008.– № 2 (18). – С. 124–127.

УДК 621

Эреджепов М. К.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕКТРОСТАРТЕРНОЙ СИСТЕМЫ ПУСКА МОТОРТЕСТЕРОМ БЕЗ СНЯТИЯ ЭЛЕКТРОСТАРТЕРА С ДВС

У статті описаний досвід діагностування электростартерной системи пуску з використанням мотортестера без зняття электростартера із ДВЗ. Діагностування системи пуску проводилося мотортестером FSA 7-Bosch у тестах «Акумуляторна батарея – струм стартера», «Стартер», «Універсальний осциллоскоп». Аналіз отриманих результатів показав, що більшість показників вимі-

рів можуть бути прийняті як діагностичні параметри, що характеризують технічний стан системи пуску в цілому і його окремих вузлах.

Ключові слова: *система спуску, електростартер, акумуляторна батарея, діагностування системи пуску.*

В статье описан опыт диагностирования электростартерной системы пуска с использованием мотортестера без снятия электростартера с ДВС. Диагностирование системы пуска проводилось мотортестером FSA 720-Bosch в тестах «Аккумуляторная батарея – ток стартера», «Стартер», «Универсальный осциллоскоп». Анализ полученных результатов показал, что большинство показателей измерений могут быть приняты в качестве диагностических параметров, характеризующих техническое состояние системы пуска в целом и его отдельных узлов.

Ключевые слова: *система пуска, электростартер, аккумуляторная батарея, диагностирование системы пуска.*

In article the research of electric starter start up system by using of motor- tester without removal of an electro starter with EIC is described. Diagnosing of start-up system motor-tester FSA 720 – Bosch was conducted in tests: «The storage battery – a current of a starter», «Starter», «The universal oscilloscope». The analysis of the obtained results has shown that the majority of parameters of measurements can be accepted as the diagnostic parameters describing a technical condition of system of start-up as a whole and its separate nodes.

Key words: *system of start-up, electric starter, storage battery, diagnostic of system of start-up.*

Постановка проблемы. К устранению неисправностей систем электрооборудования бензиновых и дизельных автомобилей, находящихся в эксплуатации, приходится от 11 до 17% из общего объема работ по ТО и ТР автомобилей. Большое количество неисправностей приходится на систему пуска ДВС: «Аккумуляторная батарея (АКБ) – электростартер». Определение технического состояния системы пуска проводится при ТО и ТР автомобилей.

Диагностирование АКБ традиционно производится с помощью измерительной вилки и плотномера – приборами, дающими информацию о техническом состоянии только АКБ, при этом также проверяется состояние электропроводов, плотность контактных соединений, наличие коррозии в соединениях электропроводов и др. Состояние электростартера, не снятого с ДВС, проверяется путем пробной прокрутки ДВС без использования измерительного оборудования.

Данный метод субъективной оценки не дает полного представления о техническом состоянии электростартера, например, муфте свободного хода, потребляемого тока и мощности электростартера, радиальном и осевом биении вала электростартера в подшипниках скольжения, усилии прижима щеток к коллекторам, износе и коррозии коллекторов якоря и др.

Анализ литературы. Обычно диагностирование электростартеров методами приборной диагностики проводят при снятии электростартера с ДВС автомобиля на специальных стендах [1] с частичной разборкой. Согласно положения [2], ТО в том числе и диагностирование электростартера рекомендуется проводить при сезонном ТО автомобиля. При относительно небольших межсезонных пробегах автомобилей данный подход может приводить к неоправданному увеличению трудоемкостей по ТО. С другой стороны, предприятиями изготовителями [3; 4] ТО со снятием электростартера рекомендуется проводить при пробеге автомобиля 100–120 тыс. км. Данное положение не учитывает индивидуального подхода к определению технического состояния электростартеров с учетом условий эксплуатации автомобиля. Поэтому здесь целесообразным представляется использование методов приборной диагностики – без снятия электростартера с ДВС автомобиля.

В последние годы на станциях технического обслуживания для определения технического состояния ДВС автомобилей используются мотортестеры, позволяющие также диагностировать и систему пуска без снятия электростартера с ДВС.

Цель работы – провести диагностирование мотортестером системы пуска ДВС – «Аккумуляторная батарея (АКБ) – электростартер» без снятия электростартера с ДВС, проанализировать и дать оценку полученным результатам измерений.

Изложение основного материала. Для удобства анализа излагаемого материала в составе системы пуска рассмотрим только АКБ и электростартер.

Диагностирование электростартерной системы пуска проводилось на лабораторном моторном стенде на базе карбюраторного ДВС объемом 1,5 литра с использованием стационарного универсального мотортестера FSA 720-Bosch.

Техническая характеристика системы пуска ДВС.

1. Аккумуляторная батарея
Марка ……..FORSE
Тип …….……. 6СТ 74 А
Емкость, А·ч ……...74
Напряжение номинальное, В ……12
Разрядный ток, А ……...…...720
Плотность электролита в банках при температуре 20°С, г/см^3 …… 1,25 ±0,05

2. Электростартер
Номинальное напряжение, В ……..…….…… 12
Номинальная мощность, кВт ……...……1,8
Сила тока холостого тока, А (не более) ……...…….85
Частота вращения якоря на холостом ходу, мин$^{-1}$ (не менее) …….…….5000
Напряжение включения тягового реле, В (не более) …..…….……9,0
Усилие прижима щеток, гс …… 1000–1400

Диагностирование системы пуска проводилось мотортестером FSA 720-Bosch в тестах «Аккумуляторная батарея – ток стартера»; «Стартер»; «Универсальный осциллоскоп».

Перед проведением измерений были приняты меры по недопущению запуска ДВС при прокрутке электростартером: отключены топливоподача и система зажигания. Подключение мотортестера к системе пуска проводилось с помощью соединительных кабелей, входящих в комплект мотортестера. Для определения падения напряжения в системе пуска соединительный кабель «СН 1» подключался к клеммам АКБ, для определения силы тока к «+» проводу АКБ подключался кабель «СН 2», представляющий собой индуктивные токоизмерительные клещи.

Диагностирование в тесте «Аккумуляторная батарея – ток стартера». В тесте «Аккумуляторная батарея – ток стартера» устанавливались следующие масштабы измерения (предельные значения шкал измерения): времени по оси X = 5 с; тока Y = 1000 А, падения напряжения по оси Y = 20 В. Общий вид окна с результатами измерений в тесте «Аккумуляторная батарея – ток стартера» показан на рис. 1.

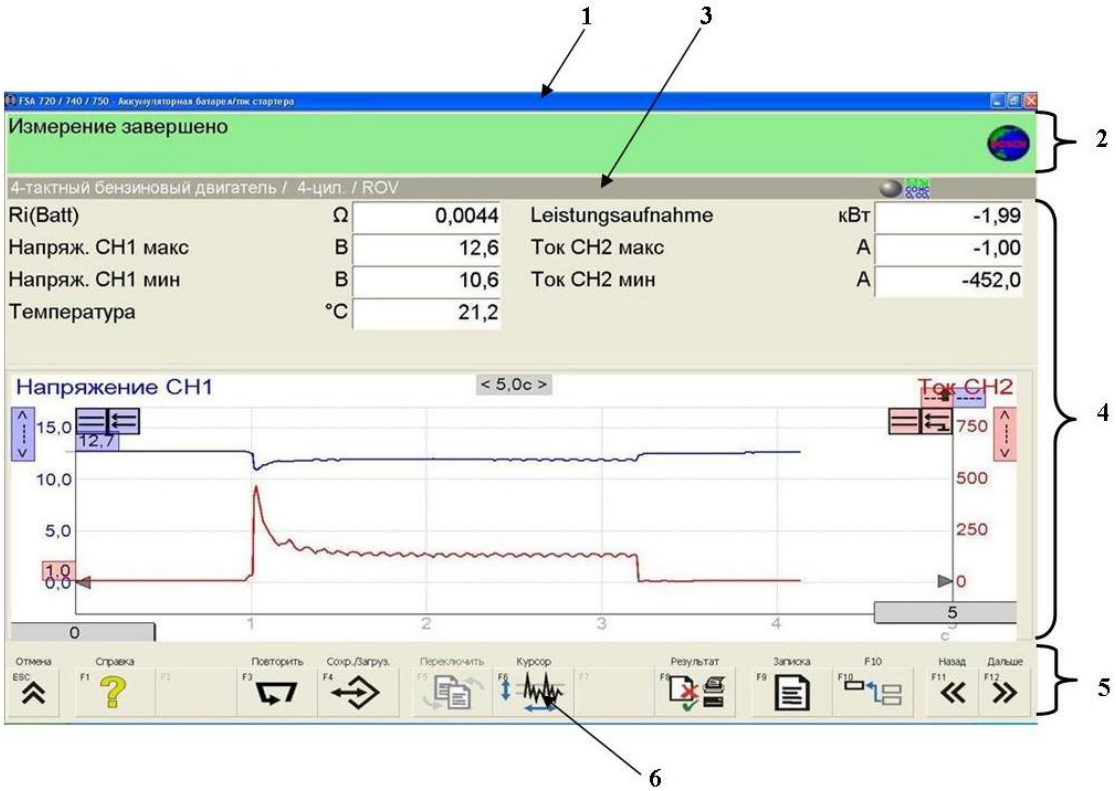


Рис. 1 Общий вид окна с результатами измерений в тесте «Аккумуляторная батарея – ток стартера»: 1 – строка заголовка этапа проверки «Аккумуляторная батарея – ток стартера; 2 – информационное поле с информацией для оператора «Измерение завершено»; 3 – строка состояния с информацией о диагностируемом средстве «4-тактный бензиновый двигатель (4-цил.) ROV»; 4 – окно для результатов измерения в цифровой графической формах; 5 – функциональные клавиши; 6 – функциональная клавиша - «Курсор».

В информационном поле 4 (см. рис. 1) представлены данные проведенных измерений в числовой и графической формах.

Результаты измерений, отображенные в числовом поле (диагностические параметры):

- R_i (Batt) = 0,0044 Ом – внутреннее сопротивление АКБ под нагрузкой;
- напряжение СН 1_{max} = 12,6 В – напряжение на АКБ без нагрузки;
- напряжение СН 2_{min} = 10,6 В – максимальное падение напряжения на АКБ при максимальном значении потребляемого тока;
- температура 21,2°С – температура масла в катере ДВС;
- leistungsaufnaxme = 1,9 кВт – средняя потребляемая мощность электростартера в пределах общего времени измерения;
- ток СН 2 = 1 А – потребляемый ток датчиками температуры и масла ДВС;
- ток СН 2 = 452 А – максимальный ток АКБ.

Потребляемый ток электростартером определяется зависимостью:

$$I_{ст} = I_{АКБ} - I_{потреб},$$

где $I_{АКБ}$ – ток, измеряемый на «+» проводе АКБ индуктивными токоизмерительными клещами; $I_{потреб}$ – ток, потребляемый приборами ДВС, не относящихся к системе пуска.

Приведенные результаты дают наиболее полную информацию о техническом состоянии для АКБ. Представляет интерес R_i (Batt) = 0,0044 Ом – внутреннее сопротивление АКБ под нагрузкой. Очевидно, при известных значениях плотности электролита в АКБ, также токе нагрузки, падении напряжения под нагрузкой показатель (диагностический параметр) R_i (Batt) можно использовать в качестве показателя для определения остаточного ресурса АКБ.

На рис. 2 показаны осциллограммы падения напряжения на АКБ (позиция 10) и потребляемого тока от АКБ (позиция 9).

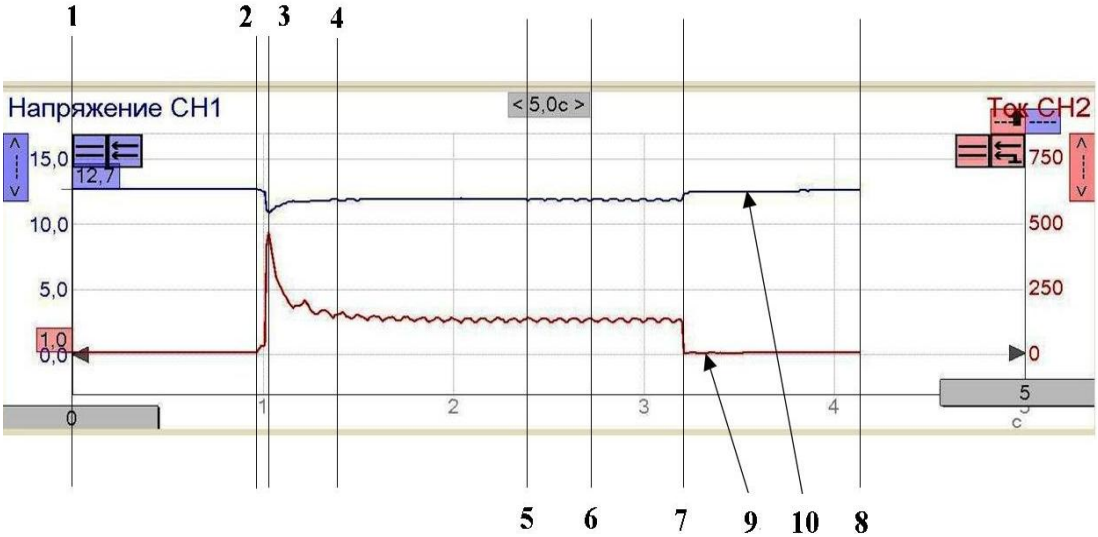


Рис. 2. Осциллограммы падения напряжения на АКБ и потребляемого тока от АКБ: 1–8 – сечения на характерных временных участках осциллограмм; 9 – осциллограмма падения напряжения на АКБ; 10 – осциллограмма потребляемого тока от АКБ.

Для удобства анализа осциллограмм временной интервал на характерных временных участках разделен сечениями 1–8.

Сечение 1 – начало измерений. Потребляемый ток электростартером равен 0 А (осциллограмма 9), падение напряжения на АКБ равно 12,7 В (осциллограмма 10).

Сечение 2 – начало подачи электропитания к обмотке тягового реле. При этом на осциллограмме 9 наблюдается начало нарастания тока, на осциллограмме 10 – начало падения напряжения.

Сечение 3 характеризуется максимальным потребляемым током стартера, а также максимальным падением напряжения на АКБ. На временном интервале между сечениями 2 и 3 более пологий фронт нарастания тока относится к току тягового реле, более крутой, почти вертикальный – к суммарному току основной (нагрузочной) обмотки стартера и обмотке удерживающего реле.

На осциллограмме 9 точка перехода от более пологого фронта нарастания тока к более крутому соответствует моменту срабатывания контактного диска (пяты), т. е. подключению к «+» клемме АКБ и подаче электропитания к основной (нагрузочной) обмотке электростартера. При этом вал стартера и коленчатый вал не вращаются.

Величина тока в сечении 3 соответствует пусковому току, при неподвижном якоре стартера. Сечение 3 характеризуется также страгиванием и началом вращения вала стартера совместно с коленчатым валом ДВС.

В сечении 3–4 происходит резкое уменьшение потребляемого тока стартера, соответственно и уменьшение падения напряжения. Фронт падения тока на этом участке показывает начавшуюся прокрутку коленчатого вала. Сечение 4 соответствует началу равномерного вращения вала стартера совместно с коленчатым валом. Пульсации тока в интервале сечений 3–7 на осциллограмме 9 характеризуют наличие знакопеременной нагрузки, создаваемой коленчатым валом.

Максимальные значения пульсирующего тока, очевидно, соответствуют нахождению поршней ДВС в верхней мертвой точке в такте сжатия, а минимальные такту выпуска отработавших газов. Пульсации падения напряжения в интервале сечений 3–7 носят не явно выраженный характер.

Это связано, с одной стороны, с относительно незначительными амплитудами колебаний тока АКБ, с другой, с низким внутренним сопротивлением АКБ, показывающим хорошее состояние АКБ. Интервал времени между сечениями 5 и 6 соответствует двум оборотам коленчатого вала. Сечение 7 – выключение стартера. Сечение 8 – завершение измерения.

В табл. 1 приведены численные значения падения напряжения на АКБ и тока электростартера по показаниям осциллограмм, снятых с помощью курсора 6 (см. рис. 1).

Таблица 1.

Значения падения напряжения на АКБ и тока стартера во временном интервале в тесте «Аккумуляторная батарея – ток стартера».

№ сечения	Характеристика этапа измерения	Время от начала измерения, с	Падение напряжения на АКБ, В, (СН 1)	Потребляемый ток стартера, А, (СН 2)
1	Начало измерения	0,0	12,7	0,0
2	Начало подачи электропитания к обмотке тягового реле	1,0	12,7	2,0
3	Начало вращения вала стартера и передача крутящего момента к коленчатому валу	1,0	10,5	460
4	Начало равномерного вращения вала стартера и коленчатого вала	1,4	11,8	155
5	Момент нахождения поршня ДВС в ВМТ в такте сжатия	2,3	11,9	137
6	То же	2,7	12,0	136
7	Отключение подачи электропитания к тяговому реле (стартеру)	3,2	12,3	0,0
8	Окончание измерения	4,2	12,6	0,0

Осциллограмма падения напряжения 10 (см. рис. 2) в тесте «Аккумуляторная батарея – ток стартера» позволяет определить:

- для АКБ – величину ЭДС и значений падения напряжения при различной токовой нагрузке электростартером;
- разность показаний ЭДС АКБ в начале и конце измерения (АКБ без нагрузки), также наличие колебаний падения напряжения между сечениями 6 и 7 могут характеризовать восстановительную способность АКБ после снятия нагрузки.

Осциллограмма 9 (см. рис. 2) потребляемого тока от АКБ показывает:

- характеристику потребляемого тока стартером в режиме торможения муфты свободного хода;
- характеристику потребляемого тока стартером в режиме прокрутки коленчатого вала.

Приведенные осциллограммы 9 и 10 не дают в полной мере оценку технического состояния муфты свободного хода. Для этого следующие измерения были проведены в тесте «Стартер». Устанавливались следующие масштабы: времени по оси $X = 2$ с; тока $Y = 500$ А.

На рис. 3 показан общий вид окна результатов измерений в тесте «Стартер».

Данные, отображенные в числовом поле:

- напряжение АКБ – 12,2 В;
- ток СН 2 –148 А;
- потребляемый ток электростартером при падении напряжения на АКБ – 12,2 В;
- температура – 21,1ºС.

На рис. 4. показан участок 1 (см. рис. 3) осцилограммы включения стартера и начала равномерной прокрутки коленчатого вала.

Величина тока в точке 2 характеризует состояние обмотки втягивающего реле и цепи электропитания данной обмотки.

Точка 3, характеризующая срабатывание пяты и подачи электропитания на нагрузочные обмотки электростартера, показывает состояние сопряжения: пята – контактные болты (плотность прилегания, наличие коррозии и др.).

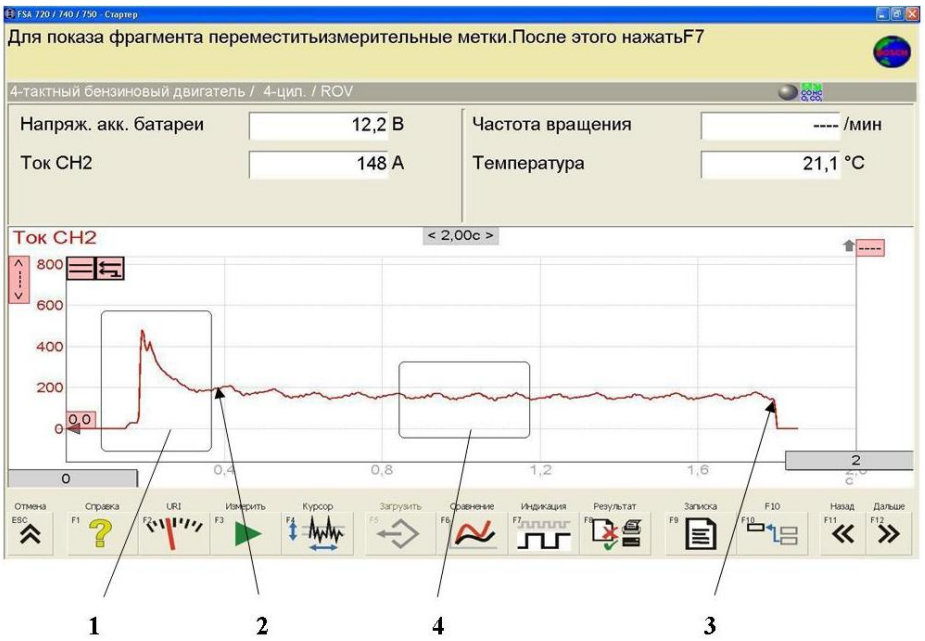


Рис. 3. Общий вид окна с результатами измерений в тесте «Стартер»: 1 – участок включения электростартера и начало равномерной прокрутки коленчатого вала; 2 – точка начала равномерного вращения вала электростартера и коленчатого вала; 3 – точа отключения электростартера; 4 – участок равномерного вращения вала электростартера и коленчатого вала.

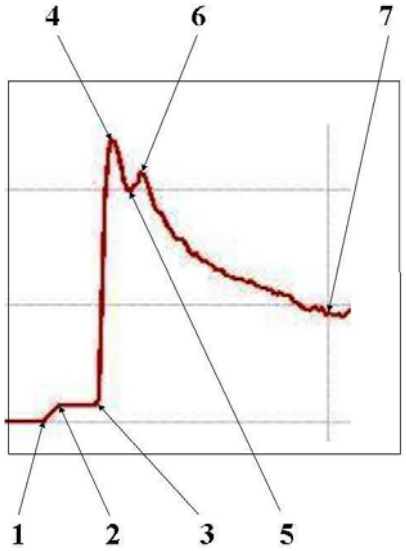


Рис. 4. Участок осциллограммы включения электростартера и начала равномерной прокрутки коленчатого вала: 1 – подача электропитания к обмоткам тягового реле; 2 – окончание нарастания тока в обмотках тягового реле; 3 – срабатывание пяты и начало подачи электропитания на нагрузочные обмотки стартера; 4 – начало вращения вала стартера; 5 – начало передачи крутящего момента от вала стартера к коленчатому валу; 6 – окончание нарастания тока в нагрузочной обмотке стартера; 7 – начало равномерного вращения электростартера.

Величина тока в точке 4 определяется:

$$I_4 = I_{вр} + I_{но} + I_{ур},$$

где $I_{вр}$ – ток втягивающего реле;
$I_{но}$ – ток нагрузочных обмоток стартера;
$I_{ур}$ – ток удерживающей обмотки.

Точка 4 характеризует сопротивление нагрузочной обмотки электростартера и в целом цепи электропитания стартера при неподвижном якоре. Понижение тока в интервале 4–5 вызвано страгиванием якоря электростартера в точке 4 и началом его вращения. В этом интервале происходит выборка всех зазоров в сопряжениях между валом электростартера и коленчатым валом: зазоров в шлицевом соединении между валом электростартера и муфтой свободного хода, зазоров между роликами и обоймой муфты свободного хода, зазоров между зубьями шестерни муфты и венца маховика.

Повышение тока в интервале 5–6 связано с моментом сопротивления прокрутки, создаваемым коленчатым валом. Очевидно, увеличенному сопротивлению прокрутки, например, при более холодной смазке будет соответствовать большее значение тока в точке 6, а также увеличенному интервалу времени между точками 5 и 6.

Точка 6 характеризуется окончанием нарастания тока страгиванием коленчатого вала и началом его вращения, точка 7 – начало равномерной прокрутки коленчатого вала. Как показывает анализ, большой объем информации, характеризующей работу электростартера, сосредоточен в интервале этапов 1–7.

Представляет интерес также и участок 4 (см. рис. 3). Для этого были проведены измерения в тесте «Осциллоскоп универсальный» в масштабе времени по оси X = 500 мс, тока – по оси Y = 200 А. Значения величин осциллограммы для этапов измерений приведены в табл. 2.

Таблица 2.

Значения показателей осциллограммы для этапов измерения.

№ п/п	1	2	3	4	5	6	7
Этап измерения	Начало подачи электропитания к обмотке втягивающего реле	Окончание нарастания тока в обмотке втягивающего реле	Срабатывание пяты, начало подачи электропитания на нагрузочные обмот-ки стартера	Начало вращения вала якоря	Начало передачи крутящего момента от вала стартера к коленчатому валу	Окончание нарастания тока в нагрузочной обмотке стартера	Начало равномерного вращения электростартера
Время от начала включения измерения, с	0,15	0,16	0,18	0,19	0,20	0,21	0,3
Значение тока, А	0,0	29,0	58,0	478	379	422	200

Результаты измерений показаны на рис. 5.

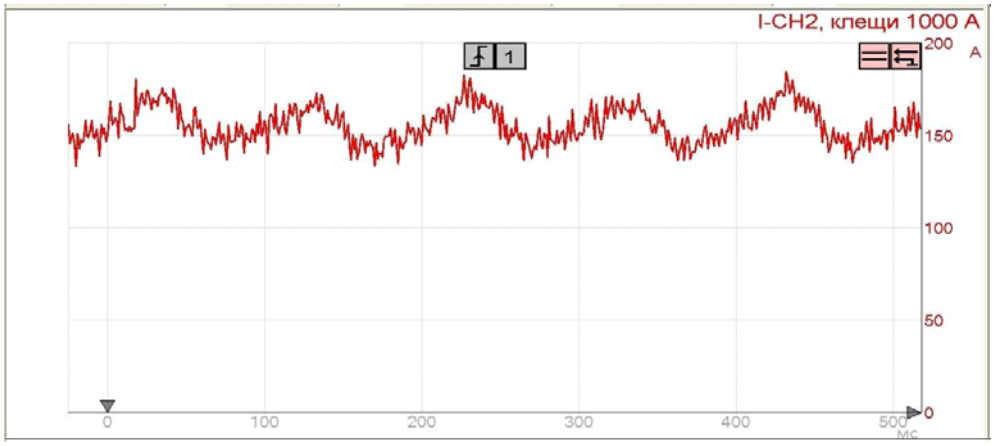


Рис. 5. Осциллограмма участка равномерного вращения коленчатого вала.

Общий характер синусоиды, как описывалось, вызван знакопеременной нагрузкой от коленчатого вала. В пределах синусоидальной кривой наблюдаются высокочастотные колебания тока со средней амплитудой ±15 А. Очевидно, здесь отражаются колебания тока, возникающие между щетками и коллекторами якоря электростартера, вызывающие искрообразование. Колебания тока могут зависеть от радиальных и осевых биений вала стартера, зазоров между валом якоря и подшипниками скольжения, усилия прижатия щеток к коллекторам якоря, окисления, износа коллекторов и щеток и др. Диагностирование электростартера на холостом ходу можно проводить путем подключения «+» клеммы АКБ с «+» клеммой стартера через автоматический выключатель.

Выводы и рекомендации.

1. Диагностирование системы пуска с использованием мотортестера осуществляется в динамике без снятия электростартера с ДВС, где в качестве нагрузки используется штатный ДВС. При этом могут значительно сократиться объемы работ по ТО и ТР.

2. Сокращение времени по ТО и ТР позволяет устанавливать в зависимости от условий эксплуатации, более рациональную, технически обоснованную периодичность обслуживания и ремонта системы пуска.

3. Большинство показателей измерений, полученных в тестах «Аккумуляторная батарея – ток стартера»; «Стартер»; «Универсальный осциллоскоп», могут быть приняты в качестве диагностических параметров. Выбор основных структурных параметров технического состояния и соответствующим им диагностических параметров связан с конструктивными особенностями стартера и системы пуска в целом. При отборе наиболее значимых необходимо руководствоваться предъявляемым к ним основными требованиями: однозначностью, стабильностью, чувствительностью и информативностью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Стенд Э-250-07 для контроля и ремонта, снятого с автомобиля электрооборудования [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.teh-avto.ru/production/1219.html.
2. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. Наказ Міністерства транспорту України від 30 березня 1998 року № 102.
3. Мартынова Р. А. Автомобили КамАЗ / Р. А. Мартынова, В. А. Трынов, В. С. Прокопьев ; [под ред. Л. Р. Пергамента]. – М. : Недра, 1981. – 424 с.
4. Открытое акционерное общество «Минский моторный завод». Дизели Д-245.7Е2, Д-245.9Е2, Д-245.30Е2 : руководство по эксплуатации 245Е2-0000100 РЭ. – Минск, 2009. – 96 с.