

УДК 629.017

М.П.Артемов¹, А.Т.Лебедев¹, О.П.Алексеев², В.П.Волков², М.А.Подригало², А.С.Полянский²¹ Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. Петра Василенко² Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

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

В статье предлагается новый метод исследования динамики мобильных машин, построенный 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.

Ключевые слова: *метод парциальных ускорений, тяговое испытание, динамика, техническое состояние.*

Введение

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 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]

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

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

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

В этом случае математическая запись уравнения (1) справедлива.

Многие авторы забывают о предупреждении, существующем в теоретической механике и гласящем [1]: “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 \dot{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 составлять уравнения динамики с помощью более простых методов статики”. Некорректное применение принципа Даламбера (принципа кинестатики) 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]. Неформальная 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.

Цель и постановка задач исследования

Целью исследования является совершенствование методов анализа динамических свойств мобильных машин.

Для достижения заданной цели необходимо решить следующие задачи:

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

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 кинестатики, то предлагаемый метод можно назвать принципом кинетодинамики.

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

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

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

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

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

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

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

и являются проявлением принципа суперпозиции в механике.

Парциальное ускорение представляют 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

$$\dot{V}_k = \dot{V}_k^e + \dot{V}_k^i; \quad (7)$$

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

$$\vec{V}_k = \vec{V}_k^e + \vec{V}_k^i \quad (8)$$

или

$$\vec{V}_k = \bar{i}x_k^e + \bar{j}y_k^e + \bar{k}z_k^e + \bar{i}x_k^i + \bar{j}y_k^i + \bar{k}z_k^i = \bar{i}(x_k^e + x_k^i) + \bar{j}(y_k^e + y_k^i) + \bar{k}(z_k^e + z_k^i), \quad (9)$$

где $\bar{i}; \bar{j}; \bar{k}$ - 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

$$m_{\delta} \cdot \dot{V}_{\delta}(V) = P_{\delta \dot{y}\bar{a}} - P_{\delta \delta}(V) - m_{\delta} g [f(V) + f_{\delta \delta}(V)], \quad (10)$$

где m_T - общая масса трактора; \dot{V}_{δ} - ускорение трактора; $P_{\delta \dot{y}\bar{a}}$ - тяговое усилие на ведущих колесах, условно определенное для случая отсутствия потерь энергии в трансмиссии; $P_{\delta \delta}(V)$ - функция изменения усилия на крюке от скорости движения, (см. хх на обороте) g - ускорение свободного падения, $g = 9,81 \frac{i}{\tilde{n}^2}$; $f(V)$ - функция изменения коэффициента сопротивления качению колес трактора от скорости; $f_{\delta \delta}(V)$ - условное увеличение коэффициента сопротивления качению колес трактора за счет приведенного к колесам сопротивления в трансмиссии и нарушения геометрии ходовой части машины.

$$P_{kp}(V) = P_{\delta \delta}^{\dot{n}\delta\delta}(V) + P_{\delta \delta}^{\dot{a}\dot{e}i}(V); \quad (11)$$

$P_{\delta \delta}^{\dot{a}\dot{e}i}$ - динамическая компонента усилия на крюке,

$$P_{\delta \delta}^{\dot{a}\dot{e}i}(V) = m_{i\delta} \times \dot{V}_{i\delta}(V); \quad (12)$$

$P_{\delta \delta}^{\dot{n}\delta\delta}(V)$ - статическая компонента усилия на крюке;

$m_{i\delta}; \dot{V}_{i\delta}$ - масса и ускорение прицепного звена.

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

$$M_{\delta} \dot{V}_{\delta}(V) \left(1 + \frac{m_{i\delta}}{m_{\delta}}\right) = P_{\delta \dot{y}\bar{a}} - P_{\delta \delta}^{\dot{n}\delta\delta}(V) - m_{\delta} g [f(V) + f_{\delta \delta}(V)] \quad (13)$$

Разделив левую и правую части уравнения (13) на m_T , получим

$$\left(1 + \frac{m_{i\delta}}{m_{\delta}}\right) \dot{V}_{\delta}(V) = \frac{P_{\delta \dot{y}\bar{a}}}{m_{\delta}} - \frac{P_{\delta \delta}^{\dot{n}\delta\delta}(V)}{m_{\delta}} - g [f(V) + f_{i\delta}(V)].$$

Проанализируем правую часть уравнения (14). Величина

$$\dot{V}_{\delta}^{\dot{n}\delta\delta}(V) = \frac{P_{\delta \dot{y}\bar{a}}}{m_{\delta}} \quad (15)$$

является парциальным ускорением, возникающим при разгоне трактора и отсутствии каких-либо сил кроме силы $P_{\delta \dot{y}\bar{a}}$.

Парциальное ускорение

$$\dot{V}_{\delta}^{\dot{e}\delta} = - \frac{P_{\delta \delta}^{\dot{n}\delta\delta}(V)}{m_{\delta}}, \quad (16)$$

характеризует ускорение трактора при отсутствии тяговой силы на ведущих колесах и сопротивлении качению на всех колесах трактора и действии только силы $\dot{D}_{\delta\delta}(V)$.

Парциальное ускорение

$$\dot{V}_{\delta}^f(V) = -g[f(V) + f_{\delta\delta}(V)] \quad (17)$$

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

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

$$\left(1 + \frac{m_{i\delta}}{m_{\delta}}\right) \dot{V}_{\delta}(V) = \dot{V}_{\delta}^{\ddot{a}\delta}(V) + \dot{V}_{\delta}^{\delta\delta}(V) + \dot{V}_{\delta}^f(V) \quad (18)$$

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

$$\dot{V}_{\delta}^{\hat{A}\hat{U}\hat{A}}(V) = \dot{V}_{\delta}^f(V) < 0. \quad (19)$$

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

$$\dot{V}_{\delta}^f(V) = -g[f(V) + f_{\delta\delta}(V)] < 0. \quad (20)$$

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

$$\left(1 + \frac{m_{i\delta}}{m_{\delta}}\right) \dot{V}_{\delta}(V) = \left(1 + \frac{m_{i\delta}}{m_{\delta}}\right) \dot{V}_{\delta}^{\hat{A}\hat{U}\hat{A}}(V) = \dot{V}_{\delta}^{\delta\delta}(V) + \dot{V}_{\delta}^f(V) \leq 0. \quad (21)$$

Отсюда определим

$$\dot{V}_{\delta}^{\delta\delta}(V) = \left(1 + \frac{m_{i\delta}}{m_{\delta}}\right) \dot{V}_{\delta}^{\hat{A}\hat{U}\hat{A}}(V) - \dot{V}_{\delta}^f(V) = \dot{V}_{\delta}^{\hat{A}\hat{U}\hat{A}}(V) + g[f(V) + f_{\delta\delta}(V)]. \quad (22)$$

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

$$\frac{P_{\delta\delta}}{m_{\delta}}(V) = -\left(1 + \frac{m_{i\delta}}{m_{\delta}}\right) \dot{V}_{\delta}^{\hat{A}\hat{U}\hat{A}}(V) + \dot{V}_{\delta}^f(V). \quad (23)$$

Зависимость $\dot{D}_{\delta\delta}(V)$ 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

$$\frac{P_{\delta\delta}}{m_{\delta}} = \dot{V}_{\delta}^{\ddot{a}\delta}(V) = \left(1 + \frac{m_{i\delta}}{m_{\delta}}\right) \dot{V}_{\delta}(V) - \dot{V}_{\delta}^{\delta\delta}(V) - \dot{V}_{\delta}^f(V). \quad (24)$$

Подставляя (22) в (24), получим

$$\frac{P_{\delta\delta}}{m_{\delta}} = \left(1 + \frac{m_{i\delta}}{m_{\delta}}\right) [\dot{V}_{\delta}(V) - \dot{V}_{\delta}^{\hat{A}\hat{U}\hat{A}}(V)]. \quad (25)$$

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

$$Ne(V) = P_{\delta\delta} \times V_{\delta} = (m_{\delta} + m_{i\delta}) V_{\delta} [\dot{V}_{\delta}(V) - \dot{V}_{\delta}^{\hat{A}\hat{U}\hat{A}}(V)], \quad (26)$$

где V_{δ} и $\dot{V}_{\delta}(V)$ - текущие значения линейных скорости и ускорения трактора, измеряемые в процессе испытаний с шагом времени Δt .

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

$$N_{\varepsilon\delta}(V) = P_{\varepsilon\delta} \times V_{\delta} = m_{\delta} \times V_{\delta} [\dot{V}_{\delta}^f(V) - (1 + \frac{m_{i\delta}}{m_{\delta}}) \dot{V}_{\delta}^{\hat{A}\hat{U}\hat{A}}(V)]. \quad (27)$$

Тяговый КПД трактора

$$\eta_{\delta} = \frac{N_{\varepsilon\delta}(V)}{N_e(V)} = \frac{\dot{V}_{\delta}^f(V)}{\dot{V}_{\delta}(V) - \dot{V}_{\delta}^{\hat{A}\hat{U}\hat{A}}(V)} - \dot{V}_{\delta}^{\hat{A}\hat{U}\hat{A}}(V). \quad (28)$$

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.

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. – 144 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. Технические науки. - Вып. 18. – 2009. – С. 50-54.
8. Алексеев В.О. Мониторинг динамических характеристик колесных машин / 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.