

НАУЧНО-ИННОВАЦИОННЫЕ АСПЕКТЫ ТЕОРИИ ТРАКТОРА

Лебедев А.Т., докт. техн. наук, профессор
*Харьковский Национальный технический университет
сельского хозяйства им. Петра Василенко*

Обоснованы научно-инновационные аспекты (от лат. aspectus – взгляд, точка зрения) теории трактора, базирующиеся на основных положениях классической механики. Доказано, что при оценке тягового баланса трактора необходимо учитывать активную и пассивную работу, для тягово-приводных МТА сформулирована гипотеза оптимальных затрат энергии. Приведены основные положения инновационного направления тяговой динамики трактора, базирующиеся на решении обратной задачи динамики классической механики.

Введение. Трактор является основным элементом энерготехнологического комплекса сельскохозяйственного производства, на основе которого комплектуются агрегаты различного технологического назначения. В рамках нынешнего технического развития тракторостроители Украины находятся в сложном положении, так как ограниченность ресурсов не позволяет вести исследовательские и опытно-конструкторские работы на уровне ведущих мировых фирм. В данных условиях наиболее перспективно инновационное направление развития тракторной энергетики, при котором при разработке и модернизации тракторов обеспечивается выведение их на рынок с новыми потребительскими свойствами.

Анализ основных публикаций. Теория трактора изучает его эксплуатационные качества. В ее задачи входят: выбор и характеристика эксплуатационных качеств; исследование влияния, оказываемого на них различных конструктивных и эксплуатационных факторов [1].

Первой опубликованной работой по теории и конструкции трактора (1917 г.) была работа А.Н. Судакова "Тракторы", в которой наряду с описанием конструкции тракторов был изложен ряд теоретических положений по определению силы тяги трактора, его тягового КПД и намечены пути модернизации основных элементов. Можно считать, что данная работа была первой работой, в которой отражаются основы инновационного направления развития тракторостроения. В последующие годы история развития тракторной энергетики базируется в основном на инновационных направлениях модернизации и создания тракторов [2, 3]. Наиболее интенсивно внедряются в тракторную энергетику инновационные достижения в последнее время при технической модернизации сельского хозяйства в направлении "разумного земледелия", при котором автоматизированные системы обрабатывают и сопоставляют не только параметры тракторов и сельхозмашин, но и данные о

протекании технологических процессов с учетом внешней информации [4, 5]. При этом можно прогнозировать основные направления создания трактора (мобильного энергомодуля) с повышенными потребительскими свойствами [6]. Это потребует уточнения некоторых положений теории тракторов тяговой и тягово-энергетических концепций в направлении повышения эффективности использования механической энергии для выполнения технологического процесса.

Цель исследования – определить мониторингом публикаций, анализом результатов собственных научных исследований и методами прогнозирования обосновать основные направления инновационного развития теории тягово-динамических качеств трактора.

Результаты исследования. Теория трактора базируется на основных положениях классической механики, в частности, при оценке тягового баланса трактора в основу положены основные уравнения силовой функции механической системы, динамика трактора исследуются с позиции неустойчивости параметров механической системы и т.д. При этом трактор рассматривается как совокупность функционально взаимосвязанных и расположенных в определенном порядке элементов (сборочные единицы, агрегаты и т.д.).

При наметившейся в последнее время тенденции повышения энергонасыщенности тракторов, перехода их с тягового в тягово-энергетическое средство некоторые положения теории трактора и классической механики вступают в противоречие (качение колеса, мощностной баланс), другие положения требуют своего развития (тягово-приводные МТА, тяговая динамика трактора).

Исследования в данном направлении являются инновационными, т.к. их результаты могут быть востребованы наукой и практикой.

Работа ведущего колеса характеризуется превращением энергии вращательного движения в поступательное при действии касательной реакции (тяговой силы) в месте контакта колеса с опорой. В соответствии с основными положениями классической механики работа постоянной силы определяется по формуле [7]:

$$A = F \cdot S \cdot \cos\alpha, \quad (1)$$

где S – перемещение тела под действием силы F , α – угол между направлением силы и перемещения.

По данной формуле делается вывод, что "если сила перпендикулярна перемещению, то работа силы равна нулю. Если же, несмотря на действие силы, перемещение точки приложения силы не происходит, то сила никакой работы не совершает".

В соответствии с данным выводом рассмотрим неравномерное движение ведущего колеса по горизонтальной деформируемой поверхности (рис. 1) [1].

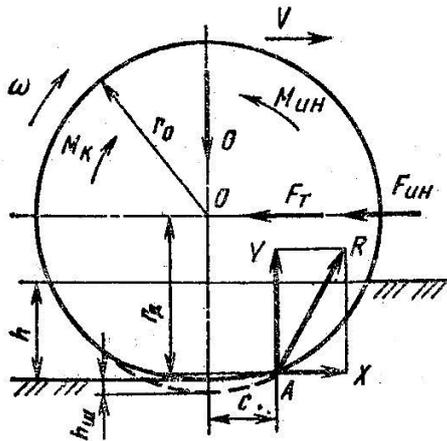


Рис. 1 - Схема сил и моментов, действующие на эластичное ведущее колесо на горизонтальной деформируемой поверхности.

Качение колеса вызывается моментом M_n , приложенном к его оси. С₀ стороны остова трактора на колесо действуют: реактивная сила F_m , представляющее собой сопротивление, оказываемое остовом трактора толкающему ее колесу, и вертикальная нагрузка G , включающая часть веса остова, приходящегося на колесо, и вес колеса. Реактивные силы, действующие со стороны грунта на колесо, определяются равнодействующей R , приложенной в точке A опорной поверхности колеса. Сила R разлагается на составляющие вертикальную Y , представляющую собой сумму элементарных нормальных реакций грунта, и горизонтальную X составляющую, определяемой суммой касательных реакций грунта, направленных в сторону движения. Сила X направлена по движению трактора, является силой тяги и определяет работу ведущего колеса (активная работа). Если сила Y направлена горизонтально ($\alpha = 0$), то в соответствии с зависимостью (1) работа ведущего колеса $A_1 = XS$, а если под углом α , то $A_2 = XS \cos \alpha$. Так как $A_1 > A_2$, то, естественно, возникает вопрос: исчезла ли энергия равная разности $A_1 - A_2$. Теория трактора определенно отвечает на данный вопрос, предлагая учитывать затраты энергии по моменту $M_c = Y \cdot c$ (см. рис. 1) при учете сопротивления движению колеса [1]. В данном случае при малых перемещениях силы Y относительно точки приложения A опорной поверхности колеса данная сила будет совершать работу на точечном перемещении $r_2 - r_1$, определяемой по интегралу $A = \int_{(L)} (\bar{Y}, d\bar{r})$, взятому вдоль траектории L точки (A) (пассивная работа).

Данная работа не учитывается в мощностном балансе качения эластичного колеса по деформируемой поверхности [1], что приводит к неточностям определения тяговых показателей трактора.

Активная и пассивная работа МТА присуща при агрегатировании трактора с навесными либо прицепными машинами, оценка их курсовой устойчивости, движения на подъём-спуск и т.д. Для данных случаев движения действующая сила на МТА разлагается на активную и пассивную силы, определяющие соответственно его работу. Данное направление работ по теории трактора является инновационным, т.к. позволяет обосновать новые

рекомендации по совершенствованию конструкций тракторов и эффективности их эксплуатации.

Тягово-приводные МТА. В данных приводах трактор агрегируется с сельхозмашиной с активными рабочими органами, в которых мощность двигателя реализуется через тягу трактора и в основном (до 70%) на привод активных рабочих органов [8]. Инновационное направление теории данных МТА может быть в решении проблемы обоснования условий функционирования без циркуляции мощности от движителей трактора к активным рабочим органам и далее к двигателю.

На мощностной баланс тягово-приводного МТА, например с ротационной почвообрабатывающей машиной, существенное влияние оказывает «толкающее усилие» P_x от активных рабочих органов сельхозмашины. В зависимости от соотношения P_x и силы тяги на крюке трактора $P_{кр}$ возможно три случая движения МТА [9]:

- при $P_{кр} > P_x$ к движителям трактора приложен крутящий (ведущий) момент M_k и касательная сила P_k , действующая в направлении движения МТА. При этом может иметь место буксование движителей трактора (коэффициент буксования $\delta > 0$);

- при $P_{кр} = P_x$ движение МТА осуществляется без буксования трактора ($\delta = 0$);

- при $P_{кр} < P_x$ движители трактора нагружены отрицательным моментом M_k и касательная сила тяги P_k направлена против хода трактора, приводящая к появлению отрицательного буксования ($\delta < 0$).

Разность тяговой мощности трактора $N_{кр}$ и мощности «толкающего усилия» N_x образует избыточную мощность $N_{из} = N_x - N_{кр}$, часть которой расходуется на скольжение движителей, а другая часть передается через трансмиссию трактора на привод активных органов сельхозмашины. Избыточная мощность циркулирует по замкнутому кругу: от движителей трактора через трансмиссию и ВОМ к барабану ротационной машины, а от последней через остов машины и навеску к двигателю трактора. Под действием циркулирующей мощности происходит интенсивный износ шин, трансмиссии и привода ВОМ трактора, снижается КПД и увеличивается расход топлива МТА. Подобное явление циркуляции мощности наблюдается также в тягово-транспортных агрегатах с активным приводом ходовой системы прицепа [10].

Предлагается для устранения отрицательных последствий циркулирующей мощности в комбинированных ротационно-почвообрабатывающих машинах применять тяговые рабочие органы, устанавливаемые перед барабаном или сзади барабана ротационной машины; а в тягово-транспортных агрегатах применять гидравлический (электрический) привод ходовой системы прицепа.

Данный анализ позволяет сформулировать гипотезу эффективной работы тягово-приводного МТА:

«Оптимальные затраты энергии на работу МТА с активными рабочими органами агрегируемой сельхозмашины можно достичь при равенстве

толкающего усилия активных рабочих органов и суммы сопротивлений качению трактора и машины.»

Тяговая динамика трактора. При агрегатировании трактора с сельхозмашиной энергия затрачивается на выполнение технологической операции и на динамические процессы, возникающие в системе «трактор – сельхозорудие». Тяговая динамика трактора определяется соотношением движущих (тяговых) сил и сил сопротивления при неустановившемся движении (разгон, переключение передач, нестабильность тягового сопротивления сельхозмашины и т.д.). В данном случае изменение поступательной скорости v движения тракторного агрегата оценивается по формуле:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{P_0 - \Sigma P_c}{m_{az}}, \quad (2)$$

где P_0 - движущая сила агрегата (сила тяги трактора); ΣP_c - сумма сил сопротивления движения агрегата; m_{az} - приведенная до поступательно движущихся частей масса агрегата.

В данной формуле с достаточным приближением можно принять приведенную массу агрегата постоянной ($m_{az} = const$). Силы сопротивления движению агрегата зависят от факторов, большинство из которых являются переменными величинами, определяемыми свойствами грунта и рельефом местности, глубиной обработки, скоростью движения и т.д., т.е. $\Sigma P_c \neq const$. В данном случае при выполнении трактором технологического процесса ускорение агрегата будет изменяться как по величине, так и по знаку, т.е. $dv/dt \neq const$.

В классической механике в соответствие с уравнением (2) оценивается неустановившееся движение системы, т.е. $dv/dt \neq 0$ при $P_0 \neq \Sigma P_c$. Инновационное направление тяговой динамики трактора заключается в решении обратной задачи: при известном dv/dt оценить P_0 и ΣP_c . Данное решение выполняется с помощью метода парциальных ускорений, базирующимся на обратном переходе от векторной суммы в пространстве сил к векторной сумме в пространстве ускорений [11].

Предлагается оценивать касательное тяговое усилие на ведущих колесах P_k и на крюке P_{kp} трактора по зависимостям:

$$P_k = (m_T + m_{cx})[\dot{\mathcal{G}}_T(\mathcal{G}) - \dot{\mathcal{G}}_T^e(\mathcal{G})]; \quad (3)$$

$$P_{kp} = m_T[\dot{\mathcal{G}}_{Tf}(\mathcal{G}) - (1 + m_T / m_{cx})\dot{\mathcal{G}}_T^e(\mathcal{G})], \quad (4)$$

где m_T , m_{cx} - масса соответственно трактора и сельхозмашины; $\mathcal{G}_T(\mathcal{G})$, $\mathcal{G}_T^e(\mathcal{G})$ - линейные ускорения трактора соответственно при разгоне и выбеге

(муфта сцепления выключена, нейтральная передача трансмиссии); \mathcal{G}_{Tf} - ускорение трактора при действии только силы сопротивления качению колес.

При известной скорости \mathcal{G}_T трактора оценивается эффективная мощность двигателя $N_e(\mathcal{G}) = P_k \mathcal{G}_T$ и тяговая мощность $N_{kp}(\mathcal{G}) = P_{kp} \mathcal{G}$.

Таким образом, без применения динамометрического оборудования при известных m_T, m_{cx} по разнице $\dot{\mathcal{G}}_T(\mathcal{G})$ и $\dot{\mathcal{G}}_T^e(\mathcal{G})$ определяется P_k , при определении P_{kp} оценивается $\dot{\mathcal{G}}_{Tf}$.

Предлагается оценивать силу сопротивления сельхозмашины R_c (навесной, прицепной) при агрегатировании с трактором по зависимости:

$$R_c = (m_T + m_{cx})[\dot{\mathcal{G}}_{Tx}(\mathcal{G}) - \dot{\mathcal{G}}_{Ta}(\mathcal{G})], \quad (5)$$

где $\dot{\mathcal{G}}_{Tx}(\mathcal{G})$, $\dot{\mathcal{G}}_{Ta}(\mathcal{G})$ - продольное ускорение трактора при разгоне на определенном агрофоне с сельхозмашиной соответственно в транспортном и рабочем положениях.

Таким образом, сила сопротивления сельхозмашин при агрегатировании с трактором определяется при известных массах трактора и сельхозмашины по разнице продольных ускорений разгона на определенном агрофоне с сельхозмашиной в транспортном и рабочем положениях.

Предлагается оценивать массу сельхозмашины m_{cx} при агрегатировании с трактором известной массой m_T по зависимости:

$$m_{cx} = m_T [1 - \dot{\mathcal{G}}_{Ta}^e(\mathcal{G}) / \dot{\mathcal{G}}_T^e(\mathcal{G})], \quad (6)$$

где $\dot{\mathcal{G}}_{Ta}^e(\mathcal{G})$, $\dot{\mathcal{G}}_T^e(\mathcal{G})$ - продольное ускорение замедления при выбеге трактора соответственно с сельхозмашиной в транспортном положении и без неё на определенном агрофоне.

Таким образом, массу сельхозмашины, прицепа с грузом при агрегатировании с трактором известной массы определяют по соотношениям замедления при выбеге на определенном агрофоне, например на грунтовой дороге, трактора с сельхозмашиной в транспортном положении и без нее.

Применение данного способа определения массы сельхозмашин особенно эффективно для транспортно-технологических комплексов при определении массы перевозимого груза.

Предложенный метод оценки тягового усилия трактора по ускорению разгона и выбегу позволяет определить его тяговые свойства при неустановившемся движении при выполнении различных технологических операций и построить динамические тяговые характеристики (Рис. 2)[12].

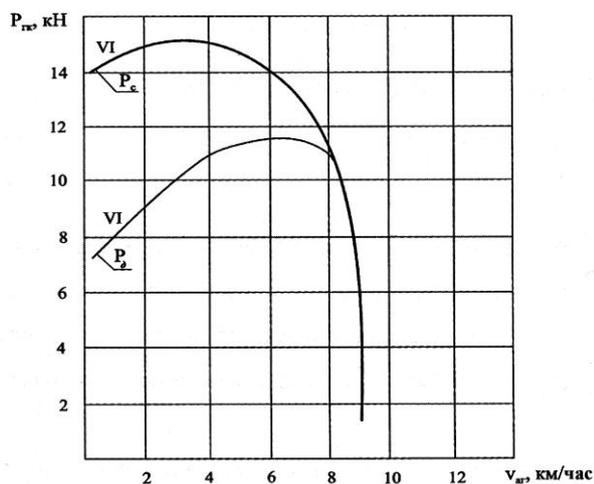


Рис. 2 – Тяговые характеристики трактора МТЗ-80 при установившемся (P_c) и неустановившемся (P_d) движении при агрегатировании с культиватором КЛД-2,0 на VI передаче (удельное сопротивление почвы 9,5 кН/м).

Из данных графиков видно, что динамические тяговые характеристики P_d , полученные при агрегатировании трактора с сельхозмашиной, существенно отличаются от статических характеристик P_c завода – изготовителя. Это обусловлено, прежде всего, прогрессивно возрастающим тяговым сопротивлением почвообрабатывающей сельхозмашины при повышении скорости движения, затратами энергии на разгон масс тракторного агрегата и повышенное буксование ведущих колес трактора при разгоне. Особенно существенна разница между P_c и P_d в начальный период разгона агрегата. Например, на VI передаче трактора при разгоне до скорости движения $V_{ар}=2,0$ км/ч динамическое тяговое усилие ниже статического на 40% ($P_c=15$ кН, $P_d=9$ кН). Разница между P_c и P_d снижается с повышением скорости агрегата при разгоне, а при достижении установившейся скорости движения P_c и P_d сравнивается.

Затраты энергии на разгон агрегата определяются по зависимости

$$E_{арп} = \int_0^{\infty} N_{арп}(t) dt, \quad (7)$$

где $N_{арп} = m_{ар} \frac{dV_{ар}}{dt} V_{ар}(t)$ - мощность необходимая на разгон агрегата.

При известных $m_{ар}$ и $V_{ар}(t)$ агрегата МТЗ-80 + КЛД -2,0 получим $E_{арп}=3,2$ МДж. Экспериментально установлено, что при выполнении агрегатом МТЗ-80 + КЛД -2,0 технологической операции по сплошной обработке почвы затраты времени на переключение передач и разгон на гоне 1000 м равен 15с, а затраты энергии $E_{арп}=12,0$ МДж. При энергетической эквиваленте 1 кг дизельного топлива 42,9 МДж дополнительные затраты дизельного топлива на неустановившемся режиме работы агрегата МТЗ-80 + КЛД -2,0 при сплошной обработке 1 га поля составляют 0,63 кг/га.

Для агрегата ХТЗ-17221+ДЛМ-5 при лущении стерни затраты энергии на разгон на тракторе ХТЗ-17221 $E_{арп}=16,4$ МДж. На тракторе ХТЗ-17221 переключение передач в диапазоне рабочих скоростей агрегата обеспечивается при движении без затрат времени на остановку и разгон, вследствие чего затраты энергии на неустановившийся режим движения определяются в основном затратами энергии на разгон вначале гона. Дополнительные затраты

при обработке 1 га стерни при длине гона 1000 м составляют $E_{\text{агр}}=32,8$ МДж, что эквивалентно 0,76 кг/га дизельного топлива.

Предложенная методика оценки тягово-энергетических свойств тракторного агрегата на основе анализа неустановившегося режима его работы при выполнении технологического процесса позволяет снизить энергозатраты на 2...3%. Определение данных дополнительных энергозатрат не предусмотрено действующей на Украине нормативной документацией, вследствие чего при испытаниях сельскохозяйственных агрегатов нет возможности обосновать направления их модернизации и эффективной эксплуатации.

Выводы. Инновационные направления научных исследований по теории трактора обусловлено новыми положениями теории качения ведущего колеса, тяговой динамики трактора, неустановившемся движении МТА на гоне. Результаты исследований данного направления работ позволяют снизить энергозатраты на выполнение технологического процесса на 2...3%.

Литература

1. Тракторы: Теория / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Ю. Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В. В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
2. Сакур В.А. Закономерности развития мобильной сельскохозяйственной техники / В. А. Сакур. – М.: Колос, 1994. – 159с.
3. Світові тенденції розвитку мобільної енергетики і їх прогноз для України на початок ХХІ століття / В. Г. Євтенко, Л. В. Погорілий, Л. І. Гром-Мазнічевський та ін.; За ред. Л. В. Погорілого. – К.: Сільгоспосвіта, 1997 – 68 с.
4. Федоренко В. Ф. «Разумное земледелие»-стратегический вектор технической модернизации сельского хозяйства / В. Ф. Федоренко // Техника и оборудование для села. – 2012. – №1. – с. 9-12.
5. Електронні джерела [Електронний ресурс].– Режим доступу до ресурсу :<http://tractortestlab.ukr.edu/NebraskaTractorTestLaboratory/>,
<http://www.dig.ord/CDLGe.V> -Немецкое сельскохозйственное сообщество.
6. Лебедев А. Тракторна енергетика: проблеми та їх розв'язання/ А. Лебедев, В. Кравчук, С. Лебедев// Техніка і технології АПК. – 2011. – №2(17). – с. 4-8.
7. Павловский М.А. Теоретическая механика. Динамика./ М. А. Павловский, Л. Ю. Акинфиева, О. Ф. Бойчук; Под общ. ред. М. А. Павловского. – К.: Высшая шк. 1990. – 480с.
8. Лебедев А. Т. Некоторые проблемы теории трактора тягово-энергетической концепции / А. Т. Лебедев // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків, 2012. – Вип. 124. –Т.2. – с. 5-15.
9. Ветохин В. И. Тягово-приводные комбинированные почвообрабатывающие машины/ В. И. Ветохин, И. М. Панов, В. А. Шмонин, В. А. Юзбашев. – Киев.: Феникс, 2009. – 264 с.
10. Шалягин В. Н. Транспортные и транспортно-технологические средства повышенной проходимости/ В. Н. Шалягин. – М.: Агропромиздат, 1986. – 220 с.
11. Метод парциальных ускорений и его применение в динамике мобильных машин/ Н. П. Артемов, М. А. Подрыгало и др.; Под общ. ред. М. А. Подрыгало. – Харьков: Міськдрук, 2012. – 220 с.
12. Лебедев А. Т. Тягово-енергетичний аналіз неусталеного руху тракторного агрегату / А. Т. Лебедев, М. П. Артёмов, О. В. Кот // Збірник наук. пр. УкрНДІВПТ ім. Л. Погорілого . – Дослідницьке, 2013. – Вип. 17(31), кн.2. – с.294-305.

Анотація

НАУКОВО-ІННОВАЦІЙНІ АСПЕКТИ ТЕОРІЇ ТРАКТОРА

Лебедев А.Т.

Обґрунтовано науково-інноваційні аспекти (від лат. Aspectus - погляд, точка зору) теорії трактора, що базується на основних положеннях класичної механіки. Доведено, що при оцінці тягового балансу трактора необхідно враховувати активну і пасивну роботу, для тягово-привідних МТА сформульована гіпотеза оптимальних витрат енергії. Наведено основні положення інноваційного напрямку тягової динаміки трактора, що базується на рішенні зворотної задачі динаміки класичної механіки.

Abstract

RESEARCH AND INNOVATIVE ASPECTS OF THE THEORY OF TRACTOR

A.Lebedev

Substantiated scientific and innovative aspects (from Lat. Aspectus - opinion, point of view) the theory of the tractor, which is based on the basic principles of classical mechanics. It is proved that in assessing the balance of the tractor drawbar must be considered active and passive job for trailer drivers MTA hypothesised optimal energy consumption. The main provisions of the innovative direction of traction tractor dynamics, based on the mode of the inverse problem of the dynamics of classical mechanics.