

## АНАЛИЗ ПРОБЛЕМЫ ВОЗДЕЙСТВИЯ ПАРАЗИТНОЙ МОЩНОСТИ ТРАКТОРА НА РАБОТУ ВЕДУЩИХ КОЛЁС

**В. Л. Чумаков, А. В. Бижаев**

*ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К. А. Тимирязева»  
(г. Москва, Российская Федерация)*

***Аннотация:** Возникновение паразитной мощности трактора в первую очередь связано с кинематическим несоответствием ведущих колёс и жёсткостью трансмиссии. В данной статье рассмотрены основные проблемы возникновения паразитной мощности и способы их решения, а также подход к вопросу измерения параметров этого явления для его математической оценки.*

***Ключевые слова:** паразитная мощность трактора; кинематическое несоответствие; буксование; сцепные свойства колеса; работа ведущего колеса.*

## ANALYSIS OF THE PROBLEM OF THE IMPACT OF PARASITIC TRACTOR POWER ON THE OPERATION OF THE DRIVING WHEELS

**V. L. Chumakov, A. V. Bizhaev**

*Russian Timiryazev State Agrarian University  
(Moscow, Russian Federation)*

***Abstract:** The emergence of parasitic power of the tractor is primarily associated with the kinematic discrepancy between the driving wheels and the rigidity of the transmission. This article discusses the main problems of the occurrence of parasitic power and ways to solve them, as well as an approach to the issue of measuring the parameters of this phenomenon for its mathematical assessment.*

***Keywords:** parasitic tractor power; kinematic discrepancy; slipping; wheel coupling properties; drive wheel operation.*

При эксплуатации трактора наиболее важную роль играют его тягово-сцепные свойства для обеспечения необходимой эффективности работы. Тягово-сцепные свойства трактора определяет множество факторов, среди которых: эксплуатационный вес

трактора, параметры его движителей, балластирование, свойства трансмиссии, использование механизмов догружения, таких как позиционно-силовой регулятор и т. д. Все из перечисленных мер направлены на увеличение максимально возможной касательной силы тяги колеса, которая определяется по формуле [1]:

$$P_k = G_a \cdot \varphi_k, \quad (1)$$

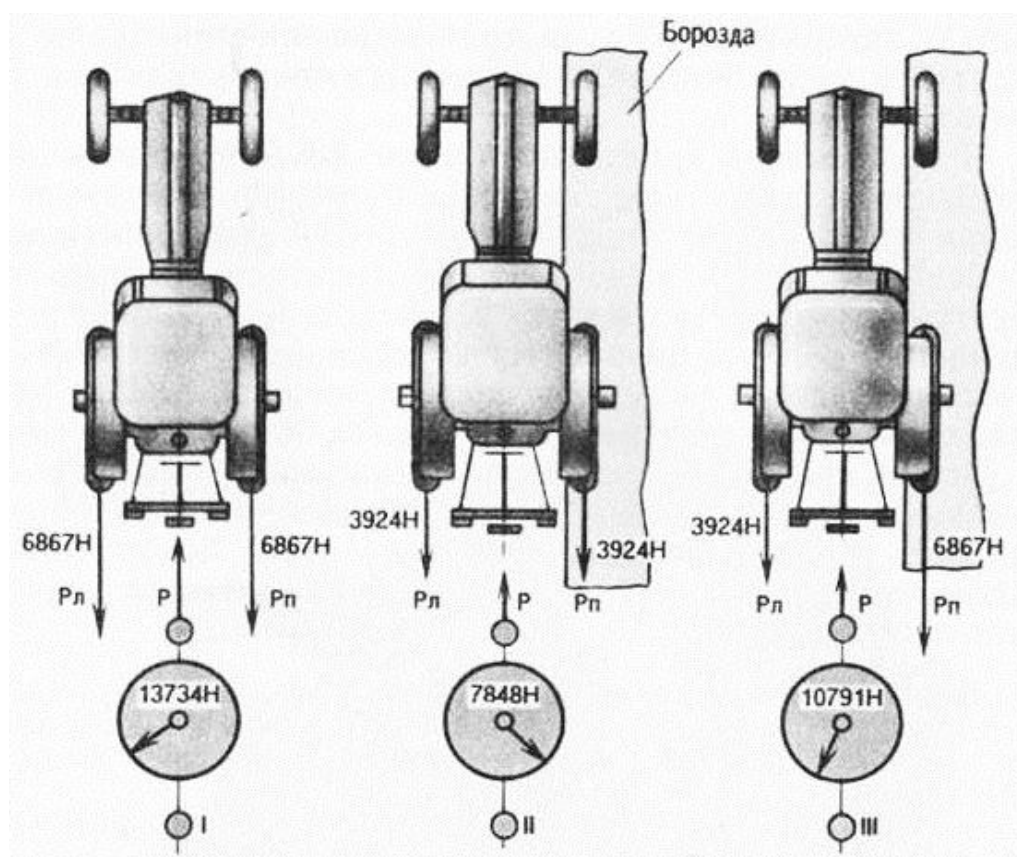
где:  $G_a$  – полный вес трактора,  $\varphi_k$  – коэффициент сцепления движителя с опорной поверхностью.

Для колёсных машин зона сцепления определяется пятном контакта колеса с поверхностью, при этом следует учитывать, что давление на почву не должно превышать допустимое значение. Исходя из этих соображений большая площадь пятна контакта является оптимальным решением проблемы. Отрицательным моментом в данном случае будет повышение силы сопротивления качению колеса, вызванной дополнительными затратами энергии на деформацию шины, что ограничивает чрезмерное увеличение пятна контакта за счёт снижения давления камеры пневматической шины [2]. Современные способы решения данной проблемы сводятся к использованию гусеничных движителей с эластичной структурой, которые позволяют увеличить площадь пятна контакта, не смотря на ряд проблем, связанных с буксованием ведущего колеса относительно гусеницы при различных условиях влажности и других эксплуатационных факторах. Но даже при таком подходе параметры тягообразования будут в любом случае зависеть от свойств трансмиссии.

На современных тракторах в подавляющем большинстве случаев устанавливается механическая ступенчатая трансмиссия с ручным, гидравлическим или электрическим приводом управления. Такая трансмиссия обычно содержит межколёсные и промежуточные симметричные, шестерённые дифференциалы для маневрирования трактора без дополнительных потерь на паразитную мощность, обеспечивая различные угловые скорости всем ведущим колёсам.

С точки зрения маневрирования трактора дифференциал никаких проблем при эксплуатации не вызывает. При движении трактора прямолинейно в одинаковых условиях ввиду свойств дифференциала на ведущих колёсах может реализовываться

только равнозначная касательная сила (рисунок 1 I) [1, 2]. Однако, если рассмотреть механизм образования касательной силы колеса в точке контакта с опорной поверхностью, то по зависимости (1) видно, что в реальных условиях она будет постоянно меняться, так как сцепление колеса с опорной поверхностью невозможно выдержать строго на одном уровне, а при изменении геометрического положения трактора в пространстве и веса, приходящегося на конкретное колесо, в результате чего образуется кинематическое несоответствие [3].



**Рисунок 1 – Схема реализуемых касательных сил тяги колёс при различных сцепных условиях**

Негативное свойство симметричного дифференциала заключается в распределении крутящего момента пополам, с учётом внутреннего трения в дифференциале. Поэтому разблокированный дифференциал обеспечивает равный крутящий момент на два колеса по наименьшему значению, реализуемого одним из колёс. Например, подобная ситуация может теоретически возникнуть при сельскохозяйственных операциях трактора с попа-

данием одной стороной колёс в межу, поверхность которой имеет другое значение коэффициента сцепления с ведущим колесом (рисунок 1 II).

Для решения подобных проблем используется блокировка дифференциала, которая позволяет при прямолинейном движении жёстко связать две подсистемы для полной реализации касательной силы тяги колеса при большем коэффициенте сцепления (рисунок 1 III).

В реальных условиях при выполнении агротехнической операции все колёса трактора находятся в разных условиях работы, поэтому при блокировке дифференциала угловые скорости их будут равны, но реальные пути, пройденные колёсами, будут отличаться. Это приведёт к тому, что одно колесо практически всегда будет буксовать, а другое подтягиваться юзом, что вызовет реализацию паразитной мощности между колёсами и опорной поверхностью, а также дополнительную нагрузку в трансмиссии.

Частичным решением этой проблемы является использование дифференциалов повышенного трения и антипробуксовочных систем, имеющих различный принцип работы, но одинаковый физический подход к вопросу [1, 4]. Он заключается в обеспечении дополнительной внутренней силы трения, для повышения нагрузочной способности ведущего колеса с более высоким коэффициентом сцепления. Отрицательным свойством таких систем является потери в трансмиссии на внутреннее трение.

Поэтому полностью решить данную проблему возможно только при помощи индивидуального привода ведущих колёс. Такая трансмиссия не будет иметь дополнительных потерь, при этом она будет обеспечивать ведущее колесо максимально возможным тяговым усилием. Подобные технологии только активно развиваются, так как технологический уровень уже позволяет перейти на высокоэффективные электрические трансмиссии. Однако в 2011 году организацией НАМИ-сервис совместно с АМО ЗИЛ был реализован проект, в ходе которого был разработан трёхосный вездеход «Гидроход-49061» с гидравлическим индивидуальным приводом ведущих колёс. Снижение потерь на работу колёс при эксплуатации этой машины составляло 20 % [5]. Подобные трансмиссии, имеющие независимый привод колёс, иногда называются гибкими и на современном уровне реализу-

ются при помощи электропривода [6]. Современные электроприводные технологии, управляемые электронными системами, имеют широкую перспективу развития в ближайшем будущем, что подтверждается исследованиями по данной тематике [7, 8].

Параметры паразитной мощности математически сложно-оценимы, так как содержат множество эмпирических показателей, таких как буксование, коэффициент использования сцепного веса, коэффициент сопротивления качению и т. д., которые можно определить только экспериментально. Несмотря на то, что многие исследования уже проведены, некоторые результаты являются труднодоступными из-за срока давности и многие научно-исследовательские работы утеряны. Для получения полного представления о параметрах паразитной мощности при проведении экспериментального исследования должно оцениваться не только кинематическое несоответствие, но и динамическое состояние системы. В данном случае это крутящие моменты на колёсах.

При полной оценке параметров паразитной мощности станет возможна реализация точной математической модели, позволяющей создать систему анализа расчётов для её внедрения в электронную систему управления независимым приводом колёс машины [9].

Данная система может быть дополнена под различные задачи трактора, поэтому её математическая реализация имеет значительную практическую ценность для дальнейшей реализации в тракторах с электроприводным силовым агрегатом. Данное направление набирает популярность и является перспективным как для производителей тракторной техники, так и для дальнейших научных исследований.

## **БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Кутьков Г. М. Трактора и автомобили. Теория и технологические свойства : учеб. 2-е изд., перераб. и доп. М. : НИЦ ИНФРА-М, 2014. 506 с.
2. Поливаев О. И., Гребнев В. П., Ворохобин А. В. Теория трактора и автомобиля : учебник. СПб: Лань, 2016. 232 с.

3. Пат. 2657136 Российская Федерация G01M17/00, B60C23/00. Способ определения кинематического рассогласования в трансмиссиях многоосных полноприводных колесных машин / А. Н. Симоненко № 2017118034, заявл. 24.05.2017; опубл. 08.06.2018.
4. Смирнов Ю. А., Муханов А. В. Электронные и микропроцессорные системы управления автомобилями : учебное пособие. СПб. : Издательство «Лань», 2012. 624 с.
5. Лепешкин А. В. Опыт использования и перспективы создания многоприводных колесных машин повышенной проходимости. // Известия МГТУ МАМИ. 2010. № 2 (10). С. 54-65.
6. Бижаев А. В. Проблемы выбора типа привода силового агрегата трактора на электрической тяге // В сб.: чтения академика В. Н. Болтинского. 2020. С. 247-252.
7. Бижаев А. В. Оценка параметров трактора с электроприводным силовым агрегатом // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2020. Т. 14. № 4. DOI 10.22314/2073-7599-2020-14-4-0-0.
8. Иванов А. М., Иванов С. А. Комбинированные энергоустановки с ИКЭ – основа эффективного использования топливно-энергетических ресурсов XXI века // Электротехника. 2003. № 12. С. 2-6.
9. Строганов В. И., Козловский В. Н. Моделирование систем электромобилей и автомобилей с комбинированной силовой установкой в процессах проектирования и производства : монография. М. : МАДИ. 2014. 264 с.

## REFERENCES

1. Kut'kov G. M. Traktora i avtomobili. Teoriia i tekhnologicheskie svoistva [Tractors and cars. Theory and technological properties]. Moscow, Nits INFRA-M, 2014, 506 p.
2. Polivaev O. I., Grebnev V. P., Vorokhobin A. V. Teoriia traktora i avtomobilia [The theory of the tractor and the car]. Saint Petersburg, Lan', 2016, 232 p.
3. Patent 2657136 Russia Federation, G01M17/00, B60C23/00. Method for determining kinematic misalignment in transmissions of multi-axle four-wheel drive vehicles / A. N. Simonenko. No. 2017118034, appl. 24.05.2017; publ. 08.06.2018.
4. Smirnov Yu. A., Mukhanov A. V. Elektronnye i mikroprotsessornyye sistemy upravleniia avtomobilei [Electronic and microprocessor control systems for cars]. Saint Petersburg, Lan', 2012, 624 p.
5. Lepeshkin A. V. Opyt ispol'zovaniia i perspektivy sozdaniia mnogoprivodnykh kolesnykh mashin povyshennoi prokhodimosti [Experience in the

use and prospects of creating multi-drive wheeled vehicles with increased cross-country ability]. *Izvestiia MGTU MAMI*, 2010, no. 2 (10), pp. 54-65.

6. Bizhaev A. V. Problemy vybora tipa privoda silovogo agregata traktora na elektricheskoi tiage [Problems of choosing the type of drive of the tractor power unit on electric traction]. *Chteniia akademika V. N. Boltinskogo*, 2020, pp. 247-252.

7. Bizhaev A. V. Otsenka parametrov traktora s elektroprivodnym silovym agregatom [Estimation of parameters of a tractor with an electric drive power unit]. *Sel'skokhoziaistvennye mashiny i tekhnologii*, 2020, vol. 14, no. 4. DOI 10.22314/2073-7599-2020-14-4-0-0.

8. Ivanov A. M., Ivanov S. A. Kombinirovannye energoustanovki s IKE – osnova effektivnogo ispol'zovaniia toplivno-energeticheskikh resursov XXI veka [Combined power plants with IKE - the basis for the effective use of fuel and energy resources of the XXI century]. *Elektrotekhnika*, 2003, no. 12, pp. 2-6.

9. Stroganov V. I., Kozlovskii V. N. Modelirovanie sistem elektromobilei i avtomobilei s kombinirovannoi silovoi ustanovkoi v protsessakh proektirovaniia i proizvodstva [Modeling of systems of electric vehicles and cars with a combined power plant in the design and production processes]. Moscow, MADI, 2014, 264 p.

***Об авторах:***

**Чумаков Валерий Леонидович**, профессор кафедры тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К. А. Тимирязева» (127550, Российская Федерация, г. Москва, ул. Тимирязевская, д. 49), кандидат технических наук, профессор.

**Бижаев Антон Владиславович**, старший преподаватель кафедры тракторов и автомобилей, ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К. А. Тимирязева» (127550, Российская Федерация, г. Москва, ул. Тимирязевская, д. 49), кандидат технических наук, a.bizhaev@mail.ru.

***About the authors:***

**Valery L. Chumakov**, professor of the Department of Tractors and Cars, Russian Timiryazev State Agrarian University (127550, Russian Federation, Moscow, Timiryazevskaya St., 49), Cand.Sc. (Engineering), professor.

**Anton V. Bizhaev**, senior lecturer of the Department of Tractors and Cars, Russian Timiryazev State Agrarian University (127550, Russian Federation, Moscow, Timiryazevskaya St., 49), Cand.Sc. (Engineering), a.bizhaev@mail.ru.