

УДК 629.113.8

4.3.1. Технологии, машины и оборудование для агропромышленного комплекса (технические науки)

ДИНАМИКА КАЧЕНИЯ КОЛЕСА С ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНОЙ ПРИ ПЕРЕМЕННОЙ ВЕРТИКАЛЬНОЙ НАГРУЗКЕ

Драгуленко Владислав Владимирович
доцент, канд. техн. наук
SPIN-код: 2088-7914
e-mail vlad400@mail.ru
ФГБОУ ВО Кубанский государственный аграрный университет имени И. Т. Трубилина, г. Краснодар, РФ

Харитонов Виталий Владимирович
обучающийся группы АХ2132
e-mail kharitonov1404@mail.ru
ФГБОУ ВО Кубанский государственный аграрный университет имени И. Т. Трубилина, г. Краснодар, РФ

В статье представлен комплексный анализ влияния переменной вертикальной нагрузки на динамику качения колеса трактора в условиях неровного рельефа поля. Исследование основано на математическом моделировании и экспериментальной проверке, позволяющих выявить ключевые факторы, влияющие на изменение радиальной деформации пневматической шины и, соответственно, динамического радиуса колеса. В работе рассмотрены механизмы воздействия гармонических и случайных вертикальных нагрузок на механику качения колеса, включая анализ сил сопротивления и инерции. Автор акцентирует внимание на значимости гармонического возмущения для понимания физической сущности колебаний и оценки тяговых качеств тракторов при различных условиях эксплуатации. Также приводятся результаты, демонстрирующие, как изменение вертикальной нагрузки влияет на эффективность качения колеса и, как следствие, на общую производительность трактора на неровных поверхностях. В заключение сформулированы выводы и рекомендации по оптимизации тягово-сцепных качеств колесных тракторов, что имеет важное практическое значение для разработки новых моделей сельскохозяйственной техники и улучшения условий их эксплуатации в агропромышленном комплексе

Ключевые слова: ДИНАМИКА КАЧЕНИЯ, КОЛЕСО, ПНЕВМАТИЧЕСКАЯ ШИНА, ПЕРЕМЕННАЯ ВЕРТИКАЛЬНАЯ НАГРУЗКА, МЕХАНИКА

UDC 629.113.8

4.3.1. Technologies, machinery and equipment for the agro-industrial complex (technical sciences)

ROLLING DYNAMICS OF A PNEUMATIC TIRE WHEEL UNDER VARIABLE VERTICAL LOAD

Dragulenko Vladislav Vladimirovich
Senior lecturer
RSCI SPIN-code: 2088-7914
e-mail vlad400@mail.ru
FSAU HE Kuban State Agrarian University named after I.T. Trubilin, Krasnodar, Russia

Kharitonov Vitaly Vladimirovich
student of the AH2132 group
e-mail kharitonov1404@mail.ru
ФГБОУ ВО Кубанский государственный аграрный университет имени И. Т. Трубилина, г. Краснодар, РФ

The article presents a comprehensive analysis of the influence of a variable vertical load on the dynamics of the rolling of a tractor wheel in conditions of uneven terrain of the field. The study is based on mathematical modeling and experimental verification, which make it possible to identify the key factors influencing the change in the radial deformation of the pneumatic tire and, accordingly, the dynamic radius of the wheel. The paper considers the mechanisms of the influence of harmonic and random vertical loads on the rolling mechanics of the wheel, including the analysis of resistance and inertia forces. The author focuses on the importance of harmonic perturbation for understanding the physical nature of vibrations and evaluating the traction qualities of tractors under various operating conditions. The results also demonstrate how a change in vertical load affects the rolling efficiency of the wheel and, as a result, the overall performance of the tractor on uneven surfaces. In conclusion, conclusions and recommendations are formulated on optimizing the traction qualities of wheeled tractors, which is of great practical importance for the development of new models of agricultural machinery and improving their operating conditions in the agro-industrial complex

Keywords: ROLLING DYNAMICS, WHEEL, PNEUMATIC TIRE, VARIABLE VERTICAL LOAD, MECHANICS

<http://dx.doi.org/10.21515/1990-4665-198-008>

При движении трактора по неровным полям происходит соударение колес с препятствиями, вызывающее вертикальные колебания его остова, которые изменяют вертикальные нагрузки на оси ведущих и ведомых колес как по величине, так и направлению. Причём изменение амплитуды и частоты колебаний вертикальной нагрузки главным образом зависит от высоты неровностей, частоты их расположения и скорости движения трактора. Изменяющаяся вертикальная нагрузка на ось колеса вызывает изменения радиальной деформации пневматической шины, а, следовательно, и динамического радиуса колеса.

В общем случае изменение вертикальной нагрузки на оси ведомых и ведущих колёс трактора носит случайный характер. Однако для выяснения физической сущности и основных закономерностей колебаний трактора рассматривают движение по поверхности, микропрофиль которой состоит из синусоидальных неровностей. При одинаковых размерах неровностей трактор испытывает гармоническое возмущение. Гармоническое воздействие позволяет разобраться в физической сущности колебаний трактора, оценить соотношения параметров, сравнить тракторы независимо от особенностей микропрофиля поля и дать оценку колебаниям машины при наиболее благоприятных условиях возмущения.

Рассмотрим случаи, когда колебательная система, эквивалентная ведомому колесу трактора, находится под воздействием периодической возмущающей силы, обусловленной волнистой поверхностью поля. Вертикальную динамическую нагрузку на ось колеса обозначим через G_{Π}^{∂} , вертикальную статическую нагрузку – $G_{\Pi}^{\text{ст}}$, амплитуду изменения вертикальной нагрузки – ΔG_{Π} . Тогда, принимая характер изменения ΔG_{Π} за синусоидальный, можно написать выражение для вертикальной динамической нагрузки в следующем виде:

<http://ej.kubagro.ru/2024/04/pdf/08.pdf>

$$G_{\Pi}^{\partial} = G_{\Pi}^{ст} + \Delta G_{\Pi} \sin(mt) \quad (1)$$

где m – угловая частота изменения вертикальной нагрузки на ось колеса;

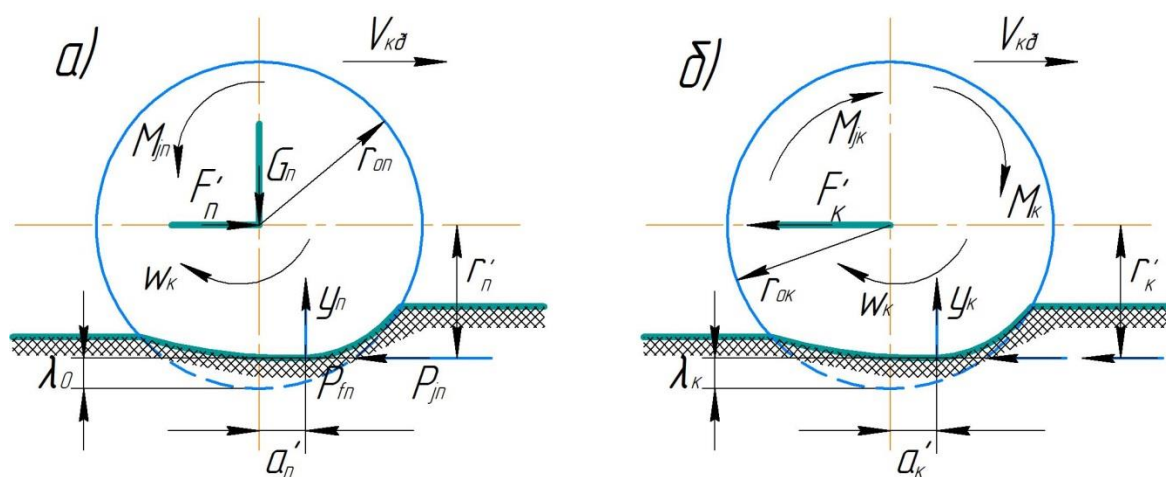
t – текущее время.

Для качения ведомого колеса с пневматической шиной необходимо к его оси приложить толкающую силу F_{Π}^{∂} (рисунок 1, а)

$$F_{\Pi}^{\partial} = P'_{f\Pi} + P'_{j\Pi} \quad (2)$$

где $P'_{f\Pi}$ – сила сопротивления качению ведомого колеса при перемене вертикальной нагрузки на ось колеса;

$P'_{j\Pi}$ – сила инерции ведомого колеса при переменной вертикальной нагрузке.



при работе на режиме: а) ведомого колеса; б) ведущего колеса

Рисунок 1 – Схема сил и моментов, действующих на колесо с пневматической шиной при переменной вертикальной нагрузке на ось

Для нашего случая качения ведомого колеса сила сопротивления движению определяется из выражения

$$P'_{f\Pi} = f'_{\Pi} \cdot G_{\Pi}^{\partial} = G_{\Pi}^{ст} + \Delta G_{\Pi} \sin(mt) \quad (3)$$

где $f_{\Pi}' = \frac{a_{\Pi}'}{r_{\Pi}'}$ – коэффициент сопротивления качению ведомого колеса при переменной вертикальной нагрузке;

a_{Π}' – коэффициент трения качения ведомого колеса;

r_{Π}' – радиус качения ведомого колеса.

Силу инерции ведомого колеса при перемещении вертикальной нагрузки можно определить из уравнения

$$P_{j\Pi}' = J_{\Pi} \frac{d\omega_k}{dt} \frac{1}{r_{\Pi}'} \quad (4)$$

где J_{Π} – момент инерции ведомого колеса;

$\frac{d\omega_k}{dt}$ – угловое ускорение колеса.

Как следует из рисунка 1, а:

$$r_{\Pi}' \approx r_{\text{оп}} - \lambda_{\Pi} \quad (5)$$

где $r_{\text{оп}}$ – радиус недеформированной пневматической шины ведомого колеса;

λ_{Π} – величина нормальной деформации шины при переменной вертикальной нагрузке.

Если принять положение, обоснованное экспериментальными исследованиями [1, 2], что модуль жесткости пневматической шины $E_{\text{ш}}$ не зависит от величины ее нормальной деформации и скорости загрузки и разгрузки шины, то можно записать следующую зависимость:

$$\lambda_{\Pi} = \frac{G_{\Pi}^{\partial}}{E_{\text{ш}}} = \frac{G_{\Pi}^{\text{ст}} + \Delta G_{\Pi} \sin(mt)}{E_{\text{ш}}} \quad (6)$$

Тогда выражение (5) можно представить в виде

$$r_{\Pi}' = r_{\text{оп}} - \frac{G_{\Pi}^{\text{ст}} + \Delta G_{\Pi} \sin(mt)}{E_{\text{ш}}} \quad (7)$$

Поставим значения r_{Π}' из формулы (7) в формулу (4)

$$P_{j\Pi}' = \frac{J_{\Pi}}{r_{\text{оп}} - \frac{1}{E_{\text{ш}}} (G_{\Pi}^{\text{ст}} + \Delta G_{\Pi} \sin(mt))} \frac{d\omega_k}{dt} \quad (8)$$

При равномерном поступательном движении оси колеса его угловое ускорение будет обусловлено изменением радиуса качения r'_n , так как $V_n = const$. С учетом вышесказанного величина углового ускорения оси колеса может быть представлена в виде следующего выражения:

$$\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{V_n}{r'_n} \right) = \frac{\frac{1}{E_{ш}} \Delta G_n m V_n \cos(mt)}{\left[r_{оп} - \frac{1}{E_{ш}} (G_n^{ст} + \Delta G_n \sin(mt)) \right]^2} \quad (9)$$

где V_n – скорость поступательного движения оси колеса;

$E_{ш}$ – модуль жесткости пневматической шины.

Тогда сила инерции ведомого колеса может быть представлена в виде

$$P'_{jn} = \frac{\frac{J_n}{E_{ш}} \cdot \Delta G_n \cdot m \cdot V_n \cos(mt)}{\left[r_{оп} - \frac{1}{E_{ш}} (G_n^{ст} + \Delta G_n \sin(mt)) \right]^3} \quad (10)$$

Подставляя значения P'_{fn} и P'_{jn} , определяемые приведенными выше зависимостями, в выражение (2), получим

$$F_n^\partial = f'_n (G_n^{ст} + \Delta G_n \sin(mt)) + \frac{\frac{J_n}{E_{ш}} \cdot \Delta G_n \cdot m \cdot V_n \cos(mt)}{\left[r_{оп} - \frac{1}{E_{ш}} (G_n^{ст} + \Delta G_n \sin(mt)) \right]^3} \quad (11)$$

Из графика на рисунке 2 видно, что для качения ведомого колеса при переменной вертикальной нагрузке необходимо приложить к его оси пульсирующую толкающую силу F_n^∂ .

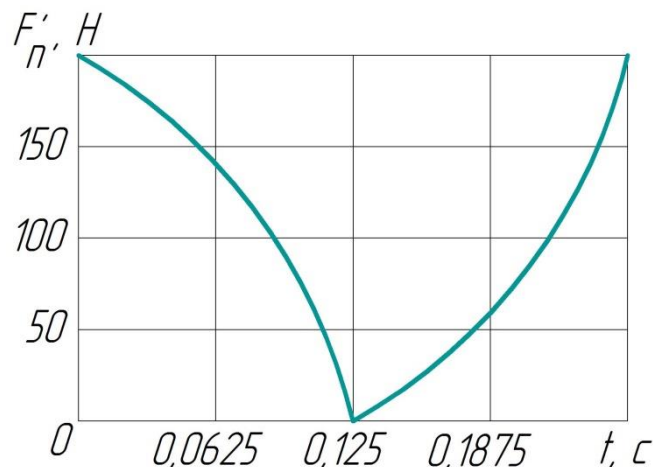
Для анализа динамики качения колеса с пневматической шиной при работе на режиме «ведущего колеса» с переменной вертикальной нагрузкой на ось необходимо рассмотреть схему сил и моментов, действующих на ведущее колесо (рисунок 1, б). Из приведенной схемы следует, что

$$F'_k = P'_k - P'_{fk} - P'_{jk} \quad (12)$$

где P'_k – касательная сила тяги ведущего колеса;

P'_{fk} – сила сопротивления качению ведущего колеса;

P'_{jk} – сила инерции оси ведущего колеса.



$G_{\Pi} = 5 \text{ kH}$; $\Delta G_{\Pi} = 2 \text{ kH}$; $\omega_k = 25 \text{ c}^{-1}$; $J_{\Pi} = 1,5 \frac{\text{HM}}{\text{c}^2}$; $r_{\text{оп}} = 0,35 \text{ м}$; $V_{\text{кд}} = 20 \text{ м/с}$; $E_{\text{ш}} = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$

Рисунок 2 – Зависимость толкающей силы ведомого колеса от времени при переменной вертикальной нагрузке на ось колеса

Для данного случая касательную силу тяги ведущего колеса можно определить по формуле

$$P'_k = \frac{M_k}{r'_k} = \frac{M_k}{r_{\text{ок}} - \frac{1}{E_{\text{ш}}} (G_{\text{к}}^{\text{ст}} + \Delta G_{\text{к}} \sin(mt))} \quad (13)$$

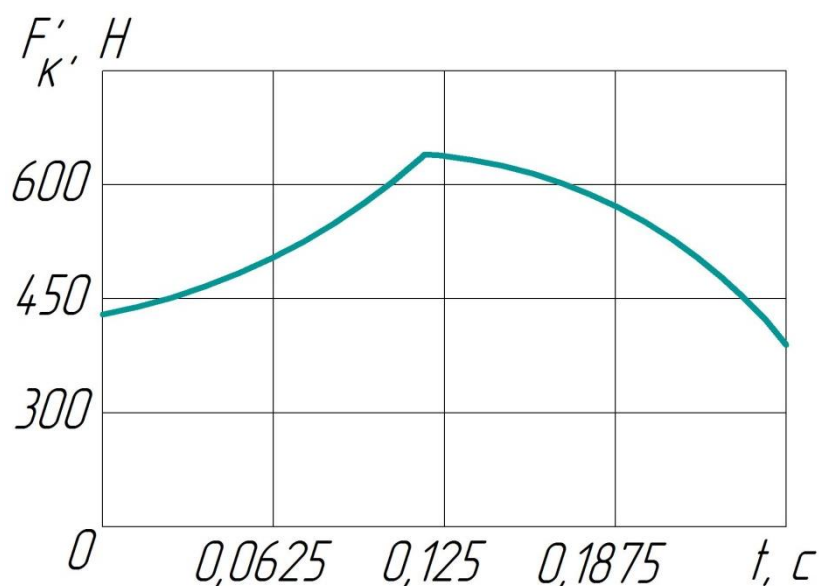
где M_k – ведущий момент колеса;

$r_{\text{ок}}$ – радиус недеформированной пневматической шины ведущего колеса.

Выражение для определения P'_{fk} и P'_{jk} ведущего колеса будут аналогичны определению этих сил для ведомого колеса

$$F_k^{\partial} = \frac{M_k}{r_{\text{ок}} - \frac{1}{E_{\text{ш}}} (G_{\text{к}}^{\text{ст}} + \Delta G_{\text{к}} \sin(mt))} - f'_k G_{\text{к}}^{\partial} - \frac{\frac{J_{\text{к}}}{E_{\text{ш}}} \Delta G_{\text{к}} m V_{\Pi} \cos(mt)}{\left[r_{\text{ок}} - \frac{1}{E_{\text{ш}}} (G_{\text{к}}^{\text{ст}} + \Delta G_{\text{к}} \sin(mt)) \right]^3} \quad (14)$$

При работе колесного движителя сила тяги имеет пульсирующий характер при неизменном крутящем моменте (рисунок 3).



$$G_{\text{п}} = 5 \text{ кН}; \Delta G_{\text{п}} = 2 \text{ кН}; \omega_k = 25 \text{ с}^{-1}; J_{\text{п}} = 1,5 \frac{\text{Нм}}{\text{с}^2}; r_{\text{оп}} = 0,35 \text{ м}; V_{\text{кд}} = 20 \text{ м/с}; E_{\text{ш}} = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$$

Рисунок 3 – Зависимость силы тяги колесного двигателя от времени при переменной вертикальной нагрузке на ось колеса ($M_k = 200 \text{ Нм}$)

Таким образом, работа ведущего колеса трактора при переменной вертикальной нагрузке сопровождается непрерывными колебаниями касательной силы тяги. Это обстоятельство, так же как и выявленные особенности работы ведомого колеса при переменной вертикальной нагрузке, будет оказывать существенное влияние на динамику движение колесного трактора и его тяговые качества.

Для выяснения колебательного характера вертикальной нагрузки на сопротивление качению пневматического колеса рассмотрим качение последнего по плоской недеформируемой опорной поверхности с переменным радиусом качения. Точки колеса в этом случае будут совершать сложное плоскопараллельное движение.

Представим ось колеса, закрепленной в точке, а опорную поверхность – движущейся с постоянной скоростью $V_{\text{кд}}$. Тогда, при

условии отсутствия скольжения, применяя к вращению колеса теорему о моменте количества движения, получим

$$J_k \frac{d\omega_k}{dt} = \chi_k \cdot r_k(t) \quad (15)$$

где χ_k – продольная сила реакции поверхности на колесо (за положительное направление силы принимаем ее направление против вращения);

ω_k – угловая скорость вращения колеса;

$r_k(t)$ – переменная величина радиуса качения колеса.

При переменной величине радиуса качения колеса с пневматической шиной $r_k(t) = r_k^{ст} \pm y$ имеет место в следующее равенство

$$\omega_k = \frac{V_{k\partial}}{r_k^{ст} \pm y} \quad (16)$$

где $r_k^{ст}$ – статический радиус качения колеса:

y – изменение величины радиуса качения колеса.

Тогда уравнение (15), описывающее вращение колеса с переменным радиусом качения, может быть представлено в виде

$$J_k \frac{d}{dt} \left(\frac{V_{k\partial}}{r_k^{ст} \pm y} \right) = -\chi_k (r_k^{ст} \pm y) \quad (17)$$

откуда выражение для горизонтальной силы реакции опорной поверхности будет равно

$$\chi_k = \frac{(\pm \dot{y} \cdot V_{k\partial} \pm y \cdot \dot{V}_{k\partial} \pm r_k^{ст} \cdot \dot{V}_{k\partial}) J_k}{(r_k^{ст} \pm y)^3} \quad (18)$$

При достаточно больших значениях радиуса колеса изменение поступательной скорости $V_{k\partial}$ незначительно. В соответствии с этим допущением можно принять без большой погрешности $V_{k\partial} = 0$. Тогда выражение для формула может быть представлена виде

$$\chi_k = \pm \frac{\dot{y} \cdot \omega_k \cdot J_k}{r_k^{ст} (r_k^{ст} \pm 2y)} \quad (19)$$

Из выражения (19) видно, что величина горизонтальной реакции опорной поверхности, возникающая при изменении радиуса качения колеса, пропорциональна скорости деформации пневматической шины, угловой скорости вращения колеса и его моменту инерции.

При качении ведущих колес трактора в значении момента касательных сил инерции колеса J_k входит приведенный к ведущей оси момент инерции деталей трансмиссии и двигателя. Поэтому величина горизонтальной реакции χ_k , возникающая в месте контакта колеса с опорной поверхностью, может возрасти значительно.

При работе трактора в реальных условиях эксплуатации происходит непрерывное изменение действительного радиуса качения ведущих и направляющих колес вследствие колебаний остова трактора. Изменение радиуса качения, сопровождаемая появлением закономерной горизонтальной силы χ_k , будет существенно изменять картину процесса качения пневматического колеса и по деформируемой поверхности.

При приложении к почве вибрирующей (колебательной) нагрузки ее несущая способность, в частности, сопротивление смятию, уменьшается по сравнению с действием постоянной нагрузки из-за уменьшения сил трения между частицами почвы. Это обстоятельство способствует интенсивному уплотнению почвы и увеличению глубины колеи за счет дополнительного погружения колес в почву и соответственно увеличению сопротивления качению колесного трактора. Следует отметить, что увеличение сопротивления качению колесного трактора будет зависеть как от характера приложения усилия, так и давления и жесткости шины, через которые передается колебательная нагрузка на опорную поверхность качения.

Выводы

1. При движении трактора по неровным полям происходит соударение его колес с препятствиями, вызывающими вертикальные

колебания остова трактора, которые, в свою очередь, вызывают изменения нагрузок на оси ведомых и ведущих колес, изменяя динамический радиус качения.

2. При качении ведущих колес с переменной вертикальной нагрузкой в месте качения колеса с опорной поверхностью возникает знакопеременная горизонтальная сила, которая прямо пропорциональна скорости деформации, угловой скорости вращения колеса и его моменту инерции.

3. Приложение знакопеременной (пульсирующей) нагрузки к почве уменьшает ее сопротивление смятию. При этом увеличивается глубина колеи за счет дополнительного погружения колес в почву и, соответственно, сопротивление качению колесного трактора.

Литература

1. Бидерман В.Л. Автомобильные шины. – М., 1963.
2. Ульянов Н.А. Эксплуатация катков на пневматических шинах. – М., Автотрансиздат, 1956.

References

1. Biderman V.L. Avtomobil'nye shiny. – M., 1963.
2. Ul'janov N.A. Jekspluatacija katkov na pnevmaticeskikh shinah. – M., Avtotransizdat, 1956.