

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ БОКОВОМУ УВОДУ ШИН ДЛЯ ДОСТИЖЕНИЯ ТРЕБУЕМЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ КАЧЕСТВ МТА

DETERMINATION OF LATERAL TIRE DRAG COEFFICIENTS TO ACHIEVE THE REQUIRED PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF MACHINE-TRACTOR UNIT

Н.В. СЕРГЕЕВ¹, к.т.н.
С.Е. СЕНЬКЕВИЧ², к.т.н.

¹ Азово-Черноморский инженерный институт – филиал ФГБОУ ВО Донской ГАУ

² Федеральное государственное государственное бюджетное учреждение «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ»

N.V. SERGEEV¹, PhD in Engineering
S.E. SEN'KEVICH², PhD in Engineering

¹ Azov-Black Sea Engineering Institute of Donskoy State Agrarian University, Zernograd, Russia, sergeev-n.v@mail.ru

² Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia, sergej_senkevich@mail.ru

В статье рассматривается возможность определения путем аналитических расчетов таких показателей коэффициентов сопротивления боковому уводу пневматических шин передних и задних колес трактора, при которых будут обеспечены приемлемые тяговые показатели трактора, требуемые эксплуатационные качества агрегата и заданное траекторное движение агрегата. Разработанная М.В. Келдышем теория качения пневматического колеса дает наиболее соответствующую модель бокового увода. При неустановившемся боковом уводе центр контактного отпечатка описывает траекторию, называемую линией качения шины. Если скольжения нет, то средняя линия протектора в пределах контактной площадки совпадает с линией качения. То есть в окрестностях центра площадки его абсолютная скорость и угловая скорость данной окрестности равны нулю, а кривизна этих совпадающих линий определяется боковой и угловой деформациями шины. Для практической реализации принятых расчетных моделей шины необходимо в уравнениях определить соотношение коэффициентов кривизны и величину функции проскальзывания. Приводятся экспериментальные исследования пропашного агрегата с заблокированной навеской культиватора.

Ключевые слова: агрегат, устойчивость, тяговый КПД.

This article considers the possibility of determining by analytical calculations such indicators of the drag coefficients for lateral removal of the pneumatic tires of the front and rear wheels of a tractor, at which acceptable traction characteristics of the tractor, the required performance of the unit and the provision of a given trajectory movement of the unit will be provided. Developed by Mstislav Keldysh theory of the rolling of a pneumatic wheel gives the most appropriate model of lateral slip. With an unsteady lateral slip, the center of the contact imprint describes a trajectory called the tire rolling line. If there is no slip, the middle line of the tread within the contact area, coincides with the rolling line. So in the vicinity of the center of the site, its absolute speed and angular velocity of this area equals zero. And the curvature of these coincident lines is determined by the lateral and angular deformations of the tire. For the practical implementation of the adopted design models of the tire, it is necessary in the equations to determine the ratio of the curvature coefficients and the magnitude of the slip function. Experimental studies of a tilled unit with a blocked cultivator sample are given.

Keywords: unit, stability, traction efficiency.

Введение

Движение машинно-тракторного агрегата при выполнении полевых работ происходит по криволинейным траекториям. Такое движение обусловлено внешними воздействиями – управляющими и возмущающими. Для агрегатов с колесными тракторами класса 1,4 управляющим воздействием является угол поворота направляющих колес θ , возмущающим – отклоняющий момент от машины-орудия M . При этом качение колес трактора происходит с боковым уводом шин, вследствие чего рабочие органы машины-орудия могут получить недопустимые, по условиям технологической операции, отклонения в боковом направлении, а тяговые показатели ведущих колес трактора существенно снизятся.

Цель исследования

Определить аналитическими расчетами, какие значения коэффициентов сопротивления боковому уводу шин трактора необходимы для достижения требуемых эксплуатационных качеств агрегата и сохранения заданной точности тракторного движения при приемлемых тяговых показателях.

Методы и средства проведения исследований

Потребность расчета показателей управляемости и курсовой устойчивости колесных тракторов диктует необходимость выбора достаточно точной и, одновременно, простой расчетной модели бокового увода шин. Таким требованиям удовлетворяет модель первого порядка [1]:

$$\left. \begin{aligned} \xi + v \cdot \frac{a_1}{a_2} \cdot (1 + f_{пр}) \cdot \dot{\xi} &= -\gamma \\ \theta &= \frac{\gamma}{v} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

И безынерционная модель увода:

$$\theta = -\frac{Y}{(1 + f_{пр}) \cdot K_y}, \quad (2)$$

где ξ – боковая деформация шины (рис. 1); γ – поперечная составляющая скорости центра колеса; θ – угол бокового увода шины; v – скорость движения колеса; Y – боковая реакция опорного основания; K_y – коэффициент сопротивления боковому уводу; a_1/a_2 – коэффици-

енты кривизны средней линии шины в центре контактного отпечатка; $f_{пр}$ – функция проскальзывания отпечатка.

В ряде случаев безынерционная модель может оказаться более предпочтительной по следующим соображениям. При боковом уводе крупногабаритной широкого профиля шины в контактный отпечаток происходят настолько сложные физические процессы, связанные со скольжением в разных направлениях отдельных элементов отпечатка, что математически описать их пока не представляется возможным. Кроме того, у рассматриваемых шин продольная ось контактного эллипса меньше поперечной. Это значит, что в переходных процессах при изменении боковых сил показатели бокового увода близки к установившимся предельно возможным значениям вследствие быстрого, из-за относительно малой длины, контактного отпечатка протекания процессов.

При боковом уводе на сминаемом фунте скольжение отдельных элементов и даже всего контактного отпечатка начинается уже при небольших, близких к нулю, углах увода, отчего все необходимые факторы при математическом моделировании увода учесть чрезвычайно

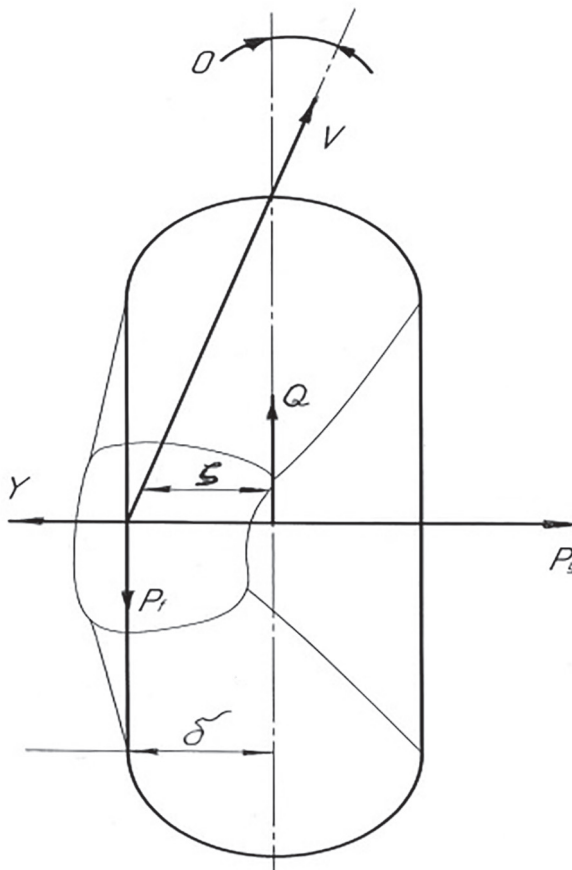


Рис. 1. Схема бокового увода шины

трудно. По этим причинам усложнение модели бокового увода шины, которое дает несущественное повышение точности, для практических расчетов нельзя признать целесообразным.

Для практической реализации принятых расчетных моделей шины необходимо в уравнениях (1) и (2) определить соотношение коэффициентов кривизны a_1/a_2 и величину функции проскальзывания $f_{пр}$. Такая задача решается просто, если учесть, что $a_1/a_2 = Ky/C_\xi$, где C_ξ – боковая жесткость шины, а функцию проскальзывания выразить в зависимости от коэффициента касательной нагрузки [1]:

$$\psi = \frac{Y}{\varphi_\gamma \cdot Q}, \quad (3)$$

где φ_γ – коэффициент бокового сцепления колеса с опорным основанием; Q – вертикальная нагрузка на колесо.

Вид функции проскальзывания определяется для данной шины значениями коэффициента касательной нагрузки и не зависит от внутреннего давления воздуха и вертикальной нагрузки на колесо, что удобно при практических расчетах.

В качестве примера приведем данные, полученные для тракторных шин Ф-81 и Ф-85. После их испытаний на шинном тестере построены характеристики $P_y(\theta)$, $P_y(\xi)$, на основе которых определены зависимости $f_{пр}(\psi)$ (рис. 2).

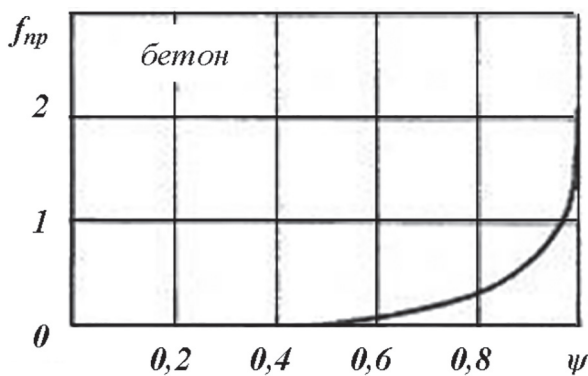


Рис. 2. График функций проскальзывания для шин Ф-81 и Ф-85 на бетоне

Использование этих зависимостей при расчетах показателей бокового увода удобно тем, что теперь уже не требуется экспериментального определения характеристик $P_y(\theta)$ для разного значения внутреннего давления воздуха и вертикальной нагрузки на колесо.

Запишем уравнения траекторного движения для агрегата с навесной машиной (культиватор, сеялка) в следующем виде:

$$\begin{cases} u + Au + B\omega = e_1\theta, \\ \omega + D\omega - C_u = e_1\theta + e_2M, \\ y = U - V\varphi, \\ \varphi = \omega. \end{cases} \quad (4)$$

где y и φ – отклонение от заданной траектории, соответственно, линейное центра инерции агрегата и угловое остова трактора; V , U , ω – скорость, соответственно, поступательная, боковая центра инерции и угловая остова трактора; A , B , C , D , e_1 , e_2 – постоянные коэффициенты, зависящие от параметров агрегата (координат центра инерции, массы и т.д.) и коэффициентов сопротивления боковому уводу колес трактора.

Далее осуществляем переход к тем показателям, которые и определяют искомые эксплуатационные качества агрегата, то есть к боковому отклонению рабочих органов машины-орудия Y_p и углу бокового увода ведущих колес трактора α_b :

$$\begin{cases} Y_p = U - l_p\omega - V\varphi, \\ \alpha_b = \frac{U - b\omega}{V}, \end{cases} \quad (5)$$

где l_p и b – координаты рабочего агрегата и ведущих колес относительно центра инерции агрегата.

Согласно уравнениям (4) и (5), запишем передаточные функции для названных показателей, считая входными воздействиями θ и M :

$$\begin{cases} W_M^{Y_p}(p) = \frac{B_1p^3 + B_2p^2 + B_3p + B_4}{A_1p^3 + A_2p^2 + A_3p + A_4}, \\ W_\theta^{Y_p}(p) = \frac{C_1p^3 + C_2p^2 + C_3p + C_4}{A_1p^3 + A_2p^2 + A_3p + A_4}, \\ W_M^{\alpha_b}(p) = \frac{B_1^1p + B_2^1}{A_1^1p^2 + A_2^1p + A_3^1}, \\ W_\theta^{\alpha_b}(p) = \frac{C_1^1p + C_2^1}{A_1^1p^2 + A_2^1p + A_3^1}, \end{cases} \quad (6)$$

где $p = \frac{d}{dt}$ – оператор дифференцирования.

Результаты исследований и их обсуждение

Экспериментальные исследования пропашного агрегата с заблокированной навеской культиватора показали, что внешние воздействия и выходные показатели криволинейного движения представляют собой случайные процессы, близкие к стационарным и центрированным. Среднеквадратичные значения этих показателей представлены в табл. 1, а их нормированные спектральные плотности – на рис. 3.

Цифрами со штрихами обозначен вариант агрегата с увеличенным в 1,8 раза коэффициентом сопротивления уводу управляемых колес трактора.

Приведенные данные показывают, что величина линейного отклонения центра инерции равна 6–7 см, то есть примерно постоянна и не зависит от изменения параметров агрегата.

Это можно объяснить тем, что линейное отклонение является собственно ошибкой водителя при корректировке траектории.

Данные также свидетельствуют о том, что между управляющим и возмущающим воздействиями корреляционная связь слабо выражена. Коэффициент корреляции не превышает 0,1. Исходя из этого спектральную плотность определяемых показателей находим по известным зависимостям [2]:

$$\begin{cases} S_{y_p}(\omega) = |W_M^{yp}(j\omega)|^2 \cdot S_M(\omega) + \\ + |W_\theta^{yp}(j\omega)|^2 \cdot S_\theta(\omega) \\ S_{\alpha_b}(\omega) = |W_M^{\alpha_b}(j\omega)|^2 \cdot S_M(\omega) + \\ + |W_\theta^{\alpha_b}(j\omega)|^2 \cdot S_\theta(\omega). \end{cases} \quad (7)$$

Таблица 1

Среднеквадратичные значения показателей криволинейного движения агрегата

Среднеквадратичное отклонение	Значение a при различной скорости движения			
	$P_{кр} = 6,2 \text{ кН}$			$P_{кр} = 9,1 \text{ кН}$
	1,82 м/сек	2,45 м/сек	3,58 м/сек	2,12 м/сек
σ_y , см	$\frac{6,4}{7,0}$	$\frac{5,9}{6,2} \left(\frac{5,8}{5,8} \right)$	$\frac{6,1}{5,8}$	$\frac{6,3}{5,9}$
σ_ϕ , град	$\frac{0,65}{0,57}$	$\frac{0,62}{0,52} \left(\frac{0,59}{0,48} \right)$	$\frac{0,78}{0,68}$	$\frac{1,03}{0,74}$
σ_θ , град	$\frac{1,21}{0,96}$	$\frac{1,15}{1,03} \left(\frac{1,08}{0,88} \right)$	$\frac{1,48}{1,08}$	$\frac{2,13}{1,57}$
σ_{M0} , кНМ	0,94	1,18	1,23	1,17

Примечание: в знаменателе – при увеличенном в 1,85 сопротивлении уводу передних колес, в скобках – при включенном ГСВ.

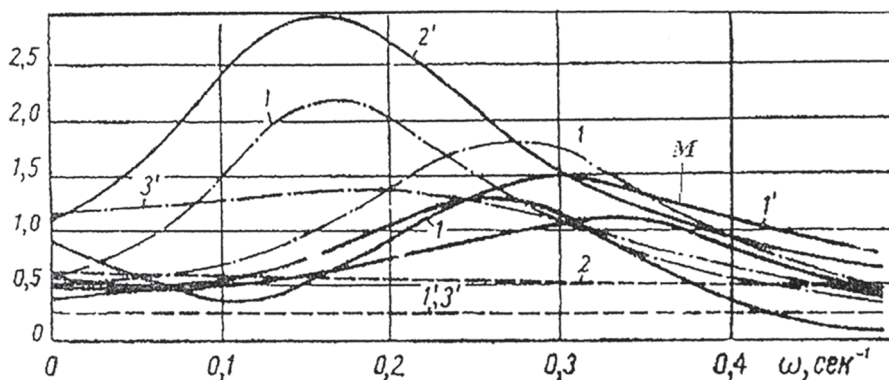


Рис. 3. Нормированные спектральные плотности углового (1), линейного (2) отклонений и управляющего (3), возмущающего (M) воздействий

Спектральные плотности воздействий на основании рис. 1 могут быть записаны в виде:

$$S_M(\omega) = \frac{q_M \cdot D_M \cdot V}{(\omega^2 + \beta^2 \cdot V^2)},$$

$$S_\theta(\omega) = \frac{q_\theta \cdot D_\theta \cdot V}{(\omega^2 + \gamma^2 \cdot V^2)}, \quad (8)$$

где D_M, D_θ – дисперсии возмущающего и управляющего воздействий.

Таким образом, задаваясь разными значениями коэффициентов сопротивления боковому уводу колес трактора, которые в выражениях для α_p остаются неизвестными, вычисляем дисперсии искомых показателей Y_p и α_b [1].

$$\begin{cases} D_{Y_p} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_{Y_p}(\omega) d\omega \leq [D_{Y_p}] \\ D_{\alpha_b} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_{\alpha_b}(\omega) d\omega \leq [D_{\alpha_b}] \end{cases} \quad (9)$$

Принимаем те практически реализуемые значения коэффициентов сопротивления уводу, при которых выполняются условия (9).

Заключение

В результате проведенных исследований установлено, что на управляемость особенно заметно оказывают влияние коэффициенты сопротивления уводу передних и задних колес трактора. Так, при увеличении тягового сопротивления $P_{кр}$ значения углового отклонения и управляющего воздействия возрастают на 40–70 % [4]. Это происходит вследствие уменьшения коэффициентов сопротивления уводу колес трактора: передних – из-за добавочной их разгрузки, задних – от увеличения буксования. Угловое отклонение, зависящие уже не только от квалификации водителя, но и от чувствительности агрегата к внешним воздействиям, значительно изменяется при изменении

параметров агрегата [5]. В итоге снижаются и тяговые показатели трактора.

Литература

1. Хачатуров А.А., Афанасьев В.Л., Васильев В.С. и др. Динамика системы дорога – шина – водитель / М.: Машиностроение, 1976. 535 с.
2. Юревич Е.И., Юревич Е.И. Теория автоматического управления. М.: Энергия, 1969. 375 с.
3. Ганькин Ю.А. Моделирование управляемого движения машинно-тракторного агрегата / Ю.А. Ганькин. М.: Изд-во МСХА, 1994. 84 с.
4. Яровой В.Г., Сергеев Н.В. Снижение энергозатрат при работе пропашного трактора: монография. Зерноград: ФГБОУ ВПО АЧГАА, 2012. 103 с.
5. Иванцов В.Д. Динамика и курсовая устойчивость машинно-тракторного агрегата: монография. Волгоград: ВолГТУ РПК «Политехник», 2007. 163 с.

References

1. Nachaturov A.A., Afanas'ev V.L., Vasil'ev V.S. Dinamika sistemy doroga – shina – voditel' [Dynamics of the road-tire-driver system]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1976. 535 p.
2. YUrevich E.I. Teoriya avtomaticheskogo upravleniya [Automatic control theory]. Moscow: ENnergiya Publ., 1969. 375 p.
3. Gan'kin YU.A. Modelirovanie upravlyаемого dvizheniya mashinno-traktornogo agregata [Simulation of the controlled movement of the machine-tractor unit]. Moscow: Izd-vo MSKHA Publ., 1994. 84 p.
4. YArvoij V.G., Sergeev N.V. Snizhenie ehnergozatrata pri rabote propashnogo traktora [Reduction of energy consumption during the operation of a tilled tractor]. Zernograd: FGBOU VPO ACHGAA Publ., 2012. 103 p.
5. Ivancov V.D. Dinamika i kursovaya ustojchivost' mashinno-traktornogo agregata [Dynamics and course stability of the machine-tractor unit]. Volgograd: VolgGTU RPK «Politekhnik» Publ., 2007. 163 p.