

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ ПРИ ПОВОРОТЕ ТРАКТОРА СО ВСЕМИ УПРАВЛЯЕМЫМИ КОЛЕСАМИ

Александр Николаевич Беляев<sup>1</sup>  
Виталий Викторович Свистов<sup>2</sup>  
Татьяна Владимировна Тришина<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I

<sup>2</sup> Российский государственный социальный университет, филиал в г. Воронеже

Целью исследования является вывод формул для определения боковых сил и вертикальных реакций, действующих на каждое колесо со стороны опорной поверхности при криволинейном движении трактора со всеми управляемыми колесами, что является актуальной задачей, так как эти силы оказывают значительное влияние на многие эксплуатационные, кинематические и динамические характеристики трактора. Объектом исследования выбран процесс криволинейного движения колесного трактора со всеми управляемыми колесами, осуществляющего поворот передними и задними управляемыми колесами относительно остова в разные стороны ввиду его универсальности. Предмет исследования – силовое взаимодействие колес трактора с опорной поверхностью. В результате проведенного анализа выявлено, что для эффективного применения существующих теорий бокового увода необходимо располагать множеством значений коэффициентов, полученных экспериментально при различных условиях движения; также показано, что анализируемые теории базируются на различных подходах к решаемой задаче, а достаточность модели определяют лишь количественным и качественным подтверждением эксперимента. Следовательно, существует необходимость поиска новых методов, которые могли бы достаточно точно описать различные режимы неустановившегося бокового движения тракторного колеса по деформируемой поверхности под действием боковой силы, так как главная задача заключается в определении численных значений этой силы, напрямую связанной с вертикальной реакцией почвы, что и представлено авторами в настоящей работе. Предложенные формулы позволяют определить вертикальную нагрузку и боковые силы, действующие на каждое колесо трактора. Зная их значения и значения коэффициента скольжения в боковом направлении, можно определить и углы бокового увода каждого колеса, и величину бокового скольжения, и, следовательно, действительную траекторию движения трактора.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: трактор, поворот, криволинейное движение, траектория, боковая сила, опорная поверхность, вертикальная нагрузка.

## DETERMINING THE FORCES AT TURN OF THE TRACTOR WITH ALL STEERABLE WHEELS

Alexander N. Belyaev<sup>1</sup>  
Vitaliy V. Svistov<sup>2</sup>  
Tatiana V. Trishina<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great

<sup>2</sup> Russian State Social University, Voronezh Branch

The objective of research was to derive the formulas for determining the side forces and vertical reactions acting on each wheel from the side of the supporting surface during the curvilinear movement of a tractor with all steerable wheels. This objective is relevant because these forces exert a considerable effect on many operating, kinematic and dynamic characteristics of tractors. The object of research due to its universality was the process of curvilinear movement of a wheel tractor with all steerable wheels performing a turn by front and back steerable wheels in relation to the frame in different directions. The subject of research was the force interaction of tractor wheels with the supporting surface. It is revealed that in order to use the existing theories of lateral slip efficiently it is necessary to have a large number of values of coefficients obtained experimentally under different movement conditions. It was also shown that the analyzed theories were based on different approaches to the task of interest, and the sufficiency of model was determined only by quantitative and qualitative confirmation of experiment. Therefore, there is a need for searching for new methods, which could rather precisely describe different modes of unsteady lateral motion of a tractor wheel on a deformable surface under the influence of lateral force, because the main task consists in the determination of numerical values of this force directly

associated with vertical reaction of the soil, as described in the present work. The proposed formulas allow determining the vertical load and lateral forces acting on each wheel of the tractor. Knowing these values and the values of lateral slip coefficient, it is possible to define both the slip angles of each wheel and the value of side slipping, and consequently, the real motion trajectory of the tractor.

KEY WORDS: tractor, turn, curvilinear movement, trajectory, lateral force, supporting surface, vertical load.

### **В**ведение

Исследователями получен большой объём экспериментальных данных о влиянии на увод шины её конструктивных параметров: давления воздуха, нормальной нагрузки, продольных сил, развала колёс и других факторов. Результатом этих работ явилось создание ряда теорий бокового увода шины, которые в необходимой степени, упростив её сложную структуру, позволили определить силы и моменты, действующие в контакте колеса с опорной поверхностью, и установить зависимость параметров деформации пневматика от действующих нагрузок. Большая потребность в экспериментальных исследованиях и теоретическом объяснении процесса качения колеса с эластичной шиной связана с разнообразными задачами по устойчивости движения и управляемости тракторов, автомобилей и других транспортных средств, где боковой увод играет существенную роль, нарушая однозначность связи между изменением направления движения машины и траекторией её характерных точек [5, 7, 8, 9].

А.Н. Беляевым предложена методика определения касательных сил тяги  $P_k$ , сил сопротивления качению  $P_f$  и боковых сил  $P_b$ , действующих на колеса трактора с передними управляемыми колесами при криволинейном движении (при повороте) [4].

В последующих исследованиях А.Н. Беляевым с соавт. в качестве объекта исследования ввиду его универсальности выбран процесс криволинейного движения колесного трактора со всеми управляемыми колесами, осуществляющего поворот передними и задними управляемыми колесами относительно остова в разные стороны (показан на рис. 1).

В задачи исследования входило определение боковых сил  $P_b$  и вертикальных реакций  $R$ , действующих на каждое колесо трактора со стороны опорной поверхности, что является актуальной задачей, так как эти силы оказывают значительное влияние на многие эксплуатационные, кинематические и динамические характеристики трактора [13, 14].

При движении на трактор почти всегда действует какая-либо боковая сила. Этой силой может быть составляющая веса при боковом уклоне дороги, сила ветра, отдельные кратковременно действующие случайные силы, появляющиеся, например, при наезде на какую-нибудь неровность.

При криволинейном движении на колесную машину всегда действует боковая сила, вызываемая, в том числе, и боковой составляющей ускорения. Боковые силы могут быть вызваны и другими причинами, в частности моментом сил, возникающим вследствие разности продольных реакций колёс левой и правой сторон машины [13].

Качение колеса под действием боковой силы, когда скорость направлена под углом к плоскости его вращения, называется боковым уводом, а сам угол  $\delta$  – углом бокового увода. Увод, возникающий вследствие действия боковой силы на колесо, называется силовым уводом. В реальных эксплуатационных условиях углы бокового увода могут достигать  $7...8^\circ$ , а в некоторых случаях даже  $10...12^\circ$ . При повороте колёсных машин эти углы соизмеримы с углами поворота управляемых колёс, поэтому они оказывают существенное влияние на кинематику поворота, а также на некоторые эксплуатационные свойства колёсных машин.

Изучение характера зависимости угла  $\delta$  от боковой силы  $P_b$  выявило, что при малой величине боковой силы угол  $\delta$  растёт пропорционально ей. Однако вследствие того, что в этом процессе происходят не столько упругие деформации, сколько сколь-

жение элементов шины, линейная зависимость переходит в нелинейную уже при углах увода  $2...4^\circ$ , поэтому задача определения боковой силы, действующей на колеса трактора, является актуальной, особенно при криволинейном движении, когда при определенных условиях происходит полное скольжение колеса вбок [13].

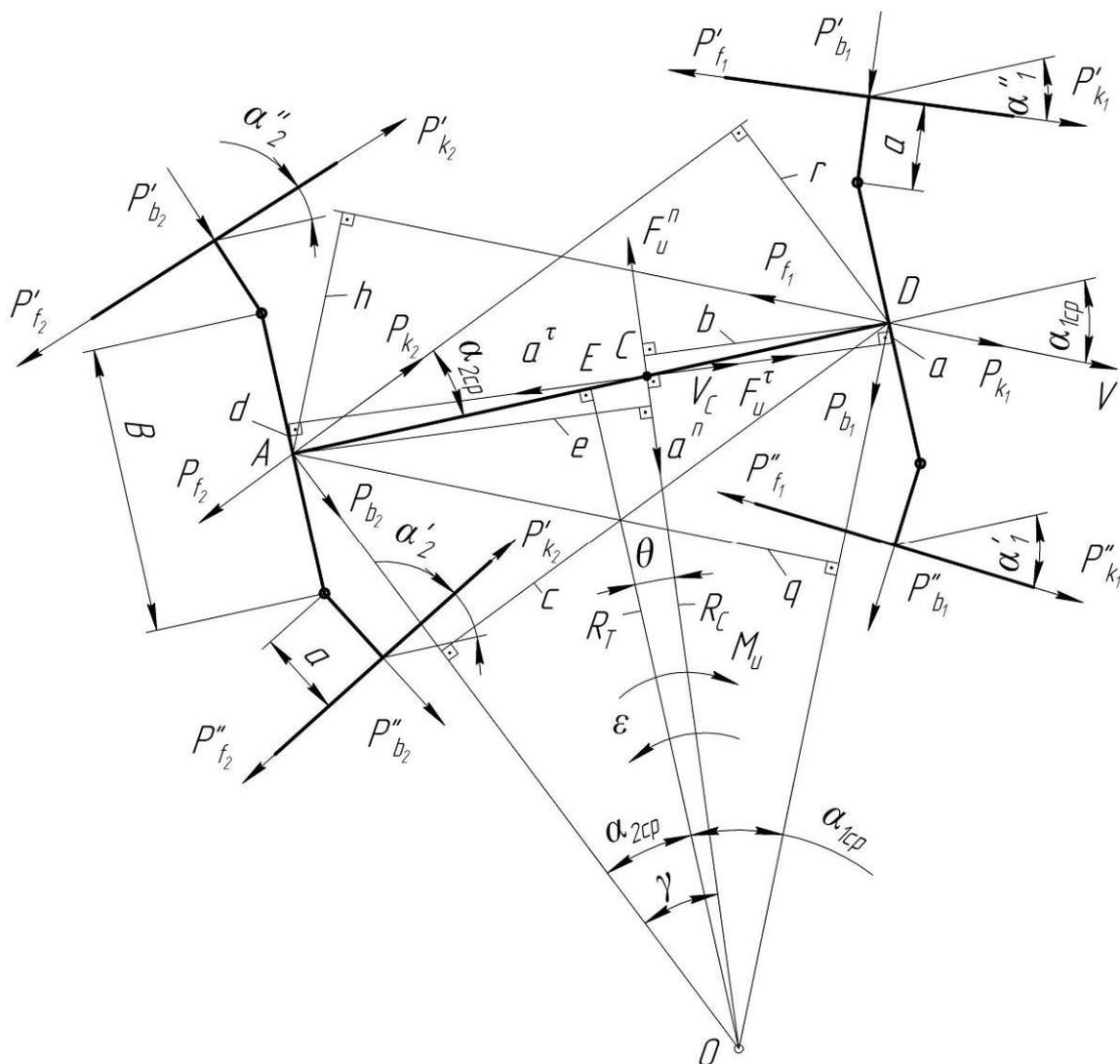


Рис. 1. Кинематическая схема криволинейного движения трактора и силы, действующие на него

Существующие теории бокового увода, как линейные, так и нелинейные [1, 2, 6, 7, 10, 11, 12, 13, 14], в своей основе содержат методики определения боковой силы через коэффициент бокового увода, определение значений которого является сложной и неоднозначной задачей, требующей для эффективного применения той или иной теории располагать множеством значений коэффициентов, полученных экспериментально при различных условиях движения (причем каждая теория лишь с разной степенью точности отражает действительную картину качения колеса). Базируются эти теории на различных подходах к решаемой задаче, а достаточность модели определяют количественным и качественным подтверждением, экспериментом.

В известных теориях не учитывается деформируемость опорного основания, тогда как в действительности боковой увод определяется не только деформацией шины и проскальзыванием контакта в боковом направлении, но и боковой деформацией, а также сдвигом грунта в опорном основании.

Следовательно, существует необходимость поиска новых методов, которые могли бы достаточно точно описать различные режимы неустановившегося бокового движения тракторного колеса по деформируемой поверхности под действием боковой силы. А главная задача как раз и заключается в определении численных значений этой силы, напрямую связанной с вертикальной реакцией почвы, что и предлагается в настоящей работе.

#### Методика эксперимента

В работе [4] отмечено, что даже при постоянных начально-исходных кинематических условиях происходит замедление поворота колесного трактора.

Замедление движения означает появление ускорения, направленного противоположно перемещению. Поскольку поворот совершается по дуге некоторой кривизны, то этому будет способствовать наличие трех ускорений: тангенциального – по касательной к траектории, нормального – по нормали к кривой и углового ускорения, так как трактор при повороте совершает и вращательное движение.

Всем этим ускорениям будут соответствовать силовые факторы: тангенциальная сила инерции, нормальная сила инерции и силовой момент инерции. Все эти факторы повлияют как на боковые реакции опорных колес трактора, так и на движущие силы.

Так как линейные скорости и ускорения пространственного объекта при движении по криволинейной траектории будут различными для точек, лежащих на разных радиусах вращения, то отнесем рассуждения к его центру масс – обозначим его точкой  $C$  (рис. 1).

Кинематические законы линейного движения с постоянным отрицательным ускорением [15]

$$V = V_0 - at \quad \text{и} \quad S = V_0 t - \frac{at^2}{2},$$

где  $V$  – линейная скорость в конце поворота;  
 $V_0$  – линейная скорость в начале поворота;  
 $t$  – время поворота;  
 $a$  – линейное ускорение;  
 $S$  – пройденный путь.

Обозначим  $V - V_0 = \Delta V$ . Тогда из первой формулы  $t = \frac{\Delta V}{a}$ , а подстановка его во вторую дает ей вид

$$S = V_0 \cdot \frac{\Delta V}{a} - \frac{\Delta V^2}{2a},$$

откуда

$$a = \frac{V_0 \cdot \Delta V - \frac{\Delta V^2}{2}}{S}. \quad (1)$$

Это есть тангенциальное ускорение  $a_c^\tau$  центра масс трактора при вращении по некоторому мгновенному радиусу поворота  $R_c$ . Все точки трактора имеют одинаковые угловые ускорения (как и угловую скорость); его значение

$$\varepsilon = \frac{a_c^\tau}{R_c}.$$

Для определения нормального ускорения нужно иметь значение скорости центра масс  $V_c$  для его любого положения на своей траектории. На рисунке 2 представлен график изменения скорости  $V_c$ .

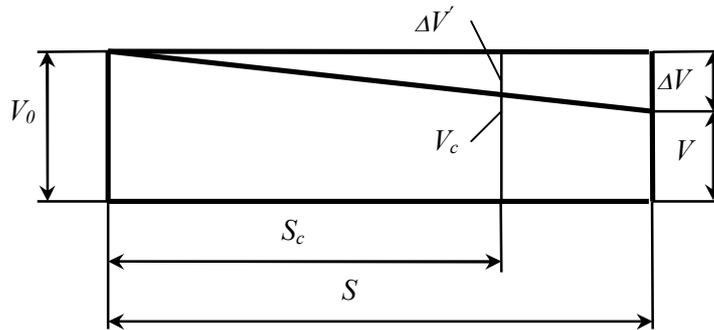


Рис. 2. График изменения скорости  $V_c$  центра масс трактора:  $S$  – длина дуги полного поворота центра масс трактора;  $S_c$  – текущее значение пройденной части дуги

Из рисунка 2 следует

$$V_c = V_0 - \Delta V'; \quad \frac{\Delta V'}{\Delta V} = \frac{S_c}{S}; \quad \Delta V' = \Delta V \cdot \frac{S_c}{S} = k \cdot \Delta V,$$

где  $k$  – доля пройденного пути.

Тогда

$$V_c = V_0 - k \cdot \Delta V. \quad (2)$$

Имея все кинематические данные, определим инерционные силовые факторы, действующие на трактор (рис. 1) [3].

Тангенциальная сила инерции

$$F_u^\tau = m a_c^\tau,$$

где  $m$  – масса трактора.

Нормальная сила инерции

$$F_u^n = m a_c^n = m \frac{V_c^2}{R_c},$$

где  $a_c^n = \frac{V_c^2}{R_c}$  – нормальное (центростремительное) ускорение центра масс трактора.

Момент сил инерции

$$M_u = J_c \varepsilon,$$

где  $J_c$  – осевой (центральный) момент инерции массы  $m$  трактора относительно центра тяжести.

Переменной является только  $F_u^n$ , а  $F_u^\tau$  и  $M_u$  – постоянные.

На рисунке 1 представлена кинематическая схема поворота трактора со всеми действующими на него силами. Известными считаются силы  $F_u^n$ ,  $F_u^\tau$  и  $M_u$ , можно также рассчитать силы сопротивления качению колес трактора по поверхности с различными свойствами  $P_{f_1}$  и  $P_{f_2}$ . Неизвестны касательные силы тяги колес трактора  $P_{\kappa_1}$  ( $P'_{\kappa_1} + P''_{\kappa_1}$ ),  $P_{\kappa_2}$  ( $P'_{\kappa_2} + P''_{\kappa_2}$ ), определение которых не входит в задачи настоящего исследования, но методики их расчета можно взять из работ [13, 14], и боковые реакции опорных колес трактора  $P_{b_1}$  ( $P'_{b_1} + P''_{b_1}$ ),  $P_{b_2}$  ( $P'_{b_2} + P''_{b_2}$ ). Положения центра  $O$  и радиуса  $R_c$  принимаются постоянными.

Из схемы размеров и сил рисунка 1

$$\sum M_A = 0 : -P_{b_1} \cdot q - P_{\kappa_1} \cdot h + P_{f_1} \cdot h + F_u^n \cdot e - F_u^\tau \cdot d - M_u = 0,$$

откуда получаем:

$$P_{b1} = \frac{-P_{\kappa_1} \cdot h + P_{f_1} \cdot h + F_u^n \cdot e - F_u^\tau \cdot d - M_u}{q}; \quad (3)$$

$$\sum M_D = 0 : P_{b_2} \cdot c - P_{\kappa_2} \cdot r + P_{f_2} \cdot r - F_u^n \cdot b + F_u^\tau \cdot a - M_u = 0,$$

$$P_{b2} = \frac{P_{\kappa_2} \cdot r - P_{f_2} \cdot r + F_u^n \cdot b - F_u^\tau \cdot a + M_u}{c}. \quad (4)$$

Выразим через неизменный размер трактора базу  $L = AD$  основные геометрические величины кинематической схемы поворота по рисунку 1 – расчетные выражения плеч сил по рисунку 1 для формул (3) и (4):

$$r = L \cdot \sin \alpha_{2_{cp}}; \quad q = L \cdot \cos \alpha_{1_{cp}}; \quad h = L \cdot \sin \alpha_{1_{cp}}; \quad c = L \cdot \cos \alpha_{2_{cp}};$$

$$e = (L - CD) \cdot \cos \theta; \quad d = (L - CD) \cdot \sin \theta; \quad b = (L - CA) \cdot \cos \theta;$$

$$a = (L - CA) \cdot \sin \theta,$$

где

$$\cos \theta = \frac{R_C}{R_T} = \frac{OC}{OE}.$$

Величину  $S$  в формулах (1) и (2) можно определить как длину дуги окружности радиуса  $R$ :  $S = R \cdot \varphi$ , где  $\varphi$  – угловой путь луча  $OC$  за время поворота трактора. Если это полуокружность, то  $S = \pi \cdot R$ .

В отношении знаков  $P_{b_1}$  и  $P_{b_2}$  по (3) и (4) выходит неопределенность:

при равномерном движении ( $F_u^\tau = 0$ ,  $M_u = 0$ ,  $P_{\kappa_{1,2}} = P_{f_{1,2}}$ ) они зависят только от  $F_u^n$  и точно положительны;

при наличии замедления они зависят от сравнительного соотношения значений положительных и отрицательных слагаемых в числителях (3), (4).

Определим реакции на опорных колесах со стороны основания (рис. 3).

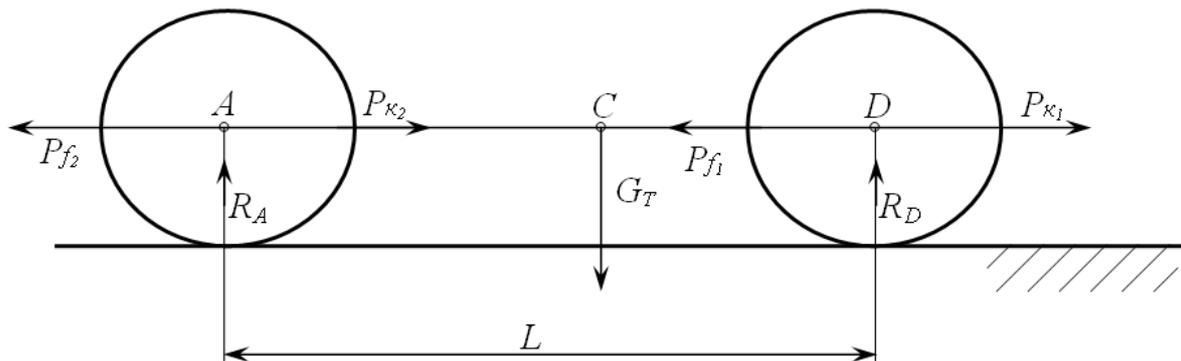


Рис. 3. Расчетная схема для определения вертикальных реакций опорной поверхности на колеса трактора

Из уравнений равновесия:

$$\sum M_A = 0 : R_D \cdot AD - G_T \cdot AC = 0;$$

$$\sum M_D = 0 : -R_A \cdot L + G_T \cdot CD = 0,$$

где  $G_T$  – сила веса трактора, имеем:

$$R_D = \frac{G_T \cdot AC}{L}$$

и

$$R_A = \frac{G_T \cdot CD}{L}.$$

Очевидно, что движущие силы должны быть пропорциональны силам сопротивления качению (на повороте трактор движется без активной нагрузки).

Известно [13, 14], что

$$P_{f1} = R_D \cdot f_1 \text{ и } P_{f2} = R_A \cdot f_2. \quad (5)$$

При коэффициентах сопротивления качению колеса  $f_1 = f_2 = f$  и коэффициентах скольжения шин в боковом направлении  $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$

$$\frac{P_{\kappa 1}}{P_{\kappa 2}} = \frac{P_{f1}}{P_{f2}} = \frac{R_D}{R_A} = \frac{P_{b_1}}{P_{b_2}} = \frac{AC}{CD}. \quad (6)$$

Для определения распределения опорных реакций по колесам трактора составим уравнения равновесия относительно осей, проходящих через точки опор (рис. 4):

$$\sum M_F = 0 : R'' \cdot B + F_u^n \cdot \cos \theta \cdot h_c - G_T \cdot \frac{B}{2} = 0;$$

$$\sum M_E = 0 : -R' \cdot B + F_u^n \cdot \cos \theta \cdot h_c + G_T \cdot \frac{B}{2} = 0.$$

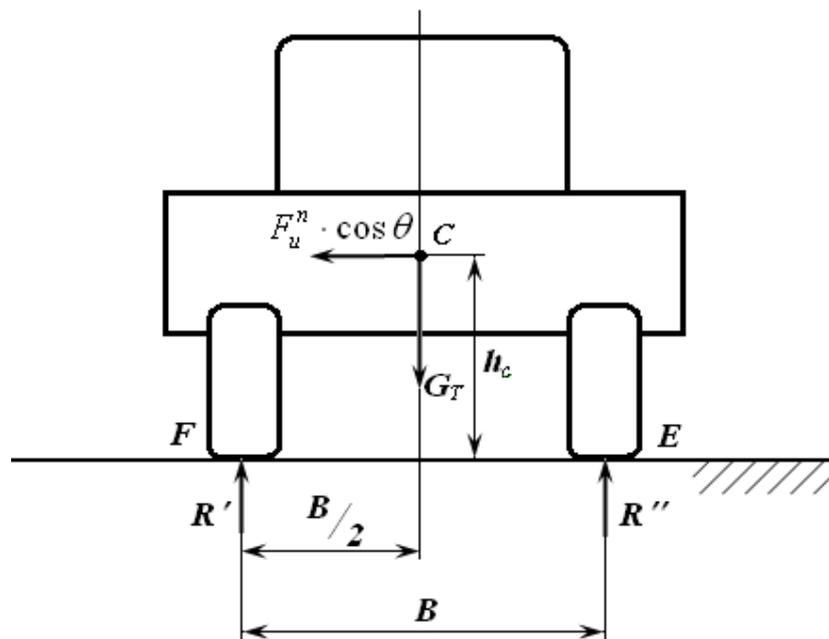


Рис. 4. Расчетная схема для определения распределения опорных реакций по колесам трактора

Из полученных уравнений имеем:

$$R' = \frac{F_u^n \cdot \cos \theta \cdot h_c + G_m \cdot \frac{B}{2}}{B};$$

$$R'' = \frac{-F_u^n \cdot \cos \theta \cdot h_c + G_m \cdot \frac{B}{2}}{B}.$$

Здесь:

$$\begin{aligned} R' + R'' &= R_A + R_D; \\ R' &= R'_A + R'_D; \\ R'' &= R''_A + R''_D. \end{aligned} \quad (7)$$

Согласно [3] имеем равенства:

$$\begin{aligned} R'_A \cdot AC &= R'_D \cdot CD; \\ R''_A \cdot AC &= R''_D \cdot CD. \end{aligned}$$

Откуда получаем:

$$R'_A = R'_D \cdot \frac{CD}{AC}; \quad (8)$$

$$R''_A = R''_D \cdot \frac{CD}{AC}. \quad (9)$$

Используя (6), (7) и (8), определяем вертикальные реакции на каждом колесе трактора:

$$\begin{aligned} R' &= R'_A + R'_D = R'_D \cdot \frac{CD}{AC} + R'_D = R'_D \cdot \left(1 + \frac{CD}{AC}\right); \\ R'' &= R''_A + R''_D = R''_D \cdot \frac{CD}{AC} + R''_D = R''_D \cdot \left(1 + \frac{CD}{AC}\right); \\ R'_A &= R'_D \cdot \frac{CD}{AC}; \\ R''_A &= R''_D \cdot \frac{CD}{AC}. \end{aligned}$$

откуда имеем:

$$R'_D = \frac{R'}{1 + \frac{CD}{AC}}; \quad R'_A = \frac{R'}{1 + \frac{AC}{CD}}; \quad R''_D = \frac{R''}{1 + \frac{CD}{AC}}; \quad R''_A = \frac{R''}{1 + \frac{AC}{CD}}. \quad (10)$$

### Результаты

Применяя формулы (10) по (5), можно определить силы сопротивления качению каждого колеса, а имея значения  $P_{b_1}$  (3) и  $P_{b_2}$  (4) и используя соотношение (6), выполнив аналогичные рассуждения, легко получить значения боковых сил на каждом колесе трактора:

$$P_{b_1} = P'_{b_1} + P''_{b_1} \quad \text{и} \quad P_{b_2} = P'_{b_2} + P''_{b_2}.$$

### Вывод

Таким образом, несмотря на то, что исследованию качения колеса посвящено большое количество работ, комплексно указанные процессы его взаимодействия с опорной поверхностью не описаны, хотя они и существенны. Использование полученных формул позволит выбирать рациональные геометрические, кинематические и динамические характеристики как на стадии проектирования, так и в процессе эксплуатации трактора.

### Библиографический список

1. Андреев А.Ф. Влияние автоблокировки дифференциала на устойчивость прямолинейного движения трактора / А.Ф. Андреев // Межреспубликанский межведомственный сборник. Автотракторостроение. – Минск : Вышшая школа, 1970. – С. 9-19.

2. Антонов Д.А. Теория устойчивости многоосных автомобилей / Д.А. Антонов. – Москва : Машиностроение, 1978. – 216 с.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – Москва : Наука, 1988. – 640 с.
4. Беляев А.Н. Определение сил при повороте трактора / А.Н. Беляев // Техника в сельском хозяйстве. – 2012. – № 4. – С. 22-23.
5. Беляев А.Н. Улучшение характеристик криволинейного движения комбинированного МТА на базе колесного трактора класса 2 ЛТЗ применением упруго-демпфирующего привода колес : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / А.Н. Беляев. – Воронеж, 1995. – 217 с.
6. Ванцевич В.В. Исследование дифференциалов повышенного трения и их влияние на поворачиваемость колесных тракторов 4х4 класса 14...20 кН : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / В.В. Ванцевич. – Минск, 1981. – 24 с.
7. Козлов Д.Г. Математическая модель и результаты математического моделирования силового воздействия трактора на почву / Д.Г. Козлов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2013. – Вып. 2 (37) – С. 267-276.
8. Козлов Д.Г. О движении универсально-пропашного трактора со всеми управляемыми колесами на поворотной полосе поля / Д.Г. Козлов // Аграрный научный журнал. – 2016. – № 1. – С. 51-55.
9. Козлов Д.Г. Снижение динамической нагруженности почвы при криволинейном движении комбинированного МТА на базе трактора тягового класса 2 : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Д.Г. Козлов. – Мичуринск-Наукоград, 2013. – 146 с.
10. Красильников В.Б. Качение колеса по деформируемой поверхности с боковым уводом / В.Б. Красильников // Тракторы и сельхозмашины. – 1966. – № 6. – С. 21-23.
11. Маховиков А.Я. Исследование управляемости колесного трактора класса 1,4 т с гидросистемой рулевого управления : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / А.Я. Маховиков. – Горки, 1970. – 16 с.
12. Рокар И. Неустойчивость в механике / И. Рокар. – Москва : Изд-во иностранной литературы, 1959. – 287 с.
13. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Г.А. Смирнов. – Москва : Машиностроение, 1990. – 352 с.
14. Тракторы: теория / В.В. Гуськов [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1988. – 376 с.
15. Яворский Б.М. Справочник по физике для инженеров и студентов / Б.М. Яворский, А.А. Детлаф, А.К. Лебедев – Москва : Оникс, 2006. – 1056 с.

### СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ Принадлежность к организации

Александр Николаевич Беляев – кандидат технических наук, доцент, зав. кафедрой прикладной механики, проректор по заочному и дополнительному образованию, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», Российская Федерация, г. Воронеж, тел. 8(473) 253-68-91, E-mail: aifkm\_belyaev@mail.ru.

Виталий Викторович Свистов – кандидат технических наук, зам. директора по научной работе, ФГБОУ ВО «Российский государственный социальный университет», филиал в г. Воронеже, Российская Федерация, г. Воронеж, тел. 8(473) 229-04-29, E-mail: 2297240@mail.ru.

Татьяна Владимировна Тришина – кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной механики, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», Российская Федерация, г. Воронеж, тел. 8(473) 253-79-02, E-mail: t.v.trishina@gmail.com.

Дата поступления в редакцию 11.07.2016

Дата принятия к печати 08.09.2016

### AUTHOR CREDENTIALS Affiliations

Alexander N. Belyaev – Candidate of Engineering Sciences, Head of the Dept. of Applied Mechanics, Vice-Rector for Correspondence and Enhanced Training, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Russian Federation, Voronezh, tel. 8(473) 253-68-91, E-mail: aifkm\_belyaev@mail.ru.

Vitaliy V. Svistov – Candidate of Engineering Sciences, Deputy Director for Science, Russian State Social University, Voronezh Branch, Russian Federation, Voronezh, tel. 8(473) 229-04-29, E-mail: 2297240@mail.ru.

Tatiana V. Trishina – Candidate of Engineering Sciences, Docent, the Dept. of Applied Mechanics, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Russian Federation, Voronezh, tel. 8(473) 253-79-02, E-mail: t.v.trishina@gmail.com.

Date of receipt 11.07.2016

Date of admittance 08.09.2016