

МЕХАНИЗАЦИЯ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ АПК

УДК 631.1

Емельянов А.М., д.т.н., профессор; Щитов С.В., к.т.н., профессор;

Фролова Г.Н., к.т.н., доцент, ДальГАУ

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА МТЗ-82

СО СДВОЕННЫМИ КОЛЕСАМИ

В работе обосновано повышение эффективности использования колесного трактора класса 1,4 при выполнении ранневесенних полевых работ на переувлажненных почвах за счет сдвигания задних колес, увеличения производительности, улучшения тягово-сцепных свойств, снижения техногенного воздействия на почву колесного движителя при криволинейном движении. Математическая модель криволинейного движения машинно-тракторного агрегата представлена системой дифференциальных уравнений второго порядка в частных производных. Достоверность теоретических исследований подтверждена экспериментально. Рассмотренные теоретические зависимости тягово-сцепных свойств машинно-тракторного агрегата от крюковой нагрузки, радиуса поворота находятся в пределах коридора экспериментальных данных.

Колесные тракторы по сравнению с гусеничными обладают большей универсальностью, меньшей металлоемкостью, легче агрегируются с навесными машинами, проще в обслуживании. Срок службы их ходовой части больше, чем у гусеничных тракторов. При транспортных работах колесные тракторы передвигаются по дорогам в общем потоке с автомобилями, так как имеют достаточно высокую скорость движения и не повреждают полотно дороги. В настоящее время мировое тракторостроение характеризуется преимущественным производством колесных тракторов (от 85 до 95%). Универсально-пропашные колесные тракторы класса 1,4 составляют основу тракторного парка России (более 60%). Значительная часть (30...50%) выполняемых ими работ – операции по возделыванию сельскохозяйственных культур. Использование колесных тракторов на ранневесенних работах при переувлажнении почвы ограничено их недостаточными тягово-сцепными свойствами. Для тракторов МТЗ-82 наиболее простым, экономически выгодным направлением повышения тягово-сцепных свойств является установка задних сдвоенных ко-

лес. Применение тракторов МТЗ-82 на сдвоенных колесах в сельскохозяйственном производстве Дальнего Востока позволяет снизить нормальное давление движителя на почву, повысить тягово-сцепные свойства тракторов, увеличить производительность машинно-тракторного агрегата, расширить сферу использования тракторов и сроки их использования на ранневесенних полевых работах, снизить техногенное воздействие на почву.

При изучении криволинейного движения машинно-тракторного агрегата основополагающим является определение поворачивающего момента и момента сопротивления повороту трактора.

Действительный радиус поворота машинно-тракторного агрегата зависит от соотношения поворачивающего момента и момента сопротивления повороту трактора. Чем больше поворачивающий момент M_n и меньше момент сопротивления повороту M_{cn} , тем меньше значение действительного радиуса поворота R_D , и он в идеале стремится к значению геометрического радиуса R_G .

Рассмотрим поворот машинно-тракторного агрегата в составе: трактор МТЗ-82 в агрегате с сельскохозяйственной машиной (рис. 1). Касательная сила тяги заднего моста передается на остов трактора в виде равнодействующей силы P_k , которая направлена вперед вдоль оси трактора. Толкающая сила передается на передний мост и передние колеса.

В пятне контакта управляемых колес с почвой возникают реакции, равнодействующая которых R_k равна толкающей силе P_k и противоположно ей направлена. Каждую из этих сил можно разложить на две составляющие. Составляющая R_f представляет собой силу сопротивления качению колес. Составляющая R_n создает поворачивающий момент трактора вокруг точки O

$$M_n = R_n \cdot L \cdot \cos \alpha. \quad (1)$$

Предельное значение поворачивающей силы R_n^{\max} зависит от физико-механических свойств почвы и сцепных свойств колес трактора

$$R_n^{\max} = G_n \cdot \varphi_k, \quad (2)$$

где G_n – вертикальная нагрузка на переднюю ось трактора, Н;
 φ_k – коэффициент сцепления с почвой.

Таким образом,

$$M_n = G_n \cdot \varphi_k \cdot L \cdot \cos \alpha. \quad (3)$$

Кроме того, на трактор при повороте действуют следующие силы: центробежная сила P_u , которая возникает в результате перемещения остова трактора с некоторой угловой скоростью ω_n вокруг центра поворота O_n ; касательные силы P'_{k3}, P''_{k3} и P'_{k4}, P''_{k4} , соответственно на забегающих и отстающих колесах; усилие на крюке P_{kp} .

Момент силы сопротивления повороту $M_{с.п}$ вокруг точки O

$$M_{с.п} = R_f \cdot L \cdot \sin \alpha + P_u \cdot l_2 \cdot \cos \gamma_u + P_{kp} \cdot l_{kp} \cdot \sin \gamma + (P''_{k3} - P''_{k4}) \cdot \frac{B}{2} + (P'_{k3} - P'_{k4}) \cdot \frac{B_1}{2},$$

где γ_u – угол между направлением действия центробежной силы P_u и линией, проходящей через центр поворота O_n и точку O , град.;

l_2 – расстояние от задней оси до центра тяжести трактора, м;

γ – угол между направлением действия крюковой силы P_{kp} и осевой

линией трактора, град.;

l_{kp} – расстояние от задней оси до сцепного устройства (крюка), м.

Сила сопротивления качению колес зависит от свойств почвы и вертикальной нагрузки на управляемые колеса

$$P_f = G_n \cdot f_k, \quad (5)$$

где f_k – коэффициент сопротивления качению колес по почве.

Под действием продольной составляющей крюковой силы $P_{kp} \cdot \cos \gamma_u$ происходит перераспределение нагрузки по осям трактора. Вертикальная нагрузка на переднюю ось с учетом усилия на крюке

$$G_n = G_n^0 - P_{kp} \frac{h_{kp}}{L}, \quad (5)$$

где G_n^0 – вертикальная нагрузка на переднюю ось без учета крюковой силы, Н; h_{kp} – расстояние от земли до точки прицепа, м.

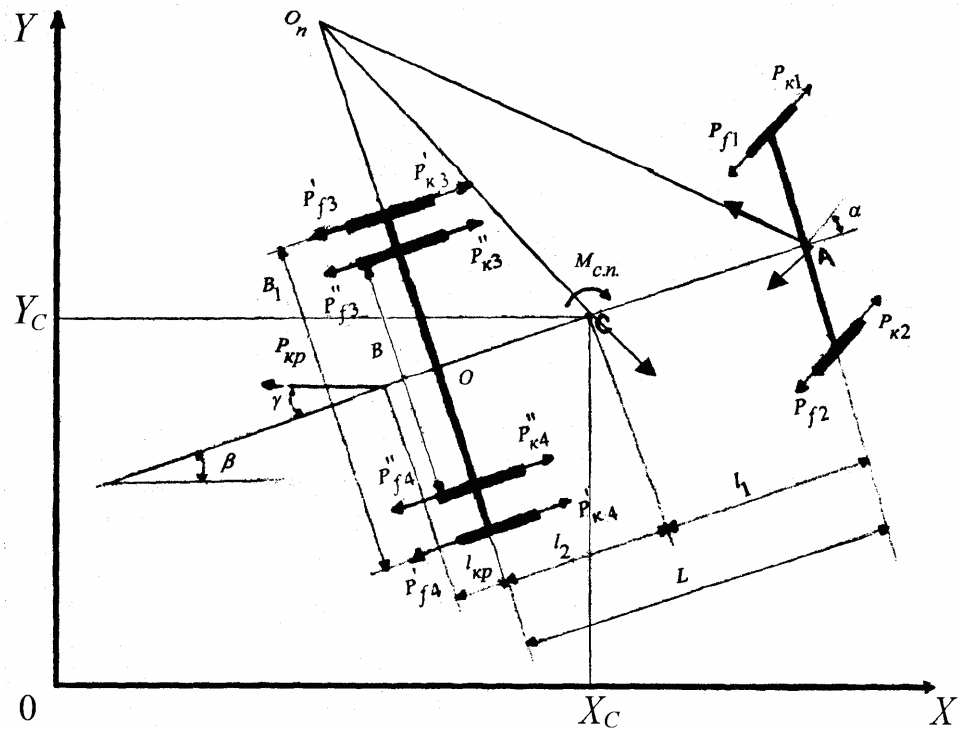


Рис. 1. Схема поворота трактора в прямоугольной системе координат

Крюковая сила P_{kp} догружает заднюю ось

$$G_3 = G_3^0 + P_{kp} \cdot \frac{h_{kp}}{L} + P_{kp} \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (6)$$

где G_3^0 – вертикальная нагрузка на заднюю ось без учета крюковой силы, Н;
 β – угол между горизонталью и линией силы тяги, град.

Таким образом, крюковая сила P_{kp} , догружая задние ведущие колеса, увеличивает тягово-сцепные свойства трактора, но в то же время, разгружая передние управляемые колеса, ухудшает управляемость МТА.

Конечная формула сопротивления повороту машинно-тракторного агрегата имеет вид

$$M_{c.n} = \left(G_n^0 - P_{kp} \cdot \frac{h_{kp}}{L} \right) \cdot f_k \cdot L \cdot \sin \alpha + \frac{G \cdot v^2 \cdot L \cdot l_2 \cdot \operatorname{ctg} \alpha}{g(l_2^2 + L^2 \cdot \operatorname{ctg}^2 \alpha)} + \frac{P_{kp} \cdot L \cdot l_{kp}}{\sqrt{l_{kp}^2 + L^2 \cdot \operatorname{ctg}^2 \alpha}} + (P''_{k3} - P''_{k4}) \cdot \frac{B}{2} + (P'_{k3} - P'_{k4}) \cdot \frac{B_1}{2}. \quad (7)$$

Основными силовыми факторами, влияющими на криволинейное движение, являются сила сопротивления движению колесного движителя, касательная сила тяги, развиваемая движителем.

Известно, что при качении эластичного колеса по деформируемой поверхности затраты мощности на деформацию почвы составляют значительную часть потерь в мощностном балансе колеса. Рассмотрим сопротивление движению, обусловленное деформацией почвы колесом.

На ранневесенних полевых работах происходит полное залипание колес почвой, поэтому правомерно принять допущение – колесо не имеет почвозацепов.

Деформация почвы происходит по вектору абсолютной скорости R (рис.2), если угол между нормалью n и вектором R не превышает угла трения резины о почву. Если это условие не соблюдается, то деформация почвы происходит по направлению угла трения. Расчеты показывают,

что в рассматриваемом случае деформация почвы производится по вектору абсолютной скорости. Расчет сопротивления движению произведен на основе методики, предложенной профессором В.В. Гуськовым с учетом особенностей Дальневосточного региона [1].

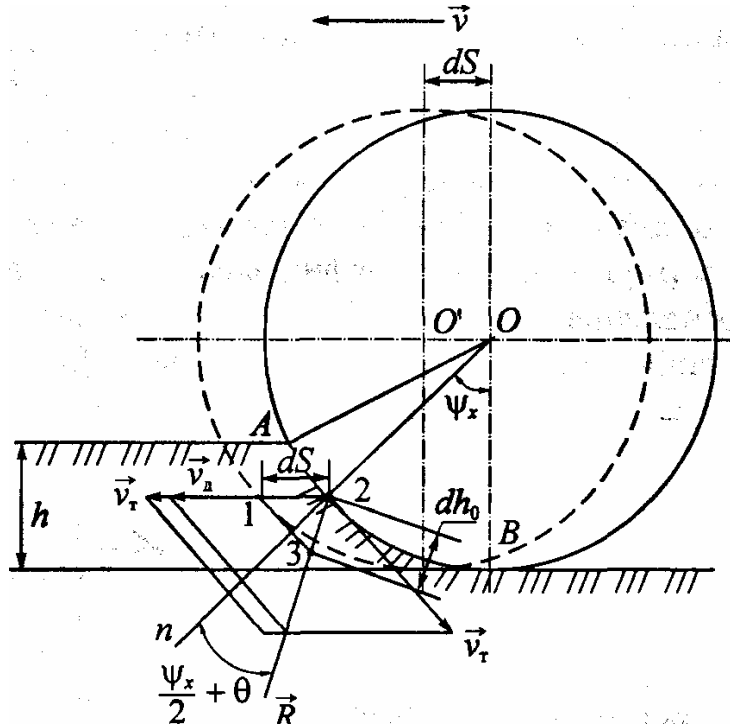


Рис. 2. Схема для расчета сопротивления движению колеса с учетом деформации почвы

При передвижении колеса на элементарном отрезке пути затрачивается элементарная работа на перемещение почвы из точки 2 в точку 3 (рис. 2).

$$dA = R \cdot dh_0, \quad (8)$$

где R - реакция почвы на поверхность контакта колеса с почвой; dh_0 - элементарное перемещение почвы по направлению вектора абсолютной скорости.

Реакция R является суммой элементарных реакций почвы по площади поверхности контакта АВ

$$R = \int_F dR = \int_F q dF, \quad (9)$$

где dR - элементарная реакция почвы, действующая на элементарную площадку dF нормальную к направлению деформации почвы;

q - нормальное давление колеса на почву.

Суммарная реакция почвы, действующая на колесо

$$R = b \int_0^h \int_0^{\psi_x} q \cdot \frac{\cos\left(\frac{\psi_x}{2} + \theta\right)}{\sin \psi_x} d\psi_x \cdot dh. \quad (10)$$

Сила сопротивления движению определяется на основании принципа возможных перемещений [2]

$$P_f dS = R dh_0, \quad P_f = R \frac{dh_0}{dS}. \quad (11)$$

Перемещение почвы по направлению вектора абсолютной скорости связано с перемещением по вертикали соотношением

$$dh_0 = \frac{dh}{\cos\left(\frac{\psi_x}{2} + \theta\right)}.$$

При перемещении колеса на пути dS почва перемещается на величину dh

$$dS = \frac{dh}{\sin \psi_x}$$

Подставляя в формулу (11) значения R , dh , dS , получим

$$P_f = b \int_0^h dh \int_0^{\psi_x} q d\psi_x \quad (12)$$

Подставляя в выражение (12) зависимость $q = f(h)$ [3], получим формулу для определения силы сопротивления движению

$$\begin{aligned} P_f &= b \int_0^h dh \int_0^{\psi} q_0 \frac{h}{k} d\psi_x = \\ &= \frac{bq_0}{k} \int_0^h h dh \int_0^{\psi} d\psi_x = \frac{bq_0}{k} \cdot \frac{h^2}{2} \psi_x \end{aligned} \quad (13)$$

Касательная сила тяги колеса определяется по формуле

где l - длина опорной поверхности колеса;
 b - ширина колеса;
 $h_{зац}$ - высота грунтозацепа;
 τ_{ch} - условное напряжение среза грунта по боковым граням зацепа.

С учетом зависимости $\tau = f(s)$ конечная формула для определения касательной силы тяги

$$\begin{aligned} P_k &= f_{ck} \frac{G_n \cdot \delta}{K_\tau} \cdot l + \\ &= 2 f_{ck} \cdot \varepsilon \cdot \frac{G_n \cdot h_{зац} \cdot l}{K_\tau \cdot t} \end{aligned} \quad (15)$$

где ε - коэффициент бокового давления почвы;
 t - шаг почвозацепов.

Рассмотрим модель криволинейного движения машинно-тракторного агрегата.

Закономерность движения любой машины на плоскости ХОУ можно определить, используя уравнения Лагранжа второго рода [2, 4]

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (16)$$

где T - кинетическая энергия;
 q_i - обобщенные координаты;
 Q_i - обобщенные силы;
 $\dot{}$ - производные от обобщенных координат по времени.

В рассматриваемом случае при криволинейном движении трактора класса 1,4 имеем три обобщенные координаты - переменные x , y и угол β расположения продольной оси трактора относительно оси Ох.

Искомые законы движения

$$P_k = b \begin{cases} k = f_1(t) \\ \tau_x = f_2(t) \\ \beta = f_3(t) \end{cases} \sum \tau_{cp} h_{зац} \quad (14) \quad (17)$$

Система дифференциальных уравнений Лагранжа имеет вид

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial T}{\partial y} = Q_y, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \beta} = Q_\beta. \end{cases} \quad (18)$$

Конечные уравнения Лагранжа второго рода имеют вид

$$\begin{aligned}
 & m \left(\ddot{x} + l_1 \cdot \cos \beta \cdot \ddot{\beta} + l_1 \cdot \sin \beta \cdot \ddot{\beta} \right) = \sum_{i=1}^2 (P_{ki} - P_{fi}) \cdot \cos(\beta + \alpha) + \sum_{i=3}^4 (P'_{ki} - P'_{fi}) \cdot \cos \beta + \\
 & + \sum_{i=3}^4 (P''_{ki} - P''_{fi}) \cdot \cos \beta + \sum_{i=1}^2 P_{\delta i} \cdot \sin(\beta + \alpha) + \sum_{i=3}^4 P_{\delta i} \cdot \sin \beta - P_{kp} \cdot \cos(\beta - \gamma), \\
 & m \left(\ddot{y} + l_1 \cdot \sin \beta \cdot \ddot{\beta} - l_1 \cdot \cos \beta \cdot \ddot{\beta} \right) = \sum_{i=1}^2 (P_{ki} - P_{fi}) \cdot \sin(\beta + \alpha) + \sum_{i=3}^4 (P'_{ki} - P'_{fi}) \cdot \sin \beta + \\
 & + \sum_{i=3}^4 (P''_{ki} - P''_{fi}) \cdot \sin \beta - \sum_{i=1}^2 P_{\delta i} \cdot \cos(\beta + \alpha) - \sum_{i=3}^4 P_{\delta i} \cdot \cos \beta + P_{kp} \cdot \sin(\beta - \gamma), \\
 & m \left(\ddot{x} + l_1 \cdot \cos \beta \cdot \ddot{\beta} + l_1 \cdot \sin \beta \cdot \ddot{\beta} \right) \cdot l_1 \cdot \sin \beta + \left(\dot{x} + l_1 \cdot \sin \beta \cdot \dot{\beta} \right) l_1 \cos \beta \cdot \left(\dot{\beta} - \left(\dot{\beta} \right)^2 \right) + \\
 & + m \left(\ddot{y} + l_1 \cdot \sin \beta \cdot \ddot{\beta} - l_1 \cdot \cos \beta \cdot \ddot{\beta} \right) \cdot (-l_1 \cdot \cos \beta) + \left(\dot{y} - l_1 \cdot \cos \beta \cdot \dot{\beta} \right) \cdot l_1 \sin \beta \cdot \left(\dot{\beta} - \left(\dot{\beta} \right)^2 \right) + \\
 & + I \cdot \ddot{\beta} = \sum_{i=1}^2 l_1 \cdot (P_{ki} - P_{fi}) \cdot \sin \alpha - \sum_{i=1}^2 l_1 \cdot P_{\delta i} \cdot \cos \alpha - \sum_{i=3}^4 (P'_{ki} - P'_{fi}) \cdot \frac{B_1}{2} - \\
 & - \sum_{i=3}^4 (P''_{ki} - P''_{fi}) \cdot \frac{B}{2} - \sum_{i=3}^4 l_2 \cdot P_{\delta i} - (l_{kp} + l_2) \cdot P_{kp} \cdot \sin \gamma - M_{cn}.
 \end{aligned} \tag{19}$$

Система уравнений (19) позволяет описать закономерности движения машинно-тракторного агрегата в общем виде. Эти уравнения представляют собой систему трех дифференциальных уравнений второго порядка с тремя неизвестными. Данная система позволяет оценить влияние сдвоенных колес на радиус поворота трактора.

Влияние крюкового усилия на радиус поворота трактора МТЗ-82 при разных скоростях движения отображено на рисунках 3...5.

Анализ графических зависимостей $R = f(P_{kp})$ показывает, что радиус поворота трактора находится в прямо пропорциональной зависимости от крюкового усилия. На рисунках 3...5 приведены зависимости $R = f(P_{kp})$ при скоростях движения трактора 2,0; 2,5; 3,0 м/с. С увеличением нагрузки радиус поворота трактора увеличивается как для трактора с одинарными колесами, так и для трактора со сдвоенными колесами. С увеличением скорости движения трактора ана-

логичным образом изменяется радиус поворота.

Аналитические зависимости $R = f(P_{kp})$ находятся в пределах доверительного коридора экспериментальных зависимостей. Это указывает на достаточную достоверность теоретических исследований, проведенных с использованием дифференциальных уравнений Лагранжа второго рода.

Тяговая характеристика трактора МТЗ-82 на одинарных и сдвоенных колесах приведена на рисунке 6. Установка на трактор МТЗ-82 задних сдвоенных колес позволяет повысить тягово-сцепные свойства. Номинальная тяговая мощность трактора на сдвоенных колесах – 3,4 кВт при крюковом усилии 10,8 кН, номинальная тяговая мощность трактора на одинарных колесах – 2,9 кВт при крюковом усилии 9,6 кН. Соответственно буксование трактора на сдвоенных колесах – 5%, для трактора на одинарных колесах – 10%, то есть буксование уменьшается в два раза.

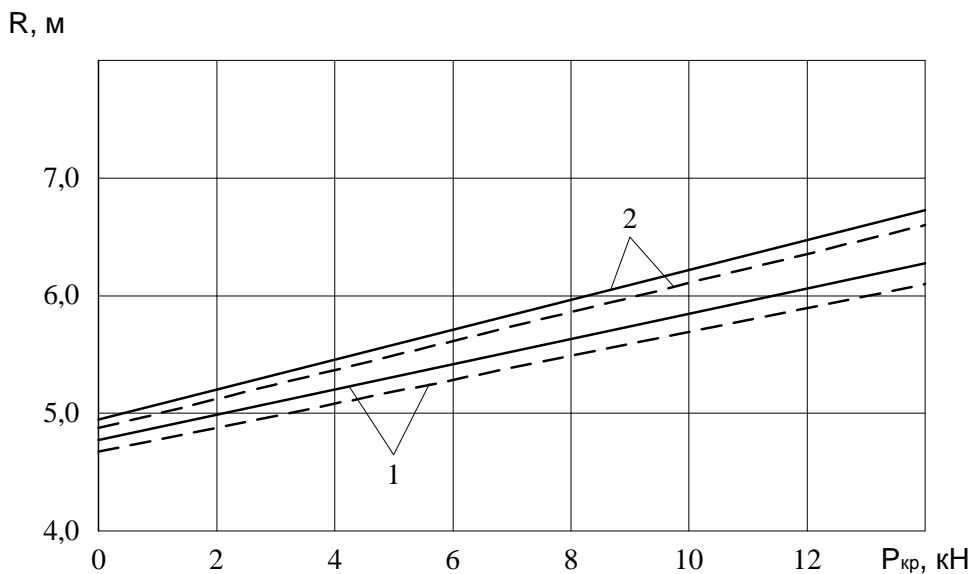


Рис. 3. Зависимость радиуса поворота трактора от крутящей нагрузки (скорость движения 2,0 м/с):
 1 – одинарные колеса, 2 – двойные колеса
 ————— экспериментальная зависимость,
 - - - - - теоретическая зависимость.

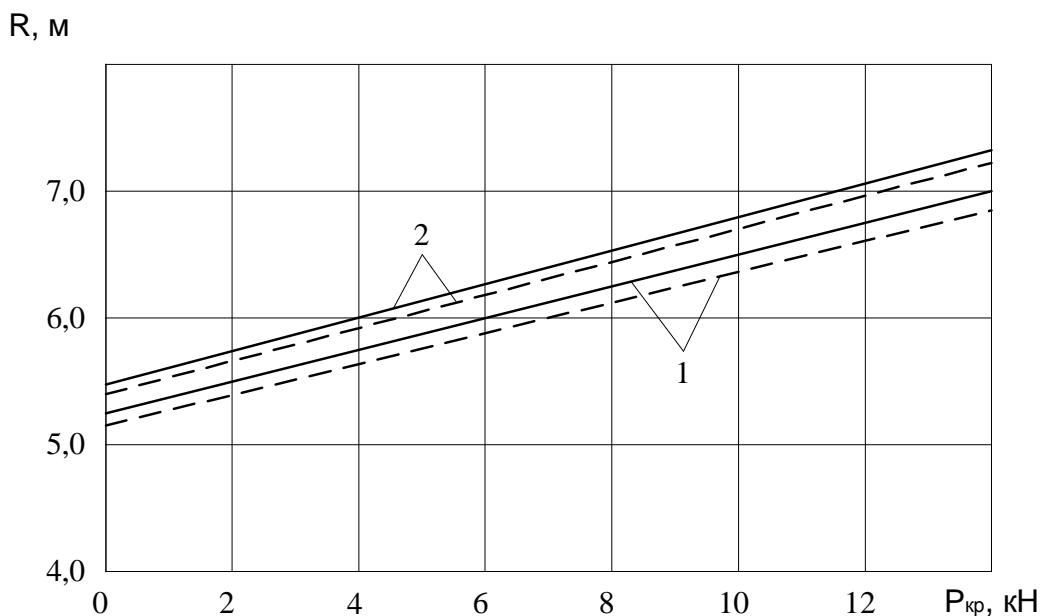


Рис. 4. Зависимость радиуса поворота трактора от крутящей нагрузки (скорость движения 2,5 м/с):
 1 – одинарные колеса, 2 – двойные колеса
 ————— экспериментальная зависимость,
 - - - - - теоретическая зависимость.

Для определения эксплуатационных показателей работы проведены сравнительные хозяйственные испытания ма-

шинно-тракторных агрегатов в составе трактор МТЗ-82 на двойных колесах с луцильником ЛДГ-5А, серийного трактора МТЗ-82 с луцильником ЛДГ-5А.

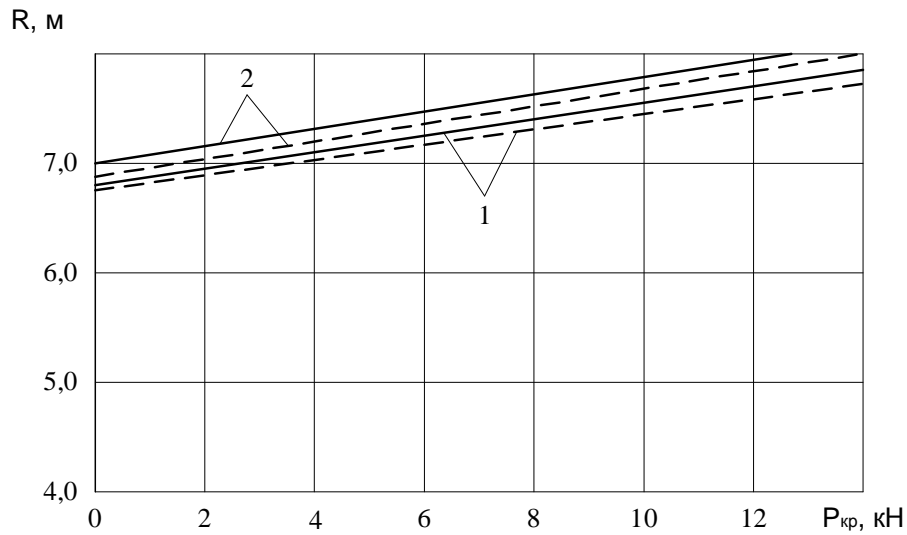


Рис. 5. Зависимость радиуса поворота трактора от крюковой нагрузки (скорость движения 3,0 м/с)

1 – одинарные колеса, 2 – сдвоенные колеса
 — экспериментальная зависимость,
 - - - теоретическая зависимость

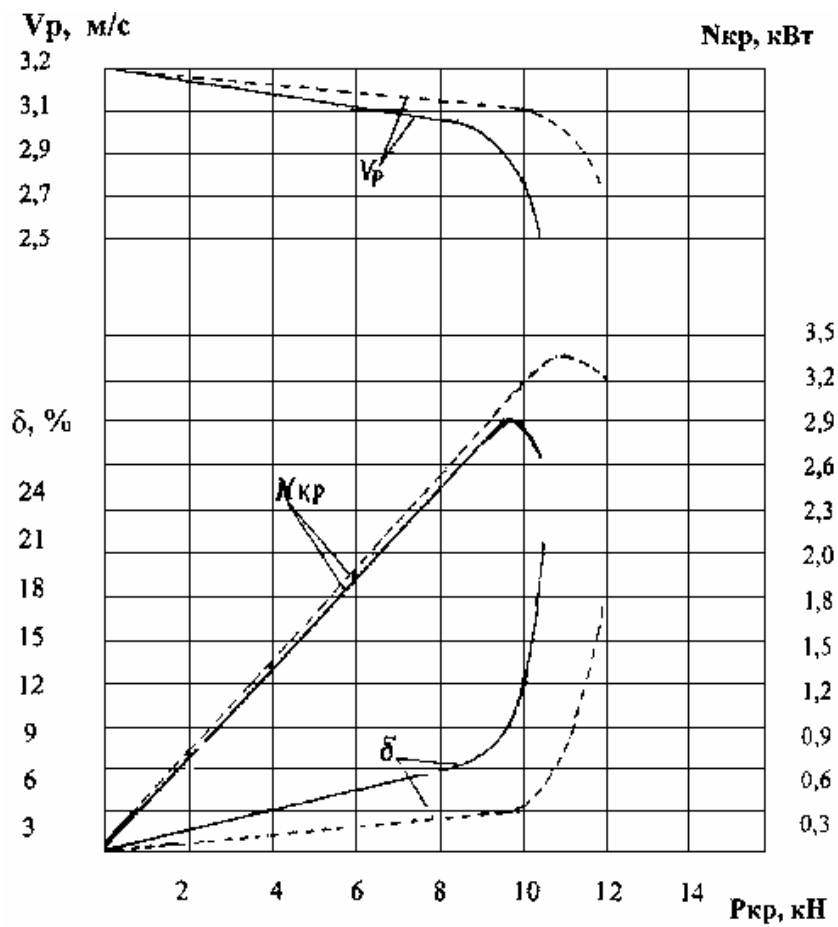


Рис. 6. Тяговая характеристика трактора МТЗ-82

— Одинарные колеса,
 Сдвоенные колеса

Результаты сравнительных хозяйственных испытаний

Показатели		Состав МТА (МТЗ-82 + ЛДГ-5А)	
		Серийный	Экспериментальный
Длина гона, м		950	950
Ширина захвата	конструктивная, м	5,0	5,0
	рабочая, м	4,86	4,86
Скорость движения, м/с		2,47	3,01
Производительность	за час времени движения, га/ч	1,96	2,12
	за час основного рабочего времени, га/ч	2,11	2,53
Коэффициент использования времени движения		0,87	0,83
Коэффициент использования времени смены		0,84	0,81
Расход топлива на единицу обработанной площади, кг/га		4,4	4,03

Анализ результатов испытаний показывает, что постановка сдвоенных колес на трактор позволяет повысить производительность на 12%, расход топлива на единицу обработанной площади на 11%.

Экономическая эффективность выполненных исследований проведена по методике энергетического анализа технологических процессов в сельскохозяйственном производстве, разработанной сотрудниками ВИМ, ЦНИИМЭСХ, ВИЭСХ. Использование трактора МТЗ-82 на сдвоенных колесах в агрегате с луцильником ЛДГ-5А по сравнению с серийным

машинно-тракторным агрегатом приводит к экономии 30,38 МДж/га.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гуськов, В.В. Тракторы: теория. Часть II / В.В. Гуськов. – Минск. Высшая школа, 1977. – 384 с.
2. Тарг, С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг. – М.: Высшая школа, 1986. – 416 с.
3. Емельянов, А.М. Особенности взаимодействия гусеничного движителя уборочных машин с переувлажненными почвами Дальнего Востока / А.М. Емельянов. – Благовещенск: ДальГАУ, 2000. – 215с.
4. Яблонский, А.А. Курс теоретической механики. Часть II. Динамика / А.А. Яблонский. – М.: Высшая школа, 1966. – 441 с.