

В информационном поле предприятия определяем границы изменения каждой переменной с учетом опыта работы предприятия, а также полученных для отрасли оптимальных значений структуры работников. На следующем этапе находим методом крутого восхождения оптимальное значение каждой переменной, при котором достигается точка оптимума величины функции $U = f(X_i)$.

Оптимальное значение функции $U = f(X_i) = 2,52$ млн руб./чел. достигается при следующих значениях переменных: $X_1 = 1\%$; $X_2 = 13$; $X_3 = 4$; $X_4 = 15$; $X_5 = 67\%$.

Таким образом, значение показателя эффективности работы отдельного предприятия превысило максимальное среднеотраслевое значение благодаря тому, что каждое предприятие лучше может определить резервы повышения эффективности своей работы, что отражается на значениях границ изменения переменных, входящих в модель оптимизации.

Полученный результат не может служить единственным аргументом для принятия решения о плановых значениях состава персонала, поскольку учитывает только один фактор – прибыль от перевозок. Однако при планировании состава и потребности в персонале он должен учитываться, поскольку отражает среднеотраслевую структуру предприятий, достигших наилучших экономических результатов от выполнения перевозок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мескон М. Х., Альберт М., Хедоури Ф. Основы менеджмента / Пер. с англ. – М.: Дело, 1992. – 702 с.
2. Самыгин С. И., Столяренко Л. Д. Менеджмент персонала. – Ростов н/Д.: Изд-во «Феникс», 1997. – 480 с.
3. Беляцкий Н. П. и др. Управление персоналом: Учеб. пособие / Н. П. Беляцкий, С. Е. Велеско, П. Ройш. – Мн.: Интерпрессервис, Экоперспектива, 2003. – 352 с.
4. Беляцкий Н. П., Ройш П. Управление человеческими ресурсами: Учеб. пособие для слушателей программы МВА. – Мн.: Изд. центр БГУ, 2003. – 280 с.

УДК 629.114.2

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПОВОРАЧИВАЕМОСТИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА С РЕЗИНОАРМИРОВАННОЙ ГУСЕНИЦЕЙ НА ДЕФОРМИРУЕМОМ ОСНОВАНИИ ПРИ КИНЕМАТИЧЕСКОМ СПОСОБЕ УПРАВЛЕНИЯ

Канд. техн. наук ЖДАНОВИЧ Ч. И., инж. РАВИНО В. В.

Белорусский национальный технический университет

Для выполнения поворота на гусеничных тракторах в настоящее время используются два способа формирования поворачивающего момента: силовой и кинематический. При силовом способе управления поворот трактора обеспечивается изменением сил тяги гусениц. Основные исследования и разработанные математические модели ориентировались, как правило, на силовой способ поворота [1, 2]. При кинематическом способе управления криволинейным движением силы тяги формируются вследствие изменения скоростей вращения ведущих колес гусениц. Такой способ поворота гусеничной машины рассмотрен в [3], но в статье не учитываются деформируемость почвы и гусеницы. В настоящее время многие фирмы выпускают тракторы, оснащенные резиноармированными гусеницами. Основные процессы

гусеничный сельскохозяйственный трактор выполняет на почве. В связи с чем учет деформируемости гусеницы и почвы является обязательным условием при составлении расчетной модели.

Цель работы – разработка математической модели поворачиваемости гусеничного трактора с деформируемой гусеницей при движении по деформируемому основанию при кинематическом способе поворота. Управляющим воздействием являются скорости движения гусениц относительно корпуса трактора. Расчетная схема криволинейного движения трактора при любом способе поворота выглядит одинаково и приведена на рис. 1 [1].

Определим силы и моменты, представленные на рис. 1. Составляющие сил и моментов гусениц главного вектора сил трения выражаются зависимостями [4]:

$$F_{xi} = \int_{-0,5b}^{0,5b} \int_{0,5L}^{0,5L} f_{sk} q_i \left(1 + \frac{f_{pr}}{\operatorname{ch} \frac{\Delta x_{mi} - \Delta x_{gi}}{k_\tau}} \right) \operatorname{th} \frac{\Delta x_{mi} - \Delta x_{gi}}{k_\tau} dx dy; \quad (1)$$

$$F_{yi} = \int_{-0,5b}^{0,5b} \int_{0,5L}^{0,5L} f_{sk} q_i \left(1 + \frac{f_{pr}}{\operatorname{ch} \frac{\Delta y_{mi} - \Delta y_{gi}}{k_\tau}} \right) \operatorname{th} \frac{\Delta y_{mi} - \Delta y_{gi}}{k_\tau} dx dy; \quad (2)$$

$$M_{0i} = \int_{-0,5b}^{0,5b} \int_{0,5L}^{0,5L} f_{sk} q_i \left(1 + \frac{f_{pr}}{\operatorname{ch} \frac{\Delta x_{mi} - \Delta x_{gi}}{k_\tau}} \right) \operatorname{th} \frac{\Delta x_{mi} - \Delta x_{gi}}{k_\tau} (y - e_y \operatorname{sign}(e_y)) - f_{sk} q_i \left(1 + \frac{f_{pr}}{\operatorname{ch} \frac{\Delta y_{mi} - \Delta y_{gi}}{k_\tau}} \right) \operatorname{th} \frac{\Delta y_{mi} - \Delta y_{gi}}{k_\tau} (e_{xi} - x) dx dy, \quad (3)$$

где $i = 1, 2$ – индексы, здесь и далее соответствующие отстающей и забегающей гусеницам; L – длина опорной поверхности; B – колея трактора; k_τ – коэффициент деформации; f_{pr} – приведенный коэффициент трения; f_{sk} – коэффициент скольжения; q_i – давление гусеницы на почву; Δx_{mi} , Δy_{mi} – составляющие суммарной деформации почвы и гусеницы (равной деформации почвы при абсолютно жесткой гусенице); Δx_{gi} , Δy_{gi} – составляющие деформации гусеницы.

$$\Delta x_{mi} = \frac{\omega}{2v_i} \left[(0,5L - e_y \operatorname{sign}(e_y))^2 - (y - e_y \operatorname{sign}(e_y))^2 \right]; \quad (4)$$

$$\Delta y_{mi} = \frac{\omega}{v_i} (e_{xi} - x)(0,5L - y); \quad (5)$$

$$\Delta x_{gi} = \frac{f_{sk} q_i}{c_x} \left(1 + \frac{f_{pr}}{\operatorname{ch} \frac{\Delta x_{mi} - \Delta x_{gi}}{k_\tau}} \right) \operatorname{th} \frac{\Delta x_{mi} - \Delta x_{gi}}{k_\tau}; \quad (6)$$

$$\Delta y_{gi} = \frac{f_{sk} q_i}{c_y} \left(1 + \frac{f_{pr}}{\operatorname{ch} \frac{\Delta y_{mi} - \Delta y_{gi}}{k_\tau}} \right) \operatorname{th} \frac{\Delta y_{mi} - \Delta y_{gi}}{k_\tau}, \quad (7)$$

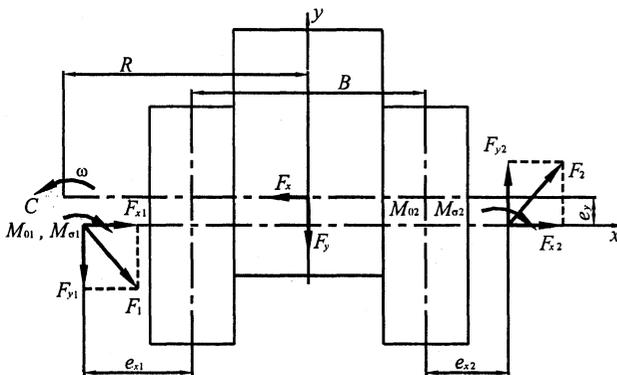


Рис. 1

Суммарные деформации почвы и гусеницы Δx_{mi} , Δy_{mi} и составляющие деформации гусеницы Δx_{gi} , Δy_{gi} определяются по системе уравнений [4]:

где c_x , c_y – жесткость гусеницы в поперечном и продольном направлениях соответственно (для традиционного металлгусеничного движителя жесткость следует принять равной бесконечности); ω – угловая скорость поворота; v_i – скорость гусеницы относительно корпуса.

Момент сил, действующих на кромку гусеницы, определяется отдельно для участка гусеницы до и после полюса поворота и рассчитывается на основании выражения для элементарного момента сил

$$dM_{\sigma_{xi}} = y\sigma_i h(y)_i dy - 0,5bf'|\sigma_i| h(y)_i dy, \quad (8)$$

где f' – коэффициент трения кромки гусеницы о почву; $h(y)_i$ – глубина колеи в данной точке под опорной поверхностью гусеницы; σ_i – напряжение на площадке кромок, определяется по зависимости В. В. Кацыгина [5], преобразованной с учетом деформируемости гусеницы к формуле [4]:

$$\sigma_i = \sigma_0 \operatorname{th} \frac{k(\Delta x_{mbi} - \Delta x_{gbi})}{\sigma_0}, \quad (9)$$

где σ_0 – максимальное напряжение на площадке, соответствующее нарушению прочности деформируемой почвы; k – коэффициент объемного смятия почвы; Δx_{mbi} – суммарная деформация почвы и боковых кромок гусеницы; Δx_{gbi} – деформация боковых кромок гусеницы.

Суммарная деформация почвы и боковых кромок гусеницы Δx_{mbi} и деформация боковых кромок гусеницы Δx_{gbi} определяются по системе уравнений, полученных из зависимостей [4]:

$$\Delta x_{mbi} = \pm \frac{\omega(y - e_y \operatorname{sign}(e_y))^2}{2v_i}; \quad (10)$$

$$c_x \Delta x_{gbi} = \sigma_0 \operatorname{th} \frac{k(\Delta x_{mbi} - \Delta x_{xbi})}{\sigma_0}. \quad (11)$$

В формулы (4), (5), (10), (11), используемые для расчета сил и моментов, действующих на трактор при повороте, входят скорости движения гусениц. Поскольку эти величины являются управляющим воздействием и оказывают непосредственное влияние на характеристики поворота, такие как буксования движителей и радиус поворота, это необходимо учесть соответствующими уравнениями связи следующего вида:

$$v_1(1 - \delta_1)(R + 0,5B) = v_2(1 - \delta_2)(R - 0,5B); \quad (12)$$

$$\delta_1 v_1(e_{x1} + e_{x2} + B) = e_{x1}(v_2 - v_1), \quad (13)$$

где e_{xi} – эксцентриситеты полюса поворота; v_1 , v_2 – теоретические скорости отстающей и забегающей гусениц; R – радиус поворота; B – колея трактора; δ_1 , δ_2 – буксования отстающей и забегающей гусениц.

В итоге система уравнений для описания поворачиваемости трактора при кинематиче-

ском способе поворота выглядит следующим образом:

$$F_{x1} + F_{x2} - F_x = 0;$$

$$F_{y2} - F_{y1} - F_y = 0;$$

$$F_{y2}(R + 0,5B + e_{x2}) - F_{y1}(R - 0,5B - e_{x1}) - F_y R + e_y(F_{x1} + F_{x2}) - (M_{01} + M_{02} + M_{\sigma_1} + M_{\sigma_2} + M_{xy}) = 0;$$

$$v_1(1 - \delta_1)(R + 0,5B) = v_2(1 - \delta_2)(R - 0,5B); \quad (14)$$

$$\delta_1 v_1(e_{x1} + e_{x2} + B) = e_{x1}(v_2 - v_1);$$

$$\delta_2 v_2(e_{x1} + e_{x2} + B) = e_{x2}(v_2 - v_1).$$

Методика расчета поворачиваемости гусеничного трактора заключается в решении (14) с учетом зависимостей (1)...(11). В результате определяются: e_{x1} , e_{x2} – поперечные эксцентриситеты полюса поворота; e_y – продольный эксцентриситет полюса поворота; R – радиус поворота; δ_1 , δ_2 – буксования отстающей и забегающей гусениц. Решение системы уравнений осуществляется численными методами на ЭВМ.

Для силового способа поворота трактора последние три уравнения системы (14) следует опустить, так как эти величины – не исходные данные, а формируются вследствие изменения сил тяги на гусеницах. Методика расчета представлена в [6].

Исходными данными для проведения расчетов являются: почвенный фон, по которому движется трактор, задаваемый приведенным коэффициентом трения f_{pr} , коэффициентом скольжения f_{sk} , максимальным напряжением на площадке, соответствующим нарушению прочности деформируемой почвы σ_0 и коэффициентом объемного смятия почвы k , конструктивные параметры трактора в целом и его ходовой части. В качестве изменяемых параметров выступают скорости движения гусениц трактора (кинематический способ поворота) и величина нагрузки на крюке. В результате проведения расчетов получаются зависимости радиуса поворота трактора и буксования движителей от разности скоростей гусениц, а также зависимости сил тяги на гусеницах и минимально возможного радиуса поворота от нагрузки на крюке.

Для экспериментальной проверки разработанной методики и правомерности принятых

при ее построении допущений проведены испытания трактора «Беларус 1802» с резиногусеничным движителем, оснащенного гидрообъемным механизмом поворота, обеспечивающим дифференциальную связь между ведущими колесами гусеничного движителя и позволяющими реализовать принцип непрерывного кинематического регулирования кривизны траектории движения. На рис. 2 представлены теоретическая и экспериментальная зависимости (с доверительной вероятностью 0,95) радиуса поворота от скорости движения трактора при разности скоростей гусениц, равной 5,33 км/ч. Как видно из представленных результатов, расчетная кривая полностью находится в границах доверительного интервала.

На рис. 3...4 приведены кривые, отражающие зависимости радиуса поворота, а также буксования отстающей и забегающей гусениц от разности скоростей на гусеницах при движе-

нии с различными скоростями и разной крюковой нагрузкой, на рис. 5 – зависимость сил тяги на гусеницах и радиуса поворота от нагрузки на крюке.

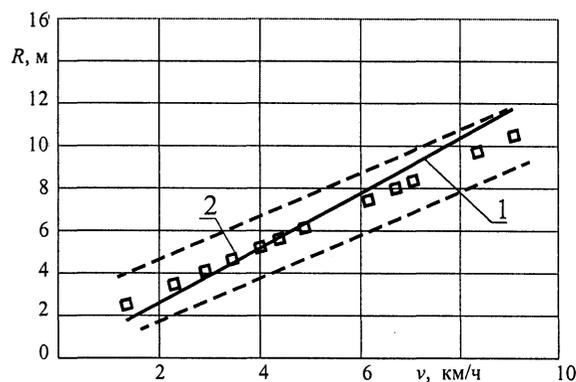


Рис. 2. Теоретическая (1) и экспериментальная (2) зависимости радиуса поворота от скорости движения трактора «Беларус 1802»

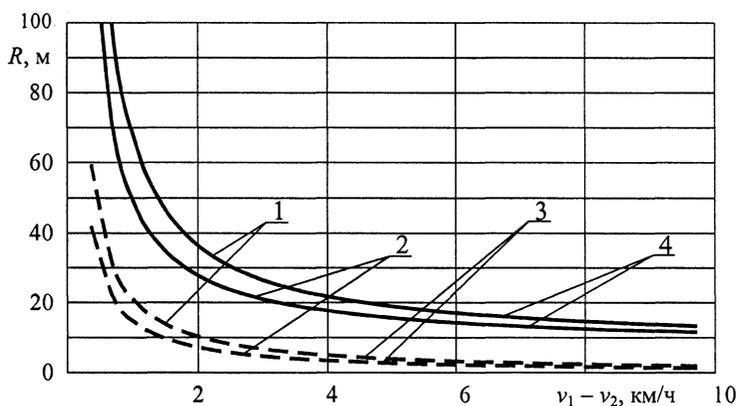


Рис. 3. Зависимость радиуса поворота от разности скоростей гусениц при движении со скоростью 7 (кривые 2) и 10 км/ч (кривые 1) с крюковой нагрузкой, равной 0 (кривые 3) и 40 кН (кривые 4)

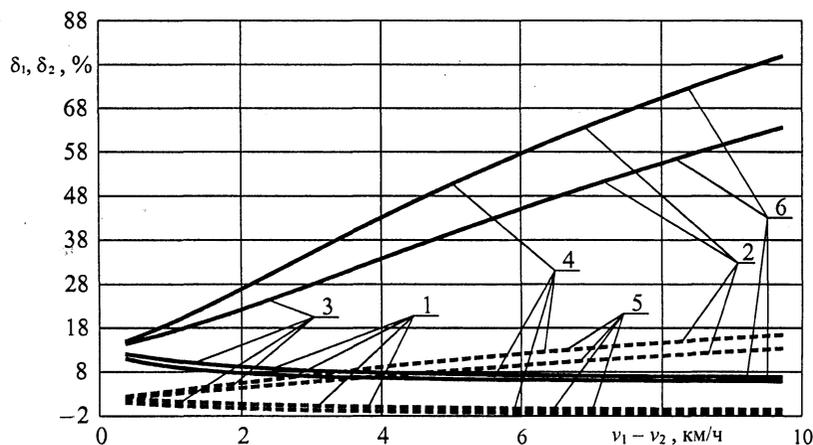


Рис. 4. Зависимость буксований отстающей (1) и забегающей (2) гусениц от разности скоростей гусениц при движении со скоростью 7 (кривая 3) и 10 км/ч (кривая 4) с крюковой нагрузкой, равной 0 (кривые 5) и 40 кН (кривые 6)

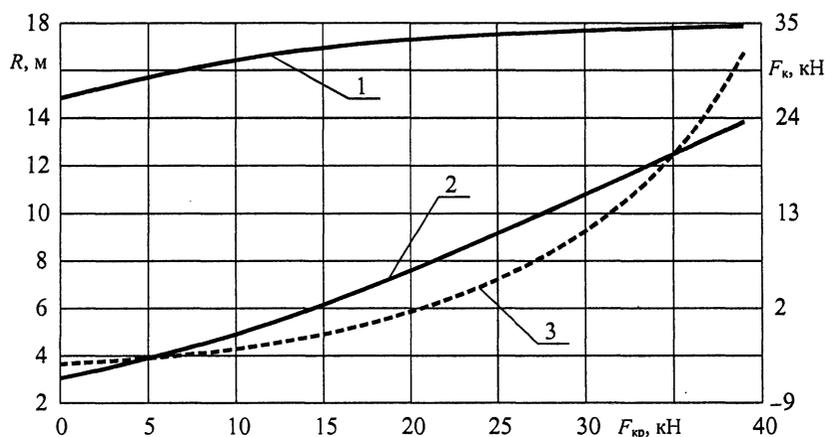


Рис. 5. Зависимость сил тяги на отстающей (2), забегающей (1) гусеницах и радиуса поворота (3) от нагрузки на крюке при движении с разностью скоростей на гусеницах 5,33 км/ч

Таким образом, разработаны математическая модель и методика расчета поворачиваемости трактора с резиногусеничным двигателем на деформируемом основании при кинематическом способе управления. Их достоверность подтверждена экспериментально. Предложенная методика может быть использована для выбора параметров ходовой системы и механизма поворота гусеничного трактора на стадии проектирования по критерию поворачиваемости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Опейко Ф. А. Колесный и гусеничный ход / Ин-т механизации и электрификации с.-х. — Мн.: Изд-во Акад. с.-х. наук БССР, 1960. — 228 с.
2. Давыдик И. И. Взаимодействие гусеницы с опорной поверхностью при повороте гусеничного самохода // Технология торфяного производства и торфяные машины: Сб. ст. / БПИ — Мн., 1974. — Вып. 3. — С. 109–123.
3. Красеньков В. И., Егоркин В. В., Харитонов С. А. Математические модели криволинейного движения транспортной гусеничной машины по недеформируемому основанию // Изв. вузов. Машиностроение. — 1984. — № 5. — С. 81–85.
4. Żdanowicz Cz., Rawino W., Jaklinski L. Wplyw twardosci gasienicz gumowej na parametrz krzywoliniowego ruchu ciagnika // Materiały VII Międzynarodowego sympozjum «Inżynieria systemów bioagrotechnicznych». — Plock, 2001. — S. 310–318.
5. Кацыгин В. В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин и орудий // Вопр. с.-х. мех. — Мн.: Ураджай, 1964. — Т. 13. — С. 5–147.
6. Жданович Ч. И., Бойков В. П., Равино В. В. Методика расчета проходимости трактора с резиногусеничным двигателем на повороте // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2003. — № 12. — С. 15–17.