

Рис. 1. Зависимость замедления трактора Т-150К от давления в тормозных камерах, передаточного числа трансмиссии и тормозного момента двигателя: 1, 2 – совместное торможение при  $M_{м.т} = 0,55 \text{ кН}\cdot\text{м}$ ; 3, 4 – совместное торможение при  $M_{м.т} = 0,15 \text{ кН}\cdot\text{м}$ ; 5 – торможение рабочими тормозами

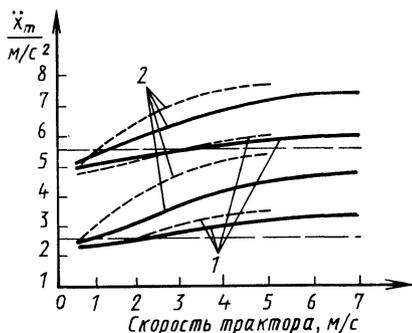


Рис. 2. Зависимость замедления трактора Т-150К от скорости движения при совместном торможении на принудительном холостом ходу двигателя (1) и с перекрытием выпускных коллекторов заслонками (2): — — — — — совместное торможение на VII передаче ( $i_{тр} = 17,6$ ); - - - - - совместное торможение на V передаче ( $i_{тр} = 25,7$ ); — · — · — · торможение рабочими тормозами

Снижение степени использования рабочих тормозов, или увеличение тормозного момента двигателя, приводит к уменьшению предельной скорости движения трактора, при которой целесообразно совместное торможение. Повышение передаточного числа трансмиссии способствует некоторому увеличению замедления трактора, особенно при совместном торможении с перекрытием выпускных коллекторов двигателя заслонками. Таким образом, путем регулирования тормозного момента двигателя и тормозных сил рабочей тормозной системы можно повышать предел интенсивности совместного торможения и снижать предельную скорость движения трактора, при которой целесообразно совместное торможение.

УДК 629.114.2

В.П. БОЙКОВ, канд.техн.наук,  
М.А. ЛЕВИН, канд.техн.наук (БПИ)

### ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСНОГО ДВИЖИТЕЛЯ С ОСНОВАНИЕМ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИМСЯ УПРУГОВЯЗКОПЛАСТИЧЕСКИМИ СВОЙСТВАМИ

Предложено несколько подходов и моделей, позволяющих анализировать процесс взаимодействия эластичного колеса с почвой [1...4]. Однако математическое описание поведения столь неоднородного материала, как почва, при динамическом приложении нагрузки представляется неразрешимой задачей.

К этому следует добавить и отсутствие в литературе систематизированных экспериментальных исследований "сельскохозяйственных" почвогрунтов, их характеристик. Поэтому инженерная реализация модели системы "двигатель—почва" основывается на несколько упрощенном подходе, определяемом существующей базой экспериментальных данных. При этом модель должна все же с достаточной точностью воспроизводить кинематические и силовые характеристики процесса качения колеса.

Предлагаемая ниже модель развивает подход, описанный в [4]. В реологическую модель основания введен структурный элемент "сухого трения", который позволяет учесть возможные остаточные деформации почвы и связанное с этим явлением колееобразование.

Модель почвогрунтового основания (рис. 1) состоит из двух элементов  $D$  и  $E$ . Элемент  $D$  поверхности основания имеет приведенную эффективную массу  $m$  на единицу длины области контакта (все механические характеристики определяются здесь на единицу длины области контакта колеса). Элемент  $E$  — "безмассовый" и имитирует "сухое трение" с характерными остаточными перемещениями (деформациями).

Пружина 1 имитирует горизонтальную жесткость основания  $C_{10}$ , а пружина 2 — вертикальную его жесткость  $C_{30}$ . Абсолютное перемещение (деформация) элемента  $D$  поверхности основания по горизонтали —  $\rho_1$ , а по вертикали —  $\rho_3$ . Пружина 3 имитирует тангенциальную жесткость колеса на единицу длины его периферии ( $C_1$ ), а пружина 4 — радиальную его жесткость ( $C_3$ ), деформации их равны соответственно  $\lambda_1$  и  $\lambda_3$ . Экваториальная линия колеса до деформации обозначена цифрой 5. Вязкие свойства основания учитываются дополнительным структурным элементом б.

Перемещение (деформация)  $\rho_0$  элемента  $E$  по вертикали отлично от нуля только в том случае, если в некоторый момент времени со стороны пружины 2 подействует сила  $C_{30}(\rho_3 - \rho_0)$ , равная предельному значению величины  $\sigma = \sigma(\rho_0)$ . В первом приближении можно принять

$$\sigma = \sigma_0 + \sigma_1 \rho_0 + \sigma_2 \rho_0^2. \quad (1)$$

Если учесть также и силу вязкого сопротивления  $\mu \dot{\rho}_3$ , то вертикальная  $q_z$  и горизонтальная  $q_x$  силы на участке области контакта единичной длины, действующие со стороны колеса на грунтовое основание,

$$q_z = m \ddot{\rho}_3 + C_{30}(\rho_3 - \rho_0) + \mu \dot{\rho}_3; \quad q_x = C_{10} \rho_1. \quad (2)$$

Из формул (2) следует, что наиболее существенными в образовании колеи являются инерция, вязкость, упругость и остаточные деформации грунта в вертикальном направлении.

В области контакта колеса с основанием при небольших продольных силах наблюдаются в общем случае три характерные зоны (рис. 2).

В зоне I имеют место только упругие деформации и выполняются условия

$$C_{30} \rho_3 < \sigma_0, \quad \rho_0 = 0. \quad (3)$$

На границе зон I и II  $C_{30} \rho_3 = \sigma_0$ .

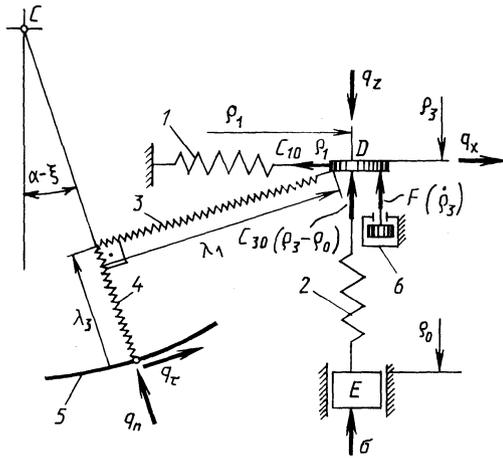


Рис. 1. Модель деформируемого основания и колеса с шиной

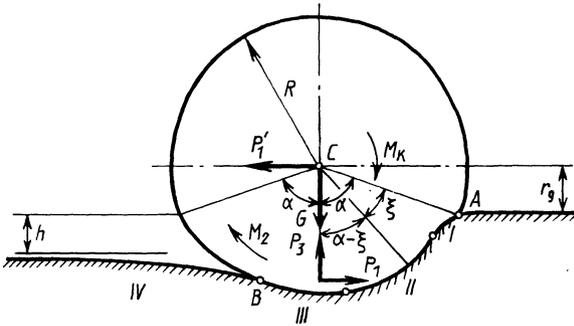


Рис. 2. Схема сил, действующих на колесо с шиной, и его деформаций

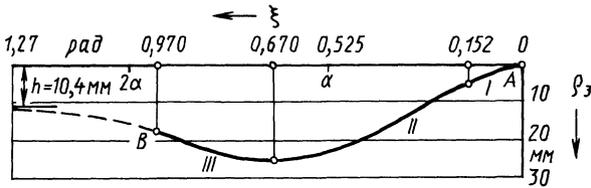


Рис. 3. Вертикальные деформации почвогрунтового основания в области контакта с колесом:

$G = 8 \text{ кН}$ ;  $v = 3 \text{ м/с}$ ;  $r_k = 0,42 \text{ м}$ ;  $C_1 = 1670 \text{ кН/м}^2$ ;  $C_3 = 708 \text{ кН/м}^2$ ;  $C_{10} = C_{30} = 1670 \text{ кН/м}^2$ ;  $R = 0,439 \text{ м}$ ;  $m = 10 \text{ кг/м}$ ;  $F = \mu \dot{\rho}_3$ ;  $\mu = 35 \text{ кПа} \cdot \text{с}$ ;  $\sigma_0 = 8 \text{ кН/м}$ ;  $\sigma_1 = 400 \text{ кН/м}^2$ ;  $\sigma_2 = 10^5 \text{ кН/м}^3$ ;  $h = 10,4 \text{ мм}$

В зоне II возникают остаточные деформации, причем в каждой точке выполняется условие

$$C_{3_0} (\rho_3 - \rho_0) = \sigma_0 + \sigma_1 \rho_0 + \sigma_2 \rho_0^2. \quad (4)$$

На границе зон II и III элемент  $E$  не перемещается ( $\dot{\rho}_0 = 0, \dot{\rho}_3 = 0$ ). На этой границе глубина колеи  $h = \rho_0$ .

В зоне III происходит уменьшение упругих деформаций при  $\rho_0 = \text{const}$ , а за границей области контакта  $B$  в области IV они постепенно полностью исчезают, причём быстрота их убывания в зоне IV зависит от коэффициента вязкости основания.

Если  $\sigma_0$  достаточно велико, то в области контакта будет существовать только зона I. Именно этот случай, в основном, рассмотрен в работе [4].

Тангенциальные и радиальные распределенные нагрузки, действующие на колесо, связаны с деформациями периферии колеса соотношениями

$$q_\tau = C_1 \lambda_1; \quad q_n = C_3 \lambda_3. \quad (5)$$

В граничной точке  $B$  выполняется условие  $q_n = 0$ .

Согласно работе [4], учитывая возможность появления остаточных деформаций основания в соответствии с зависимостями (1)...(4), приходим к следующей системе уравнений, описывающих процесс стационарного качения деформируемого колеса по деформируемому основанию:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{d\xi} \rho_{3\xi} &= \frac{r_k^2}{v^2 m} \left\{ \frac{R}{r_k} [C_3 \lambda_3 \cos(\alpha - \xi) + C_1 \lambda_1 \sin(\alpha - \xi)] - \right. \\ &\left. - C_{3_0} (\rho_3 - \rho_0) - F \left( \frac{v}{r_k} \rho_{3\xi} \right) \right\}; \\ \frac{d}{d\xi} \rho_3 &= \rho_{3\xi}; \\ \frac{d}{d\xi} P_3 &= R [C_3 \lambda_3 \cos(\alpha - \xi) + C_1 \lambda_1 \sin(\alpha - \xi)]; \\ \frac{d}{d\xi} P_1 &= R [-C_3 \lambda_3 \sin(\alpha - \xi) + C_1 \lambda_1 \cos(\alpha - \xi)]; \\ \frac{d}{d\xi} M_2 &= -C_1 \lambda_1 (R - \lambda_3) R - C_3 \lambda_3 \lambda_1 R; \\ M_f &= -(P_1 r_k + M_2); \quad M_k = -M_2; \quad G = P_3. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Решение системы уравнений (6) с учетом дополнительных условий (2)...(4) позволяет найти продольную силу на колесе  $P_1$ , момент реактивных сил в области контакта  $M_2$ , приведенный к центру колеса  $C$ , и момент сопротивления качению  $M_f$ . Все силовые факторы и глубина колеи определяются как функции нагрузки на колеса  $G$ , радиуса качения колеса  $r_k$ , скорости движения  $v$  и других упомянутых выше параметров колеса и грунта.

Анализ результатов расчетов, полученных с помощью ЭВМ, показал приемлемость предлагаемой модели. На рис. 3 представлены результаты определения деформаций грунта в области контакта  $\rho_3(\xi)$  в зависимости от угловой координаты  $\xi$ .

С использованием предлагаемых метода расчета и модели системы движитель—почва можно решать ряд практических задач, связанных с различными режимами движения трактора, например с учетом последовательного прохода его колес по одному следу.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. К а л а ц к и й Л.Н., К о н о н о в А.М. Исследование прочностной характеристики суглинистой почвы как среды, взаимодействующей с двигателем. — Тракторы и с.-х. машины, 1982, № 4, с. 18–20. 2. А г а ф о н о в К.П. О роли вязкости при деформировании грунта. — Тракторы и с.-х. машины, 1982, № 5, с. 11–13. 3. С м и р н о в В.Д. Определение реологических свойств почв. — В кн.: Проблемы снижения уплотняющего воздействия на почву ходовых систем трактора, мобильной с.-х. техники и рабочих органов почвообрабатывающих машин. Киев, 1982, с. 167–174. 4. Л е в и н М.А., Б о й к о в В.П. Исследование стационарного качения деформируемого колеса по деформируемому основанию. — В кн.: Теоретическая и прикладная механика. Минск, 1984, вып. 11, с. 70–75.

УДК 629.113.2-587

В.В. ВАНЦЕВИЧ, канд.техн.наук,  
А.Х. ЛЕФАРОВ, д-р техн.наук (БПИ),  
Л.М. ЛУКЕРЧИК (МГЗ)

### ИССЛЕДОВАНИЕ СХЕМ ПРИВОДА КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ И МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Расширение сельскохозяйственного производства, введение индустриальных технологий возделывания культур обуславливают необходимость непрерывного повышения технико-экономического уровня тракторной техники. Этому в значительной степени содействует повышение мощности и энергонасыщенности тракторов. Так, мощность тракторов "Беларусь" класса 1,4 возросла с 27,2 до 55,2...58,9 кВт и ее предполагается довести до 73,6 кВт [1]. Одновременно их энергонасыщенность увеличилась с 1,25 до 1,8 кВт/т, т.е. на 44 % [2].

Необходимость увеличения мощности и энергонасыщенности тракторов потребовала поиска путей эффективного их использования прежде всего за счет повышения скорости движения. Была доказана техническая возможность и экономическая целесообразность повышения рабочих скоростей движения тракторов до 2,5...4,17 м/с [3]. Однако с увеличением мощности тракторов темпы роста скорости их движения все же снижаются.

На рис. 1 показаны построенные по данным работы [4] зависимости номинальной мощности  $N_e$ , максимальной  $v_{\max}$ , минимальной  $v_{\min}$  и средней  $v_{\text{mid}}$  расчетных скоростей движения от массы  $m_T$  для двадцати пяти моделей тракторов фирмы "Ford". Тракторы имеют примерно одинаковую энергона-