

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ С ПОЧВОЙ МЕТОДОМ ПОДОБИЯ

Ю.В. Чигарев, д. ф.-м. н., профессор; Н.Н. Романюк, ассистент; В. М. Микула, С. И. Сыско, студенты (УО БГАТУ)

Создание и использование средств моделирования процессов взаимодействия ходовых систем тракторов с рабочей средой (почвой) лучше всего проводить с использованием теории подобия.

Моделирование заключается в исследовании моделируемого объекта на специально сформированной модели, которая подобна оригиналу, и включает следующие этапы: построение; изучение модели; перенос полученных сведений на моделируемый объект [1].

Использование моделирования для исследований значительно сокращает сроки испытаний и существенно снижает материальные затраты.

При исследовании процесса взаимодействия пневмоколесного движителя с почвой теорию подобия применяли В. И. Баловнев [1], М. Г. Беккер [2], Ю. А. Брянский [3], А.Н. Орда [4] и многие другие ученые. Применение теории подобия позволяет вывести коэффициенты, определяющие подобие натуры и модели.

Рассмотрим взаимодействие пневмоколесного движителя с почвой (см. рисунок 1).

Трактор представлен состоящим из двух подсистем: "почва – пневмоколесный движитель" (I) и "пневмоколесный движитель – остов трактора" (II).

Почву, взаимодействующую с колесом, представим в виде реологического тела обобщенной вязкоупругой среды [5, с.9], характеризующегося коэффициентом вязкости (η) и модулями статической (E_2) и динамической (E_d) упругости. Со стороны колеса на почву действует давление. Вес почвы не учитывается. Процесс формирования почвы рассматривают как неустановившийся.

Пневматическое колесо представлено в виде тела Кельвина – Фойгта, физико – механические свойства которого обеспечивают развитие требуемого давления на почву. При моделировании веса трактора, как

системы с пневмоколесным движителем, необходимо рассмотреть условия моделирования отдельно для каждой из указанных подсистем.

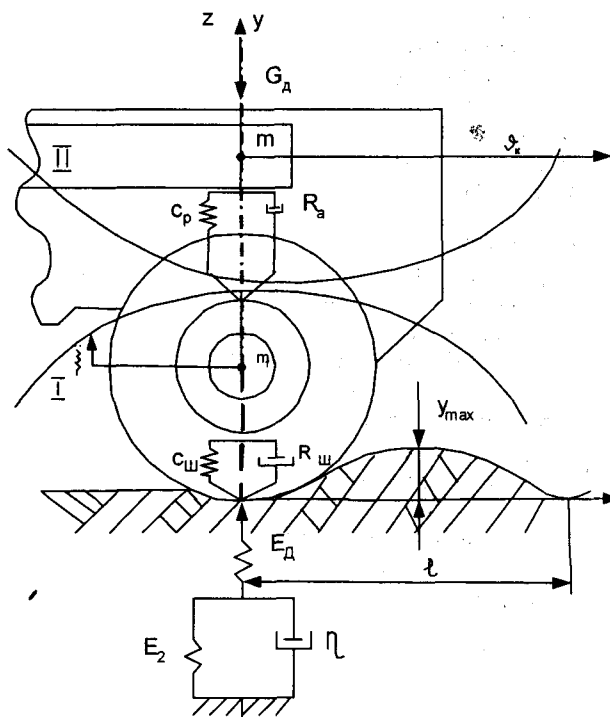


Рис. 1. Реологический эквивалент процесса взаимодействия пневмоколесного движителя с почвой

Связь между напряжением (σ) и относительной деформацией (ε) в любой момент времени в обобщенной вязкоупругой среде имеет вид [5]:

$$\begin{cases} \sigma_y = p_{y0} = \varepsilon_1 E_d, \\ \sigma_y = p_{y0} = \varepsilon_2 E_2 + \eta \dot{\varepsilon}_2. \end{cases} \quad (1)$$

где $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ - относительная деформация пружины 1 и 2 соответственно;

E_D - динамический модуль упругости;

$\dot{\varepsilon}_2$ - скорость распространения относительной деформации ε_2 ;

E_2 - модуль упругости пружины 2.

Уравнения (1) в форме интегральных аналогов могут быть записаны следующим образом:

$$P_{y0} \sim \varepsilon_1 E_D,$$

$$P_{y0} \sim \varepsilon_2 E_2 \sim \eta \frac{dv}{dl}. \quad (2)$$

Согласно (2) критерии подобия будут иметь вид:

$$\varepsilon_1; \frac{E_D}{P_{y0}}; \varepsilon_2; \frac{E_2}{P_{y0}}; \frac{\eta v}{l P_{y0}}.$$

Сократив одинаковые критерии и число критериев, содержащих параметр P_{y0} , получим:

$$\varepsilon; \frac{E_D}{P_{y0}}; \frac{\eta v}{l E_D}. \quad (3)$$

Связи между масштабами параметров определяются соотношениями:

$$K_\varepsilon = 1; K_{E_D} = K_{P_{y0}}; K_\eta K_v = K_l K_{E_D}.$$

Для масштабной модели, характеризующейся разработкой почвы со свойствами оригинала, имеют место соотношения:

$$K_\varepsilon = 1; K_{E_D} = 1; K_\eta = 1.$$

Следовательно:

$$K_{P_{y0}} = 1; K_v = K_l.$$

Моделирование всего колесного трактора в целом требует включить в рассмотрение второй подсистемы "пневмоколесный движитель - остов трактора" уравнения: движение по неровностям [6, с.67] и давление на почву:

$$M \ddot{\xi} + R \dot{\xi} + c \xi = \Phi_e, \quad (4)$$

$$G - p_{y0} F = 0,$$

где $M = m + m_1$;

m - подрессоренная масса,

m_1 - масса колеса,

$\ddot{\xi}$ - ускорение колебаний оси колеса,

$$R = \frac{R_a \times R_{ш}}{R_a + R_{ш}} \text{ - суммарный коэффициент дем-}$$

пфирования подвески (R_a) и шины ($R_{ш}$),

$\dot{\xi}$ - скорость колебаний оси колеса,

$$c = \frac{c_p \times c_{ш}}{c_p + c_{ш}} \text{ - суммарный коэффициент жест-}$$

кости подвески (c_p) и шины ($c_{ш}$),

ξ - вертикальное перемещение оси колеса,

G - вес трактора;

P_{y0} - давление, создаваемое движителем на почву;

F - площадь пятна контакта.

Продольный профиль пути трактора по полю носит случайный характер. Однако для отдельных технологий выращиваемых культур можно считать уравнение продольного профиля детерминированным и имеющим вид:

$$y(t) = y_{\max} \sin^2 \frac{\pi L_y}{l}, \quad (5)$$

где y_{\max} - максимальная высота неровности поверхности;

l - длина неровности;

L_y - координата неподвижной системы отсчёта.

Подставив (5) в (4), получим:

$$M \frac{d^2 \xi}{dt^2} + R \frac{d \xi}{dt} + c \xi = -M \frac{2\pi^2 v_k^2 y_{\max}}{l^2} \cos \frac{2\pi v_k t}{l},$$

$$G - p_{y0} F = 0.$$

Интегральные аналоги запишутся в следующем виде:

$$\frac{ml}{t^2} \sim \frac{Rl}{t} \sim cl \sim \frac{mv^2}{l},$$

$$G \sim p_{y0} l^2.$$

Критерии подобия имеют вид:

$$\frac{p_{y0} l^2}{G}, \frac{gRl}{Gv}, \frac{gcl^2}{Gv^2}. \quad (6)$$

1. Переход от параметров модели к параметрам оригинала в условиях приближенного моделирования процесса взаимодействия пневмоколесного движителя с обобщенной вязкоупругой средой (без изменения свойств среды)

Параметр	Переход от модели к оригиналу
Линейный размер	$l_n = l_m K_l$
Динамический модуль упругости почвы	$E_{дн} = E_{дм}$
Коэффициент вязкости почвы	$\eta_n = \eta_m$
Ускорение свободного падения	$g_n = g_m$
Скорость движения	$V_n = V_m \cdot K_l$
Давление движителя на почву	$P_{уд.н} = P_{уд.м}$
Вес машины	$G_n = G_m \cdot K_l^2$
Суммарный коэффициент С жесткости	$C_n = C_m \cdot K_l^2$
Суммарный коэффициент R демпфирования	$R_n = R_m \cdot K_l^2$

Учитывая критерий $\frac{E_{дл}}{P_{ю}}$, получим критерий:

$$\frac{E_{дл} l^2}{G} \quad (7)$$

Связи между масштабами параметров определяются соотношениями:

$$K_{Eд} K_l^2 = K_G; K_g K_R K_l = K_G K_v; K_g K_C K_l^2 = K_G K_v^2.$$

При исследовании в условиях использования среды оригинала $K_g = 1$.

Воспользовавшись ограничениями, следующими из анализа первой подсистемы

$$K_v = K_l; K_{Eд} = 1, \text{ получим:} \\ K_G = K_l^2; K_R = K_l^2; K_C = K_l^2.$$

Используя критерии подобия (3), (6), (7), можно перейти от параметров модели к параметрам оригинала (см. таблицу).

ВЫВОД

Полученные масштабные соотношения позволяют найти степень влияния колесных движителей на по-

чву на стадии проектирования новой машины при известных показателях модели.

ЛИТЕРАТУРА

1. Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. – М.: Машиностроение, 1994. – 432 с.
2. Беккер М. Г. Введение в теорию систем местность – машина. – М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.
3. Автомобильные шины /Под ред. В. Л. Бидермана. – М.: ГХИ, 1963. – 384с.
4. Орда А.Н. Эколого-энергетические основы формирования машинно-тракторных агрегатов. Дис... доктора техн. наук: 05.20.03 /БАТУ. - Мн.: 1997.– 269с.
5. Чигарев Ю.В., Романюк Н.Н., Адамчик С.П. Способы снижения нагрузок, передаваемых машинно-тракторными агрегатами на почву // Агропанорама.– 2003, № 4.– С.7 - 10.
6. Яблонский А.А., Норейко С.С. Курс теории колебаний. – М.: Высшая школа, 1966. – 256 с.