

получить значительный экономический эффект ввиду отказа от потребления импортных зубчато-ременных передач.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Сосновский Л.А., Трощенко В.Г., Махутов Н.А., Гао Ван Чжэн, Богданович А.В., Щербаков С.С. Износоусталостные повреждения и их прогнозирование (трибофатика). – Гомель, Киев – Москва – Ухань, 2001. – 171 с.; 2. Патент №4790 ВУ, МКИ F 16H 7/02. Зубчато-ременная передача/ Никончук А.Н., Баханович А.Г., Косырев И.А., Никончук И.Н.// № а 19981199; заявл. 30.12.98; опубл. 05.07.02, Бюл. №3. – 2002. – с. 24.; 3. Скойбеда А.Т., Баханович А.Г., Баханович И.Г. Прогрессивная импортозамещающая технология производства приводных зубчатых ремней из отечественных материалов/ Вестник БНТУ. 2003. №3. - с. 38-42.

УДК 621.81

А.Г. Вабищевич

## КОМПОНОВКА МАЛОГАБАРИТНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

*Белорусский государственный аграрный технический университет  
Минск, Беларусь*

Малогабаритная техника относится к средствам малой механизации (СММ). При компоновке СММ следует рассматривать систему «оператор-машина-среда» (ОМС).

Для учета подсистемы «машина-среда» при компоновке СММ очень важным является обеспечение экологической совместимости ходовой системы и рабочих органов с почвой. Основой расчета допустимого уровня воздействия на почву является зависимость между сопротивлением и осадкой почвы. Для почвы, подготовленной под посев зависимость «сопротивление-осадка» имеет вид [1]:

$$\sigma = \frac{a}{b} \operatorname{tg}(abh) \quad (1)$$

где  $a, b$  – коэффициенты, зависящие от свойств почвы:

$$a = \sqrt{k_0}, \quad b = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{1}{h_{yml} \sqrt{k_0}};$$

$k_0$  – коэффициент объемного смятия почвы,  $H/M^3$ ;

$h_{yml}$  – предельно возможная величина деформации, м;

$$h_{yml} = H \cdot \frac{\varepsilon_0 - \varepsilon_{min}}{(1 + \varepsilon_0)[1 - 2 \cdot \nu(1 + \varepsilon_{min})]};$$

$H$  – высота пахотного слоя, м;

$\varepsilon_0$  – коэффициент пористости почвы до нагружения;

$\varepsilon_{min}$  – минимально возможный коэффициент пористости почвы;

$\nu$  – коэффициент бокового расширения почвы для случая деформирования с ограниченной возможностью расширения.

На основании зависимости (1) определена величина плотности почвы в следе:

$$\rho_0 = \rho_n \frac{H - 2 \cdot v \cdot h}{H - h} + \frac{k_1 \cdot \sigma_0}{H - h} \left[ (H - h) + \frac{1}{\beta} \left( e^{-\beta(H-h)} - 1 \right) \right], \quad (2)$$

где  $\rho_n$  – первоначальная плотность почвы, кг/м<sup>3</sup>;

$H$  – глубина пахотного слоя, м;

$v$  – коэффициент бокового расширения почвы для случая деформирования с ограниченной возможностью расширения;

$k_1$  – коэффициент уплотнения, кг/Н·м;

$\sigma_0$  – напряжение в контакте колеса с почвой, кПа;

$\beta$  – коэффициент распределения напряжений, м<sup>-1</sup>.

На основании зависимости (2) определяются параметры ходовой системы, обеспечивающие допустимый уровень воздействия на почву.

Компоновка СММ может включать ходовую систему, у которой колеса движутся по следу друг за другом. Влияние расстояния между опорными площадками колес на процесс слеодообразования обуславливается характером восстановления запаздывающих упругих деформаций. Для песчаных и супесчаных почв упругая деформация является мгновенной, т.е. восстанавливается одновременно со снятием нагрузки. Поэтому расстояние между опорами ходовой системы при передвижении на несвязных почвогрунтах влияние не оказывает.

Влажные глинистые и суглинистые почвогрунты обладают свойством запаздывающей упругости. На основании реологической модели Фойгта получена зависимость накопления повторных осадок:

$$\varepsilon_n = \frac{\sigma_0}{E_g} \left( 1 - e^{-L/n \cdot v \cdot \tau} \right) \cdot \frac{1 - e^{-r_1 \cdot L/(v \cdot \tau)}}{1 - e^{-r_1 \cdot L/n \cdot v \cdot \tau}}, \quad (3)$$

где  $\sigma_0$  – напряжение в контакте колеса с почвой, кПа;

$E_g$  – длительный модуль упругости, Па;

$L$  – длина опорной поверхности, м;

$n$  – количество опор в движителе;

$v$  – скорость поступательного движения колеса, м/с;

$\tau$  – время запаздывания деформации;

$r_1$  – коэффициент, учитывающий соотношение периодов нагружения и разгрузки.

Анализ этой зависимости показал, что продолжительность разгрузки влияет на развитие деформации. Применительно к многоосному ходу, передвигающемуся с определенной скоростью, можно заключить, что величину осадки будет влиять расстояние между осями. Из исследований следует, что самое интенсивное восстановление запаздывающей упругой деформации среднесуглинистых почв происходит в течение 0,1-0,25 сек. С целью снижения глубины колеи важно, чтобы повторная нагрузка была приложена спустя это время. Для этого необходимо, чтобы выполнялось соотношение:

$$l_0 = v t,$$

где  $l_0$  – расстояние между опорными площадками, м;

$v$  – скорость передвижения, м/с;

$t$  – время интенсивного восстановления запаздывающей упругой деформации, с.

Для колесных машин шарнирно-сочлененной конструкции расстояние между осями колес  $l$  выбирается из условия отсутствия задевания переднего колеса за задние при повороте

$$l \geq D + \Delta k + B \operatorname{tg}(\alpha / 2),$$

где  $\Delta k$  – зазор между колесами (не менее 0,2 м), м;

$B$  – поперечная база машины, м;

$\alpha$  – угол поворота ( $\alpha = 30 \dots 40^\circ$ ), град.

Расстояния между опорными площадками колес в зависимости от компоновки ходовой системы определяются по зависимостям:

а) для шарнирно-сочлененной машины

$$l_0 \geq D + \Delta k + B \operatorname{tg}(\alpha / 2) - fD - \sqrt{Du},$$

б) для односекционной машины

$$l_0 \geq D + \Delta k - fD - \sqrt{Du}.$$

С увеличением скорости передвижения расстояние между опорными площадками колес должно возрастать. При больших диаметрах колес ( $D = 1,5 \dots 2$  м) конструктивные расстояния, определенные по вышеприведенным зависимостям, удовлетворяют условию восстановления запаздывающей упругой деформации в большом диапазоне скоростей передвижения. При малых диаметрах колес расстояния, выбранные из конструктивных соображений, могут быть недостаточны для восстановления запаздывающих деформаций при скоростях передвижения больше 2 м/с.

Для учета подсистемы «оператор-машина» при компоновке СММ необходимо использовать принципы дизайна машин и эргономики.

Для проектирования средств малой механизации хорошо подходит метод «открытой формы», учитывающий соотношение форм энергетического средства с рабочими органами. Традиционная машина, спроектированная методом «закрытой формы» не может совершенствоваться в процессе пользования ею. «Открытая форма» предполагает возможность ее изменения как в пространственной структуре, так и в способах использования. Она легко уживается с представителями любой стилистической системы, так как лишена личностных характеристик.

Машина, спроектированная в системе «открытой формы» представляет собой не замкнутый организм, вокруг которого действует человек, а элемент системы, в которой человек свободно действует и ориентируется и которую он изменяет по мере надобности. В настоящее время в проектировании изделий много внимания уделяется системному подходу, когда преодолевается изоляция машины от других машинных систем. При этом работа идет не только над обликом внешней формы СММ, но и создается (проектируется) его функциональность, т.е. процессы, действия, операции, которые также должны быть спроектированы с учетом всех материальных и духовных потребностей человека. В проектировании должны участвовать многие специалисты, в том числе и потребитель.

СММ в данном случае характеризуется сложным строением, т.е. наличием не только группы разнообразных элементов, но и необходимых связей между ними.

Улучшить условия труда оператора СММ невозможно без последних достижений эргономики. Это особенно важно в связи с тем, что из-за усложнения современной техники при управлении ее повышается психическая напряженность оператора.

## ЛИТЕРАТУРА

1 Орда А.Н. Эколого-энергетические основы формирования машинно-тракторных агрегатов// дисс. на соискание ученой степени доктора технических наук – Мн.: 1996