

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛОСКО-ПАРАЛЛЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ В ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ ШИРОКОКОЛЕЙНОГО АГРОСРЕДСТВА ДЛЯ КОЛЕЙНОЙ СИСТЕМЫ ЗЕМЛЕДЕЛИЯ

Владимир Кувачев, Василий Митков, Александр Шульга

Таврический государственный агротехнологический университет

Пр. Б. Хмельницкого, 18, Мелитополь, Украина. E-mail: kuvachoff@mail.ru

Vladimir Kuvachov, Vasil Mitkov, Alexandr Shulga

Tavria State Agrotechnological University

B. Khmelnitsky Avenue, 18, Melitopol, Ukraine. E-mail: kuvachoff@mail.ru

Аннотация. Перспективными средствами механизации для колёсной системы земледелия (Controlled Traffic Farming) являются специализированные ширококолёсные агросредства (Wide Span Tractor). Эффективность практического использования последних зависит от обоснованной научной базы или теоретических основ, относительно изучения их технологических свойств.

В статье представлены теоретические основы динамики плоскопараллельного движения специализированного ширококолёсного агросредства в вертикальной плоскости. Модель функционирования ширококолёсного агросредства, как динамической системы, рассмотрена в виде ее реакции на входные возмущения. Последними являются толчки и удары, вызванные неровностями профиля постоянной технологической колеи и неравномерностью тягового сопротивления сельскохозяйственных орудий технологической части агросредства.

В основу теоретических исследований положены основные принципы теоретической механики, теории мобильных энергетических средств, статистической динамики и теории автоматического регулирования линейных динамических систем при воспроизведении ими статистически случайных возмущающих входных воздействий. В основу анализа оценки степени влияния схемы и параметров ширококолёсного агросредства на динамику его движения в вертикальной плоскости положены амплитудные и фазовые частотные характеристики. Физическим объектом теоретических исследований являлся опытный образец специализированного агросредства для колёсной системы земледелия конструкции ТГАТУ.

Математические модели движения агросредства представлены в дифференциальной и операторной форме записи. На основании математических моделей построены расчетные амплитудно- и фазово-частотные характеристики отработки возмущающих воздействий: отработки остовом ширококолёсного агросредства и его технологической частью колебаний профиля пути с разными параметрами шин опорных колес и давлением в них, разной массой сельскохозяйственных орудий. А также отработки ширококолёсным агросредством колебаний тягового сопротивления сельскохозяйственного орудия при разном положении навесного механизма. Построены математические модели, амплитудно- и фазово-частотные характеристики позволяют оценить влияние возмущающих воздействий на динамику движе-

ния специализированного ширококолёсного агросредства в вертикальной плоскости, а также его конструктивных и других параметров на плавность хода.

Ключевые слова: Controlled Traffic Farming, Wide Span Tractor, колёсное земледелие, мостовой трактор, теоретические исследования, движение в вертикальной плоскости.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Одним из путей повышения культурно-технологического уровня земледелия является применение постоянной технологической колеи (Controlled Traffic Farming – CTF) [1]. Перспективность колёсного земледелия создает основу для автоматизации и роботизации большинства технологических процессов в растениеводстве, обеспечивает эффективное внедрение «точного» земледелия и дает другие существенные преимущества [2-4].

Практическая реализация основных принципов колёсной системы земледелия традиционными тракторно-комбайновыми средствами механизации осложнена определенными проблемами при их использовании. К основным, из которых, следует отнести сложность согласования параметров ходовых систем машинно-тракторных и комбайновых агрегатов параметрам технологической колеи, тяговых свойств энергетических средств с шириной захвата сельскохозяйственных машин/орудий и т.п. [5]. Безальтернативное повсеместное применение традиционных тракторно-комбайновых технологий, как отмечается в [2, 3], создает ряд серьезных проблем, основными из которых является ухудшения эффективного плодородия почвы, низкий энергетический КПД, невозможность автоматизации производственных процессов, истощение естественных запасов топлива и т.д. Научно-технический прогресс создания или усовершенствование традиционной техники для сельского хозяйства неизбежно приводит к тому, что ее улучшение достигается ценой последовательного роста затрат на единицу полезного эффекта [3]. Создание новых машин направлено преимущественно на совершенствование традиционных принципов и осложнение базовых конструкций, их подорожание, т.е. в направлении, которое исчерпало свой потенциал [3].

Перспективными в этом плане является использование специализированных ширококолёсных средств механизации сельскохозяйственного производства для колёсной системы земледелия (Wide Span Tractor) [5-8]. Применение указанных средств

механизации позволяет получать максимальную эффективность (технологическую, социальную, экологическую, экономическую) в процессах обработки почвы и ухода за культурными растениями [2].

Эффективность практического использования таких специализированных ширококолейных средств механизации сельскохозяйственного производства для колесной системы земледелия зависит от обоснованной научной базы или теоретических основ, относительно изучения их технологических свойств.

Ширококолейное агросредство в своем движении представляет собой довольно сложную динамическую систему. В частности, динамика его вертикальных колебаний обуславливается рядом конструктивных параметров, к которым относятся и параметры пневматической шины опорных колес [9]. При увеличении основных размеров последних (ширины и диаметра), исходя из формулы Хейдекеля [10], увеличивается и коэффициент жесткости шины, который непосредственно оказывает влияние на динамику вертикальных колебаний агросредства.

Известная ныне методология выбора конструктивных схем, обоснования параметров и режимов работы машинно-тракторных агрегатов на основе традиционных энергетических средств [11-13] практически не подходит для изучения динамики движения специализированных ширококолейных агросредств. Преимущественно по причине нетипичной компоновочной схемы, специфики их агрегатирования и условий функционирования.

Конструктивно-технологические особенности указанных ширококолейных средств механизации требуют разработки принципиально новой системы их функционирования и использования.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Среди ученых, которые внесли весомый вклад в развитие колесной системы земледелия можно отнести Черепухина В.Д., Медведева В.В., Yuxia L, Tullberg J., Freebaim D., Taylor J., Williford J., Татибер Й., Ziebarth P., Євтушенко В. О., Жолобецкого Г.И., Улексина В.О., Надикто В.Т., Кюрчева В.Н. и др. [12]. Результаты многолетних теоретических и экспериментальных исследований на выращивании сельскохозяйственных культур с применением постоянной технологической колеи позволили ученым сформулировать требования к параметрам постоянной технологической колеи, энергетической и технологической части машинно-тракторного агрегата для ее формирования [2].

Однако, исчерпанность возможностей и перспектив дальнейшего развития традиционных тракторно-комбайновых технологий, по мнению Тимонина В.Д., Жалнина Э.В., Муфтеева Р.С., Жука В.Я., Дрынчи В.М., Погорелого Л.В., Улексина В.О., Надикты В.Т. [2, 3] не позволяет реализовать основные принципы колесной системы земледелия и заставляет искать новые эффективные пути решения этой проблемы.

К наиболее перспективным направлениям механизации колесной системы земледелия следует

отнести использование ширококолейных (мостовых) агросредств (Wide Span Tractor) [6-8]. Поиску путей практического применения потенциально возможных схем ширококолейных (мостовых) агросредств уделяли внимание в своих исследованиях В.А. Правоторов, В. В. Лазовский, В.П. Бондаренко, А.К. Дидебулидзе, В.Т. Змиевский, Г.А. Микаэлян, В.Д. Тимонин, Ю.М. Жуков, И.А. Майсов, Ю.И. Афанасиков, В.И. Городничев, В.Ф. Косенко, В.В. Иванов, Н.И. Хабрат, В.О. Улексин, В.Т. Надикто [2, 3, 7, 8, 14]. В последнее время следует отметить Н. Pedersena, который изучает перспективы использования мостового трактора ASA-Lift WS 9600 WS [6].

Сделав определенный вклад в решении проблем использования ширококолейных средств механизации, предшественники не всегда учитывают возможность практической реализации предлагаемых решений. Очень часто оказывается, что идеи создания ширококолейной машины, оторванные от реальности и даже при поверхностном анализе оказываются их экономическая или техническая несостоятельность. И тем более предшественниками не разработана соответствующая методология обоснования схем, параметров и режимов работы указанных ширококолейных средств механизации в соответствии с принципами их функционирования в колесной системе земледелия, возможности их дальнейшей автоматизации и роботизации, исходя из предметного анализа устойчивости, управляемости, поворотливости и плавности их рабочего движения по следам постоянной технологической колеи.

Следует отметить, что до сегодняшнего дня отсутствует общая теория, методика расчета специализированных ширококолейных средств механизации сельскохозяйственного производства для колесной системы земледелия и их отдельных механизмов, т.е. механико-технологические основы их функционирования и машиноиспользования.

Математические модели функционирования традиционных машинно-тракторных агрегатов, разработанные в свое время Василенко П.М., Габасем Е.В., Кутьковым Г.М., Надиктой В.Т., Кюрчевым В.Н. [11,12], как было отмечено ранее, не могут быть использованными для решения указанной проблемы. В связи с этим, с позиции эффективного использования указанных ширококолейных агросредств возникают нерешенные вопросы относительно изучения условий, которые накладываются на их конструктивные и другие параметры.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы – разработка математических моделей функционирования специализированных ширококолейных средств механизации сельскохозяйственного производства для колесной системы земледелия в продольно-вертикальной плоскости и, на их основе, исследование влияния кинематических и силовых параметров их энергетической и технологической части на динамику движения, а также уточнение требований к характеристикам продольного профиля неровностей в следах технологической колеи.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Модель функционирования ширококолейного агросредства, как динамической системы, удобно рассматривать в виде ее реакции на входное возмущение, характер обработки которого однозначно определяет плавность хода [15]. В данном случае возмущениями являются толчки и удары, вызванные неровностями профиля постоянной технологической колеи и неравномерностью тягового сопротивления сельскохозяйственных орудий технологической части агросредства.

Качество обработки тот или иной динамической системой входных переменных зависит от ее характеристик. Применительно к ширококолейному агросредству такими характеристиками являются его схема, конструктивные, кинематические и другие параметры. Поэтому, правильный выбор последних с позиции желаемой устойчивости движения обеспечивает ширококолейному агросредству оптимальное преобразование возмущений, которых он испытывает.

Известно, что преобразующие свойства динамической системы могут быть выражены передаточными функциями и частотными характеристиками [16, 17]. Именно такие характеристики, по мнению многих ученых, дают наиболее полное и физическое представление о реакциях сельскохозяйственного агрегата на разные возмущения, а также о переходных и устойчивых процессах его работы [15-17].

Для теоретического анализа передаточных функций и частотных характеристик необходима система соответствующих дифференциальных уравнений, которые связывают исходные переменные с входными возмущениями [18], т.е. математическая модель самого процесса. На данном этапе исследования целесообразно рассмотреть ее в виде системы линейных уравнений. Такая идеализация является довольно эффективной в данном случае, поскольку динамика движения специализированного ширококолейного агросредства изучена еще не достаточно. А именно знание о ней дает возможность физически осмыслить полученный результат и накопить опыт проектирования.

В процессе решения задач оптимизации параметров линейной стационарной динамической системы в качестве операторов будем использовать амплитудные (АЧХ) и фазовые (ФЧХ) частотные характеристики. Для этого, после написания соответствующих дифференциальных уравнений и составления передаточных функций на их основе, необходимо рассчитать и проанализировать АЧХ и ФЧХ по обоим принятым входным возмущениям. Для упрощения составления дифференциальных уравнений приняты следующие положения и допущения: угловые колебания технологической части ширококолейного агросредства не рассматриваются; колебание тягового сопротивления сельскохозяйственных орудий не оказывают влияния на скорость поступательного перемещения ширококолейного агросредства, в силу чего она принимается постоянной; неровности профиля постоянной технологической

колеи представляют собой случайную эргодическую стационарную функцию пути; наклон ширококолейного агросредства в продольно-поперечной плоскости отсутствует; силы сопротивления в шинах опорных колес принимаются пропорциональными скорости колебаний, а характеристики упругих элементов – линейными.

Представим реальное ширококолейное агросредство эквивалентной ему динамической моделью (рис. 1), которая имеет три степени свободы в виде вертикальных колебаний: 1) передней части остова (Z_1) агросредства; 2) задней части остова (Z_2) агросредства; 3) остова технологической части (Z_3).

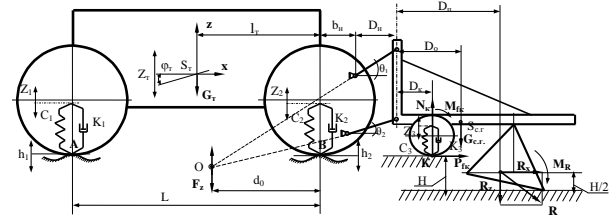


Рис. 1. Схема сил, действующих на специализированное ширококолейное агросредство для колесной системы земледелия

Fig. 1. Scheme of the forces acting on Wide Span Tractor for Controlled Traffic Farming

Математическая модель плоско-параллельного движения ширококолейного агросредства в продольно-вертикальной плоскости, построенная на основании уравнения Лагранжа II рода, имеет вид:

$$\begin{cases} A_{11} \cdot \ddot{Z}_1 + A_{12} \cdot \dot{Z}_1 + A_{13} \cdot Z_1 + A_{14} \cdot \ddot{Z}_2 = \\ = f_{11} \cdot \dot{h}_1 + f_{12} \cdot h_1 + f'_{13} \cdot R_x + f_{14} \cdot R_z + f_{15} \cdot M_R + f_{16}; \\ A_{21} \cdot \ddot{Z}_2 + A_{22} \cdot \dot{Z}_2 + A_{23} \cdot Z_2 + A_{24} \cdot \ddot{Z}_1 = \\ = f_{21} \cdot \dot{h}_2 + f_{22} \cdot h_2 + f'_{23} \cdot R_x + f_{24} \cdot R_z + f_{25} \cdot M_R + f_{26}; \\ A_{31} \cdot \ddot{Z}_3 + A_{32} \cdot \dot{Z}_3 + A_{33} \cdot Z_3 = \\ = f_{31} \cdot \dot{h}_3 + f_{32} \cdot h_3 + f'_{33} \cdot R_x + f_{34} \cdot R_z + f_{35} \cdot M_R + f_{36}, \end{cases} \quad (1)$$

где:

$$\begin{aligned} A_{11} &= (M_m \cdot l_m^2 + J_{mm}) / L^2; & A_{12} &= K_1; & A_{13} &= C_1; \\ A_{14} &= 2(M_m \cdot l_m \cdot (L - l_m) - J_{mm}) / L^2; & A_{31} &= M_{c.c.}; & A_{32} &= K_3; \\ A_{33} &= C_3; & f_{11} &= K_1; & f_{12} &= C_1; & f'_{13} &= \frac{0,5 \cdot H \cdot d_0}{L(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; \\ f_{14} &= \frac{d_0(D_n - D_k)}{L(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; & f_{15} &= \frac{d_0}{L(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; \\ f_{16} &= \frac{d_0 \cdot G_{c.c.}(D_0 - D_k + f_{c.c.} \cdot r_{c.c.})}{L(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; & f_{33} &= \frac{0,5 \cdot H}{(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; \\ f_{34} &= \frac{(D_n - D_k)}{(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; \\ A_{21} &= (M_m \cdot (L - l_m)^2 + J_{mm}) / L^2; & A_{22} &= K_2; & A_{23} &= C_2; \\ A_{24} &= 2(M_m \cdot l_m \cdot (L - l_m) - J_{mm}) / L^2; & f_{21} &= K_2; & f_{22} &= C_2; \\ f_{31} &= K_3; & f_{32} &= C_3; & f'_{23} &= \frac{0,5 \cdot H \cdot (1 - d_0)}{L(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; \\ f_{24} &= -\frac{(1 - d_0) \cdot (D_n - D_k)}{L(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; & f_{25} &= \frac{(1 - d_0)}{L(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; \\ f_{26} &= \frac{(1 - d_0) \cdot G_{c.c.}(D_0 - D_k + f_{c.c.} \cdot r_{c.c.})}{L(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; \\ f_{35} &= -\frac{1}{(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; & f_{36} &= \frac{G_{c.c.}(D_0 - D_k + f_{c.c.} \cdot r_{c.c.})}{(d_0 + b_n + D_n + D_k)}. \end{aligned}$$

В системе уравнений (1) M_T, J_{ST} – масса (кг) и момент инерции ($\text{кН}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$) агросредства относительно оси, которая проходит через т. S_T (рис. 1); $K_1, K_2, K_3, C_1, C_2, C_3$ – приведенные коэффициенты сопротивления деформации диссипативных ($\text{кН}\cdot\text{с}/\text{м}$) и упругих ($\text{кН}/\text{м}$) элементов системы поддресорования агросредства и его технологической части; $M_{c.r.}, G_{c.r.}$ – масса (кг) и сила веса (кН) сельскохозяйственных орудий; L, l_T – база и продольная координата центра масс агросредства, м; H – глубина обработки почвы, м; $f_{c.r.}$ – коэффициент сопротивления качению опорного колеса технологической части; $r_{k.c.r.}$ – радиус качения опорного колеса; $d_0, b_H, D_H, D_K, D_0, D_H$ – конструктивные параметры, природа которых понятна из рис. 1.

В операторной форме записи система уравнений (1) после преобразования Лапласа имеет вид:

$$\begin{cases} K_{11} \cdot Z_1(s) + K_{12} \cdot Z_2(s) + K_{13} \cdot Z_3(s) = F_{11} \cdot h_1(s) + F_{12} \cdot h_2(s) + F_{13} \cdot h_3(s) + F_{14} \cdot R_x(s) + F_{15} \cdot R_z(s) + F_{16} \cdot M_R(s) + F_{17}; \\ K_{21} \cdot Z_1(s) + K_{22} \cdot Z_2(s) + K_{23} \cdot Z_3(s) = F_{21} \cdot h_1(s) + F_{22} \cdot h_2(s) + F_{23} \cdot h_3(s) + F_{24} \cdot R_x(s) + F_{25} \cdot R_z(s) + F_{26} \cdot M_R(s) + F_{27}; \\ K_{31} \cdot Z_1(s) + K_{32} \cdot Z_2(s) + K_{33} \cdot Z_3(s) = F_{31} \cdot h_1(s) + F_{32} \cdot h_2(s) + F_{33} \cdot h_3(s) + F_{34} \cdot R_x(s) + F_{35} \cdot R_z(s) + F_{36} \cdot M_R(s) + F_{37}, \end{cases} \quad (2)$$

где:

$$\begin{aligned} K_{11} &= A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s + A_{13}; & K_{12} &= A_{14} \cdot s^2; & K_{21} &= A_{24} \cdot s^2; \\ K_{22} &= A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s + A_{23}; & K_{13} &= K_{23} = K_{31} = K_{32} = 0; \\ K_{33} &= A_{31} \cdot s^2 + A_{32} \cdot s + A_{33}; & s &= d/dt; \\ F_{11} &= f_{11} \cdot s + f_{12}; & F_{12} &= F_{13} = 0; \\ F_{14} &= f'_{13}; & F_{15} &= f'_{14}; & F_{16} &= f'_{15}; & F_{17} &= f'_{16}; \\ F_{21} &= F_{23} = 0; & F_{22} &= f_{21} \cdot s + f_{22}; & F_{24} &= f'_{23}; \\ F_{25} &= f_{24}; & F_{26} &= f_{25}; & F_{31} &= F_{32} = 0; \\ F_{33} &= f_{31} \cdot s + f_{32}; & F_{34} &= f'_{33}; & F_{35} &= f_{34}; \\ F_{36} &= f_{35}; & F_{37} &= f_{36}. \end{aligned}$$

Основными возмущениями, вызывающими вертикальные перемещения ширококолейного агросредства в продольно-вертикальной плоскости, являются колебания амплитуды продольного профиля пути под передними (h_1) и задними (h_2) его колесами в зоне постоянной технологической колеи и опорными колесами технологической части (h_3), а также колебание тягового сопротивления сельскохозяйственного орудия (R_x и R_z) и главный момент сопротивления (M_R) (рис. 1). Указанные возмущения являются входными величинами в системе уравнений (1). А исходными параметрами последней являются амплитуды перемещений передней (Z_1) и задней (Z_2) части остова агросредства и колебаний остова технологической части (Z_3).

При обработке ширококолейным агросредством возмущающих воздействий выражения передаточных функций, которые были выбраны для анализа, имеют вид:

$W_1(s) = D_{11}/D_0$ – передаточная функция по профилю пути под задними колесами агросредства относительно колебаний его остова над задними колесами;

$W_2(s) = D_{12}/D_0$ – передаточная функция по профилю пути под передними колесами агросредства относительно колебаний его остова над передними коле-

сами;

$W_3(s) = D_{13}/D_0$ – передаточная функция по профилю пути под опорными колесами технологической части агросредства относительно колебаний ее остова;

$W_4(s) = D_{14}/D_0$ – передаточная функция по горизонтальной реакции сопротивления сельскохозяйственного орудия относительно колебаний остова над задними колесами агросредства;

$W_5(s) = D_{15}/D_0$ – передаточная функция по вертикальной реакции сопротивления сельскохозяйственного орудия относительно колебаний остова над задними колесами агросредства.

где: $D_0, D_{11}, \dots, D_{15}$ – определители, определяемые следующим образом:

$$\begin{aligned} D_0 &= a_6 \cdot s^6 + a_5 \cdot s^5 + a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0; \\ D_{11} &= (A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s^1 + A_{13}) \cdot (f_{21} \cdot s^1 + f_{22}) \cdot (A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s^1 + A_{13}); \\ D_{12} &= (A_{31} \cdot s^2 + A_{32} \cdot s^1 + A_{33}) \cdot (f_{11} \cdot s^1 + f_{12}) \cdot (A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s^1 + A_{23}); \\ D_{13} &= (f_{31} \cdot s^1 + f_{32}) \cdot (A_{14} \cdot s^2 \cdot A_{24} \cdot s^2 - (A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s^1 + A_{13}) \cdot \\ &\cdot (A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s^1 + A_{23})); \\ D_{14} &= (A_{31} \cdot s^2 + A_{32} \cdot s^1 + A_{33}) \cdot ((A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s^1 + A_{13}) \cdot f'_{23} - A_{24} \cdot s^2 \cdot f'_{13}); \\ D_{15} &= (A_{31} \cdot s^2 + A_{32} \cdot s^1 + A_{33}) \cdot ((A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s^1 + A_{13}) \cdot f'_{24} - A_{24} \cdot s^2 \cdot f'_{14}); \end{aligned}$$

где:

$$\begin{aligned} a_6 &= (A_{11} \cdot A_{21} - A_{14} \cdot A_{24}) \cdot A_{31}; \\ a_5 &= (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}) \cdot A_{31} + (A_{11} \cdot A_{21} - A_{14} \cdot A_{24}) \cdot A_{32}; \\ a_4 &= (A_{13} \cdot A_{21} + A_{12} \cdot A_{22} + A_{11} \cdot A_{23}) \cdot A_{31} + \\ &+ (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}) \cdot A_{32} + (A_{11} \cdot A_{21} - A_{14} \cdot A_{24}) \cdot A_{33}; \\ a_3 &= (A_{13} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{23}) \cdot A_{31} + (A_{13} \cdot A_{21} + A_{12} \cdot A_{22} + A_{11} \cdot A_{23}) \cdot A_{32} + \\ &+ (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}) \cdot A_{33}; \\ a_2 &= A_{13} \cdot A_{23} \cdot A_{31} + (A_{13} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{23}) \cdot A_{32} + \\ &+ (A_{13} \cdot A_{21} + A_{12} \cdot A_{22} + A_{11} \cdot A_{23}) \cdot A_{33}; \\ a_1 &= A_{13} \cdot A_{23} \cdot A_{32} + (A_{13} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{23}) \cdot A_{33}; \\ a_0 &= A_{13} \cdot A_{23} \cdot A_{33}; \end{aligned}$$

После подстановки указанных определителей в передаточные функции W_1 – W_5 общий вид последних примет вид:

$$W_i(s) = \frac{b_5 \cdot s^5 + b_4 \cdot s^4 + b_3 \cdot s^3 + b_2 \cdot s^2 + b_1 \cdot s^1 + b_0}{a_6 \cdot s^6 + a_5 \cdot s^5 + a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0}, \quad (3)$$

где: b_0, \dots, b_6 – коэффициенты, природа которых обусловлена функциональной зависимостью конструктивно-технологических параметров исследуемого агросредства и характеристиками возмущающего воздействия:

$$\begin{aligned} - \text{для } W_1: & b_5 = f_{21} \cdot A_{11} \cdot A_{31}; \\ b_4 &= f_{21} \cdot (A_{11} \cdot A_{32} + A_{12} \cdot A_{31}) + f_{22} \cdot A_{11} \cdot A_{31}; \\ b_3 &= f_{21} \cdot (A_{11} \cdot A_{33} + A_{12} \cdot A_{32} + A_{31} \cdot A_{13}) + f_{22} \cdot (A_{11} \cdot A_{32} + A_{12} \cdot A_{31}); \\ b_2 &= f_{21} \cdot (A_{12} \cdot A_{31} + A_{13} \cdot A_{32}) + f_{22} \cdot (A_{11} \cdot A_{33} + A_{12} \cdot A_{32} + A_{13} \cdot A_{31}); \\ b_1 &= f_{22} \cdot (A_{12} \cdot A_{33} + A_{13} \cdot A_{32}) + f_{21} \cdot A_{13} \cdot A_{33}; \\ b_0 &= f_{22} \cdot A_{13} \cdot A_{33}; \\ - \text{для } W_2: & b_5 = f_{11} \cdot A_{21} \cdot A_{31}; \\ b_4 &= f_{11} \cdot (A_{21} \cdot A_{32} + A_{22} \cdot A_{31}) + f_{12} \cdot A_{21} \cdot A_{31}; \\ b_3 &= f_{11} \cdot (A_{22} \cdot A_{32} + A_{21} \cdot A_{33} + A_{23} \cdot A_{31}) + f_{12} \cdot (A_{21} \cdot A_{32} + A_{22} \cdot A_{31}); \\ b_2 &= f_{11} \cdot (A_{22} \cdot A_{33} + A_{23} \cdot A_{32}) + f_{12} \cdot (A_{21} \cdot A_{33} + A_{23} \cdot A_{31} + A_{22} \cdot A_{32}); \\ b_1 &= f_{12} \cdot (A_{22} \cdot A_{33} + A_{23} \cdot A_{32}) + f_{11} \cdot A_{23} \cdot A_{33}; \\ b_0 &= f_{12} \cdot A_{23} \cdot A_{33}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & - \text{для } W_3 : b_5 = f_{31} \cdot (A_{14} \cdot A_{24} - A_{11} \cdot A_{21}); \\
 & b_4 = f_{32} \cdot (A_{14} \cdot A_{24} - A_{21} \cdot A_{11}) - f_{31} \cdot (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}); \\
 & b_3 = -f_{31} \cdot (A_{12} \cdot A_{22} + A_{13} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{23}) - f_{32} \cdot (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}); \\
 & b_2 = -f_{31} \cdot (A_{22} \cdot A_{13} + A_{23} \cdot A_{12}) - f_{32} \cdot (A_{21} \cdot A_{13} + A_{23} \cdot A_{11} + A_{22} \cdot A_{12}); \\
 & b_1 = -f_{32} \cdot (A_{22} \cdot A_{13} + A_{23} \cdot A_{12}) - f_{31} \cdot A_{23} \cdot A_{13}; \\
 & b_0 = -f_{32} \cdot A_{23} \cdot A_{13}; \\
 & - \text{для } W_4 : b_5 = 0; \\
 & b_4 = f'_{23} \cdot A_{11} \cdot A_{31} - f'_{13} \cdot A_{24} \cdot A_{31}; \\
 & b_3 = f'_{23} \cdot (A_{11} \cdot A_{32} + A_{12} \cdot A_{31}) - f'_{13} \cdot A_{24} \cdot A_{31}; \\
 & b_2 = f'_{23} \cdot (A_{13} \cdot A_{33} + A_{12} \cdot A_{32} + A_{13} \cdot A_{31}) - f'_{13} \cdot A_{24} \cdot A_{33}; \\
 & b_1 = f'_{23} \cdot (A_{12} \cdot A_{33} + A_{13} \cdot A_{32}); \\
 & b_0 = f'_{23} \cdot A_{13} \cdot A_{33}; \\
 & - \text{для } W_5 : b_5 = 0; \\
 & b_4 = f_{24} \cdot A_{11} \cdot A_{31} - f_{14} \cdot A_{24} \cdot A_{31}; \\
 & b_3 = f_{24} \cdot (A_{11} \cdot A_{32} + A_{12} \cdot A_{31}) - f_{14} \cdot A_{24} \cdot A_{32}; \\
 & b_2 = f_{24} \cdot (A_{11} \cdot A_{33} + A_{13} \cdot A_{31} + A_{12} \cdot A_{32}) - f_{14} \cdot A_{24} \cdot A_{33}; \\
 & b_1 = f_{24} \cdot (A_{12} \cdot A_{33} + A_{13} \cdot A_{32}); \\
 & b_0 = f_{24} \cdot A_{13} \cdot A_{33}.
 \end{aligned}$$

Из анализа математической модели (1) следует, что динамика вертикальных колебаний ширококолейного агросредства обусловлена рядом его конструктивных параметров. В первую очередь к ним относятся параметры пневматической шины опорных колес, в частности ее коэффициент жесткости. При отсутствии других элементов системы поддресоривания ширококолейного агросредства в (1) можно принять, что $C_1=C_{ш1}$, $C_2=C_{ш2}$.

Физическим объектом теоретических исследований являлся опытный образец ширококолейного агросредства с шириной колеи 3 м, разработанный в Таврическом государственном агротехнологическом университете (рис. 2) [19, 20].

Указанное ширококолейное агросредство конструкции ТГАТУ (рис. 2) в процессе математического моделирования динамики его вертикальных колебаний рассматривалось в трех вариантах типоразмеров шин его колес: 1 – 11,2R20; 2 – 11,2R32; 3 – 9,5R42 [9].

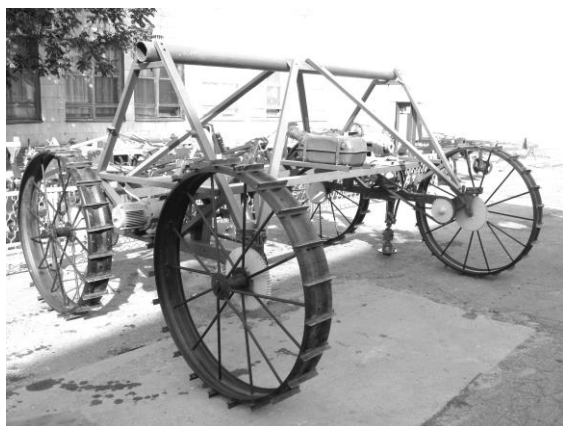


Рис. 2. Специализированное ширококолейное средство механизации сельскохозяйственного производства для колеиной системы земледелия ТГАТУ

Fig. 2. Wide Span Tractor for Controlled Traffic Farming design TSAU

В результате математического моделирования установлено, что, несмотря на определенную разницу в значении коэффициента жесткости $C_{ш2}$ каждого из вариантов шин, отличие между собой расчетных АЧХ и ФЧХ фактически несущественно (кривые 1-3, рис. 3). Но сам характер отработки колебаний неровностей профиля пути в зоне постоянной технологической колеи ширококолейным агросредством существенно зависит от частоты возмущающего воздействия. Так, на частотах до $7,0 \text{ с}^{-1}$ влияние этого параметра практически не ощущается. При $\omega > 7,0 \text{ с}^{-1}$ увеличение $C_{ш}$ вызывает опускание АЧХ со смещением резонансных пиков в бок более высоких частот (см. рис. 3а). Последние сосредоточены в диапазоне $\omega=10-11 \text{ с}^{-1}$ для рассматриваемых вариантов типоразмеров шин. И именно этот частотный диапазон является наиболее не желательным для колебаний неровностей профиля постоянной технологической колеи, поскольку усиливает динамической системой (т.е. агросредством) входное возмущение с коэффициентом усиления большим 6. Ухудшение динамики вертикальных колебаний агросредства не удастся улучшить даже увеличением жесткости его шин до 450 кН/м (кривая 5, рис. 3а). А возможное уменьшение последней до 150 кН/м уменьшает АЧХ с одновременным смещением ее резонансных пиков в бок низких частот (кривая 6, рис. 3а). Вместе с тем, дисперсии колебаний неровностей профиля постоянной технологической колеи в частотном диапазоне $\omega=13-15 \text{ с}^{-1}$ для рассматриваемых трех вариантов шин колес являются наиболее желательными, поскольку приближают характеристики к идеальным.

С точки зрения желаемой отработки динамической системой рассматриваемого возмущения существенное увеличение коэффициента жесткости шин ширококолейного агросредства является эффективным только в том случае, когда дисперсии колебаний неровностей постоянной технологической колеи сосредоточены в частотном диапазоне $\omega=0...8 \text{ с}^{-1}$ и $\omega=16...20 \text{ с}^{-1}$. С частотой возмущений менее 8 с^{-1} вертикальные колебания агросредства очень мало зависят от величины коэффициента жесткости его шин. При этом, для рассматриваемых трех вариантов шин колес агросредства, желательно чтобы дисперсии неровностей профиля постоянной технологической колеи были сосредоточены в частотном диапазоне $\omega=13-15 \text{ с}^{-1}$, где рассматриваемая динамическая система почти не реагирует на входное возмущение. Практически достичь этого можно соответствующей технологией формирования следов постоянной технологической колеи, или изменением жесткости пневматической шины путем подбора такого ее давления воздуха, который бы обеспечивал минимальное реагирование динамической системы на входное возмущение (рис. 4).

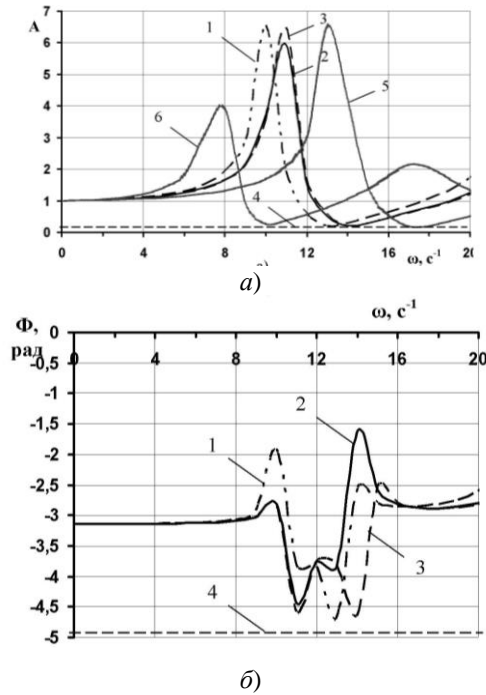


Рис. 3. АЧХ (а) и ФЧХ (б) отработки остовом над задними колесами ширококолейного агросредства колебаний профиля пути с разными шинами разной жесткости: 1 – 11,2R20 ($C_{ш2}=254$ кН/м); 2 – 11,2R32 ($C_{ш2}=292$ кН/м); 3 – 9,5R42 ($C_{ш2}=296$ кН/м); 4 – идеальные характеристики; 5 – $C_{ш2}=450$ кН/м; 6 – $C_{ш2}=150$ кН/м

Fig. 3. Amplitude- and phase-frequency response testing the frame above the rear wheels Wide Span Tractor fluctuations of the profile path with different tires of different stiffness: 1 – 11,2R20 ($C_{ш2}=254$ кН/м); 2 – 11,2R32 ($C_{ш2}=292$ кН/м); 3 – 9,5R42 ($C_{ш2}=296$ кН/м); 4 – ideal characteristics; 5 – $C_{ш2}=450$ кН/м; 6 – $C_{ш2}=150$ кН/м

На основании выше изложенного анализа можно отметить, что снижение жесткости шины ширококолейного агросредства при уменьшении частотного диапазона колебаний неровностей профиля постоянной технологической колеи в целом эффективно. Например, если уменьшить жесткость шин рассматриваемого агросредства до 150 кН/м (кривая 6, рис. 3а) желаемый частотный диапазон неровностей профиля технологической колеи сместиться в сторону меньших частот $\omega = 9-13$ с⁻¹.

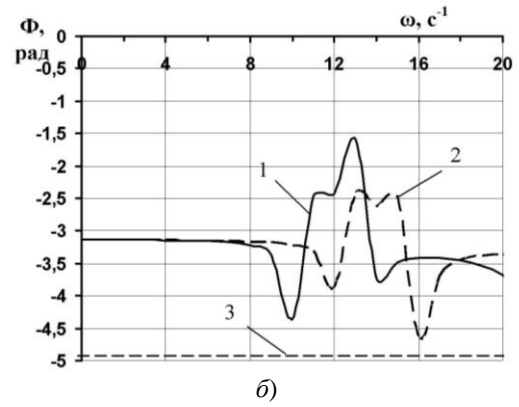
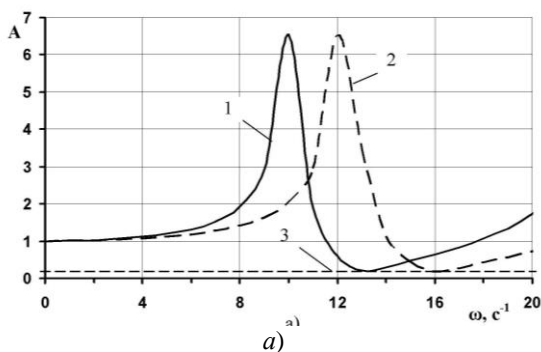


Рис. 4. АЧХ (а) и ФЧХ (б) отработки ширококолейным агросредством колебаний профиля пути с разным давлением в шинах 11,2R20: 1 – $p = 160$ кПа; 2 – $p = 240$ кПа; 3 – идеальные характеристики

Fig. 4. Amplitude- and phase-frequency response testing the Wide Span Tractor fluctuations of the profile path with different tire pressure 11,2R20: 1 – $p = 160$ кПа; 2 – $p = 240$ кПа; 3 – ideal characteristics

Динамика вертикальных колебаний технологической части ширококолейного агросредства обусловлена по (1), прежде всего, жесткостью шин опорных колес и ее эксплуатационной массой $M_{с.г.}$. Если система поддрессоривания технологической части не содержит других элементов, то в (1) можно принять $C_3 = C_{ш3}$.

В результате математического моделирования установлено, что увеличение эксплуатационной массы $M_{с.г.}$ с 300 до 500 кг приводит к нежелательному подъему АЧХ отработки технологической частью колебаний профиля пути вместе со смещением резонансных пиков в сторону низких частот (кривые 2 и 3, рис. 5 а). Если при этом существенно уменьшить коэффициент жесткости шин опорных колес технологической части до 25 кН/м, т.е. в 4 раза (кривая 5, рис. 5 а), то резонансные пики АЧХ еще больше смещаются в сторону низких частот. При этом коэффициент усиления динамической системы входного возмущения на резонансной частоте снижается только в 2 раза. И лишь на частотах больших 13 с⁻¹ АЧХ вообще становится меньше единицы и приближает характеристики к идеальным. А вот увеличение жесткости шин опорных колес до 200 кН/м (кривая 1, рис. 5 а) наоборот – на низких частотах (до $\omega = 8..10$ с⁻¹) воспроизводит технологической частью практически незначительное усиление входного возмущения, и лишь на частоте $\omega = 18$ с⁻¹ величина коэффициента усиления достигает 2.

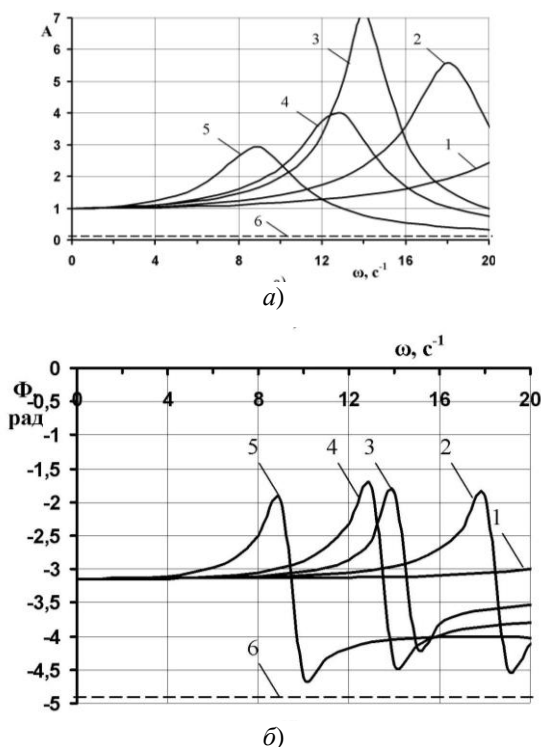


Рис. 5. АЧХ (а) и ФЧХ (б) отработки технологической частью колебаний профиля пути с разной массой ($M_{с.г.}$) и коэффициентами жесткости шин опорных колес ($C_{ш3}$): 1 – $M_{с.г.}=300$ кг; $C_{ш3}=200$ кН/м; 2 – $M_{с.г.}=300$ кг; $C_{ш3}=100$ кН/м; 3 – $M_{с.г.}=500$ кг; $C_{ш3}=100$ кН/м; 4 – $M_{с.г.}=300$ кг; $C_{ш3}=50$ кН/м; 5 – $M_{с.г.}=300$ кг; $C_{ш3}=25$ кН/м; 6 – идеальные характеристики

Fig. 5. Amplitude- and phase-frequency response testing the Wide Span Tractor fluctuations of the profile path with different mass ($M_{с.г.}$) and the coefficients of stiffness of tires of the supporting wheels ($C_{ш3}$): 1 – $M_{с.г.}=300$ kg; $C_{ш3}=200$ kN/m; 2 – $M_{с.г.}=300$ kg; $C_{ш3}=100$ kN/m; 3 – $M_{с.г.}=500$ kg; $C_{ш3}=100$ kN/m; 4 – $M_{с.г.}=300$ kg; $C_{ш3}=50$ kN/m; 5 – $M_{с.г.}=300$ kg; $C_{ш3}=25$ kN/m; 6 – ideal characteristics

В частотном диапазоне $\omega=13-15$ с⁻¹ колебаний неровностей профиля постоянной технологической колеи, который наиболее желаемый для движения ширококолейного агросредства, как было указано ранее, изменение жесткости шин опорного колеса технологической части приводит к следующему. При жесткости шины $C_{ш3}=200$ кН/м (кривая 1, рис. 5а) АЧХ имеет усиление входного возмущения с коэффициентом не большим 1,5. Дальнейшее увеличение жесткости шины, и даже использование жесткого обода, приближает АЧХ к 1, т.е. динамическая система копирует неровности профиля пути. Уменьшение жесткости шины с 200 кН/м до 100 кН/м (кривая 2, рис. 5а) в указанном частотном диапазоне увеличивает АЧХ до 3, отдаляя ее от идеальной. Уменьшение жесткости шины с 100 кН/м до 50 кН/м (кривая 4, рис. 5а) еще больше ухудшает динамику движения технологической части в вертикальной плоскости в указанном частотном диапазоне. И лишь уменьшение коэффициента жесткости шины до 25 кН/м приближает характеристики в ча-

стотном диапазоне $\omega=13-15$ с⁻¹ к идеальным (кривая 5, рис. 5а).

Исходя из вышеизложенного анализа можно констатировать, что увеличение эксплуатационной массы технологической части нецелесообразно. В случае, когда основной спектр дисперсий неровностей постоянной технологической колеи сосредоточен в высокочастотном диапазоне $\omega=13-15$ с⁻¹, то значение коэффициента жесткости его шин должны быть не больше 25 кН/м. В противном случае – использование опорных колес технологической части с коэффициентом жесткости шин близким к 200 кН/м и выше является желаемым для ее динамики движения в вертикальной плоскости.

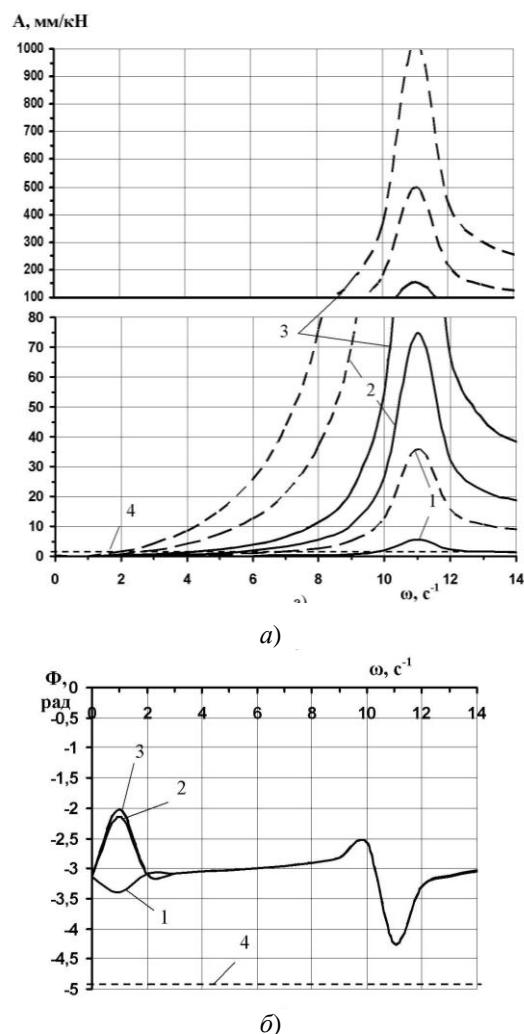


Рис. 6. АЧХ (а) и ФЧХ (б) отработки ширококолейным агросредством колебаний горизонтальной R_x (—) и вертикальной R_z (----) составляющих тягового сопротивления сельскохозяйственного орудия при разном положении навесного механизма (конструктивный параметр b_H): 1 – $b_H=1$ м; 2 – $b_H=0$ м; 3 – $b_H=-1$ м; 4 – идеальные характеристики

Fig. 6. Amplitude- and phase-frequency response testing the Wide Span Tractor fluctuations of the horizontal R_x (—) and vertical R_z (----) components of the traction resistance of agricultural implements at different position of the hinged mechanism (constructive parameter b_H): 1 – $b_H=1$ m; 2 – $b_H=0$ m; 3 – $b_H=-1$ m; 4 – ideal characteristics

Характер отработки колебаний тягового сопротивления сельскохозяйственного орудия технологической части ширококолейного агросредства (рис. 6) существенно зависит от положения навесного механизма (конструктивный параметр b_n , см. рис. 1). Из анализа полученных АЧХ имеем, что смещение навесного механизма из положения заднего навешивания (кривая 1, рис. 6а) в центральное, (кривая 3, рис. 6а) ухудшает динамику его движения в вертикальной плоскости. Коэффициент усиления возмущения при этом на резонансной частоте $\omega=11 \text{ с}^{-1}$ для составляющей тягового сопротивления R_x достигает почти 20, а для вертикальной R_z – 30.

Наиболее приемлемым с точки зрения динамики вертикальных колебаний ширококолейного агросредства является вариант заднего навешивания орудий. В этом случае, в характерном для большинства сельскохозяйственных орудий диапазоне частот колебаний $0...14,0 \text{ с}^{-1}$, на каждый 1кН тягового сопротивления приходится от 5 до 35 мм амплитуды вертикальных колебаний ширококолейного агросредства (кривая 1, рис. 6а).

Что касается фазового сдвига отработки динамической системой возмущений тягового сопротивления сельскохозяйственного орудия, то характер ФЧХ практически не зависит от конструктивного параметра b_n (рис. 6б). К тому же, стремление ФЧХ к идеальным на резонансной частоте $\omega=11 \text{ с}^{-1}$ является желаемым.

ВЫВОДЫ

1. В результате математического моделирования динамики плоско-параллельного движения ширококолейного агросредства в продольно-вертикальной плоскости установлено, что, с точки зрения желаемой отработки динамической системой возмущения, существенное увеличение коэффициента жесткости шин его опорных колес является эффективным только в том случае, когда дисперсии колебаний неровностей профиля постоянной технологической колеи сосредоточены в частотном диапазоне $0...8 \text{ с}^{-1}$ и $16...20 \text{ с}^{-1}$. Рассматриваемая динамическая система почти не реагирует на возмущение, если основной спектр дисперсий неровностей профиля постоянной технологической колеи сосредоточен в частотном диапазоне $13-15 \text{ с}^{-1}$. Практически достичь этого можно соответствующей технологией формирования следов постоянной технологической колеи или изменением жесткости пневматической шины путем подбора такого давления воздуха в ней, который бы обеспечивал минимальное реагирование динамической системы на входное возмущение. Если дисперсии неровностей профиля постоянной технологической колеи сосредоточены в диапазоне меньших частот, то уменьшение жесткости шины колес агросредства является эффективным.

2. Теоретическим путем установлено, если основной спектр дисперсий неровностей постоянной технологической колеи будет сосредоточен в высокочастотном диапазоне $13-15 \text{ с}^{-1}$, то коэффициент жесткости шин опорных колес технологической ча-

сти ширококолейного агросредства должен быть не более 25 кН/м или не менее 200 кН/м . Также установлено, что увеличение эксплуатационной массы технологической части ухудшает динамику ее движения в вертикальной плоскости.

3. Теоретическим путем доведено, что характер отработки колебаний тягового сопротивления ширококолейным агросредством существенно зависит от положения навесного механизма. Установлено, что смещение навесного механизма из положения заднего навешивания в центральное – ухудшает динамику его движения в вертикальной плоскости. С практической точки зрения неудовлетворительный результат последнего можно компенсировать изменением жесткости пневматической шины путем подбора такого ее давления воздуха, который бы обеспечивал минимальное реагирование динамической системы на неровности профиля постоянной технологической колеи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Controlled Traffic Farming – CTF**. Available online at: www.controlledtrafficfarming.com.
2. **Надыкто В.Т., Улексин В.А. 2008.** Колейная и мостовая системы земледелия. Монография. Мелитополь, 270. (Украина).
3. **Улексин В.А. 2008.** Мостовое земледелие. Монография. Днепропетровск, 224.
4. **Надыкто В.Т., Кувачев В.П. 2015.** Колейная и мостовая система земледелия: пути практической реализации. Материалы XVI Международной научной конференции «Современные проблемы земледельческой механики» 17-19 октября 2015 г. НУБиП. 4-8. (Украина).
5. **Кувачев В.П., Митков В.Б. 2012.** Обоснование критериев совместного маршрутизированного движения технологического комплекса МТА Научный вестник ТГАТУ. Вып. 2, т. 5. 8-15. (Украина).
6. **Pedersen Н.Н. 2013.** User requirements for a Wide Span Tractor for Controlled Traffic Farming. Available online at: <http://cigr.org/>.
7. **Chamen W.C.T. 2013.** Wide Span CTF. Available online at: <http://ctfeurope.co.uk/Whats/Wide-Span-CTF.aspx>.
8. **Chamen W.C.T. 1994.** Design, Operation and Performance of a Gantry System: Experience in Arable Cropping. Journal of Agricultural Engineering Research. №59(1). 45-60.
9. **Кувачев В.П. 2015.** К вопросу выбора шин специализированных ширококолейных средств сельскохозяйственного назначения. Научный вестник ТГАТУ. Вып. 5, т. 1. 14-21. (Украина).
10. **Гуськов В.В. 1984.** Тракторы: Теория. М.: Машиностроение, 374.
11. **Кутыков Г.М. 2015.** Тракторы и автомобили: теория и технологические свойства: Учебник. М.: НИЦ ИНФРА-М, 506.
12. **Кюрчев В.Н. 2015.** Механико-технологические основы агрегатирования пахотно-пропашных тракторов. Автореф. диссерт. д.т.н. Глеваха, 48. (Украина).

13. **Tayanowskiy G., Tanaś W. 2006.** Учет динамики колебаний трактора в оценке его навесоспособности и нагруженности мостов. MOTROL. 8A. 271–279.
14. **Хабрат Н.И., Умеров Э.Д. 2015.** Обоснование кинематической схемы привода агромостового агрегата. Тракторы и сельхозмашины. №2. 22-25.
15. **Булгаков В.М., Кравчук В.И., Надикто В.Т. 2008.** Агрегатирование плугов. Киев: Аграрная наука, 152. (Украина).
16. **Лурье А.Б. 1979.** Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. Л.: Колос, 376.
17. **Лурье А.Б. 1976.** Автоматизация сельскохозяйственных агрегатов. Л.: Колос, 264.
18. **Пашенко В.Ф. 2006.** К методики построения математических моделей функционирования динамических систем. Вести академии инженерных наук Украины. №1(28). 27-28. (Украина).
19. **Кувачев В.П., Шульга А.В. 2014.** Пат. №93888 Украина. Мостовое средство для сельскохозяйственных работ. Бюл. № 20. (Украина).
20. **Кувачев В. 2015.** Моделирование плоско-параллельного движения в горизонтальной плоскости ширококолейного агросредства при кинематическом способе его управления. MOTROL. Vol. 17, № 9. 49-54.

MODELLING OF PLANE-PARALLEL
 MOVEMENT IN VERTICAL PLANE
 WIDE SPAN TRACTOR FOR A
 CONTROLLED TRAFFIC FARMING

Summary. The Wide Span Tractor a mechanization system for a Controlled Traffic Farming is promising. Effectiveness of their practical use on grounded scientific base or theoretical basics the studies of their technological properties are depends.

The theoretical basics of the dynamics of plane-parallel movement of Wide Span Tractor in vertical plane in the article are presents. Model of Wide Span Tractor as a dynamical system in terms of its reactions to input the actions are considered. Jerks and shocks caused by the roughness of the permanent technological ruts and uneven traction resistance of agricultural tools techno-logical parts Wide Span Tractor which are.

The basis of the theoretical research basic principles of theoretical mechanics, the theory of the tractor, statistical dynamics and the theory of automatic control of linear dynamical systems when playing them statistically random perturbation of input actions are submitted. The analysis is evaluating the degree of influence of scheme and parameters Wide Span Tractor on the dynamics of its movement in the vertical plane of the bone on the amplitude and phase frequency characteristics are based. Physical object of theoretical research was a prototype of a Wide Span Tractor for Controlled Traffic Farming design TSAU.

The mathematical model Wide Span Tractor differential and operational form of record are presented. On the basis of mathematical models amplitude - and phase-frequency characteristics of mining perturbations are calculated: testing of the framework Wide Span Tractor and technological unit fluctuations of the profile path with different parameters of the tires of the supporting wheels and pressure in them, a lot of different agricultural implements. As well the testing Wide Span Tractor oscillations of the traction resistance of agricultural implements at different position of the hinged mechanism. Building mathematical models, amplitude - and phase-frequency characteristics the effect of perturbations on the dynamics of motion of the Wide Span Tractor in the vertical plane, as well as his constructive and other parameters on the smoothness allows us to estimate.

Key words: Controlled Traffic Farming, Wide Span Tractor, agriculture, theoretical studies, movement in the horizontal plane.

