

Всесоюзный ордена Трудового Красного Знамени
научно-исследовательский институт
сельскохозяйственного машиностроения
имени В.П. Горячкина
ВИСХОМ

На правах рукописи

ВЕРШКОВ
Александр Александрович

УДК 631.316.072:531.3

УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ШИРОКОЗАХВАТНЫХ
БЕССЦЕПЧНЫХ КУЛЬТИВАТОРОВ
И ОБОСНОВАНИЕ ИХ ПАРАМЕТРОВ
К ТРАКТОРАМ ТЯГОВОГО КЛАССА 1,4...8

Специальность 05.06.01 - сельскохозяйственные
и гидромелиоративные машины

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1982

Работа выполнена во Всесоюзном ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательском институте сельскохозяйственного машиностроения им. В.П.Горькина (ВИСХОМ).

Научный руководитель – кандидат технических наук, старший научный сотрудник И.М.Панов.

Официальные оппоненты: Доктор технических наук, профессор М.Д.Подскребко;

кандидат технических наук, старший научный сотрудник Г.К.Васильев.

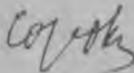
Ведущая организация – Головное специализированное конструкторское бюро (ГСКБ) по культиваторам и сечкам "Красный Аксай".

Защита диссертации состоится " _____ " _____ 1982г.
в _____ часов на заседании специализированного совета К.132.02.01 по присуждению ученой степени кандидата технических наук Всесоюзного ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательского института сельскохозяйственного машиностроения имени В.П.Горькина (ВИСХОМ) по адресу: 127247, г. Москва, Дмитровское шоссе, 107

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ВИСХОМа.

Автореферат разослан " _____ " _____ 1982 г.

Ученый секретарь
специализированного совета К.132.02.01,
доктор технических наук

 А.А.СОРОКИН

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981–1985 гг. и на период до 1990 года, утвержденных XXVI съездом КПСС предусмотрено увеличить среднегодовой объем производства продукции сельского хозяйства по сравнению с предыдущим пятилетием на 12...14%. Важное место в решении этой задачи принадлежит качественному и своевременному выполнению одной из основных операций по обработке почвы – сплошной предпосевной культивации.

В настоящее время сплошная культивация выполняется в основном сцепочными агрегатами, состоящими из универсальных сцепок типа СП–II и СП–I6 и культиватора КПС–4 шириной захвата 4 м. Однако большая трудоемкость работ при переводе агрегата из рабочего положения в транспортное и обратно, выполняемая, как правило, с привлечением 3–4 механизаторов в течение 1,5–2 часов, сдерживает рост производительности труда при выполнении сплошной культивации. Кроме того, большая степень изменения ширины захвата сцепочного агрегата, кратная ширине захвата одного культиватора ($B = 4$ м), не позволяет в ряде случаев обеспечить рациональное использование мощности тракторов различного класса.

В связи с этим, обоснование параметров беспсепочных культиваторов, позволяющих рационально загрузить тракторы различного класса, улучшить качество выполнения технологического процесса, увеличить производительность труда при выполнении сплошной культивации и сократить количество обслуживающего персонала до одного механизатора, является актуальной и важной народнохозяйственной задачей.

Цель работы. Целью работы является исследование устойчивости движения широкозахватных беспсепочных культиваторов по глубине обработки и обоснование их основных параметров при работе с тракторами тягового класса I,4...8 в различных почвенно-климатических зонах.

В задачи исследований входило: разработать математическую модель движения секционного беспсепочного культиватора; определить влияние внешних возмущающих факторов (высоты неровностей, твердости почвы), конструктивных и кинематичес-

ких параметров (ширины захвата секций и скорости движения) на устойчивость движения культиватора по глубине обработки в продольно- и поперечно-вертикальных плоскостях; выбрать метод расчета и критерии оптимизации основных параметров беспцепочных культиваторных агрегатов с тракторами тягового класса I,4...8 при работе в основных почвенно-климатических зонах, определить агротехнические и технико-экономические показатели работы беспцепочных культиваторов; разработать рекомендации по выбору основных параметров беспцепочных культиваторов.

Методика исследований. Для решения поставленных задач проведены теоретические и экспериментальные исследования.

Объектом исследования явился опытный образец беспцепочного культиватора КШУ-12, разработанный ГСКБ по культиваторам и сцепкам (г.Ростов-на-Дону) совместно с рядом научно-исследовательских институтов (ВИСХОМ, ВИМ и др.) для агрегатирования с тракторами тягового класса 3.

Методика исследований включала применение регистрирующей аппаратуры, используемой в смежных областях техники и разработку специальных устройств, позволяющих проводить широкие полевые исследования, в том числе тензометрирование. При проведении теоретических исследований и обработке результатов экспериментов широко использовались методы математики, теории случайных процессов и теории устойчивости с применением ЭВМ.

Научная новизна. Разработана методика расчета основных параметров беспцепочных культиваторных агрегатов для различных почвенно-климатических зон, что позволило обосновать типоразмерный ряд семейства беспцепочных культиваторов к тракторам тягового класса I,4...8.

Разработана и исследована математическая модель движения секционных беспцепочных культиваторов по глубине обработки, что позволило установить степень влияния внешних возмущающих факторов (высоты неровностей, твердости почвы), параметров секций и их взаимного колебания на копирование рельефа поля и устойчивость движения культиватора по глубине обработки. Определены параметры секций беспцепочного культиватора, обеспечивающие качественное выполнение технологического процесса.

Предложена методика оценки устойчивости движения секционных бесцепочных почвообрабатывающих машин.

Практическая ценность заключается в выработке рекомендаций по проектированию перспективных широкозахватных бесцепочных культиваторов с параметрами, позволяющими повысить производительность труда на 30...40%, снизить приведенные затраты на 20...25% и улучшить качество выполнения технологического процесса.

Реализация результатов работы. На основании результатов проведенных исследований изготовлен, прошел успешно государственные испытания и рекомендован в производство бесцепочный культиватор КШУ-12 к тракторам тягового класса 3. Разработано техническое задание и изготовлены макетные образцы бесцепочных культиваторов КШУ-22 и КШУ-6 соответственно к тракторам тягового класса 8 и 2.

Апробация. Основные положения работы докладывались на восьмой научно-технической конференции молодых специалистов сельхозмашиностроения (г.Москва, ВИСХОМ, декабрь 1979 г.), на техническом совете ГСКБ по культиваторам и сцепкам (г.Ростов-на-Дону, 1982 г.); на секции НТС ВИСХОМа по комплексам машин для мелiorации, обработки почвы, посева и ухода за с.-х.культурами (г.Москва, август 1982 г.).

Публикация. Основные положения диссертационной работы изложены в трех печатных работах общим объемом 2 печ.листа (в том числе без соавторов 1,71 печ.лист).

Объем работы. Диссертация изложена на 191 страницах машинописного текста, включая введение, 6 глав, общие выводы, содержит 5 таблиц, 89 рисунков, 5 приложений. Список литературы содержит 130 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Состояние вопроса и задачи исследований. Дан анализ существующих конструкций культиваторных агрегатов для сплошной обработки почвы, методов расчета и выбора основных параметров сельскохозяйственных машин и способов определения устойчивости движения почвообрабатывающих орудий.

Анализ показал, что наиболее перспективными и экономически выгодными являются бесцепочные культиваторы. Вместе

с тем, из-за отсутствия рекомендаций по определению и выбору параметров беспцепочных культиваторов, обеспечивающих рациональную загрузку тракторов различного класса и качественное выполнение технологического процесса сдерживается их создание и производство.

Проблеме обоснования оптимальных параметров сельскохозяйственных машин, обеспечивающих рациональную загрузку тракторов различного класса тяги, посвящены многочисленные работы, в том числе работы М.И.Медведева, Б.А.Линтаврова, Ю.К.Киртбая, С.А.Иофинова, Б.С.Свирщевского, В.Н.Болтинского, В.В.Кацгыгина, И.П. Ксеновича, И.И. Трепененкова, Н.М.Орлова и др. В большинстве работ параметры агрегатов определяются с использованием двух критериев оптимизации - производительности и приведенных затрат, для условий конкретной почвенно-климатической зоны. В ряде работ не используются такие критерии, как расход топлива и материалоемкость. Поэтому расчет и анализ параметров беспцепочных культиваторов в полном объеме выполнить нельзя.

Исследованием устойчивости движения почвообрабатывающих машин занимались многие отечественные и зарубежные ученые. Первые разработки в этом направлении были сделаны основоположником земледельческой механики акад.В.П.Горьчкиным. Дальнейшее развитие теория устойчивости движения получила в работах И.И.Артоболевского, В.А.Желиговского, П.М.Василенко, А.И.Тимофеева, П.Т.Бабий, Г.Н.Синеокова, Н.Д.Лучинского, Б.И.Турбина, А.Б. Лурье, А.И.Любимова, Л.В.Гячева и др.

В то же время, вследствие кинематических и динамических особенностей беспцепочных культиваторов (взаимосвязь секций, различное количество степеней их свободы, передача тягового усилия трактора боковым секциям через центральную) они не имеют аналога среди существующих почвообрабатывающих машин.

К работам, отражающим динамику беспцепочных культиваторов следует отнести исследования, выполненные А.П.Грибановским, Р.В.Биндлингмайером, В.Т.Галкиным. Ими решен ряд вопросов, связанных с устойчивостью движения отдельной секции культиватора-плоскореза. Однако в целом динамика беспцепочного культиватора остается не исследованной.

На основании анализа состояния вопроса определены задачи исследований.

Расчет и обоснование основных параметров бесплопных культиваторных агрегатов проведен с использованием основных положений методики разработанной ВИСХОМом и НАТИ. Расчет параметров бесплопных культиваторов осуществлялся по четырем критериям оптимизации: приведенным затратам ($C_{пр}$), производительности (W), удельной материалоемкости (M) и удельному расходу горючего. Выбор оптимальных параметров, в отличие от существующей методики, производился с учетом значения величины каждого из этих критериев. При этом предпочтение отдавалось параметрам, обеспечивающим экстремум нескольких критериев одновременно с отклонением не более $\pm 5\%$. Дополнительно в методику был введен расчет используемой массы трактора (G_u) и удельного расхода топлива двигателем трактора (g_u) при различном значении мощности. Математическая модель разработанной методики расчета имеет вид:

Характеристика процесса

$$P_r = f_1(G_{зг}, B, v, K_{y\delta});$$

$$\delta^* = f_2(P_{кр}, G_{зг});$$

$$N = f_3(P_r, G_{зг}, v, \delta^*),$$

где P_r - тяговое сопротивление культиватора, кН;
 δ^* - буксование двигателей трактора;
 N - реализуемая мощность двигателя трактора, кВт;
 $G_{зг}$ - эксплуатационная масса трактора, кг;
 $K_{y\delta}$ - удельное сопротивление почвы, кН/м;
 B - ширина захвата культиватора, м;
 $P_{кр}$ - крутящее усилие трактора, кН.

Критерии оптимизации

$$W = f_4(B, v, \tau);$$

$$C_{пр} = f_5(W, B, v, z, \dots);$$

$$M = f_6(B, G_{кр}, G_M);$$

$$G_T = f_7(N, \tau, g),$$

где W - производительность агрегата, га/ч
 $C_{пр}$ - приведенные затраты, руб/га;
 M - удельная материалоемкость, кг/га;
 G_T - удельный расход горючего, кг/га.

Определение оптимальных параметров беспечных культиваторов осуществлялось решением на экстремум уравнений, описывающих функциональную связь критериев оптимизации и действующих факторов. При этом оптимальными считались параметры культиватора, обеспечивающие максимум производительности, минимум приведенных затрат, минимум удельной материалоемкости и удельного расхода горючего.

В процессе расчета, вследствие использования технических характеристик реальных тракторов, применялся блок контроля:

$$v \leq v_{max}; \quad \delta^* \leq \delta_{max}^*;$$

$$N_i \leq N_o; \quad G_u \leq G_{gr},$$

где v — скорость движения агрегата, км/ч;
 δ^* — буксование движителей трактора;
 N — реализуемая мощность двигателя трактора, кВт;
 G_u — используемая масса трактора, кг.

Его назначение — проверка полученных параметров беспечных культиваторных агрегатов на соответствие заданным техническим характеристикам трактора. При этом заданными являлись: максимальная скорость движения агрегата — 15 км/ч; буксование движителей трактора — $\delta_{max}^* = 18\%$ — для колесных и $\delta_{max}^* = 5\%$ — для гусеничных тракторов; номинальная мощность двигателя трактора — N_o ; эксплуатационная масса трактора — G_{gr} .

Расчет основных параметров беспечных культиваторных агрегатов осуществлялся на ЭВМ "Минск-32" по четырнадцатью типам выпускаемых и перспективных тракторов тягового класса I, 4...8. По результатам расчета построены номограммы, которые позволяют выбрать оптимальную ширину захвата беспечного культиватора в зависимости от класса трактора и условий почвенно-климатических зон. На рис. I в качестве примера приведена номограмма выбора параметров беспечного культиватора к тракторам тягового класса 3 (Т-150К) для работы в условиях юго-восточных районов Украины.

Анализ результатов расчета позволил установить, что при работе в зонах с преобладанием полевых участков площадью меньше 24 га экономически эффективным является использование тракторов тягового класса I, 4...8 с беспечными культиваторами шириной захвата 5...12 м на скоростях движения $v = 6,48...14,4$ км/ч.

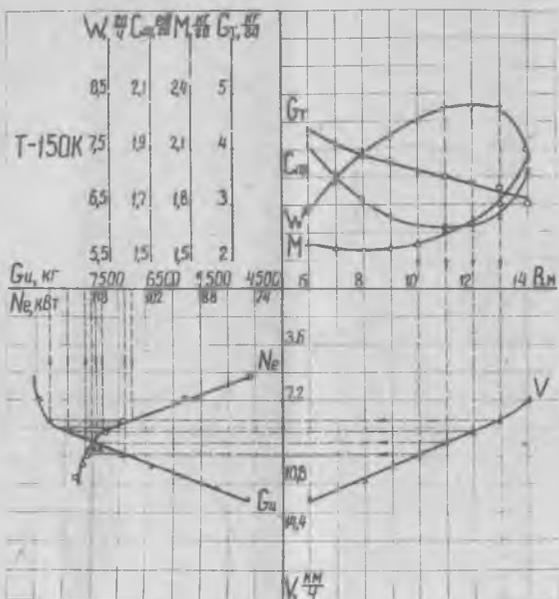


Рис. 1. Номограмма выбора параметров бесцепочного культиватора к трактору Т-150К

В зонах с площадью полевых участков свыше 24 га экономическая эффективность использования тракторов тягового класса 1,4...8 разнзначна. При этом их рациональное агрегатирование достигается наличием семейства бесцепочных культиваторов, состоящего из шести типоразмеров, параметры которых приведены в таблице

Основные параметры бесцепочных культиваторных агрегатов

Класс трактора	Ширина захвата культиватора, В, м	Скорость движения, v , км/ч
1,4	5	9,5...10,8
2	6...7	13,68...14,4
3	10...12	7,2...9,36
4	12...14	8,64...10,8
5	16...18	7,92...10,8
8	22...26	12,24...12,96

Теоретические исследования движения беспцепочного культиватора. При составлении математической модели движения прицепного секционного беспцепочного культиватора принимали, что трактор движется прямолинейно с постоянной скоростью и его влияние на культиватор незначительно. Культиватор рассматривался как трехмассовая динамическая система со стационарными голономными связями, в которой массы секций сосредоточены в центрах масс, а сопротивление почвы рабочим органам — в центрах сопротивлений.

Расчетная схема беспцепочного культиватора составлялась с учетом движения секций в продольно- и поперечно-вертикальных плоскостях. При этом рассматривались следующие виды движения (рис.2):

— угловые перемещения секций культиватора в продольно-вертикальной плоскости вокруг горизонтальной оси, проходящей через точку прицепа;

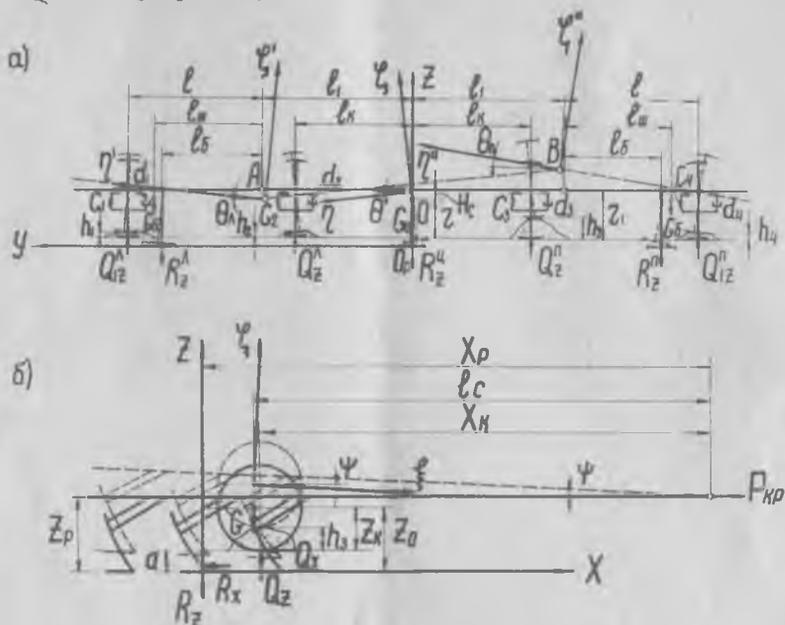


Рис. 2. Расчетная схема к выводу уравнений движения секционного беспцепочного культиватора:

а) в поперечно-вертикальной плоскости; б) в продольно-вертикальной плоскости

- угловые перемещения центральной секции культиватора в поперечно-вертикальной плоскости вокруг продольной оси, проходящей через центр масс секций (0) и точку прицепа;

- угловые перемещения левой и правой боковых секций культиватора в поперечно-вертикальной плоскости вокруг продольных осей, проходящих через центр сопрягающих шарниров (А и В).

В соответствии с принятыми видами движений введены четыре системы координат. Три подвижные системы координат ξ, ζ, ζ ; ξ', ζ', ζ' ; ξ'', ζ'', ζ'' - жестко связанные соответственно с центральной, левой и правой боковыми секциями и неподвижная система координат XYZ - жестко связанная с поверхностью поля на глубине обработки. Положение секций культиватора в возмущенном движении определялось углами Эйлера ψ и θ , принятыми в качестве обобщенных координат и отражающими: ψ - угловые перемещения секций культиватора в продольно-вертикальной плоскости; $\theta, \theta_A, \theta_B$ - угловые перемещения соответственно центральной, левой и правой боковых секций в поперечно-вертикальной плоскости.

Математическая модель движения составлялась с помощью дифференциального уравнения Лагранжа II рода, которое в общем случае имеет вид

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_{q_i}$$

где T - кинетическая энергия культиватора;

Π - потенциальная энергия культиватора;

Φ - функция рассеивания Релея или диссипативная функция;

Q_{q_i} - обобщенная сила, соответствующая обобщенной координате;

После определения кинетической, потенциальной энергии, диссипативной функции рассеивания, обобщенных сил и проведения ряда преобразований получена система четырех дифференциальных уравнений второго порядка, описывающая движение секций культиватора в продольно- и поперечно-вертикальной плоскостях:

$$I \cdot [(M_u + 2M_B) l_c^2 + (I_y^u + 2I_y^B)] \ddot{\psi} + M_B l_c l_m (\ddot{\theta}_A - \ddot{\theta}_B) = (R_x^u + R_x^A + R_x^B) z_p + (Q_x^u + Q_x^A + Q_{ix}^u + Q_{ix}^A) z_p - (R_x^u + R_x^A + R_x^B) x_p + (Q_x^u + Q_x^A + Q_{ix}^u - Q_{ix}^A) x_p -$$

$$\begin{aligned}
 & -(\sigma_u + 2\sigma_\delta)l_c + d_1\chi_\kappa(h_{1max}\omega_1\sin 2\omega_1 t + h_{4max}\omega_4\sin 2\omega_4 t) + \\
 & + d_2\chi_\kappa(h_{2max}\omega_2\sin 2\omega_2 t + h_{3max}\omega_3\sin 2\omega_3 t) + c_1\chi_\kappa(h_{1max}\sin^2\omega_1 t + \\
 & + h_{4max}\sin^2\omega_4 t) + c_2\chi_\kappa(h_{2max}\sin^2\omega_2 t + h_{3max}\sin^2\omega_3 t) - 2(d_2 + d_1) \times \\
 & \times \chi_\kappa^2 \dot{\psi} - [2\chi_\kappa^2(c_2 + c_1) - (R_x^u + R_x^a + R_x^n)]\chi_\rho - (Q_x^a + Q_x^n + Q_{ix}^a + Q_{ix}^n)\chi_\kappa + \\
 & + (\sigma_u + 2\sigma_\delta)H_c]\psi - d_1\chi_\kappa l\theta_\lambda - c_1\chi_\kappa l\theta_\lambda + d_1\chi_\kappa l\theta_n + c_1\chi_\kappa l\theta_n;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 2. [2M_\delta(l_w^2 + H_c^2) + I_x^a]\ddot{\theta} - M_\delta(l_w l_1 - H_c^2)(\ddot{\theta}_\lambda + \ddot{\theta}_n) = (Q_z^a - Q_z^n)l_\kappa - d_1 \times \\
 \times (h_{1max}\omega_1\sin 2\omega_1 t - h_{4max}\omega_4\sin 2\omega_4 t)l_1 - d_2(h_{2max}\omega_2\sin 2\omega_2 t - \\
 - h_{3max}\omega_3\sin 2\omega_3 t)l_\kappa - c_1(h_{1max}\sin^2\omega_1 t - h_{4max}\sin^2\omega_4 t)l_1 - \\
 - c_2(h_{2max}\sin^2\omega_2 t - h_{3max}\sin^2\omega_3 t)l_\kappa - 2(d_2 - d_1)l_\kappa^2\theta - [2l_\kappa^2(c_2 + c_1) + \\
 + (Q_z^a - Q_z^n)Z_\kappa]\theta + d_1 l_1(\ddot{\theta}_\lambda + \ddot{\theta}_n) + c_1 l_1(\theta_\lambda + \theta_n);
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 3. [M_\delta(l_w^2 + H_c^2) + I_x^a]\ddot{\theta}_\lambda + M_\delta l_c l_w \ddot{\psi} - M_\delta(l_1 l_w - H_c^2)\ddot{\theta} = Q_{1z}^a l - \\
 - R_z^a l_\delta - G_\delta l_w - Q_z^a(l_1 - l_\kappa) + R_z^u l_1 + c_1 l h_{1max}\sin^2\omega_1 t + d_1 l h_{1max}\omega_1 \times \\
 \times \sin 2\omega_1 t + d_1 l_1 \ddot{\theta} + [c_1 l_1 + Q_z^a Z_\kappa + R_z^a Z_\rho + G_\delta H_c]\theta_\lambda - d_1 \chi_\kappa l \dot{\psi} - \\
 - c_1 \chi_\kappa l \psi - d_1 l^2 \ddot{\theta}_\lambda + [c_1 l_1 + Q_z^a Z_\kappa - R_z^u Z_\rho]\theta;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 4. [M_\delta(l_w^2 + H_c^2) + I_x^a]\ddot{\theta}_n - M_\delta l_c l_w \ddot{\psi} - M_\delta(l_1 l_w - H_c^2)\ddot{\theta} = \\
 = R_z^a l_\delta - Q_{1z}^a l + Q_z^a(l_1 - l_\kappa) - R_z^u l_1 + G_\delta l_c - c_1 h_{1max} l \sin^2\omega_1 t - \\
 - d_1 l h_{1max}\omega_1 \sin 2\omega_1 t + d_1 l_1 \ddot{\theta} + [c_1 l_1 + Q_z^a Z_\kappa + R_z^u Z_\rho]\theta - \\
 - d_1 l^2 \ddot{\theta}_n - [c_1 l^2 + R_z^u Z_\rho - Q_{1z}^a Z_\kappa + G_\delta H_c]\theta_n + d_1 \chi_\kappa l \dot{\psi} + c_1 \chi_\kappa l \psi,
 \end{aligned}$$

где $I_x^u, I_x^\delta, I_y^u, I_y^\delta$ - моменты инерции соответственно центральной и боковой секций;

$R_x^u, R_x^a, R_x^\delta, R_z^u, R_z^a, R_z^n$ - составляющие сопротивления почвы рабочим органам соответственно центральной и боковых секций;

$Q_x^a, Q_x^n, Q_{ix}^a, Q_{ix}^n, Q_z^a, Q_z^n, Q_{1z}^a, Q_{1z}^n$ - составляющие реакции почвы на опорные колеса соответственно центральной и боковых секций;

M_u, M_δ - массы соответственно центральной и боковых секций;

- G_c, G_b — силы тяжести соответственно центральной и боковой секций;
 C_1, C_4, C_2, C_3 — коэффициенты жесткости шин опорных колес соответственно боковых и центральной секций;
 d_1, d_4, d_2, d_3 — коэффициенты сопротивления (демпфирования) перемещению опорного колеса соответственно боковых и центральной секций;
 $h_{1max}, h_{4max}, h_{2max}, h_{3max}$ — высота неровности под опорным колесом соответственно боковых и центральной секций;
 $l_c, l_w, Z_p, Z_k, X_p, X_k, H_c, l, l_1, l_b, l_k$ — геометрические размеры согласно расчетной схемы (рис.2).

Представленная математическая модель учитывает влияние внешних возмущающих факторов, диссипативные свойства динамической системы, взаимосвязь колебательного движения секций, геометрические размеры секций, их массы и моменты инерции. Решение системы дифференциальных уравнений осуществлялось на ЭВМ "Минск-32" методом численного интегрирования Рунге-Кутты с использованием данных по силовым параметрам, профилю поверхности поля и твердости почвы, полученных при экспериментальных исследованиях. В результате расчета определены зависимости колебательных движений секций от частоты воздействия возмущающих факторов, ширины захвата секций, скорости движения агрегата, твердости почвы.

Программа и методика экспериментальных исследований предусматривала: определение энергетических и силовых характеристик культиватора; исследование влияния ширины захвата секций; глубины обработки, почвенного фона и скорости движения на угловые перемещения секций в продольно- и поперечно-вертикальных плоскостях и копирование рельефа поля; получение агротехнических показателей работы культиватора в условиях реальной эксплуатации.

При проведении полевых исследований использовался культиватор КШУ-12 с шириной захвата боковых секций равной 1,845; 2,965; 3,64 м, соответствующей общей ширине захвата культиватора 8; 10; 12 м, в агрегате с трактором Т-150К Ско-

рости движения агрегата соответствовали П - I; П - 2; П - 3 передачам трактора и находились в диапазоне 6...11 км/ч.

Фоном для всех исследований были выбраны участки, заранее вспаханные плугом и оставленные под покров озимых. Влажность почвы на протяжении всего периода исследований находилась в пределах 11...16%, твердость - 0,4...1,08 МПа. Культивация выполнялась при установочной глубине 0,06...0,08 и 0,10...0,12 м, на двух почвенных фонах - после пахоты и после первой культивации.

В процессе исследований замерялись следующие показатели: тяговое сопротивление культиватора; реакция почвы на опорных колесах секций; угловые перемещения секций в продольно- и поперечно-вертикальной плоскостях; путь, пройденный агрегатом и рельеф поверхности поля.

Анализ осциллограмм записи реализации процессов показал, что они относятся к стационарным случайным процессам. Вследствие этого использовался математический аппарат теории стационарных случайных процессов, характеристикой которых являются авто- и взаимнокорреляционные функции и соответствующие спектральные плотности.

Кроме этого определялись: математическое ожидание, дисперсия и коэффициент вариации. Все расчеты выполнялись на ЭВМ "ЕС-1026".

По результатам расчета строились графики автокорреляционной, взаимнокорреляционной функций и соответствующих им спектральных плотностей. Математическое ожидание и дисперсия силовых параметров (реакции почвы на опорные колеса секций, сопротивление почвы рабочим органам культиватора) использовались при решении полученной системы дифференциальных уравнений, описывающей движение секционных бесцепочных культиваторов. Решение производилось по двум начальным условиям: с нулевыми и незначительно отличающимися от нуля значениями переменных, принятых равными $\psi = \theta = \theta_p = 0,00435$ рад. и $\dot{\psi} = \dot{\theta} = \dot{\theta}_\lambda = \dot{\theta}_n = 0,0087$ рад/с. Полученные решения с нулевыми начальными условиями представляли собой траектории движения центров масс секций культиватора в продольно- и поперечно-вертикальной плоскостях и являлись основными видами движения (невозмущенными по Ляпунову). Решение уравнений движения с отличными от нуля начальными значениями переменных

характеризовало по Ляпунову устойчивость основного движения (невозмущенного) к внешним случайным возмущениям. Вид устойчивости определялся согласно основных положений теории устойчивости Ляпунова.

Анализ результатов исследований устойчивости движения беспепочного культиватора позволил установить, параметры секций культиватора, обеспечивающие качественное выполнение технологического процесса.

На рис.3а в качестве примера приведены графики колебаний правой боковой секции культиватора в поперечно-вертикальной плоскости при ширине захвата последней соответственно 3,64 м ($B = 12$ м); 2,965 м ($B = 10$ м); 1,845 м ($B = 8$ м) при различной глубине обработки, а на рис.3,б спектральная плотность этого процесса. Аналогичные графики построены для колебательного процесса других секций.

Анализ графиков показал, что при всех сочетаниях ширины захвата боковых секций, частота колебания секций культиватора находится в диапазоне 0,6...0,8 Гц. Меньшая частота колебаний соответствует культиватору большей ширины захвата. Рост скорости движения от 6 до 11 км/ч приводит к увеличению частоты (f) и амплитуды (A) колебаний, величина которой для боковых секций находится в диапазоне $A = 0,004...0,029$ рад., а для центральной — $A = 0,002...0,006$ рад. Частота колебаний для всех вариантов ширины захвата и скорости движения, отличается от собственной частоты колебаний культиватора. Величина последней находилась в диапазоне $\omega_c = 5...6$ с⁻¹. Установлено, что движение секций культиватора при ширине захвата боковых секций 1,845; 2,965 и 3,64 м являются асимптотически устойчивыми к внешним возмущающим воздействиям.

Вместе с тем лучшей устойчивостью по глубине обработки обладает культиватор при ширине захвата боковых секций 2,965 м ($B = 10$ м). Изменение твердости почвы и частоты возмущающего воздействия со стороны рельефа поля оказывают незначительное влияние на качество выполнения технологического процесса культиватором при этой ширине захвата.

Величина среднего квадратического отклонения при колебаниях секций в продольно-вертикальной плоскости не превышает значения $\pm 0,0017$ рад., а в поперечно-вертикальной плоскости $\pm 0,029$ рад. При этом отклонения по глубине обработки составляют $\pm 1,6$ см.

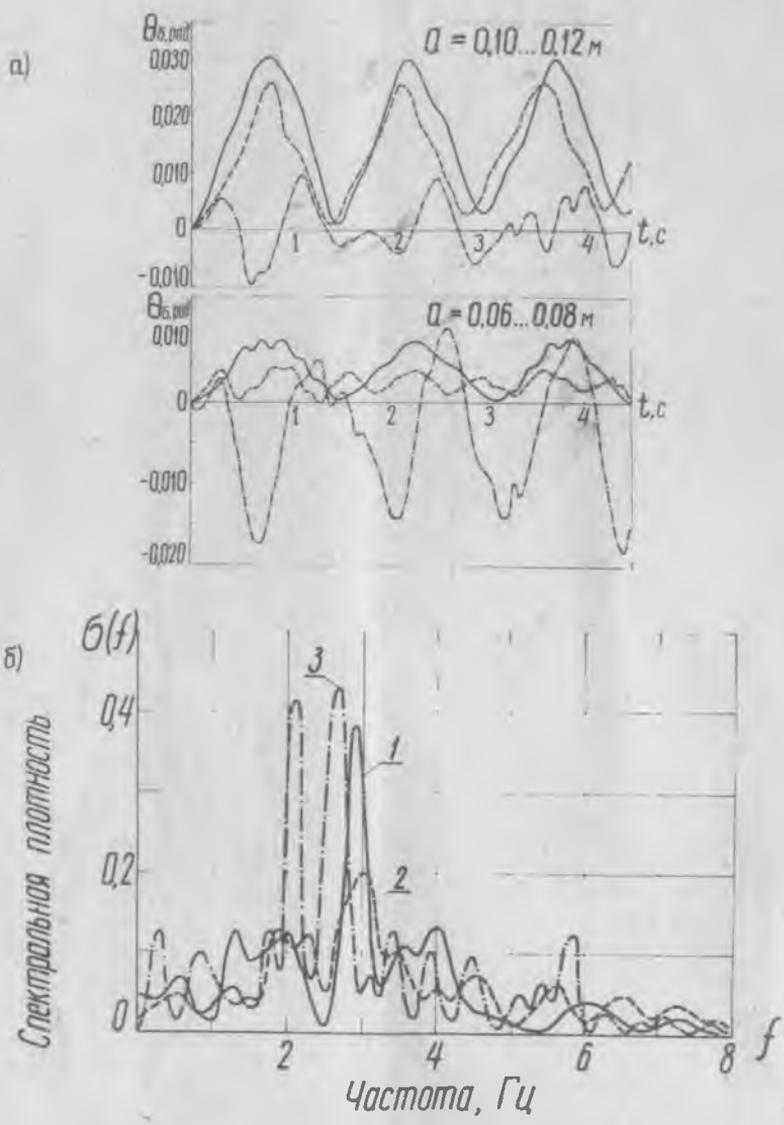


Рис. 3. Колебания боковой секции:

а) траектории колебательного движения боковой секции на скорости движения 6...7 км/ч; — $V = 12 \text{ м}$; - - - $V = 10 \text{ м}$; - - - $V = 8 \text{ м}$; б) нормированная спектральная плотность колебательного процесса: 1, 2, 3 - $V = 12, 10, 8$

При сравнении показателей устойчивости движения бесцепного культиватора с шириной захвата боковых секций 3,64 м ($B = 12$ м) и 1,845 м ($B = 8$ м) было установлено, что лучшее качество обработки почвы обеспечивает культиватор общей шириной захвата $B = 12$ м при этом величина среднего квадратического отклонения глубины обработки от заданной не превышает $\pm 1,9$ см. Это соответствует агротехническим требованиям, предъявляемым к бесцепным культиваторам ($\pm 1 \dots 2$ см).

Диапазон основных частот спектральной плотности для культиватора с шириной захвата боковых секций 2,965 и 3,64 м составляет 2...4 Гц, изменение ширины захвата боковой секции до 1,845 м способствует увеличению диапазона до 6 Гц. Рост скорости движения растягивает спектр основных частот до 8 Гц и снижает динамические свойства бесцепного культиватора этой ширины захвата.

Кроме того, установлено, что наиболее существенное влияние колебательного движения секций друг на друга наблюдается при уменьшении ширины захвата боковых секций (рис.4). Так, если при ширине захвата 3,64 м ($B = 12$ м) величина взаимной корреляционной связи имеет значение 0,31 и с течением времени теряется, то при ширине захвата 2,965 м ($B = 10$ м) она уже достигает значения 0,48, а при 1,845 м ($B = 8$ м) — 0,52 (рис.4,а). При этом максимум наблюдается в момент времени $t = 0$, что свидетельствует о практически мгновенной передаче колебательного движения центральной секции в поперечно-вертикальной плоскости боковым секциям. Влияние колебательного движения центральной секции в продольно-вертикальной плоскости на колебание боковых в поперечно-вертикальной плоскости имеет несколько иной характер (рис.4,б). Здесь наблюдается запаздывание по времени, величина которого с уменьшением ширины захвата секций уменьшается с одновременным увеличением степени взаимосвязи.

Экспериментальные исследования показали, что увеличение степени взаимосвязи до 0,48 является допустимым, так как не вызывает нарушения качества выполняемого технологического процесса. Поэтому для обеспечения хорошего копирования рельефа поля секциями культиватора, ширина захвата боковых секций не должна быть меньше 2,965 м.

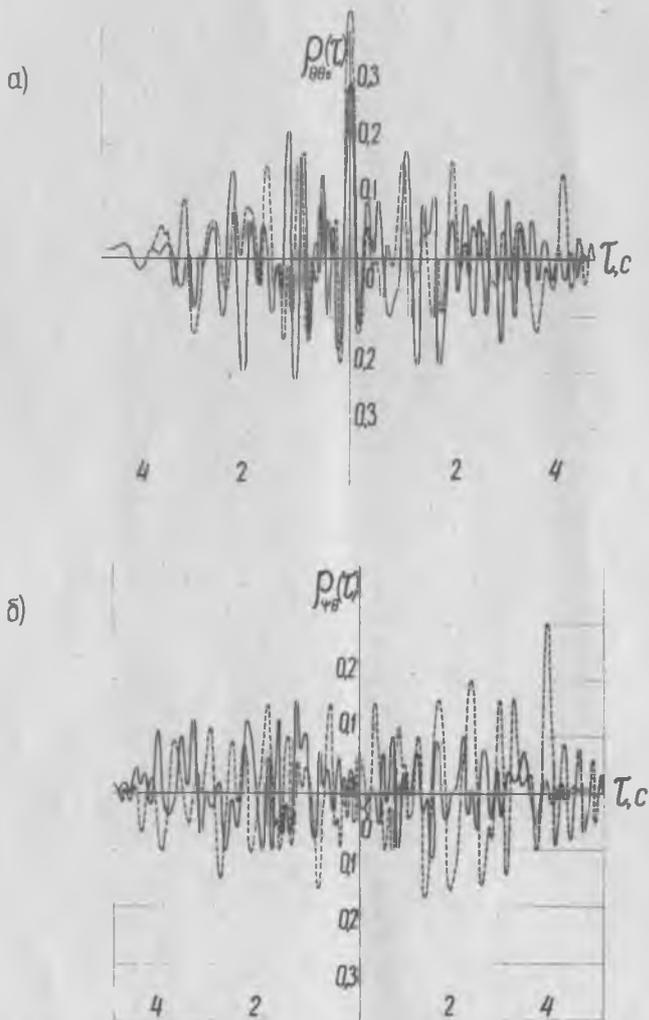


Рис. 4. Нормированная взаимная корреляционная функция колебательных процессов при скорости движения $v = 6 \dots 7$ км/ч:
 а) центральной и боковой секции в поперечно-вертикальной плоскости; б) центральной секции в продольно-вертикальной и боковой секции в поперечно-вертикальных плоскостях. — $B = 12$ м;
 - - - $B = 10$ м

Использование результатов исследований при разработке конструкций беспцепочных культиваторов. Результаты проведенных исследований использованы ГСКБ по культиваторам и сцепкам при разработке и изготовлении семейства беспцепочных культиваторов к тракторам класса I,4...8, в том числе уточнены параметры культиваторов КШУ-12 и КШУ-22. Культиватор КШУ-12 успешно прошел госиспытания и рекомендован в производство. На культиватор КШУ-22 разработано техническое задание и изготовлен макетный образец.

Народнохозяйственный экономический эффект от реализации результатов исследований определялся отдельно по моделям культиваторов, изготовленных согласно уточненных параметров и в целом по семейству беспцепочных культиваторов в сравнении с культиваторными агрегатами, составленными с помощью сцепки.

Народнохозяйственный экономический эффект по беспцепочным культиваторам КШУ-12 и КШУ-22 соответственно составляет 2606,18 и 5704,66 рублей на один культиватор в год. Это выше ранее предусмотренного экономического эффекта на 5,63 и 11,15%. Народнохозяйственный экономический эффект от использования семейства беспцепочных культиваторов изменяется от 689,13 до 6418,66 рублей на один культиватор в зависимости от состава агрегата (ширины захвата культиватора и класса трактора).

Указанный экономический эффект достигается за счет увеличения производительности труда на 30...40% и снижения приведенных затрат на 20...25% с одновременным сокращением количества обслуживающего персонала до одного механизатора.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Анализ существующих конструкций отечественных и зарубежных широкозахватных культиваторных агрегатов показал, что наиболее перспективными и экономически выгодными являются широкозахватные беспцепочные культиваторы.

2. Разработана методика расчета технико-экономической эффективности беспцепочных культиваторных агрегатов, позволяющая определить их параметры к тракторам различного тягового класса с использованием четырех критериев оптимизации -

производительности, приведенных затрат, удельной материалоемкости и удельного расхода горючего.

3. Решение уравнений описывающих функциональную связь критериев оптимизации на экстремум с учетом размеров полевых участков, удельного сопротивления почв, класса трактора и критериев оптимизации позволило обосновать оптимальные параметры семейства беспцепочных культиваторов к тракторам класса I,4...8:

- для серийных тракторов класса I,4; 3 и 5 - ширина захвата культиватора $B = 5; 10...12; 16...18$ м и скорость движения агрегата соответственно $v = 9,5...10,8; 7,2...9,36; 7,92...10,8$ км/ч;

- для перспективных тракторов класса 2; 4 и 8 - $B = 6...7; 12...14; 22...26$ м; $v = 13,68...14,4; 8,64...10,8; 12,24...12,96$ км/ч.

Параметры беспцепочных культиваторов (22...26 м) к тракторам тягового класса 8 являются уточненными по сравнению с ранее предусмотренными проектом-заявкой АТТ (20 м).

4. Разработана математическая модель движения секционных беспцепочных культиваторов, учитывающая перемещение секций культиватора в продольно- и поперечно-вертикальной плоскостях, их кинематические параметры, динамические свойства и действующие технологические факторы (твердость почвы, высота неровностей).

5. Исследование устойчивости движения беспцепочного культиватора, проведенные с использованием математической модели показали, что качество выполнения технологического процесса зависит от ширины захвата боковых секций. При этом установлено, что лучшее копирование рельефа поля обеспечивает культиватор при ширине захвата боковых секций 2,965 м.

6. Испытания беспцепочного культиватора с различной шириной захвата боковых секций подтвердили результаты теоретических исследований. При этом величина среднего квадратического отклонения глубины обработки от заданной имела наименьшее значение для культиватора с шириной захвата боковых секций 2,965 м и 3,64 м и составляла соответственно $\pm 1,6$ и $\pm 1,9$ см.

7. Анализ результатов исследований показал, что на копирование рельефа поля секциями культиватора существенное влияние оказывает наличие взаимосвязи между ними. При этом узкополосный спектр частот (2...4 Гц) в процессе колебаний секций и величина взаимной корреляционной функции между этими процессами 0,48, свидетельствуют о качественном выполнении технологического процесса. Установлено, что эти показатели обеспечивают боковые секции шириной захвата 2,965 и 3,64 м, которыми рекомендуется комплектовать беспцепочные культиваторы.

8. Экспериментальные исследования показали, что разработанная методика анализа устойчивости движения беспцепочных культиваторов позволяет определить их параметры, обеспечивающие качественное выполнение технологического процесса и может использоваться применительно к различным секционным беспцепочным сельскохозяйственным машинам.

9. Государственные испытания беспцепочного культиватора КШУ-12, разработанного с учетом результатов проведенных исследований показали, что он обеспечивает рациональную загрузку трактора тягового класса 3 и качественное выполнение технологического процесса при работе в различных почвенно-климатических зонах. По результатам государственных испытаний культиватор КШУ-12 рекомендован в производство.

10. Обоснованные в результате проведенных исследований параметры семейства беспцепочных культиваторов переданы ГСКБ по культиваторам и сцепкам для реализации. Кроме КШУ-12, прошедшего государственные испытания, разработано техническое задание и изготовлены беспцепочные культиваторы КШУ-6 и КШУ-22 соответственно к тракторам тягового класса 2 и 8.

11. Реализация результатов исследования в конструкциях широкозахватных беспцепочных культиваторов позволит увеличить производительность труда при выполнении сплошной культивации на 30...40%, снизить приведенные затраты на 20...25%, увеличить народнохозяйственный экономический эффект на 5...11% и сократить количество обслуживающего персонала до одного механизатора.

Основное содержание диссертации отражено в следующих работах:

1. К вопросу создания широкозахватных бесцепочных культиваторов для сплошной обработки почвы. - Депонированные рукописи, 1981, № 5 - 0,29 п.л.

2. К методике экспериментальных исследований динамики широкозахватного культиваторного агрегата. - Депонированные рукописи, 1982, № 3 (соавтор Юзбашев В.А.) - 0,29 п.л.

3. Выбор параметров бесцепочных культиваторов для сплошной обработки почвы. - Депонированные рукописи: 1982, № 7 - 1,42 п.л.

Ваказ 915-82

Л76154 от 05.10.82 г.

Тираж 100 экз.

Группа оперативной полиграфии

127247, г. Москва, Дмитровское шоссе, 107, ВИСХОМ