

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗАГЛУБЛЯЕМОСТИ ДИСКОВЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ЛЕСНЫХ ОРУДИЙ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Зеликов В.А.

ФГБОУ ВПО «Воронежская государственная лесотехническая академия», Воронеж, Россия (394087, г. Воронеж, ул. Тимирязева, 8), e-mail: zelikov.1974@mail.ru

Разработана имитационная модель движения почвообрабатывающего агрегата на лесном объекте, исследовано влияние смещения шарниров задних концов тяг навесного устройства трактора относительно рамы орудия на показатели заглубляемости и неравномерности глубины обработки его рабочих органов. Разработана компьютерная программа для оптимизации на основе компьютерных экспериментов основных конструктивных параметров навесного устройства лесного почвообрабатывающего орудия. Анализ полученных результатов моделирования по определению влияния местоположения шарнира заднего конца верхней тяги стандартного навесного устройства на траекторию перемещения мгновенного центра вращения (МЦВ) навесного устройства показал, что верхняя и нижние тяги становятся более параллельными, в результате чего траектория движения МЦВ при работе культиватора перемещается преимущественно значительно вперед по ходу движения трактора. По этой причине стандартное навесное устройство не обеспечивает эффективную работу дисковых орудий на лесных объектах. В то же время предлагаемая автором конструкция приспособления к стандартному навесному устройству позволяет существенно понизить местоположение МЦВ, благодаря чему обеспечивается высокая заглубляемость дисковых рабочих органов и качество обработки почвы навесных дисковых лесных и сельскохозяйственных орудий (плугов, борон, культиваторов, луцильников, дискаторов).

Ключевые слова: почвообрабатывающий агрегат, дисковые рабочие органы, навесное устройство, мгновенный центр вращения, имитационное моделирование.

EFFICIENCY EVALUATION OF DEEPENING OF FOREST DISK TOOLS BASING ON RESULTS OF IMITATION MODELING

Zelikov V.A.

Voronezh State Forestry Academy, Voronezh, Russia (394087 Voronezh, Timiryazeva str., 8), zelikov.1974@mail.ru

The imitating model of movement of soil-processing unit on forest object is developed. Influence of shift of hinges of the back ends of rods of the tractor hitch mechanism concerning a tool frame on deepness and depth irregularity of disk tools processing is investigated. The computer program for optimization on the basis of computer experiments of the key construction parameters of the hitch mechanism of the forest soil-processing tool is developed. Model shows that hitch mechanism has the most optimum parameters, when upper and lower rods are almost parallel. The reason is that the current rotation center of the hitch is far ahead and in the bottom the tractor. Therefore the standard hinged mechanism doesn't ensure effective functioning of disk tools on forest objects. However, a construction of the adaptation offered by author to the standard hitch mechanism allows to lower location of the current rotation center significantly. It promises a high deepness of disk tools and quality of soil-processing for many forest and agricultural tools (plows, harrows, cultivators, hoeing plows, diskators).

Keywords: soil-processing unit; disk tools; hitch mechanism; current rotation center; imitation modeling.

Введение. Лесные объекты характеризуются трудными условиями работы почвообрабатывающих агрегатов. Большая часть лесовосстановительных работ осуществляется на вырубках, гарях и неудобьях, насыщенных большим количеством препятствий в виде корней, камней, пней и др. Рельеф поверхности лесных объектов, как правило, неровный, изобилует оврагами, холмами и косогородами со значительными уклонами, протяженностью и перепадами по высоте. Кроме этого, лесные почвы отличаются высокой задернелостью, насыщенностью растительными включениями и в пределах даже одного гона имеют боль-

шой разброс значений плотности и твердости [2].

С целью повышения надежности и проходимости на лесных объектах почвообрабатывающие орудия снабжаются преимущественно сферическими дисковыми рабочими органами, которые, в отличие от рабочих органов лемешного типа, не «заякореваются», а имеют возможность обходить неперерезаемые препятствия сверху или сбоку. В то же время дисковые рабочие органы обладают существенным недостатком, заключающимся в их слабой способности к заглоблению и устойчивому ходу в почве на заданной глубине обработки [3].

Из теории расчета и проектирования навесных устройств тракторов известно, что местоположение мгновенного центра вращения (МЦВ) его звеньев существенно влияет на качество работы навешиваемого почвообрабатывающего орудия, а также управляемость и проходимость самого трактора [1].

Очевидно, что при движении почвообрабатывающего агрегата на лесных объектах, рама трактора непрерывно совершает наклоны в продольном и поперечном направлениях. При этом положение МЦВ навесного устройства трактора также постоянно изменяет свое положение, что приводит к неравномерности хода по глубине обработки дисковых рабочих органов навесного орудия. Положение усугубляется также тем, что, в отличие от сельскохозяйственных, лесные навесные почвообрабатывающие орудия, как правило, не оснащаются опорными колесами, вследствие чего достижение стабильности хода рабочих органов на заданной глубине обработки является трудно решаемой задачей [2].

Цель исследования. Цель данной работы заключалась в исследовании на основе разработанной имитационной модели влияния параметров навесного устройства на заглобляемость дисковых рабочих органов, а следовательно, и на показатели эффективности лесного почвообрабатывающего орудия.

Результаты исследования. Агрегат в модели рассматривается как плоский механизм, состоящий из семи твердых тел (корпус трактора, четыре опорных катка одного борта, рама культиватора, одна из дисковых батарей), для которых известны координаты центра тяжести (x_i, y_i) , угол поворота φ_i , масса m_i и центральный момент инерции J_i (здесь i – номер тела) [4; 6].

Тела связаны между собой в контактных точках (обозначаются индексами ij , где i – номер тела, j – номер контактной точки тела) некоторыми связями: с помощью шарниров и невесомых нерастяжимых тяг. Для описания движения тел составляется система дифференциальных уравнений Лагранжа I рода с неопределенными множителями в виде

$$\left\{ \begin{array}{l} m_i \ddot{x}_{i0} + \sum_{s=1}^p \lambda_s \frac{\partial \Phi_s}{\partial x_{i0}} = Q_{xi}, \\ m_i \ddot{y}_{i0} + \sum_{s=1}^p \lambda_s \frac{\partial \Phi_s}{\partial y_{i0}} = Q_{yi}, \\ J_i \ddot{\varphi}_{i0} + \sum_{s=1}^p \lambda_s \frac{\partial \Phi_s}{\partial \varphi_{i0}} = Q_{\varphi i}, \end{array} \right. \quad (1)$$

где Q_{xi} , Q_{yi} – декартовы составляющие равнодействующих сил, приложенных к i -му телу; $Q_{\varphi i}$ – соответствующий момент; λ_s – неопределенные множители Лагранжа; Φ_s – функции связей; p – количество связей. Для составления системы уравнений используется метод [7], согласно которому общая система уравнений составляется из уравнений-шаблонов для соответствующих связей (шарнир, тяга, гидроцилиндр). Полученная система имеет, укрупненно, следующий вид:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{T} \\ \mathbf{T}' & \mathbf{O} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \ddot{\mathbf{X}} \\ \boldsymbol{\lambda} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{Q}_x \\ \mathbf{U} \end{pmatrix}, \quad (2)$$

где \mathbf{M} – квадратная матрица масс и моментов инерции размерностью $3n \times 3n$ ($n = 2$ – количество подвижных тел); \mathbf{T} – прямоугольная матрица размерности $3n \times 3n_\lambda$ (n_λ – суммарное число степеней свободы, которые «отнимают» у системы все наложенные связи); \mathbf{T}' – транспонированная матрица \mathbf{T} размерности $3n_\lambda \times 3n$; \mathbf{O} – нулевая матрица размерности $3n_\lambda \times 3n_\lambda$; $\ddot{\mathbf{X}}$ – искомый вектор линейных и угловых ускорений тел; \mathbf{Q}_x – вектор размерности $3n$, где каждый элемент представляет собой сумму всех соответствующих коэффициентов правой части исходных уравнений-шаблонов, выбранных и вычисленных на основании описания массива связей, а также независимых возмущений; \mathbf{U} – вектор размерности n_λ , образующийся из совокупности коэффициентов U_i уравнений-шаблонов.

Важным фактором, определяющим адекватность модели, является корректное задание внешних возмущений в модели. В процессе моделирования движения агрегата на каждом шаге интегрирования вычисляются силы, действующие со стороны почвы и препятствий на катки кареток, ведущий и направляющий катки, и на дисковый рабочий орган. Так как в рамках модели гусеница непосредственно не рассматривается, для генерации возмущающей функции $q(x)$, т.е. рельефа поверхности, был использован алгоритм, позволяющий получить достаточно плавную $q(x)$. В частности, функцию $q(x)$ задавали как суперпозицию гауссовских пиков с параметрами x_i (положение препятствия), H_i (высота препятствия) и σ_i (средне-квадратическое отклонение, задающее ширину препятствия)

$$q(x) = \sum_{i=1}^{N_{\Pi}} H_i \exp\left(-\frac{(x-x_i)^2}{\sigma_i^2}\right) \quad (3)$$

Гауссовские пики распределялись по длине контрольного участка (1 км) случайным образом по равномерному закону. При этом параметры H_i и σ_i также выбирались случайным образом по равномерному закону из некоторых интервалов. Характерные значения интервалов следующие: от 0 до 0,1 м для H_i и от 0,05 до 0,15 м для σ_i . Число гауссовских пиков N_{Π} на контрольном участке длиной L , очевидно, связано с линейной плотностью препятствий ρ_L следующим соотношением: $N_{\Pi} = \rho_L \cdot L$. Для вычисления линейной плотности препятствий на участке гона ρ_L по двумерной плотности препятствий на вырубке ρ_S использовались результаты работы [6].

При вычислении сил, действующих на тела агрегата со стороны рельефа поверхности, была использована общепринятая вязкоупругая модель почвы. В частности, сила F_k , действующая на каток или диск рабочего органа (тело k), рассчитывается по формуле

$$F_k = h_{kcp} c_{\Pi} - \frac{dh_{kcp}}{dt} \theta_{\Pi}, \quad (4)$$

где h_{kcp} – среднее значение заглубления круга k ; c_{Π} и θ_{Π} – жесткость и коэффициент демпфирования вязкоупругого взаимодействия диска с поверхностью.

Вычисление среднего значения заглубления является сложной геометрической задачей, так как необходимо просчитать перекрытие линий, описываемых уравнением окружности и уравнением рельефа почвы $q(x)$, представляющим суперпозицию гауссовских пиков. Для ее решения функция $q(x)$ табулируется с шагом $\Delta x = 0,01$ м, и вычисляется величина проникновения каждой точки $q(x_i)$ в круг k , подсчитывается количество N_k точек x_i , попадающих внутрь круга k . Затем величины проникновения усредняются

$$h_{kcp} = \frac{1}{N_k} \sum_{i=1}^{N_k} \left(R - \sqrt{(x_i - x_k)^2 + (q(x_i) - y_k)^2} \right), \quad (5)$$

где x_k и y_k – координаты центра круга.

Положение МЦВ (x_p , y_p) рассчитывается через известные координаты верхнего и нижнего присоединительных шарниров трактора (x_{01} , y_{01}), (x_{02} , y_{02}) и рамы орудия (x_{11} , y_{11}), (x_{12} , y_{12}). Для этого необходимо найти точку пересечения прямых, проходящих через верхний и нижние пальцы:

$$\begin{cases} y = k_1 x + b_1; \\ y = k_2 x + b_2. \end{cases} \quad (6)$$

Коэффициенты прямых определяются по формулам

$$k_1 = \frac{y_{01} - y_{11}}{x_{01} - x_{11}}; \quad b_1 = y_{01} - k_1 x_{01}; \quad k_2 = \frac{y_{02} - y_{12}}{x_{02} - x_{12}}; \quad b_2 = y_{02} - k_2 x_{02}. \quad (7)$$

Тогда координаты точки P вычисляются по формулам

$$x_P = \frac{b_2 - b_1}{k_1 - k_2}; \quad y_P = k_1 x_P + b_1. \quad (8)$$

Для удобства моделирования была разработана компьютерная программа на языке Object Pascal в интегрированной среде программирования Borland Delphi 7 [5]. Программа предназначена для оптимизации, на основе компьютерных экспериментов, конструктивных и регулировочных параметров навесного устройства лесного почвообрабатывающего орудия, агрегируемого с гусеничным трактором. В процессе компьютерного эксперимента рассматривался типичный агрегат в составе трактора ВТ-90 и лесного дискового культиватора КЛБ-1,7 при движении агрегата в течение некоторого времени по обрабатываемой поверхности с заданным рельефом.

Оптимизация механизма навески сводится к поиску таких конструктивных и регулировочных его параметров, при которых обеспечивается надежное самозаглубление в почву дисковых рабочих органов и уменьшаются огрехи при движении по неровной поверхности. Эти параметры во многом коррелируют с положением МЦВ (точки P), в зависимости от которых точка P в процессе движения агрегата может описывать различные траектории. Преимущественное положение точки P ниже уровня почвы способствует хорошей заглубляемости дисковых рабочих органов, но при чрезмерном понижении это начинает существенно влиять на способности дисков перекатываться через препятствия, и при неблагоприятном стечении факторов может вызывать эффект «заякоривания» рабочих органов за препятствие и их поломку. В случае же стабильно высокого положения точки P вероятность «заякоривания» мала, однако заметно снижается заглубляющая составляющая от силы тяги трактора на рабочих органах культиватора.

Ниже представлены результаты имитационного моделирования по исследованию влияния в различных сочетаниях смещений вверх h_B и вниз h_N шарниров задних концов верхней и нижних тяг навесного устройства трактора ВТ-90, относительно проушин их крепления на раме серийного культиватора КЛБ-1,7. Моделирование выполнялось для двух случаев – для стандартного навесного устройства (НУ-3 по ГОСТ 10677-2001) по традиционной схеме и с разработанным авторами приспособлением. При моделировании принимались следующие средние значения: высота неровностей обрабатываемой поверхности – 12 см, расстояние между вершинами неровностей – 140 см, скорость движения агрегата – 1 м/с.

Анализ полученных результатов моделирования по определению влияния местополо-

жения шарнира заднего конца верхней тяги стандартного навесного устройства на траекторию перемещения МЦВ навесного устройства показал следующее (рис. 1). Понижение положения указанного шарнира приводит к тому, что верхняя и нижние тяги становятся более параллельными, в результате чего траектория движения МЦВ при работе культиватора перемещается преимущественно вперед по ходу движения трактора (рис. 1 *a ... в*). При этом понижение шарнира ведет также к понижению и МЦВ, что способствует лучшему заглублению дисковых рабочих органов. Так, понижение верхнего шарнира на 25 см относительно базового (стандартного) положения стандартного навесного устройства приводит к повышению средней глубины $a_{\text{ср}}$ обработки рабочих органов культиватора с 10,26 до 11,64 см (рис. 2*a*). При этом увеличивается нагрузка на задний каток (рис. 2*в*).

При понижении шарнира более чем на 25 см ($h_{\text{в}} = -27$ см) МЦВ располагается уже далеко сзади агрегата (рис. 1*д*). Этот случай представляет определенный интерес, но требует отдельного изучения, не входящего в рамки настоящего исследования.

В случае же повышения шарнира заднего конца верхней тяги на максимальную из возможных величин (30 см от базового положения) МЦВ приближается к шарнирам передних концов нижних тяг навесного устройства (рис. 1*з*). Это ведет к максимальному из возможных случаев повышения МЦВ (вверх на 400 мм от поверхности почвы), а следовательно, и к уменьшению заглубляющей способности дисковых рабочих органов культиватора. Последнее объясняется максимальным значением вертикальной составляющей силы тяги трактора, приложенной к оси дисковых батарей, направленной вверх и выталкивающей в этом случае рабочие органы культиватора на поверхность обрабатываемой почвы.

Одним из способов эффективного управления положением МЦВ является установка между навесным устройством трактора 13 (рис. 3) и навешиваемым почвообрабатывающим орудием приспособления (поз. 3, 4, 7, 8, 9 на рис. 3), позволяющего смещать вертикально вверх и вниз шарниры крепления задних концов верхней 1 и нижних 2 тяг навесного устройства относительно их проушин на раме 5 орудия.

Изменением параметра $h_{\text{н}}$ с помощью предлагаемого авторами приспособления можно добиться более существенного смещения МЦВ в продольно-вертикальной плоскости. Так, при увеличении $h_{\text{н}}$ на более 15 см характерная траектория движения МЦВ находится значительно ниже уровня почвы (рис. 4*a*), что благоприятно сказывается на заглубляемости орудия. При повышении нижнего шарнира на 20 см относительно базового его положения заглубляемость $a_{\text{ср}}$ дисков увеличивается с 10,26 до 11,13 см (рис. 2*з*). При этом также увеличивается неравномерность σ_a глубины обработки почвы с 3,01 до 3,57 см (рис. 2*д*).

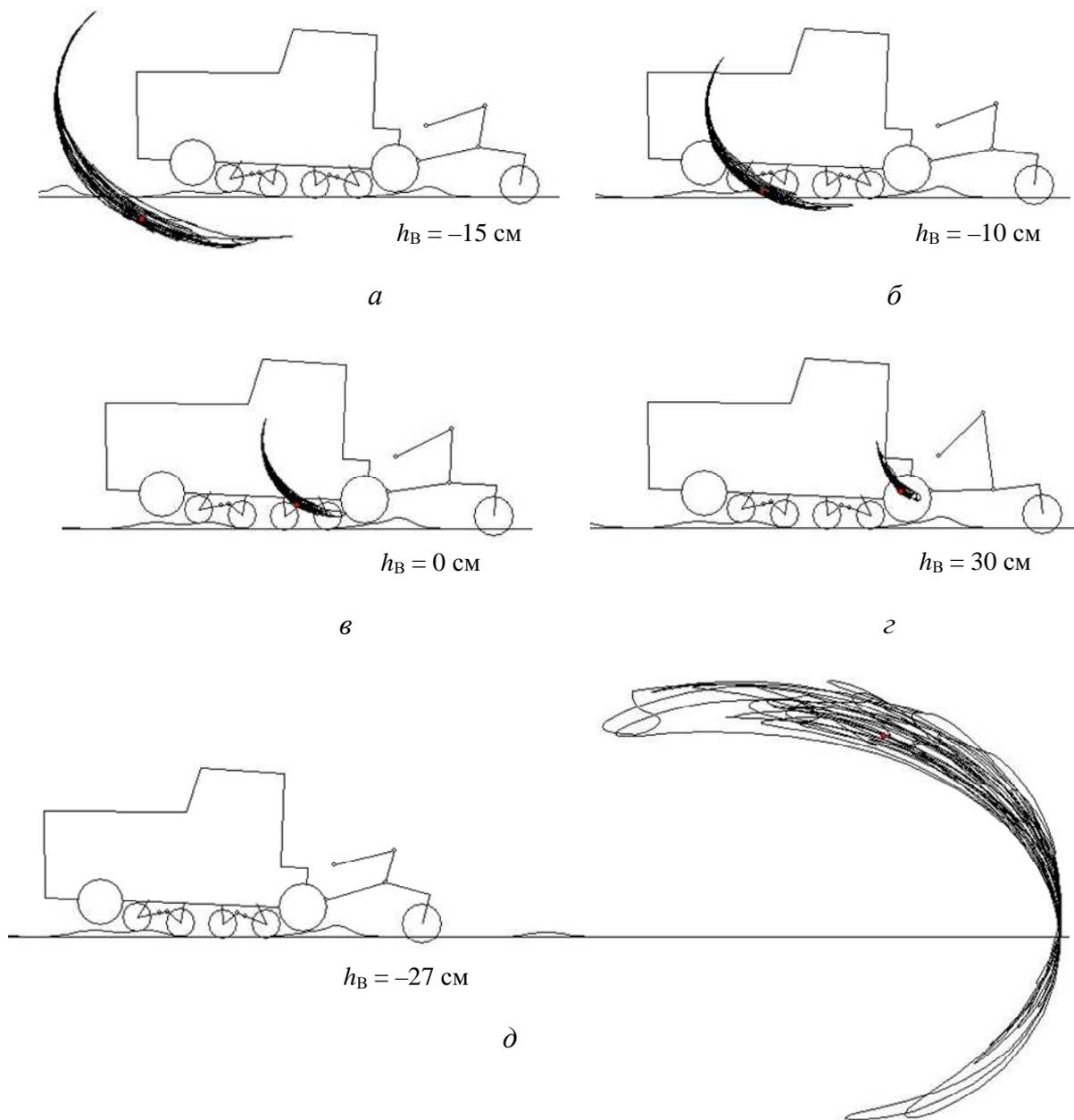


Рис. 1. Траектории перемещения МЦВ звеньев навесного устройства в продольно-вертикальной плоскости движущегося на вырубке агрегата при варьировании вертикального смещения h_B шарнира заднего конца верхней тяги навесного устройства

Вследствие указанного смещения МЦВ изменяется средняя нагрузка F_k на передний и задний опорные катки трактора (рис. 2e). При повышении шарнира усилие на переднем опорном катке незначительно увеличивается, а на заднем уменьшается, и при $h_B = 20$ см эти усилия становятся равными по величине $F_k = 14,2$ кН.

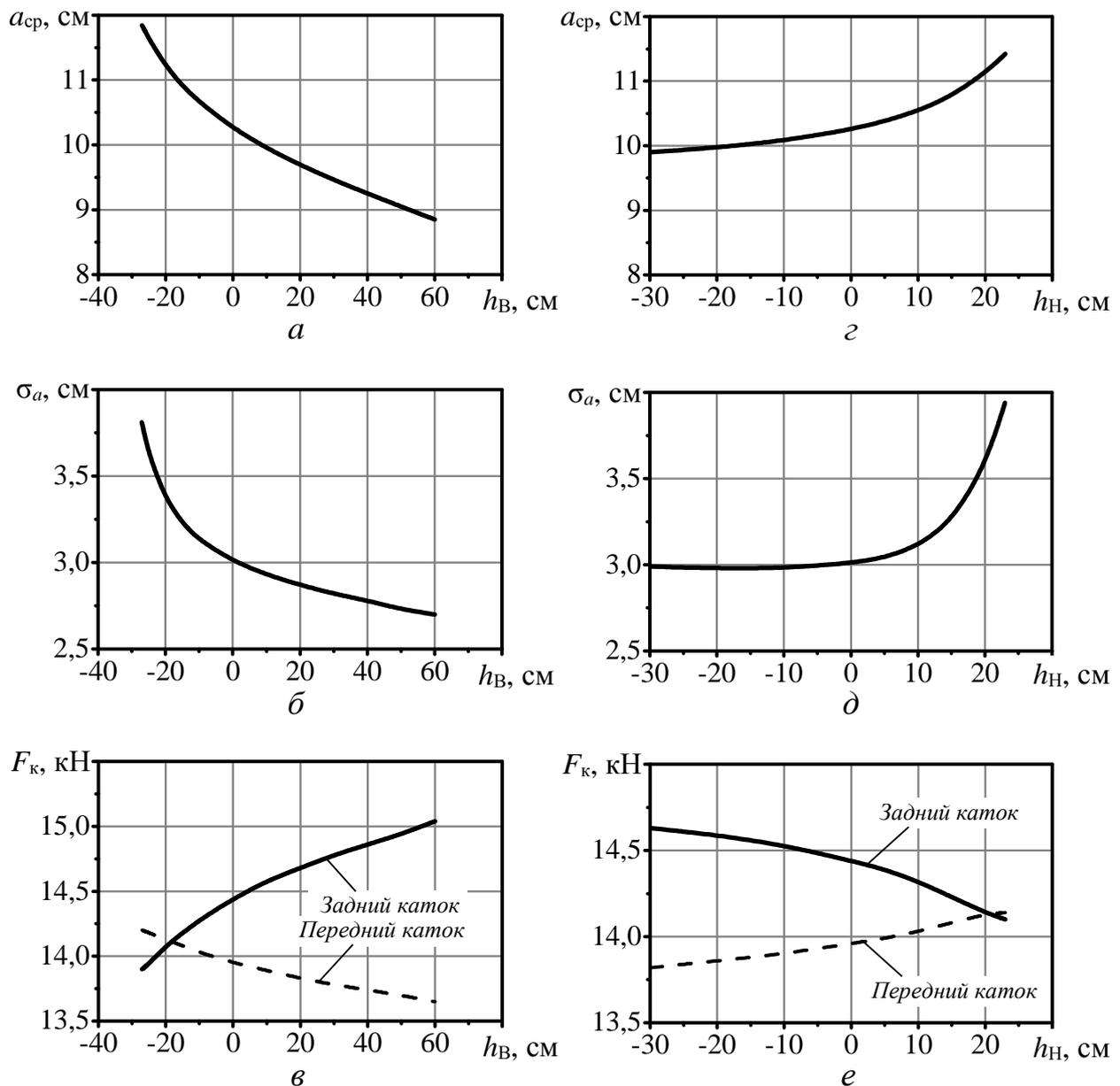
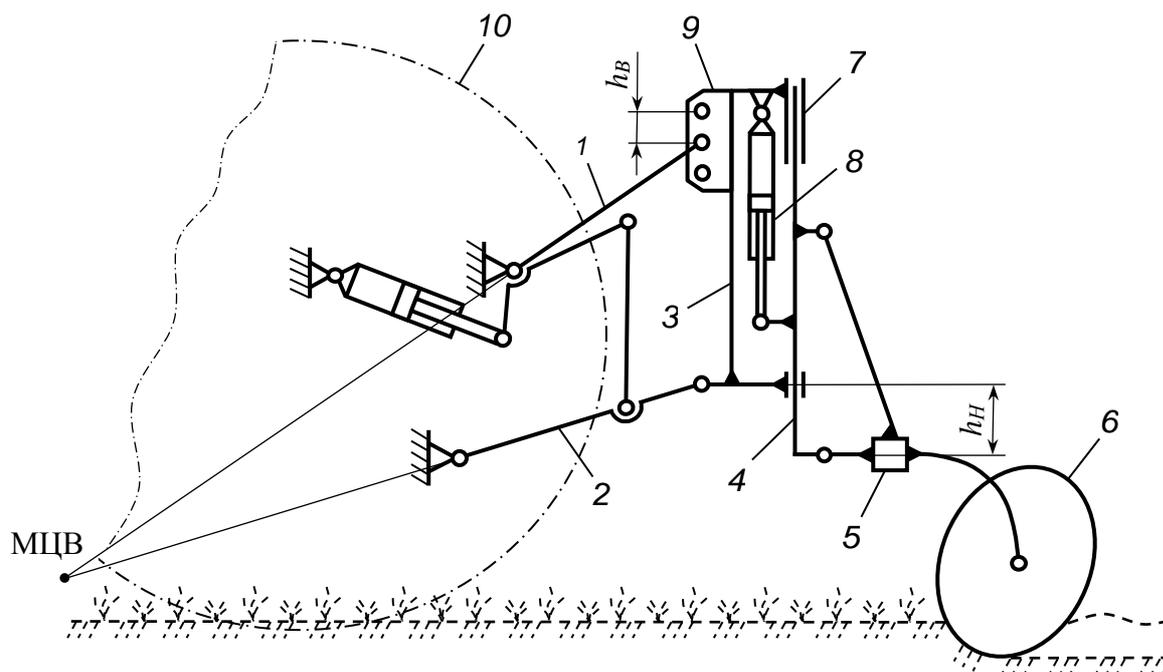


Рис. 2. Влияние вертикального смещения h_B шарниров заднего конца верхней тяги (а, б, в) и h_H шарнира заднего конца нижних тяг (г, д, е) относительно рамы орудия на соответственно: среднюю величину глубины a_{cp} обработки – а, г; неравномерность глубины обработки σ_a (среднеквадратичное отклонение) – б, д; средние значения сил F_k , действующих в вертикальном направлении на задний и передний опорные катки трактора – в, е

В случае понижения шарнира до $h_B = -20$ см (рис. 4в) возникает картина, аналогичная рассмотренному ранее случаю (рис. 1г), когда максимально высокое положение МЦВ заметно уменьшает заглубляющую способность дисковых рабочих органов культиватора.

Для того чтобы выяснить, как одновременное смещение шарниров задних концов верхней и нижних тяг навесного устройства относительно рамы культиватора влияет на показатели его эффективности, была проведена серия компьютерных экспериментов, в которой одновременно изменяли h_B от -30 до 40 см с шагом 10 см и h_H от -20 до 40 см с шагом 10 см. Общее количество компьютерных экспериментов составило 56 .



1 и 2 – верхняя и нижние тяги; 3 – рама автосцепки; 4 – стойка; 5 и 6 – рама и дисковая батарея культиватора; 7 – направляющая; 8 – гидроцилиндр управления смещения нижнего шарнира; 9 – проушина с отверстиями для регулирования смещения шарнира заднего конца верхней тяги; 10 – трактор

Рис. 3. Кинематическая схема исследуемого почвообрабатывающего агрегата с приспособлением для навесного устройства трактора

Анализируя результаты компьютерных экспериментов с наивысшими показателями заглубляемости a_{cp} (более 11 см) можно прийти к выводу, что оптимальное соотношение между h_B и h_H составляет

$$h_B = h_H - 20, \quad (9)$$

где h_B и h_H выражены в сантиметрах.

Наибольшая величина заглубления дисков $a_{cp} = 11,3$ см достигается при $h_B = -10$ см, $h_H = 10$ см. При этом неравномерность хода дисков на этой глубине достигает относительно большой величины $\sigma_a = 3,51$ см, что объясняется в основном отсутствием опорных колес на навесном культиваторе и неблагоприятным рельефом обрабатываемой поверхности на вырубках. Найденное сочетание параметров h_B и h_H может быть рекомендовано как оптимальное при совершенствовании конструкции навесного устройства. Это позволяет лесному дисковому культиватору без использования бесполезно возимого балласта обеспечить надежное заглубление дисковых батарей на заданную глубину обработки и соответственно повысить качество обработки почвы при уходе за лесными культурами на вырубках.

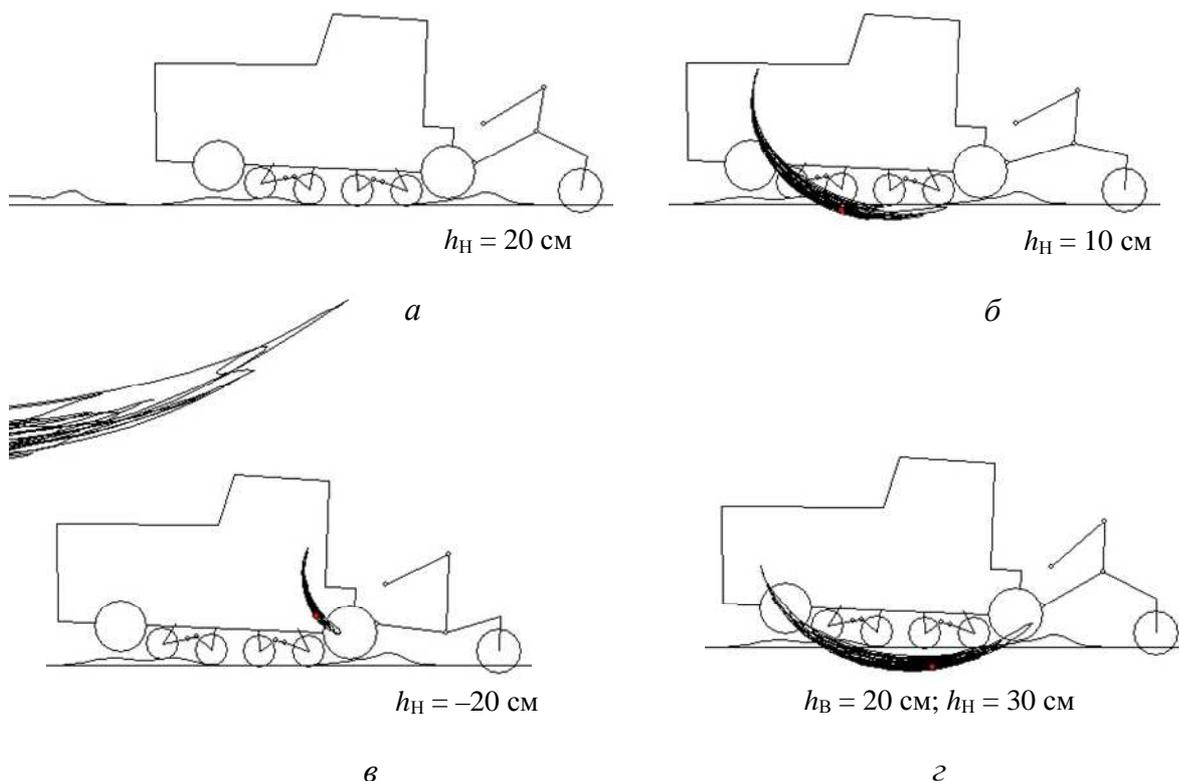


Рис. 4. Траектории перемещения МЦВ звеньев навесного устройства в продольно-вертикальной плоскости движущегося на вырубке агрегата при различных значениях вертикального смещения h_H шарниров задних концов нижних ($a \dots в$) и одновременном смещении задних концов всех тяг ($г$) навесного устройства

Выводы. Таким образом, с помощью имитационного моделирования движения почвообрабатывающего агрегата на лесном объекте исследовано влияние смещения шарниров задних концов тяг навесного устройства трактора относительно рамы орудия на показатели заглубляемости и неравномерности глубины обработки его рабочих органов. Наилучшая заглубляемость достигается в случае использования приспособления к стандартному навесному устройству, позволяющего обеспечить смещение верхнего шарнира крепления орудия вниз на 10 см, а нижнего шарнира – вверх на 10 см.

Предлагаемая конструкция приспособления к стандартному навесному устройству позволяет повысить заглубляемость, а, следовательно, и качество обработки почвы также других навесных дисковых лесных и сельскохозяйственных орудий (плугов, борон, луцильников и т.п.).

Список литературы

1. Зеликов В.А. Имитационное моделирование процесса виброзаглубления дисковой батареи лесного культиватора // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. – СПб. :

СПБГЛТА, 2009. – Вып. № 189. – С. 120-125.

2. Посметьев В.И. Методологические основы повышения эффективности почвообрабатывающих орудий с помощью предохранителей : монография. – Воронеж : ВГЛТА, 1999. – 196 с.

3. Посметьев В.И. Основные направления повышения эффективности лесных почвообрабатывающих агрегатов / В.И. Посметьев, В.А. Зеликов, А.И. Третьяков, В.В. Посметьев // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2013. - № 1. – С. 70-79.

4. Расчет и проектирование строительных и дорожных машин на ЭВМ / под ред. Е.Ю. Малиновского. - М. : Машиностроение, 1980. – 216 с.

5. Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ. Программа для оптимизации механизма навески лесного почвообрабатывающего орудия / В.А. Зеликов, В.И. Посметьев, М.А. Латышева, В.В. Посметьев; правообладатель ФГБОУ ВПО «ВГЛТА». – № 2012610150 ; заявл. 09.11.2011 ; зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 10.01.2012.

6. Советов Б.Я. Моделирование систем : учеб. пособие / Б.Я. Советов, С.А. Яковлев. - М. : Высш. шк., 1998. – 319 с.

7. Хеерман Д.В. Методы компьютерного эксперимента в теоретической физике. – М. : Наука, 1990. – 176 с.

Рецензенты:

Казаров К.Р., д.т.н., профессор кафедры «Сельскохозяйственные машины», ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж.

Афоничев Д.Н., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Электротехника и автоматика», ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж.