

УДК 631.542

**МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ  
МЕХАНИЗМОВ НАВЕСКИ ЛЕСНЫХ  
ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ОРУДИЙ**

Зеликов Владимир Анатольевич  
к.т.н., доцент

Посметьев Валерий Иванович  
д.т.н., профессор

Латышева Маргарита Александровна  
ассистент  
*Воронежская государственная лесотехническая  
академия, Воронеж, Россия*

Посметьев Виктор Валерьевич  
к.ф.-м.н., доцент  
*Воронежский государственный технический уни-  
верситет, Воронеж, Россия*

Разработана имитационная физико-  
математическая модель механизма навески лес-  
ных почвообрабатывающих орудий. Модель поз-  
воляет, на основе компьютерных экспериментов,  
определить оптимальные геометрические пара-  
метры навесного механизма

Ключевые слова: МЕХАНИЗМ НАВЕСКИ,  
ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕЕ ОРУДИЕ,  
ГУСЕНИЧНЫЙ ТРАКТОР, ИМИТАЦИОННАЯ  
МОДЕЛЬ

UDC 631.542

**MODELLING TECHNIQUE OF THE  
MOUNTING MECHANISMS PLATE OF  
FOREST SOIL-TILLING IMPLEMENT**

Zelikov Vladimir Anatolyevich  
Cand.Tech.Sci., associate professor

Posmetyev Valeri Ivanovich  
Dr.Sci.Tech., professor

Latysheva Margarita Aleksandrovna  
assistant  
*Voronezh State Academy of Forestry and Technolo-  
gies,, Voronezh, Russia*

Posmetyev Viktor Valeryevich  
Cand.Phys.-Math.Sci., associate professor  
*Voronezh State Technical University Voronezh,  
Russia*

The simulation of the physical and mathematical  
model of the mounting mechanisms of a forest soil-  
tilling implement is developed. The model allows, on  
the basis of computer experiments, to determine op-  
timum geometrical parameters of the mounting mech-  
anism

Keywords: MOUNTING MECHANISM, SOIL-  
TILLING IMPLEMENT, CRAWLER-TYPE  
TRACTOR, SIMULATION MODEL

Навесные механизмы, используемые при работе с лесными почвооб-  
рабатываемыми орудиями (ЛПО), в основном, проектировались для сель-  
скохозяйственных орудий, без учета особенностей конструкций и условий  
функционирования ЛПО на лесных объектах. Поэтому при эксплуатации  
таких механизмов в лесном хозяйстве механизаторы сталкиваются с рядом  
трудностей.

Навесные системы лесных и сельскохозяйственных тракторов вклю-  
чают в себя навесной механизм и гидропривод, в последний из которых  
входят насос, управляющие элементы, гидроцилиндры, соединительные  
трубопроводы и др. (рис. 1). При этом, если гидроприводы современных  
навесных систем являются вполне совершенными, то конструкции меха-  
низмов навески, разработанные еще в середине прошлого столетия, имеют

ряд недостатков. Поэтому при эксплуатации таких механизмов в лесном хозяйстве механизаторы сталкиваются с рядом трудностей. Основная из них заключается в сильной зависимости стабильности хода по глубине дисковых рабочих органов от местоположения мгновенного центра вращения (МЦВ) механизма навески трактора (рис. 2).

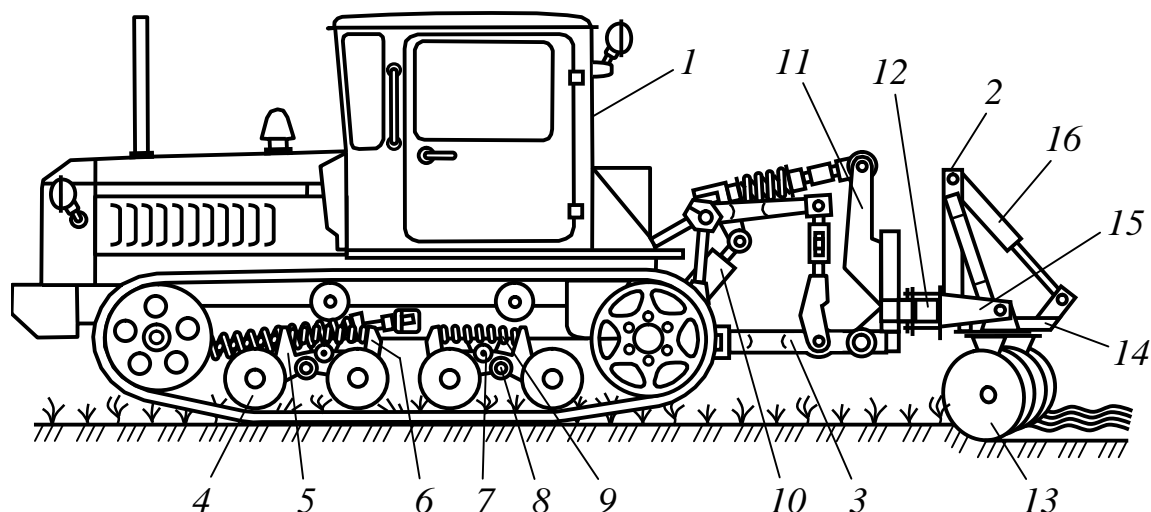


Рис. 1. Общий вид и исследуемые элементы почвообрабатывающего агрегата: 1 – трактор; 2 – лесной дисковый культиватор с гидравлическим предохранителем; 3 – звенья механизма навески трактора; 4 – опорный каток; 5 и 6 – внешний и внутренний балансиры каретки; 7 и 8 – оси качания внутреннего и внешнего балансиров; 9 – пружина; 10 – гидроцилиндр навесного механизма; 11 – автоматическая сцепка; 12 – рама культиватора; 13 – дисковая батарея; 14 – поворотная стойка дисковой батареи; 15 – рамка дисковой батареи; 16 – гидроцилиндр предохранителя культиватора

Это объясняется двумя основными причинами – отсутствием у навесных ЛПО опорных колес, а также слабой способностью сферических дисковых рабочих органов к самозаглублению в тяжелых условиях лесных почв. При этом серийные тракторы выпускаются с навесными механизмами, выполняемыми в соответствии с требованиями государственного стандарта (ГОСТ10677-2004 Устройство навесное заднее сельскохозяйственных тракторов классов 0,6-8), у которых  $МЦВ_с$  и условный угол тяги  $\Delta_с$  не способствуют хорошему заглублению дисковых рабочих органов. Для устранения

этого недостатка целесообразно нижние задние концы звеньев навесного механизма присоединять несколько выше – к точке  $a$  (рис. 2), что позволяет существенно опустить  $МЦВ_a$  и обеспечить более благоприятную величину условного угла тяги  $\Delta_a$ . Однако, из-за отсутствия указанной возможности на серийных тракторах, для обеспечения необходимой заглабляемости дисков механизаторы вынуждены подвешивать на орудия тяжелый балласт, что естественно снижает эксплуатационные свойства таких ЛПО.

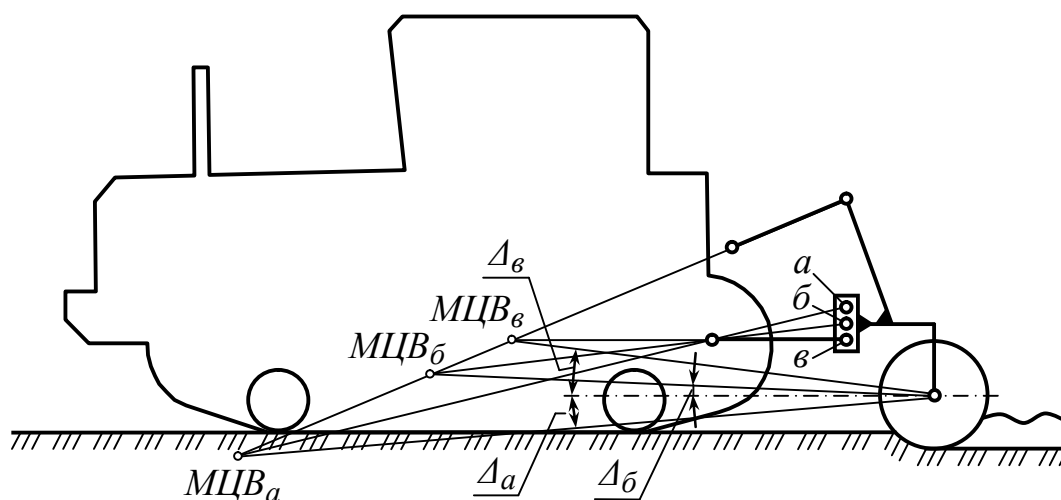


Рис. 2. Влияние местоположения МЦВ навесного механизма на изменение величины условного угла тяги  $\Delta$  почвообрабатывающего орудия

Другая трудность заключается в том, что лесные объекты (вырубки, гари, косогоры и др. неудобья), по которым двигаются почвообрабатывающие агрегаты, отличаются значительной неровностью обрабатываемой поверхности и большим количеством препятствий в виде пней, крупных корней, порубочных остатков, камней, валунов и выходов на поверхность скальных пород, сильной задернелостью почвы. Поэтому корпус трактора непрерывно совершает наклоны в продольном и поперечном к движению направлениях. При этом положение  $МЦВ$  звеньев навесного механизма относительно трактора, также непрерывно изменяет свое положение, что приводит к значительной неравномерности обработки почвы ЛПО и соот-

ветственно к низкому качеству обработки почвы.

Наконец, использование традиционных конструкций навесных механизмов не обеспечивает высокое качество обработки почвы из-за наличия большого числа перечисленных выше неперерезаемых рабочими органами препятствий. В этом случае рабочие органы ЛПО перекатываются через препятствия, благодаря их сферическим дискам. При этом во всех рассмотренных случаях важно чтобы *МЦВ* навесного механизма находился в наилучшем положении из возможных. Это особенно важно, так как при определенном стечении обстоятельств (наклон трактора, рельеф поверхности почвы, форма препятствия и др.) возможно закоривание рабочих органов.

В этой связи целесообразно уточнить регулировочные параметры и сформулировать основные требования к механизмам навески тракторов при агрегатировании ЛПО, а также определить их эффективность по обеспечению требуемого качества равномерной обработки почвы и исключению закоривания рабочих органов и др.

Цель данной работы заключается в разработке физико-математической модели движения типичного почвообрабатывающего агрегата в составе гусеничного трактора (на примере ДТ-75РМ) и ЛПО (лесного дискового культиватора КЛБ-1,7) по пересеченной и насыщенной препятствиями поверхности лесных объектов (рис. 1). Такая модель позволяет детально исследовать функционирование, оптимизировать параметры и разработать рекомендации по эффективному использованию механизмов навески тракторов для ЛПО [1].

При моделировании механической подсистемы культиватор рассматривается как плоский механизм, состоящий из двух твердых тел (рама культиватора и одна из дисковых батарей), для которых известны координаты центра тяжести  $(x_i, y_i)$ , угол поворота  $\varphi_i$ , масса  $m_i$  и центральный момент инерции  $J_i$  (здесь  $i$  – номер тела), а также движущегося с постоянной горизонтальной скоростью трактора (рис. 3) [2, 3].

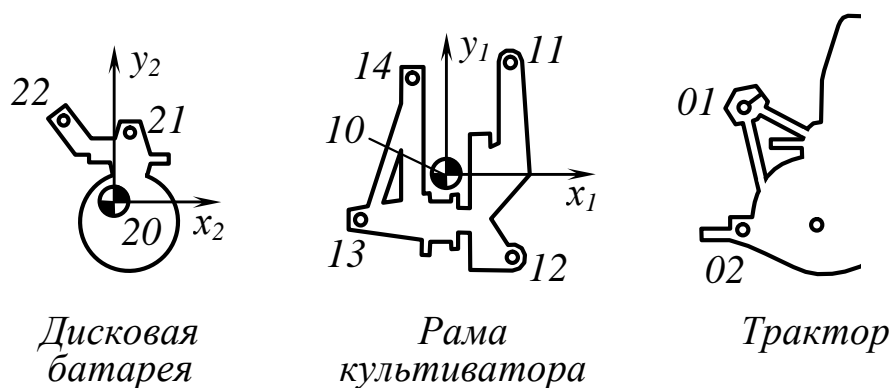


Рис. 3. Представление культиватора в модели в виде совокупности твердых тел

Тела связаны между собой в контактных точках (обозначаются индексами  $ij$ , где  $i$  – номер тела,  $j$  – номер контактной точки тела) некоторыми связями: с помощью шарнира (13-21), невесомых нерастяжимых тяг (01-11, 02-12) и гидроцилиндра (14-22). Для описания движения тел составляется система дифференциальных уравнений Лагранжа I рода с неопределенными множителями в виде

$$\left\{ \begin{array}{l} m_i \ddot{x}_{i0} + \sum_{s=1}^p l_s \frac{\partial \Phi_s}{\partial x_{i0}} = Q_{xi}, \\ m_i \ddot{y}_{i0} + \sum_{s=1}^p l_s \frac{\partial \Phi_s}{\partial y_{i0}} = Q_{yi}, \\ J_j \ddot{\varphi}_{j0} + \sum_{s=1}^p l_s \frac{\partial \Phi_s}{\partial \varphi_{j0}} = Q_{ji}, \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $Q_{xi}$ ,  $Q_{yi}$  – декартовы составляющие равнодействующих сил, приложенных к  $i$ -му телу;  $Q_{ji}$  – соответствующий момент;  $\lambda_s$  – неопределенные множители Лагранжа;  $\Phi_s$  – функции связей;  $p$  – количество связей.

Для составления системы уравнений используется метод [3], согласно которому общая система уравнений составляется из уравнений-шаблонов для соответствующих связей (шарнир, тяга, гидроцилиндр).

Полученная система имеет, укрупненно, следующий вид:

$$\begin{bmatrix} M & T \\ T' & O \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ I \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Q_x \\ U \end{pmatrix}, \quad (2)$$

где  $M$  – квадратная матрица масс и моментов инерции размерностью  $3n \times 3n$  ( $n = 2$  – количество подвижных тел);  $T$  – прямоугольная матрица размерности  $3n \times 3n_\lambda$  ( $n_\lambda$  – суммарное число степеней свободы, которые "отнимают" у системы все наложенные связи);  $T'$  – транспонированная матрица  $T$  размерности  $3n_\lambda \times 3n$ ;  $O$  – нулевая матрица размерности  $3n_\lambda \times 3n_\lambda$ ;  $Q_x$  – 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 независимые возмущений;  $U$  – вектор размерности  $n_\lambda$ , 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  $s_i$  (среднеквадратическое отклонение, задающее ширину препятствия)

$$q(x) = \sum_{i=1}^{N_H} H_i \exp\left(-\frac{(x-x_i)^2}{s_i^2}\right). \quad (3)$$

Гауссовские пики распределялись по длине контрольного участка (1

км) случайным образом по равномерному закону. При этом параметры  $H_i$  и  $S_i$  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  $S_i$ . Число гауссовских пиков  $N_{\Pi}$  на контрольном участке длиной  $L$  очевидно связано с линейной плотностью препятствий  $r_L$  следующим соотношением:  $N_{\Pi} = r_L \cdot L$ . Для вычисления линейной плотности препятствий на участке гона  $r_L$  по двумерной плотности препятствий на вырубке  $r_S$  использовались результаты работы [4].

В рамках модели трактор связан с неподвижной системой координат тягой 01-11, при этом в процессе интегрирования рельеф почвы движется с постоянной скоростью относительно трактора в положительном направлении оси ОХ неподвижно системы координат. При вычислении сил, действующих на тела агрегата со стороны рельефа поверхности, была использована общепринятая вязкоупругая модель почвы [4]. В частности, сила  $F_k$ , действующая на каток или диск рабочего органа (тело  $k$ ) рассчитывается по формуле

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

где  $h_{kcp}$  – среднее значение заглубления круга  $k$ ;  $c_{\Pi}$  и  $\theta_{\Pi}$  – 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 звеньев механизма навески:

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

Коэффициенты прямых определяются по формулам

$$k_1 = \frac{y_{01} - y_{11}}{x_{01} - x_{11}}; \quad b_1 = y_{01} - k_1 x_{01}; \quad (7)$$

$$k_2 = \frac{y_{02} - y_{12}}{x_{02} - x_{12}}; \quad b_2 = y_{02} - k_2 x_{02}.$$

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 разработана компьютерная "Программа для оптимизации механизма навески лесного почвообрабатывающего орудия" на языке ObjectPascal в интегрированной среде программирования BorlandDelphi 7 (свидетельство о государственной регистрации программ для ЭВМ № 2012610150) (рис. 4).

Программа предназначена для оптимизации, на основе компьютерных экспериментов, конструктивных и регулировочных параметров механизма навески ЛПО, агрегируемого с гусеничным трактором. В процессе



компьютерного эксперимента по движению трактора ДТ-75РМ с навешенным культиватором КЛБ-1,7 в течение некоторого времени на нераскорчеванной вырубке с заданным рельефом. Интерфейсные окна программы позволяют задать основные параметры трактора, навесного механизма и компьютерного эксперимента. На экран непрерывно выводится схематичное изображение поверхности лесного объекта (вырубки), движущегося трактора, механизма навески, орудия, диаграммы и графиков положения *МЦВ* навески, графика временной зависимости величины заглубления орудия в почву, а также числовых значений выходных характеристик.

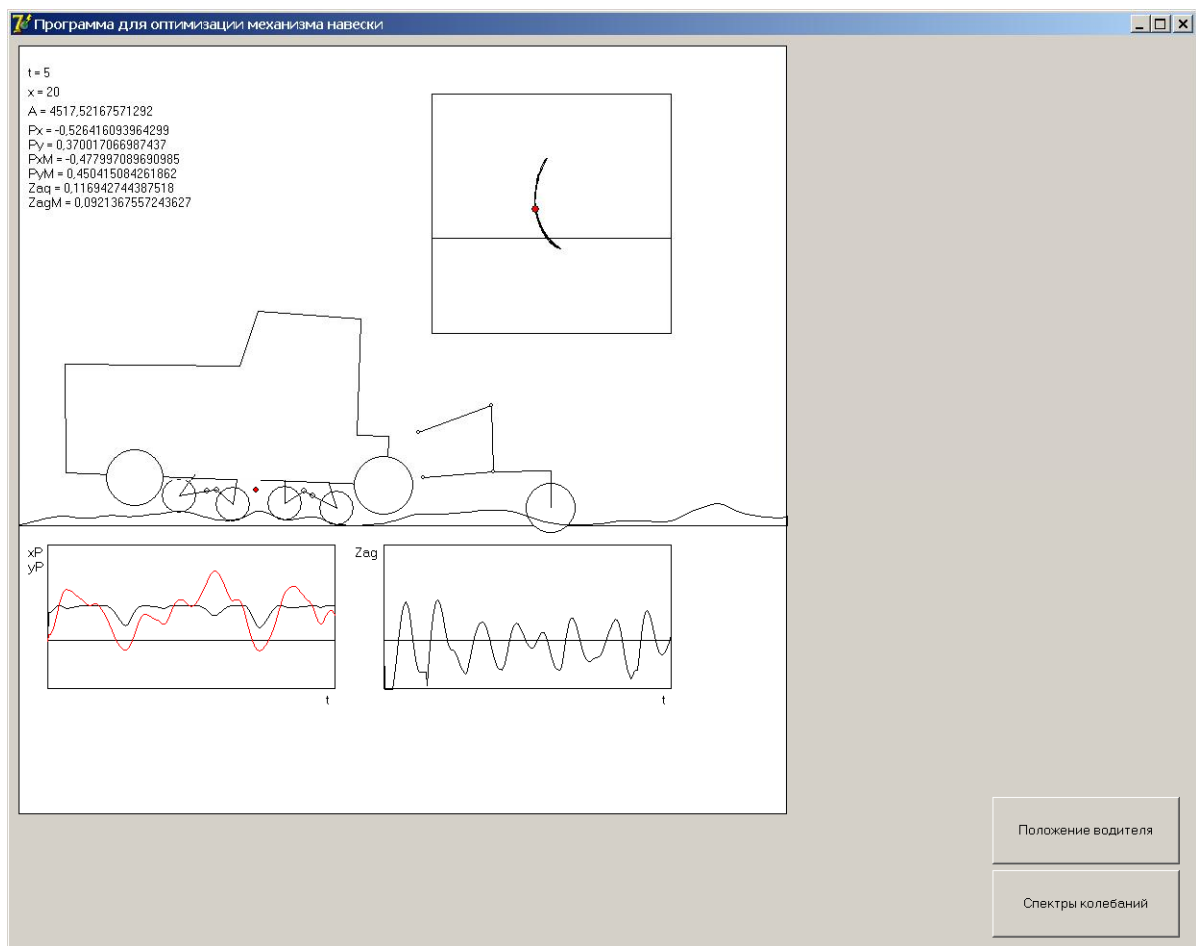


Рис. 4. Пример интерфейса компьютерного эксперимента с схематичным изображением почвообрабатывающего агрегата, поверхности вырубке и текущими значениями показателей качества обработки почвы

Оптимизация параметров механизма навески сводится к поиску таких конструктивных и регулировочных его значений, при которых обеспечивается хорошее заглубление орудия в почву, уменьшаются огрехи при движении по неровной поверхности лесных объектов, исключается заякоревание рабочих органов ЛПО при встрече с препятствиями в виде пней, корней, камней и т.п. [2, 5]. Перечисленные критерии во многом коррелируют с положением МЦВ (точки  $P$ ). В зависимости от геометрических параметров механизма навески точка  $P$  в процессе движения агрегата может описывать различные траектории (рис. 5). Преимущественное положение точки  $P$  ниже уровня почвы (рис. 5, *а*) способствует хорошей заглубляемости орудия, но отрицательно сказывается на способности орудия перекашиваться через препятствия (может вызвать заякоревание). При длине нижних звеньев  $L_H=0,8$  м (рис. 5, *б*) МЦВ изменяется в вертикальной плоскости значительно меньше, чем в предыдущем случае (рис. 5, *а*). При этом координаты МЦВ в низшем положении находятся выше уровня почвы. В случае же стабильно высокого положения точки  $P$  (рис. 5, *в*) вероятность заякоревания мала, однако несколько снижается заглубляющая составляющая силы тяги.

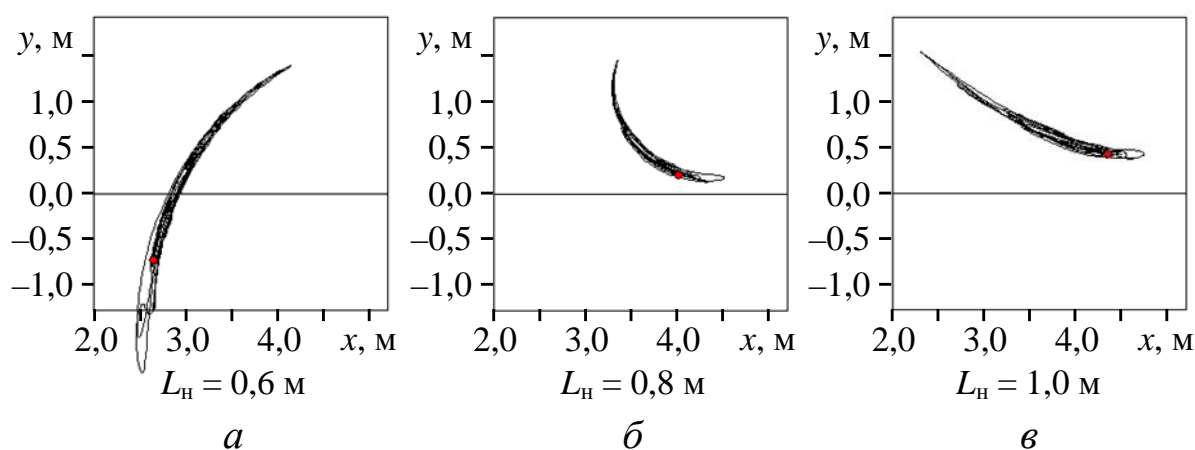


Рис. 5. Траектории перемещения мгновенного центра вращения механизма навески трактора при разных длинах нижних звеньев  $L_H$

Подбирая надлежащим образом длины звеньев механизма навески можно добиться различных стратегий устойчивости хода рабочих органов

ЛПО на заданной глубине обработки, в зависимости от местоположения *МЦВ*. Так, в случае переустановки задних концов нижних звеньев (вверх или вниз), точка *P* имеет возможность перемещаться преимущественно в вертикальном направлении (рис. 5, *a*). При этом точка *P* даже при незначительном выглублении рабочих органов опускается ниже уровня почвы более чем на 1,5 м. В случае удлиненных нижних звеньев навесного механизма точка *P* перемещается в основном в горизонтальном направлении (рис 5, *б*). В этом случае при выглублении орудия вертикальная координата  $u_P$  точки *P* практически не меняется, и, соответственно, остается постоянной заглубляющая способность механизма навески. При этом сильное изменение горизонтальной координаты  $x_P$  не ухудшает способность орудия преодолевать препятствие.

Таким образом, разработана имитационная физико-математическая модель механизма навески на примере серийных трактора и ЛПО. Модель позволяет, на основе компьютерных экспериментов, определить оптимальные геометрические параметры навесного механизма. В качестве основных критериев оптимальности можно считать преимущественное вертикальное положения *МЦВ* механизма и траекторию перемещения *МЦВ* при движении орудия относительно трактора.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Советов Б.Я., Яковлев С.А. Моделирование систем: Учеб.пособие. М.: Высш. шк., 1998. – 319 с.
2. Моделирование сельскохозяйственных агрегатов и их систем управления: Учеб.для вузов / под ред. А. Б. Лурье. Л.: Колос. Ленингр. отд-ние, 1979. – 312 с.
3. Посметьев В.И. Обоснование перспективных конструкций предохранителей для рабочих органов лесных почвообрабатывающих орудий. – Воронеж: Воронеж.гос. лесотехн. акад., 2000. – 248 с.
4. Посметьев, В.И. О возможности использования рекуперированной энергии лесного почвообрабатывающего агрегата для интенсификации технологического процесса [Текст] / В.И. Посметьев, В.А. Зеликов, А.И. Третьяков, В.В. Посметьев // Известия высших учебных заведений «Лесной журнал», Архангельск 2011. – № 1. – С. 60-64
5. Хеерман Д.В. Методы компьютерного эксперимента в теоретической физике. М.: Наука, 1990. – 176 с.