

Определение кинематических параметров включения гидроцилиндров манипулятора форвардера при выполнении заданного движения навесного устройства

Kinematic analysis of connection of hydraulic cylinders of a forwarder crane under execution of defined motion of grapple

М. А. ПИСКУНОВ, канд. техн. наук
Д. В. АДАМОВ, студ.

Петрозаводский государственный университет,
Петрозаводск, Россия, piskunov_mp@list.ru

M. A. PISKUNOV, PhD in Engineering
D. V. ADAMOV, Student

Petrozavodsk State University, Petrozavodsk, Russia,
piskunov_mp@list.ru

Статья посвящена кинематическому анализу манипулятора форвардера: определяются параметры выдвижения штоков гидроцилиндров для выполнения заданной траектории движения навесного устройства. Современные системы управления гидравлическими манипуляторами технологических машин не позволяют оператору реализовать оптимальные траектории и скоростные характеристики движения звеньев манипулятора. Этот недостаток может быть частично ликвидирован с помощью автоматического управления манипулятором на некоторых фазах технологического цикла. В работе представлен кинематический анализ согласованного включения гидроцилиндров типового манипулятора форвардера. Определено, как должны выдвигаться штоки гидроцилиндров, чтобы обеспечить прямолинейную траекторию навесного устройства на этапе движения от момента захвата круглых лесоматериалов до момента их расположения в середине верхней границы грузового отсека трактора. Необходимо обеспечивать плавный разгон в начале и плавное торможение в конце движения навесного устройства; штоки гидроцилиндров также должны плавно ускоряться в начале и плавно замедляться в конце движения. При кинематическом анализе использованы общеизвестные методы, представленные в статье в сокращенном виде. Показано, что для типовой конструкции манипулятора форвардера, в структуре которого есть рычажные механизмы, одновременное соблюдение условий плавности движения и прямолинейности траектории не выполняется. Результаты работы могут быть использованы для создания алгоритмов управления манипулятором в автоматизированном режиме на одном отдельном этапе погрузки лесоматериалов, когда существует множество точек захвата лесоматериалов (управление при захвате обеспечивает оператор) и одна точка доставки. В этом промежутке для управления нет необходимости использовать дополнительные системы распознавания объектов окружающей среды, что позволяет с помощью недорогих средств интегрировать эти алгоритмы в общую систему управления форвардером.

Ключевые слова: манипулятор; форвардер; кинематический анализ; гидроцилиндр.

The article deals with the kinematic analysis of forwarder crane; it determines the parameters of extension of hydraulic-cylinder rods for execution of defined trajectory of grapple motion. The current systems of forwarder crane control do not allow an operator to realize optimal trajectories and speed ability of motion of crane links. This disadvantage can be partly corrected, for example, with the use of automatic control of crane motion in certain phases of technological cycle. The analysis of matched connection of hydraulic cylinders of a typical forwarder crane is presented in the article. It determines how hydraulic-cylinder rods should move to provide the linear trajectory of grapple at the stage of motion from the moment of log gripping to the moment of its lodging in the middle of upper edge of a forwarder load space. It is necessary to provide a smooth acceleration at the start and a smooth deceleration at the end of grapple motion. The hydraulic-cylinder rods should also smoothly accelerate at the start of motion and smoothly decelerate at its end. The kinematic analysis uses well-known methods that are presented in the article in shortened form. It is shown that for typical design of a forwarder crane both conditions of smooth motion and linearity of trajectory cannot be fulfilled simultaneously. The results can be used for developing the algorithms of automatic control of crane at a separate phase of log loading when there are numerous points of log gripping (gripping control provided by operator) and one delivery point. There is no necessity in additional systems of environmental objects recognition at this phase, that allows to integrate these algorithms into the control system of a forwarder by low-cost facilities.

Keywords: crane; forwarder; kinematic analysis; hydraulic cylinder.

Введение

Гидравлические манипуляторы различных конструкций и типоразмеров находят широкое применение в отраслях промышленности, в т.ч. в лесозаготовительном комплексе. В технологическом цикле современной лесозаготовительной машины большая часть операций выполняется с помощью манипулятора, работа которого занимает от 30 до 70 % оперативного времени машины.

Современный манипулятор форвардера обладает четырьмя и более степенями свободы. При выполнении технологических операций одновременно задействуется не менее трех степеней свободы.

Фактические параметры траекторий и скоростных режимов движения звеньев манипулятора отличаются от оптимальных значений. Это связано с тем, что современные системы управления позволяют регулировать

скорости движения звеньев манипулятора пропорционально управляющему сигналу, который задает оператор, но при этом не учитывают производственный опыт, психологические и физиологические особенности оператора, а также особенности внешней среды, в которой функционирует система "человек — машина". Конструкция систем управления не позволяет оператору в каждый момент времени задавать тот управляющий сигнал, который необходим, чтобы гидродвигатели обеспечили движение звеньев манипулятора с оптимальными кинематическими параметрами.

Отклонение фактических кинематических параметров от оптимальных значений обнаруживает резерв повышения производительности технологических машин, оснащенных манипуляторами. В связи с этим в качестве направления совершенствования этих машин следует рассматривать использование в их информационной сис-



а)



б)

Рис. 1. Крайние положения манипулятора при исследуемом движении:

а — захват лесоматериалов на земле; б — расположение лесоматериалов на верхней границе грузового отсека

теме управления алгоритмов, которые обеспечивали бы включение гидродвигателей без участия оператора, таким образом, чтобы фактические кинематические параметры движения звеньев были близки к оптимальным значениям.

Режимы движения, на которые следует ориентироваться при решении задач управления манипулятором [1]:

- оптимальный по быстродействию режим движения рабочего органа по заданной траектории;
- оптимальный по траектории режим движения с заданным максимальным быстродействием;
- оптимальный по траектории режим с заданными собственными динамическими свойствами механической части манипулятора.

Современные конструкции манипуляторов, количество накопленных научных данных в области формализации производственной среды лесозаготовительного процесса, существующие системы распознавания объектов труда пока не позволяют применять алгоритмы управления, полностью исключая участие оператора при управлении манипулятором. Однако для отдельных этапов технологического цикла манипулятора использование управляющих алгоритмов технически возможно.

Цель исследования

В работе для типовой конструкции манипулятора форвардера рассматривается задача обеспечения оптимального по траектории режима движения навесного устройства — захвата, удерживающего лесоматериалы. Необходимо определить, как должны согласованно работать гидроцилиндры, чтобы обеспечить перемещение захвата по заданной траектории на отдельном участке технологического цикла манипулятора от момента захвата лесоматериалов (рис. 1, а) до момента, когда лесоматериалы окажутся на верхней границе грузового отсека трактора (рис. 1, б).

Известны размеры структурной схемы манипулятора и введены следующие условия:

- захват должен двигаться с плавным разгоном и торможением;

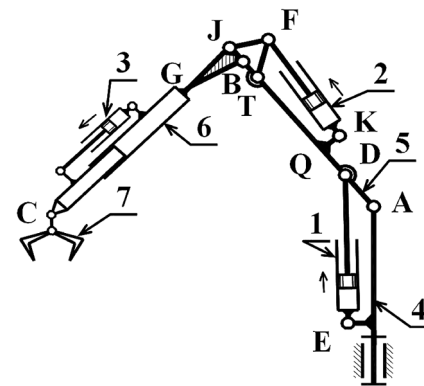


Рис. 2. Структурная схема манипулятора:

1 — гидроцилиндр управления стрелой; 2 — гидроцилиндр управления рукоятью; 3 — гидроцилиндр управления телескопическим удлинителем; 4 — колонна; 5 — стрела; 6 — рукоять с телескопическим удлинителем; 7 — захват

— разгон и торможение штоков при включении гидроцилиндров должны осуществляться с постоянным ускорением;

— время разгона и торможения должно составлять по 20 % от общего времени движения.

Структурная схема манипулятора, с помощью которого выполняются погрузочно-разгрузочные работы на форвардере, представлена на рис. 2. Это типовая схема манипулятора для форвардеров, отличия по маркам машин связаны только с размерами звеньев.

Материалы и методы

Современный манипулятор форвардера представляет собой открытую кинематическую цепь, в структуре которой присутствуют типовые рычажные механизмы. Поэтому в кинематическом анализе использованы методы, разработанные для анализа манипуляционных систем и промышленных роботов [2, 3], и методы анализа рычажных механизмов [4]. Поскольку эти методы хорошо известны и разработаны на фундаментальном уровне, подробные промежуточные вычисления в статье не приводятся.

В расчетах принята следующая система координат: ось Y совпадает с осью колонны манипулятора; ось X направлена вдоль оси трактора; ось Z направлена поперек оси трактора; начало координат в точке пересечения оси Y с опорной поверхностью колес трактора.

Координаты точек, соответствующих крайним положениям манипулятора при исследуемом движении, определяются расположением центра шарнира C , который соединяет навесное устройство с телескопическим удлинителем манипулятора (см. рис. 2). Координаты центра шарнира C в момент захвата лесоматериалов — $C_1(x_1; y_1; z_1)$, в момент расположения лесоматериалов на верхней границе грузового отсека трактора — $C_0(x_0; y_0; z_0)$.

Движение навесного устройства между координатами C_1 и C_0 обеспечивается совместной работой гидроцилиндров управления стрелой, рукоятью, телескопическим удлинителем и гидроцилиндрами механизма поворота колонны. При кинематическом анализе движения

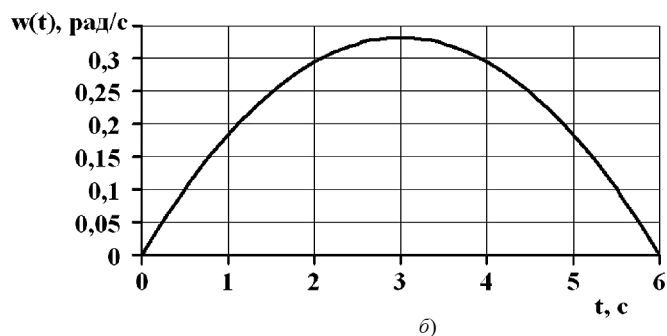
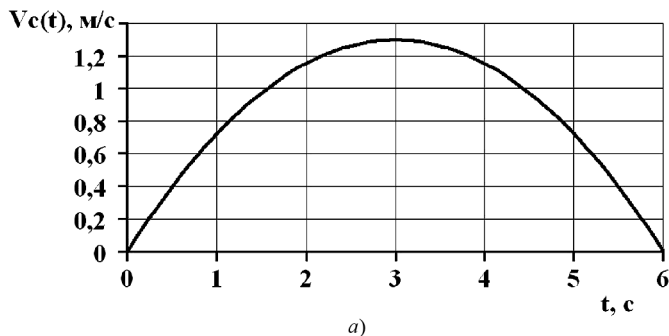


Рис. 3. Изменение скорости точки C в плоскости $X'Y$ (а) и угловой скорости поворота колонны (б) при рассматриваемом движении

манипулятора введено допущение, что вначале осуществляется складывание конструкции до заданного положения в плоскости действия гидроцилиндров стрелы, рукояти, телескопического удлинителя, а затем осуществляется поворот всей конструкции на заданный угол с помощью гидроцилиндров поворота колонны.

Складывание конструкции осуществляется в плоскости $X'Y$, проходящей через ось колонны и точку C_1 . Координаты центра шарнира C_1 и C_0 в плоскости $X'Y$: $C_1(-l_1; y_1)$ и $C_0(-x_0; y_0)$, где l_1 — расстояние от оси колонны до точки C_1 вдоль оси X' .

Вследствие отсутствия препятствий для перемещения звеньев манипулятора на рассматриваемом участке оптимальная траектория движения шарнира C в плоскости $X'Y$ — прямая. Движение осуществляется на отрезке от точки C_1 до точки C_0 . Длина отрезка L_C и угол α_1 его наклона к оси X' определяются через значения координат C_1 и C_0 с помощью известных геометрических соотношений.

Движение навесного устройства с плавным разгоном в начале и плавным торможением в конце в плоскости $X'Y$ обеспечим, задав закон скорости шарнира C многочленом второго порядка:

$$V_C(t) = a_C t^2 + b_C t,$$

где a_C, b_C — коэффициенты, определяемые на основе введения начальных условий: скорость точки C в начальный и конечный моменты времени должна быть равна нулю; площадь криволинейной трапеции, описываемой функцией скорости, должна равняться пройденному точкой C пути, т. е. длине отрезка L_C .

Система уравнений для определения значений коэффициентов a_C, b_C :

$$\begin{cases} \int_0^T (a_C t^2 + b_C t) dt = L_C; \\ a_C T^2 + b_C T = 0, \end{cases}$$

где T — полное время перемещения манипулятора из одного крайнего положения в другое, с.

Тогда перемещение вдоль осей координат X' и Y' :

$$S_{X_C}(t) = -l_1 + \int_0^t V_C(t) \cos(\alpha_1) dt;$$

$$S_{Y_C}(t) = y_1 + \int_0^t V_C(t) \sin(\alpha_1) dt.$$

Поворот колонны манипулятора также должен осуществляться с плавным ускорением в начале движения и плавным торможением в конце. Угловая скорость колонны будет изменяться по сложному закону, что и скорость центра шарнира C в плоскости $X'Y$, но с условием, что площадь криволинейной трапеции, описываемая функцией угловой скорости, будет равна углу $\alpha_{пов}$ поворота колонны из одного крайнего положения в другое:

$$\omega(t) = a_W t^2 + b_W t,$$

где a_W, b_W — коэффициенты многочлена второго порядка, обеспечивающие необходимую площадь криволинейной трапеции и равенство нулю угловой скорости в начале и конце движения.

Для определения коэффициентов a_W, b_W решается система уравнений, составленная по тому же принципу, что и система для скорости шарнира C .

На рис. 3 представлены графики изменения скорости движения шарнира C и угловой скорости поворота колонны в зависимости от времени при условии, что цикл движения на рассматриваемом участке должен быть выполнен за 6 с (среднее время движения в реальных условиях). Графики построены для координат шарнира C манипулятора, находящегося в крайних положениях, мм: $C_1(1500; 350; 6000)$; $C_0(2600; 4100; 0)$. При этом основные размеры структурной схемы манипулятора: $AD = 450$ мм; $AQ = 2700$ мм; $AB = 4000$ мм; $BJ = 350$ мм; $JG = 400$ мм; $KQ = 100$ мм; $AT = 3900$ мм; $TF = 450$ мм; $FG = 450$ мм; $TF = 450$ мм; $\alpha_{BGC} = 135^\circ$; $\alpha_{AD_0} = 98^\circ$ — угол между стрелой и колонной в положении, соответствующем захвату лесоматериалов. Данные размеры характерны для типовой конструкции манипулятора. Координаты центра шарнира C взяты для наиболее вероятных положений навесного устройства при выполнении погрузочных работ. Далее все графики и результаты расчетов основаны на этих исходных данных.

Для определения скоростей штоков гидроцилиндров при их согласованной работе при известных размерах основных структурных элементов типовой конструкции манипулятора необходим закон изменения скорости штока гидроцилиндра управления стрелой (гидроцилиндр I на рис. 2).

На основании источника [5] закон изменения скорости движения штока гидроцилиндра I представим в виде трех участков: разгона с постоянным ускорением, движения с постоянной скоростью и торможения. Площадь криволинейной трапеции, описанная функцией изменения скорости штока гидроцилиндра I , должна быть

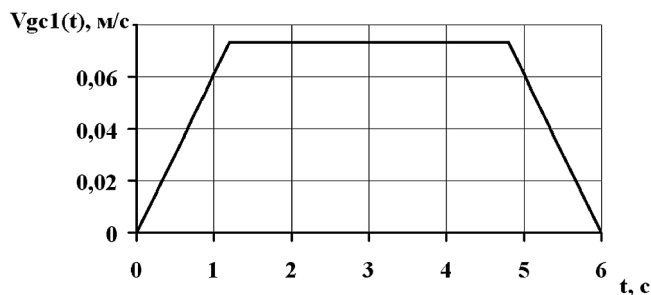


Рис. 4. График скорости движения штока гидроцилиндра I

равна ходу штока из начального положения в положение, когда шток полностью выдвинут.

На рис. 4 представлен график $V_{GC1}(t)$ изменения скорости штока гидроцилиндра I в зависимости от времени. Полное время движения штока $T = 6$ с. Участки разгона и торможения составляют по 20 % от общего времени движения штока.

Тогда длину гидроцилиндра I с выдвинутым штоком, которая соответствует отрезку ED на схеме манипулятора, представим в виде:

$$ED(t) = L_{0GC1} + 10^3 \cdot \int_0^T V_{GC1}(t) dt,$$

где L_{0GC1} — начальная длина гидроцилиндра I с выдвинутым штоком, соответствующая положению навесного устройства в момент захвата лесоматериалов при координатах центра шарнира $C_1 (x_1; y_1; z_1)$.

Координаты центра шарнира B соединения стрелы и рукоятки манипулятора в плоскости XY:

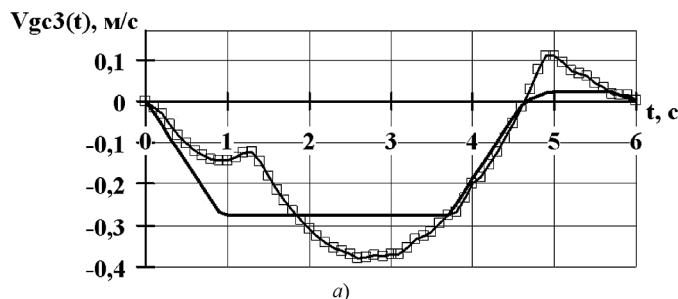
$$xB(t) = -AB \cos(\alpha_{AB}(t) - 90) + Ax_0;$$

$$yB(t) = AB \sin(\alpha_{AB}(t) - 90) + Ay_0,$$

где Ax_0, Ay_0 — некоторые независимые координаты точки A, определяемые размерами колонны манипулятора; $\alpha_{AB}(t)$ — угол наклона стрелы к колонне.

$$\alpha_{AB}(t) = \arccos\left(\frac{AD^2 - AE^2 - ED(t)^2}{2AEL_{0GC1}}\right) + \alpha_{OAE_0},$$

где AD, AE — размеры элементов конструкции манипулятора (см. рис. 2); α_{OAE_0} — начальный угол наклона стрелы к горизонту, определяемый размерами элементов конструкции манипулятора.



Рассмотрим, как должна изменяться скорость гидроцилиндра управления телескопическим удлинителем (гидроцилиндр 3 на рис. 2) в соответствии с исходными положениями.

Длину гидроцилиндра 3 с выдвинутым штоком представим как расстояние GC:

$$GC(t) = BG \cos(\alpha_{BGC}) + \sqrt{BC(t)^2 - BG^2 + BG^2 \cos(\alpha_{BGC})},$$

где $BC(t)$ — расстояние между точками B и C, определяемое по координатам этих точек; α_{BGC} — конструктивный угол между отрезками BG и GC.

Продифференцировав GC, получим скорость движения штока гидроцилиндра 3:

$$V_{GC3}(t) = \frac{dGC(t)}{dt}.$$

На рис. 5, a представлен график изменения скорости движения штока гидроцилиндра 3 в зависимости от времени (см. расчетное изменение скорости). График показывает, что возможны случаи, когда шток будет выдвигаться или втягиваться. Изменение направления движения определяется точкой пересечения графика скорости с осью абсцисс.

Выдвижение штока гидроцилиндра 3:

$$L_{st3\text{верх}} = \int_{A_{kGC3}}^T V_{GC3}(t) dt;$$

втягивание штока:

$$L_{st3\text{низ}} = \left| \int_0^{A_{kGC3}} V_{GC3}(t) dt \right|,$$

где A_{kGC3} — время, при котором график $V_{GC3}(t)$ пересекает ось абсцисс.

Рассмотрим скорость движения штока гидроцилиндра управления рукоятью (гидроцилиндр 2 на рис. 2).

Выдвижение штока гидроцилиндра 2 определяется координатами центра шарнира F:

$$xF(t) = TF \cos(180 - (\alpha_{JTB}(t) + \alpha_{JTF}(t)) - (\alpha_{AB}(t) - 90)) + xT(t);$$

$$yF(t) = TF \sin(180 - (\alpha_{JTB}(t) + \alpha_{JTF}(t)) - (\alpha_{AB}(t) - 90)) + yT(t),$$

где $\alpha_{JTB}(t), \alpha_{JTF}(t)$ — углы, определяемые размерами четырехзвенника TBJF сочленения стрелы и рукоятки манипулятора и координатами точек J и B.

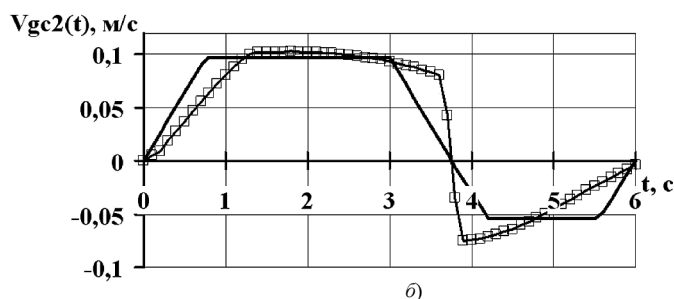


Рис. 5. Графики скоростей движения штоков гидроцилиндра 3 (a) и гидроцилиндра 2 (б):

□□□ — расчетное изменение скоростей; — — изменение скоростей с линейными участками

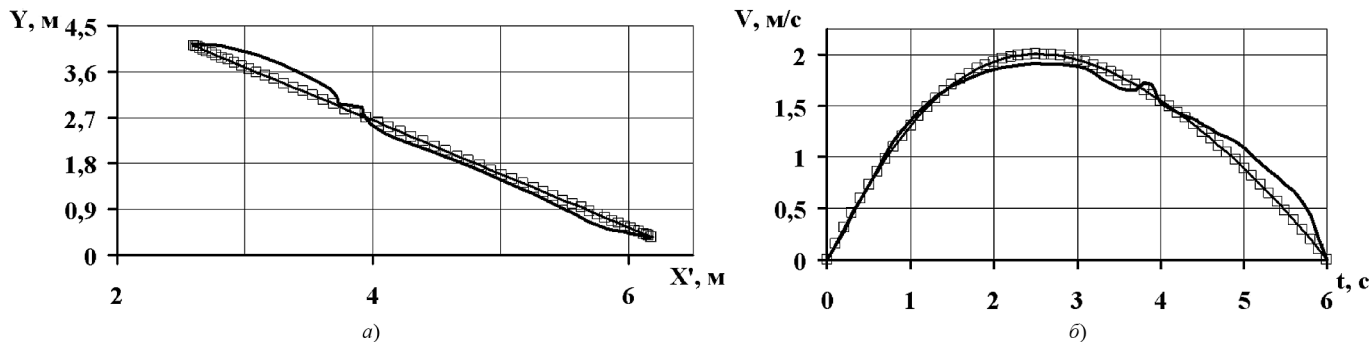


Рис. 6. Траектория (а) и скорость (б) движения шарнира *C* для двух вариантов движения штоков гидроцилиндров 2 и 3:

▬▬▬ — заданные параметры движения; — — параметры движения с линейными участками скоростей штоков гидроцилиндров 2 и 3

Длина гидроцилиндра 2 с выдвинутым штоком определяется выражением:

$$KF(t) = \sqrt{(xF(t) - xK(t))^2 + (yF(t) - yK(t))^2},$$

где $xK(t)$, $yK(t)$ — координаты точки *K*, принадлежащей стреле, которые находятся аналогично координатам точки *B*.

Скорость движения штока гидроцилиндра 2:

$$V_{GC2}(t) = \frac{dKF(t)}{dt}.$$

На рис. 5, б представлен график изменения скорости штока гидроцилиндра 2 в зависимости от времени (см. расчетное изменение скорости). График показывает, что шток гидроцилиндра 2 также будет выдвигаться и втягиваться. Параметры выдвигания и втягивания штока гидроцилиндра 2 определяются аналогично выражениям, представленным для гидроцилиндра 3.

Графики на рис. 5 показывают, что для обеспечения движения шарнира *C* по заданной траектории нарушается условие движения штоков с постоянными ускорениями при разгоне и торможении гидроцилиндров 3 и 2. Значительные изменения ускорений при движении звеньев вызовут колебания рукояти и телескопического удлинителя.

Выполним анализ траектории точки *C* манипулятора, заменив нелинейные участки графиков скоростей движения штоков гидроцилиндров 3 и 2 линейными участками и представив графики скоростей в виде, аналогичном рис. 4. Графики скоростей движения штоков гидроцилиндров 3 и 2 представлены на рис. 5, а, б (см. изменение скоростей с линейными участками). Время разгона и торможения штоков гидроцилиндров 3 и 2 занимает по 20 % от общего времени цикла выдвигания или цикла втягивания соответствующих штоков.

Новые законы изменения скоростей штоков гидроцилиндров 3 и 2 обеспечат поворот всех звеньев манипулятора на те же углы, но при этом изменятся траектория и скорость движения центра шарнира *C* в плоскости $X'Y'$. Траектории центра шарнира *C* представлены на рис. 6, а.

Скорость центра шарнира *C* по новой траектории:

$$V_C(t) = \sqrt{\left(\frac{dy_C(t)}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dx_C(t)}{dt}\right)^2},$$

где $y_C(t)$, $x_C(t)$ — координаты новой траектории движения центра шарнира *C*.

Абсолютная скорость центра шарнира *C* определится через сумму векторов скорости движения в плоскости $X'Y'$ и скорости поворота плоскости $X'Y'$ относительно оси колонны:

$$V(t) = \sqrt{V_C(t)^2 + V_W(t)^2},$$

где $V_W(t) = |x_C(t)|\omega(t)$ — скорость поворота плоскости $X'Y'$.

Графики абсолютной скорости для вариантов движения шарнира *C* с линейным и нелинейным изменением скоростей движения штоков гидроцилиндров 2 и 3 представлены на рис. 6, б.

Результаты и их обсуждение

Совершенствование манипуляторов связано с развитием систем, которые обеспечивали бы управление процессами погрузки-разгрузки без участия оператора. В текущих условиях рассматривать полный цикл погрузки-разгрузки без оператора затруднительно из-за отсутствия адекватных по цене и качеству систем распознавания объектов труда. Однако управление некоторыми типовыми движениями можно обеспечить без оператора, в частности движение от момента захвата груза до границы грузового отсека. Управление манипулятором при этом движении не требует соблюдения каких-либо специальных условий и может быть достаточно легко интегрировано в существующие органы управления серийных машин.

Для эффективной работы форвардера необходимо обеспечить движение звеньев манипулятора по кратчайшему расстоянию с плавным разгоном и торможением. В процессе работы манипулятора движение осуществляется большим количеством звеньев, разнообразных по весу и размерам, по различным траекториям с меняющимися скоростями и ускорениями. Для исполнения заданного закона движения необходима согласованная работа нескольких приводов.

В статье рассмотрено согласование работы гидроцилиндров для соблюдения заданной траектории движения навесного устройства на отрезке, соединяющем точку захвата лесоматериалов и точку расположения лесоматериалов на границе грузового отсека. На этом отрезке должно соблюдаться условие плавного разгона и торможения навесного устройства. Ускорения при раз-

гоне и торможении штоков приводных гидроцилиндров в процессе движения должны быть постоянными.

Представлены сведения, позволяющие реализовать алгоритм управления гидроцилиндрами через задание скоростей штоков трех гидроцилиндров основной схемы манипулятора и гидроцилиндра поворота всей конструкции. Показаны особенности кинематики для заданных условий. Возможен вариант, когда теряется прямолинейность траектории движения навесного устройства и не выполняется скоростной режим его движения, но условия по разгону и торможению штоков выполняются. В другом варианте при сохранении прямолинейной траектории навесного устройства штоки приводных гидроцилиндров начинают двигаться с непостоянными ускорениями при разгоне и торможении, а на отрезке, где штоки должны двигаться с постоянной скоростью, они, наоборот, движутся с ускорениями.

Типовой манипулятор для погрузочно-разгрузочных работ состоит из рычажных механизмов, включающих вращательные и поступательные кинематические пары. С этим связаны определенные особенности кинематического анализа и синтеза манипулятора, что необходимо учитывать при расчетах.

Заключение

Развитие лесозаготовительных машин в направлении создания беспилотных систем в текущий период сталкивается с недостатком результатов комплексных научных исследований, посвященных системам распознавания объектов труда и характеристик среды, в которых функционируют машины. Но постепенное внедрение безоператорных систем управления для отдельных этапов технологического цикла уже сейчас может значительно повысить эффективность форвардеров. В статье рассмотрена задача, связанная с согласованием работы гидроцилиндров манипулятора на этапе погрузки форвардера. Представлена последовательность расчета скоростей движения штоков гидроцилиндров. Результаты работы могут быть использованы при решении задач проектирования систем управления манипуляторов.

Они также подчеркивают важность дальнейших исследований в направлении широкой информатизации и формализации объектов технологической среды лесозаготовительного процесса как направления с потенциалом для создания новых отраслевых технологий.

Литература и источники

1. **Щербаков В. С., Реброва И. А., Корытов М. С.** Автоматизация моделирования оптимальной траектории движения рабочего органа строительного манипулятора: Монография. Омск: Изд-во СибАДИ, 2009. 106 с.
2. **Механика** промышленных роботов. Кинематика и динамика. Кн. 1 / Под ред. К. В. Фролова, Е. И. Воробьева. М.: Высшая школа, 1988. 304 с.
3. **Зенкевич С. Л., Ющенко А. С.** Основы управления манипуляционными роботами: Учеб. для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. 480 с.
4. **Артоболевский И. И.** Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975. 638 с.
5. **Булгаков А. В., Воробьев В. А.** Промышленные роботы. Кинематика, динамика, контроль и управление. М.: Солон-Пресс, 2007. 488 с.

References

1. Shcherbakov V. S., Rebrova I. A., Korytov M. S. *Avtomatizatsiya modelirovaniya optimal'noy traektorii dvizheniya rabocheho organa stroitel'nogo manipulyatora* [Automation of modeling of optimal trajectory of working body of a construction manipulator]. Omsk, Siberian State Automobile and Highway Academy Publ., 2009, 106 p.
2. *Mekhanika promyshlennykh robotov. Kinematika i dinamika* [Mechanics of industrial robots. Kinematics and Dynamics]. Under the editorship of K. V. Frolov, E. I. Vorob'ev. Book 1. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1988, 304 p.
3. Zenkevich S. L., Yushchenko A. S. *Osnovy upravleniya manipulyatsionnymi robotami* [Basics of manipulation robots control]. Moscow, N. E. Bauman Moscow State Technical University Publ., 2004, 480 p.
4. Artobolevskiy I. I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Nauka Publ., 1975, 638 p.
5. Bulgakov A. V., Vorob'ev V. A. *Promyshlennye roboty. Kinematika, dinamika, kontrol' i upravlenie* [Industrial robots. Kinematics, dynamics, inspection and control]. Moscow, Solon-Press Publ., 2007, 488 p.