УДК 51-74:681.532.1

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЕМ

Карташова Т.П., Лазариди К.М., Шошиашвили М.Э., Шошиашвили И.С.

ФГБОУ ВО «Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова», Новочеркасск, e-mail: shosh61@yandex.ru

Рассмотрены вопросы кинематического и силового анализа механической части привода рабочего органа системы автоматического управления положением ротора траншеекопателя. Получены аналитические выражения, представляющие собой решение обратной и прямой задач кинематики рычажного механизма привода ротора. Обратная кинематическая задача позволяет осуществить управление положением рабочего органа по косвенному параметру – положению штока управляющего гидроцилиндра, а также оценить правильность выбора кинематических параметров механического привода и их совместимость с конструктивными параметрами исполнительных гидроцилиндров привода. На основе решения прямой задачи кинематики проведен анализ кинематической погрешности САР положения ротора траншеекопателя. Полученное приведенное значение нагрузки на шток управляющего гидроцилиндра может быть использовано при математическом описании работы всей системы, а также для оценки и расчета гидравлических параметров привода.

Ключевые слова: роторный траншеекопатель, система автоматического регулирования, кинематика привода ротора, регулирование положения ротора, кинематическая погрешность, силовой анализ, приведенная сила

KINEMATIC AND POWER ANALYSIS MECHANISM OF MOVING THE WORKING BODY OF THE AUTOMATIC CONTROL SYSTEM TRENCHERS

Kartashova T.P., Lazaridi K.M., Shoshiashvili M.E., Shoshiashvili I.S.

Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), Novocherkassk, e-mail: shosh61@yandex.ru

The questions of kinematic power analysis of the mechanical part of the drive of the implement of the automatic control system trencher have been discussed. Analytical expressions that represent a solution to the inverse and direct problems of the kinematics of the lever mechanism of the rotor drive have been obtained. The inverse kinematic problem allows to realize control a position of the implement by an indirect parameter is the position of the rod of the control cylinder, and also to assess the correctness of a choice of kinematic parameters of the mechanical drive and their compatibility with the design parameters of the actuator hydraulic cylinders. On the basis of the solution of the direct kinematics problem, an analysis is made of the kinematic error of the ATS of the position of the trencher rotor. The obtained value of the load on the rod of the control cylinder can be used in the mathematical description of the operation of the entire system, as well as for evaluating and calculating the hydraulic parameters of the drive.

Keywords: rotor trencher, automated control system, kinematics rotor drive, regulation of the rotor position, kinematic error, power analysis, reduced power

Среди основных задач автоматизации строительно-дорожных машин наиболее актуальной является задача управления пространственным положением их рабочего органа (РО). Это обусловлено тем, что во многих технологиях качество выполнения планировочных работ определяется тем, насколько точно РО перемещается по заданной траектории [1, 2].

Для многоковшового роторного экскаватора (в дальнейшем – траншеекопателя) задача управления положением РО (ротора) в автоматическом режиме может быть решена путем создания системы автоматического регулирования (САР) положения РО [5, 9], функциональная схема которой представлена на рис. 1.

С блока задания параметров системы автоматического управления траншеекопателем на вход подсистемы автоматического регулирования положения ротора траншеекопателя (САР РО) поступает сигнал $U_h^{зад}$, соответствующий заданному значению заглубления РО машины. Учитывая сложности, возникающие при прямом измерении величины заглубления ротора по отношению к поверхности траншеи $h_{тр}$, целесообразно определение этого параметра проводить косвенным путем по величине выдвижения штока управляющего гидроцилиндра (ГЦ) $L_{шт}$, а контур регулирования формировать с обратной связью по положению штока ГЦ привода ротора. Таким образом, связь между управляющим параметром $U_L^{зад}$, соответствующим заданному значению выдвижения штока ГЦ, и параметром $U_h^{зад}$ рассчитывается в блоке решения обратной задачи кинематики (ОЗК).

Непосредственно контур регулирования включает в себя регулятор положения РО, на вход которого поступает сигнал ошибки $\Delta U_L = U_L^{зад} - U_L$, где U_L – сигнал с датчика положения штока ГЦ, и электрогидромеханический привод РО. Связь

между электронной частью САР и гидравлической частью привода осуществляется посредством электромеханического преобразователя ЭМП, входным сигналом которого является регулирующее воздействие со стороны регулятора $U_{рег}$, а выходным сигналом – смещение золотника электрогидрораспределителя $x_{эгр}$. Гидравлическая часть привода формирует расход $Q_{ГЦ}$, который поступает в исполнительный ГЦ, в результате чего ГЦ получает смещение на величину $L_{шт}$ [3].

Кинематический анализ механизма привода рабочего органа траншеекопателя

Механическая часть привода РО одного из типов траншеекопателей представляет собой рычажный механизм с вращающимся ротором, показанный на рис. 2, который воспринимает усилие сопротивления со стороны срезаемого грунта [4].

Кинематика механической части такого привода РО относится к связанным системам, имеющим силовую связь между РО и базовой машиной через гидравлический механизм. Ротор траншеекопателя при этом имеет принудительное заглубление и подъем. При этом изменение величины заглубления ротора при воздействии на него через исполнительный гидроцилиндр гидравлического привода зависит от кинематической характеристики механизма подъема. Кроме того, кинематические свойства механизма влияют на кинематическую точность позиционирования ротора [8].

Проведем кинематический анализ механической части привода РО траншеекопателя (см. рис. 2). Для этого установим зависимость между перемещением штока ГЦ $L_{шт}$ и величиной заглубления ротора $h_{тр}$.

Величина заглубления определится как

$$h_{тр} = H_0 + H_1 - R_р, \qquad (1)$$

где H_0 – расстояние между точкой O_2 крепления рычажного механизма ротора и поверхностью, по которой передвигается машина; H_1 – расстояние по вертикали между точкой O_2 и точкой B на оси вращения ротора; $R_р$ – радиус ротора. Отрицательное значение величины $h_{тр}$ в выражении (1) говорит о заглублении ротора. Переменную составляющую выражения (1) H_1 определим из рассмотрения треугольников O_1O_2A и O_2A_1B:

$$H_1 = L_3 \sin\beta,$$

где $\beta = 180^\circ - \psi - \alpha - \theta$ и $\alpha = \arccos\dfrac{L_б^2 + L_2^2 - L_1^2}{2L_бL_2}$,

$L_б$ – базовое конструктивное расстояние между точками O_1 и O_2; L_2 – расстояние между точками O_2 и A_1 жесткой рамы; L_3 – расстояние между точками O_2 и B жесткой рамы механизма; L_1 – расстояние между точками O_1 и A, определяемое как

$$L_1 = L_0 + L_{шт}, \qquad (2)$$

где L_0 – неизменяемое (минимальное) конструктивное расстояние между точками O_1 и A.

Окончательно с учетом некоторых преобразований получим зависимость $h_{тр} = f(L_{шт})$, представляющую решение прямой задачи кинематики, в виде

$$h_{тр} = H_0 - R_р + L_3 \sin\left(\psi + \theta + \arccos\frac{L_б^2 + L_2^2 - (L_0 + L_{шт})^2}{2L_бL_2}\right). \qquad (3)$$

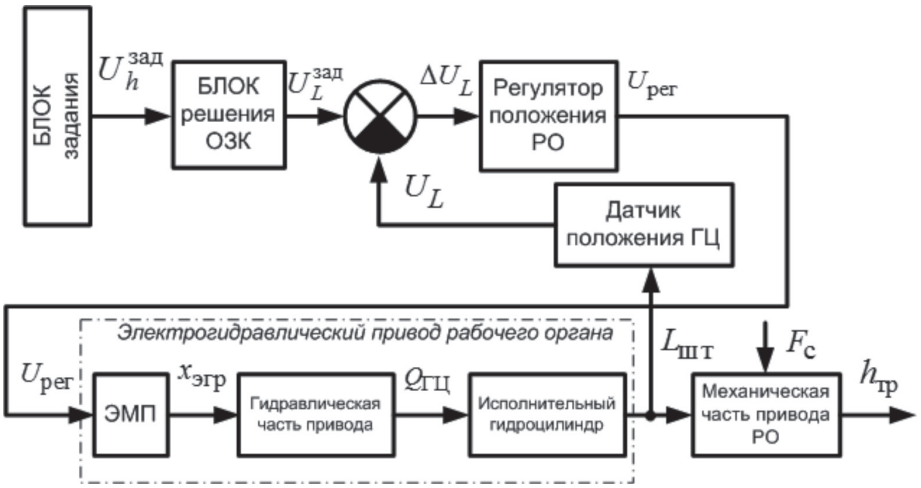

Рис. 1. Функциональная схема САР положения ротора траншеекопателя

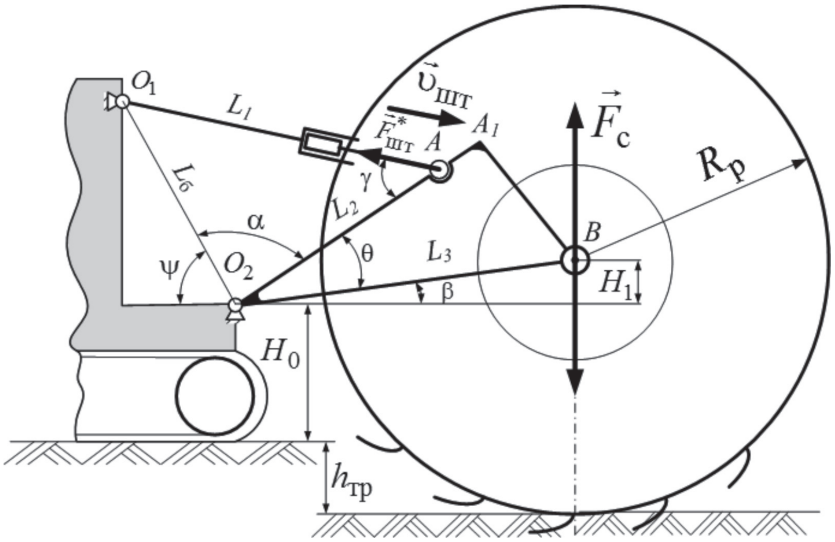

Рис. 2. Кинематика механической части привода РО траншеекопателя

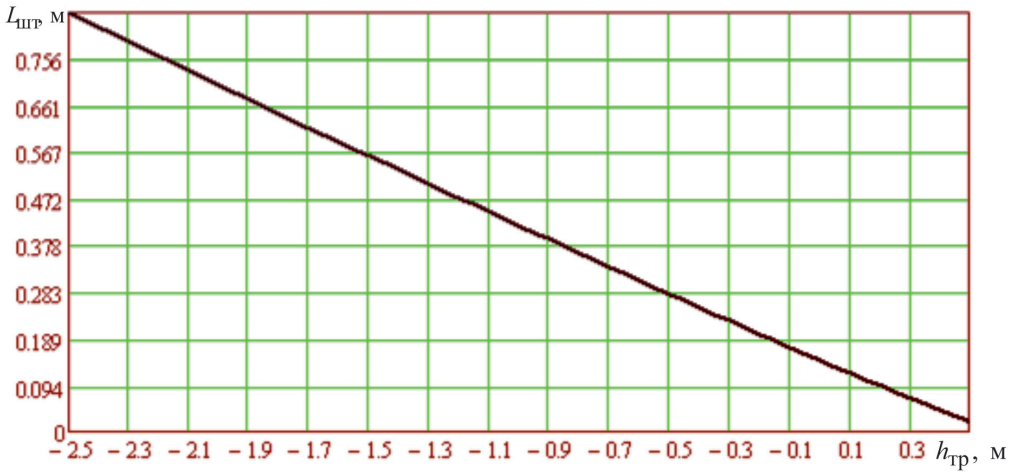

Рис. 3. График зависимости перемещения штока управляющего ГЦ от величины заглубления РО траншеекопателя

Выражение (3) может быть принято для математического описания механической части привода РО (см. рис. 1).

В основу решения обратной задачи кинематики $L_{шт} = f(h_{тр})$ положены следующие выражения:

$$L_{шт} = L_1 - L_0,\ L_1 = \sqrt{L_б^2 + L_2^2 + 2L_б L_2 \cos\alpha},\ \alpha = 180^\circ - (\alpha_0 + \beta + \theta),$$

$$\beta = \arcsin(H_1/L_3),\ H_1 = h_{тр} + R_р - H_0.$$

Решив совместно эти уравнения, получим решение ОЗК для механической части привода РО траншеекопателя:

$$L_{шт} = \sqrt{L_б^2 + L_2^2 + 2L_б L_2 \cos\left(\alpha_0 + \theta + \arcsin\frac{h_{тр} + R_р - H_0}{L_3}\right)} - L_0. \quad (4)$$

Графическая интерпретация выражения (4) приведена на рис. 3. При расчете были приняты следующие параметры: $L_б = 2$ м; $L_2 = 0{,}7$ м; $L_3 = 2{,}5$ м; $H_0 = 0{,}5$ м; $\alpha_0 = 60°$; $\theta = 55°$; $R_р = 1{,}5$ м.

Представленная на рис. 3 графическая зависимость дает возможность оценить правильность выбора кинематических параметров механического привода, для которого должно выполняться условие [10]

$$_{хода} \le (0{,}5 \div 0{,}7)L_1^{min}, \qquad (5)$$

где $L_{хода} = L_{шт}^{max}\left(h_{тр}^{min}\right) - L_{шт}^{min}\left(h_{тр}^{max}\right)$ – величина хода поршня управляющего гидроцилиндра, $h_{тр}^{max}$ соответствует поднятому РО (транспортное положение) и $h_{тр}^{min}$ – положению РО при максимальном заглублении. Условие (5) позволяет подобрать или рассчитать управляющий гидроцилиндр привода РО, у которого ход поршня конструктивно не может превышать некоторого значения $(0{,}5 \div 0{,}7)L_1^{min}$, где L_1^{min} – габаритные размеры ГЦ при полностью втянутом штоке. Для принятых параметров механизма получим: $L_{хода} = 0{,}83$ м; $L_1^{min} = 1{,}422$ м, а выражение (5) выполняется при $L_{хода} / L_1^{min} = 0{,}583$.

Для оценки кинематической погрешности позиционирования РО по величине заглубления $h_{тр}$ проведем разложение функции (3) в ряд Тейлора [6, 7]

$$\Delta h_{тр} = \left|\frac{\partial h_{тр}}{\partial L_{шт}}\right| \Delta L_{шт}.$$

После некоторых преобразований получим выражение вида:

$$\Delta h_{тр} = \left| L_3 \cos\left(\psi + \theta + \arccos\frac{L_б^2 + L_2^2 - \left(L_0 + L_{шт}\right)^2}{2L_б L_2}\right) \times \right.$$

$$\left. \times 2\left(L_0 + L_{шт}\right)\sqrt{\frac{2L_б L_2}{\left(L_0 + L_{шт}\right)^2 - \left(L_б - L_2\right)^2}} \right| \Delta L_{шт}. \qquad (6)$$

На рис. 4 приведены зависимости $\Delta h_{тр} = f(h_{тр})$, построенные при различных значениях $\Delta L_{шт}$. В выражении (6) $\Delta L_{шт}$ представляет собой погрешность перемещения штока управляющего гидроцилиндра при работе САР положения ротора траншеекопателя.

Учитывая, что управление перемещением РО в автоматическом режиме начинается, как правило, с величин заглубления $h_{тр} = -0{,}5$ м и ниже, максимальная теоретическая погрешность заглубления ротора не будет превышать величин

$$\Delta h_{тр} = \begin{cases} 0{,}032 \text{ мм при } \Delta L_{шт} = 2{,}5 \text{ мм}; \\ 0{,}065 \text{ мм при } \Delta L_{шт} = 5 \text{ мм}. \end{cases}$$

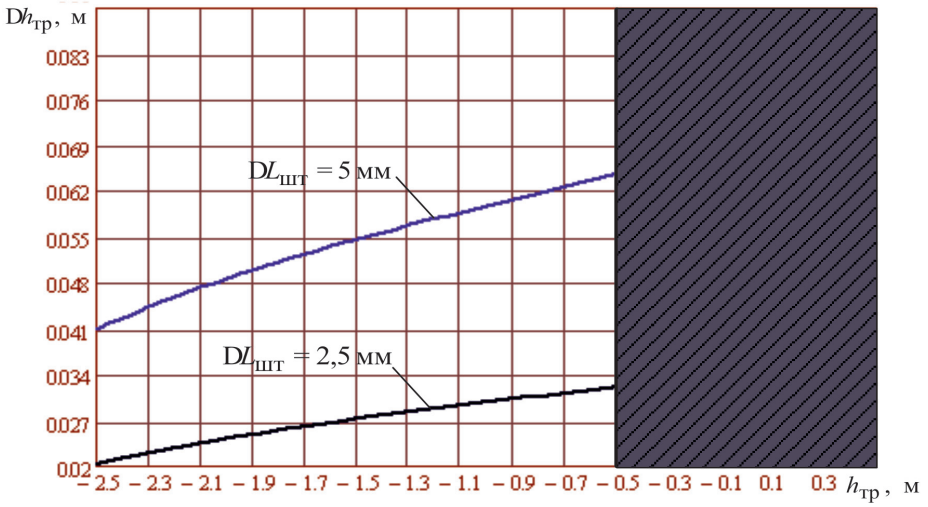

Рис. 4. Графики кинематической погрешности заглубления РО траншеекопателя $\Delta h_{тр} = f(h_{тр})$

Определение силового воздействия рабочего органа на гидравлический привод РО

Для оценки силового воздействия РО на гидравлический привод найдем приведенную силу $F^*_{шт}$, действующую на шток управляющего гидроцилиндра. Из уравнения баланса мощностей, развиваемых силами и моментами сил, приложенными в различных точках звеньев и совершающих поступательное или сложное плоское движение [7], получим

$$F^*_{шт} = \begin{cases} F_с \dfrac{\upsilon_h}{\upsilon_{шт}}, \text{ если } \angle\left(\vec{F}_с;\vec{\upsilon}_h\right)=0 \text{ и } \angle\left(\vec{F}_{шт};\vec{\upsilon}_{шт}\right)=0 \\ \qquad \text{или } \angle\left(\vec{F}_с;\vec{\upsilon}_h\right)=180^\circ \text{ и } \angle\left(\vec{F}_{шт};\vec{\upsilon}_{шт}\right)=180^\circ; \\ -F_с \dfrac{\upsilon_h}{\upsilon_{шт}}, \text{ если } \angle\left(\vec{F}_с;\vec{\upsilon}_h\right)=0 \text{ и } \angle\left(\vec{F}_{шт};\vec{\upsilon}_{шт}\right)=180^\circ \\ \qquad \text{или } \angle\left(\vec{F}_с;\vec{\upsilon}_h\right)=180^\circ \text{ и } \angle\left(\vec{F}_{шт};\vec{\upsilon}_{шт}\right)=0, \end{cases} \quad (7)$$

где F_c – суммарная сила, действующая на точку B механизма перемещения РО (см. рис. 2). При записи баланса мощностей были учтены только силы, действующие на ротор: сила тяжести ротора с нагруженными ковшами и реакции со стороны срезаемого грунта. Силами тяжести и моментами сил жесткой конструкции O_2A_1B (см. рис. 2) в данном случае пренебрегли.

Для определения соотношения $\upsilon_h/\upsilon_{шт}$, входящего в выражения (7), представим производную $\upsilon_h = dh_{тр}/dt$ в следующем виде:

$$\upsilon_h = \frac{dh_{тр}}{dt} = \frac{dh_{тр}}{dL_{шт}} \cdot \frac{dL_{шт}}{dt} = \frac{dh_{тр}}{dL_{шт}} \upsilon_{шт}, \quad (8)$$

откуда согласно (6)

$$\frac{\upsilon_h}{\upsilon_{шт}} = \frac{dh_{тр}}{dL_{шт}} = L_3 \cos\left(\psi + \theta + \arccos\frac{L_б^2 + L_2^2 - \left(L_0 + L_{шт}\right)^2}{2L_б L_2}\right) \times 2\left(L_0 + L_{шт}\right)\sqrt{\frac{2L_б L_2}{\left(L_0 + L_{шт}\right)^2 - \left(L_б - L_2\right)^2}}.$$

Заключение

Проведенный анализ кинематических параметров одной из конструкций механизма привода РО траншеекопателя показал, что при построении САР РО следует учитывать кинематику механизма привода. С целью минимизации погрешности регулирования РО по величине заглубления может потребоваться проведение оптимизации размеров рычажного механизма и расположения точек крепления конструкции к гусеничной машине. Полученные аналитические зависимости могут лечь в основу проведения такой процедуры.

Анализ выражения (8) (см. рис. 4) показывает, что при постоянной скорости перемещения штока управляющего ГЦ скорость вертикального перемещения РО в рабочем диапазоне заглублений будет изменяться примерно в 1,5 раза, что может потребовать введения в систему управления контура регулирования скорости. С другой стороны, силовой анализ показал, что аналогичным образом будет изменяться приведенная к штоку ГЦ сила $F^*_{шт}$, что также отразится на динамике привода. Кроме того, выражения (7) и (8) могут быть использованы при математическом описании работы автоматизированного траншеекопателя.

Список литературы

1. Автоматизация строительных и дорожных машин: учебное пособие / А.Ф. Тихонов, С.Л. Демидов, А.Н. Дроздов. ФГБОУ ВПО «Моск. гос. строит. ун-т». – М.: МГСУ, 2013. – 256 с.

2. Бухгольц В.П., Снагин В.Т. Автоматическое управление роторными экскаваторами. – М.: Недра, 1986. – 143 с.

3. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для втузов / Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. [и др.]. – М.: Альянс, 2011. – 423 с.

4. Карнаухов Н.Н. Эксплуатация подъёмно-транспортных, строительных и дорожных машин. Строительные машины: учебник. / Н.Н. Карнаухов, Ш.М. Мерданов, В.В. Шефер, А.А. Иванов. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2012. – 456 с.

5. Карташова Т.П., Лазариди К.М., Шошиашвили М.Э. К вопросу автоматизации роторных экскаваторов // Инновации в науке – инновации в образовании: материалы международной научно-технической конференции. 21–32 сентября 2016 г. / Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова. – Новочеркасск: ЮРГПУ (НПИ), 2016. – С. 80–87.

6. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. Для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1974. – 832 с.

7. Теория механизмов и машин: курс лекций / Г.А. Тимофеев. – М.: Высшее образование, 2009. – 352 с.

8. Чмиль В.П. Теория механизмов и машин: учебное пособие. – СПб.: Лань, 2012. – 280 с.

9. Шошиашвили М.Э., Шошиашвили И.С., Карташова Т.П., Лазариди К.М. Мобильный робототехнический комплекс на базе роторного траншеекопателя // Научный альманах. – 2016. – № 7–1 (21). – С. 468–474. DOI: 10.17117/na.2016.07.01.468.

10. Шошиашвили М.Э., Лазариди К.М., Евхута О.Н., Карташова Т.П. Проектирование мехатронного модуля с вращательной кинематической парой и электрогидравлическим приводом поступательного действия // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. – 2014. – № 1. – С. 65–70.