

РАСЧЕТ ОБОБЩЕННЫХ СИЛ ЛЕСНОГО МАНИПУЛЯТОРА С ЧЕТЫРЬМЯ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ

Дахиев Ф.Ф.¹, Раевская Л.Т.¹

¹ФГБОУ ВПО «Уральский государственный лесотехнический университет», Екатеринбург, Россия (620100, г.Екатеринбург, Сибирский тракт, 37) e-mail: Dakhiyevff@gmail.com

В настоящей работе рассмотрена динамика машины манипуляторного типа, имеющей 4 степени свободы. Конкретное рассмотрение касалось динамического процесса погрузки-разгрузки сортиментов гидроманипулятором CF885 форвардера Timberjack 1710D. Приведена кинематическая схема гидроманипулятора в упрощенном виде. Мы пренебрегаем упругими свойствами конструкции системы, подавляемостью рабочей жидкости в гидравлической системе манипулятора, а также считаем, что центры масс звеньев манипулятора (стрела, рукоять, телескопический удлинитель) находятся на осях этих звеньев в центре соответствующего звена. Показан расчет элементарных работ $\delta A(q_i)$. Вычислены обобщенные силы на каждом возможном перемещении. Подробно описано определение связи между скоростями звеньев механизма привода рукояти манипулятора. Определена кинетическая энергия системы с четырьмя степенями свободы. Данный расчет необходим для составления дифференциальных уравнений движения методом уравнения Лагранжа.

Ключевые слова: динамический процесс, уравнения Лагранжа, гидроманипулятор.

CALCULATION OF THE GENERALIZED FORCES OF THE FORESTRY MANIPULATORS WITH FOUR DEGREES OF FREEDOM

Dakhiyev F.F.¹, Raevskaya L.T.¹

¹FGBOU VPO «Ural State Forest Engineering University», Yekaterinburg, Russia, (620100, Yekaterinburg, Sibirsky trakt, 37), e-mail: Dakhiyevff@gmail.com

In this paper is considered the dynamics of the machine manipulator type having 4 degrees of freedom. A specific consideration concerns the dynamic process of loading and unloading logs by hydro manipulator CF885 forwarder driver Timberjack 1710D. We consider kinematic scheme of hydro manipulator in a simplified form. We neglect the elastic properties of the construction, pliability the working fluid in the hydraulic system of the manipulator, and accepted that centers of the links mass (boom, arm, telescopic extension) are located on the axes of these links in the center of the corresponding link. We calculate the elementary works $\delta A(q_i)$. Generalized forces were calculated at every virtual displacement. We describe a definition of the relation between speeds of the handle manipulator drive links in detail. The kinetic energy of the system with four degrees of freedom was determined. This calculation will be used for the compiling differential equations of motion using the Lagrange equations.

Keywords: dynamic process, the Lagrange equations, hydro manipulator.

Введение.

Конкуренция на рынке лесопромышленного производства неуклонно растет с каждым годом. Это способствует ужесточению требований к техническому состоянию технологического оборудования, в частности гидроманипуляторов. Повышаются требования к надежности, производительности, себестоимости манипуляторного оборудования. Одним из факторов, определяющим производительность машины манипуляторного типа, является время протекания переходных процессов [7]. Для определения времени переходных процессов

надо получить зависимости ускорений звеньев от параметров манипулятора при погрузке или разгрузке, что удобнее всего сделать с помощью уравнений Лагранжа. В процессе составления уравнений Лагранжа следует найти обобщенные силы на каждом возможном перемещении механической системы. Кинематические схемы были рассмотрены ранее [1, 2, 3, 7] без учета либо пространственного движения, либо движения телескопической части. В данной работе эти виды движения учтены.

Цель исследования.

Изучение динамических процессов погрузки-разгрузки сортиментов машинами манипуляторного типа с учетом четырех степеней свободы, определение обобщенных сил и кинетической энергии системы.

Задачи исследования.

1. Создание модели гидроманипулятора в виде кинематической схемы.
2. Определение числа степеней свободы и выбор обобщенных координат.
3. Расчет обобщенных сил и кинетической энергии.

Создание модели гидроманипулятора в виде кинематической схемы.

В настоящей работе мы предлагаем схему шарнирно-сочлененного манипулятора с телескопической рукоятью (комбинированная схема на основе схем в работах [2,3,7]), представленную на рисунке 1.

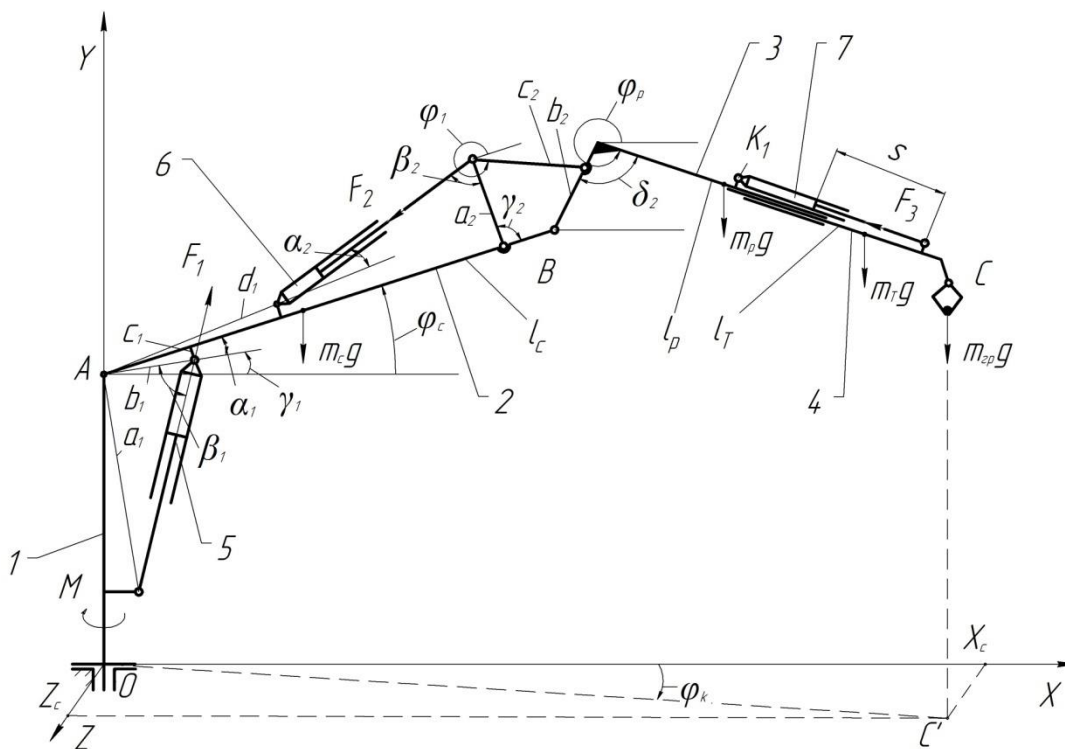


Рис.1. Кинематическая схема гидравлического манипулятора: 1 – колонна; 2 – стрела; 3 – рукоять; 4 – телескопическая секция; 5 - гидроцилиндр привода стрелы; 6 – гидроцилиндр привода рукояти; 7 – гидроцилиндр привода телескопического удлинителя

В качестве первого приближения примем, что центры масс звеньев манипулятора (стрела, рукоять, телескопический удлинитель) находятся на осях этих звеньев в центрах соответствующих звеньев.

На схеме приведены следующие обозначения:

$m_{гр}$ – масса груза с грейфером и ротатором;

m_c , – масса стрелы с гидроцилиндром и механизмом привода рукояти;

m_p – масса рукояти с гидроцилиндром привода телескопического удлинителя;

m_T – масса телескопического удлинителя рукояти;

F_1, F_2, F_3 – усилия на поршне в штоковой полости гидроцилиндров привода стрелы, рукояти, телескопического удлинителя, соответственно;

φ_k – угол поворота колонны вокруг ОУ;

φ_c – угол между стрелой и ОХ;

$$\varphi_c = \alpha_1 + \gamma_1 ;$$

φ_p – угол между рукоятью и ОХ;

$a_1, d_1, b_1, c_1, \alpha_1$ – заданные параметры механизма подъема стрелы [1,6];

a_2, b_2, c_2, δ_2 – заданные параметры механизма привода рукояти;

α_2 – текущее значение угла между осью гидроцилиндра привода рукояти и прямой d_1 ;

γ_2 – текущее значение угла между осью звена a_2 и осью стрелы;

φ_1 – текущее значение угла между осью звена c_2 и прямой параллельной оси стрелы;

φ_p – текущее значение угла между осью рукояти и оси ОХ;

s – координата точки приложения силы F_3 , действующей на шток гидроцилиндра привода телескопической секции рукояти, относительно точки K_1 ;

l_c – длина стрелы;

l_p – длина рукояти;

l_T – длина телескопического удлинителя;

β_1 – текущее значение угла между осью гидроцилиндра подъема стрелы и прямой b_1 ;

β_2 – текущее значение угла между осью гидроцилиндра привода рукояти и звеном a_2 ;

Определение числа степеней свободы и выбор обобщенных координат.

Для описания динамического процесса погрузки-разгрузки составим дифференциальные уравнения методом уравнения Лагранжа 2-го рода. Определим соответствующие обобщенные силы на каждом возможном перемещении.

Определим независимые обобщенные координаты q_i , число которых равно числу степеней свободы. Механизм имеет 4 степени подвижности. Удобно выбрать в качестве обобщенных координат следующие переменные:

- $q_1 = \varphi_k$ - угол поворота колонны относительно оси Y;
- $q_2 = \varphi_c$ - угол поворота стрелы вокруг т. А;
- $q_3 = \varphi_p$ - угол поворота рукояти вокруг т. В;
- $q_4 = s$ – координата точки приложения силы F_3 , действующей на шток гидроцилиндра привода телескопической секции рукояти, относительно точки K_1 .

Записываем уравнения Лагранжа II рода:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i; \quad (i=1..4) \quad (1)$$

где T – кинетическая энергия системы, Q_i – обобщенные силы

Расчет обобщенных сил и кинетической энергии.

Вычислим сумму элементарных работ моментов и сил на соответствующих приращенных обобщенных координат.

При $\delta q_1 \neq 0$, $\delta q_2 = 0$, $\delta q_3 = 0$, $\delta q_4 = 0$ вращается только колонна вокруг оси Y, все остальные звенья (стрела, рукоять, телескопический удлинитель) неподвижны. Силы F_1 , F_2 , F_3 принадлежат вертикальной плоскости и не совершают работу на заданном перемещении. Сумма элементарных работ δA всех активных сил и моментов на данном возможном перемещении будет равна:

$$\sum \delta A_{q_1} = \delta A(M) = M \delta q_1, \quad (2)$$

где M – момент от гидроцилиндров поворота колонны.

Обобщенная сила на заданном возможном перемещении из равенства (2) равна:

$$Q_1 = M. \quad (3)$$

При $\delta q_1 = 0$, $\delta q_2 \neq 0$, $\delta q_3 = 0$, $\delta q_4 = 0$ вращается только стрела, остальные звенья неподвижны. На данном возможном перемещении будут работать и все силы тяжести и силы F_i . Сумма элементарных работ δA на данном возможном перемещении равна:

$$\begin{aligned} \sum \delta A_{q_2} = & \delta A(F_1) + \delta A(m_c g) + \delta A(F_2) + \delta A(m_p g) + \delta A(m_T g) + \delta A(F_3) + \delta A(m_{zp} g) = \\ & F_1 \sin \beta_1 b_1 \delta q_2 - 0.5 l_c m_c g \sin \varphi_c \delta q_2 + F_2 d_1 \sin \alpha_2 \delta q_2 - (l_c \cos \varphi_c + b_2 \cos(\varphi_p - \delta_2) + \\ & 0.5 l_p \cos \varphi_p) m_p g \delta q_2 - (l_c \cos \varphi_c + b_2 \cos(\varphi_p - \delta_2) + (l_p + 0.5 l_T) \cos \varphi_p) m_T g \delta q_2 + \\ & F_3 \sin \alpha_3 AK_2 \delta q_2 - (l_c \cos \varphi_c + b_2 \cos(\varphi_p - \delta_2) + (l_p + l_T) \cos \varphi_p) m_{zp} g \delta q_2, \end{aligned} \quad (4)$$

где α_3 – это угол между отрезками $K_1 K_2$ и AK_2 .

Знак работы определяется косинусом угла между вектором силы и перемещением. Так как δq_2 направлена против часовой стрелки, работы всех сил тяжести будут отрицательны. Зная это в соотношении (4) для элементарной работы $\cos(\varphi_p - \delta_2)$ считаем по модулю.

Обобщенная сила на заданном возможном перемещении равна:

$$Q_2 = F_1 \sin \beta_1 b_1 - 0.5l_c m_c g \sin \varphi_c + F_2 d_1 \sin \alpha_2 - (l_c \cos \varphi_c + b_2 \cos(\varphi_p - \delta_2) + 0.5l_p \cos \varphi_p) m_p g - (l_c \cos \varphi_c + b_2 \cos(\varphi_p - \delta_2) + (l_p + 0.5l_T) \cos \varphi_p) m_T g + F_3 \sin \alpha_3 AK_2 - (l_c \cos \varphi_c + b_2 \cos(\varphi_p - \delta_2) + (l_p + l_T) \cos \varphi_p) m_{2p} g \quad (5)$$

При $\delta q_1 = 0$, $\delta q_2 = 0$, $\delta q_3 \neq 0$, $\delta q_4 = 0$ сумма элементарных работ δA всех активных сил на данном возможном перемещении равна:

$$\sum \delta A = \delta A(F_2) + \delta A(m_p g) + \delta A(m_T g) + \delta A(m_{2p} g) + \delta A(F_3) \quad (6)$$

Следует более подробно рассмотреть вывод формулы для элементарной работы $\delta A(F_2)$. Для вычисления элементарной работы силы F_2 рассмотрим более детально рычажный механизм привода рукоятки (см. рис. 2). Обозначим вершины четырехзвенника, образованного рычажным механизмом как В, D, К, Е.

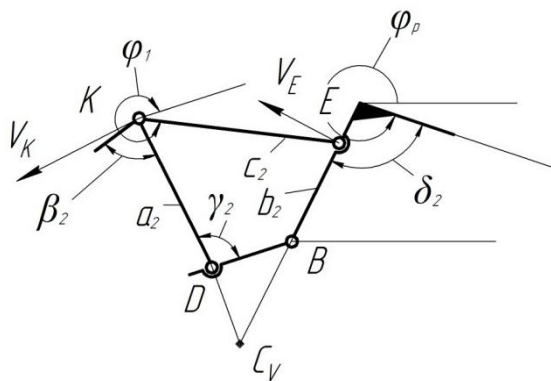


Рис.2. Схема механизма привода рукоятки:

V_K – скорость т.К; V_E – скорость т.Е; C_V – мгновенный центр скоростей звена KE.

На данном перемещении звенья ВЕ и DK совершают вращательное движение вокруг точек В и D, соответственно. Звено KE совершает плоско - параллельное движение. Звено DV неподвижно. Чтобы определить работу силы F_2 , приложенной в точке К, необходимо выразить перемещение точки К через $\delta q_3 = \delta \varphi_p$. Воспользуемся теоремой о существовании мгновенного центра скоростей (C_V) чтобы сначала получить связь между скоростями точек К и Е. Точки К и Е это шарнирные сочленения звена KE со звеньями DK и BE, которые совершают простое вращательное движение на заданном перемещении. В этом случае векторы скоростей V_K и V_E этих точек будут перпендикулярны звеньям DK и BE, и мгновенный центр скоростей звена KE будет находиться на пересечении продолжений этих звеньев.

Получим треугольник KC_VE . Запишем уравнение связи при плоском движении:

$$\omega_{KE} = \frac{V_K}{KC_V} = \frac{V_E}{EC_V}, \quad (7)$$

где ω_{KE} – это угловая скорость звена KE (c_2).

Из уравнения связи (7) получим связь между скоростями:

$$V_K = \frac{KC_V}{EC_V} V_E, \quad (8)$$

Здесь соотношение $\frac{KC_V}{EC_V}$ – это связь между радиусами вращения точек относительно C_V .

В треугольнике $KC_V E$ углы в вершинах K и E определим через выбранные углы положения звеньев. По теореме синусов получаем:

$$\frac{\sin(\varphi_p - \delta_2 - \varphi_c - (\pi - (2\pi - \varphi_1)))}{KC_V} = \frac{\sin(\pi - \gamma_2 - (2\pi - \varphi_2))}{EC_V}$$

$$\frac{KC_V}{EC_V} = \frac{\sin(\varphi_p - \delta_2 - \varphi_c - (\pi - (2\pi - \varphi_1)))}{\sin(\pi - \gamma_2 - (2\pi - \varphi_2))} = \frac{\sin(\varphi_p - \delta_2 - \varphi_c - \varphi_1)}{\sin(\varphi_2 - \gamma_2)} \quad (9)$$

Подставив выражение 9 в формулу 8 получим скорость точки K

$$V_K = V_E \frac{\sin(\varphi_p - \delta_2 - \varphi_c - \varphi_1)}{\sin(\varphi_2 - \gamma_2)} \quad (10)$$

При плоско-параллельном движении звена KE связь между перемещениями δs_K и δs_E , точек K и E будет такой же как и между скоростями V_K и V_E соответствующих точек. Перемещение δs_K – это произведение радиуса вращения этой точки (в данном случае радиус – это сторона звена $DK = a_2$) на угол поворота этого радиуса (элементарное приращение угла):

$$\delta s_K = a_2 \delta \varphi_{a_2} \quad (11)$$

Аналогично запишем перемещение точки E :

$$\delta s_E = b_2 \delta \varphi_{b_2} = b_2 \delta \varphi_p \quad (12)$$

Из соотношений (10-12) следует:

$$\delta s_K = \frac{KC_V}{EC_V} \delta s_E = \frac{\sin(\varphi_p - \delta_2 - \varphi_c - \varphi_1)}{\sin(\varphi_2 - \gamma_2)} b_2 \delta \varphi_p \quad (13)$$

Работа силы F_2 с учетом (13) получается в виде:

$$\delta A(F_2) = F_2 \sin \beta_2 \delta s_K = b_2 F_2 \sin \beta_2 \frac{\sin(\varphi_p - \delta_2 - \varphi_c - \varphi_1)}{\sin(\varphi_2 - \gamma_2)} \delta \varphi_p \quad (14)$$

Итак, сумма элементарных работ δA из соотношений (6), (14) равна

$$\begin{aligned} \sum \delta A_{q_3} = & b_2 F_2 \sin \beta_2 \frac{\sin(\varphi_p - \delta_2 - \varphi_c - \varphi_1)}{\sin(\varphi_2 - \gamma_2)} \delta q_3 - (b_2 \cos(\varphi_p - \delta_2) + 0.5 l_p \cos \varphi_p) m_p g \delta q_3 - \\ & -(b_2 \cos(\varphi_p - \delta_2) + (l_p + 0.5 l_T) \cos \varphi_p) m_T g \delta q_3 - -(b_2 \cos(\varphi_p - \delta_2) + (l_p + \\ & l_T) \cos \varphi_p) m_{zp} g \delta q_3 + F_3 b_2 \sin \delta_2 \delta \varphi_p \end{aligned} \quad (15)$$

Из (15) обобщенная сила на заданном возможном перемещении равна:

$$\begin{aligned} Q_3 = & b_2 F_2 \sin \beta_2 \frac{\sin(\varphi_p - \delta_2 - \varphi_c - \varphi_1)}{\sin(\varphi_2 - \gamma_2)} - (b_2 \cos(\varphi_p - \delta_2) + 0.5 l_p \cos \varphi_p) m_p g - \\ & -(b_2 \cos(\varphi_p - \delta_2) + (l_p + 0.5 l_T) \cos \varphi_p) m_T g - (b_2 \cos(\varphi_p - \delta_2) + (l_p + l_T) \cos \varphi_p) m_{zp} g + \\ & + F_3 b_2 \sin \delta_2 \end{aligned} \quad (16)$$

При $\delta q_1 = 0$, $\delta q_2 = 0$, $\delta q_3 = 0$, $\delta q_4 \neq 0$ сумма элементарных работ δA всех активных сил равна

$$\sum \delta A_{q_4} = \delta A(m_m g) + \delta A(F_3) + \delta A(m_{zp} g) =$$

$$=-m_T g \sin \varphi_p \delta q_4 - m_{zp} g \sin \varphi_p \delta q_4 + F_3 \delta q_4 \quad (17)$$

Из уравнения (17) следует, что обобщенная сила на заданном возможном перемещении равна:

$$Q_4 = -m_T g \sin \varphi_p - m_{zp} g \sin \varphi_p + F_3.$$

Ранее авторами была рассчитана кинетическая энергия аналогичной механической системы с тремя степенями свободы [2]. Следовательно, добавив кинетическую энергию телескопической части рукояти манипулятора в виде $T_4 = m_T V_{C4}^2 / 2$ получим полную кинетическую энергию системы с четырьмя степенями свободы:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4, \text{ где}$$

$T_1 = m_1 V_{C1}^2 / 2 + J_1 \omega_1^2 / 2$ – кинетическая энергия стрелы,

$T_2 = m_2 V_{C2}^2 / 2 + J_2 \omega_2^2 / 2$ – кинетическая энергия рукояти,

$T_3 = m_3 V_{Гр}^2 / 2$ – кинетическая энергия груза.

В кинетическую энергию вошли квадраты скоростей центров масс стрелы V_{C1} , рукояти V_{C2} , телескопического удлинителя V_{C4} и груза $V_{Гр}$. Для скорости груза получим следующее соотношение (с учетом результатов расчетов в работах [4,5]):

$$V_{Гр} = (\dot{s}^2 + l_c^2 \varphi'_c{}^2 + (l_p + s)^2 \varphi'_p{}^2 - 2(\sin \varphi_c \sin \varphi_p + \cos \varphi_c \cos \varphi_p)(l_c(l_p + s)\varphi'_c \varphi'_p) + 2(\sin \varphi_c \cos \varphi_p - \sin \varphi_p \cos \varphi_c)(l_c \dot{s} \varphi'_c) + \varphi_k'^2 (l_c^2 \cos^2 \varphi_c - 2l_c(l_p + s) \cos \varphi_c \cos \varphi_p + (l_p + s)^2 \cos^2 \varphi_p))^{1/2}, \text{ где}$$

при $l_c = const, l'_c = 0$;

\dot{s} – скорость движения штока гидроцилиндра привода телескопического удлинителя.

Результаты.

Подставив все полученные выражения в уравнения (1) составим дифференциальные уравнения Лагранжа II рода:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} - \frac{\partial T}{\partial q_1} &= Q_1 \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_2} - \frac{\partial T}{\partial q_2} &= Q_2 \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_3} - \frac{\partial T}{\partial q_3} &= Q_3 \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_4} - \frac{\partial T}{\partial q_4} &= Q_4 \end{aligned} \right\}$$

Определена связь между заданным перемещением и перемещениями всех остальных звеньев для каждой степени свободы.

Записана полная кинетическая энергия системы.

Вывод.

Выполнен расчет обобщенных сил и кинетической энергии системы, необходимых для записи уравнений Лагранжа II рода.

Цель дальнейшего исследования – решение дифференциальных уравнений для определения зависимости кинематических характеристик от нагрузок.

Библиографический список

1. Дахиев Ф.Ф. Расчет кинетической энергии манипулятора с тремя степенями свободы / Ф.Ф. Дахиев, Л.Т. Раевская // Научн. твор-во молодежи – лесному комплексу России : матер. IX Всерос. науч.-техн. конф. – Екатеринбург: УГЛТУ, 2013. – Ч. 2. – С. 33-36.
2. Добрачев А.А. Кинематические схемы, структуры и расчет параметров лесопромышленных манипуляторных машин / А.А. Добрачев, Л.Т. Раевская, А.В. Швец. Монография. – Екатеринбург: УГЛТУ, 2014. –с.128.
3. Емтыль З.К. О влиянии податливости рабочей жидкости и элементов гидропривода на динамическую нагруженность гидроманипулятора при совмещении движения звеньев / З.К. Емтыль, А.П. Татаренко // Труды «ФОРА». Изд-во АГУ.2000. - №5. С.89-95.
4. Раевская Л.Т. Исследование линейных и угловых скоростей звеньев манипулятора / Л.Т. Раевская, А.В. Швец, Ф.Ф. Дахиев // Вестник машиностроения. 2012г. – №10. Москва. С.26-28.
5. Раевская Л.Т. Скорость точки подвеса манипулятора в случае пространственного движения / Л.Т. Раевская, А.В. Швец, Ф.Ф. Дахиев // ЛЕСА РОССИИ В XXI ВЕКЕ: матер. восьмой междунар. науч.-техн. интернет-конф. – Санкт Петербург: ФГБОУ ВПО СПбГЛТУ им. С.М. Кирова, 2011. – С. 109-112.
6. Смехов А.А. Оптимальное управление перегрузочными процессами / А.А. Смехов – М.: Машиностроение, 1966. с.12-16.
7. Хуако З.А. Теоретическое обоснование эффективности совмещения движений трех звеньев / З.А. Хуако // Вестник АГУ. – Майкоп, 2011. – №3. – С. 24-29.

Рецензенты.

Ковалев Рудольф Николаевич, профессор, доктор технических наук, зав. кафедрой экономики и транспорта логистики, Уральский государственный лесотехнический университет, г. Екатеринбург.

Ляпцев Сергей Андреевич, профессор, доктор технических наук, зав. кафедрой технической механики УГГУ, Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург.