

Исследование динамики многосекционного манипулятора типа «хобот»

09, сентябрь 2010

авторы: Карпенко А. П., Шмонин А. М.

УДК 519.6

МГТУ им. Н.Э. Баумана,

apkarpenko@mail.ru

Введение

Известной альтернативой традиционным манипуляторам являются манипуляторы, построенные на основе механизмов параллельной кинематики [1]. Такие манипуляторы обладают более высокой маневренностью, могут обеспечивать высокую точность позиционирования схвата, имеют высокие допустимые нагрузки, используют одностипные приводы (например, только линейные). С другой стороны, эти манипуляторы требуют использования большого количества приводов и более сложных систем управления, имеют меньший размер рабочей области и более высокую стоимость, более сложны в проектировании. Указанные недостатки не являются препятствием для все более широкого распространения параллельных манипуляторов в тех областях, в которых требуется высокая маневренность, точное позиционирование и высокие нагрузки.

В работе рассматриваются односекционный и трехсекционный манипуляторы, построенные на основе одного из наиболее известных механизмов параллельной кинематики - платформы Стюарта (гексапода) [1].

В отличие от традиционных манипуляторов, манипуляторы на основе гексапода имеют замкнутые кинематические цепи и воспринимают нагрузку как пространственные фермы. Т.е. в данном случае штанги этих механизмов работают на растяжение-сжатие, что ведет к повышению жесткости всей конструкции и, как следствие, к повышению точности позиционирования и грузоподъемности механизмов [2]. Обзор одно- и многосекционных манипуляторов, построенных на основе гексаподов, дан в публикации [3].

Работа выполнена в контексте исследований, посвященных разработке научных основ роботов-манипуляторов типа «хобот», построенных на базе механизмов параллельной кинематики. Варианты структуры секций таких манипуляторов рассмотрены в работах [4, 5].

Для математического моделирования манипуляторов параллельной кинематики наиболее удобны в использовании программные комплексы *блочного моделирования*, которые имеют в качестве входного языка графический язык иерархических блок-схем [6]. Наиболее известными представителями этих комплексов являются *MatLab/Simulink* (MathWorks, Inc.), *EASY5* (Boeing), *MATRIX/SystemBuild* (Integrated Systems, Inc.), *VisSim* (Visual Solution, Inc.). В работе, как наиболее доступный и полнофункциональный, используется программный комплекс *MatLab/Simulink* [7].

1. Постановка задачи

Вообще говоря, в качестве приводов (актуаторов) линейных перемещений штанг гексапода могут быть использованы гидравлические, пневматические и электрические приводы. Каждый из этих приводов обладает своими достоинствами и недостатками. В работе в качестве приводов штанг, как односекционного, так и трехсекционного манипуляторов рассматриваются электрические приводы, которые имеют невысокую цену, большой ресурс и достаточно компактны.

Полагается, что в качестве систем управления приводами штанг используются двухконтурные системы управления на основе ПИД-регуляторов. Структура системы управления приводом i -ой штанги представлена на рисунке 1, где $l_i^* = l_i^*(t)$, $l_i = l_i(t)$ - требуемый и реализованный законы изменения длины штанги, $v_i = v_i(t) = \dot{l}_i(t)$, $a_i = a_i(t) = \ddot{l}_i(t)$ - соответствующие скорость и ускорение.

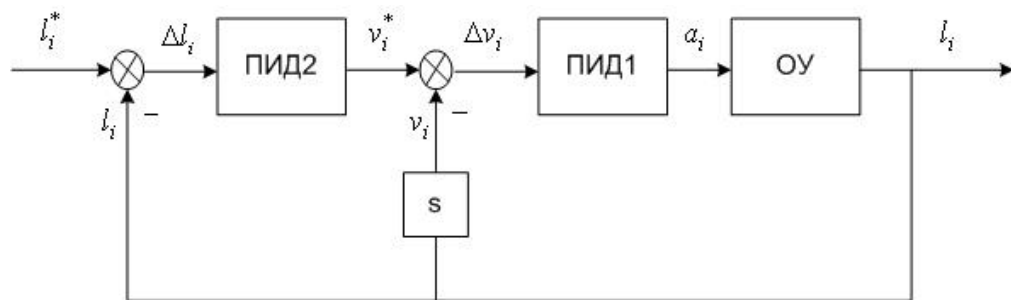
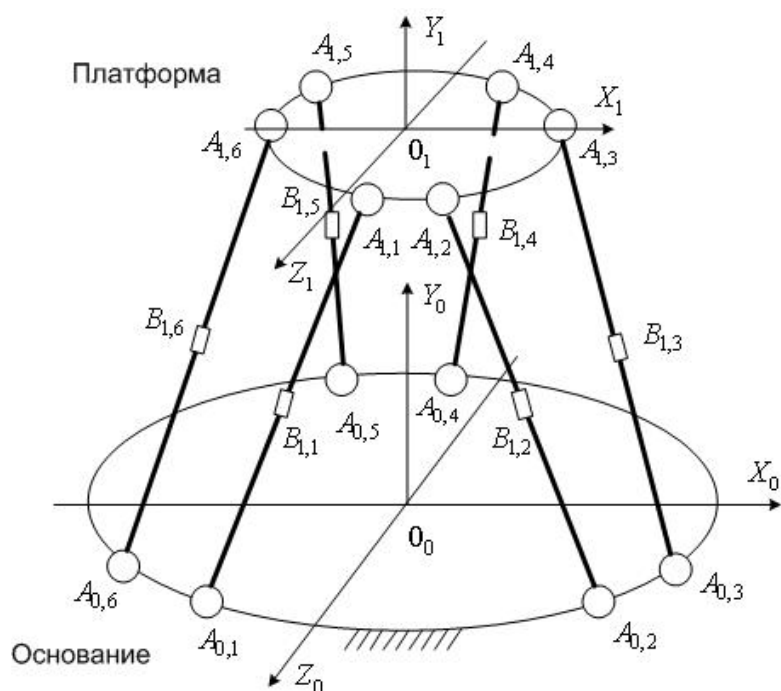


Рисунок 1 – Структура системы управления штангой гексапода

Коэффициенты при пропорциональной, интегральной и дифференциальной составляющих ПИД-регуляторов обозначим $k_{i,P}, k_{i,I}, k_{i,D}$ соответственно; $i=1,2$. Отметим, что частным случаем ПИД-регулятора является П-регулятор (когда $k_I = k_D = 0$).

1.1. Односекционный манипулятор на основе гексапода состоит из неподвижного основания, подвижной платформы и шести штанг, каждая из которых состоит из двух пулштанг и активной поступательной кинематической пары (привода) - рисунок 2.

Система координат $0_0 X_0 Y_0 Z_0$ на рисунке 2 представляет собой инерциальную систему, центр которой связан с центром основания (точкой 0_0), система координат $0_1 X_1 Y_1 Z_1$ - подвижная система, центр которой связан с центром масс платформы (точкой 0_1).



$A_{0,1}, A_{0,2}, \dots, A_{0,6}$ - шарниры Гука; $A_{1,1}, A_{1,2}, \dots, A_{1,6}$ - сферические шарниры;
 $B_{1,1}, B_{1,2}, \dots, B_{1,6}$ – поступательные кинематические пары

Рисунок 2 - Схема односекционного манипулятора

Механизм имеет тринадцать подвижных звеньев и восемнадцать кинематических пар. Легко показать, что его подвижность равна шести [3].

Введем следующие обозначения ($j \in [1:6]$):

- D_0 - диаметр окружности, на которой лежат точки крепления штанг к основанию; $D_0 = 200$ мм;
- D_1 - диаметр окружности, на которой лежат точки крепления штанг к платформе; $D_1 = 200$ мм;
- H_1 - толщина платформы; $H_1 = 10$ мм;
- M_1 - масса платформы; $M_1 = 0,1$ кг (материал платформы - алюминий);
- $l_{1,j} = l_{1,j}(t)$ - длина j -ой штанги;
- $d_{1,j}$ - диаметр штанги; $d_{1,j} = 10$ мм;
- $m_{1,j}$ - масса штанги с приводом; $m_{1,j} = 0,3$ кг;

- $L_1^{\min}$, $L_1^{\max}$ - нижняя и верхняя предельные высоты центра платформы (точки O_1); $L_1^{\min} = 200$ мм, $L_1^{\max} = 238$ мм;
- $m_{\text{схв}}$ - масса схвата манипулятора.

Кроме того, примем следующие обозначения:

- $v_{1,j} = v_{1,j}(t)$ - скорость изменения длины j -ой штанги;
- $a_{1,j} = a_{1,j}(t)$ - ускорение изменения длины этой штанги.

Положим, что $\frac{2}{3}$ массы штанги сосредоточено в ее середине (в месте соединения полуштанг). Указанное распределение массы штанги моделирует ее привод. Схват манипулятора представляется в виде точечной массы, расположенной на оси O_1Y на расстоянии 50 мм от точки O_1 . Рассматриваются следующие варианты: $m_{\text{схв}} = 0, 5, 10, 15, 20$ кг.

1.2. Трехсекционный манипулятор. В этом манипуляторе платформа первого гексапода является основанием второго, а платформа второго гексапода – основанием третьего.

Легко видеть, что подвижность трехступенчатого манипулятора равна 18. Введем следующие обозначения ($i = 1, 2, 3$, $j \in [1:6]$):

- D_i - диаметр окружности, на которой лежат точки крепления штанг к i -ой платформе; $D_1 = 180$ мм; $D_2 = 162$ мм; $D_3 = 146$ мм;
- H_i - толщина платформы; $H_i = 10$ мм;
- M_i - масса платформы; $M_1 = 0,1$ кг; $M_2 = 0,8$ кг; $M_3 = 0,66$ кг (материал платформ – алюминий);
- $d_{i,j}$ - диаметр штанг, связывающих i -ю платформу с предыдущей платформой или с основанием гексапода (для первой платформы), $d_{i,j} = 10$ мм;

- $l_{i,j} = l_{i,j}(t)$, $v_{i,j} = v_{i,j}(t)$, $a_{i,j} = a_{i,j}(t)$ - аналогично определяемые длины штанг, скорости и ускорения изменения их длин, соответственно;
- $m_{i,j}$ - масса каждой из указанных штанг с приводом; $m_{i,j} = 0,3$ кг;
- $L_i \in [L_i^{\min}, L_i^{\max}]$ - высота i -ой секции манипулятора; $L_1 \in [240, 340]$; $L_2 \in [206, 306]$; $L_3 \in [175, 275]$;
- $L_i^{\min}$, $L_i^{\max}$ - нижняя и верхняя предельные высоты i -ой секции.

Закон распределения масс всех штанг полагается таким же, как в односекционном манипуляторе. Полагается также, что относительно схвата действуют соглашения, принятые в п. 1.1.

Аналогично тому, как это показано на рисунке 2, свяжем с основанием манипулятора инерциальную систему координат $0_0 X_0 Y_0 Z_0$, а с центром i -ой платформы (точкой 0_i) – подвижную систему координат $0_i X_i Y_i Z_i$.

2. Математическая модель односекционного манипулятора

CATIA-модель [8] односекционного манипулятора представлена на рисунке 3.

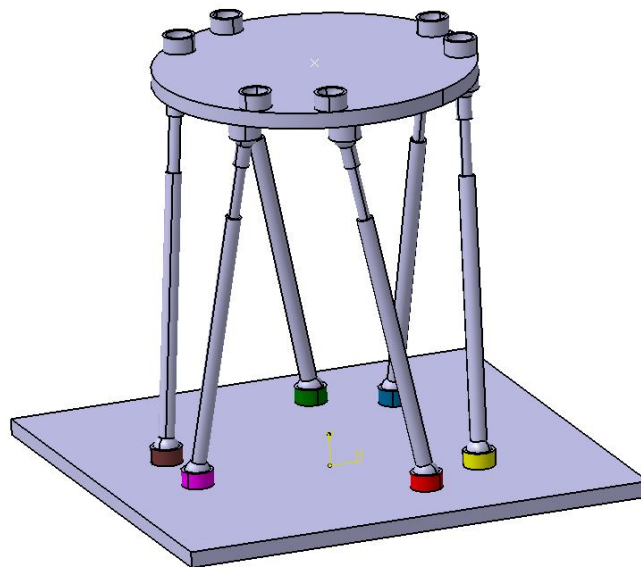


Рисунок 3 – CATIA-модель односекционного манипулятора

Эксперименты с этой моделью позволили определить диапазоны изменения длин штанг манипулятора, которые обеспечивают исходное и два его крайних положения (рисунки 4 – 6): $l_{1,j}^{\min} = 243\text{ мм}$; $l_{1,j}^{\max} = 343\text{ мм}$; $j \in [1:6]$.

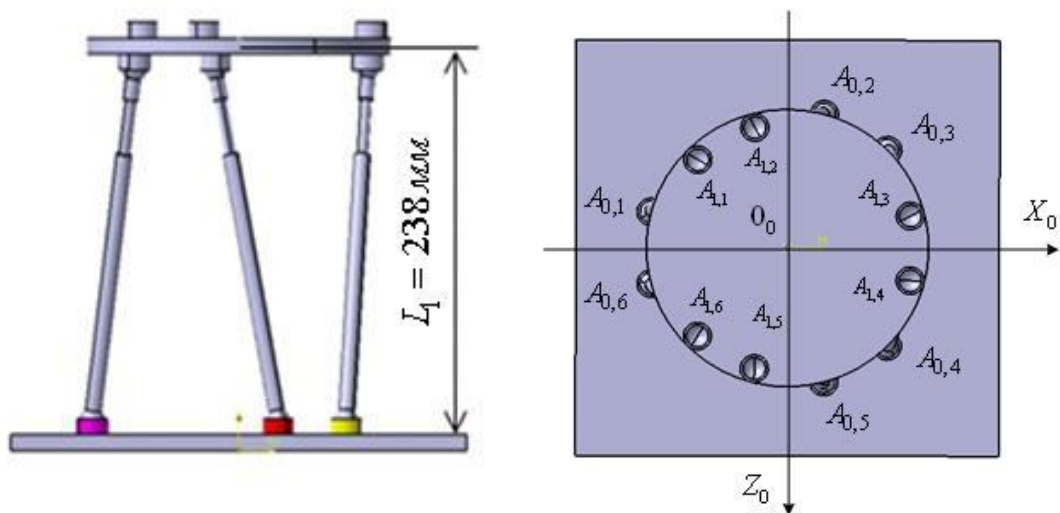


Рисунок 4 – Исходное положение манипулятора: $L_1^{\max} = 238\text{ мм}$

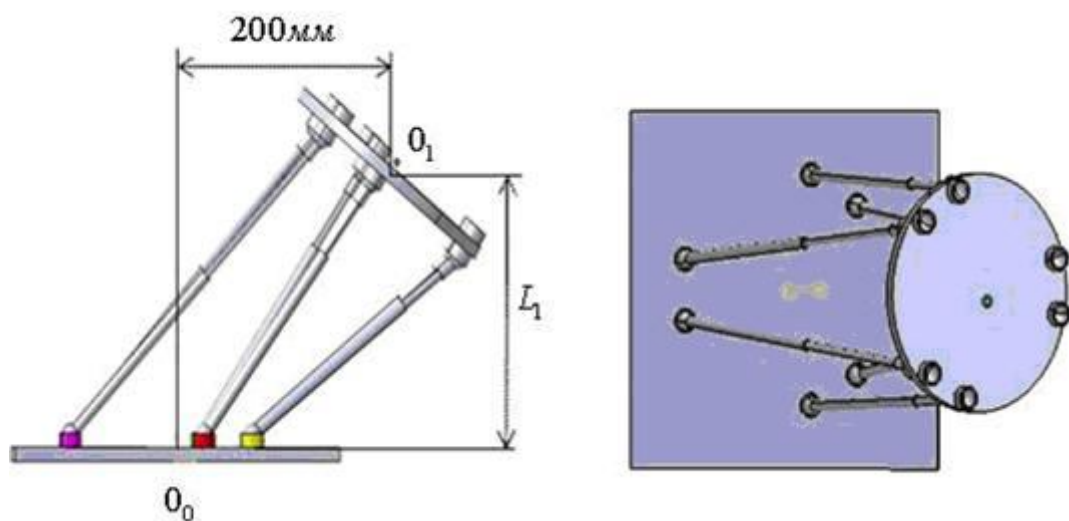


Рисунок 5 – Крайнее правое положение манипулятора: $L_1^{\min} = 200\text{ мм}$

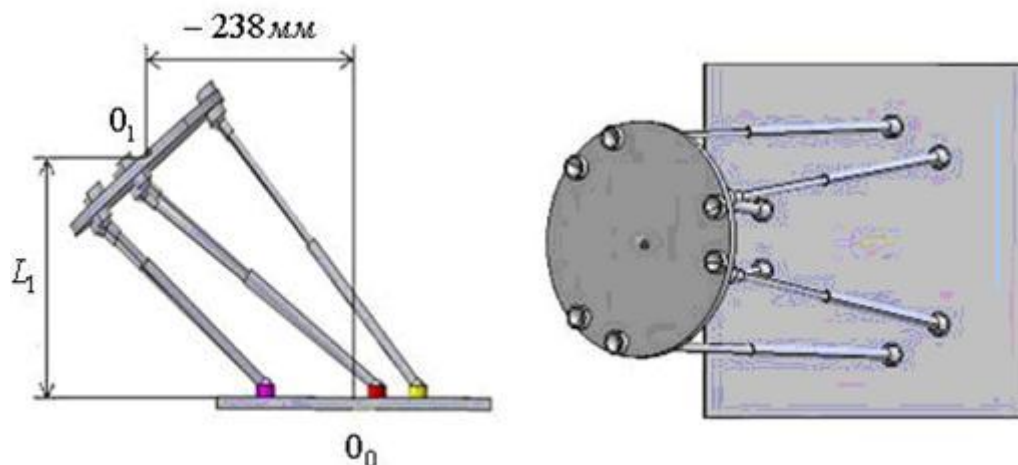


Рисунок 6 – Крайнее левое положение манипулятора: $L_1^{\min} = 200\text{ мм}$

Разработана иерархическая *Simulink*-модель односекционного манипулятора, включающая в себя четыре следующих уровня:

- 1) структурный уровень;
- 2) уровень описания ступени манипулятора;
- 3) уровень описания штанги манипулятора;
- 4) уровень описания системы управления манипулятором.

Модель манипулятора на структурном уровне приведена на рисунке 7.

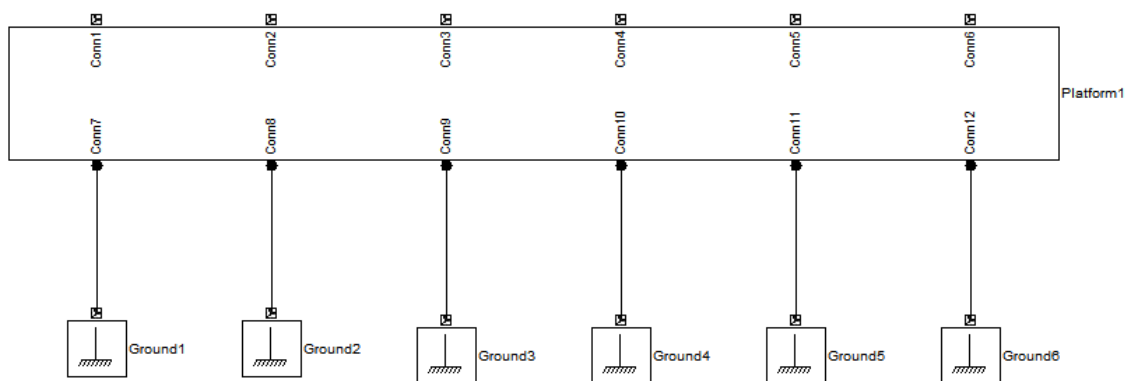


Рисунок 7 – *Simulink*-модель односекционного манипулятора: структурный уровень

Модель второго иерархического уровня представляет рисунок 8.

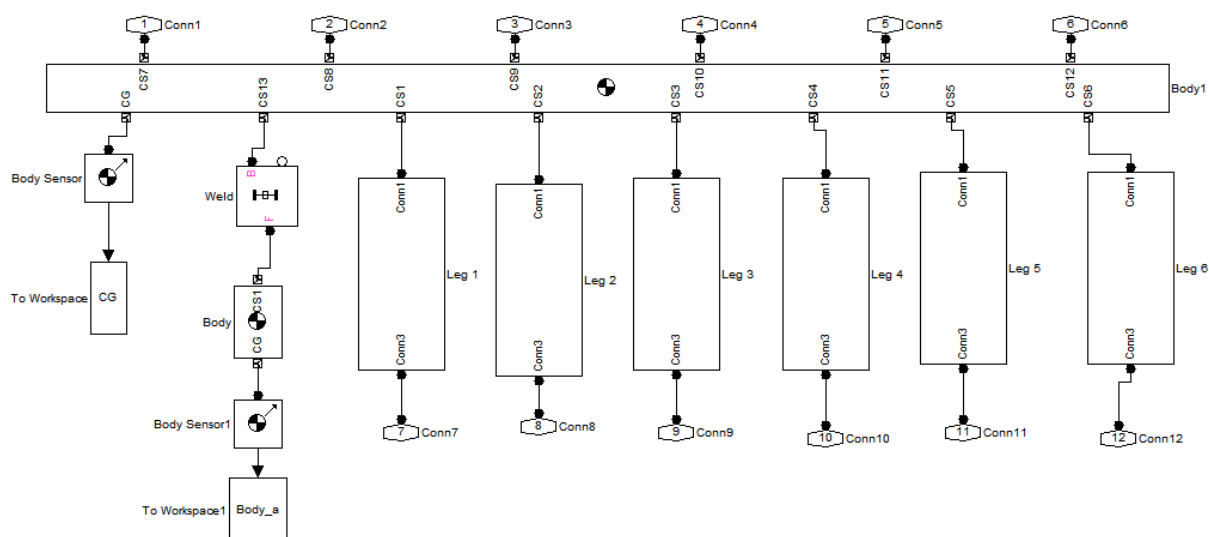


Рисунок 8 – Simulink-модель односекционного манипулятора – второй иерархический уровень

Здесь *Body1* – модель платформы, *Body* – модель схвата, *Leg1* - *Leg6* – модели штанг, *CG* – датчик положения центра масс платформы в пространстве, *Body_a* – датчик линейных ускорений схвата. Платформа в модели *Body1* представляет собой однородное жесткое цилиндрическое тело.

На рисунке 9 представлена модель штанги *Leg* без датчиков, а на рисунке 10 - та же модель, но с датчиками.

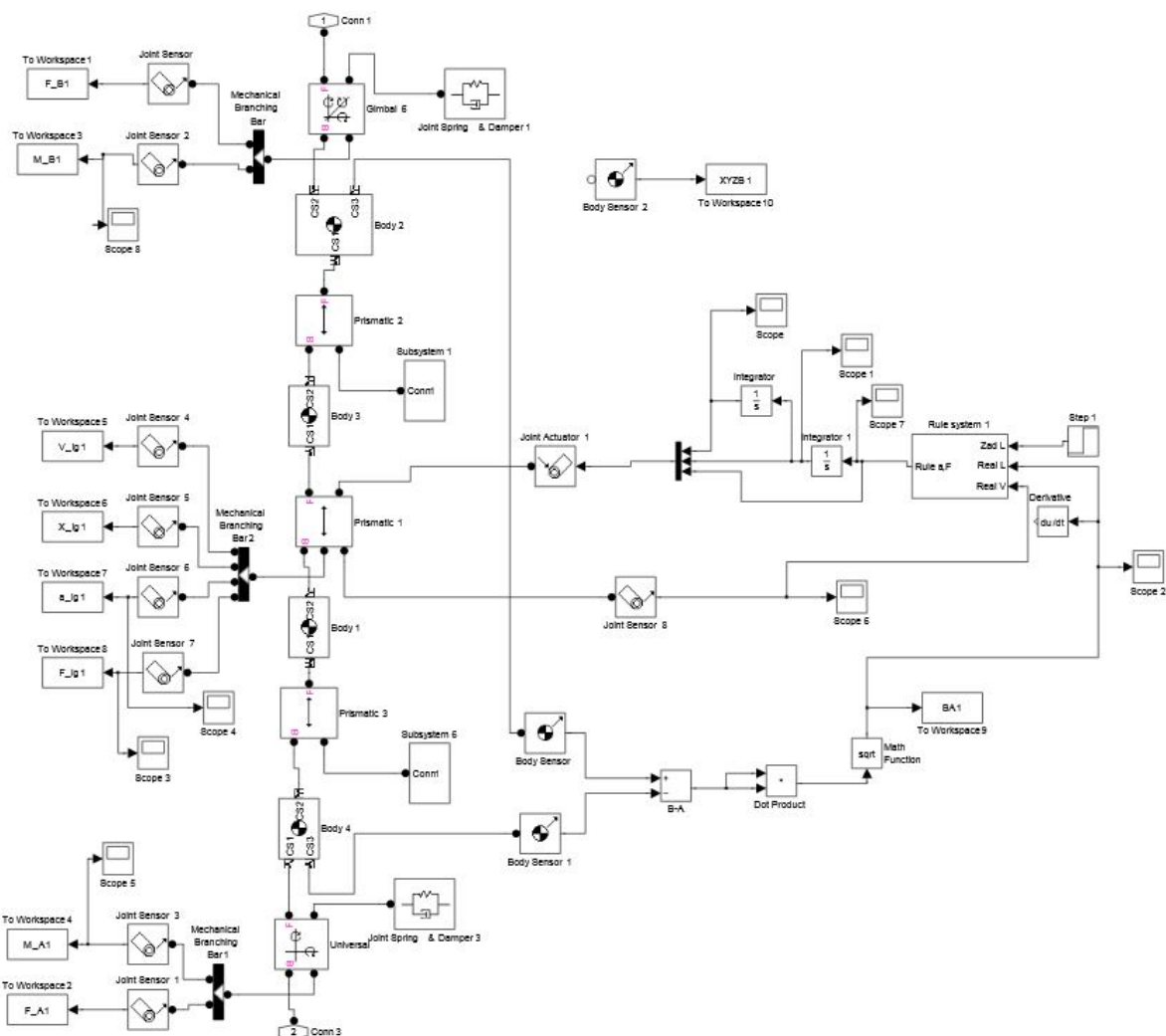


Рисунок 10 – Simulink-модель штанги с системой управления и датчиками

Модель штанги состоит из блоков *Body1*, *Body2*, *Body3*, *Body4*, которые соединены между собой блоками *Prismatic*, моделирующими линейные перемещения. Блок *Prismatic1* представляет собой модель кинематической пары. Блоки *Prismatic 2*, *Prismatic 3* предназначены для моделирования упругостей штанг (в развитие работы). В данной модели указанные блоки служат только для объединения блоков *Body2*, *Body3* и блоков *Body1*, *Body4* соответственно. Отметим, что 2/3 массы штанги сосредоточены в блоках *Body1*, *Body3*, а 1/3 массы - в блоках *Body2*, *Body4*. Блоки *Body2*, *Body4* соединены с блоками *Gimbal6* и *Universal*, которые представляют собой модели сферического шарнира и универсального шарнира (шарнира Гука), соответственно. Блоки *Joint Spring&Damper* моделируют силы трения

в указанных шарнирах; блок *Rule system 1* представляет собой модель системы управления штангой.

Модель, представленная на рисунке 10, включает в себя датчики Joint Sensor, которые измеряют значения следующих величины:

- F_{B1} - усилие в шарнире;
- M_{B1} – момент в шарнире;
- V_{lg1} – скорость перемещения штока актуатора;
- X_{lg1} – величину перемещения штока актуатора;
- a_{lg1} – ускорение штока актуатора;
- F_{lg1} – усилия в актуаторе;
- M_{A1} – моменты сил в универсальном шарнире;
- F_{A1} – усилие в универсальном шарнире;
- $BA1$ – изменение длины штанги манипулятора.

Модель системы управления *Rule system 1* представлена на рисунке 11. Модель включает в себя модели двух ПИД-регуляторов (п. 1), а также модели нелинейностей типа «насыщение» *Saturation*.

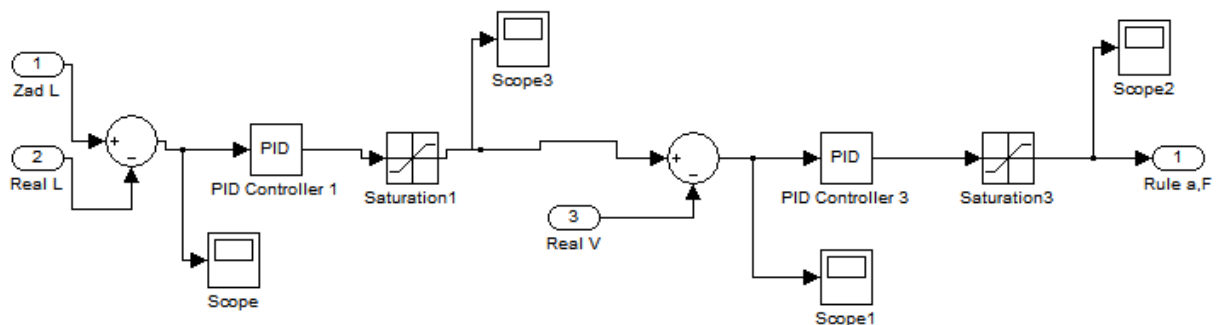


Рисунок 11 – Simulink-модель системы управления длиной штанги

3. Динамика односекционного манипулятора

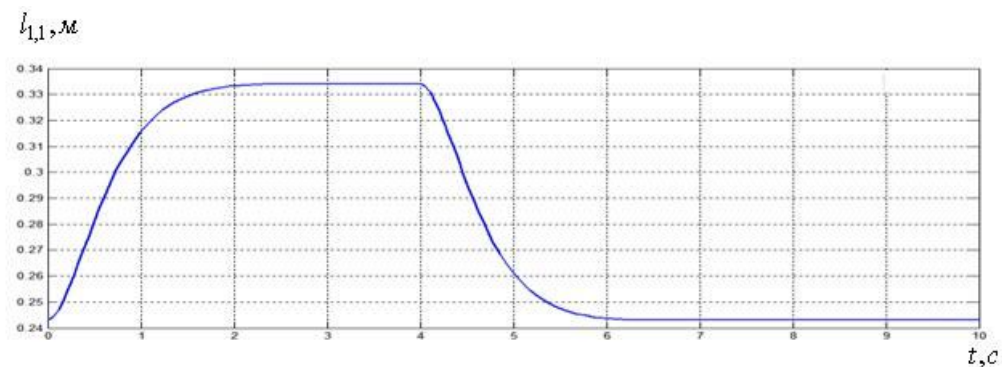
Рассмотрим движение манипулятора, при котором центр масс платформы O_1 остается в плоскости симметрии манипулятора $O_0 X_0 Y_0$. При этом, очевидно, кинематика и динамика штанги $A_{0,1} - A_{1,1}$ оказывается такой

же, как штанги $A_{0,6} - A_{1,6}$, штанги $A_{0,2} - A_{1,2}$ - такой же, как штанги $A_{0,5} - A_{1,5}$, штанги $A_{0,3} - A_{1,3}$ - такой же, как штанги $A_{0,4} - A_{1,4}$ (рисунок 4). Это позволяет вместо шести штанг говорить только о трех штангах $A_{0,1} - A_{1,1}$, $A_{0,2} - A_{1,2}$, $A_{0,3} - A_{1,3}$, которые далее называются первой, второй и третьей штангами соответственно.

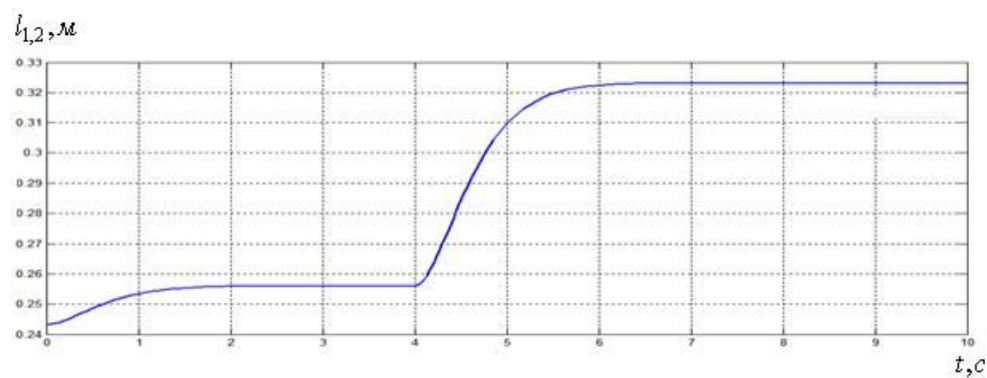
Введем следующие обозначения ($i = 1, 2, 3, j = 0, 1$):

- $F_{1,i} = F_{1,i}(t)$ - осевое усилие в приводе i -ой штанги;
- $F_{1,i}^x, F_{1,i}^y, F_{1,i}^z$ - проекции усилия $F_{1,i}$ на оси X_0, Y_0, Z_0 системы координат $0_0 X_0 Y_0 Z_0$ соответственно;
- $M_{j,i} = M_{j,i}(t)$ - момент в шарнире $A_{j,i}$;
- $M_{j,i}^x, M_{j,i}^y, M_{j,i}^z$ - проекции момента $M_{j,i}$ на соответствующие оси системы координат $0_0 X_0 Y_0 Z_0$.

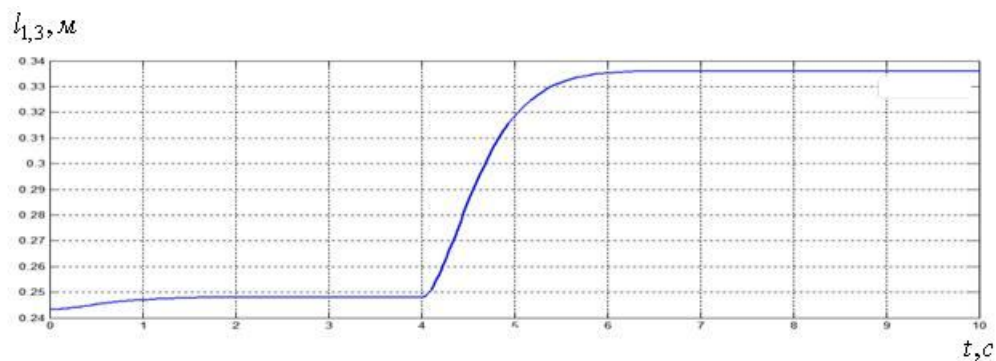
3.1. Исследование переходных процессов в односекционном манипуляторе выполнено для случая использования пропорциональных регуляторов: $k_{1,P} = 1,5$, $k_{1,I} = 0$, $k_{1,D} = 0$; $k_{2,P} = 5$, $k_{2,I} = 0$, $k_{2,D} = 0$. Здесь значения коэффициентов $k_{1,P}$, $k_{2,P}$ подобраны таким образом, чтобы при массе схвата $m_{\text{схв}} = 20$ кг время переходного процесса составляло примерно 2.5 с. Длины $l_{1,1}$, $l_{1,2}$, $l_{1,3}$ первой (и шестой), второй (и пятой), третьей (и четвертой) штанг изменялись по законам, приведенным на рисунке 12.



а)



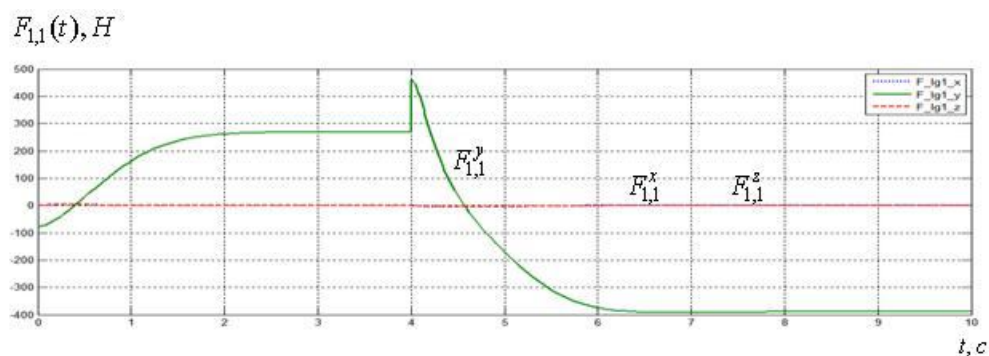
б)



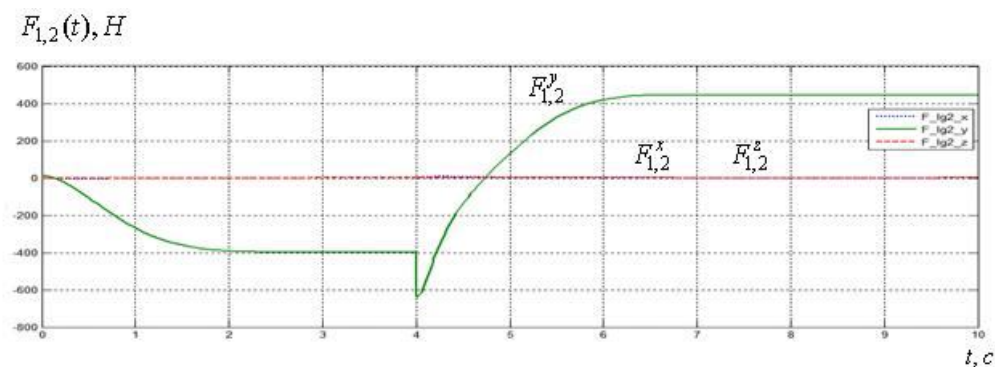
в)

Рисунок 12 – Изменение во времени длин штанг односекционного манипулятора

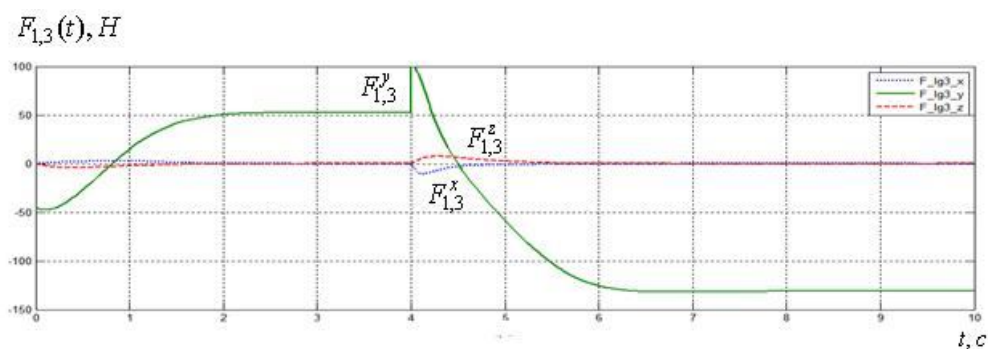
Характер изменения соответствующих осевых усилий в приводах иллюстрирует рисунок 13. Отметим, что установившиеся значения этих усилий отличны от нуля, поскольку обеспечивают компенсацию силы тяжести элементов манипулятора и схвата.



а)



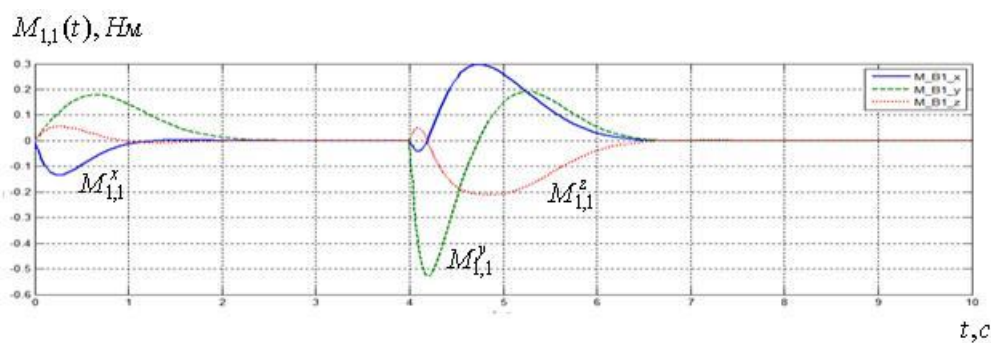
б)



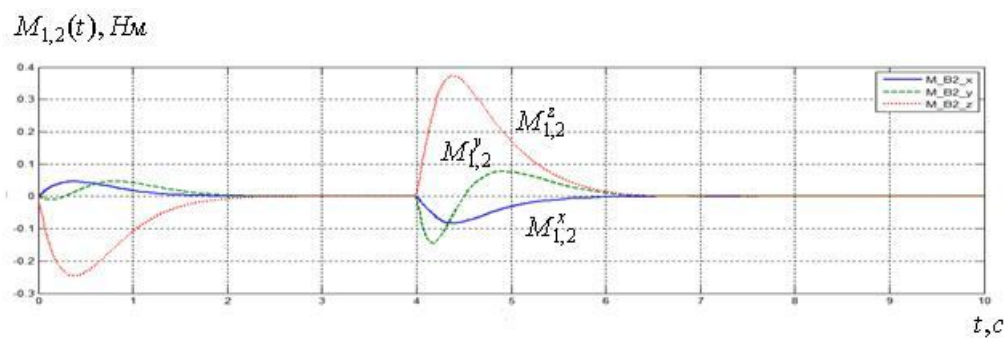
в)

Рисунок 13 – Изменение во времени осевых усилий в приводах штанг односекционного манипулятора

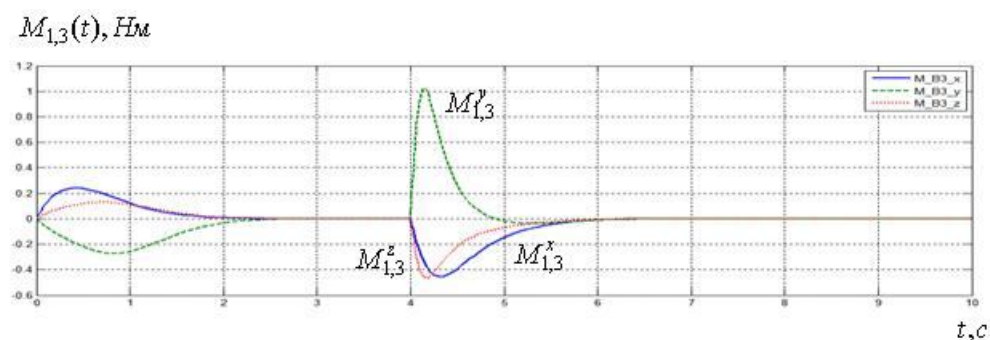
На рисунке 14 представлены моменты в шарнирах $A_{1,1}$, $A_{1,2}$, $A_{1,3}$. Отметим, что эти моменты обусловлены силами трения в шарнирах и отличны от нуля только в те периоды времени, когда угловые скорости вращения штанг также отличны от нуля.



а)



б)



в)

Рисунок 14 – Изменение во времени моментов в шарнирах $A_{1,1}$, $A_{1,2}$, $A_{1,3}$ односекционного манипулятора

Представляют интерес также графики изменения во времени ускорения схвата a_{cxs} и координат центра масс платформы $X_{цм}$, $Y_{цм}$, $Z_{цм}$ (точки O_1), представленные на рисунках 15, 16 соответственно. Первый из указанных рисунков показывает, что в условиях исследования перегрузка схвата достигает 0.46 единиц.

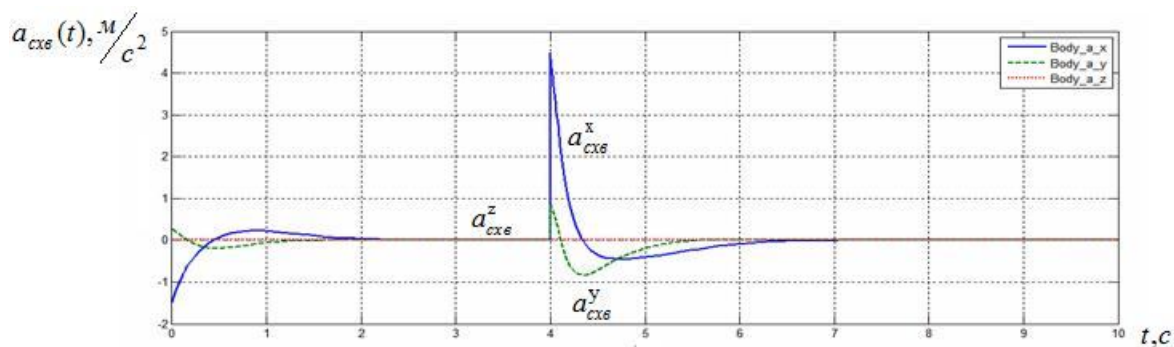


Рисунок 15 – Изменение во времени ускорения схвата односекционного манипулятора

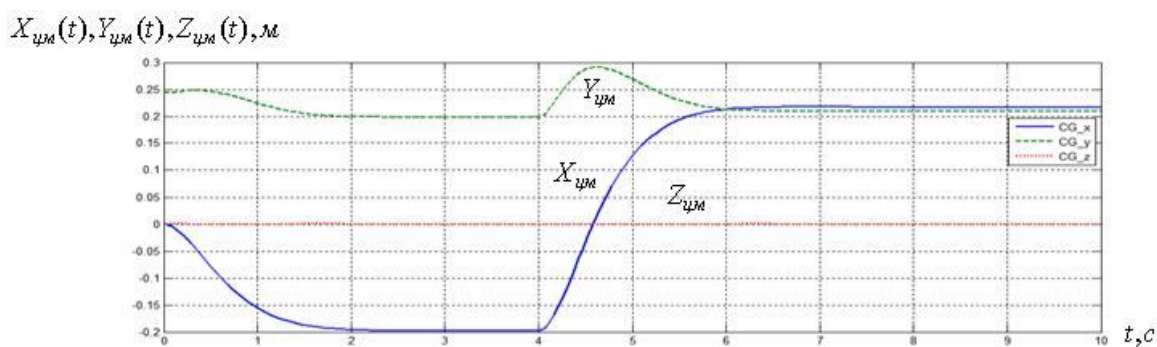


Рисунок 16 – Координаты центра масс платформы односекционного манипулятора в функции времени

3.2. Исследование предельных усилий в приводах. На первом этапе в данном разделе изучаются предельные осевые усилия в приводах манипулятора при варьировании коэффициентов ПИД-регуляторов и массы схвата (таблица 1).

Таблица 1 - Варианты настроек ПИД-регуляторов

Вариант	Коэффициенты ПИД-регуляторов					
	$k_{1,P}$	$k_{1,I}$	$k_{1,D}$	$k_{2,P}$	$k_{2,I}$	$k_{2,D}$
а	1,5	0	0	5,0	0	0
б	2,0	0	0	8,0	0	0,2
в	2,0	0	0	7,0	0	0,3
г	2,5	0,1	0,2	8,0	0,1	0
д	2,5	0,1	0,2	8,0	0,1	0

Все приведенные в таблице 1 варианты настроек регуляторов обеспечивает время переходного процесса, равное $\sim 2,5$ с. Заметим, что в варианте а) оба ПИД-регулятора являются П-регуляторами, в вариантах б), в) - П- и ПД-регуляторами, в вариантах г), д) – ПИД- и ПИ-регуляторами, соответственно.

В таблице 2 представлены предельные осевые усилия $F_{1,1}(t)$, возникающие в приводе первой штанги манипулятора.

Таблица 2 – Предельные максимальные (знак плюс) и минимальные (знак минус) осевые усилия в приводе первой штанги

Вариант настроек регуляторов	Усилие $F_{1,1}, H$				
	$m_{схв} = 0$	$m_{схв} = 5$	$m_{схв} = 10$	$m_{схв} = 15$	$m_{схв} = 20$
а)	86; -32	161; -122	252; -211	353; -301	458; -392
б)	110; -32	202; -121	329; -210	462; -300	600; -390
в)	100; -32	185; -122	296; -213	415; -304	526; -395
г)	137; -37	260; -127	424; -222	612; -316	728; -409
д)	136; -35	263; -136	428; -236	602; -337	774; -437

Аналогичные данные для привода второй штанги представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Предельные осевые усилия в приводе второй штанги

Вариант настроек регуляторов	Усилие $F_{1,2}, H$				
	$m_{схв} = 0$	$m_{схв} = 5$	$m_{схв} = 10$	$m_{схв} = 15$	$m_{схв} = 20$
а)	38; -126	140; -230	242; -356	344; -493	446; -637
б)	42; -160	139; -284.2	240; -447	342; -626	443; -817
в)	39; -146	141; -253	244; -412	347; -570	450; -730
г)	50; -198	147; -360	256; -570	364; -818	470; -986
д)	48; -196	159; -363	275; -583	392; -813	509; -1042

Предельные осевые усилия в приводах третьей штанги меньше по модулю соответствующих усилий в приводах первой и второй штанг и поэтому не рассматриваются.

Таблицы 2, 3 иллюстрируют рисунки 17, 18.

На втором этапе выполнено исследование предельных радиальных усилий в приводах штанг. Максимальные радиальные усилия имеют место в приводе третьей штанги манипулятора. Эти усилия в рассматриваемом диапазоне изменения массы схвата (0 - 20 кг) не зависят от этой массы и

составляют приблизительно 12, 16, 15, 20, 21 Н для вариантов а), б), в), г), д) настроек регуляторов соответственно.

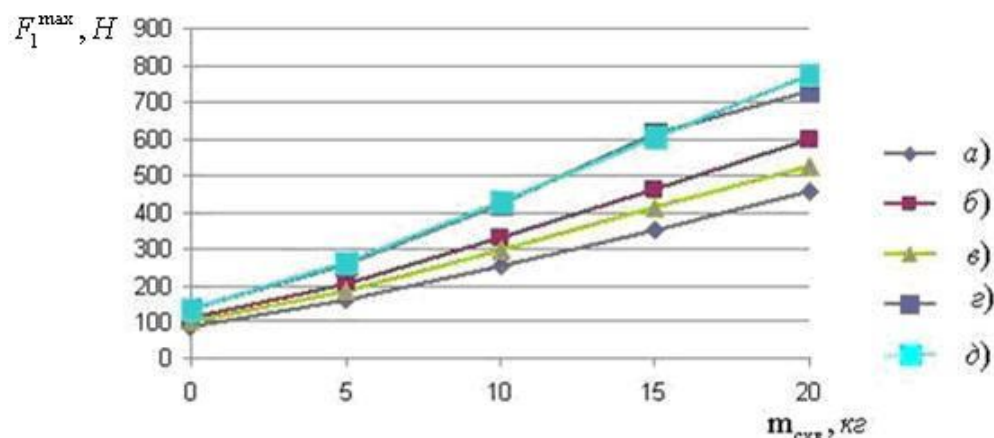


Рисунок 17 – Зависимость максимальных осевых усилий в приводах односекционного манипулятора от массы схвата

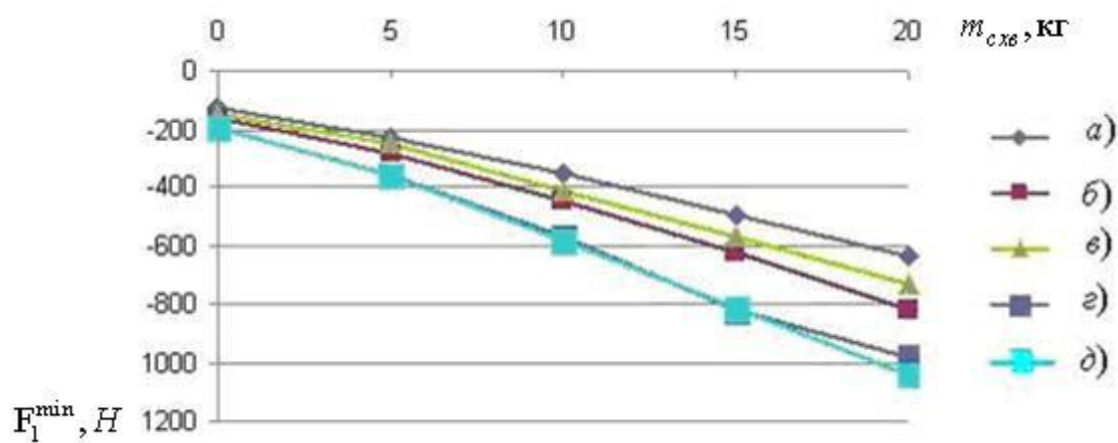


Рисунок 18 – Зависимость минимальных осевых усилий в приводах односекционного манипулятора от массы схвата

4. Математическая модель трехсекционного манипулятора

Как и для односекционного манипулятора, в данном случае также предварительно была разработана *CATIA*-модель манипулятора (рисунок 19). На рисунках 20 – 21 представлены исходное и крайние положения этого манипулятора.

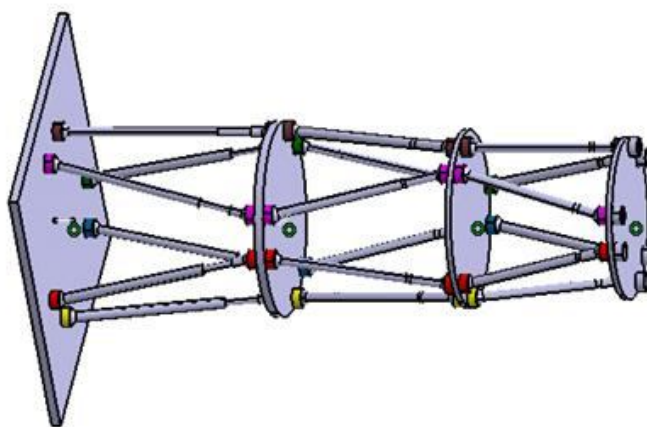


Рисунок 19 – САТІА-модель трехсекционного манипулятора

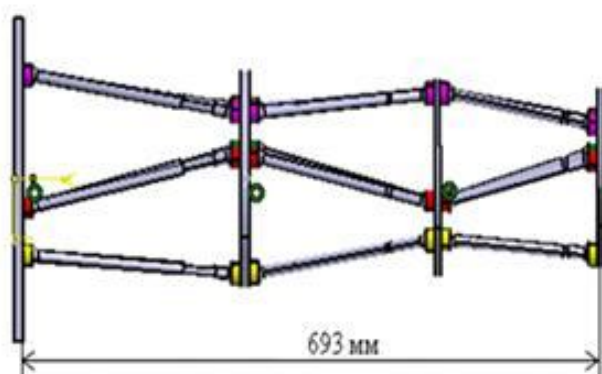


Рисунок 20 – Исходное положение манипулятора

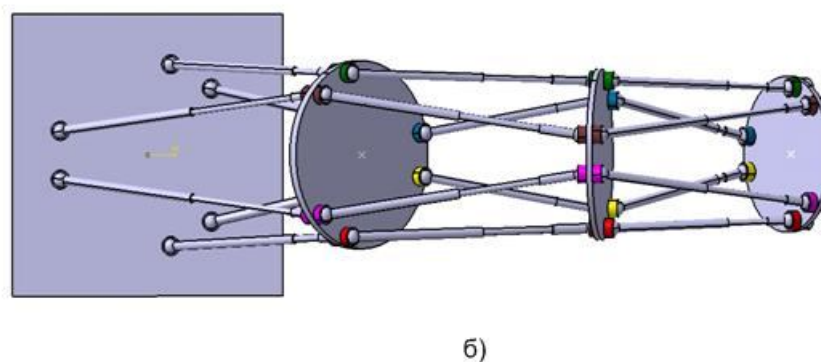
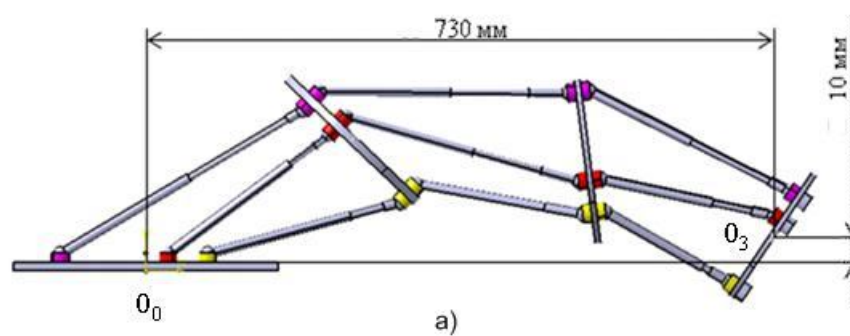


Рисунок 21 – Крайнее правое положение манипулятора

Эксперименты с *CATIA*-моделью манипулятора позволили определить диапазоны изменения длин штанг каждой из секций, которые обеспечивают требуемые диапазоны изменения высот этих секций (п. 1): $l_{1,i}^{\min} = 243 \text{ мм}$, $l_{1,i}^{\max} = 343 \text{ мм}$; $l_{2,i}^{\min} = 208 \text{ мм}$, $l_{2,i}^{\max} = 308 \text{ мм}$; $l_{3,i}^{\min} = 178 \text{ мм}$, $l_{3,i}^{\max} = 278 \text{ мм}$; $i \in [1:6]$.

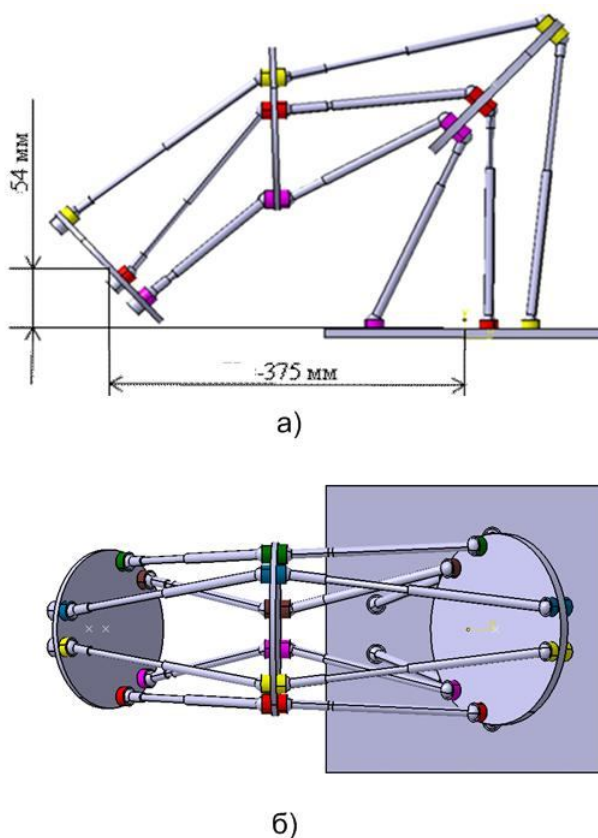


Рисунок 22 – Крайнее левое положение манипулятора

Как и *Simulink*-модель односекционного манипулятора, модель трехсекционного манипулятора имеет четыре иерархических уровня, из которых от первой из моделей отличается только структурный уровень (рисунок 23).

5. Исследование динамики трехсекционного манипулятора

Манипулятор в исходном положении полагается симметричным относительно плоскости $0_0 X_0 Y_0$. Рассматривается движение манипулятора, при котором центр масс третьей платформы 0_3 остается в этой плоскости.

Кинематика и динамика штанг $A_{(i-1),1} - A_{i,1}$ оказывается при этом такой же, как штанг $A_{(i-1),6} - A_{i,6}$, штанг $A_{(i-1),2} - A_{i,2}$ - такой же, как штанг $A_{(i-1),5} - A_{i,5}$, штанг $A_{(i-1),3} - A_{i,3}$ - такой же, как штанги $A_{(i-1),4} - A_{i,4}$; $i=1,2,3$. Это позволяет говорить далее только о штангах $A_{(i-1),1} - A_{i,1}$, $A_{(i-1),2} - A_{i,2}$, $A_{(i-1),3} - A_{i,3}$, которые называются первой, второй и третьей штангами соответствующей секции манипулятора.

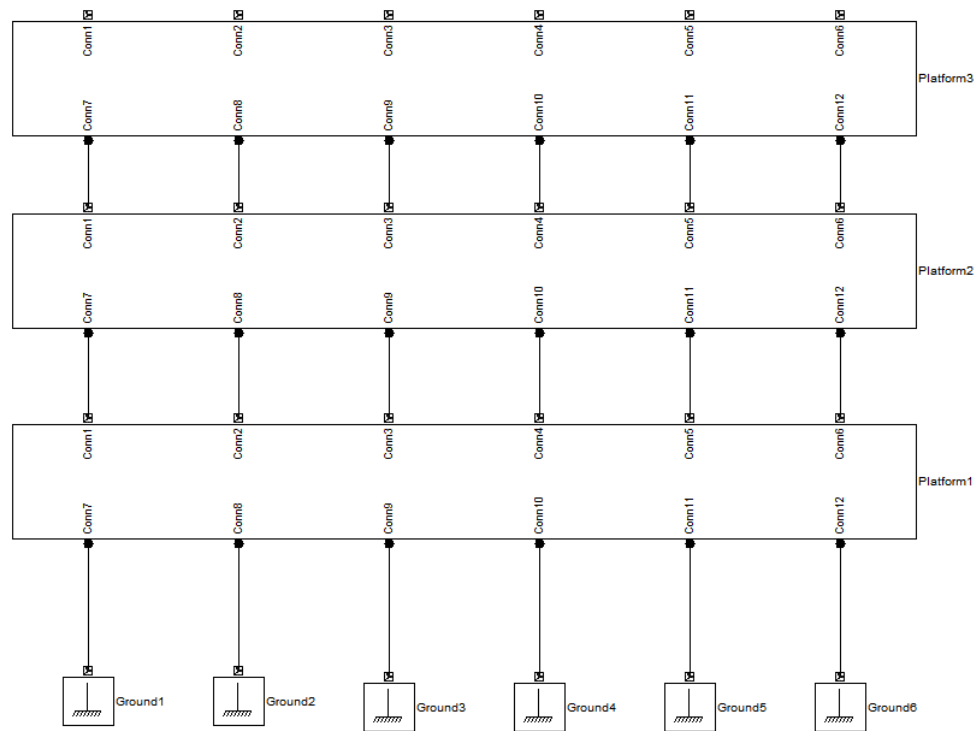


Рисунок 23 – Simulink-модель трехсекционного манипулятора: структурный уровень

Введем следующие обозначения ($i, j=1,2,3$):

- $F_{i,j} = F_{i,j}(t)$ - усилие в приводе i -ой штанги j -ой секции;
- $F_{i,j}^x, F_{i,j}^y, F_{i,j}^z$ - проекции усилия $F_{i,j}$ на оси X_0, Y_0, Z_0 системы координат $0_0 X_0 Y_0 Z_0$ соответственно.

5.1. Исследование переходных процессов в трехсекционном манипуляторе выполнено, как и в односекционном манипуляторе, для пропорциональных регуляторов, коэффициенты которых имеют значения:

$k_{1,P} = 1,5$, $k_{1,I} = 0$, $k_{1,D} = 0$; $k_{2,P} = 5$, $k_{2,I} = 0$, $k_{2,D} = 0$. Масса схвата принята равной $m_{\text{схв}} = 20$ кг. Длины первой (и шестой), второй (и пятой), третьей (и четвертой) штанг первой секции манипулятора изменялись по законам, приведенным на рисунке 12. Графики соответствующих осевых усилий в приводах первой секции иллюстрирует рисунок 24.

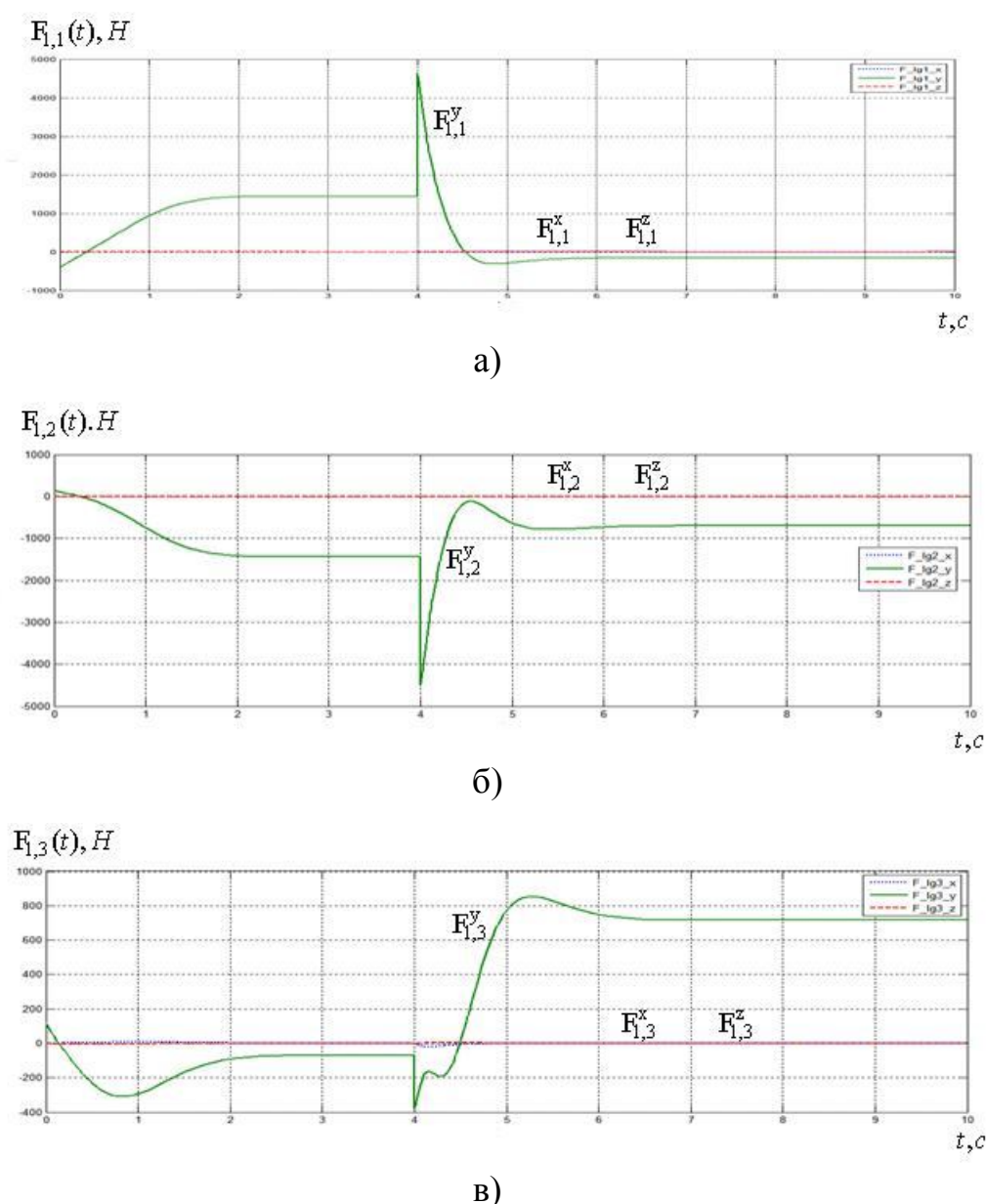
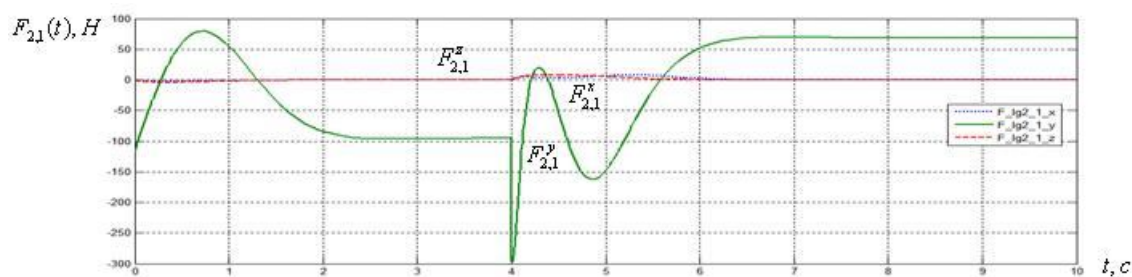


Рисунок 24 – Изменение во времени осевых усилий в приводах первой секции трехсекционного манипулятора

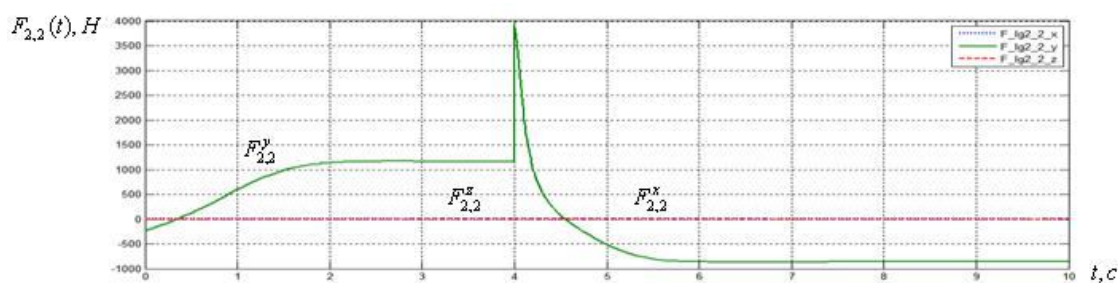
Из рисунка 24 следует, что по сравнению с односекционным манипулятором максимальные осевые усилия в приводах штанг первой ступени

трехсекционного манипулятора больше примерно в 10 (10; 9) раз для приводов первой (второй; третьей) штанг, соответственно.

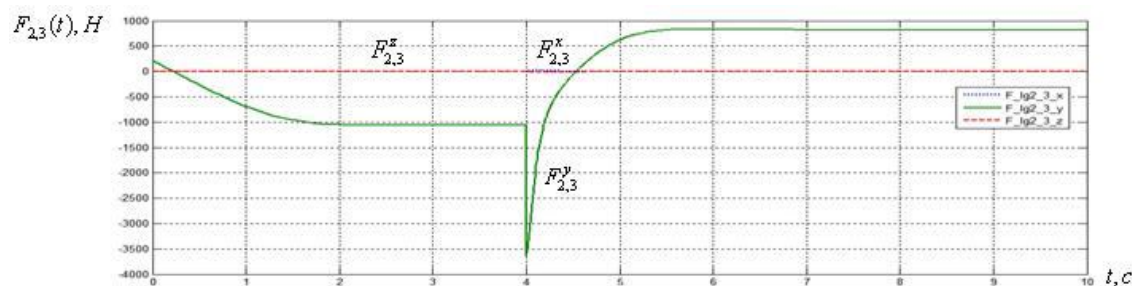
Аналогичные графики для приводов второй секции приведены на рисунке 25, а для приводов третьей секции – на рисунке 26.



а)

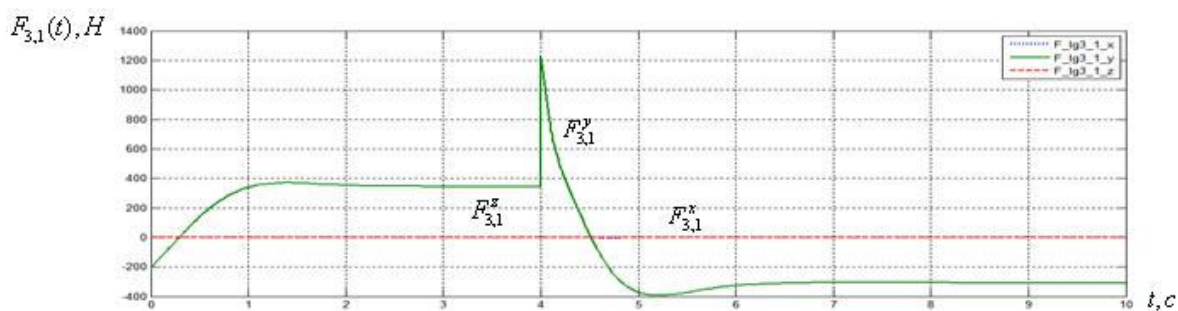


б)

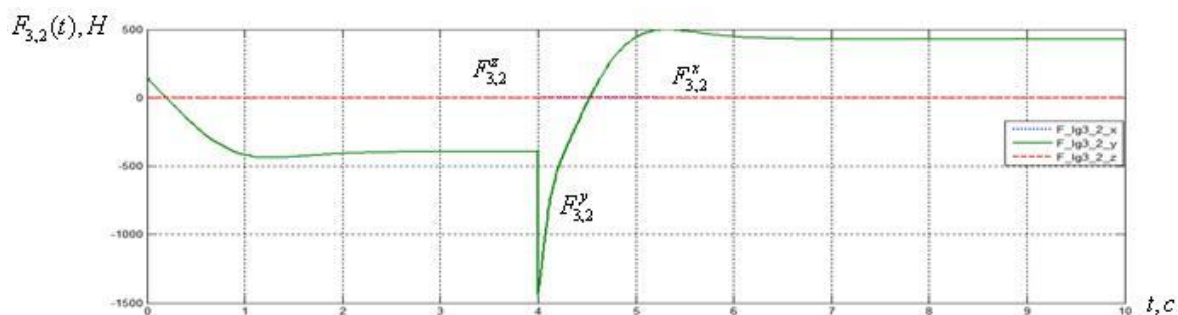


в)

Рисунок 25 – Изменение во времени осевых усилий в приводах второй секции трехсекционного манипулятора



а)



б)

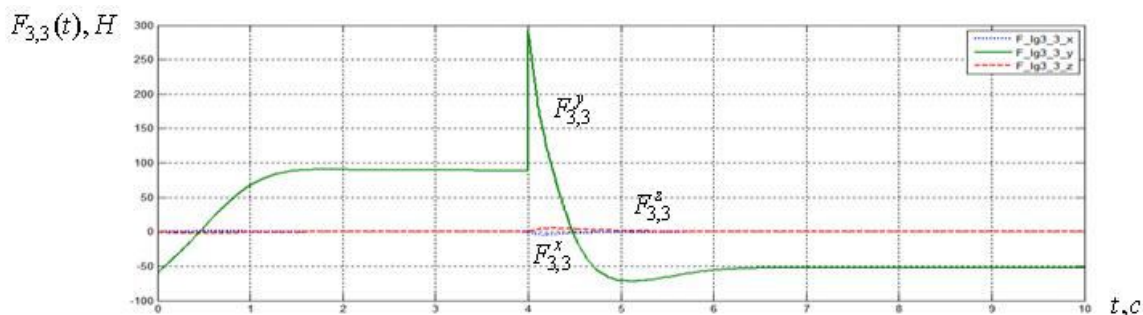


Рисунок 26 – Изменение во времени осевых усилий в приводах третьей секции трехсекционного манипулятора

Рисунки 24 – 26 показывают, что максимальное осевое усилие в приводе первой штанги третьей секции примерно в 3,7 раз меньше, чем соответствующее максимальное усилие в приводе первой секции; в приводах второй и третьей штанг - в три раза меньше, чем в соответствующих приводах первой секции.

Изменение во времени ускорения схвата иллюстрирует рисунок 27.

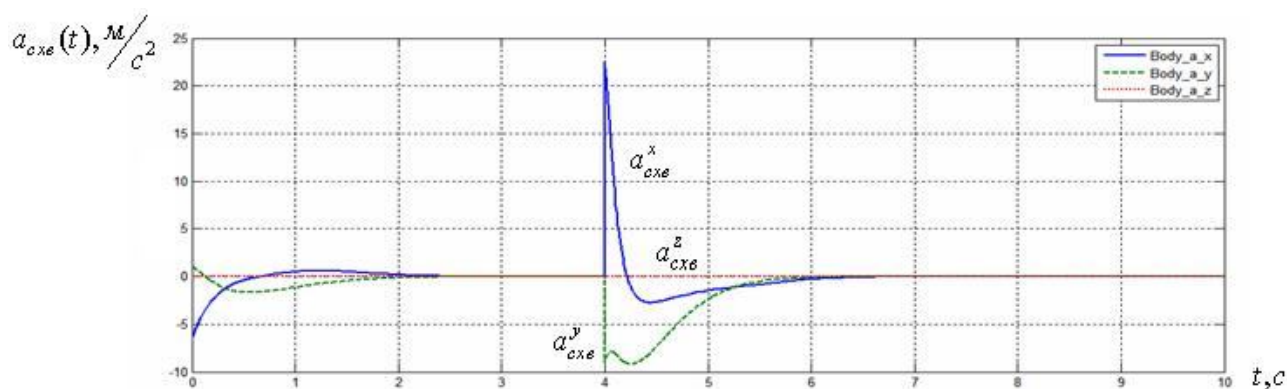


Рисунок 27 – Изменение во времени ускорения схвата в трехсекционном манипуляторе

Из рисунка 27 следует, что максимальная перегрузка схвата достигает, в условиях исследования, 2,3 единиц.

5.2. Исследование максимальных усилий в приводах выполнено для вариантов а), г) настроек ПИД-регуляторов (таблица 1).

Отметим прежде, что исследование максимально достижимого ускорения схвата массой $m_{схв} = 20$ кг показывает, что при использовании варианта а) настроек ПИД-регулятора это ускорение составляет 2,5 единицы, а при использовании варианта г) – 6,9 единиц.

5.2.1. Первая секция. В таблице 4 представлены предельные осевые усилия, возникающие в приводе первой штанги первой секции манипулятора. Таблица показывает, что при массе схвата $m_{схв} = 0$ максимальные усилия в приводе штанги варьируются от 576 Н до 1204 Н; в варианте настроек регуляторов а) эти усилия в 6.7 раза превышают такие же усилия в односекционном манипуляторе, а в варианте г) - в 8.9 раза.

Аналогичные результаты для привода второй штанги первой секции трехсекционного манипулятора представлены в таблице 5.

Таблица 4 – Предельные осевые усилия в приводе первой штанги первой секции трехсекционного манипулятора

Вариант настроек	Усилие $F_{1,1}, H$				
	$m_{схв} = 0$	$m_{схв} = 5$	$m_{схв} = 10$	$m_{схв} = 15$	$m_{схв} = 20$
а)	576; -55	1593; -145	2610; -235	3627; -325	4644; -415

г)	1204; -127	3603; -353	6003; -579	8388; -8056	10770; -1031
----	------------	------------	------------	-------------	--------------

Таблица 5 – Пределные осевые усилия в приводе второй штанги первой секции манипулятора

Вариант настроек	Усилие $F_{1,2}, H$				
	$m_{схв} = 0$	$m_{схв} = 5$	$m_{схв} = 10$	$m_{схв} = 15$	$m_{схв} = 20$
а)	37; -624	51; -1598	83; -2572	114; -3547	146; -4522
г)	81; -1301	170; -3631	268; -5952	367; -8291	465; -10618

Таблицы 4, 5 иллюстрируют рисунки 28, 29.

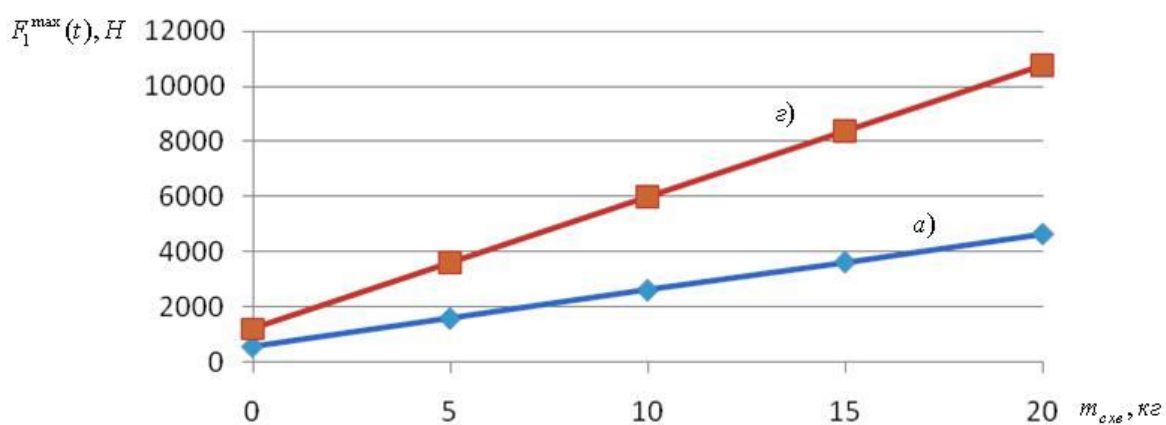


Рисунок 28 – Зависимость максимального осевого усилия в приводах первой секции трехсекционного манипулятора от массы схвата

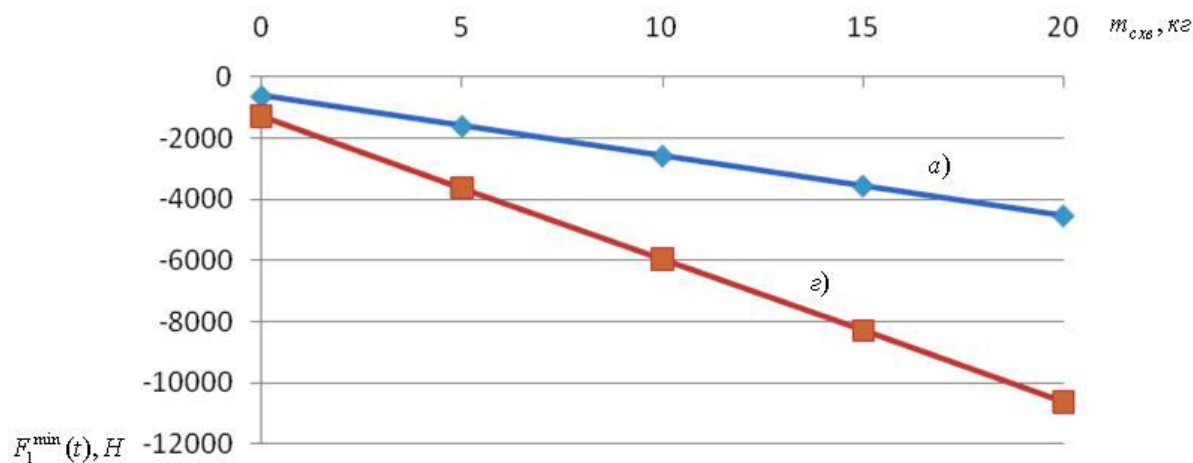


Рисунок 29 – Зависимость минимальных осевых усилий в приводах первой секции от массы схвата

Отметим, что предельные осевые усилия, возникающие в приводе третьей штанги первой секции манипулятора, не представлены потому, что эти усилия меньше по модулю рассмотренных усилий в приводах первой и второй штанг.

Из рисунков 28, 29 следует, что имеет место практически линейная зависимость предельных осевых усилий в приводах первой секции манипулятора от массы схвата (таблица 6).

Наличие сил трения в шарнирах манипулятора приводит к появлению в приводах также радиальных усилий. Исследование показывает, что максимальные радиальные усилия имеют место в приводе третьей штанги первой секции. При изменении массы схвата в диапазоне от 0 до 20 кг эти усилия практически не зависят от этой массы и для варианта а) настроек регуляторов равны 21 Н, а для варианта г) – 36 Н.

Таблица 6 – Линейные аппроксимации предельных осевых усилий в приводах первой секции манипулятора

Вариант настроек регуляторов	$F_1^{\max}$, Н	$F_1^{\min}$, Н
а)	$576 + 204m_{схв}$	$-625 - 195m_{схв}$
г)	$1205 + 480m_{схв}$	$-1301 - 466m_{схв}$

5.2.2. Вторая секция. В данной секции максимальные по модулю осевые усилия возникают в приводах второй и третьей штанг (таблицы 7, 8).

Таблица 7 – Предельные осевые усилия в приводе второй штанги второй секции трехсекционного манипулятора

Вариант настроек	Усилие $F_{2,2}$, Н				
	$m_{схв} = 0$	$m_{схв} = 5$	$m_{схв} = 10$	$m_{схв} = 15$	$m_{схв} = 20$
а)	532; -122	1320; -307	2188; -493	3056; -677	3924; -864
г)	1091; -123	3170; -310	5348; -498	7497; -686	9681; -874

Таблица 8 – Предельные осевые усилия в приводе третьей штанги второй секции трехсекционного манипулятора

Вариант настроек	Усилие $F_{3,2}, H$				
	$m_{схв} = 0$	$m_{схв} = 5$	$m_{схв} = 10$	$m_{схв} = 15$	$m_{схв} = 20$
а)	102; -416	282; -1193	463; -2014	642; -2835	832; -3655
г)	103; -877	283; -2868	463; -4885	646; -6903	837; -8920

Таблицы 7, 8 иллюстрируют рисунки 30, 31, которые показывают, что зависимости предельных осевых усилий в приводах второй секции манипулятора от массы схвата хорошо приближаются линейными функциями (таблица 9).

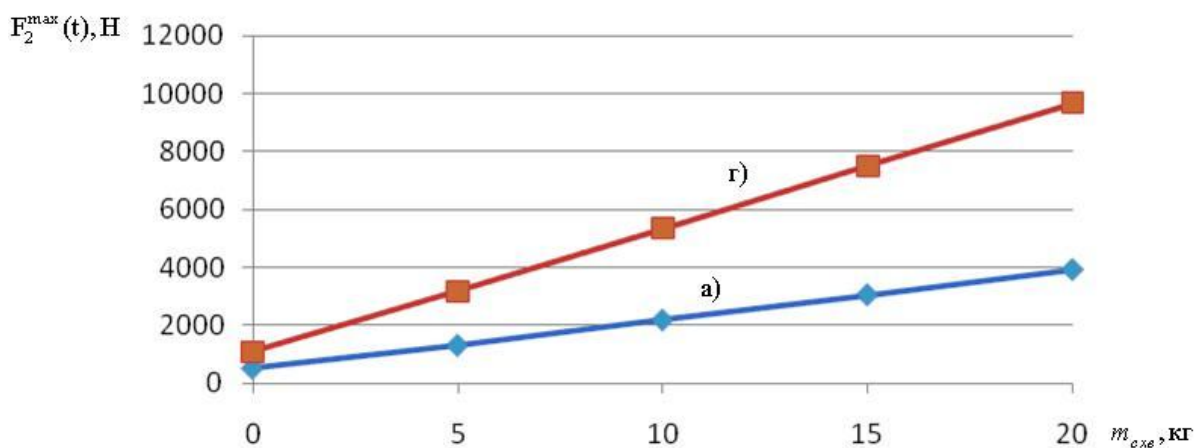


Рисунок 30 – Зависимость максимального осевого усилия в приводах второй секции трехсекционного манипулятора от массы схвата

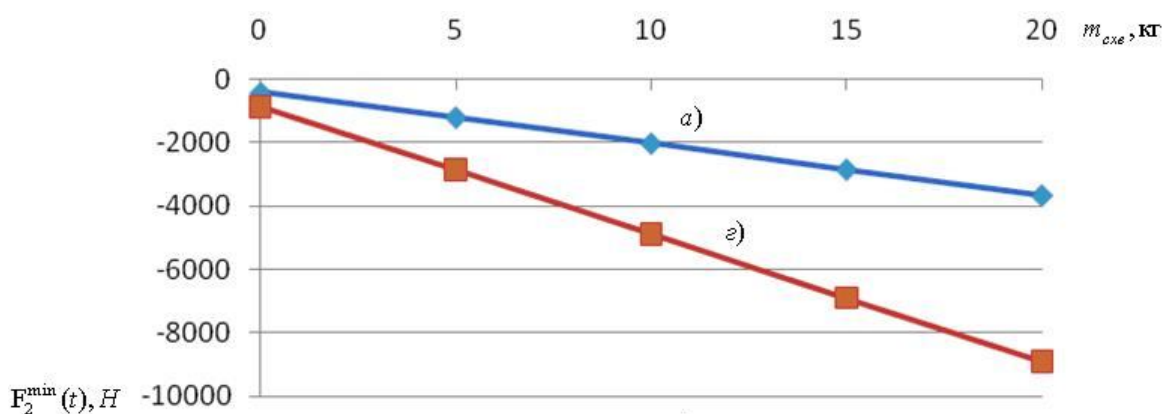


Рисунок 31 – Зависимость минимального осевого усилия в приводах второй секции трехсекционного манипулятора от массы схвата

Таблица 9 – Линейные аппроксимации предельных осевых усилий в приводах второй секции манипулятора

Вариант настроек регуляторов	$F_2^{\max}$, Н	$F_2^{\min}$, Н
а)	$532 + 169m_{схв}$	$-416 - 156m_{схв}$
г)	$1091 + 425m_{схв}$	$-877 - 400m_{схв}$

Максимальные радиальные усилия в данном случае также имеют место в приводе третьей штанги. Как и для первой секции, эти усилия практически не зависят от массы схвата и для варианта а) настроек регуляторов составляют 26 Н, а для варианта г) – 45 Н.

5.2.3. Третья секция. В данной секции максимальные по модулю осевые усилия возникают, как и в первой секции, в приводах первой и второй штанг (таблицы 10, 11, рисунки 32, 33).

Таблица 10 – Предельные осевые усилия в приводе первой штанги третьей секции трехсекционного манипулятора

Вариант настроек	Усилие $F_{1,3}$, Н				
	$m_{схв} = 0$	$m_{схв} = 5$	$m_{схв} = 10$	$m_{схв} = 15$	$m_{схв} = 20$
а)	74; -19	359; -104	649; -200	940; -297	1230; -394
г)	153; -29	821; -146	1489; -266	2157; -385	2826; -505

Таблица 11 – Предельные осевые усилия в приводе второй штанги третьей секции трехсекционного манипулятора

Вариант настроек	Усилие $F_{2,3}$, Н				
	$m_{схв} = 0$	$m_{схв} = 5$	$m_{схв} = 10$	$m_{схв} = 15$	$m_{схв} = 20$
а)	30; -92	136; 427	257; -765	377; -1104	498; -1442
г)	29; -198	139; -982	265; -1767	392; -2551	520; -3327

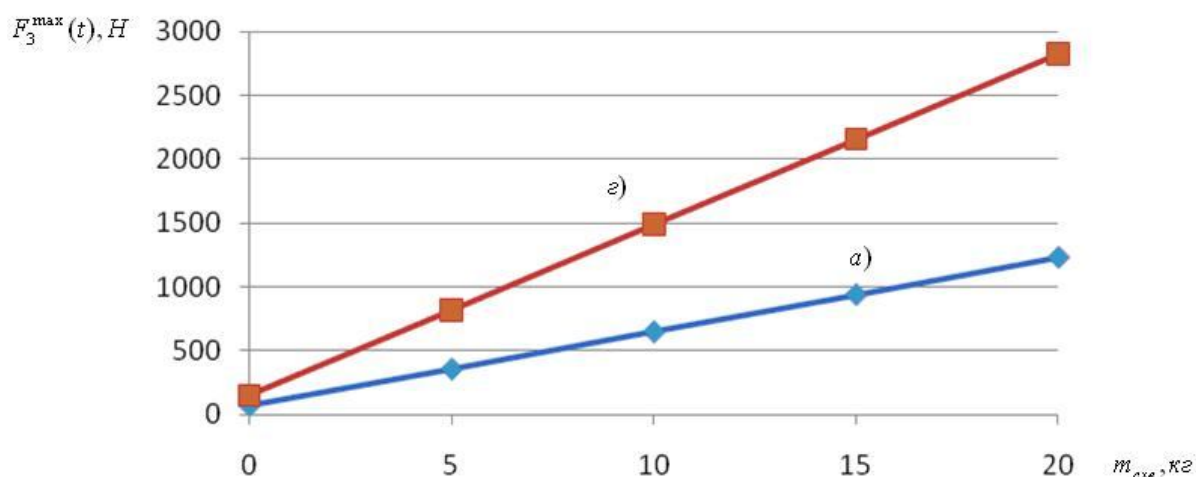


Рисунок 32 – Зависимость максимального осевого усилия в приводах третьей секции трехсекционного манипулятора от массы схвата

Аппроксимация зависимостей предельных осевых усилий в приводах третьей секции манипулятора от массы схвата линейными функциями приведена в таблице 12.

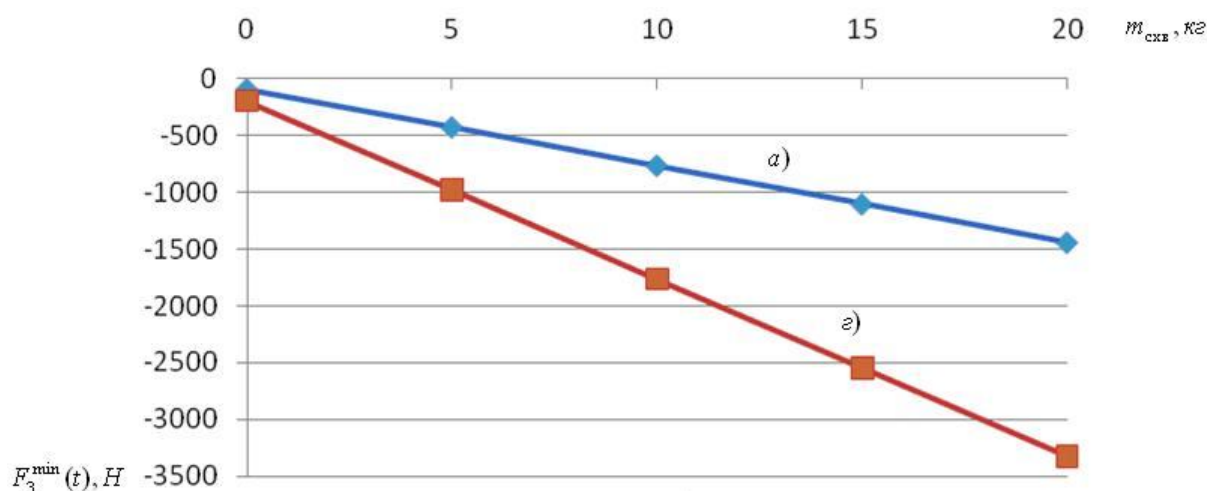


Рисунок 33 – Зависимость минимального осевого усилия в приводах третьей секции трехсекционного манипулятора от массы схвата

Таблица 12 – Линейные аппроксимации предельных осевых усилий в приводах третьей секции манипулятора

Вариант настроек регуляторов	$F_3^{max}, Н$	$F_3^{min}, Н$
а)	$74 + 57m_{схв}$	$-92 - 67m_{схв}$
г)	$1091 + 425m_{схв}$	$-198 - 157m_{схв}$

Максимальные радиальные усилия в приводах третьей секции манипулятора практически не зависят от массы схвата и для варианта а) настроек регуляторов равны примерно 6 Н, а для варианта г) – 10 Н.

Заключение

В работе созданы *MatLab/Simulink* математические модели односекционного и трехсекционного манипуляторов на основе механизма параллельной кинематики типа «гексапод», для управления приводами штанг которого используется двухконтурная системы управления на основе ПИД-регуляторов.

Для односекционного манипулятора разработаны его *CATIA*-модель, позволившая определить требуемые диапазоны изменения длин штанг манипулятора, а также иерархическая *Simulink*-модель. С помощью последней модели выполнено исследование осевых усилий в приводах, моментов в шарнирах, а также ускорения схвата. Кроме того, выполнено широкое исследование предельных осевых и радиальных усилий в приводах манипулятора.

Для трехсекционного манипулятора также разработана его *CATIA*-модель и иерархическая *Simulink*-модель. С помощью последней модели выполнено исследование осевых усилий в приводах каждой из секций манипулятора, а также исследование предельных осевых и радиальных усилий в этих приводах.

Результаты работы могут быть использованы при проектировании рассматриваемых манипуляторов.

Работа выполнена в рамках аналитической ведомственной целевой программы «Развитие потенциала высшей школы (2009 – 2010 годы)», проект 2.1.2/1509.

Литература

1. Merlet J.P. Parallel Robots. Solid mechanics and its applications.- Kluwer Academic Publishers, V. 74, 2000.- 394 p.
2. Глазунов В.А. и др. Разработка манипуляционных механизмов с параллельно-перекрестной структурой // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2008, №2, с. 90 – 100.
3. Волкоморов С.В., Каганов Ю.Т. Карпенко А.П. Моделирование и оптимизация некоторых параллельных механизмов // Информационные технологии, Приложение, 2010, №5, с. 1-32.
4. Каганов Ю.Т., Карпенко А.П. Математическое моделирование кинематики и динамики робота-манипулятора типа «хобот». 1. Математические модели секции манипулятора, как механизма параллельной кинематики типа «трипод» // Наука и образование: электронное научно-техническое издание, 2009, 10. [Электронный ресурс] / (<http://technomag.edu.ru/doc/133262.html>).
5. Каганов Ю.Т., Карпенко А.П. Математическое моделирование кинематики и динамики робота-манипулятора типа «хобот». 2. Математические модели секции манипулятора, как механизма параллельной кинематики типа «гексапод» // Наука и образование: электронное научно-техническое издание, 2009, 11. [Электронный ресурс] / (<http://technomag.edu.ru/doc/133731.html>).
6. Колесов Ю.Б., Сениченков Ю.Б. Имитационное моделирование сложных динамических систем [Электронный ресурс] / (http://www.exponenta.ru/soft/others/mvs/ds_sim.asp).
7. Махов, А.А. Моделирование механических систем с помощью пакета расширения SimMechanics [Электронный ресурс] / (<http://exponenta.ru/educat/systemat/mahov/simmechanics.asp>).
8. Мартынюк, В.А. CATIA. Начало работы [Электронный ресурс] / (<http://bigor.bmstu.ru/>).