



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Робототехника и мехатроника»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к проведению практических занятий
по дисциплине

«Проектирование мехатронных систем»

Авторы

Круглова Т.Н.,
Мартынов В.В.,
Череватенко В.А.

Ростов-на-Дону, 2015



Аннотация

Методические указания предназначены для студентов, обучающихся по направлению подготовки 15.03.06 (221000) «Мехатроника и робототехника».

Авторы

к.т.н. доцент Круглова Т.Н.,
к.т.н., доцент. Мартынов В.В.,
доцент Череватенко В.А.





Оглавление

| | |
|---|-----------|
| Практическое занятие №1 | 4 |
| АНАЛИЗ И СИНТЕЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ | 4 |
| | 15 |
| Практическое занятие №2 | 16 |
| ТОЧНОСТЬ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ..... | 16 |
| Практическое занятие №3 | 36 |
| СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МАНИПУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ ПРОМЫШЛЕННОГО РОБОТА РОБОТА | 36 |
| Практическое занятие №4 | 43 |
| ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ | 43 |
| Схема 2..... | 45 |
| Практическое занятие №5 | 74 |
| ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦИКЛОВОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРОМЫШЛЕННОГО РОБОТА С ТРЕМЯ СТЕПЕНЯМИ ПОДВИЖНОСТИ | 74 |
| СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ | 82 |

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №1

АНАЛИЗ И СИНТЕЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ

При управлении мехатронным модулем с вращательной кинематической парой часто используется привод поступательно-го действия, в частности, электрогидравлический с гидроцилиндрами. Целесообразность в таком приводе возникает при создании манипуляционных систем, работающих со значительными грузами. Примерами таких систем являются манипуляторы и роботы для стройиндустрии, горной промышленности. В этом случае к таким системам предъявляются особые требования по обеспечению точности позиционирования в пределах до 1-10 мм и стабильности скорости подъема-опускания.

Для определения конструктивных параметров мехатронного модуля и выбора структуры управления необходимо аргументировано подойти к вопросу о местах крепления управляющих гидроцилиндров, что сказывается, с одной стороны, на величину погрешности позиционирования, а с другой стороны, на саму возможность размещения гидроцилиндров, имеющих определенные геометрические размеры. В большинстве случаев при проведении исследований динамики таких систем считается, что нагрузка на шток гидроцилиндра является величиной постоянной, а скорость подъема или опускания звена манипулятора является неизменной. В действительности ввиду изменения геометрических параметров звена происходит перераспределение нагрузки на гидроцилиндр, что сказывается на изменении скорости движения его штока. Угловая скорость поворота звена мехатронного модуля при управлении только по положению звена зависит не только от изменения скорости движения штока при изменении нагрузки на последний, но и от самой геометрии крепления гидроцилиндра. Поэтому весьма актуальным является исследование процесса из-

Проектирование мехатронны систем

менении нагрузок на шток при движении приводных гидроцилиндров, а также их влияние и влияние геометрических параметров на скорость поворота звена манипулирования.

Расчетная схема для одной степени подвижности мехатронного модуля с гидравлическим приводом приведена на рис. 1.

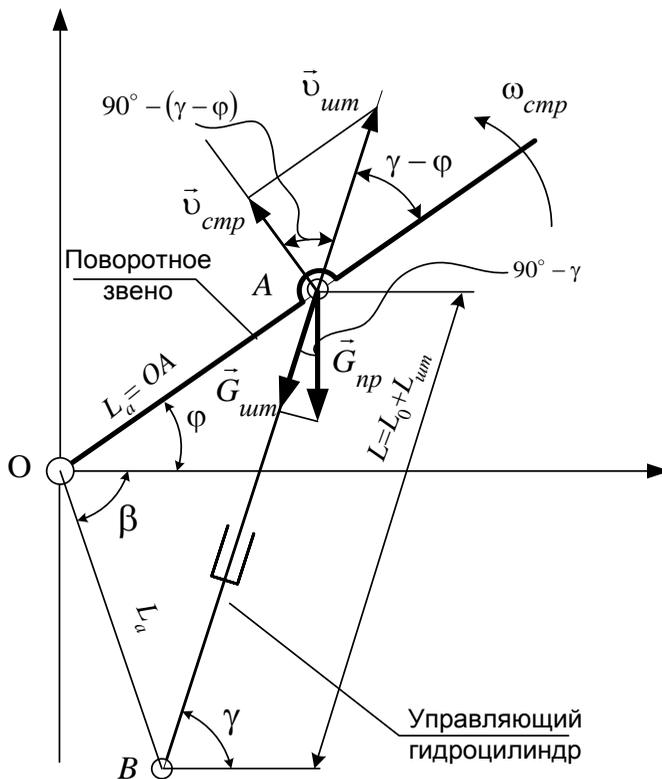


Рис. 1. Расчетная схема степени подвижности манипулятора

Отметим, что оптимальным с точки зрения минимизации суммарной среднеквадратичной кинематической погрешности является равенство длин OA и OB . Поэтому целесообразно принять $OA = OB = L_a$.

Проектирование мехатронны систем

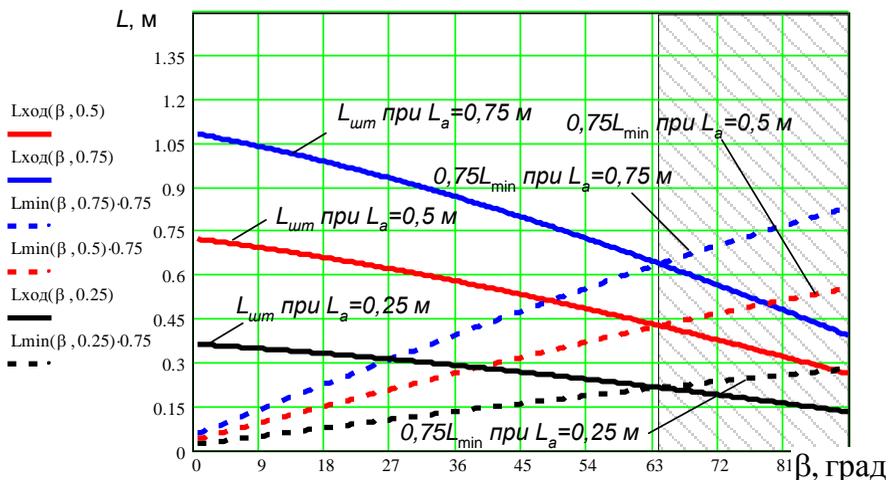
При выборе угла β , определяющего неподвижную точку B крепления гидроцилиндра, необходимо учитывать следующее. Расстояние $AB = L = L_0 + L_{ум}$, где L_0 – неизменяемая часть гидроцилиндра, включающая в себя конструкцию крепления, «мертвый» объем и часть штока; $L_{ум}$ – ход поршня гидроцилиндра, определяемый как $L_{ум} = L_{max} - L_{min}$, где

$$L_{min} = \sqrt{2}L_a \sqrt{1 - \cos(\varphi_{min} + \beta)},$$
$$L_{max} = \sqrt{2}L_a \sqrt{1 - \cos(\varphi_{max} + \beta)}$$

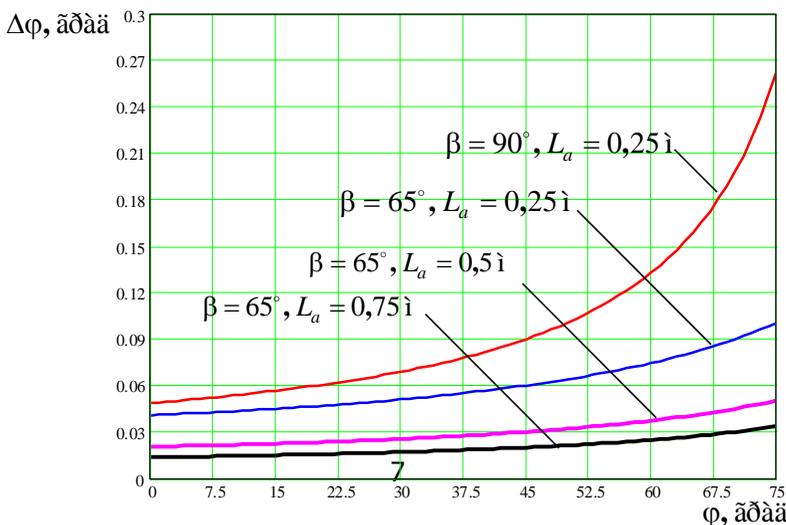
и φ_{max} , φ_{min} – максимальный и минимальный угла наклона звена манипулятора. Как правило, величина $L_{ум}$ составляет до 0,75 % от L_{min} . В этом случае величина β должна выбираться таким образом, чтобы выполнялось неравенство

$$L_{ум} \leq 0,75L_{min}. \quad (1)$$

Из рис. 2, на котором приведено графическое решение этой задачи, видно, что условие (1) будет выполнено при $\beta \geq 65^\circ$.


 Рис. 2. График для определения параметра β

Из рис. 2 на основании выбора конструктивного угла β определяется ход поршня гидроцилиндра $L_{\phi\delta}$. При этом следует иметь ввиду, что при больших значениях $L_{\phi\delta}$ возможен изгиб штока. Малые значения $L_{\phi\delta}$ получаются при $\beta \approx 90^\circ$ и малых


 Рис. 3. Кинематическая погрешность при $\beta = \text{var}$ и $L_a = \text{var}$.

Проектирование мехатронны систем

значениях L_a . В то же время увеличение конструктивного угла β и минимизация конструктивного параметра L_a отрицательно сказывается на точность позиционирования по углу φ в части ее кинематической составляющей (рис. 3). Из рис. 3 видно, что при углах наклона стрелы $\varphi > 70^\circ$ кинематическая составляющая погрешности позиционирования возрастает в 2-3 раза в зависимости от угла β и в 1,5-2 раза в зависимости от величины L_a .

Величина нагрузки на шток гидроцилиндра $G_{шт}$ в зависимости от угла поворота φ определится как

$$G_{шт} = G_{np} \sin \gamma, \quad (2)$$

где G_{np} – приведенная вертикальная нагрузка от всех сил, действующих на звено манипулятора; γ – угол наклона гидроцилиндра, определяемый как

$$\gamma = \varphi + \arccos\left(\frac{L}{2L_a}\right) \text{ или } \gamma = \frac{\pi}{2} + \frac{\varphi - \beta}{2}.$$

График зависимости (2) приведен на рис. 4, из которого видно, что изменение величины нагрузки на шток незначительное ($\approx 1,2$ раза).

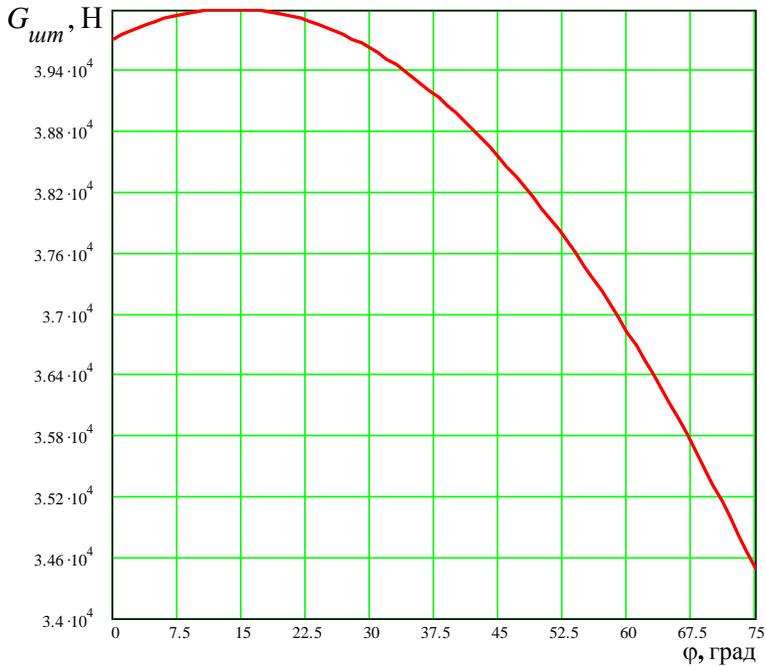


Рис. 4. Изменение нагрузки на шток гидроцилиндра в зависимости от угла наклона звена

Угловая скорость звена манипулятора $\omega_{зв}$ также является функцией угла наклона звена φ :

$$\omega_{зв} = v_{шт} \frac{\sqrt{2(1 - \cos(\varphi + \beta))}}{L_a \sin(\varphi + \beta)}, \quad (3)$$

где $v_{шт}$ – скорость перемещения поршня гидроцилиндра.

График зависимости (3) при $\beta = 65^\circ$ и $v_{шт} = 0,1$ м/с приведен на рис. 5, из которого видно, что при изменении угла наклона звена от 0 до 75° его угловая скорость (при условии постоянства

скорости $\omega_{шт}$) изменяется более чем в 4 раза.

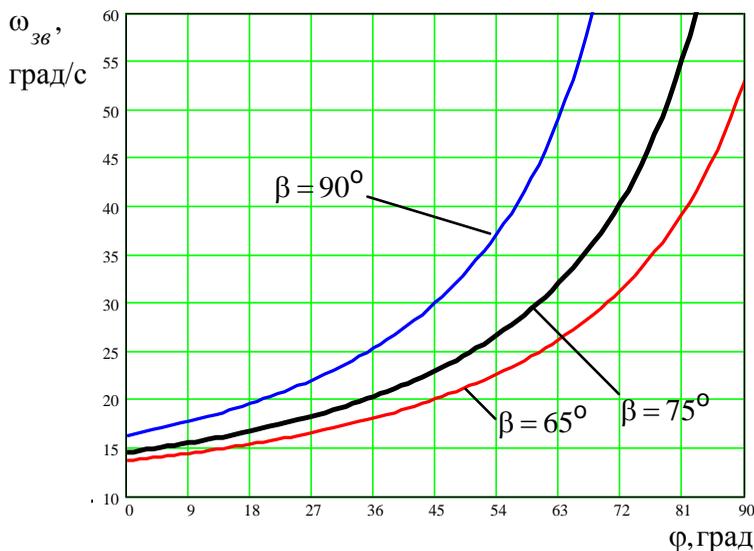


Рис. 5. График изменения скорости звена

Таким образом, анализ кинематических параметров звена мехатронной системы с приводом от поступательно движущегося исполнительного механизма показывает, что при синтезе структуры управления звеном манипулятора с целью обеспечения постоянства его скорости вращения необходимо вводить коррекцию на скорость поступательно движущегося исполнительного привода.

Ниже приведен листинг программы анализа и синтеза кинематических параметров мехатронных модулей движения в среде MathCad.



Исходные данные:

Коэффициент перевода из градусов в радианы:

$$K := \frac{\pi}{180} \quad K = 0.0175$$

$$\varphi_{\text{дд}} := 45 \cdot K \quad \varphi_{\text{min}} := 0 \cdot K \quad \varphi_{\text{max}} := 90 \cdot K$$

$$G_{\text{дд}} := 4000 \text{ Н}$$

Ограничения: $\cdot + \cdot$ не равно 0.

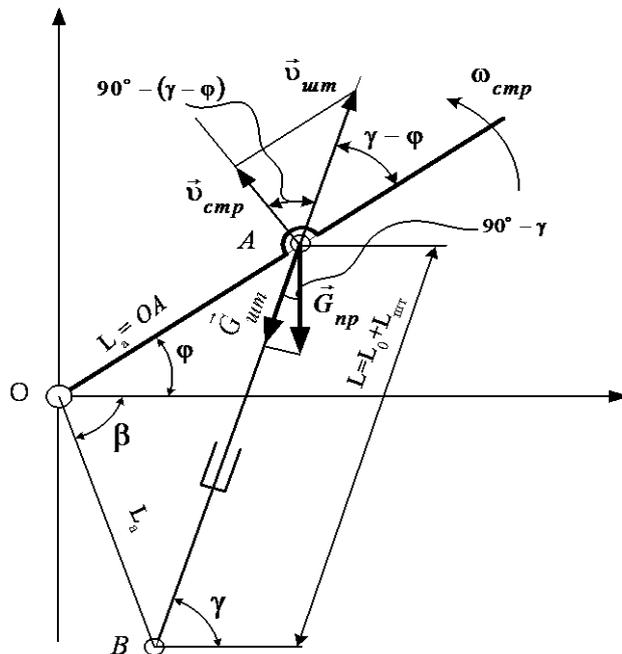
Тогда $\cdot > 0$

Выбранные или варьируемые параметры:

$$L_a := 0.5, 0.6..2$$

$$\varphi := \varphi_{\text{min}}, (\varphi_{\text{min}} + 1 \cdot K).. \varphi_{\text{max}}$$

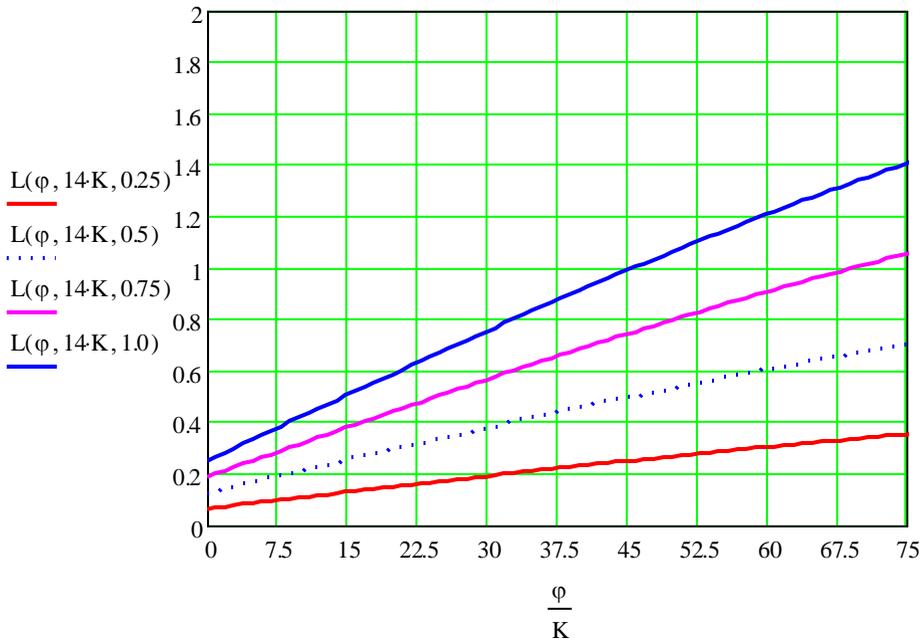
$$\beta := 0.01, 1 \cdot K.. 90 \cdot K$$



Решаем обратную задачу кинематики:

$$L_{\text{лит}}(\varphi, \beta, L_a) := \sqrt{2} \cdot L_a \cdot \sqrt{1 - \cos(\varphi + \beta)}$$

Проектирование мехатронны систем

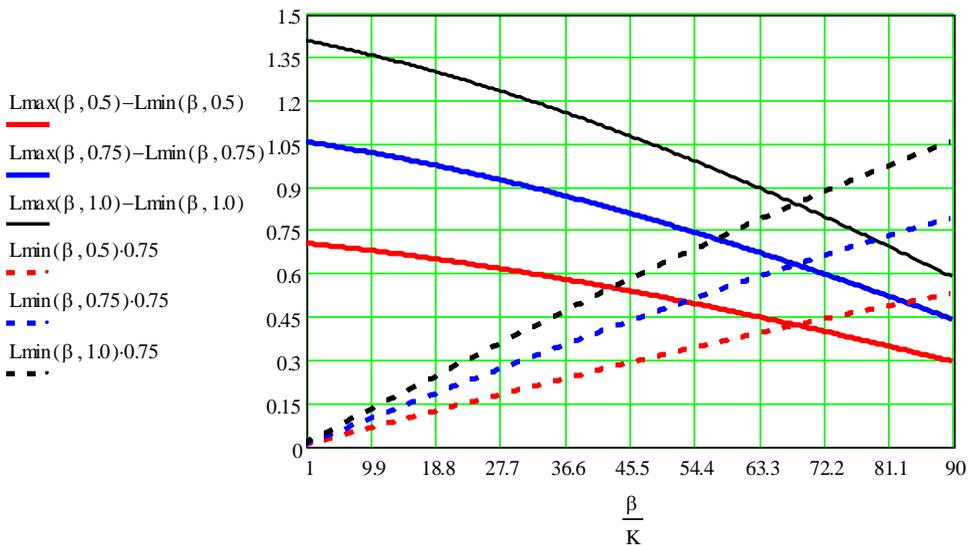


Рассчитываем ход поршня при $\beta = \text{var}$ и $L_a = 0,5$ м и $L_a = 0,75$ м:

$$\beta := 0.01, 1 \cdot K.. 90 \cdot K$$

$$L_{\min}(\beta, L_a) := \sqrt{2} \cdot L_a \cdot \sqrt{1 - \cos(\varphi_{\min} + \beta)}$$

$$L_{\max}(\beta, L_a) := \sqrt{2} \cdot L_a \cdot \sqrt{1 - \cos(\varphi_{\max} + \beta)}$$



Предварительно принимаем $\beta = 14$ град и $L_a = 0,5$ м.

$$L_{\min}(14 \cdot K, 0.5) = 0.122$$

$$L_{\max}(14 \cdot K, 0.5) = 0.788$$

$$L_{\text{дв}} := L_{\max}(14 \cdot K, 0.5) - L_{\min}(14 \cdot K, 0.5)$$

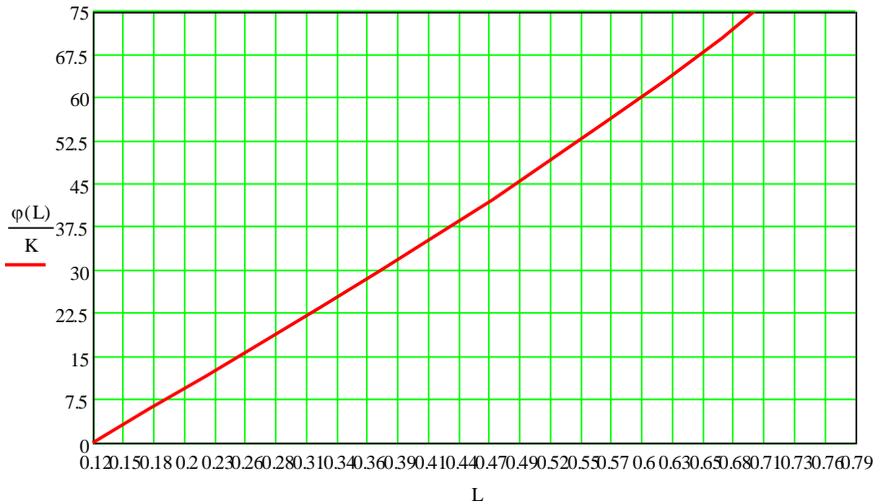
Ход поршня, м: $L_{\text{дв}} = 0.666$

Определяем зависимость $\varphi(L)$:

$$L_{\text{дв}} := L_{\min}(14 \cdot K, 0.5), L_{\min}(14 \cdot K, 0.5) + 0.05 \cdot L_{\max}(14 \cdot K, 0.5)$$

$$\beta := 14 \cdot K \quad L_a := 0.5$$

$$\varphi(L) := \arccos\left(1 - \frac{L^2}{2 \cdot L_a^2}\right) - \beta$$



Рассчитываем погрешности позиционирования:

$$L := \sqrt{2} \cdot La \cdot \sqrt{1 - \cos(\varphi + \beta)}$$

Предварительно принимаем:

$$\Delta L := 0.0001: \quad \text{м}$$

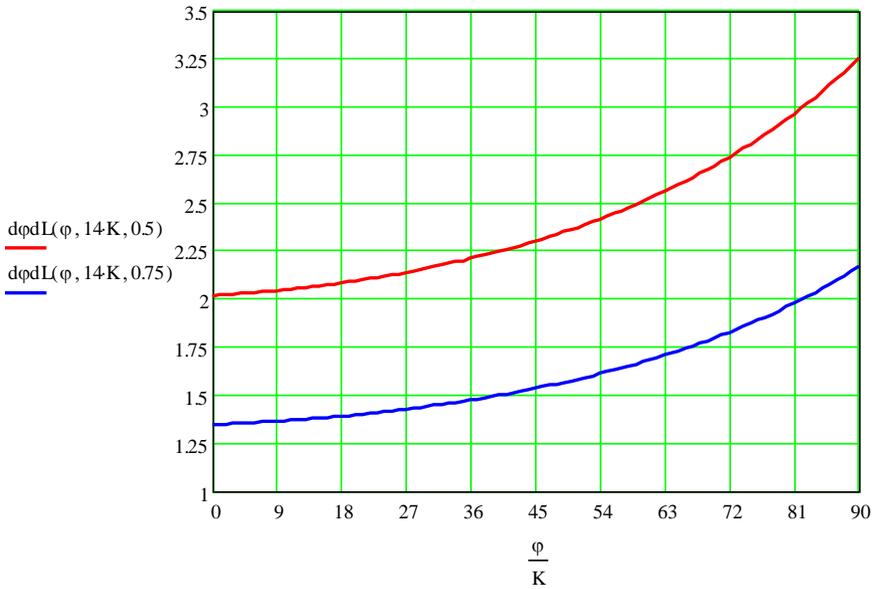
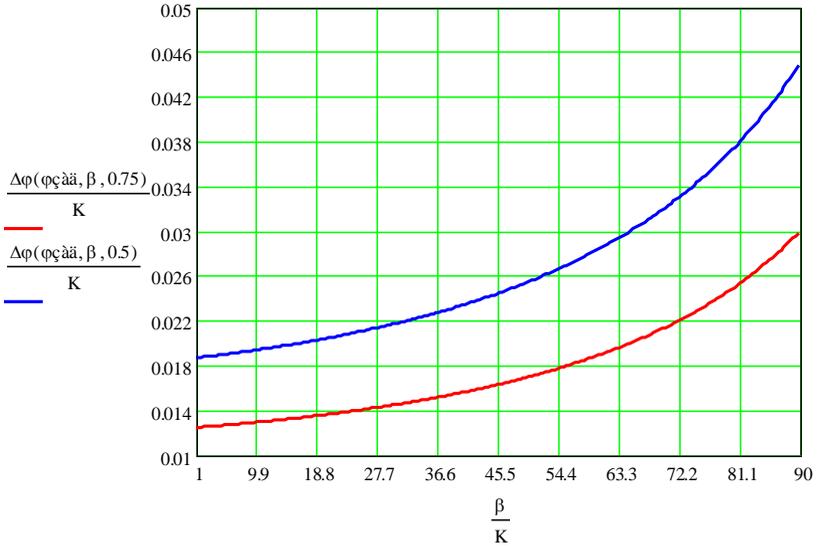
$$\varphi := \varphi_{\min}, (\varphi_{\min} + 1 \cdot K) \dots \varphi_{\max}$$

$$d\varphi dL(\varphi, \beta, La) := \frac{\sqrt{2}}{La} \cdot \frac{(1 - \cos(\varphi + \beta))^{\frac{1}{2}}}{\sin(\varphi + \beta)}$$

$$\Delta\varphi(\varphi, \beta, La) := d\varphi dL(\varphi, \beta, La) \cdot \Delta L$$

$$\frac{\Delta\varphi(\varphi_{\text{ср}}, 14 \cdot K, 0.5)}{K} = 0.02$$

Проектирование мехатронны систем



ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №2

ТОЧНОСТЬ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ

Пример 1. Для механизма, показанного на рис. 1, у которого ведущим звеном, совершающим поступательное перемещение, является ползун (поршень) 1, а ведомым звеном является звено 3 с исполнительным (рабочим) органом в точке A , необходимо найти зависимость , провести анализ ее коэффициента влияния . Также необходимо найти выражения для ошибки позиционирования рабочего органа, работающего в декартовой системе координат .

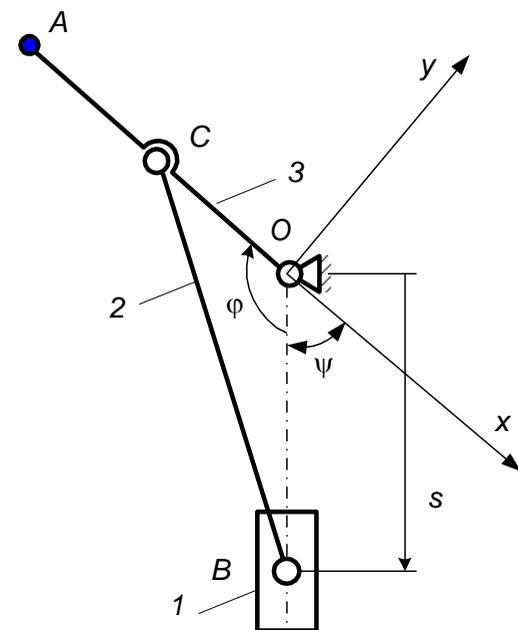


Рис. 1

Решение.

Согласно рис. 1 для данного механизма при ведущем звене 1 перемещение ползуна может происходить в пределах от до . При этом угол φ будет изменяться в пределах от $\varphi = 0$ до $\varphi = 180^\circ$.

Проектирование мехатронны систем

Искомая зависимость $\Delta\varphi = f(\Delta s) = k_s \Delta s$ после дифференцирования выражения (4.1) примет вид:

$$\Delta\varphi = - \frac{4s^2 l_3 - 2l_3 (s^2 + l_3^2 - l_2^2)}{4s^2 l_3^2 \sqrt{1 - \left(\frac{s^2 + l_3^2 - l_2^2}{2sl_3} \right)^2}} \cdot \Delta s,$$

где

$$k_s = - \frac{4s^2 l_3 - 2l_3 (s^2 + l_3^2 - l_2^2)}{4s^2 l_3^2 \sqrt{1 - \left(\frac{s^2 + l_3^2 - l_2^2}{2sl_3} \right)^2}}.$$

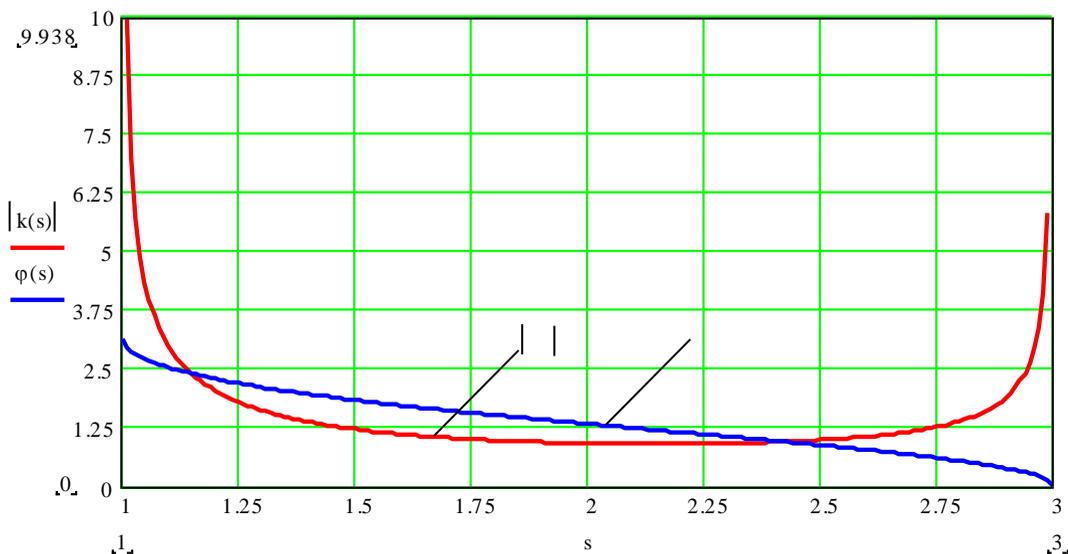


Рис. 2

Графическая интерпретация выражений (1) и (2) в диапазоне перемещений от s_{\min} до s_{\max} при условных параметрах

Проектирование мехатронны систем

механизма $l_2 = 2$ и $l_1 = 1$ показана на рис. 2.*)

Из зависимости $k_s = f(s)$ видно, что в диапазонах перемещений ползуна $1,2s_{\min} \div 1,2s_{\min}$ и $0,8s_{\max} \div s_{\max}$ коэффициент влияния k_s начинает резко возрастать и при $s = s_{\min}$ и $s = s_{\max}$ стремится к бесконечности. Следовательно, кинематическая ошибка $\Delta\varphi$ будет аналогично возрастать вплоть до бесконечности при предельных значениях перемещения s . Поэтому данный механизм при ведущем звене 1 целесообразно использовать в ограниченном диапазоне перемещений s .

Теперь запишем выражение для координат рабочего органа, находящегося в точке А:

$$x = k_3 l_3 \cos(\varphi + \psi); \quad y = -k_3 l_3 \sin(\varphi + \psi).$$

Дифференцируя эти зависимости по углу φ , получим выражения для коэффициентов влияния по координатам x и y :

$$k_x = \frac{\partial x}{\partial \varphi} = -k_3 l_3 \sin(\varphi + \psi); \quad k_y = \frac{\partial y}{\partial \varphi} = -k_3 l_3 \cos(\varphi + \psi)$$

Подставив в выражения (3) и (4) значение угла φ из формулы (.1), можно получить зависимости координат $x(s)$ и $y(s)$, а также коэффициентов влияния $k_x(s)$ и $k_y(s)$ как функции перемещений ползуна 1.

Суммарная погрешность позиционирования рабочего органа определится как

*) Здесь и далее все графические зависимости выполнены в среде MathCad.

$$\Delta\rho = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2} = \sqrt{(k_x \Delta\varphi)^2 + (k_y \Delta\varphi)^2} = k_3 l_3 \Delta\varphi =$$

$$= -k_3 \frac{4s^2 l_3 - 2l_3 (s^2 + l_3^2 - l_2^2)}{4s^2 l_3 \sqrt{1 - \left(\frac{s^2 + l_3^2 - l_2^2}{2sl_3} \right)^2}} \cdot \Delta s.$$

Пример 2. Для манипуляционного механизма, показанного на рис. 4, у которого ведущим звеном, совершающим поступательное перемещение, является поршень 1, а ведомым звеном является звено 3 с исполнительным (рабочим) органом в точке B, необходимо найти зависимость $\Delta\varphi = f(\Delta L)$, где $L = CD$ – длина соединительной штанги, являющаяся функцией перемещения

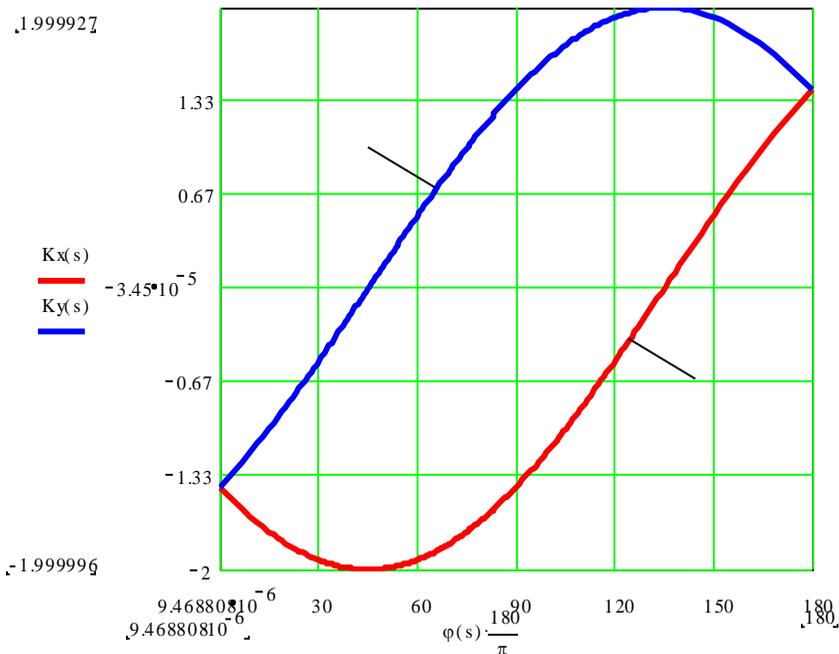
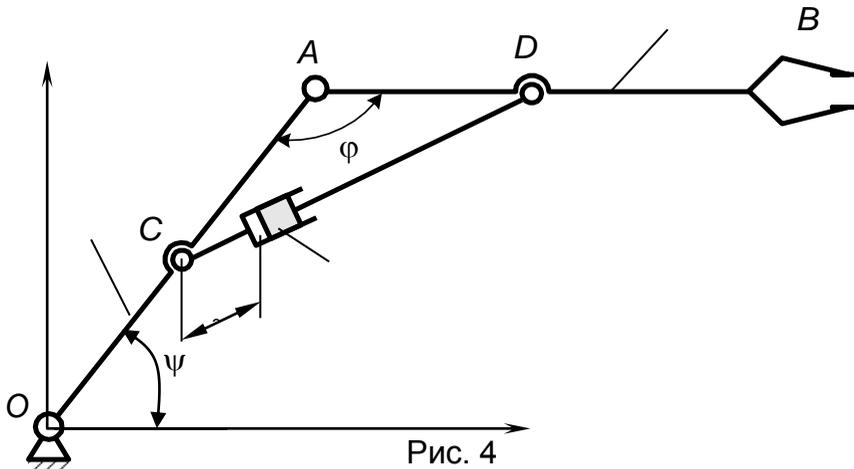


Рис. 3

поршня 1 , провести анализ коэффициента влияния $k_L = \frac{\partial \varphi}{\partial L}$, а

также найти погрешность позиционирования для точки B .

Решение. Пусть $a_2 = AC$, $a_3 = AD = ka_2$, где k – коэффициент пропорциональности, L_0 – конструктивно минимальная длина звена CD , $l_2 = OA$, $l_3 = AB$.



Из рис. 4 видно, что теоретически угол φ может изменяться в пределах от 0 до 180° . Практическая реализация механизма с таким диапазоном изменения угла φ затруднительна (но возможна при $k \neq 1$) и требует пространственного смещения звеньев 2 и 3 . Поэтому манипуляционные механизмы такого рода, как правило, проектируют для работы в диапазоне углов $\varphi > 0$ и $\varphi < 180^\circ$.

Для определения искомой зависимости $\Delta\varphi = f(\Delta L)$ можно, как и в примере 1, из математической записи теоремы косинусов выразить угол φ и продифференцировать эту зависимость по этому углу. Процедура дифференцирования несколько упростится, если теорему косинусов записать относительно параметра L :

$$L = \sqrt{a_2^2 + a_3^2 - 2a_2a_3 \cos \varphi}$$

и найти сначала зависимость $\Delta L = \frac{\partial L}{\partial \varphi} \Delta \varphi$, где

$$\frac{\partial L}{\partial \varphi} = \frac{a_2 a_3 \sin \varphi}{\sqrt{a_2^2 + a_3^2 - 2a_2 a_3 \cos \varphi}}.$$

Тогда величина $\Delta \varphi$ определится как

$$\Delta \varphi = \frac{\partial \varphi}{\partial \Delta L} \Delta L = k_L \Delta L = \frac{\sqrt{a_2^2 + a_3^2 - 2a_2 a_3 \cos \varphi}}{a_2 a_3 \sin \varphi} \Delta L,$$

где

$$k_L = \frac{\sqrt{a_2^2 + a_3^2 - 2a_2 a_3 \cos \varphi}}{a_2 a_3 \sin \varphi}.$$

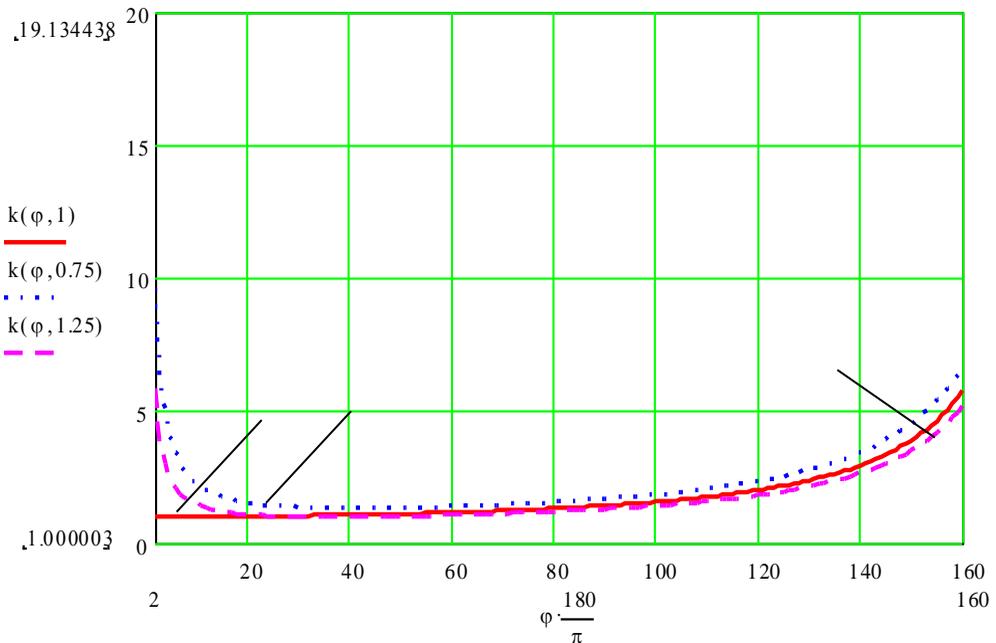


Рис. 5

$k = 1,25$ (кривая 3). Из анализа зависимости (4.6) и графиков, приведенных на рис. 4.5, следует что оптимальным с точки зрения минимизации суммарной среднеквадратичной погрешности является соотношение длин звеньев a_2 и a_3 , полученное при значении $k = 1$.

Особый интерес представляет исследование зависимости $k_L = f(a_2)$ при $k = 1$ (рис. 6). Из рис. 4.6 видно, что с уменьшением параметра a_2 (и соответственно a_1) коэффициент влияния k_L и, следовательно, кинематическая погрешность $\Delta\varphi$ гиперболически возрастают.

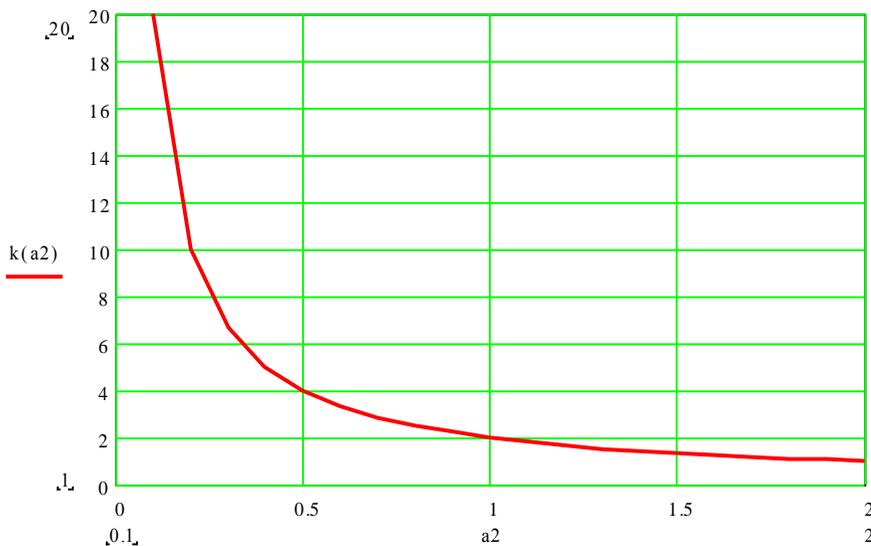


Рис. 6

Теперь определим общую погрешность позиционирования $\Delta\rho$ для рабочего органа, находящегося в точке B . Для этого запишем уравнения координат x_B и y_B точки B :

$$x_B = l_2 \cos \psi - l_3 \cos(\psi + \varphi)$$

$$y_B = l_2 \sin \psi - l_3 \sin(\psi + \varphi)$$

Графики полученных зависимостей приведены на рис. 7.

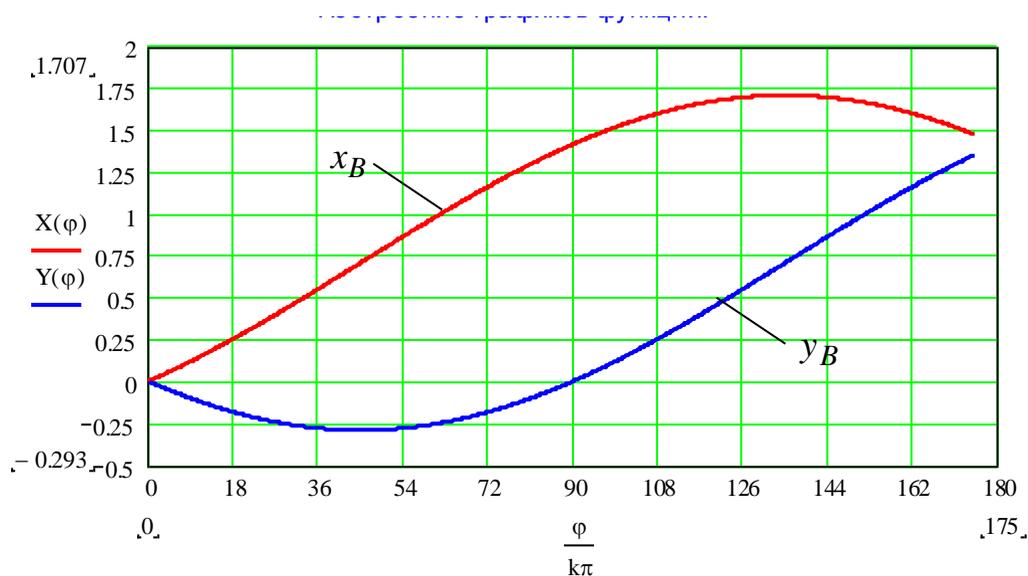


Рис. 7

Далее следует определить погрешности позиционирования для координат x и y при нормированной погрешности управления ΔL :

Проектирование мехатронны систем

$$\Delta x_B = \frac{\partial x_B}{\partial L} \cdot \Delta L = \frac{\partial x_B}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial L} \Delta L = \frac{\partial x_B}{\partial \varphi} \cdot k_L \cdot \Delta L;$$

$$\Delta y_B = \frac{\partial y_B}{\partial L} \cdot \Delta L = \frac{\partial y_B}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial L} \Delta L = \frac{\partial y_B}{\partial \varphi} \cdot k_L \cdot \Delta L,$$

где $\frac{\partial x_B}{\partial \varphi} = \sin(\psi + \varphi)$ и $\frac{\partial y_B}{\partial \varphi} = -\cos(\psi + \varphi)$

Суммарная погрешность позиционирования определится как

$$\Delta \rho = \sqrt{\Delta x_B^2 + \Delta y_B^2} = k_L \cdot \Delta L$$

Графики погрешностей $\Delta x_B, \Delta y_B$ и $\Delta \rho$ при $\Delta L = 0,001$ м приведены на рис. 4.8.

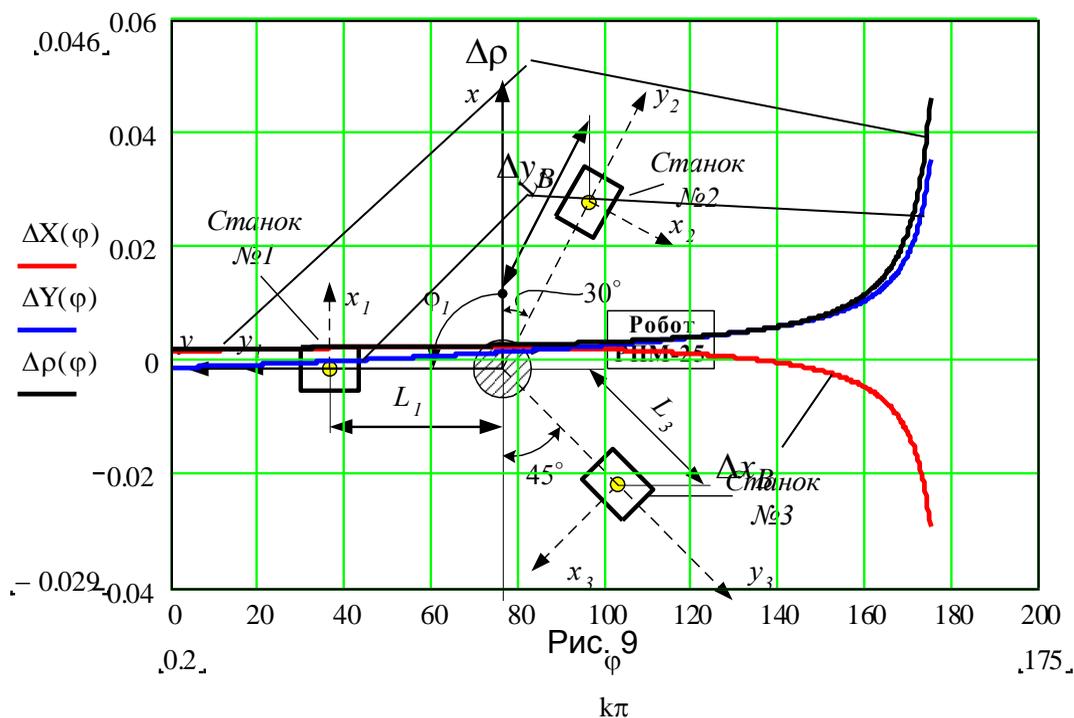


Рис. 8

Пример 3. Выбор компоновки модульного робота РПМ-25 по условию точности позиционирования. Робототехнический комплекс (РТК) состоит из робота РПМ-25 и обслуживаемых им станков, схема расположения которых показана на рис. 9.

В табл. 1 приведены координаты точек позиционирования для данных станков, а в табл. 2 – технические характеристики погрешностей модулей робота.

Проектирование мехатронны систем

Необходимо выбрать по условию наилучшей средней точности позиционирования компоновку робота. Варианты компоновки показаны на рис. 10.

Таблица 1

| №№ станка | L , мм | x , м | y , м | z , м |
|-----------|----------|-------------------------------|-------------------------------|---------|
| 1 | 1,8 | 0 | 1,8 | 1,7 |
| 2 | 2,0 | $L_2 \cos 30^\circ = 1,732$ | $-L_2 \sin 30^\circ = -1,0$ | 2,2 |
| 3 | 1,6 | $-L_3 \cos 45^\circ = -1,131$ | $-L_3 \sin 45^\circ = -1,131$ | 2,0 |

Таблица 2

| Модуль | Погрешность | |
|----------------------|------------------------------------|---------------------------|
| | обозначение | значение |
| Поворота | $\Delta\varphi_1$ | $7,2 \cdot 10^{-4}$, рад |
| Подъема | ΔS_2 | $4 \cdot 10^{-4}$, м |
| Выдвижения руки | ΔS_3 | $2 \cdot 10^{-4}$, м |
| Наклона плеча и руки | $\Delta\varphi_1, \Delta\varphi_1$ | $7,8 \cdot 10^{-4}$, рад |

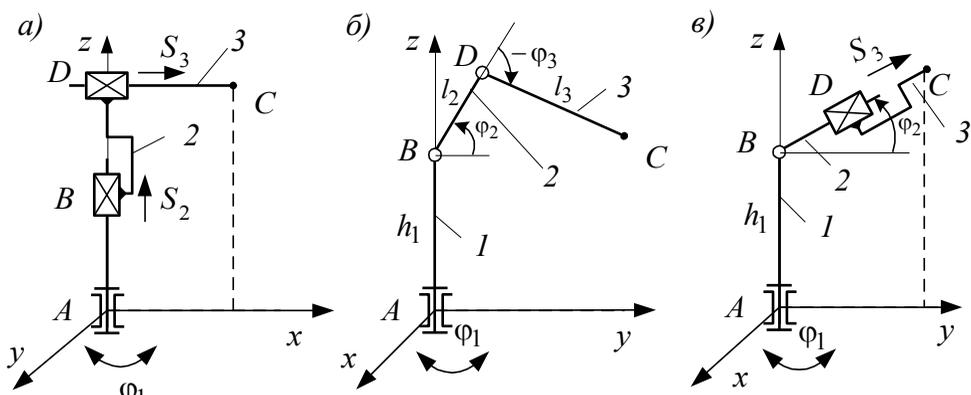


Рис. 10

Расчет точности позиционирования для робота РПМ-25 компоновки 1 (рис. 10, а)

Координаты схвата робота:

$$x = \sqrt{h^2 + S_3^2} \cdot \cos \varphi_1;$$

$$y = \sqrt{h^2 + S_3^2} \cdot \sin \varphi_1;$$

$$z = S_2,$$

(7)

где $h = 0,4$ м – смещение оси модуля выдвижения руки относительно оси поворота робота (ось z) в плоскости xy .

Подставляя в (4.7) значения x, y и z из табл. 4.1, определяем значения обобщенных координат φ_1, S_2 и S_3 :

$$S_3 = \sqrt{x^2 + y^2 - h^2}; \quad S_2 = z; \quad \varphi_1 = \arccos \frac{x}{\sqrt{h^2 + S_3^2}}.$$

Рассчитанные значения φ_1, S_2 и S_3 заносим в таблицу 3.

Выражения для ошибок позиционирования робота данной

Проектирование мехатронны систем

КОМПОНОВКИ ИМЕЮТ ВИД:

$$\Delta x = \frac{\partial x}{\partial \varphi_1} \Delta \varphi_1 + \frac{\partial x}{\partial S_3} \Delta S_3 = -\Delta \varphi_1 \sqrt{h^2 + S_3^2} \sin \varphi_1 + \Delta S_3 \frac{S_3}{\sqrt{h^2 + S_3^2}} \cos \varphi_1;$$

$$\Delta y = \frac{\partial y}{\partial \varphi_1} \Delta \varphi_1 + \frac{\partial y}{\partial S_3} \Delta S_3 = \Delta \varphi_1 \sqrt{h^2 + S_3^2} \cos \varphi_1 + \Delta S_3 \frac{S_3}{\sqrt{h^2 + S_3^2}} \sin \varphi_1;$$

$$\Delta z = \frac{\partial z}{\partial S_2} \Delta S_2 = \Delta S_2.$$

(8)

Модуль максимальной ошибки позиционирования и средняя ошибка позиционирования при обслуживании участка роботом данной компоновки определяются как

$$\Delta \rho_i = \sqrt{\Delta x_i^2 + \Delta y_i^2 + \Delta z_i^2};$$

$$\Delta \rho_{cp} = \sum_{i=1}^3 \frac{\Delta \rho}{3},$$

(9)

где i – номер станка.

Рассчитанные значения ошибок заносим в таблицу 3.

Таблица 3

| №№ станка | φ_1 , град | S_2 , м | S_3 , м | Δx_i | Δy_i | Δz_i | $\Delta \rho_i$ | $\Delta \rho_{cp}$ | |
|-----------|--------------------|-----------|-----------|----------------------|--------------|--------------|-----------------|--------------------|-------|
| | | | | $\times 10^{-3}$, м | | | | | |
| i | 1 | 90 | 1,7 | 1,755 | -1,296 | 0,195 | 0,4 | 1,370 | 1,310 |
| | 2 | 330 | 2,2 | 1,685 | 0,792 | 0,983 | 0,4 | 1,324 | |
| | 3 | 135 | 2,0 | 1,549 | -0,951 | -0,678 | 0,4 | 1,235 | |

Расчет точности позиционирования для робота РПМ-25 компоновки 2 (рис. 10, б)

Координаты схвата робота:

Проектирование мехатронны систем

$$\begin{aligned}
 x &= \cos \varphi_1 [l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos(\varphi_2 + \varphi_3)]; \\
 y &= \sin \varphi_1 [l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos(\varphi_2 + \varphi_3)]; \\
 z &= h_1 + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin(\varphi_2 + \varphi_3),
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

где $h_1 = 1,8$ м ; $l_2 = 0,8$ м; $l_3 = 1,5$ м.

Подставляя в (4.10) значения x, y и z из табл. 4.1, определяем значения обобщенных координат φ_1, φ_2 и φ_3 :

$$\begin{aligned}
 \varphi_2 &= \operatorname{arctg} \frac{z - h_1}{\sqrt{x^2 + y^2}} - \operatorname{arccos} \frac{l_2^2 - l_3^2 + x^2 + y^2 + (z - h_1)^2}{2l_2 \sqrt{x^2 + y^2} + (z - h_1)^2}; \\
 \varphi_3 &= - \left[\pi - \operatorname{arccos} \frac{l_2^2 + l_3^2 - x^2 - y^2 - (z - h_1)^2}{2l_2 l_3} \right]; \\
 \varphi_1 &= \operatorname{arccos} \frac{x}{l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos(\varphi_2 + \varphi_3)}.
 \end{aligned}$$

Рассчитанные значения φ_1, φ_2 и φ_3 заносим в таблицу 4.

Выражения для ошибок позиционирования робота имеют вид:

$$\begin{aligned}
 \Delta x &= \frac{\partial x}{\partial \varphi_1} \Delta \varphi_1 + \frac{\partial x}{\partial \varphi_2} \Delta \varphi_2 + \frac{\partial x}{\partial \varphi_3} \Delta \varphi_3 = \\
 &= -\Delta \varphi_1 \sin \varphi_1 [l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos(\varphi_2 + \varphi_3)] + \\
 &+ \cos \varphi_1 [-l_2 \Delta \varphi_2 \sin \varphi_2 - l_3 (\Delta \varphi_2 + \Delta \varphi_3) \sin(\varphi_2 + \varphi_3)]; \\
 \Delta y &= \frac{\partial y}{\partial \varphi_1} \Delta \varphi_1 + \frac{\partial y}{\partial \varphi_2} \Delta \varphi_2 + \frac{\partial y}{\partial \varphi_3} \Delta \varphi_3 = \\
 &= \Delta \varphi_1 \cos \varphi_1 [l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos(\varphi_2 + \varphi_3)] + \\
 &+ \sin \varphi_1 [-l_2 \Delta \varphi_2 \sin \varphi_2 - l_3 (\Delta \varphi_2 + \Delta \varphi_3) \sin(\varphi_2 + \varphi_3)]; \\
 \Delta z &= \frac{\partial z}{\partial \varphi_2} \Delta \varphi_2 + \frac{\partial z}{\partial \varphi_3} \Delta \varphi_3 = \Delta \varphi_2 l_2 \cos \varphi_2 + l_3 (\Delta \varphi_2 + \Delta \varphi_3) \cos(\varphi_2 + \varphi_3).
 \end{aligned}$$

(11)

Модуль максимальной ошибки позиционирования и средняя ошибка позиционирования при обслуживании участка роботом данной компоновки определяются по выражениям (4.9).

Рассчитанные значения ошибок заносим в таблицу 4.

Таблица 4

| №№ станка | φ_1 , град | φ_2 , М | φ_3 , М | Δx_i | Δy_i | Δz_i | $\Delta \rho_i$ | $\Delta \rho_{cp}$ | |
|-----------|--------------------|-----------------|-----------------|----------------------|--------------|--------------|-----------------|--------------------|-------|
| | | | | $\times 10^{-3}$, М | | | | | |
| i | 1 | 90 | 58,2 | -81,4 | -0,996 | 2,745 | -0,486 | 2,960 | 2,540 |
| | 2 | 330 | -27,3 | -58,1 | 0,511 | 1,333 | -2,363 | 2,761 | |
| | 3 | 135 | -60,3 | -97 | -0,233 | -0,572 | 1,776 | 1,880 | |

Расчет точности позиционирования для робота РПМ-25 компоновки 3 (рис. 10, в)

Координаты схвата робота:

$$x = S_3 \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 ;$$

$$y = S_3 \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 ;$$

$$z = h_1 + S_3 \sin \varphi_2 ,$$

Проектирование мехатронны систем

(12)

 где $h_1 = 1,8$ м.

Подставляя в (12) значения x, y и z из табл. 4.1, определяем значения обобщенных координат φ_1, φ_2 и S_3 :

$$\varphi_2 = \mathbf{arctg} \frac{z - h_1}{\sqrt{x^2 + y^2}};$$

$$S_3 = \sqrt{x^2 + y^2 + (z - h_1)^2};$$

$$\varphi_1 = \mathbf{arccos} \frac{x}{S_3 \cos \varphi_2}.$$

Рассчитанные значения φ_1, φ_2 и S_3 заносим в таблицу 5.

Выражения для ошибок позиционирования робота имеют вид:

$$\begin{aligned} \Delta x &= \frac{\partial x}{\partial \varphi_1} \Delta \varphi_1 + \frac{\partial x}{\partial \varphi_2} \Delta \varphi_2 + \frac{\partial x}{\partial S_3} \Delta S_3 = \\ &= \Delta S_3 \mathbf{cos} \varphi_1 \mathbf{cos} \varphi_2 - \Delta \varphi_2 S_3 \mathbf{cos} \varphi_1 \mathbf{sin} \varphi_2 - \Delta \varphi_1 S_3 \mathbf{sin} \varphi_1 \mathbf{cos} \varphi_2; \\ \Delta y &= \frac{\partial y}{\partial \varphi_1} \Delta \varphi_1 + \frac{\partial y}{\partial \varphi_2} \Delta \varphi_2 + \frac{\partial y}{\partial S_3} \Delta S_3 = \\ &= \Delta S_3 \mathbf{sin} \varphi_1 \mathbf{cos} \varphi_2 - \Delta \varphi_2 S_3 \mathbf{sin} \varphi_1 \mathbf{sin} \varphi_2 + \Delta \varphi_1 S_3 \mathbf{cos} \varphi_1 \mathbf{cos} \varphi_2; \\ \Delta z &= \frac{\partial z}{\partial \varphi_2} \Delta \varphi_2 + \frac{\partial z}{\partial S_3} \Delta S_3 = \Delta S_3 \mathbf{sin} \varphi_2 + \Delta \varphi_2 S_3 \mathbf{cos} \varphi_2. \end{aligned}$$

(13)

Модуль максимальной ошибки позиционирования и средняя ошибка позиционирования при обслуживании участка роботом данной компоновки определяются по выражениям (4.9).

Рассчитанные значения ошибок заносим в таблицу 5.

Таблица 4.5

| №№ станка | | φ ₁ , град | φ ₂ , м | S _з , м | Δx _i | Δy _i | Δz _i | Δρ _i | Δρ _{ср} |
|--------------|---|-----------------------|--------------------|--------------------|------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|------------------|
| | | | | | × 10 ⁻³ , м | | | | |
| i | 1 | 90 | -3,2 | 1,803 | -1,296 | 0,278 | 1,393 | 1,923 | 1,931 |
| | 2 | 330 | 11,3 | 2,04 | -0,820 | 1,189 | 1,599 | 2,155 | |
| | 3 | 135 | 7,13 | 1,611 | -0,844 | 0,784 | 1,272 | 1,716 | |

Таким образом, исходя из полученных значений средней погрешности, по условию наилучшей точности более подходит робот РПМ-25 исполнения 1 $\rho_{ср} = 1,31 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 1,31 \text{ мм}$.

Расчеты к практическому занятию по теме 4

$k\pi := \frac{\pi}{180}$ - переводной коэффициент из градусов в радианы

Задание постоянных параметров:

$\psi := 45 \cdot k\pi$ $l_2 := 1$ $l_3 := 1$ $a_2 := 0.5$ $\Delta L := 0.001$

$ka := 1$ $a_3 := a_2 \cdot ka$

Задание переменных $\varphi := 0, 0.2 \cdot k\pi.. 175 \cdot k\pi$

Расчет параметров механизма:

$L(\varphi) := \sqrt{a_2^2 + a_3^2 - 2 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot \cos(\varphi)}$

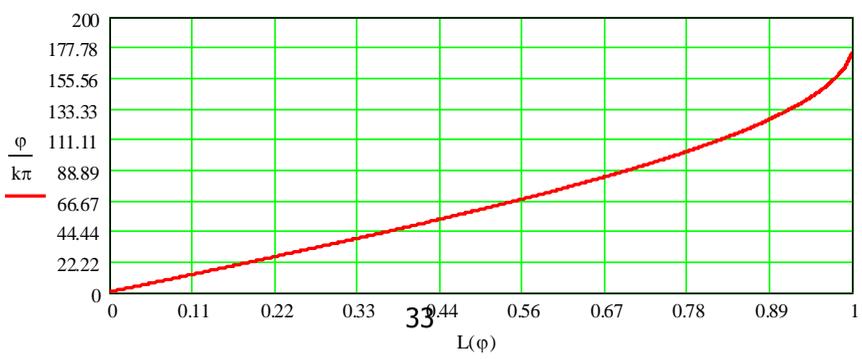
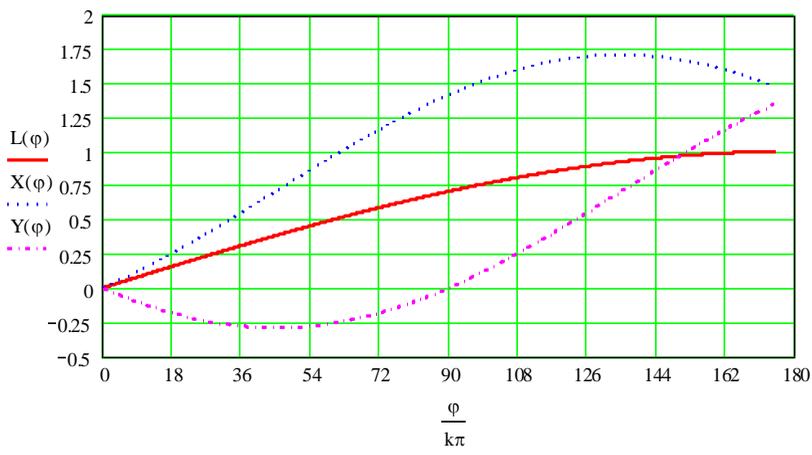
$X(\varphi) := l_2 \cdot \cos(\psi) - \cos(\psi + \varphi)$

$X(150 \cdot k\pi) = 1.673$

$Y(\varphi) := l_2 \cdot \sin(\psi) - \sin(\psi + \varphi)$

$Y(150 \cdot k\pi) = 0.966$

Построение графиков функций:



Проектирование мехатронны систем

Расчет коэффициентов ошибок механизма

Производная от функции $L(\varphi)$ по углу φ :

$$K_{\varphi}(\varphi) := \frac{1}{\left(a_2^2 + a_3^2 - 2 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot \cos(\varphi)\right)^{\frac{1}{2}}} \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot \sin(\varphi)$$

Производная от обратной функции по перемещению L : $K_L(\varphi) := \frac{1}{K_{\varphi}(\varphi)}$

Расчет ошибки по углу φ : $\Delta\varphi(\varphi) := K_L(\varphi) \cdot \Delta L$

Расчет ошибки позиционирования механизма

$$K_X(\varphi) := \frac{d}{d\varphi} X(\varphi) \quad K_Y(\varphi) := \frac{d}{d\varphi} Y(\varphi)$$

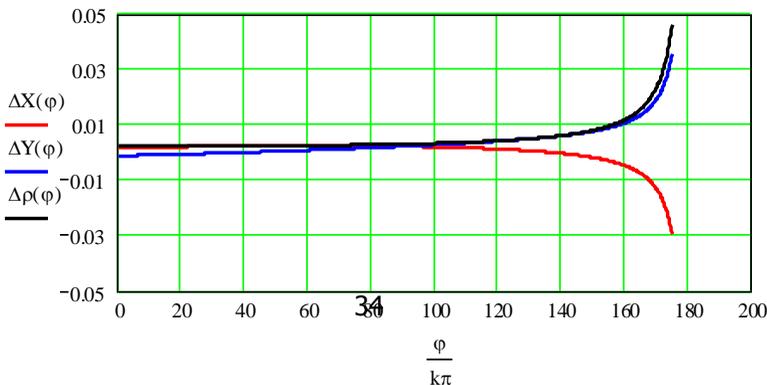
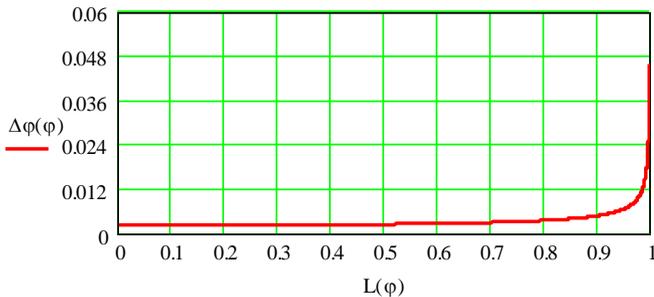
$$K_{XL}(\varphi) := K_X(\varphi) \cdot K_L(\varphi) \quad K_{YL}(\varphi) := K_Y(\varphi) \cdot K_L(\varphi)$$

$$\Delta X(\varphi) := K_{XL}(\varphi) \cdot \Delta L$$

$$\Delta Y(\varphi) := K_{YL}(\varphi) \cdot \Delta L$$

Суммарная ошибка позиционирования: $\Delta\rho(\varphi) := \sqrt{\Delta X(\varphi)^2 + \Delta Y(\varphi)^2}$

Построение графиков функций:



Проектирование мехатронны систем

Исследование коэффициента ошибки в зависимости от соотношения длин a_2 и a_3

$$ka := 0.1, 0.2, \dots, 2$$

$$a_3(ka) := a_2 \cdot ka$$

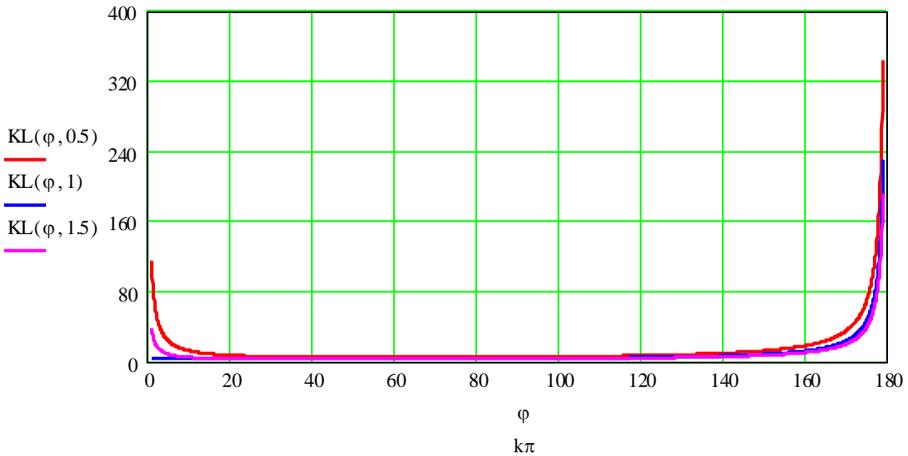
$$\varphi := 1 \cdot k\pi, 1.1 \cdot k\pi, \dots, 1.79 \cdot k\pi$$

$$L(\varphi, ka) := \sqrt{a_2^2 + a_3(ka)^2 - 2 \cdot a_2 \cdot a_3(ka) \cdot \cos(\varphi)}$$

$$\sqrt{a_2^2 + a_3(ka)^2 - 2 \cdot a_2 \cdot a_3(ka) \cdot \cos(\varphi)}$$

$$K\varphi(\varphi, ka) := \frac{1}{\left(a_2^2 + a_3(ka)^2 - 2 \cdot a_2 \cdot a_3(ka) \cdot \cos(\varphi)\right)^{\frac{1}{2}}} \cdot a_2 \cdot a_3(ka) \cdot \sin(\varphi)$$

$$KL(\varphi, ka) := \frac{1}{K\varphi(\varphi, ka)}$$



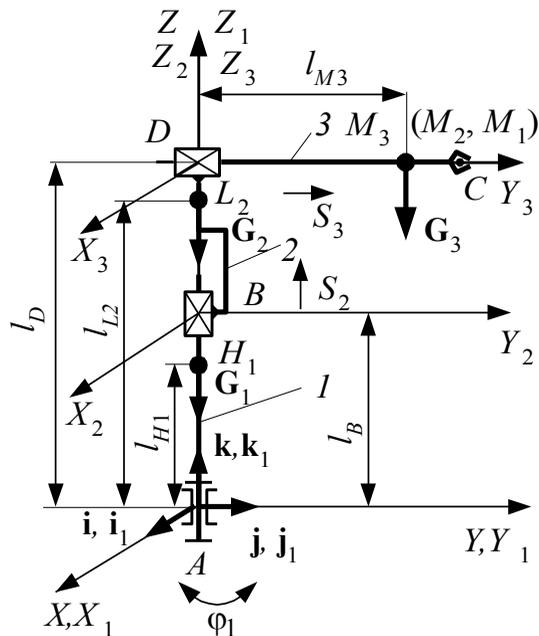
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №3

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МАНИПУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ ПРОМЫШЛЕННОГО РОБОТА РОБОТА

Силовой расчет ПР с горизонтальной выдвигающейся рукой, работающего в цилиндрической системе координат (рисунок). Например, ПР типа «Версатран» (США, Япония, Россия), а также типа ПР-10, «Циклон ЗБ» (Россия).

1. Определение ускорений центров масс звеньев. На кинематической схеме ПР (рисунок) за обобщенные координаты принимаются относительные перемещения звеньев в кинематических парах A , B и D – соответственно угол φ_1 и линейные перемещения S_2 и S_3 .

Со звеньями 1 , 2 и 3 связаны системы координат $X_1 Y_1 Z_1$, $X_2 Y_2 Z_2$ и $X_3 Y_3 Z_3$ с параллельными осями. Причем ось Z является общей для трех систем (Z_1, Z_2, Z_3) . Центры масс звеньев 1 и 2 расположены на оси вращательной пары A , совпадающей с осями Z_1 и Z_2 , и обозначены H_1 и L_2 , а центр массы звена 3 расположен на оси Y_3 этого звена и обозначен M_3 .



Рисунок

Ускорение центра масс звена 1 $a_{H_1} = 0$. Ускорение центра масс звена 2 определяется в сложном движении:

Проектирование мехатронны систем

$$a_{L_2} = a_{L_2}^e + a_{L_2}^r + a_{L_2}^k, \quad (1)$$

где $a_{L_2}^e, a_{L_2}^r, a_{L_2}^k$ – переносное, относительное и кориолисово ускорения точки L_2 . При этом составляющие a_{L_2} имеют значения: $a_{L_2}^e = 0$; $a_{L_2}^r = \ddot{S}_2 k$, где k – направляющий вектор поступательной пары B по оси Z ;

$\ddot{S}_2 = d^2 S_2 / dt^2$;

$a_{L_2}^k = 0$. Ускорение центра масс 3 также определяется в сложном движении (рисунок):

$$a_{M_3} = a_{M_3}^e + a_{M_3}^r + a_{M_3}^k. \quad (2)$$

Для определения составляющих ускорения a_{M_3} точку M_3 связывают со звеном 2 и обозначают ее M_2 , тогда переносное ускорение будет равно ускорению точки M_2 , т.е. $a_{M_3}^e = a_{M_2}$. В свою очередь, ускорение a_{M_2} определяется как сумма трех ускорений:

$$a_{M_2} = a_{M_2}^e + a_{M_2}^r + a_{M_2}^k, \quad (3)$$

где $a_{M_2}^e = a_{M_1}$ – ускорение точки M_2 звена 2 в переносном движении, равное ускорению условной точки M_1 , связанной со звеном 1 , совершающим вращательное движение; $a_{M_2}^r$ – относительное ускорение точки M_2 звена 2 (в движении относи-

тельно звена 1); $a_{M_2}^k$ – кориолисово ускорение точки M_2 звена 2.

Эти ускорения точки M_2 описываются уравнениями

$$\left. \begin{aligned} a_{M_2}^e &= a_{M_1} = -\dot{\varphi}_1^2 l_{M_3} \mathbf{j}_1 + \ddot{\varphi}_1 l_{M_3} \mathbf{i}_1; \\ a_{M_2}^r &= \ddot{S}_2 \mathbf{k}_1; \quad a_{M_2}^k = 0, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где $\dot{\varphi}_1$ и $\ddot{\varphi}_1$ – угловые скорость и ускорение звена 1; l_{M_3} – расстояние точки M_3 от оси Z .

Подставляя равенства (4) в уравнения (3), получаем

$$a_{M_2} = -\dot{\varphi}_1^2 l_{M_3} \mathbf{j}_1 + \ddot{\varphi}_1 l_{M_3} \mathbf{i}_1 + \ddot{S}_2 \mathbf{k}_1.$$

Учитывая, что $a_{M_3}^e = a_{M_2}$, можно записать

$$a_{M_3}^e = -\dot{\varphi}_1^2 l_{M_3} \mathbf{j}_1 + \ddot{\varphi}_1 l_{M_3} \mathbf{i}_1 + \ddot{S}_2 \mathbf{k}_1. \quad (5)$$

Ускорение точки M_3 звена 3 в ее движении относительно подобной точки, принадлежащей звену 2, в поступательном движении рассчитывают по формуле

$$a_{M_3}^r = \ddot{S}_3 \mathbf{j}_1. \quad (6)$$

Кориолисово ускорение точки M_3 звена 3 при ее движении относительно подобной точки, принадлежащей звену 2 и обозначенной M_2 ,

$$a_{M_3}^k = 2\dot{\varphi}_1 \mathbf{k}_1 \times \dot{S}_3 \mathbf{j}_1 = 2\dot{\varphi}_1 \dot{S}_3 \mathbf{i}_1, \quad (7)$$

где \dot{S}_3 – скорость точки M_3 звена 3 в движении относительно

той же точки M_2 звена 2.

Таким образом, ускорение центра масс M_3 можно найти путем подстановки (5) – (7) в (2):

$$a_{M_3} = \left(-\dot{\varphi}_1^2 l_{M_3} + \ddot{S}_3\right) \mathbf{j}_1 + \left(\ddot{\varphi}_1 l_{M_3} + 2\dot{\varphi}_1 \dot{S}_3\right) \mathbf{i}_1 + \ddot{S}_2 \mathbf{k}_1.$$

2. Определение сил и моментов сил инерции звеньев. Силы инерции каждого звена приводятся к двум векторам, приложенным в центрах масс, – главному вектору сил и главному моменту.

Главные векторы сил инерции согласно для рассматриваемой схемы (рисунок) имеют следующие выражения:

$$\mathbf{F}_1^u = 0;$$

$$\mathbf{F}_2^u = -m_2 \ddot{S}_2 \mathbf{k}_1; \quad (8)$$

$$\mathbf{F}_3^u = -m_3 \left[\left(-\dot{\varphi}_1^2 l_{M_3} + \ddot{S}_3\right) \mathbf{j}_1 + \left(\ddot{\varphi}_1 l_{M_3} + 2\dot{\varphi}_1 \dot{S}_3\right) \mathbf{i}_1 + \ddot{S}_2 \mathbf{k}_1 \right].$$

Главные моменты сил инерции звеньев:

$$\mathbf{M}_1^u = -J_{Z_1} \ddot{\varphi}_1 \mathbf{k}_1; \quad \mathbf{M}_2^u = -J_{Z_2} \ddot{\varphi}_1 \mathbf{k}_1; \quad \mathbf{M}_3^u = -J_{Z_3} \ddot{\varphi}_1 \mathbf{k}_1$$

,

где J_{Z_1} , J_{Z_2} , J_{Z_3} – моменты инерции звеньев 1-3 относительно центральных осей звеньев 1-3, параллельных оси Z .

3. Определение реакций в кинематических парах, моментов и сил приводов. Согласно методики, изложенной в лекционном курсе, размыкают кинематическую цепь и составляют уравнения сил или моментов.

Для звена 3 это уравнение сил имеет вид

$$\mathbf{G}_3 + \mathbf{F}_3^u + \mathbf{F}_D = 0, \quad (9)$$

Проектирование мехатронны систем

где G_3 , R_D – вес звена и реакция в опоре D .

Уравнение моментов сил относительно точки D :

$$\mathbf{M}_3^u - \mathbf{F}_3^u \times \mathbf{l}_{M_3} + \mathbf{G}_3 \times \mathbf{l}_{M_3} + \mathbf{M}_D = 0, \quad (10)$$

где \mathbf{l}_{M_3} – вектор, проведенный из точки D в точку M_3 ;

$\mathbf{M}_3^u = -J_{Z_3} \ddot{\phi}_1 \mathbf{k}_1$; \mathbf{M}_D – реактивный момент в поступательной паре D .

Уравнения (9) и (10) представляют в виде проекций на систему координат $X_3 Y_3 Z_3$.

Уравнение проекций сил на ось X_3 :

$$-m_3 (\ddot{\phi}_1 l_{M_3} + 2\dot{\phi}_1 \dot{S}_3) + R_{DX} = 0. \quad (11)$$

Уравнение проекций сил на ось Z_3 :

$$-m_3 \ddot{S}_2 - G_3 + R_{DZ} = 0. \quad (12)$$

Здесь R_{DX} и R_{DZ} – проекции реакции пары D на оси X_3 и Z_3 .

Уравнение моментов сил относительно оси X_3

$$M_{3X}^u - m_3 \ddot{S}_2 l_{M_3} + M_{DX} = 0, \quad (13)$$

где $M_{3X}^u = 0$.

Уравнение моментов сил относительно оси Y_3

$$M_{3Y}^u + M_{DY} = 0, \quad (14)$$

где $M_{3Y}^u = 0$; M_{DY} – проекция момента пары D на ось Y_3 .

Проектирование мехатронны систем

Уравнение моментов сил относительно оси Z_3

$$J_{Z_3} \ddot{\phi}_1 + m_3 (\ddot{\phi}_1 l_{M_3} + 2\dot{\phi}_1 \dot{S}_3) l_{M_3} + M_{DZ} = 0. (15)$$

Из уравнений (11) – (15) находим пять составляющих реакций в кинематической паре D .

Для определения усилия привода в поступательной паре D все силы проецируем на ось Y_3 :

$$- m_3 (\ddot{S}_3 - \dot{\phi}_1^2 l_{M_3}) = Q_D,$$

где Q_D – усилие привода в кинематической паре D .

Для кинематической цепи, состоящей из звеньев 2 и 3, уравнения проекций сил и моментов сил имеют следующий вид:

уравнение проекций сил на ось X_2

$$- m_3 (\dot{\phi}_1 l_{M_3} + 2\dot{\phi}_1 \dot{S}_3) + R_{B_X} = 0;$$

уравнение проекций сил на ось Y_2

$$- m_3 (\ddot{S}_3 - \dot{\phi}_1^2 l_{M_3}) + R_{B_Y} = 0;$$

уравнение проекций моментов сил на ось X_2

$$m_3 (\ddot{S}_3 - \dot{\phi}_1^2 l_{M_3}) (l_D - l_B) - m_3 \dot{\phi}_1^2 l_{M_3} - G_3 l_{M_3} + M_{B_X} = 0;$$

уравнение проекций моментов сил на ось Y_2

$$- m_3 (\dot{\phi}_1 l_{M_3} + 2\dot{\phi}_1 \dot{S}_3) (l_D - l_B) + M_{B_Y} = 0;$$

уравнение моментов сил относительно оси Z_2

$$m_3 (\ddot{\phi}_1 l_{M_3} + 2\dot{\phi}_1 \dot{S}_3) l_{M_3} + M_{B_Z} = 0.$$

Для определения усилий привода в поступательной паре B все силы проецируем на ось Z_2 :

Проектирование мехатронны систем

$$-(m_2 + m_3)\ddot{S}_2 - G_2 - G_3 = Q_B,$$

где Q_B – усилие привода в кинематической паре B .

Для определения реакций во вращательной паре A звена 1 проецируем силы на ось X_1 :

$$-m_3(\ddot{\varphi}_1 l_{M_3} + 2\dot{\varphi}_1 \dot{S}_3) + R_{AX} = 0;$$

уравнение проекций сил на ось Y_1 :

$$-m_3(\ddot{S}_3 - \dot{\varphi}_1^2 l_{M_3}) + R_{AY} = 0;$$

уравнение проекций сил на ось Z_1 :

$$-(m_2 + m_3)\ddot{S}_2 - G_1 - G_2 - G_3 + R_{AZ} = 0;$$

уравнение моментов относительно оси X_1 :

$$m_3(\ddot{S}_3 - \dot{\varphi}_1^2 l_{M_3}) l_D - m_3 \ddot{S}_2 l_{M_3} - G_3 l_{M_3} + M_{AX} = 0;$$

уравнение моментов относительно оси Y_1 :

$$-m_3(\ddot{\varphi}_1 l_{M_3} + 2\dot{\varphi}_1 \dot{S}_3) l_D + M_{AY} = 0.$$

Для нахождения момента привода во вращательной паре A составляют уравнение моментов относительно оси Z_1 :

$$-(J_{Z_1} + J_{Z_2} + J_{Z_3})\ddot{\varphi}_1 - m_3(\ddot{\varphi}_1 l_{M_3} + 2\dot{\varphi}_1 \dot{S}_3) l_{M_3} + M_A = 0,$$

где M_A – момент привода в кинематической паре A .

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №4

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ

Проектирование планетарных передач

Зубчатые передачи, имеющие колеса (сателлиты), обкатывающиеся вокруг центральных колес и, следовательно, имеющие подвижные оси, называются *эпициклическими*. Эти передачи делятся на *планетарные*, имеющие одно ведущее звено, и *дифференциальные*, имеющие два ведущих звена.

Наиболее распространенные четырехзвенные планетарные передачи с цилиндрическими колесами с внешним и внутренним зацеплениями показаны на рис. 1.

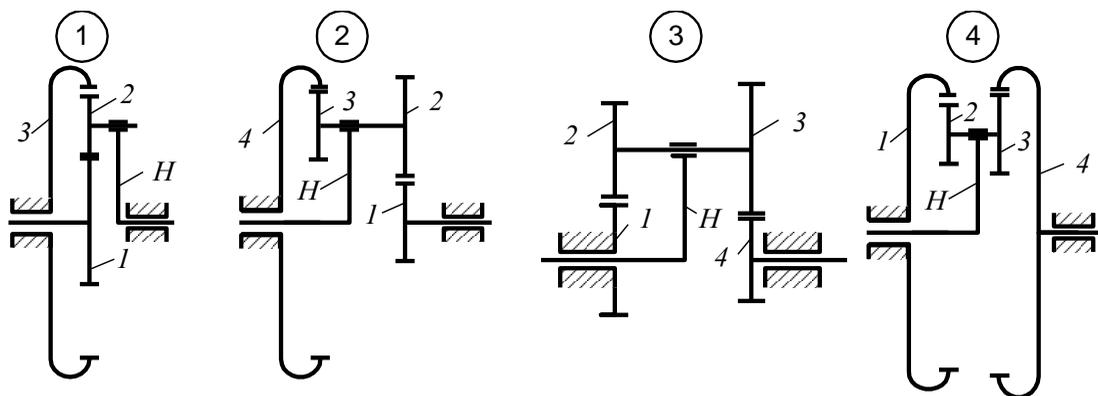


Рис. 1. Схемы планетарных редукторов

Проектирование мехатронны систем

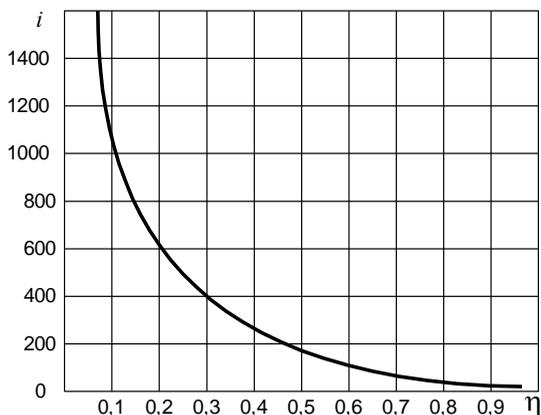


Рис. 2. Зависимость

$$i = f(\eta)$$

При выборе той или иной схемы планетарного механизма следует помнить, что редукторы по 1-й и 2-й схемам обладают достаточно высоким КПД ($\eta = 0,96 \div 0,98$). Эти редукторы целесообразно применять в качестве силовых передаточных механизмов. Но их передаточные отношения при передаче движения от колеса 1 к водилу H относительно невелики (табл. 1).

Редукторы, выполненные по схемам 3 или 4, как правило, не используются в силовых мощных передачах. Их целесообразно использовать для уменьшения числа оборотов в различных измерительных и понижающих скорость устройствах. Такие редукторы позволяют обеспечить значительные передаточные отношения. Однако следует помнить, во-первых, что при передаче движения от колеса 1 к водилу H может иметь место самоторможение, а во-вторых, что с увеличением передаточного отношения заметно снижается КПД передачи (рис. 2).

Таблица 1

| Вид передачи | Передаточное число | | | |
|----------------|--------------------|-------------|----------------------|---------|
| | Схема 1 | Схема 2 | Схема 3 | Схема 4 |
| $i_{1H}^{(3)}$ | 2,3 ÷ 9,0 | 2,0 ÷ 15 | 32 ÷ 1500 и более | |
| $i_{H1}^{(3)}$ | 0,445 ÷ 0,111 | 0,5 ÷ 0,067 | | |

Суть проектирования планетарных передач заключается в выборе и расчете по заданному передаточному отношению чисел зубьев всех колес передач на основе выполнения приведенных ниже условий.

1. *Условие соосности.* Согласно этому условию оси центральных колес проектируемого планетарного редуктора должны геометрически совпадать. Это будет иметь место, если межосевые расстояния зацепляющихся колес будут равны между собой. При условии равенства модулей всех колес это условие соответственно для схем 1 – 4 математически может быть записано следующим образом:

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2 ;$$

(1а)

$$z_1 + z_2 = z_4 - z_3 ;$$

(1б)

$$z_1 + z_2 = z_4 + z_3 ;$$

(1в)

$$z_1 - z_2 = z_4 - z_3 .$$

(1г)

Следует помнить, что приведенные выражения справедливы, если зубчатые колеса изготовлены без смещения.

2. *Условие соседства.* Исходя из требований к динамиче-

Проектирование мехатронны систем

ской уравновешенности механизма и уменьшения нагрузок на зубья колес устанавливают не один, а несколько сателлитов, которые располагают под равными углами, т.е. число сателлитов $k_s \geq 2$ (рекомендуется принимать $k_s = 3 \div 6$). Сателлиты располагают в одной плоскости, и окружности вершин зубьев сателлитов не должны касаться друг друга. Это условие будет выполняться в случае, когда (для каждой схемы редуктора)

$$\sin \frac{\pi}{k_s} > \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2} \quad \text{— для схем 1 и 2;}$$

$$\sin \frac{\pi}{k_s} > \frac{z_3 + 2h_a^*}{z_3 + z_4} \quad \text{— для схемы 3;}$$

$$\sin \frac{\pi}{k_s} > \frac{z_3 + 2h_a^*}{z_4 - z_3} \quad \text{— для схемы 4,}$$

где h_a^* — коэффициент высоты головки зуба, при нормальном эвольвентном зацеплении (угол зацепления $\alpha = 20^\circ$) $h_a^* = 1$.

Из последних выражений определим максимальное число сателлитов, которое может быть установлено в передаче:

$$k_{s \max} = \frac{\pi}{\arcsin \frac{z_2 + 2h_a^*}{z_1 + z_2}} \quad \text{— для схем 1 и 2;}$$

$$k_{s \max} = \frac{\pi}{\arcsin \frac{z_3 + 2h_a^*}{z_3 + z_4}} \quad \text{— для схемы 3;}$$

(2)

$$k_{s \max} = \frac{\pi}{\arcsin \frac{z_3 + 2h_a^*}{z_4 - z_3}} - \text{для схемы 4.}$$

Проверка условия $k_{s \text{ расч}} \leq k_{s \max}$, где $k_{s \text{ расч}}$ – расчетное или выбранное число спутников (причем $k_{s \text{ расч}}$ – целое число), и есть выполнение условия соседства.

3. Условие сборки. Это условие диктуется необходимостью осуществления зацепления спутников с центральными колесами и удовлетворяется в том случае, если сумма чисел зубьев центральных колес кратна числу спутников.

Для редуктора, выполненного по схеме 1, аналитически условие сборки записывается как

$$\frac{z_1 + z_2}{k_{s \text{ расч}}} = A,$$

где A – целое число.

Условие сборки для схем 2-4 можно не проверять. Возможность сборки достигается следующим образом: один спутник, жестко укрепленный на валике, вводится в зацепление со своим центральным колесом; второй спутник вводится в зацепление с другим центральным колесом, после чего размечается место паза для крепления парного спутника на валике. Фрезеруется паз для шпонки и производится закрепление последнего.

Таким образом, при проектировании схемы планетарного редуктора необходимо, чтобы удовлетворялось заданное передаточное отношение, условие соосности, условие соседства и условие сборки для схемы 1.

Исходным данным для проектирования, как было отмечено выше, является заданное передаточное отношение i_p , свя-

Проектирование мехатронны систем

занное с числами зубьев всех колес передачи (см. рис. 1) следующими соотношениями:

$$i_p = 1 + \frac{z_3}{z_1} \text{ – для схемы 1;} \quad (3a)$$

$$i_p = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} \text{ – для схемы 2;} \quad (36)$$

$$i_p = \frac{z_1 z_3}{z_1 z_3 - z_2 z_4} \text{ – для схем 3 и 4.} \quad (3в)$$

Далее для схемы 1 задаются числа зубьев меньшего колеса (z_1 или z_2), а для схем 2-4 – числа зубьев z_1 и z_2 соответствующих колес. При расчете недостающих чисел зубьев z_3 или z_3 и z_4 эти значения могут получаться нецелыми, поэтому производится их округление до целого числа. Ввиду этого передаточное число передачи уже не будет соответствовать заданному числу i_p . В этом случае необходимо определить относительную ошибку расчета по передаточному числу:

$$\varepsilon = \frac{|i_p - i_{p\text{расч}}|}{i_p} \cdot 100, \quad (4)$$

Если величина ε , % превышает допустимую величину погрешности, то следует повторить расчет при других введенных числах зубьев колес. В большинстве случаев считается вполне допустимой ошибка до 5 %. Однако для каждого конкретного

Проектирование мехатронны систем

случая, зависящего от конкретного агрегата или устройства, где используется данный передаточный механизм, проектировщик должен сам решать, устраивает его ошибка в передаточном отношении или нет. Так, при использовании планетарной передачи в измерительном устройстве на основе потенциометрических или сельсинных преобразователей ошибка (5 ÷ 10) % вполне может устроить, если $i_{p_{расч}} < i_p$, и наоборот, при $i_{p_{расч}} > i_p$ любая погрешность недопустима.

Особенностью автоматизированного расчета всех схем планетарных передач является то, что он выполняется для зубчатых колес, изготовленных без смещения инструментальной рейки. В этом случае необходимо осуществлять проверку зубьев на наличие подрезания, которое может возникнуть при неправильном выборе соотношения чисел зубьев зацепляемых колес и привести к ослаблению ножки зуба. Кроме того, для внутреннего зацепления при числе зубьев малого колеса $z > 26$ не менее опасным становится явление интерференции зубьев, при котором головка зуба малого колеса вдавливается в головку зуба большого колеса вне области зацепления.

Аналитические зависимости, дающие возможность определить минимально возможное число зубьев малого колеса имеют следующий вид:

для внешнего зацепления

$$z_{1 \min} = 2h_a^* \frac{\sqrt{i_p^2 + (2i_p + 1)\sin^2 \alpha} + i_p}{(2i_p + 1)\sin^2 \alpha};$$

для внутреннего зацепления

$$z_{1 \min} = 2h_a^* \frac{\sqrt{i_p^2 + (1 - 2i_p)\sin^2 \alpha} + i_p}{(2i_p - 1)\sin^2 \alpha}.$$

Проектирование мехатронны систем

Эти выражения можно представить в виде зависимости чисел зубьев большого z_2 от числа зубьев малого z_1 колес:

$$\text{для внешнего зацепления} \quad z_2 = \frac{z_1^2 \sin^2 \alpha - 4h_a^{*2}}{4h_a^* - 2z_1 \sin^2 \alpha};$$

$$\text{для внутреннего зацепления} \quad z_2 = \frac{z_1^2 \sin^2 \alpha - 4h_a^{*2}}{2z_1 \sin^2 \alpha - 4h_a^*}.$$

Для нормальных колес, у которых угол $\alpha = 20^\circ$ и $h_a^* = 1$, последние выражения можно представить в виде

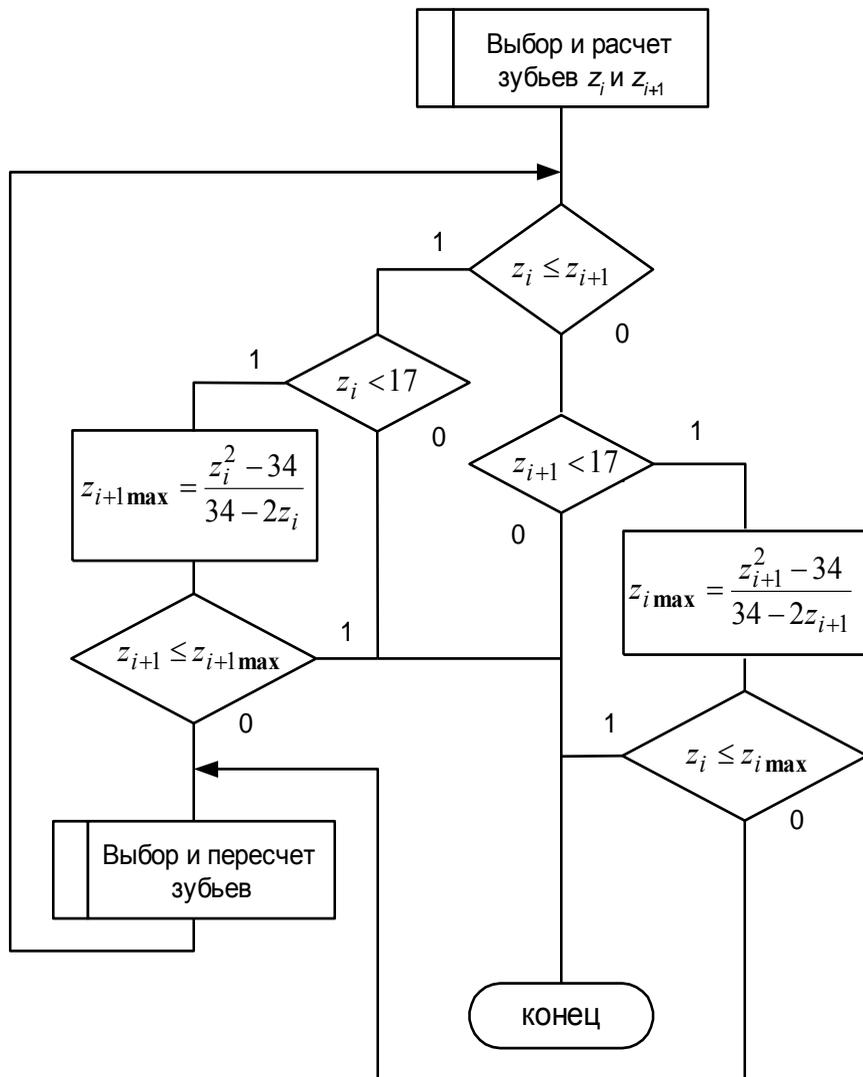
$$\text{для внешнего зацепления} \quad z_2 \leq \frac{z_1^2 - 34}{34 - 2z_1}; \quad (5a)$$

$$\text{для внутреннего зацепления} \quad z_2 \geq \frac{z_1^2 - 34}{2z_1 - 34}. \quad (56)$$

Интерференция зубьев при внутреннем зацеплении будет отсутствовать, если при $z_1 > 26$ будет выполняться условие

$$z_2 > z_1 + 7. \quad (6)$$

Алгоритм анализа подрезания зубьев при внешнем зацеплении зубов показан на рис. 3, а алгоритм анализа подрезания и интерференции зубьев при внутреннем зацеплении (в предположении, что z_i – число зубьев меньшего, а z_{i+1} – большего колес) показан на рис. 4.



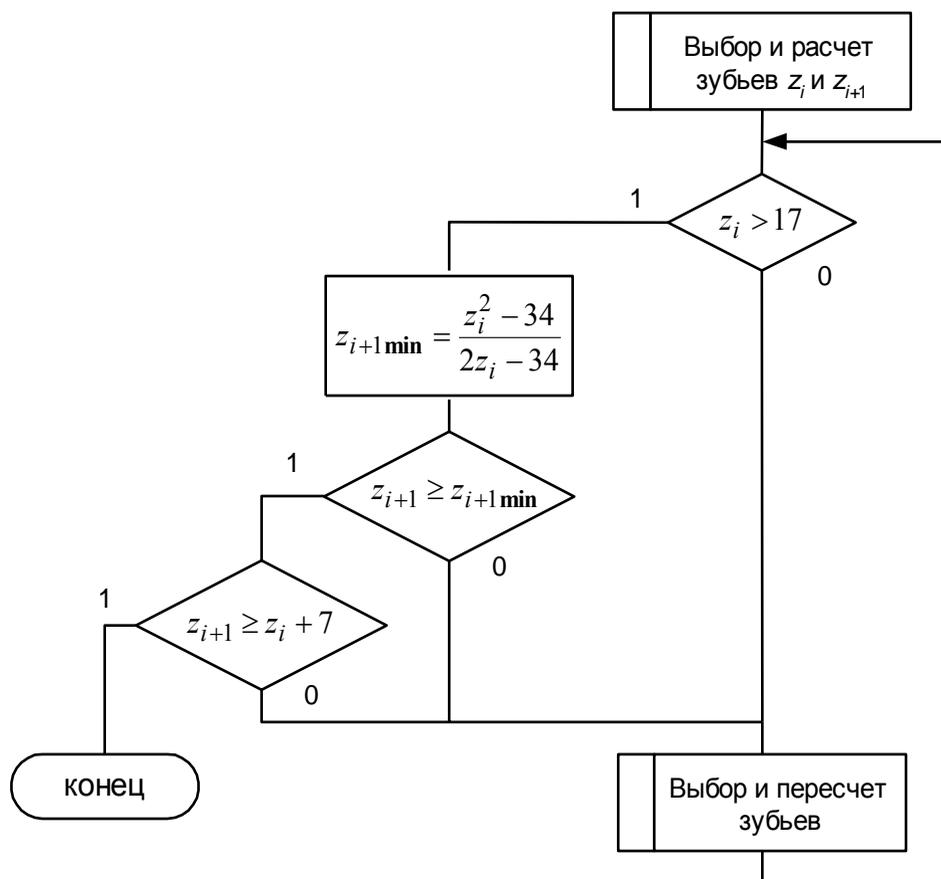


Рис. 4. Алгоритм анализа подрезания и интерференции зубьев при внутреннем зацеплении колес

Автоматизированный расчет планетарного редуктора, выполненного по схеме 1 (см. рис. 1), выполняется в следующей последовательности.

1. Вводится заданное передаточное число i_p .
2. Из совместного решения уравнений (1.1а) и (1.3а)

находится соотношение $\frac{z_2}{z_1} = 0,5i_p - 1$, проверяется условие

$\frac{z_2}{z_1} \geq 1$. Если это условие выполняется, то z_1 – меньшее коле-

со и, следовательно, задаемся числом зубьев z_1 . В противном случае задаемся числом зубьев колеса z_2 . Задание числа зубьев меньшего колеса начинается с числа 17.

3. Задавшись числом зубьев меньшего колеса, определяем число зубьев большего колеса по выражениям

$z_2 = z_1 \cdot (0,5i_p - 1)$ или $z_1 = \frac{z_2}{(0,5i_p - 1)}$. Полученный ре-

зультат округляем до ближайшего целого числа.

4. Из условия соосности (1.1а) рассчитываем число зубьев колеса 3 по выражению $z_3 = z_1 + 2z_2$. Результат округляем до целого числа.

5. Далее выполняется проверочный расчет на подрезание и интерференцию зубьев по алгоритму, показанному на рис. 4. В случае невыполнения условия отсутствия подрезания и интерференции осуществляется увеличение числа зубьев z_1 или z_2 на единицу и возврат к п. 2. Иначе осуществляется промежуточный вывод чисел зубьев колес z_1, z_2 и z_3 .

6. Выполняется расчет максимального числа сателлитов $k_{s \max}$ по выражению (1.2) и вывод этого расчетного числа. Далее предлагается ввести желаемое число сателлитов k_s из условия $k_s \leq k_{s \max}$.

7. Проверяется условие сборки, для чего рассчитывается число A и осуществляется проверка его на наличие дробной ча-

Проектирование мехатронны систем

сти. Если число A нецелое, то предлагается ввести другое значение k_s и вернуться на начало данного пункта. В противном случае осуществляется увеличение числа зубьев z_1 или z_2 на единицу и возврат к п. 2.

8. Если число A целое, то осуществляется расчет передаточного числа редуктора $i_{p\text{расч}}$ по выражению (3а).

9. Определяется расхождение ε между заданным i_p и расчетным $i_{p\text{расч}}$ значениями передаточного числа редуктора по выражению (1.4). Если полученная ошибка устраивает, то выводятся все рассчитанные значения чисел зубьев колес, принятое число сателлитов и расчетное значение передаточного числа с указанием отклонения от заданного передаточного числа. Если полученная ошибка не устраивает, то происходит увеличение числа зубьев z_1 или z_2 на единицу и возврат к п. 2.

Алгоритм рассмотренной процедуры расчета приведен на рис. 5.

Рассмотрим последовательность расчета планетарного редуктора, выполненного по схеме 2 (см. рис. 1).

1. Вводится заданное передаточное число i_p .
2. Вводятся значения чисел зубьев $z_1 > 17$ и $z_2 > 17$.
3. Из совместного решения уравнений (1.16) и (1.36) рассчитывается значение чисел зубьев колеса 3

$$z_3 = \frac{z_2(z_1 + z_2)}{i_p z_1 - (z_1 + z_2)}$$

и полученное значение округляется до ближайшего целого числа.

4. Рассчитывается число зубьев колеса 4:

Проектирование мехатронны систем

$z_4 = z_1 + z_2 + z_3$ и осуществляется проверка на подрезание и интерференцию для внутреннего

Проектирование мехатронны систем

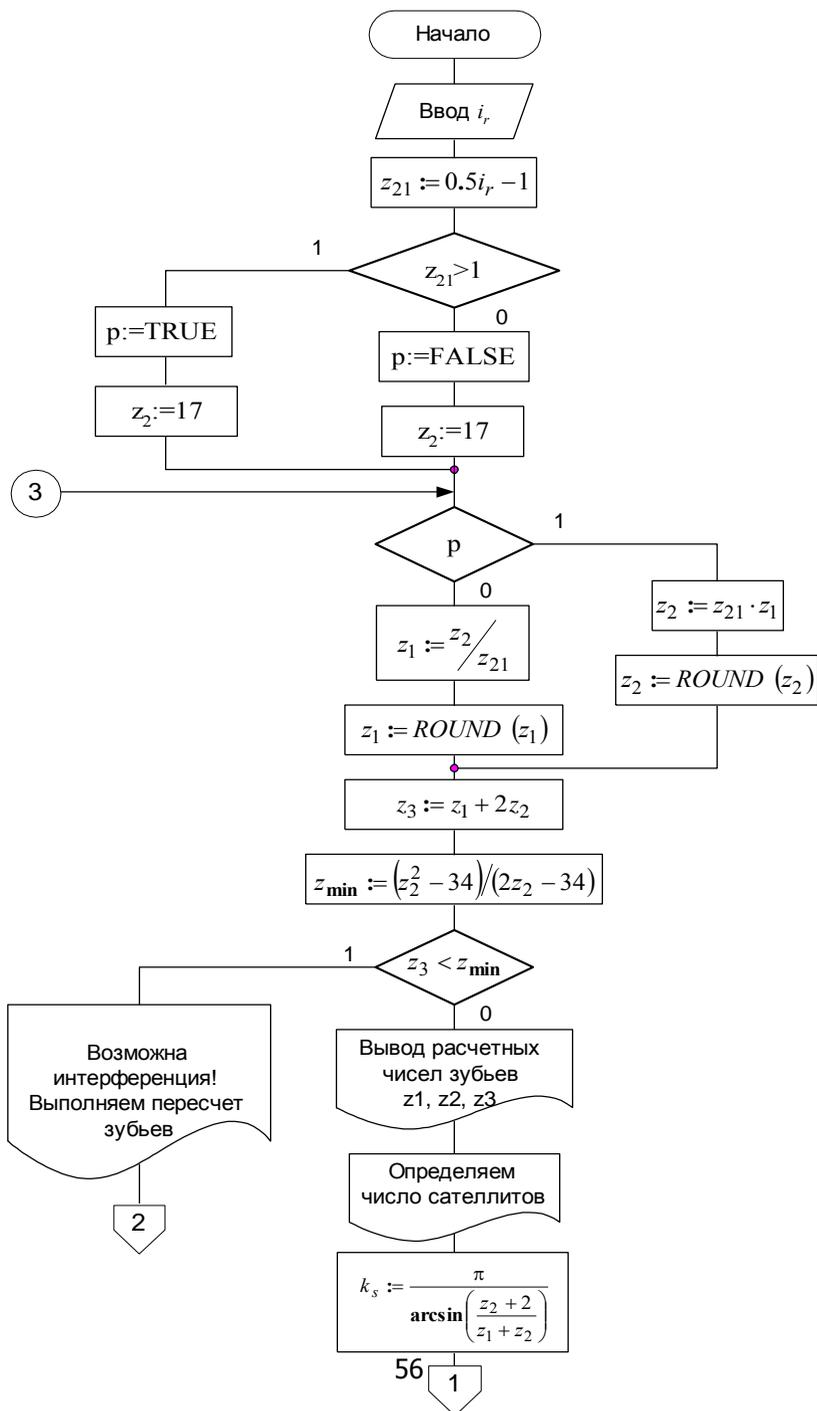


Рис. 5. Алгоритм автоматизированного расчета планетарного редуктора по схеме 1 (см. также с. 12)

Проектирование мехатронных систем

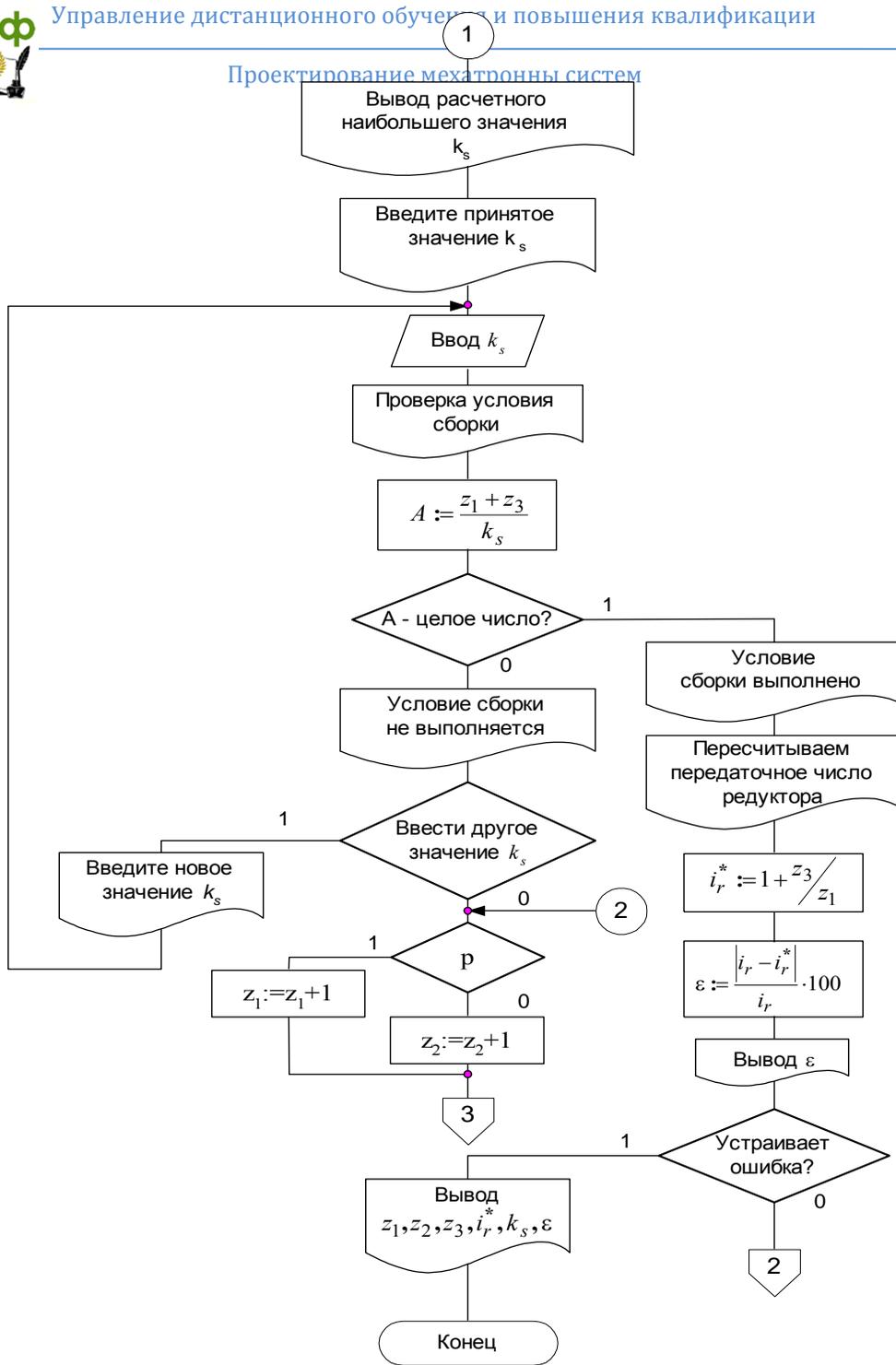


Рис. 5. Продолжение.

Проектирование мехатронны систем

зацепления по алгоритму, приведенному на рис. 4. Если условие отсутствия подрзания и интерференции не выполняется, то осуществляется возврат к п. 2.

5. Производится расчет максимального числа спутников по выражению (1.2) и выбор желаемого числа спутников k_s .

6. Рассчитывается передаточное число редуктора $i_{p_{расч}}$ по выражению (36).

7. Определяется расхождение ε между заданным i_p и расчетным $i_{p_{расч}}$ значениями передаточного числа редуктора по выражению (1.4). Если полученная ошибка устраивает, то выводятся все рассчитанные значения чисел зубьев колес, принятое число спутников и расчетное значение передаточного числа с указанием отклонения от заданного передаточного числа. Если полученная ошибка не устраивает, то осуществляется возврат к п. 2.

Последовательность расчета планетарных редукторов, выполненных по схемам 3 и 4 (см. рис. 1), аналогична последовательности расчета по схеме 2. Отличиями здесь являются:

– расчет зубьев колеса 3 по формулам

$$\text{для схемы 3 } z_3 = \frac{i_p(z_1 + z_2)z_2}{i_p(z_1 + z_2) - z_1},$$

$$\text{для схемы 4 } z_3 = \frac{i_p(z_1 - z_2)z_2}{i_p(z_1 - z_2) - z_1};$$

– для схемы 4 при вводе чисел зубьев колес 1 и z_1 и z_2 необходимо сначала задавать число зубьев колеса 2, а затем число зубьев колеса 1 из расчета подрзания и интерференции для внутреннего зацепления;

– для схемы 3 рассчитанные числа зубьев колес 3 и 4 прове-

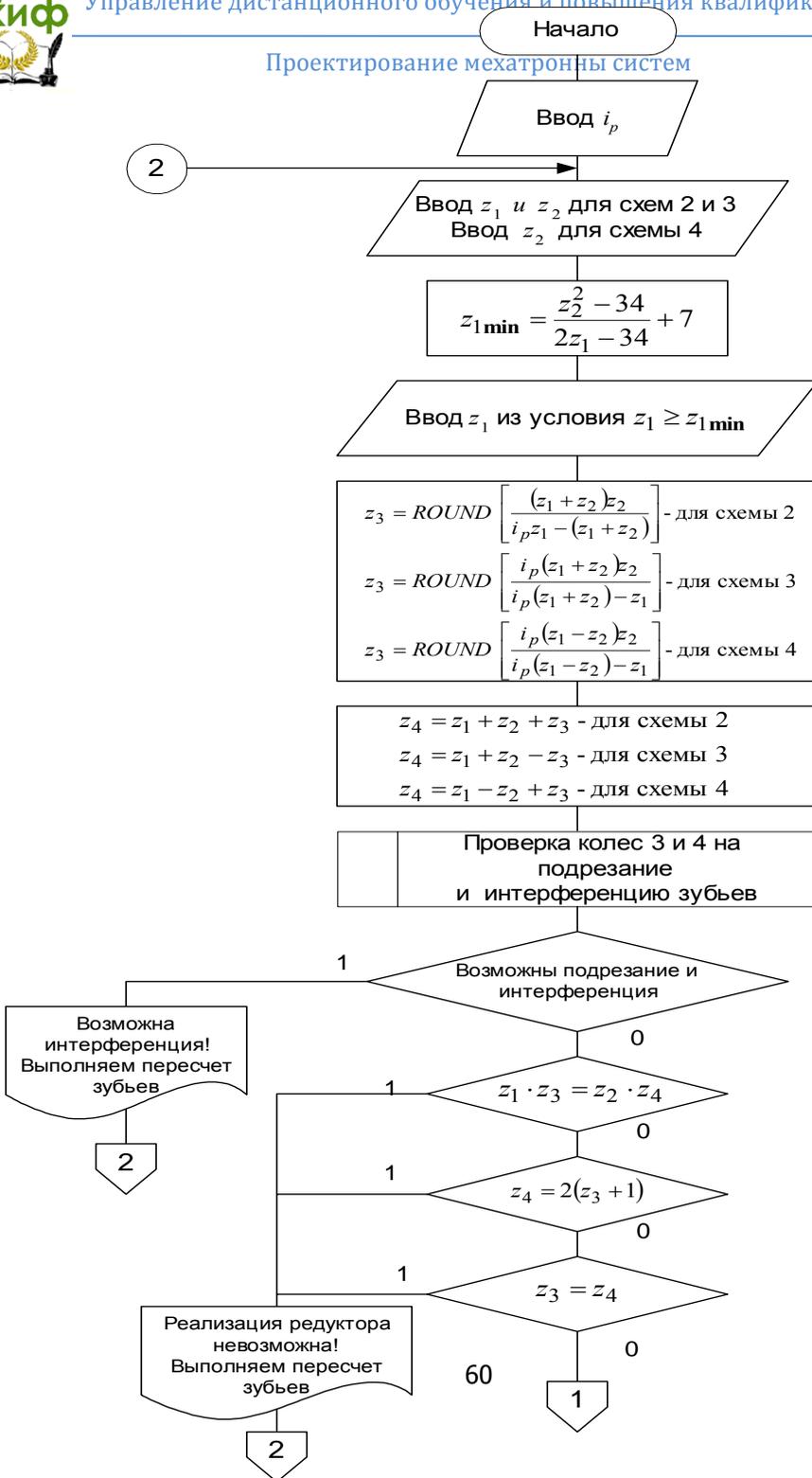
ряются на отсутствие подрезания по алгоритму, приведенному на рис. 3;

– для схем 3 и 4 осуществляется проверка равенства $z_1 z_3 = z_2 z_4$; если равенство выполняется, то осуществляется новый выбор чисел зубьев, начиная с п. 2;

– для схемы 4 осуществляется проверка равенства $z_3 = z_4$; если равенство выполняется, то осуществляется пересчет чисел зубьев, начиная с п. 2.

Типовой алгоритм проектирования планетарных редукторов, выполненных по схемам 2 – 4, приведен на рис. 6.

Проектирование мехатронны систем



Проектирование мехатронных систем

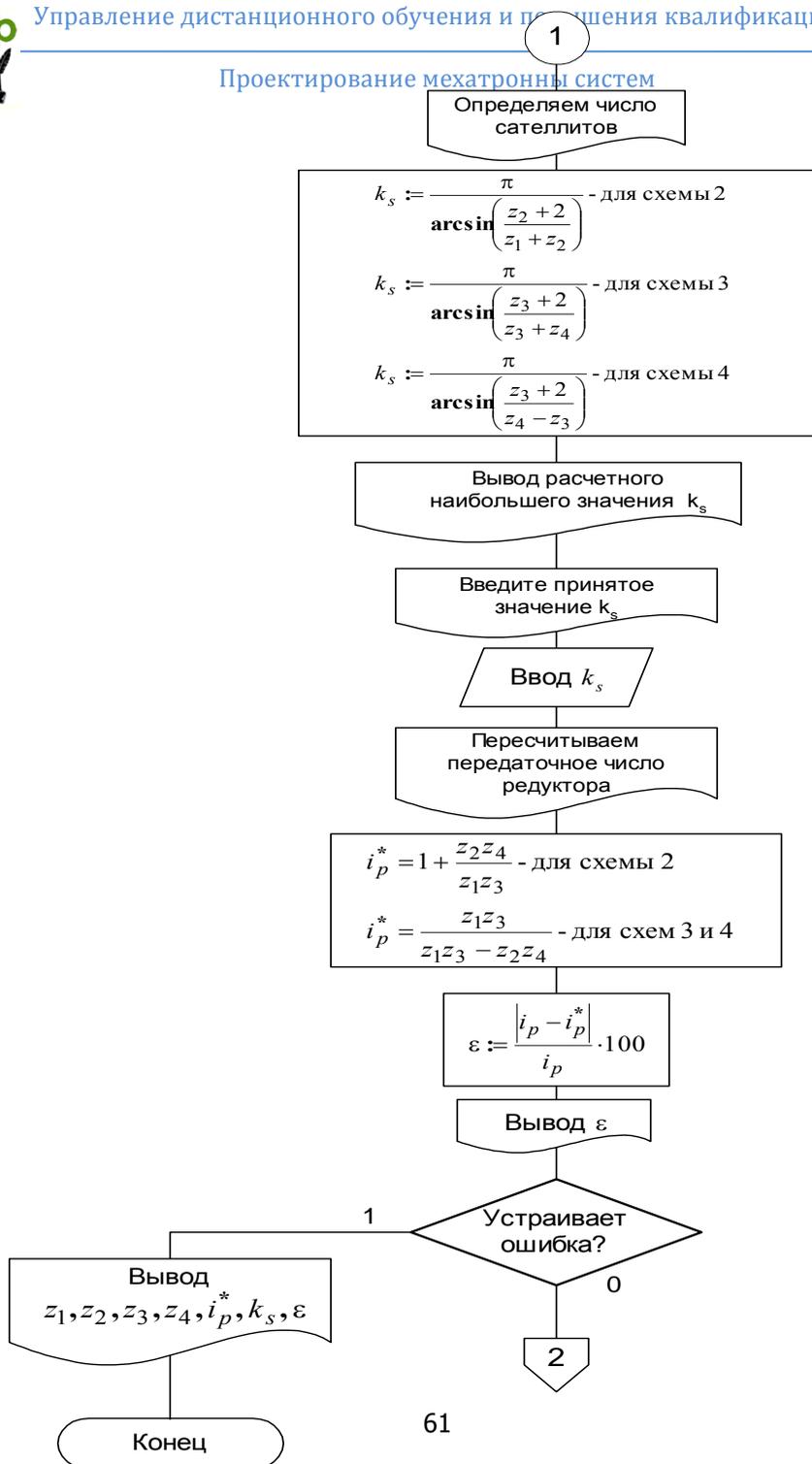


Рис. 6. Продолжение

Проектирование мехатронны систем

Проектирование многоступенчатых зубчатых передач с неподвижными осями

Многосвязные зубчатые механизмы могут быть весьма разнообразны по своей кинематической схеме и структуре. В общем случае многосвязный зубчатый механизм можно рассматривать состоящим из нескольких простейших зубчатых передач как с внешним, так и с внутренним зацеплениями.

Общее передаточное отношение $i_{1(2n)}$ для механизма, состоящего из n ступеней (рис. 7), равно

$$i_{1(2n)} = (-1)^k i_{12} i_{34} i_{56} \dots i_{(2n-1)(2n)},$$

где k – число внешних зацеплений в зубчатом механизме.

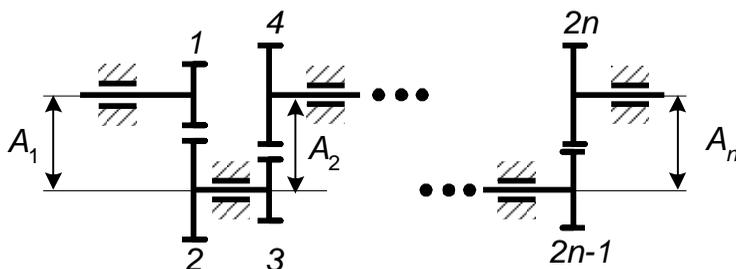


Рис. 7. Схема многосвязного зубчатого механизма с неподвижными осями

Проектирование кинематической схемы многосвязного зубчатого механизма, как и при проектировании планетарных передач, заключается в подборе по заданному общему передаточному отношению числа ступеней, основных размеров колес и числа их зубьев. При этом необходимо учитывать и некоторые дополнительные условия, связанные с конструктивными требованиями. Таким дополнительным условием или требованием может являться условие выполнения соосности осей колес, что очень важно для многих мехатронных систем. При этом должно выполняться условие соосности, которое может быть выражено через

Проектирование мехатронны систем

соотношения $A_1 = A_2 = \dots = A_n$ или радиусы колес:

$$R_1 + R_2 = R_3 + R_4 = \dots = R_{2n-1} + R_{2n}, \quad (2.1)$$

При проектировании многосзвенного зубчатого механизма, состоящего из цилиндрических колес, следует помнить, что передаточное отношение i_j для каждой ступени рекомендуется принимать в пределах от 8 до 12, а для конических колес $i_j \leq 5$.

Исходя из этого, можно определить число ступеней проектируемого зубчатого механизма. Кроме того, число выбираемых осей может диктоваться конструктивными соображениями. Например, если входной и выходной валы передачи должны быть примерно на одной оси, то число ступеней должно быть четным, если входной и выходной валы должны быть разнесены в пространстве, то число ступеней должно быть нечетным.

Если во всех механизмах, показанных на рис. 7, считать ведущими в каждой передаче нечетные колеса и условиться, что $R_1 < R_2, \dots, R_{2n-1} < R_{2n}$, то ступень j , состоящая из колес $2j-1$ и $2j$, будет быстроходной, а ступень $j+1$, состоящая из колес $2j+1$ и $2j+2$, будет тихоходной. Из расчета зубьев на прочность обычно получается, что модули m_j зацеплений ступеней должны быть различными. Как правило, $m_{j+1} > m_j$. Однако, если проектируемый редуктор используется не как силовой (повышающий крутящий момент и т.д.), а только как понижающий скорость, что характерно для редукторов, используемых в информационных системах и узлах, то модули передач могут быть приняты одинаковыми.

Далее, для редукторов рекомендуется выбирать радиусы ведомых колес R_{2j} каждой передачи так, чтобы

$$R_{2(j+1)} \geq 1,1R_{2j}.$$

Число зубьев малых колес R_{2j-1} , если они нарезаются без смещения режущего инструмента, рекомендуется выбирать так, чтобы отсутствовало подрезание. Желательно также, чтобы межосевые расстояния A_j выражались целыми числами. Для быстроходных редукторов рекомендуется числа зубьев колес принимать достаточно большими.

Рассмотрим особенности проектирования редуктора, на который не накладываются требования соблюдения или обеспечения соосности осей колес. В ходе проектирования приходится определять $2l$ неизвестных радиуса колес, где l – число ступеней механизма. Число неизвестных радиусов колес можно снизить, если ввести относительные радиусы колес $\rho_j = R_j / R_1$.

При проектировании необходимо также решить вопрос о распределении передаточного отношения между ступенями передач. Руководствуются здесь следующими соображениями. Сила, приложенная к колесам второй ступени, больше, чем сила, приложенная к колесам первой ступени. В этом случае передаточное отношение каждой последующей ступени целесообразно принимать меньше передаточного отношения предыдущей ступени, т.е. должно выполняться условие $i_j > i_{j+1}$. Этим самым можно добиться того, что размеры колес всех ступеней окажутся приблизительно равными. Рекомендуется при этом принимать условие $i_j \cong 1,44i_{j+1}$. Исходя из этого можно получить зависимость для

расчета n -й ступени:
$$i_n = \sqrt[n]{i_p} / 1,44^{\sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} j}}$$
, где i_p – заданное передаточное отношение редуктора. Тогда передаточные отношения всех предыдущих ступеней определяются как $i_j = 1,44i_{(j+1)}$.

Проектирование мехатронны систем

Теперь, зная передаточные отношения всех колес, можно определить относительные радиусы колес, как $\rho_2 = i_1$,

$$\rho_{2j} = 1,1\rho_j, \quad \rho_{2j-1} = \frac{\rho_{2j}}{i_j}.$$

Следующим этапом проектирования является задание числа зубьев колеса 1 при условии, что $z_1 > 17$, и выбор модуля первой ступени зубчатых колес. Выбор значения модуля можно производить по различным конструктивным критериям. В предлагаемом алгоритме и реализующей его программе выбор модуля предлагается выполнить, исходя из желаемого диаметра колеса 1 (что, несомненно, определяет габариты редуктора). По желаемому диаметру D_1 рассчитывается значение модуля, а из предложенного ряда выбирается ближайшее значение (или любое другое). Затем из того же ряда выбираются значения модулей для остальных ступеней редуктора. Радиус колеса 1 рассчитывается по формуле $R_1 = 0,5m_1z_1$, а радиусы остальных колес – по выражению $R_j = R_1\rho_j$.

Зная радиусы колес, рассчитываются числа зубьев всех остальных колес по выражениям

$$z_{2j-1} = 2 \frac{R_{2j-1}}{m_j}; \quad z_{2j} = 2 \frac{R_{2j}}{m_j}, \quad \text{полученные значения}$$

округляются до ближайшего целого значения.

Последний этап расчета – определение действительного

передаточного отношения редуктора i_p^* как $i_p^* = \prod_{j=1}^n i_j$, где

$$i_j = \frac{z_{2j}}{z_{2j-1}}, \quad \text{и сравнение полученного значения с заданным}$$

i_p . Если относительная ошибка $\varepsilon = \frac{|i_p - i_p^*|}{i_p} \cdot 100\%$

устраивает, осуществляется вывод всех рассчитанных параметров, если ошибка не устраивает проектировщика, то осуществляется повторный расчет, начиная с выбора числа зубьев колеса 1 .

Общий алгоритм проектирования данного типа редуктора приведен на рис. 8.

Проектирование мехатронных систем

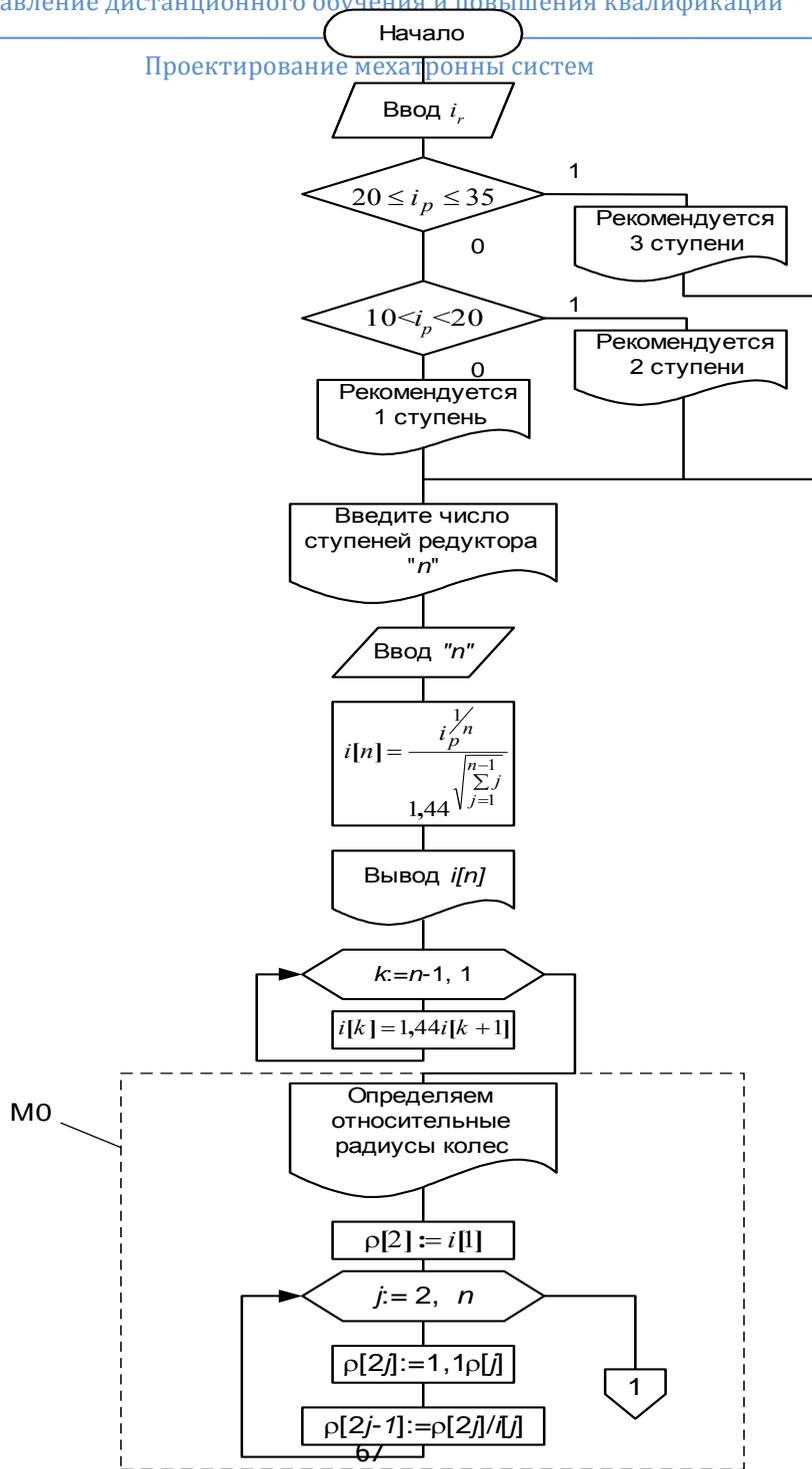


Рис. 8. Алгоритм автоматизированного расчета многозвенного зубчатого редуктора с неподвижными осями без соблюдения условия соосности (см. также с. 20 и 21)

Проектирование мехатронны систем

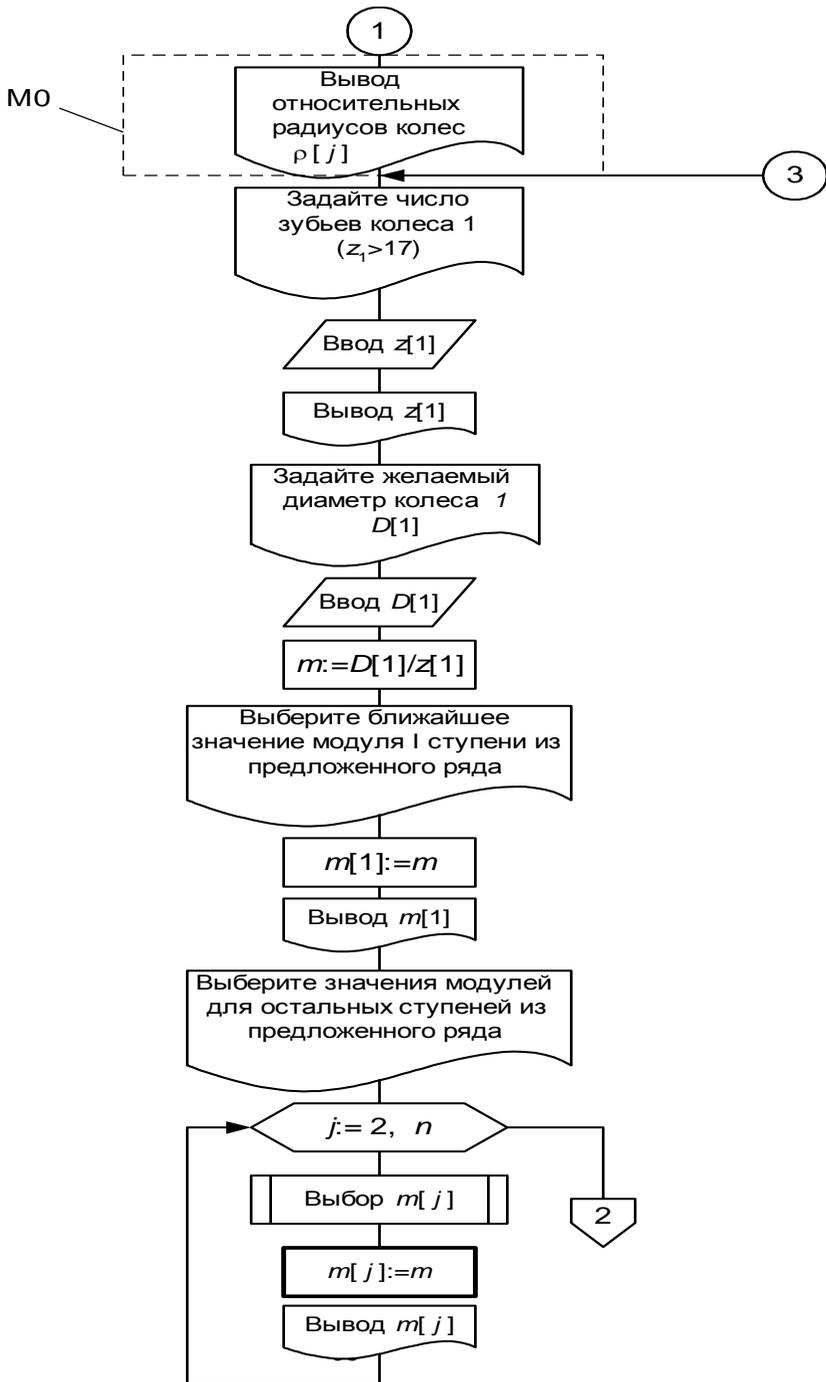


Рис. 8. Продолжение

Проектирование схематронных систем

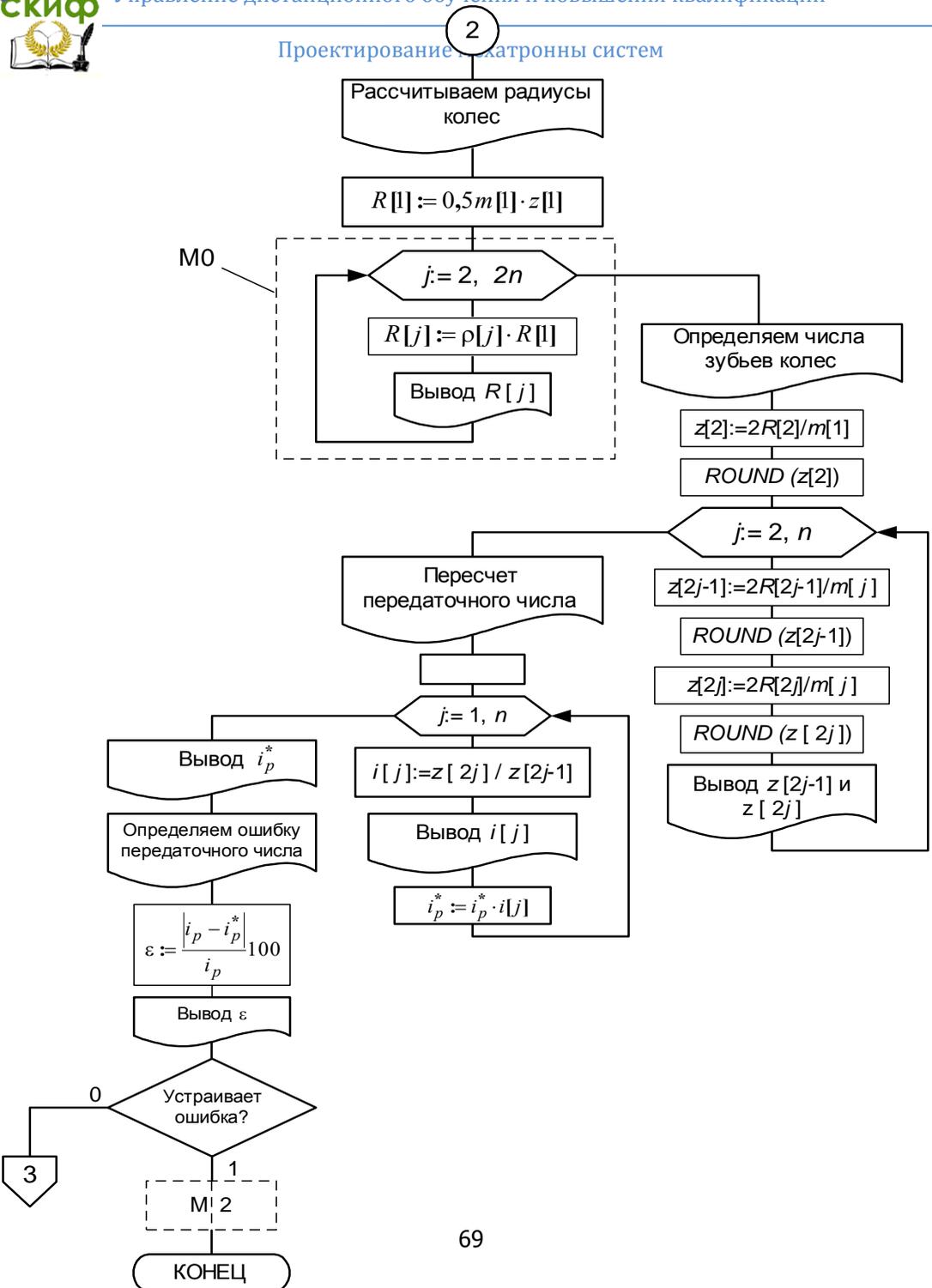


Рис. 8. Окончание

Особенности проектирования соосного редуктора заключаются в следующем.

Радиусы колес редуктора определяются не на основе расчета относительных радиусов колес, а исходя из рассчитанных передаточных отношений ступеней редуктора, по выражениям:

$$R_{2j+1} = R_{2j-1} \frac{1+i_j}{1+i_{j+1}}; \quad R_{2j} = R_{2j-1} \cdot i_j.$$

В этом случае в рассмотренном выше алгоритме (рис. 8) вместо модуля **М0** следует использовать модуль **М1**, реализующий алгоритм которого приведен на рис. 9.

Для обеспечения соосности всех ступеней редуктора

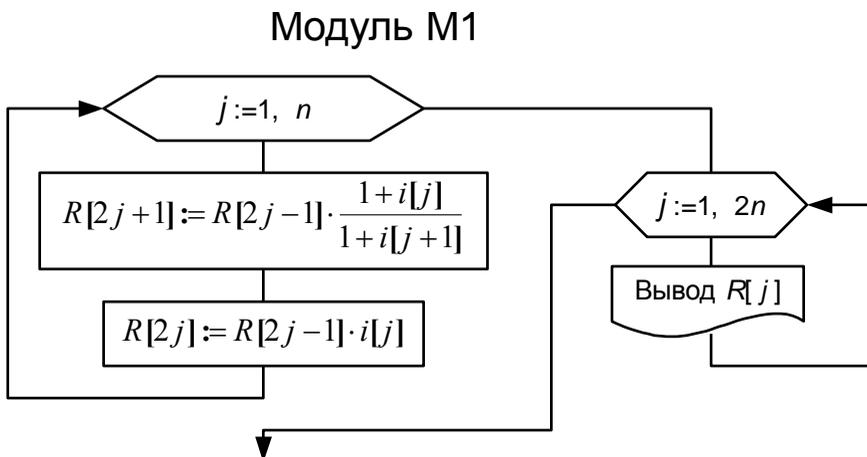


Рис. 9. Алгоритм модуля автоматизированного расчета радиусов многозвенного соосного зубчатого редуктора с неподвижными о

необходимо предусмотреть нарезание шестерен колес (малых колес каждой ступени) со сдвигом инструментальной рейки. В этом случае дополнительно следует рассчитать величины этих сдвигов. Такой расчет обеспечивается модулем М2, место которого в общем расчете показано на рис. 8, а реализующий алгоритм – на рис. 10. Рассмотрим его суть.

Вначале рассчитываются полученные межосевые расстоя-

Проектирование мехатронны систем

нения всех ступеней по выражению $A_j = 0,5m_j(z_{2j-1} + z_{2j})$.

После анализа полученных значений проектировщик вводит расчетное значение межосевого расстояния A_0 , после чего производится расчет сдвигов шестерен колес в следующей последовательности.

Определяется значение инвалюты режущего инструмента $inv_0 = \text{tg } \alpha_0 - \alpha_0$, где $\alpha_0 = 20^\circ$ – нормальный угол зацепления режущего инструмента. Затем рассчитываются значения монтажных углов зацепления всех ступеней, как

$$\alpha_j = \arccos\left(\frac{A_j}{A_0} \cos \alpha_0\right), \quad \text{их инвалюты}$$

$inv_j = \text{tg } \alpha_j - \alpha_j$ и коэффициенты сдвигов колес:

Модуль М2

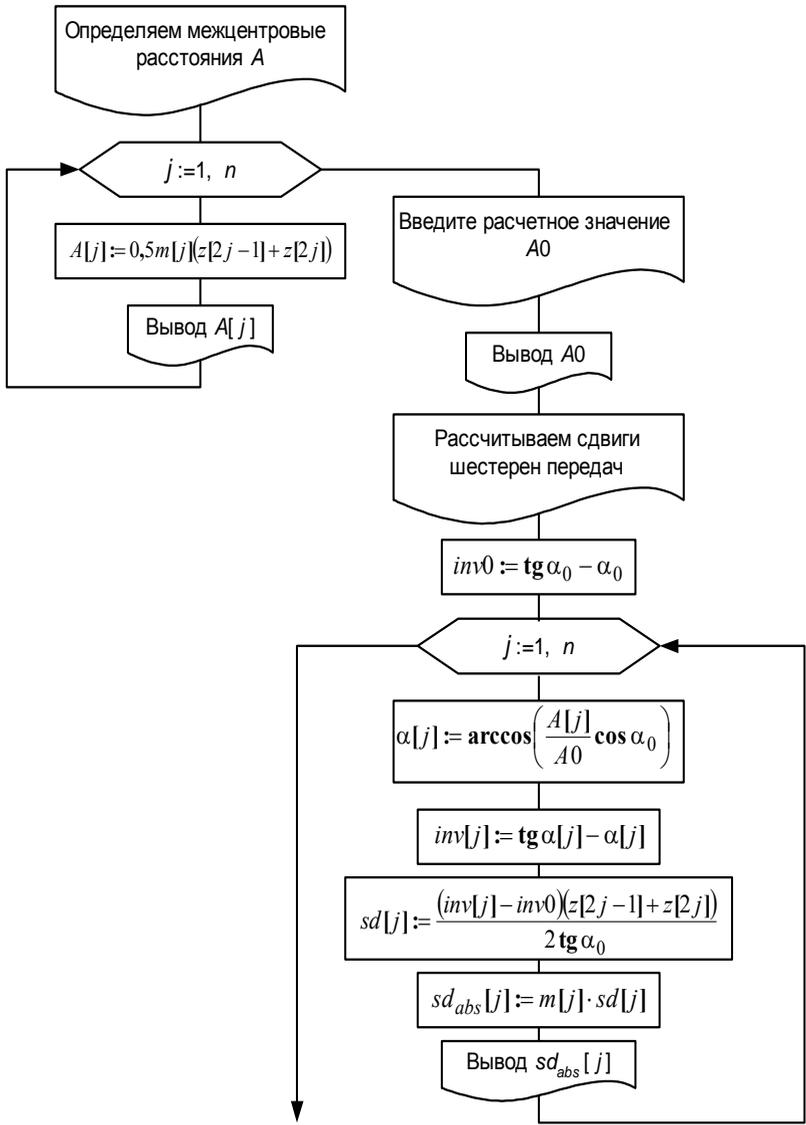


Рис. 10. Алгоритм модуля автоматизированного расчета сдвигов шестерен

$$k_{sd_j} = \frac{(inv_j - inv_0)(z_{2j-1} + z_{2j})}{2 \operatorname{tg} \alpha_0}.$$

Абсолютные значения сдвигов рассчитываются по выражениям $Sd = m_j k_{sd_j}$.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №5

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦИКЛОВОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРОМЫШЛЕННОГО РОБОТА С ТРЕМЯ СТЕПЕНЯМИ ПОДВИЖНОСТИ

Наибольшее распространение в настоящее время получили роботы с программным управлением, которые выполняют свои действия в соответствии с заранее введенной управляющей программой. Управляющая программа этого типа роботов содержит команды исполнительному устройству, регламентирующие его движения по степеням подвижности и последовательность их осуществления. Программные роботы, в свою очередь, разделяются на роботы с цикловым, позиционным и контурным управлением.

В большинстве случаев перемещения звеньев механизма представляют собой определенную последовательность операций, направленную на выполнение заданной технологической задачи. Конечную последовательность движений исполнительного устройства механизма, после выполнения которой он занимает начальное положение, называют *циклом*, а устройство, обеспечивающее циклическую работу агрегата – *цикловым*.

При цикловом способе управления, как правило, программируется одно конечное положение по каждой степени подвижности, а позиционирование осуществляется с помощью различных упоров. Поэтому работа цикловых устройств управления носит дискретный характер, а рабочий цикл можно разбить на несколько интервалов – тактов, представляющих собой интервалы времени, в течение которых выполняется определенное перемещение.

Работу цикловой СУ промышленным агрегатом можно представить следующим образом. На пути движения кинематического звена или механизма располагают упоры (микровыключатели, датчики положения). В задающее устройство программы заносится с пульта управления программа с указанием очередности включения исполнительных приводов механизмов или звеньев механизмов, либо комбинации сигналов от упоров для каждого привода. В этом случае при включении системы в работу сигналы от упоров через блок сопряжения поступают на блок управления.

Проектирование мехатронны систем

Здесь они сравниваются с заданной комбинацией сигналов, поступающих с задающего устройства, и в результате этого сравнения вырабатывается управляющий сигнал, который через блок сопряжения поступает на исполнительный привод и инициирует следующее движение звена или механизма. По виду приводной части устройства циклового управления могут быть пневматические, гидравлические, электрические и комбинированные.

В качестве задающих устройств могут использоваться различные устройства цифровой электроники, а также оригинальные узлы в виде вращающегося кулачкового вала. В относительно простых случаях в качестве задающего устройства используют штеккерную панель, а рабочий цикл изменяют, переставляя соответствующие штеккеры.

1. Изучение принципа работы цикловой системы управления промышленным роботом проводится на основе лекционного материала, кратких сведений из теории, изложенных в данной работе, и разъяснений преподавателя.

2. Тактограмма движения задается шифром - шестизначным числом (по числу тактов движения), составленным из номеров механизмов. Номер каждого механизма входит дважды: пер-

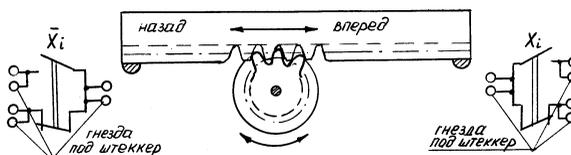


Рис. 1.

вое указание номера означает, что в соответствующем такте происходит прямой ход звена, вторичное указание номера - обратный ход. В заданных положениях звеньев расположены конечные выключатели (КВ), на которые нажимают упоры, расположенные на звеньях (рис. 1). В нажатом положении сигнал от КВ равен 1, в не нажатом - 0. Каждое звено лабораторного робота снабжено двумя КВ, обозначенными через x_i и \bar{x}_i . На тактограмме показываются такты движения (наклонные линии) и такты выстоя (горизонтальные линии), а также значение сигнала в начале каждого такта от одного из КВ. Так как в каждом такте происходит одностороннее движение одного звена, то для управления этим движением используются сигналы КВ других звеньев (управляющие сигналы). Сигналы КВ управляемого звена не

входят в число управляющих и на тактограмме обведены рамками (табл. 1).

Табл. 1.

ТАКТОГРАММА 213321

| Наименование | Сигнал | Такты движения | | | | | |
|--------------|--------|----------------|---|---|---|---|---|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Звенья | 31 | x_1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | 32 | x_2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 |
| | 33 | x_3 | 1 | 1 | 0 | 0 | 1 |
| Память | z | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 |

3. Тактограмма считается реализуемой, если все комбинации управляющих входных сигналов в начале каждого такта будут различными. Если это условие не выполняется, то тактограмма считается не реализуемой и вводят дополнительный управляющий сигнал от устройства, называемого «памятью». Обозначим сигнал от памяти через z . Если память включена, то $z=1$, если выключена, то $z=0$. За цикл движения происходит однократное включение и выключение памяти. Такты, в начале которых включается или выключается память, должны быть выбраны так, чтобы не было совпадающих наборов управляющих сигналов. При этом такт, в начале которого включается или выключается память, разбивается на два логических такта (до изменения сигнала памяти и после изменения).

4. После построения тактограммы заполняется таблица включений (табл. 2). Верхняя часть таблицы включений содержит значения сигналов от КВ и от памяти. При переходе от одного логического такта к другому меняется значение только одного сигнала из всего набора сигналов. Этот сигнал называется тактирующим и обозначается «звездочкой» (*).

Табл. 2

Проектирование мехатронны систем

| Наименование | иг-ал | СОСТОЯНИЯ | | | | | | | |
|--------------|------------|-------------|---|---|---|---|---|---|---|
| | | а | б | | | а | б | | |
| ходы | 31 | x_{1*} | | | * | | | | |
| | 32 | x_2 | | * | | | | | * |
| | 33 | x_3 | | | | * | | * | |
| | Память (П) | z | * | | | | * | | |
| | «Вкл» | F_z | | | | | | | |
| | «Выкл» | \bar{F}_z | | | | | | | |
| | «Вперед» | F_1 | | | | | | | |
| | «Назад» | \bar{F}_1 | | | | | | | |
| | «Вперед» | F_2 | | | | | | | |
| | «Назад» | \bar{F}_2 | | | | | | | |
| | «Вперед» | F_3 | | | | | | | |
| | «Назад» | \bar{F}_3 | | | | | | | |

В нижней части таблицы отмечаются такты, в которых должны подаваться сигналы на включение и выключение памяти (F_z и \bar{F}_z), сигналы на движение звеньев вперед (F_1, F_2, F_3) и назад ($\bar{F}_1, \bar{F}_2, \bar{F}_3$). Эти сигналы называются выходными. Для каж-

дой выходной функции имеется только одно рабочее состояние (значение функции равно 1). После простановки единиц в рабочих состояниях делаются прочерки в безразличных состояниях, следующих за рабочим, при которых может повторяться или не повторяться сигнал на выполнение действия, соответствующего данной функции. Все остальные состояния являются запрещенными и для них выходные функции должны быть равны нулю.

5. Составление формул включения (*табл. 3*) сводится к нахождению алгебраического выражения двоичной функции по ее табличному заданию, приведенного в таблице включений. В формулы включения не входят входные сигналы от того механизма или элемента памяти, для которого составляется формула.

При составлении формул включения и их упрощении пользуются таблицей включения. По значениям входных сигналов в рабочих состояниях составляются исходные формулы в виде логического произведения этих сигналов, причем значению **0** соответствует инверсное значение аргумента.

Для исходной формулы включения часто удается подобрать упрощенный вариант, содержащий меньшее число входных сигналов, но обладающий теми же свойствами, что и исходная формула: исходная и упрощенная формулы равны единице в рабочем состоянии и нулю в запрещенных состояниях, причем набор сигналов, входящих в упрощенную формулу в рабочем состоянии, не должен встречаться в запрещенных состояниях.

6. На основании полученных формул включения строится схема управления приводами звеньев механизма. При этом будем считать, что исполнительным элементом включения или выключения того или иного привода звена в лабораторной установке является электромагнитное реле. Контакты электромагнитных реле включены в схему привода электродвигателя, как показано на рис. 2.

Проектирование мехатронны систем

При составлении формул включения и их упрощении пользуются таблицей включения. По значениям входных сигналов в рабочих состояниях составляются исходные формулы в виде логического произведения этих сигналов, причем значению **0** соответствует инверсное значение аргумента.

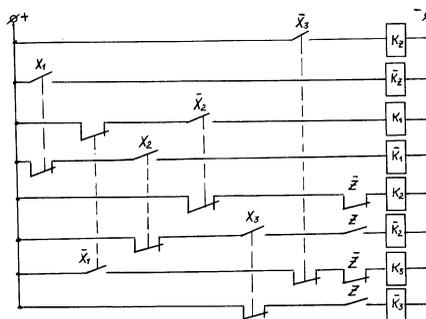


Рис. 3

Для исходной формулы включения часто удается подобрать упрощенный вариант, содержащий меньшее число входных сигналов, но обладающий теми же свойствами, что и исходная формула: исходная и упрощенная формулы равны единице в рабочем состоянии и нулю в запрещенных состояниях, причем набор сигналов, входящих в упрощенную формулу в рабочем состоянии, не должен встречаться в запрещенных состояниях.

7. Схема системы управления может быть реализована на различных элементах (пневматических, электромагнитных, интегральных схемах). В данной работе элементы схемы реализованы на электромеханических конечных выключателях, схема подключения которых в лабораторной установке показана на рис. 1, а схема управления на этих элементах - на рис. 3.

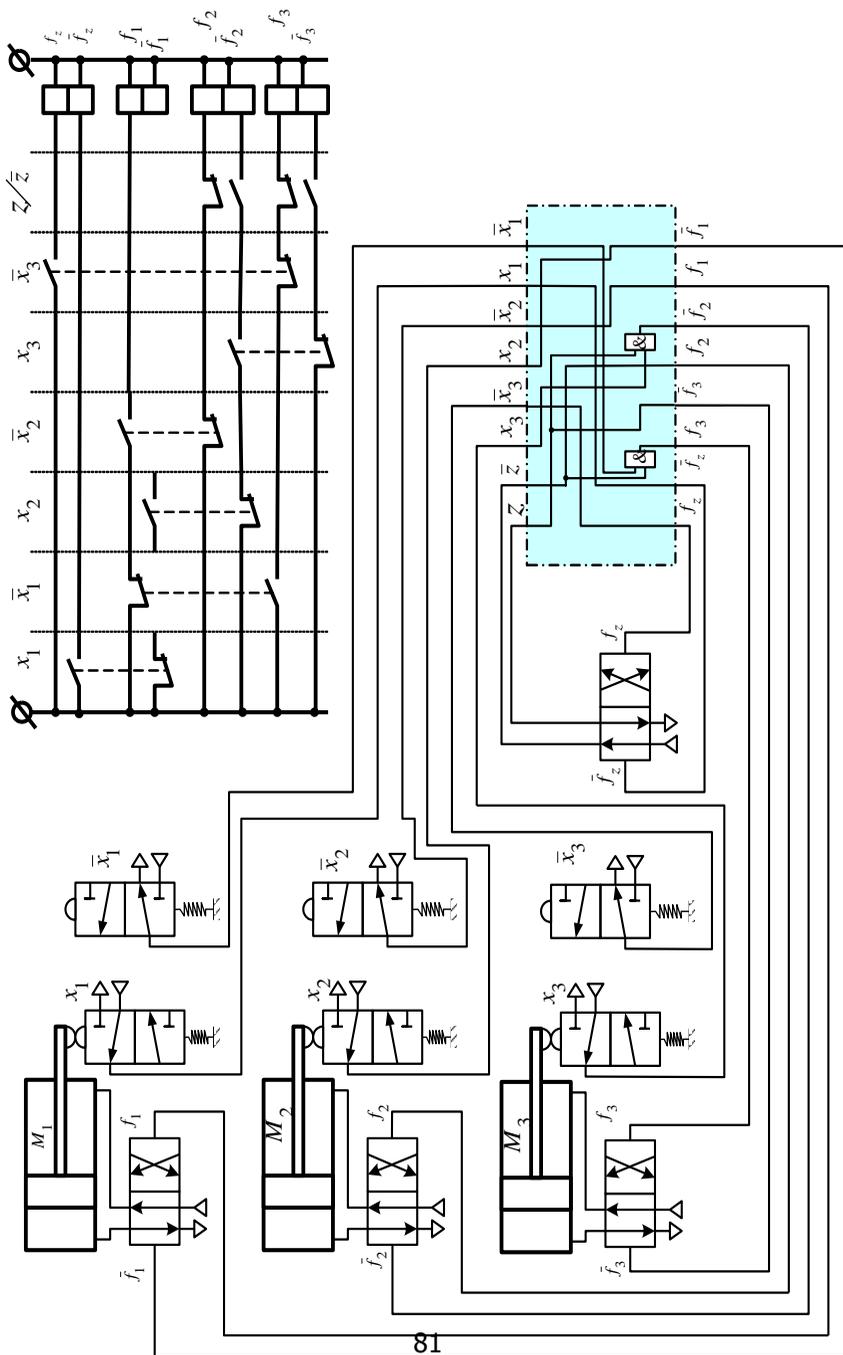
Таблица 3

| Наименование | | Входы | Состояния | | Формулы включения | |
|--------------|--------|-------|-----------|---------|---|-------------------|
| | | | Раб. | Запрещ. | Исходные | Упрощен. |
| П | «Вкл» | x_1 | 0 | 1 1 0 | $F_Z = \bar{x}_1 \cdot \bar{x}_2 \cdot \bar{x}_3$ | $F_Z = \bar{x}_3$ |
| | | x_2 | 0 | 1 0 0 | | |
| | | x_3 | 0* | 1 1 1 | | |
| | «Выкл» | x_1 | 1* | 0 0 0 | $\bar{F}_Z = x_1 \cdot x_2 \cdot x_3$ | $\bar{F}_Z = x_1$ |
| | | x_2 | 1 | 0 0 1 | | |
| | | x_3 | 1 | 0 1 1 | | |

Проектирование мехатронны систем

| | | | | | | |
|----|----------|-----------------------|-------------------|---|---|---------------------------------|
| 31 | «Вперед» | x_2 x_3 z | 0^* 1 0 | $\begin{matrix} 1 & 1 \\ 1 & 1 \\ 1 & 0 \end{matrix}$ | $F_1 = \bar{x}_2 \cdot x_3 \cdot \bar{z}$ | $F_1 = \bar{x}_2$ |
| | «Назад» | x_2 x_3 z | 1^* 1 1 | $\begin{matrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \end{matrix}$ | $\bar{F}_1 = x_2 \cdot x_3 \cdot z$ | $\bar{F}_1 = x_2$ |
| 32 | «Вперед» | x_1 x_3 z | 1 1 0^* | $\begin{matrix} 1 & 0 \\ 1 & 1 \\ 1 & 1 \end{matrix}$ | $F_2 = x_1 \cdot x_3 \cdot \bar{z}$ | $F_2 = \bar{z}$ |
| | «Назад» | x_1 x_3 z | 0 1^* 1 | $\begin{matrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{matrix}$ | $\bar{F}_2 = \bar{x}_1 \cdot x_3 \cdot z$ | $\bar{F}_2 = x_3 \cdot z$ |
| 33 | «Вперед» | x_1 x_2 z | 0^* 0 0 | $\begin{matrix} 1 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 1 & 1 \end{matrix}$ | $F_3 = \bar{x}_1 \cdot \bar{x}_2 \cdot \bar{z}$ | $F_3 = \bar{x}_1 \cdot \bar{z}$ |
| | «Назад» | x_1 x_2 z | 0 0 1^* | $\begin{matrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{matrix}$ | $\bar{F}_3 = \bar{x}_1 \cdot \bar{x}_2 \cdot z$ | $\bar{F}_3 = z$ |

Проектирование мехатронны систем



СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Карнаухов Н. Ф. Электромеханические и мехатронные системы: учеб. пособие/ - Ростов н/Д: Феникс, 2006. - 320 с.
2. Теория механизмов и механика машин: Учеб. Для вузов/ К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др. Под ред. К.В.Фролова – 4-е изд. испр – М.: Высш. Школа, 2003. – 496 с.
3. Егоров О.Д., Подураев Ю.В. Мехатронные модули. Расчет и конструирование: Учеб. Пособие. – М.: МГТУ «СТАНИН», 2004.– 360 с.
4. Казмиренко В.Ф. Электрогидравлические мехатронные модули движения: Основы теории и системное проектирование. Учебн. пособие. – М.: Радио и связь, 2001. 432 с.
5. Пейсах Э. Е., Пирожков М. А. Синтез передаточных рычажных механизмов методом кусочно-полиномиальной параметрической аппроксимации, ориентированным на исключение дефекта ветвления// Машиноведение. 1988. № 6. С. 48—56
6. Герман-Галкин С.Г. Matlab&Simulink. Проектирование мехатронных систем на ПК. СПб.: КОРОНА-Век, 2008. – 368 с.
7. Ли К. Основы САПР (CAD/ CAM/ CAE). – СПб.: Питер, 2004. – 560 с.
8. Норенков И.П. Кузьмик П.К. Информационная поддержка наукоемких изделий. CALS – технологии. – М.: Изд-во МГТУ им.Баумана, 2002. – 320 с.
9. Норенков И.П. Основы автоматизированного проектирования: Учеб. для вузов: Учеб. Для вузов. – 2-е изд., перераб. И доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 336.
10. Проектирование следящих систем. /Под ред. Н.А. Лакогы - Москва, Машиностроение, 1992г. - 352 стр