

Andrzej ZBROWSKI

Instytut Technologii Eksploatacji – PIB, Radom

GEOMETRYCZNY MODEL RÓWNOLEGŁEGO TRZYOSIOWEGO MANIPULATORA Z NIELINIOWĄ CHARAKTERYSTYKĄ POZYCJONOWANIA

Słowa kluczowe

Precyzyjne mechanizmy pozycjonujące, model kinematyczny, kinematyka równoległa, tripod.

Streszczenie

W artykule przedstawiono analizę kinematyczną modelu mechanizmu precyzyjnego manipulatora z kinematyką równoległą typu tripod. Scharakteryzowano strukturę manipulatora, w którym zastosowano akulatory o nieliniowej charakterystyce pozycjonowania. Przedstawiono równania pozycji definiujące matematyczny model konstrukcji.

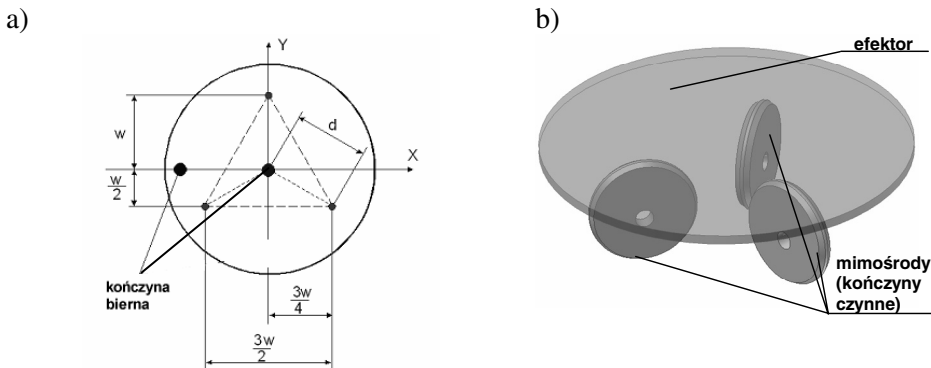
Wprowadzenie

Rozwiązania manipulatorów o kinematyce równoległej [1] charakteryzują się niekorzystnym stosunkiem zakresu roboczego do gabarytów urządzenia. Jest to generalny mankament wszystkich rozwiązań bazujących na kinematyce równoległej. Dotyczy on zarówno zastosowań wykorzystywanych w przemysłowych systemach budowy maszyn [2, 3, 4], jak i w laboratoryjno-badawczych układach manipulacyjnych [5]. Istotnym zadaniem jest poszukiwanie nowych rozwiązań konstrukcyjnych, w których zachowane zostaną podstawowe zalety kinematyki równoległej z jednoczesnym zmniejszeniem niekorzystnego stosunku zakresu roboczego do wymiarów gabarytowych [6].

Oryginalny charakter rozwiązania przedstawionego problemu ma propozycja zastosowania mechanizmu mimośrodowego do przemieszczania platformy ruchomej w układzie kinematycznym typu tripod.

1. Przedstawienie problemu

Koncepcja układu pozycjonowania wykorzystuje kinematykę równoległą tripoda, w której efektor – ruchoma platforma manipulatora – osadzony jest na trzech kończynach aktywnych – aktuatorach (rys. 1). Kończyny zostały rozmieszczone w wierzchołkach trójkąta równobocznego. W środku ciężkości tego trójkąta znajduje się kończyna bierna, połączona z efektem za pomocą przegubu kulistego. Poprzez wprowadzenie przegubu kulistego połączonego z suwliwym trzpieniem ruchomym, płyta stolika może wykonywać jeden ruch postępowy (do góry i do dołu) oraz realizować obroty wokół dwóch osi leżących w płaszczyźnie stolika. Nadmiarowy stopień swobody w postaci obrotu wokół osi pionowej i translacji w płaszczyźnie XY redukują dwie dodatkowe kończyny bierne.



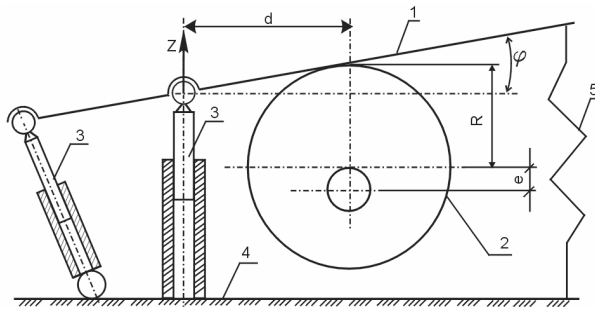
Rys. 1. Rozmieszczenie kończyn tripoda

2. Realizacja zadania

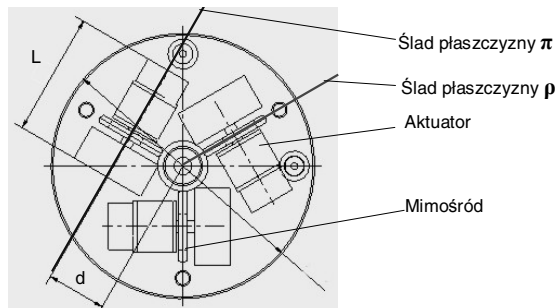
Opracowany mechanizm funkcjonalny, odpowiadający przyjętej koncepcji systemu, jest strukturą typową dla mechaniki precyzyjnej, zapewniającą uzyskanie wysokiej rozdzielczości pozycjonowania z minimalną ilością elementów łańcucha kinematycznego [7, 8]. Kończyna – aktuator oraz platforma manipulatora (efektor) osadzona w przegubie tworzą mechanizm wahaczowy z siłowym zamknięciem za pomocą sprężyn [9, 10].

Aktuator jest mechanizmem mimośrodowym, w którym zmiana długości ramienia mimośrodu wpływa na zmianę wysokości kończyny. Zmiana długości ramienia mimośrodu (zmiana długości kończyny) powodowana jego obrotem

wywołuje pochylanie płyty stolika wokół przegubu kulistego o kąt φ (rys. 2). Przegub (środek przegubu) stanowi początek układu współrzędnych. Oprócz obrotu wokół osi układu współrzędnych zmiana długości ramienia mimośrodowego daje możliwość podnoszenia i opuszczania płyty stolika w pionie (wzdłuż osi Z). Przesunięcie liniowe wzdłuż osi Z ograniczone jest wartością mimośrodowego (wielkość e).



Rys. 2. Schemat kinematyczny mechanizmu manipulatora: 1 – płyta stolika, 2 – mimośród, 3 – kończyny bierne, 4 – podstawa, 5 – sprężyna



Rys. 3. Schemat mechanizmu mimośrodowego zastosowanego do pozycjonowania płyty stolika

Wartość kątów obrotu zależy od mimośrodowości i od odległości d płaszczyzny π (prostopadłej do podstawy mechanizmu przechodzącej przez oś serwowatora) od osi Z (rys. 3).

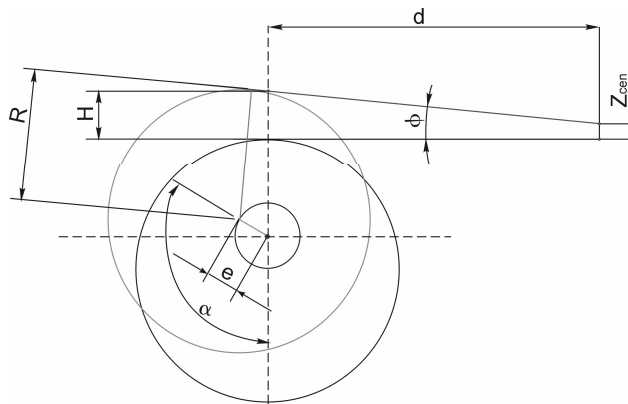
3. Opis modelu

Wprowadzone geometryczne równania pozycji elementów wykonawczych wyznaczają współrzędną Z płaszczyzny stolika przy założonych stałych wartościach współrzędnych X i Y (bez względu na punkt styku mimośrodu z po-

wierzchnią stolika). Współrzędna Z jest poszukiwaną wartością wysokości H wirtualnej kończyny w punkcie X, Y. Wartości współrzędnych X i Y wynikają z warunków konstrukcyjnych, ograniczanych długością L aktuatora (rys. 3). Podczas wyprowadzania równań modelu geometrycznego kończyny układ kartezjański zastąpiono układem cylindrycznym. Taki układ ułatwia analizę mechanizmu w płaszczyźnie koła mimośrodowego zawierającej oś Z (płaszczyzna ρ). Dzięki temu możliwe jest operowanie stałą wartością d niezależnie od numeru kończyny. Wartość d (wymiar konstrukcyjny), kąty rozstawienia położenia kończyn (120°) oraz poszukiwana wartość wysokości kończyny H jednoznacznie definiują punkty wyznaczające płaszczyznę, na której spoczywa płyta stolika (efektor).

Dla przyjętych założeń występują trzy możliwe przypadki ustawień koła mimośrodowego względem środka przegubu:

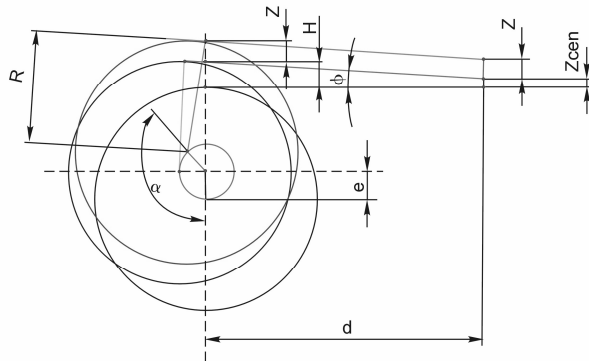
- a) gdy wysokość kończyny jest większa niż współrzędna Z środka układu współrzędnych ($H > Z_{cen}$); w tym przypadku możliwy jest obrót (rys. 4) oraz translacja efektora (rys. 5).



Rys. 4. Schemat geometryczny ustawienia mimośrodowego i efektora w ruchu obrotowym dla przypadku $H > Z_{cen}$ (R – promień tarczy mimośrodowego, d – odległość płaszczyzny prostopadłej do podstawy mechanizmu przechodzącej przez oś serwomotoru od osi Z, e – promień mimośrodowego, Z_{cen} – wznios środka przegubu kulistego, α – kąt obrotu mimośrodowego, ϕ – kąt obrotu efektora, H – wysokość kończyny)

Równanie pozycji ruchu obrotowego dla przypadku $H > Z_{cen}$, wyprowadzone wg schematu na rys. 4, przyjmuje postać:

$$d \cdot \operatorname{tg} \left(\arcsin \frac{R}{\sqrt{(R - e \cdot (1 - \cos \alpha) + Z_{cen})^2 + (d + e \cdot \sin \alpha)^2}} - \arctg \frac{R - e \cdot (1 - \cos \alpha) + Z_{cen}}{d + e \cdot \sin \alpha} \right) - H = 0 \quad (1)$$

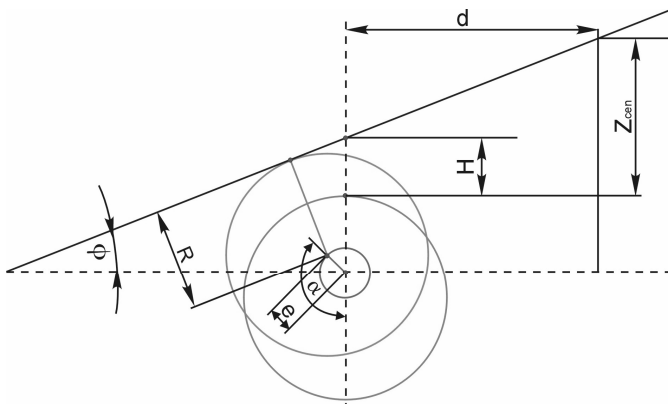


Rys. 5. Schemat geometryczny ustawienia mimośrodu i efektora w translacji dla przypadku $H > Z_{cen}$ (R – promień tarczy mimośrodu, d – odległość płaszczyzny prostopadłej do podstawy mechanizmu przechodzącej przez oś serwomotoru od osi Z , e – promień mimośrodu, Z_{cen} – wznios środka przegubu kulistego, α – kąt obrotu mimośrodu, φ – kąt obrotu efektor, H – wysokość kończyny po realizacji obrotu, Z – wartość translacji efektor)

Równanie translacji dla przypadku $H > Z_{cen}$, wyprowadzone wg schematu na rys. 5, przyjmuje postać:

$$R \cdot \left(\sqrt{1 + \left(\frac{H - Z_{cen}}{d} \right)^2} - 1 \right) + e \cdot (1 - \cos \alpha) - Z_{cen} - \frac{H - Z_{cen}}{d} \cdot (e \cdot \sin \alpha + d) - Z = 0 \quad (2)$$

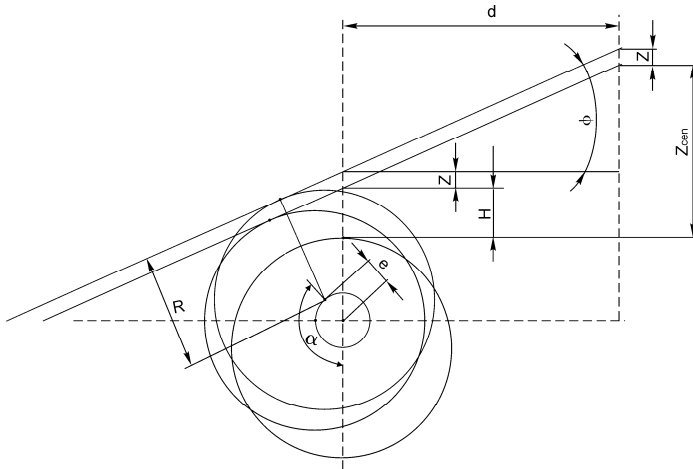
b) gdy wysokość kończyny jest mniejsza niż współrzędna Z środka układu współrzędnych ($H < Z_{cen}$); w tym przypadku możliwy jest obrót (rys. 6) oraz translacja efektor (rys. 7).



Rys. 6. Schemat geometryczny ustawienia mimośrodu i efektora w ruchu obrotowym dla przypadku $H < Z_{cen}$

Równanie pozycji ruchu obrotowego dla przypadku $H < Z_{cen}$, wyprowadzone wg schematu na rys. 6, przyjmuje postać:

$$R \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{Z_{cen} - H}{d}\right)^2}} - e \cdot \cos \alpha - Z_{cen} - R + e + \frac{Z_{cen} - H}{d} \cdot \left(d + R \cdot \frac{Z_{cen} - H}{\sqrt{1 + \left(\frac{Z_{cen} - H}{d}\right)^2}} + e \cdot \sin \alpha \right) = 0 \quad (3)$$



Rys. 7. Schemat geometryczny ustawienia mimośrod i efektora w translacji dla przypadku $H < Z_{cen}$

Równanie translacji dla przypadku $H < Z_{cen}$, wyprowadzone wg schematu na rys. 7, przyjmuje postać:

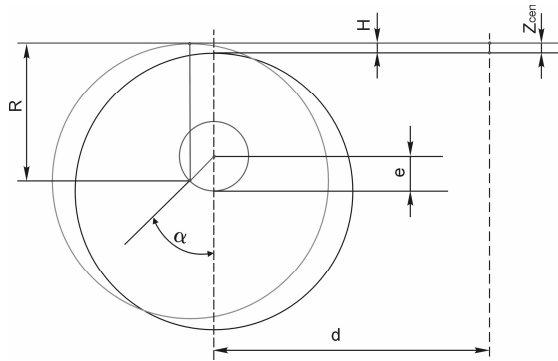
$$\frac{R}{(H + Z + R - e) \cdot \left(\frac{d}{Z_{cen} - H} \cdot (H + R - e + Z) - e \cdot \sin \varphi \right) + e \cdot \cos \varphi} - \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{d}{Z_{cen} - H}\right)^2}} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{d}{Z_{cen} - H} \cdot (H + R - e + Z)$$

c) gdy wysokość kończyny jest równa współrzędnej Z środka układu współrzędnych ($H = Z_{cen}$); ten przypadek występuje tylko dla translacji (rys. 8).

Równanie translacji dla przypadku $H = Z_{cen}$, wyprowadzone wg schematu na rys. 8, przyjmuje postać:

$$e \cdot (1 - \cos \alpha) - Z = 0 \quad (5)$$



Rys. 8. Schemat geometryczny ustawienia mimośrodowego i efektora w translacji dla przypadku $H = Z_{cen}$

Podsumowanie

Oryginalność rozwiązania wynika z wykorzystania mechanizmu mimośrodowego do przemieszczania platformy ruchomej w równoległym układzie kinematycznym. W przedstawionym układzie zamiana ruchu obrotowego aktuatora na postępowy efektor (platformy stolika) realizowana jest w strukturalnie prostym łańcuchu kinematycznym. Podstawowe walory opracowanego urządzenia wynikają ze zwiększonej czułości regulacji. Ze względu na dodatkowe przełożenie, występujące w mechanizmie mimośrodowym, rozwiązanie jest szczególnie dedykowane dla manipulatorów precyzyjnych. Ustawienie osi napędu obrotowego równoległe do podstawy umożliwia zmniejszenie wymiarów gabarytowych oraz realizację kompaktowej budowy manipulatora.

Opracowany model geometryczny umożliwia pozycjonowanie efektora według zadanych kątów obrotu i przesunięć platformy roboczej w osiach kartezjańskiego układu współrzędnych oraz kątów obrotu mimośrodków. Kinematyka prosta modelu wykorzystuje analitycznie wyprowadzoną zależność funkcyjną, definiującą wysokość kończyny w funkcji kąta obrotu mimośrodu. W kinematyce odwrotnej należy wykorzystać metodę numeryczną określania poszukiwanych kątów obrotu mimośrodków dla zadanych wartości przemieszczeń i kątów platformy roboczej. Działanie to jest realizowane poprzez numeryczne rozwiązanie równania ruchu kinematyki prostej dla odpowiedniej wartości wzniosu kończyny.

Praca naukowa finansowana ze środków Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego, wykonana w ramach realizacji Programu Wieloletniego pn. „Doskonalenie systemów innowacyjności w produkcji i eksploatacji w latach 2004–2008”.

Bibliografia

1. Steward D.: A platform with six degrees of freedom. Proc. Institution of Mechanical Engineers, 180 (1965), s. 371–386.
2. Oczóś K., Weiss E.: Kinematyki równoległe w budowie obrabiarek, robotów i manipulatorów. Część I. Mechanik 2002, 5–6, s. 323–333.
3. Oczóś K., Weiss E.: Kinematyki równoległe w budowie obrabiarek, robotów i manipulatorów. Część II. Mechanik 2002, 7, s. 489–498.
4. Iżykowski S. i inni.: Zastosowanie układów kinematycznych o strukturach równoległych w budowie maszyn wytwórczych. IV Konf. Naukowa: Komputerowe Wspomaganie Prac Inżynierskich, Polanica 1998.
5. <http://www.physikinstrumente.de/pdf/ParMetr2.pdf>.
6. Szafarczyk M.: Stan obecny i możliwości kinematyki równoległej w obrabiarkach. Mechanik 2003, 4, s. 184.
7. Pawłowski J.: Podstawy konstrukcji przyrządów precyzyjnych. Elementy teorii mechanizmów. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1986, s. 18–26, 124–127, 130–135.
8. Olędzki A.: Mechanizmy krzywkowe. WNT, Warszawa 1968, s. 73–110.
9. Zbrowski A.: Metoda kształtowania charakterystyki obrotu w mechatronicznym, precyzyjnym stoliku obrotowym. X Jubileuszowy Kongres Eksploatacji Urządzeń Technicznych. Stare Jabłonki, 6–9 września 2005. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom.
10. Zbrowski A.: Analiza kinematyczna modelu mechanizmu funkcjonalnego w precyzyjnym stoliku obrotowym. Problemy Eksploatacji 2005, 1, s. 61–72.

Recenzent:
Mariusz GIERGIEL

Geometric model of parallel three axis manipulator with a non-linear positioning characteristic

Key words

Precision positioning mechanism, kinematic model, parallel kinematics, tripod.

Summary

The article presents the geometric analysis of the model precision manipulator with parallel kinematics of a tripod. The structure of a manipulator with non-linear actuators was described. Position equations defining the mathematical model of construction was considered.