

DVIEJŲ AŠIŲ PRECIZINIO POZICIONAVIMO SISTEMOS
SKAITINIS MODELIAVIMASGiedrius Augustinavičius¹, Audrius Čereška²*Vilniaus Gedimino technikos universitetas**El. paštas: ¹mgkat@vgtu.lt; ²audrius.cereska@vgtu.lt*

Santrauka. Straipsnyje pristatomas dviejų ašių precizinio pozicionavimo sistemos su tampriaisiais elementais modeliavimas. Pozicionavimo sistemą sudaro monolitinė struktūra ir sraigtinės poros. Matematinis modelis sudarytas platformų poslinkiams apskaičiuoti. Pasiūlyta modeliavimo metodika gali būti taikoma kuriant pozicionavimo sistemas su tampriaisiais elementais.

Reikšminiai žodžiai: tamprusis vyris, precizinis pozicionavimas, pozicionavimo sistema.

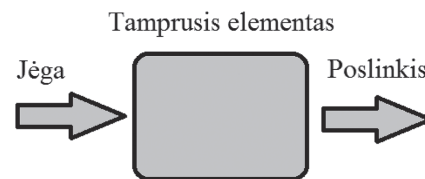
Įvadas

Precizinis pozicionavimas yra labai svarbus daugelyje šiuolaikinių technologijų sričių, ypač mikro- ir nanotechnologijose. Jis taikomas optinėse sistemose (lazerinės sistemos, šviesos srauto reguliavimas), mikroskopijoje, precizinėje gamyboje, matavimo sistemose, medicinoje ir kitur.

Daugelis precizinio pozicionavimo sistemų sukurtos tradicinių technologijų pagrindu: žingsniniai ir servovariškiai, hidro- ir pneumopavaros ir kt. Pagrindinis šių sistemų slenkamojo judesio elementas yra guolių struktūra, tačiau šiose sistemose susiduriama su problemomis, susijusiomis su trintimi, susidėvėjimu, laisvąja eiga, tepimu. Tai trukdo pasiekti aukštą pozicionavimo sistemos tikslumą. Sausoji trintis yra gerai žinoma kaip precizinio pozicionavimo sistemų su nanoskyros rezoliucija problema. Precizinio pozicionavimo sistemų surinkimo paklaidos taip pat turi didelės įtakos pozicionavimo tikslumui. Dėl nesimetrinės pozicionavimo sistemos struktūros atsiranda temperatūrinių deformacijų paklaidų. Šių paklaidų kompensavimas yra labai brangus.

Pozicionavimo sistemos su tampriaisiais elementais (monolitinės struktūros) yra puikus būdas pašalinti šiuos trūkumus. Šios sistemos tikslas – pasiekti mažą deformuojamo kūno standumą pageidaujamo poslinkio kryptimi ir gauti jį kuo didesnę visomis kitomis kryptimis.

Precizinio pozicionavimo sistemoms su tampriaisiais elementais būdingi tam tikri pranašumai lyginant su tradicinėmis pozicionavimo sistemomis. Jos neturi laisvosios eigos, nėra trinties ir susidėvėjimo, jų nereikia tepti, būdingas tiesialinijinis judesys, teoriškai begalinė rezoliucija, nėra surinkimo paklaidų (1 pav.).



1 pav. Tampriojo elemento veikimo principas

Fig. 1. The principle of the flexure element

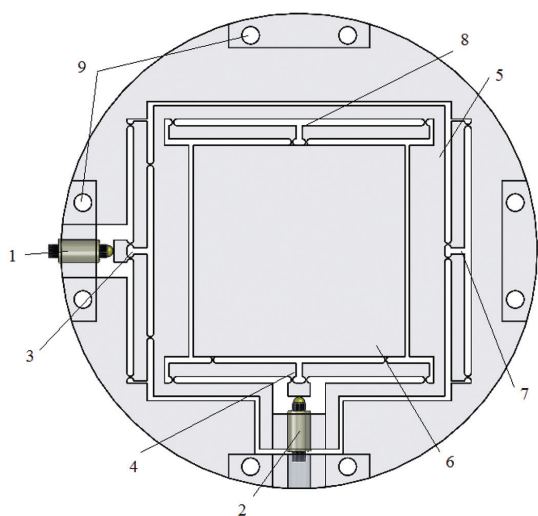
Dviejų ašių precizinio pozicionavimo sistemos struktūra ir veikimo principas

Dviejų ašių precizinio pozicionavimo sistemą sudaro monolitinė struktūra ir du pozicionavimo vykdikliai. Judesys perduodamas dviem mikrometrinio tikslumo sraigtinėmis poromis, kurios yra kompaktiškos ir užtikrina gana aukštą pozicionavimo tikslumą.

Sraigtinės poros sriegio žingsnis yra 0,2 mm, tai lengvai leidžia pasiekti 0,5 μ m skyros pozicionavimą. Ašinės apkrovos riba – 70 N. Sraigtinės poros įmontuotos monolitinėje struktūroje, toje pačioje plokštumoje, dviejose viena kitai statmenose ašyse.

Poslinkio reguliavimas x ir y ašių kryptimis yra nepriklausomas, t. y. pozicionuojant x ašies kryptimi y ašies kryptimi koordinatė nesikeičia, taip pat pozicionuojant y ašies kryptimi nesikeičia koordinatė x ašies kryptimi.

Monolitinė struktūra suskirstyta į tvirtinamą išorinį žiedą, perdavimo grandines, atramines grandines ir judančias platformas. Perdavimo ir atramines grandines sudaro gembų ir tampriųjų lankstų kombinacijos (2 pav.).



2 pav. Dviejų ašių precizinė pozicionavimo sistema: 1, 2 – sraigtinės poros; 3, 4 – perdavimo grandinės; 5 – platforma, judanti x ašies kryptimi; 6 – platforma, judanti y ašies kryptimi; 7, 8 – atraminės grandinės; 9 – tvirtinimo skylės

Fig. 2. A precise dual axis positioning system: 1, 2 – ultra fine adjustment screws; 3, 4 – motion reduction chains; 5 – x – axis moving platform; 6 – y – axis moving platform; 7, 8 – support chains; 9 – fixing holes

Sraigtinė pora 1 per perdavimo grandinę 3 stumia platformą 5, judančią x ašies kryptimi. Atraminės grandinės 7 paskirtis – neleisti platformai 5 pasisukti apie y ašį. Sraigtinė pora 2 įmontuota platformoje, judančioje x ašies kryptimi 5, per perdavimo grandinę 4 stumia platformą 6, judančią y ašies kryptimi. Atraminės grandinės 8 paskirtis – neleisti platformai 6 pasisukti apie x ašį.

Objekto modeliavimas skaitiniu metodu

Įvairių tipų pozicionavimo sistemos yra aprašytos matematiniais modeliais (Li, Xu 2009; Mukhopadhyay *et al.* 2008; Park, Yang 2005; Dong *et al.* 2008; Phama, Chen 2005; Yong *et al.* 2008; Lobontiu *et al.* 2002).

Žiedo, gembių ir platformų deformacijos yra ganėtinai mažos, todėl manoma, kad šie elementai nesideformuoja, yra standūs. Sistemos modelį sudaro 13 standžių elementų. Kaip minėta ankstesniame skyriuje, tamprusis lankstas turi du laisvės laipsnius, t. y. gali pasisukti apie z ašį ir pasislinkti y ašies kryptimi, todėl tamprusis lankstas bus vertinamas kaip spyruoklė su standumais pasisukimui – c ir pasislinkimui – k . Tamprieji lankstai monolitiniėje struktūroje yra vienodi, jų matmenys taip pat vienodi, taigi ir standumai bus vienodi, todėl bus 20 vienodų tampriųjų elementų (3 pav.).

Kadangi pozicionavimo reguliavimas x ir y ašimis yra nepriklausomas, o perdavimo grandinių ir atraminių grandinių elementų – gembių ir tampriųjų lankstų – išsidėstymas bei matmenys yra vienodi, manoma, kad pozicionavimas x ir y ašimis yra vienodas, todėl modelyje pakanka skaičiuoti pozicionavimą tik viena ašimi.

Kadangi pozicionavimo sistema, reguliuojant viena ašimi, yra simetrinė, modelyje pakanka skaičiuoti tik vieną jos pusę, padalytą simetrijos ašies.

Sistemos potencinė energija yra lygi:

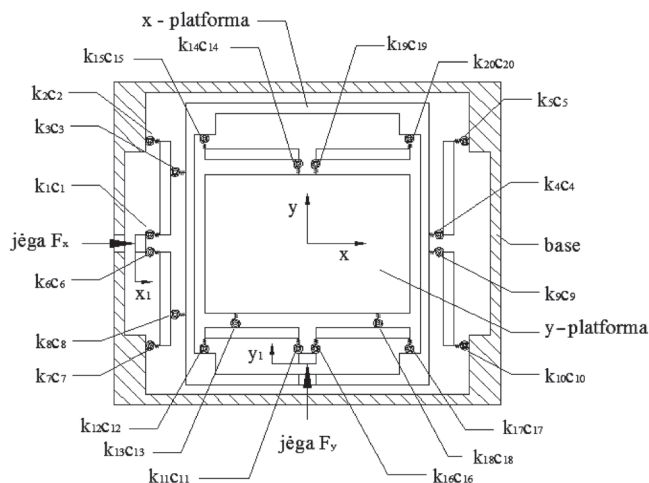
$$\Pi = \frac{1}{2}(k_i x_i^2 + c_i \varphi_i^2). \quad (1)$$

Pozicionavimo sistemos potencinė energija:

$$\begin{aligned} \Pi = & k \cdot (x_1 - \Delta_1)^2 + c \cdot \left(\frac{\Delta_1 - x_2}{l} \right)^2 + k \cdot x_2^2 + c \cdot \left(\frac{\Delta_1 - x_2}{l} \right)^2 + \\ & + k \cdot \left((\Delta_1 - x_2) \cdot \frac{b}{l} - x_3 \right)^2 + c \cdot \left(\frac{\Delta_1 - x_2}{l} \right)^2 + k \cdot (x_3 - \Delta_2)^2 + \\ & + c \cdot \left(\frac{\Delta_2 - x_4}{l} \right)^2 + k \cdot x_4^2 + c \cdot \left(\frac{\Delta_2 - x_4}{l} \right)^2. \end{aligned} \quad (2)$$

Kadangi x_1 yra žinomas dydis, reikia surasti kintamuosius ($\Delta_1, \Delta_2, x_2, x_3, x_4$) pagal Lagranžo lygtį:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial (\Delta_1, \Delta_2, x_2, x_3, x_4)} = 0. \quad (3)$$



3 pav. Pusiau standus modelis
Fig. 3. Pseudo rigid model

Išdiferencijavus pagal kintamuosius ($\Delta_1, \Delta_2, x_2, x_3, x_4$) gaunama lygčių sistema, kurios matricinė forma yra:

$$\begin{bmatrix} \frac{kb^2 + kl^2 + 3c}{l^2} & 0 & \frac{-kb^2 - 3c}{l^2} & \frac{-kb}{l} & 0 \\ 0 & \frac{2kl^2 + 4c}{l^2} & 0 & -2k & \frac{-4c}{l^2} \\ \frac{2(kb^2 + 3c)}{l} & 0 & \frac{2kb^2 + 6c + 2kl^2}{l^2} & \frac{2kb}{l} & 0 \\ \frac{-2kb}{l} & -2k & \frac{2kb}{l} & 4k & 0 \\ 0 & \frac{-4c}{l^2} & 0 & 0 & \frac{4c + 2kl^2}{l^2} \end{bmatrix} \times \begin{pmatrix} \Delta_1 \\ \Delta_2 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} kx_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (4)$$

Matricos sprendiniai:

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= \frac{x_1 \cdot (9kl^2c + 2ckb^2 + k^2l^4 + 18c^2)}{k^2l^4 + 12kl^2c + 4ckb^2 + 36c^2}, \\ \Delta_2 &= \frac{(kl^2 + 2c)lbkx_1}{k^2l^4 + 12kl^2c + 4ckb^2 + 36c^2}; \\ x_2 &= \frac{(18c + 2kb^2 + 3kl^2)cx_1}{k^2l^4 + 12kl^2c + 4ckb^2 + 36c^2}; \\ x_3 &= \frac{(kl^2 + 4c)lbkx_1}{k^2l^4 + 12kl^2c + 4ckb^2 + 36c^2}; \\ x_4 &= \frac{2lbckx_1}{k^2l^4 + 12kl^2c + 4ckb^2 + 36c^2}. \end{aligned} \quad (5)$$

Modeliavimo rezultatai

Gauta, kad, monolitinės struktūros sija veikiant sraigtinės poros žingsniu $x_1 = 200 \mu\text{m}$, platforma pasislinks $65,7 \mu\text{m}$ skaičiuojant skaitiniu metodu.

Veikiant monolitinės struktūros sija mažiausia skiriamąja geba $x_1 = 0,5 \mu\text{m}$, gauta, kad platforma pasislinks $165 \mu\text{m}$.

Veikiant monolitinės struktūros sija didžiausia leidžiamą sraigtinės poros ašine 70 nN jėga, gauta, kad platforma pasislinks $94,65 \mu\text{m}$, skaičiuojant skaitiniu metodu.

Išvados

1. Dviejų ašių precizinės pozicionavimo sistemos veikimo diapazonas yra $94,65 \times 94,65 \mu\text{m}$.
2. Dviejų ašių precizinės pozicionavimo sistemos skiriamoji geba – 165 nm .
3. Pasiūlyta modeliavimo metodika gali būti taikoma kuriant precizinio pozicionavimo sistemas su tampriaisiais elementais.

Literatūra

- Dong, J.; Yao, Q.; Ferreira, P. M. 2008. A novel parallel-kinematics mechanism for integrated, multi-axis nanopositioning. Part 2: Dynamics, control and performance analysis, *Precision Engineering* 32: 20–33; 7–19.
- Yong, Y. K.; Lu, T. F.; Handley, D. C. 2008. Review of circular flexure hinge design equations and derivation of empirical formulations, *Precision Engineering* 32: 63–70. doi:10.1016/j.precisioneng.2007.05.002
- Li, Y.; Xu, Q. 2009. Modeling and performance evaluation of a flexure-based XY parallel micromanipulator, *Mechanism and Machine Theory* 44: 2127–2152. doi:10.1016/j.mechmachtheory.2009.06.002
- Lobontiu, N.; Paine, J. S. N.; Garcia, E.; Goldfarb, M. 2002. Design of symmetric conic-section flexure hinges based on closed-form compliance equations, *Mechanism and Machine Theory* 37: 477–498. doi:10.1016/S0094-114X(02)00002-2
- Mukhopadhyay, D.; Dong, J.; Pengwang, E.; Ferreira, P. 2008. A SOI-MEMS-based 3-DOF planar parallel-kinematics nanopositioning stage, *Sensors and Actuators A: Physical* 147: 340–351. doi:10.1016/j.sna.2008.04.018
- Park, S. R.; Yang, S. H. 2005. A mathematical approach for analyzing ultra precision positioning system with compliant mechanism, *Journal of Materials Processing Technology* 164–165: 1584–1589. doi:10.1016/j.jmatprotec.2005.02.018
- Phama, H. H.; Chen, I. M. 2005. Stiffness modeling of flexure parallel mechanism, *Precision Engineering* 29: 467–478. doi:10.1016/j.precisioneng.2004.12.006

NUMERICAL MODELING OF A PRECISE DUAL AXIS POSITIONING SYSTEM

G. Augustinavičius, A. Čerėška

Abstract

This paper presents a model of a precise dual axis flexure-based positioning system for micro-positioning uses. The positioning system is featured with monolithic architecture, flexure-based joints and ultra fine adjustment screws. Its workspace has been evaluated via analytical approaches. Reduction mechanism is optimally designed. The mathematical model of the positioning system has been derived and verified by resorting to finite element analysis (FEA). The established analytical and (FEA) models are helpful for reliable architecture optimization and performance improvement in the positioning system.

Keywords: flexure hinge, precise positioning, positioning system.