

MAGNETINĖS VIBROIZOLIACINĖS ATRAMOS TYRIMAI

Andrius GEDVILA¹, Vadim MOKŠIN²

Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Vilnius, Lietuva

El. paštas: ¹andrius.gedvila@vgtu.lt; ²vadim.moksin@vgtu.lt

Santrauka. Straipsnyje pateikiami suprojektuotos savaime centruojančios vibroizoliacinės atramos su pastoviais magnetais apkrovimo gebos eksperimentinių ir skaitmeninių tyrimų rezultatai. Skaitmeninis atramos modeliavimas buvo atliktas naudojant *COMSOL Multiphysics*® programinę įrangą. Modeliavimo rezultatai pateikti kaip stūmos jėgos priklausomybės nuo atramos dangčio poslinkio grafikai, taip pat kaip magnetinio srauto tankio pasiskirstymo atramoje grafikai. Stūmos jėga buvo taip pat matuojama eksperimentiškai. Nustatyta, kad skirtumai tarp stūmos jėgos reikšmių, gautų modeliuojant ir matuojant, sudaro tik 2–8 %. Nustatyta, kad magnetinė atrama gali būti apkrauta ne didesne kaip 150 N jėga. Taip pat nustatyta, kad nulinis sistemos standumas pasiekiamas tuo atveju, kai atramos apkrovimo jėga sudaro apie 70 N.

Reikšminiai žodžiai: pastovūs magnetai, vibroizoliacinė atrama, apkrovimo geba, stūmos jėga, baigtinių elementų metodas, magnetinio srauto tankis.

Įvadas

Pasyvus vibracijų slopinimas plačiai taikomas tikslių matavimų įrenginiuose, puslaidininkių gamyboje, optikoje ir kitose srityse (Li *et al.* 2013; Kasparaitis *et al.* 2012). Tam, kad slopinamų dažnių diapazonas būtų kuo platesnis, vibroizoliacinių atramų standumas ir savieji dažniai turi būti kaip galima žemesni (Li *et al.* 2013). Pavyzdžiui, optinių stalų, pastatytų ant suspausto oro atramų, rezonansiniai dažniai sudaro apie 2 Hz. Tai reiškia, kad įranga, esanti ant optinio stalo, apsaugoma nuo vibracijų, greitesnių už 2 Hz (Vekteris *et al.* 2014a, 2014b). Norint gauti žemesnius dažnius, reikia kitokio požiūrio (Vekteris *et al.* 2014b). Tam buvo pasiūlytas neigiamo standumo mechanizmas (Platus 1991).

Šiuo metu ypač daug dėmesio skiriama vibracijų slopinimo sistemoms, veikiančioms magnetinės levitacijos principu ir pasižyminčioms netiesiniu jėgos ir poslinkio priklausomybės pobūdžiu (Li *et al.* 2013). Pastovių magnetų, pagamintų iš neodimio, geležies ir boro, standumas ir slopinimo savybės gali būti reguliuojamos tiesiog keičiant tarpelį tarp jų. Tokios sistemos yra labai patikimos ir saugios dėl sąlyginio paprastumo. Minėtos savybės ir skatina inžinierius bei mokslininkus kurti įvairių konstrukcijų vibroizoliacinius elementus su pastoviais magnetais (Puppin, Fratello 2002; Choi *et al.* 2003; Robertson *et al.* 2012).

Magnetinės levitacijos principu veikiančių sistemų projektavimo procesas yra labai sudėtingas. Žinoma, kad pastovūs magnetai sukuria netolygiai pasiskirsčiusią mag-

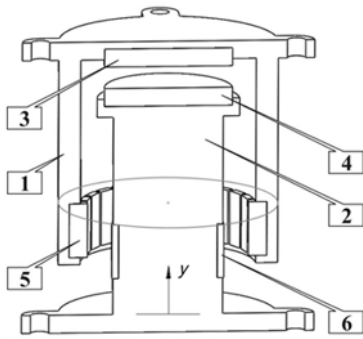
netinį lauką. Jo kryptis ir stipris yra nevienodi magnetą supančioje erdvėje. Omo ir Kirchhofo dėsniai paprastai netinka projektuojant tokias sistemas (Falkowski 2011), ir tik baigtinių elementų metodas gali būti taikomas šioms sistemoms projektuoti ir modeliuoti.

Skaitmeninis tokių sistemų modelis paprastai reikalauja didelio kiekio duomenų ir fizinių sistemų elementų, tokių kaip magnetai, laikikliai ir aplinka, savybių. Daugeliu atveju problemų, susijusių su skaitmeniniu šių sistemų modeliavimu, atsiranda dėl neteisingo savybių ir duomenų pateikimo bei analizės.

Šiame darbe skaitmeniniam originalios konstrukcijos savaime centruojančios magnetinės vibroizoliacinės atramos modeliavimui buvo taikomas baigtinių elementų metodas. *COMSOL Multiphysics*® modeliavimo programinė įranga buvo naudojama atramos apkrovimo jėgai ir magnetinio srauto tankiui skaičiuoti. Stūmos jėga taip pat buvo matuojama eksperimentų metu.

Magnetinė atrama ir tyrimų standas

Magnetinės vibroizoliacinės atramos schema pateikta 1 pav. Ši pigi, savaime centruojanti magnetinė atrama susideda iš dviejų dalių: dangčio 1 ir pagrindo 2. Atramoje naudojami du vienas prieš kitą išdėstyti diskiniai pastovūs magnetai 3 ir 4 bei prizminiai pastovūs magnetai 5 ir 6. Pastarieji yra

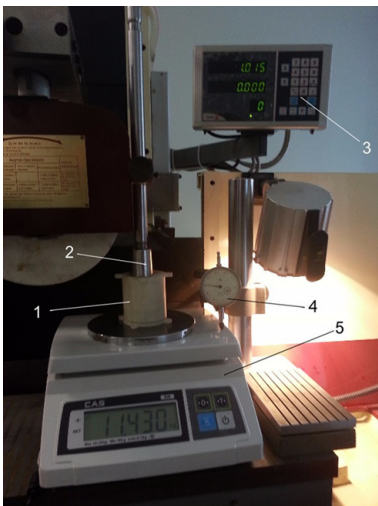


1 pav. Vibroizoliacinės atramos schema: 1 – dangtis; 2 – pagrindas; 3, 4 – diskiniai pastovūs magnetai; 5, 6 – prizminiai pastovūs magnetai; y – ašis

Fig. 1. Scheme of vibro-isolating support: 1 – cap; 2 – base; 3, 4 – disc-shaped permanent magnets; 5, 6 – prismatic permanent magnets; y – coordinate axis

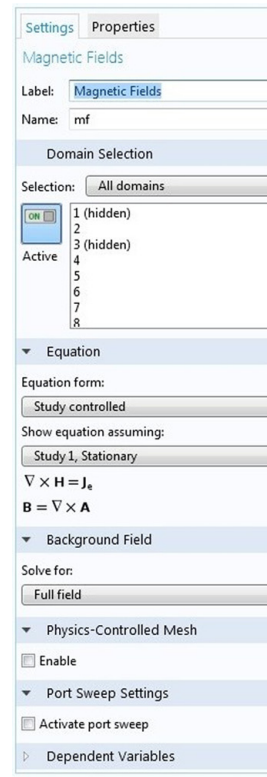
išdėstyti apskritimais ir naudojami dangčiui 1 centruoti ir jo stabilumui spindulio kryptimi užtikrinti. Pagrindas 2 su magnetu 4 nejuda, o dangtis 1 su magnetu 3 ir magnetais 5 gali judėti pirmyn ir atgal ašies y kryptimi (1 pav.).

Tyrimų stendas parodytas 2 pav. Vibroizoliacinė atrama 1 yra statoma ant svarstyklių 5, esančių ant plokščiojo šlifavimo staklių stalo, lėkštės. Strypas 2 yra pritvirtintas prie plokščiojo šlifavimo staklių suklio galvutės ir naudojamas atramos dangčiui stumti vertikaliąja kryptimi (ašies y kryptimi, 1 pav.). Svarstyklės 5 naudojamos stūmos jėgai, atsirandančiai dangčio vertikalaus judesio metu, matuoti. Staklių šlifavimo disko koordinatinių vaizduoklių 3 naudojamas atramos dangčio poslinkiui valdyti ir matuoti.



2 pav. Tyrimų stendas: 1 – magnetinė atrama; 2 – strypas; 3 – įrankio koordinatinių vaizduoklis; 4 – indikatorius; 5 – skaitmeninės svarstyklės

Fig. 2. Test stand: 1 – magnetic vibro-isolating support; 2 – rod; 3 – tool coordinate display; 4 – dial indicator; 5 – digital scale



3 pav. Vibroizoliacinės atramos skaitmeninio modeliavimo parametrai

Fig. 3. Parameters of numerical simulation of vibro-isolating support

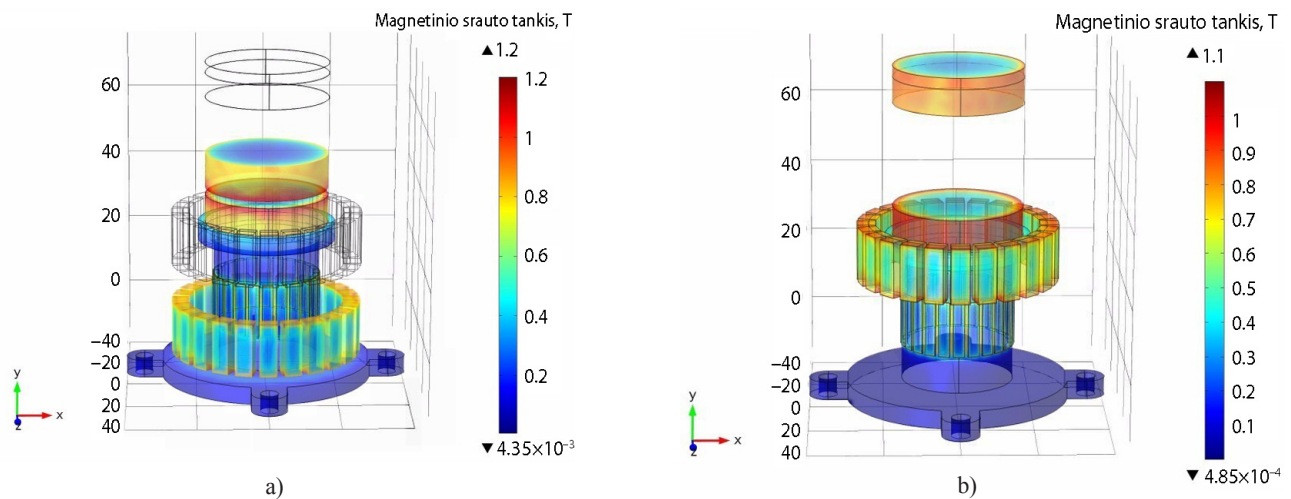
Papildomai atsirandantis svarstyklių lėkštės poslinkis matuojamas indikatoriumi 4. Vėliau šis poslinkis eliminuojamas iš matavimų rezultatų.

Skaitmeninis modeliavimas

Stūmos jėgos ir magnetinio srauto tankio skaičiavimams buvo naudojama *COMSOL Multiphysics*[®] programinė įranga. Skaičiavimams buvo naudojama sąsaja *MF (Magnetic Fields)*. Atramos 3D modelis (1 pav.) buvo sukurtas naudojant *SolidWorks*[®] programinę įrangą ir vėliau importuotas į *COMSOL* terpę. Skaičiavimams buvo naudojamos dvi medžiagos: magnetai ir oras. Baigtinių elementų tinklas buvo generuojamas automatiškai iš tetraedro formos elementų. Buvo parinkti ypač smulkūs dydžio baigtiniai elementai (*Extra Fine*, dydis 0,3–7 mm). Modeliavimo parametrai pateikti 3 pav.

Ekspertimentinių ir skaitmeninių tyrimų rezultatai ir jų aptarimas

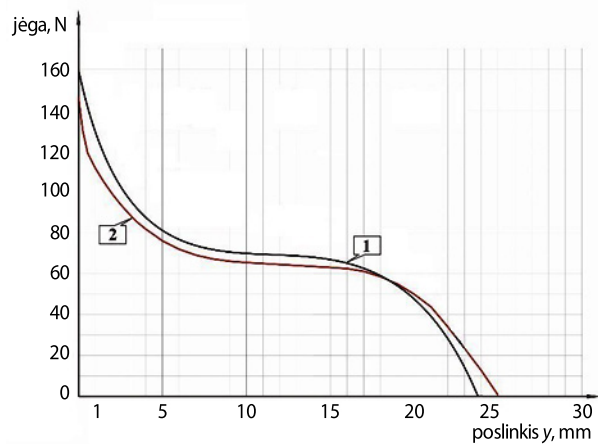
Magnetinio srauto tankio pasiskirstymo atramoje grafikai pateikti 4 pav. Skaičiavimai buvo atlikti atvejais, kai atramos dangtis yra aukščiausioje (b) ir žemiausioje (a, atrama visiškai uždaryta) pozicijose.



4 pav. Magnetinio srauto tankio pasiskirstymas, kai atramos dangtis 1 (1 pav.) yra žemiausioje (a) ir aukščiausioje (b) pozicijose
 Fig. 4. Magnetic flux density distribution maps when cap 1 (Fig. 1) of the support is in the lowest (a) and in the highest position (b)

Stūmos jėgos matavimo ir skaičiavimo rezultatai pateikti 5 pav. Jame galima matyti, kad skaičiavimo ir matavimo rezultatai gerai sutampa. Nesutapimas tarp matavimo ir skaičiavimo rezultatų sudaro tik 2–8 %.

5 pav. matyti, kad stūmos jėga mažėja didėjant atramos dangčio atitraukimui nuo pradinės pozicijos, kurioje atrama yra visiškai uždaryta (atvejis, parodytas 4 pav., a) ir kurioje stūmos jėga yra didžiausia (150 N). Jėga sumažėja iki nulio, kai dangtis nuslenka 25 mm atstumą, išmatuotą nuo pradinės pozicijos.



5 pav. Atramos pagrindo stūmos jėgos, veikiančios ašies y kryptimi (1 pav.), priklausomybės nuo atramos dangčio poslinkio grafikas: 1 – skaitmeninio modeliavimo rezultatai; 2 – matavimų rezultatai

Fig. 5. Repulsion force of the base of magnetic support (Fig. 1) acting in direction of y axis as function of coordinate of the cap: 1 – numerical simulation results; 2 – measurement results

Nulinio standumo zona, atsirandanti dėl dviejų prizminių magnetų 5 ir 6 (1 pav.) žiedų sąveikos, pastebima y koordinatų intervale 8–17 mm (5 pav.). Iš 5 pav. matyti, kad atrama turi būti apkrauta 70 N jėga tam, kad būtų pasiekta ši būseną.

Išvados

1. Didžiausioji suprojektuotos atramos apkrovimo jėga sudaro 150 N.
2. Nulinio standumo atramos būseną pasiekama, kai apkrovimo jėga yra apie 70 N.
3. Tyrimų rezultatai rodo, kad atramos apkrovimo geba gali būti tiriama taikant skaitmeninio modeliavimo metodus. Atveju, kai Magnetic Fields sąsaja naudojama skaičiavimams, skirtumas tarp apskaičiuotų ir išmatuotų stūmos jėgos reikšmių neviršija 8 %.

Literatūra

- Choi, K.-B.; Cho, Y. G.; Shinshi, T.; Shimokohbe, A. 2003. Stabilization of one degree-of-freedom control type levitation table with permanent magnet repulsive forces, *Mechatronics* 13(6): 587–603.
[http://dx.doi.org/10.1016/S0957-4158\(02\)00032-6](http://dx.doi.org/10.1016/S0957-4158(02)00032-6)
- Falkowski, K. 2011. Simulation of passive magnetic bearing using COMSOL multiphysics, in *2011 COMSOL Conference*, 26–28 October 2011, Stuttgart, Germany.
- Kasparaitis, A.; Kilikevičius, A.; Barakauskas, A.; Mokšin, V. 2012. Experimental research of vibrations of angle measurement comparator, *Journal of Vibroengineering* 14(4): 1760–1765.
- Li, Q.; Zhu, Y.; Xu, D.; Hu, J.; Min, W.; Pang, L. 2013. A negative stiffness vibration isolator using magnetic spring combined

with rubber membrane, *Journal of Mechanical Science and Technology* 27(3): 813–824.
<http://dx.doi.org/10.1007/s12206-013-0128-5>

Platus, D. L. 1991. Negative-stiffness-mechanism vibration isolation systems, *SPIE Proceedings* 1619: 44–54.

Puppin, E.; Fratello, V. 2002. Vibration isolation with magnet springs, *Review of Scientific Instruments* 73(11): 4034–4036.
<http://dx.doi.org/10.1063/1.1512325>

Robertson, W.; Cazzolato, B.; Zander, A. 2012. Theoretical analysis of a non-contact spring with inclined permanent magnets for load-independent resonance frequency, *Journal of Sound and Vibration* 331(6): 1331–1341.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2011.11.011>

Vekteris, V.; Kilikevičius, A.; Mokšin, V.; Gedvila, A. 2014a. Investigation of the vibration behaviour of optomechanical convergence system of multiple pump beams, *International Journal of Academic Research. Part A: Applied and Natural Sciences* 6(1): 255–259.
<http://dx.doi.org/10.7813/2075-4124.2014/6-1/A.33>

Vekteris, V.; Kilikevičius, A.; Mokšin, V.; Gedvila, A. 2014b. Investigation of the efficiency of vibro-isolating supports of optical tables, *Asian Journal of Applied Science and Engineering* 3(1): 20–25.

INVESTIGATION OF MAGNETIC VIBRO-ISOLATING SUPPORT

A. Gedvila, V. Mokšin

Abstract

The load carrying capacity of designed self-centring permanent magnet based vibro-isolating support is analysed in the article. COMSOL Multiphysics® modelling software was used for numerical simulation. Results are presented as repulsion force versus support cap displacement graph as well as magnetic flux density distribution graphs. Repulsion force was also measured experimentally. It is established that differences between numerically and experimentally obtained force values are only about 2–8%. It is established that maximum normal load force of the support can't exceed 150 N. It is also established that near-zero stiffness of the support is achieved in case of approximately 70 N normal load force.

Keywords: permanent magnets, vibro-isolating support, load capacity, repulsion force, finite element method, magnetic flux density.