



19-osios jaunųjų mokslininkų konferencijos „Mokslas – Lietuvos ateitis“ teminės konferencijos
TRANSPORTO INŽINERIJA IR VADYBA,
vykusios 2016 m. gegužės 6 d. Vilniuje, straipsnių rinkinys

Proceedings of the 19th Conference for Junior Researchers 'Science – Future of Lithuania'
TRANSPORT ENGINEERING AND MANAGEMENT, 6 May 2016, Vilnius, Lithuania

Сборник статей 19-й конференции молодых ученых «Наука – будущее Литвы»
ИНЖЕНЕРИЯ ТРАНСПОРТА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПЕРЕВОЗОК, 6 мая 2016 г., Вильнюс, Литва

VIENVAMZDŽIO AMORTIZATORIAUS PLOKŠTELINIO VOŽTUVO MATEMATINIS MODELIS

Paulius Skačkauskas¹, Vaidas Vadluga², Vidas Žuraulis³

Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius
El. paštas: ¹paulius.skackauskas@vgtu.lt; ²vaidas.vadluga@vgtu.lt; ³vidas.zuraulis@vgtu.lt

Santrauka. Straipsnyje yra pateikiamas vienvamzdžiuose amortizatoriuose naudojamo plokštelinio vožtuvo matematinis modelis, skirtas nustatyti vožtuvo plokštelių deformacijas, susidarancias amortizatoriaus eksploatacijos metu, nuo kurių priklauso amortizatoriaus sukuriamas slopinimo jėgos charakteristika. Sudarytame modelyje yra įvertinamas vožtuvo plokštelių skaičius, geometriniai matmenys, išdėstymas ir medžiagos savybės, nustatomos kontaktinės jėgos, susidarancios tarp vožtuvo plokštelių. Aprašomas plokštelinio vožtuvo modelis yra pateikiamas programiniu paketu Matlab/Simulink aplinkoje, atliekama sudaryto modelio analizė naudojantis programiniu paketu ANSYS 15.0.

Reikšminiai žodžiai: vienvamzdis amortizatorius, plokštelinis vožtuvas, matematinis modelis, deformacijos, kontaktinės jėgos, slėgių skirtumas.

Įvadas

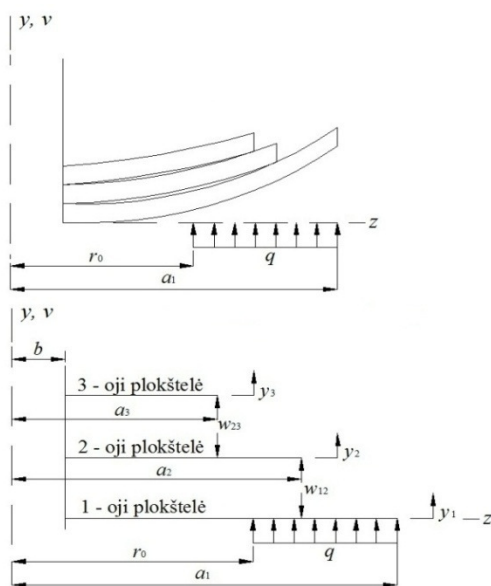
Siekiant judėti optimalia kelio trajektorija, transporto priemonei judant posūkiuose ar horizontaliosiomis kreivinėmis važiavimo trajektorijomis, be judėjimo važiavimo kryptimi, automobilis taip pat atlieka judesius ir apie skersinę, išilginę ir vertikalią ašis, o atsirandantys amortizuojamų ir neamortizuojamų masių svyravimai turi neigiamos įtakos važiavimo dinamiškumui ir saugumui, todėl automobilių pakabose yra naudojami amortizatoriai. Tačiau, net automobiliuose naudojant autosportui skirtus amortizatorius, jų pakabos nėra konstrukciškai nepriekaištingos, kadangi sportiniams automobiliams ar motociklams skirti amortizatoriai yra projektuojami taip, kad būtų tinkami įvairiose situacijose, esant įvairioms eksploatacijos sąlygoms, siekiant išgauti patenkinamas slopinimo charakteristikas. Autosportui skirti amortizatoriai turi 2–3 nepriklausomas charakteristikų reguliatorius, kurie leidžia keisti amortizatoriaus eksploatacinius rodiklius atskirai suspaudimo ir/arba ištraukimo eigose, tačiau šių reguliatorių ribos yra per siauros norint konkretų sportinį automobilį pritaikyti tam tikroms eksploatacijos sąlygoms, pavyzdžiui, žiedinėms lenktynėms, atsižvelgiant į specifinius poreikius ir automobilio parametrus, todėl amortizatorių konstrukcijos yra modifikuojamos.

Vienvamzdžių amortizatorių veikimo principas yra paremtas amortizatoriaus konstrukcijos, t. y., plokštelinio vožtuvo sukuriamu pasipriešinimu alyvos judėjimui, jo

eksploatacijos metu, todėl modifikuojant plokštelinį vožtuvą yra suformuojamos skirtingas savybes turinčios amortizatoriaus slopinimo jėgos charakteristikos. Literatūros šaltinyje (Farjoud *et al.* 2011) yra nurodoma, kad amortizatoriaus slopinimo jėgos charakteristikos forma ir eksploataciniai rodikliai tiesiogiai priklauso nuo plokšteliniuose vožtuvuose naudojamų plokštelių skaičiaus, geometrinių matmenų, jų išdėstymo ir medžiagos savybių, iš kurios yra gaminamos plokštelės, tačiau tiksli šių faktorių įtaka amortizatoriaus slopinimo charakteristikai nėra ištirta. Eksperimentiniu būdu ištirti rezultatus, gaunamus taikant įvairius vožtuvo ir jo plokštelių modifikavimo derinius praktiškai neįmanoma dėl tyrimų kainos ir sugaištamo laiko. Tai yra reali problema, su kuria yra susiduriama sportinių automobilių ir motociklų amortizatorių modifikavimo veikloje, todėl fizikinės sistemos matematinis modeliavimas yra tapęs realia alternatyva eksperimentiniams bandymams. Vis dėlto, siekiant supaprastinti matematinio modeliavimo procesą, įvairių mokslininkų darbuose yra įvedami įvairūs supaprastinimai, kurie nulemia netikslius modeliavimo rezultatus, pavyzdžiui: nevertinamas plokštelių išdėstymas (Talbot, Starkey 2002), nevertinamos amortizatoriuose naudojamos alyvos fizikinės savybės (Ping 2003) bei alyvos debitas, susidarantis alyvai tekant pagalbinėmis stūmoklio drenažinėmis kiaurymėmis (Farjoud *et al.* 2011; Phu, Lee 2014) ar įvedami įvairūs kitokie vožtuvo konstrukcijos supaprastinimai (Funke, Bestle 2013). Dėl šių priežasčių naujų tikslesnių matematinių modelių kūrimas yra aktualus uždavinys.

Plokštelinio vožtuvo matematinis modelis

Tokio tipo uždaviniai, kai modeliuojami įvairių mechaninių sistemų elementų tarpusavio ryšiai, sąveika ir deformacijos, yra sprendžiami taikant įvairaus pobūdžio prielaidas ir metodus. Šiame darbe remiantis literatūros šaltiniais (Farjoud *et al.* 2011) ir (Talbot, Starkey 2002) yra parenkamas Roarko deformacijų skaičiavimo metodas, kuris yra įvardinamas, kaip vienas tiksliausių skaitinių metodų, skirtų nustatyti įvairių plokštelių įlinkiams. Plokštelinio vožtuvo matematinis modelis yra sudaromas naudojantis 1 pav. pateikta skaičiuojamąja schema, kurioje yra vaizduojamas plokštelinis vožtuvas, susidedantis iš trijų plokštelių, schemoje taip pat yra pavaizduoti pagrindiniai plokštelių matmenys, plokštelės veikiančios apkrovos, jų pridėjimo spinduliai.



1 pav. Plokštelinio vožtuvo, plokštelėms kontaktuojant tik išoriniuose spinduliuose, skaičiuojamoji schema

Taikant Roarko deformacijų skaičiavimo metodą, vožtuvo plokštelių įlinkio nustatymui yra priimamos šios pagrindinės prielaidos, kurių laikantis yra atliekamas modeliavimas:

1. Modeliuojamų plokštelių paviršius yra plokščias, plokštelės storis yra pastovus visame plokštelės skersmenyje ir plokštelė yra pagaminta iš vienalytės medžiagos ($E = \text{const}$), jos savybės visame skerspjūvyje yra vienos. Plokštelės spindulys a yra baigtinio ilgio;

2. Plokštelės deformacijos dėl temperatūros poveikio neegzistuoja;

3. Modeliuojamų plokštelių storio ir mažiausio matmens plokštumoje santykis yra $\leq 1/4$.

4. Plokštelių viduriniai paviršius (sluoksnis) yra plokščias ir deformacijos metu jo skersmuo nekinta, t. y., plokštelių vidurinis paviršius yra neutralusis sluoksnis. Plokštelės neutralusis sluoksnis yra statmenas veikiančių jėgų plokštumai;

5. Vertikalūs poslinkiai (įlinkiai) nagrinėjami koordinatinių $z - v$ sistemoje (įlinkių ašis v sutampa su ašimi y). Įlinkis yra laikomas teigiamu, kai skerspjūvio centras

pasilenka teigiamos skerspjūvio ašies kryptimi (horizontalioje plokštelėje – aukštyn, kaip parodyta 1 pav.). Nagrinėjami tik linijiniai poslinkiai. Deformacijos yra tik tamprios, galioja Huko dėsnis;

6. Amortizatoriaus eksploatacijos metu, vožtuvui esant deformuojamam, tarp plokštelių susidaro tarpai ir jos kontaktuoja tik išoriniuose spinduliuose a_i (1 pav.). Šiuo atveju, taip pat gali būti priimama prielaida, kad amortizatoriaus eksploatacijos metu, vožtuvui esant deformuojamam, tarp plokštelių tarpai gali nesusidaryti ir jos kontaktuoja visu savo paviršiaus plotu, tačiau tokios prielaidos priėmimas reikalauja atskiro plokštelių tarpusavio sąveikos tyrimo ir kontaktinės mechanikos uždavinio formulavimo, todėl toliau šiame straipsnyje prielaida, kai tarp plokštelių nesusidaro tarpai ir jos kontaktuoja visu savo paviršiaus plotu, nėra nagrinėjama.

Iš 1 pav. pateiktos skaičiuojamosios schemos yra matoma, kad remiantis įvardintomis prielaidomis, galima išskirti du pagrindinius veikiančių apkrovų atvejus:

1. Plokštelė deformuojama dėl slėgių skirtumo, susidarančio tarp suspaudimo ir ištraukimo kamerų amortizatoriaus eksploatacijos metu. 1 paveiksle ši apkrova žymima simboliu q ir vaizduojama, kaip plokštelę veikianti išskirstyta apkrova. Šis apkrovos tipas galioja tik pirmajai vožtuvo plokštei, esančiai ant stūmoklio.

2. Vožtuvo plokštelės yra deformuojamos plokštelių kontakto spinduliuose atraminių reakcijų (kontaktinių jėgų), susidarančių dėl pirmąją vožtuvo plokštelę veikiančio slėgių skirtumo. Atraminės reakcijos 1 paveiksle žymimos simboliu w_i ir yra vaizduojamos, kaip koncentruotos jėgos.

Kadangi amortizatoriaus vožtuvo plokštelės yra deformuojamos veikiant dviem skirtingiems apkrovų atvejams, skaitiniam plokštelių įlinkio modeliavimui yra parenkami atitinkami Roarko deformacijų skaičiavimo metodo algoritmai, aprašomi literatūros šaltinyje (Warren, Budynas 2001).

Priėmus įvardintas prielaidas, plokštelinis vožtuvas šiame straipsnyje yra nagrinėjamas, kaip statškai neišsprendžiama strypinė sistema, taikant jėgų metodą, kuris yra grindžiamas modeliuojamos sistemos statinio neišsprendžiamumo laipsnio nustatymu ir papildomos kanoninių lygčių sistemos, kuri išreiškia sistemos deformavimosi sąlygas, sudarymu. Kanoninių lygčių sistemos sprendiniai yra nežinomaisiais laikyti atpalaiduotųjų ryšių atraminių reakcijų w_i , t. y., kontaktinių jėgų tarp vožtuvo plokštelių, reikšmės. Bendruoju atveju kanoninių lygčių sistema plokšteliniam vožtuvui, susidedančiam iš n plokštelių, kuris yra modeliuojamas, kaip k kartų statškai neišsprendžiama strypinė sistema, yra užrašoma:

$$\begin{cases} \delta_{11}w_{12} + \delta_{12}w_{23} + \dots + \delta_{1i}w_i + \Delta_1 = d_2w_{12} \\ \delta_{21}w_{12} + \delta_{22}w_{23} + \dots + \delta_{2i}w_i = d_3w_{23} \\ \dots \\ \delta_{n1}w_{12} + \delta_{n2}w_{23} + \dots + \delta_{ni}w_i = 0 \end{cases}, \quad (1)$$

čia: δ_{ni} – vienetinės jėgos $\bar{w}_i$ sukeltas pagrindinės sistemos poslinkis atpalaiduotojo ryšio kryptimi plokštelių kontakto spindulyje, m ; Δ_i – slėgių skirtumo q sukeltas pagrindinės sistemos poslinkis atpalaiduotojo ryšio kryp-

timi plokštelių kontakto spindulyje, m ; w_i – atraminė reakcija (kontaktinė jėga), veikianti plokštelių kontakto spindulyje, N ; d – deformuojamo pagrindo (atitinkamos plokštelės) deformatyvumo koeficientas, m/N .

Kadangi tik pirmoji vožtuvo plokštelė yra deformuojama tikrosios apkrovos q , o kitos plokštelės tiesioginės sąveikos su šia apkrova neturi, todėl dydis Δ_i taip pat yra vertinamas tik 1-ojoje sistemos lygtyje, aprašančioje pirmosios plokštelės deformacijas v ašies kryptimi. Pirmosios plokštelės deformacijos atveju, deformuojamas pagrindas yra antroji plokštelė, antrosios plokštelės deformacijos atveju, deformuojamas pagrindas – trečioji plokštelė ir t. t. Plokštelės, kuri yra deformuojamas pagrindas, deformatyvumo koeficientas yra nustatomas plokštelių kontakto spindulyje. Plokšteliniame vožtuve, paskutinioji vožtuvo plokštelė, priklausomai nuo amortizatoriaus gamintojo, gali būti įtvirtinama nejudamai, tokiu atveju yra priimama prielaida, kad priešpaskutiniosios vožtuvo plokštelės poslinkiai atpalaiduotųjų ryšių kryptimis yra neįmanomi, t. y., lygūs nuliui ((1) lygčių sistemos n -toji lygtis). Jeigu n -toji vožtuvo plokštelė yra įtvirtinta judamai, jos deformatyvumo koeficientas yra nustatomas plokštelių kontakto spindulyje pridėdant vienetinę jėgą ir įvertinant šios jėgos sukeltus plokštelės poslinkius. Kitų vožtuvo plokštelių deformatyvumo koeficientai yra nustatomi įvertinant plokštelių išdėstymą ir jų skaičių, suformuojant pagalbinę lygčių sistemą:

$$\begin{cases} \delta'_{22}w'_{23} + \Delta_p = d_3w'_{23} \\ \dots \\ \delta'_{ni}w'_i + \Delta_{p+1} = d_{n+1}w'_i \end{cases}, \quad (2)$$

čia: δ'_{ni} – papildomos vienetinės jėgos $\bar{w}'_i$ sukeltas pagrindinės sistemos poslinkis atpalaiduotojo ryšio kryptimi atitinkamų plokštelių kontakto spindulyje, m ; Δ_{p+1} – papildomos vienetinės jėgos $\bar{w}'_{i+1}$, pridėtos išoriniame atitinkamos plokštelės spindulyje, sukeltas plokštelės poslinkis plokštelių kontakto spindulyje, m ; d_{n+1} – žinomas (nustatytas) atitinkamos plokštelės deformatyvumo koeficientas, m/N ; w'_i – atraminė reakcija, sukeliamą papildomos vienetinės jėgos $\bar{w}'_i$, N .

Remiantis (2) lygčių sistema, kiekvienos plokštelės deformatyvumo koeficientas atitinkamai yra išreiškiamas:

$$d_{n+1} = \frac{y_w + \Delta_{p+1}}{\bar{w}'_{i+1}}, \quad (3)$$

čia: y_w – atraminės reakcijos w'_i sukeltas atitinkamos plokštelės poslinkis, m .

Amortizatoriaus eksploatacijos metu, vožtuvo plokštelės tuo pačiu laiko momentu yra veikiamos daugiau nei vienos apkrovos, todėl nustatant atitinkamų plokštelių įlinkį, joms yra taikomas superpozicijos principas, t. y., visa plokštelė veikianti apkrova yra išskaidoma į dalines apkrovas, kurių kiekviena yra įvertinama taikant reikiamą Roarko deformacijų skaičiavimo algoritmą. Nustatinėjamas įlinkis tam tikrame pasirinktame plokštelės spindulyje yra apskaičiuojamas nuo kiekvienos veikiančios dalinės apkrovos atskirai, gautieji rezultatai sumuojami ir

tokiu būdu gaunamas plokštelės įlinkis nuo visos veikiančios apkrovos. Taikant superpozicijos principą, plokštelių įlinkis yra nustatomas sudarant lygčių sistemą:

$$\begin{cases} y_1 = (y_1)_q + (y_1)_{12} \\ y_2 = (y_2)_{12} + (y_2)_{23} = (z_1)_q + (z_1)_{12}, \\ y_3 = (y_3)_{23} = (z_2)_{12} + (z_2)_{23} \end{cases}, \quad (4)$$

čia: $(y_1)_q$ – pirmosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas veikiančio slėgių skirtumo q , m ; $(y_1)_{12}$ – pirmosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{12} , m ; $(y_2)_{12}$ – antrosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{12} , m ; $(y_2)_{23}$ – antrosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{23} , m ; $(z_1)_q$ – pirmosios plokštelės įlinkis plokštelių kontakto spindulyje, sukeltas veikiančio slėgių skirtumo q , m ; $(z_1)_{12}$ – pirmosios plokštelės įlinkis plokštelių kontakto spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{12} , m ; $(y_3)_{23}$ – trečiosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{23} , m ; $(z_2)_{12}$ – antrosios plokštelės įlinkis plokštelių kontakto spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{12} , m ; $(z_2)_{23}$ – antrosios plokštelės įlinkis plokštelių kontakto spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos w_{23} , m .

Jeigu plokštelinį vožtuvą sudaro daugiau nei trys plokštelės, tuomet (4) lygčių sistema yra papildoma lygtimis, analogiškoms antrajai šios sistemos lygčiai. Sudarytu plokštelinio vožtuvo matematiniu modeliu nustačius galutinį pirmosios vožtuvo plokštelės įlinkį, remiantis literatūros šaltinyje (Farjoud *et al.* 2011) pateikiamu vienvamzdžio amortizatoriaus matematiniu modeliu yra apskaičiuojamas teorinis vožtuvo deformacijos suformuojamas drenažinių kiaurymių, skirtų alyvos tėkmei, skerspjūvio plotas A :

$$A = 2\pi \cdot a_1 \cdot y_1, \quad (5)$$

čia: y_1 – pirmosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, m ; a_1 – išorinis pirmosios plokštelės spindulys, m .

Matematinis modelis *Matlab/Simulink* aplinkoje

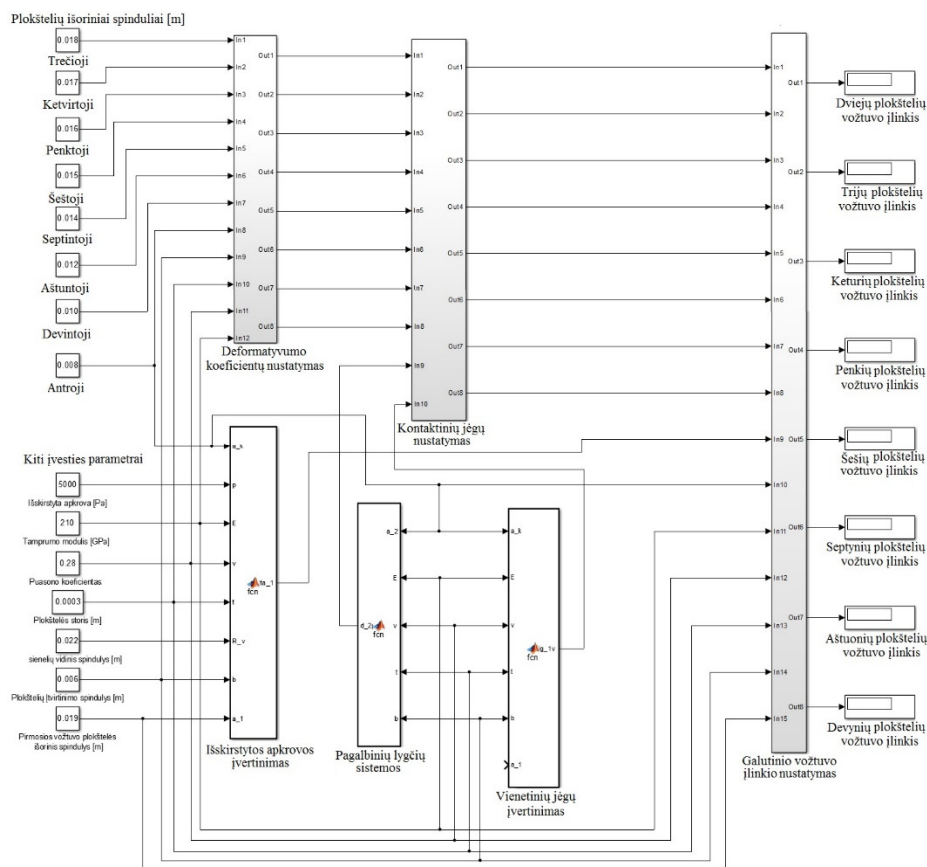
Aprašytas matematinis modelis programinio paketo *Matlab/Simulink* aplinkoje yra pateikiamas 2 paveiksle. 2 pav. pateiktas modelis leidžia analizuoti vožtuvo, sudaryto iš 2–9 plokštelių, deformacijas, priklausomai nuo šių modelio įvesties parametrų: slėgių skirtumo q , susidarant tarp amortizatoriaus suspaudimo ir ištraukimo kamėrų, plokštelių įtvirtinimo vožtuve spindulio b , plokštelių skaičiaus, kiekvienos iš plokštelių išorinio spindulio a_i storio, plokštelių medžiagos tamprumo modulio, Pua-sono koeficiento ir stūmoklio pagrindinių drenažinių kiaurymių matmenų.

3 paveiksle yra vaizduojami gaunamų pirmosios vožtuvo plokštelės išorinio taško deformacijų modeliavimo rezultatų pavyzdžiai, taikant 2 pav. pateiktą matematinį modelį. 3 pav. pateikti rezultatai yra gauti modeliavimo objektu parinkus plokšteles, kurių storis – 0,3 mm, įtvirtinimo spindulys – 6 mm, pirmosios vožtuvo plokštelės išorinis spindulys 19 mm, kitų plokštelių spinduliai atitinkamai – 18, 17, 16, 15, 14, 12, 10, 8 mm,

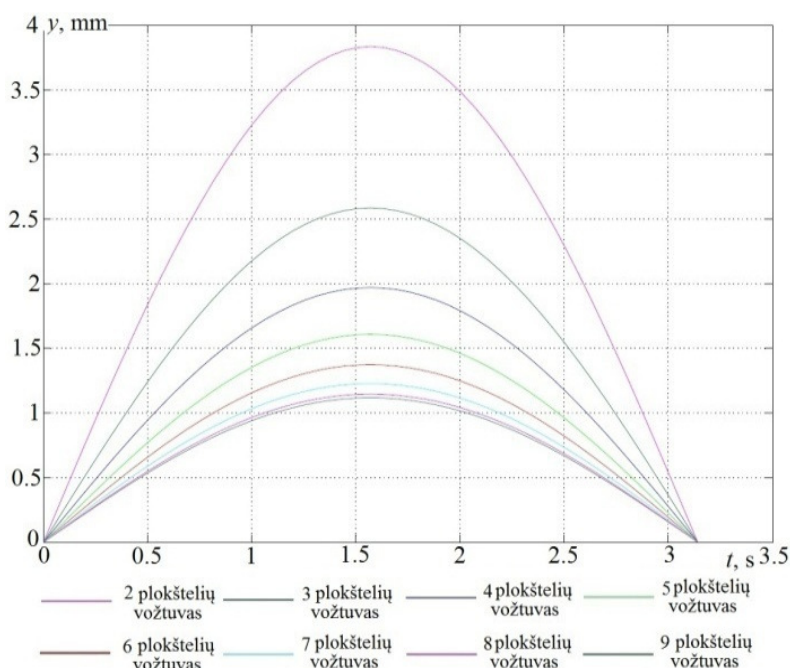
išskirstytosios apkrovos (slėgių skirtumo) pridėjimo vidinis spindulys – 15 mm, plokštelių medžiagos Puasono koeficientas – 0,3, tamprumo modulis – 210 GPa, veikiantis slėgių skirtumas – 0–1,5–0 MPa.

Iš pateikto 3 paveikslą matyti, kad veikiant maksimaliai, vienodo dydžio – 1,5 MPa apkrovai, labiausiai yra

deformuojamas plokštelinis vožtuvas, sudarytas iš dviejų plokštelių – 3,83 mm, tuo tarpu plokštelinio vožtuvo, sudaryto iš 9 plokštelių, pirmosios plokštelės išorinio taško deformacija yra 1,11 mm. Dėl šios priežasties galima daryti prielaidą, kad plokštelinio vožtuvo deformacijoms didžiausią įtaką turi vožtuve naudojamų plokštelių skaičius.



2 pav. Vienvamzdžio amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinis modelis programinio paketo *Matlab/Simulink* aplinkoje



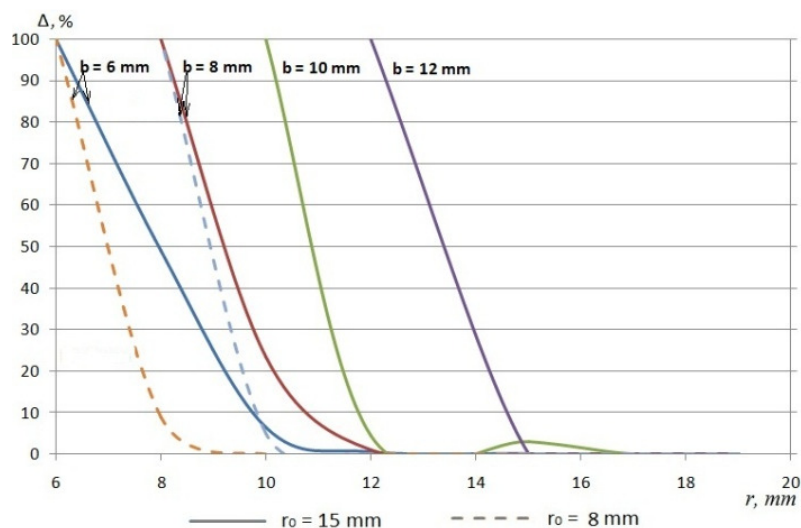
3 pav. Plokštelinio vožtuvo pirmosios plokštelės išorinio taško deformacijų matematinio modeliavimo rezultatų pavyzdys

Matematinio modelio analizė

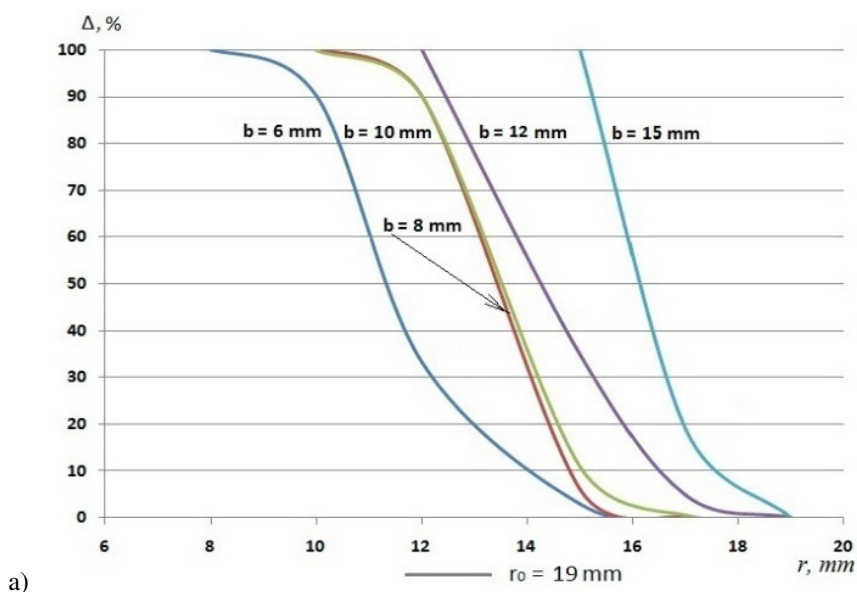
Matematinio modelio analizė yra atliekama programiniu paketu *ANSYS 15.0* taikant baigtinių elementų (BE) metodą. 4 paveiksle yra pateikiamos santykinės paklaidos Δ reikšmės tarp amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinių modelių skaičiavimo rezultatų, taikant Roarko ir baigtinių elementų metodus, esant sąlygai, kad pirmosios vožtuvo plokštelės deformacijos yra sukeltos tik ją veikiančio slėgių skirtumo. Iš pateikto 4 paveikslo matyti, kad nustatant plokštelių įlinkį skirtinguose jų spinduliuose r , gaunamų rezultatų santykinės paklaidos dydis taikant įvardintus modeliavimo metodus priklauso nuo:

1. Išskirstytos apkrovos pridėjimo spindulio r_0 . Apdorojus modeliavimo rezultatus buvo pastebėta, kad kuo išskirstytos apkrovos veikimo plotas yra didesnis, t.y., kuo pagrindinės drėgninės kiaurymės yra didesnės, tuo santykinė paklaida tarp gaunamų modeliavimo rezultatų, taikant Roarko ir BE metodus, yra mažesnė;

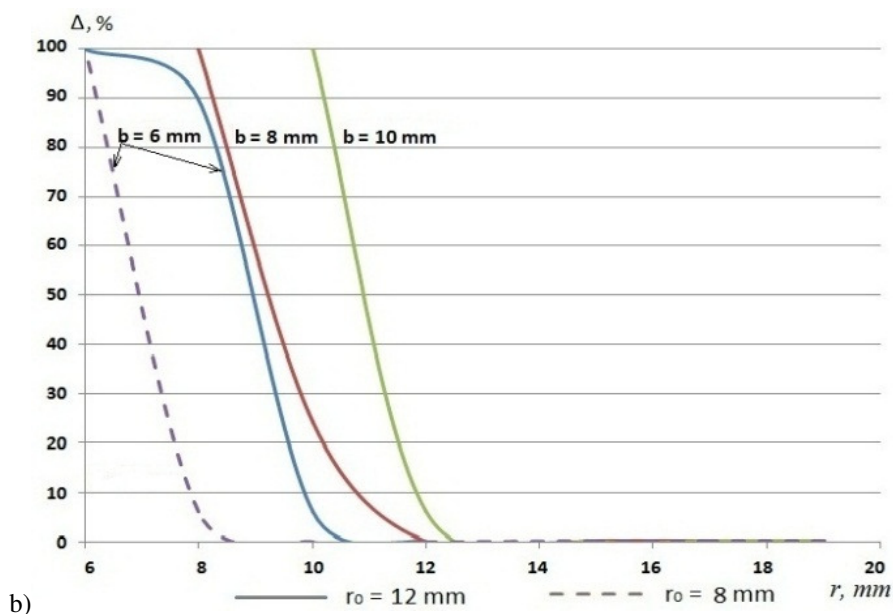
2. Plokštelės įtvirtinimo spindulio b . Didžiausia santykinė paklaida tarp modeliavimo rezultatų pasireiškia plokštelės spinduliuose r , kurie yra artimi plokštelės įtvirtinimo spinduliui b ($\Delta \leq 100\%$), mažiausia – įlinkį nustatinėjant išoriniame plokštelės spindulyje a ($\Delta \leq 0,1\%$). Maksimalios santykinės paklaidos Δ (100%) susidarymas plokštelės įtvirtinimo spindulyje b , gali būti paaiškinamas tuo, kad taikant Roarko deformacijų skaičiavimo metodą, nėra įvertinama sąlyga, kad įtvirtinta plokštelės dalis nėra deformuojama, t. y., slėgio poveikis plokštelinio vožtuvo tvirtinimo konstrukcijai yra įvertinamas neteisingai, o modeliuojant BE metodu, slėgio poveikis plokštelinio vožtuvo tvirtinimo konstrukcijai yra įvertinamas, kaip poslinkis su nulinėmis vertėmis, t. y., priimama, kad įtvirtinta plokštelės dalis yra nedeformuojama. Atlikus gautų modeliavimo rezultatų analizę taip pat buvo pastebėta, kad veikiančios išskirstytos apkrovos dydis ir plokštelės storis neturi įtakos susidarančių modeliavimų rezultatų santykinėms paklaidoms.



4 pav. Amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinių modelių skaičiavimo rezultatų santykinės paklaidos, taikant Roarko ir BE metodus, esant sąlygai, kad pirmosios vožtuvo plokštelės deformacijos yra sukeltos tik ją veikiančio slėgių skirtumo



a)



5 pav. Amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinių modelių skaičiavimo rezultatų santykinės paklaidos, taikant Roarko ir BE metodus, esant sąlygai, kad vožtuvo plokštelės deformacijos yra sukeltos jų veikiančių kontaktinių jėgų:
a – išoriniame plokštelės spindulyje; b – tam tikrame plokštelės spindulyje

5 paveiksle yra pateikiamos amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo skaitinių matematinių modelių skaičiavimo rezultatų santykinės paklaidos Δ reikšmės, taikant Roarko ir BE metodus, kai vožtuvo plokštelės deformacijos yra sukeltos tiek kontaktinių jėgų išoriniame plokštelės spindulyje a_2 (a dalis), susidarančių dėl modeliuojamos plokštelės kontakto su didesnio spindulio plokšte, tiek kontaktinių jėgų tam tikrame plokštelės spindulyje a_3 (b dalis), susidarančių dėl modeliuojamos plokštelės kontakto su mažesnio spindulio plokšte.

Iš 5 paveiksle pateikto grafiko yra matyti, kad kaip ir deformacijų susidarančių dėl veikiančio slėgių skirtumo atveju, taip ir šiuo atveju, modeliavimo rezultatų santykinės paklaidos priklauso nuo kontaktinės jėgos veikimo spindulio ir nuo plokštelės įtvirtinimo spindulio b . Nagrinėjant įvardintus kontaktinių jėgų veikimo atvejus taip pat buvo nustatyta, kad nepriklausomai nuo išorinio modeliuojamos vožtuvo plokštelės spindulio a_2 , mažiausia santykinė paklaida tarp modeliavimo rezultatų yra gaunama įlinkį nustatinėjant išoriniame plokštelės spindulyje a_2 ($\Delta \leq 0,1$ %), o įlinkį nustatinėjant mažesniuose plokštelės spinduliuose, t. y., spinduliui, kuriame yra nustatinėjamas plokštelės įlinkis artėjant prie plokštelės įtvirtinimo spindulio b , modeliavimo rezultatų santykinės paklaidos, taikant Roarko ir BE metodus, didėja, todėl galima teigti, kad išorinis plokštelės spindulys a_2 neturi įtakos gaunamų rezultatų santykinėms paklaidoms ir tikslumui.

Literatūra

- Farjoud, A.; Ahmadian, M.; Carft, M.; Burke, W. 2011. Nonlinear modelling and experimental characterization of hydraulic dampers: effects of shims stacks and orifice parameters on damping performance, in *Nonlinear Dynamics* 67(2): 1437–1456 <https://dx.doi.org/10.1007/s11071-011-0079-2>.
- Funke, T.; Bestle, D. 2013. Physics-based model of stroke-dependent shock absorber, in *Multibody System Dynamics* 30(2): 221–232. <https://dx.doi.org/10.1007/s11044-013-9348-9>.

4 ir 5 paveiksluose pateiktos modeliavimo rezultatų santykinės paklaidos yra gautos modeliavimo objektu parinkus XYZ *SuperSport* vienvamzdžio amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo pirmąją, t. y., didžiausiąją plokštelę, kurios išorinis spindulys yra 19 mm.

Išvados

Sudarius ir išanalizavus vienvamzdžio amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinių modelių suformuojamos bendrosios išvados:

1. Sukurtas plokštelinio vožtuvo matematinis modelis yra pagrįstas Roarko deformacijų skaičiavimo ir jėgų metodo principais.
2. Sukurtame matematiniame modelyje įvertinami plokštelių geometriniai parametrai, jų skaičius ir išdėstymas vožtuve, įvertinamos plokštelių medžiagos savybės. Naudojant sukurta modelį, galima tirti plokštelinio vožtuvo deformacijų priklausomybes amortizatoriaus eksploataavimo metu.
3. Nustatyta, kad taikant sudarytą matematinį modelį, modeliavimo rezultatų paklaidų dydis priklauso nuo išskirstytos apkrovos bei kontaktinių jėgų pridėjimo spindulio ir plokštelės įtvirtinimo spindulio.
4. Nustatyta, kad veikiančios išskirstytos apkrovos ir kontaktinių jėgų dydis, taip pat plokštelių storis ir išorinis plokštelių spindulys neturi įtakos gaunamų modeliavimo rezultatų paklaidų dydžiui.

- Phu, M. N.; Lee, S. G. 2014. Characteristics of pressure and force considering friction in a closed cylinder with a holed piston, in *Journal of Mechanical Science and Technology* 28 (6): 2409–2415. [https://dx.doi.org/ 10.1007/s12206-014-0533-4](https://dx.doi.org/10.1007/s12206-014-0533-4).
- Ping, Y. 2003. Experimental and mathematical evaluation of dynamic behaviour of an oil – air coupling shock absorber, in *Mechanical Systems and Signal Processing* 17(6): 1367–1356. [https://dx.doi.org/ 10.1006/mssp.2002.1528](https://dx.doi.org/10.1006/mssp.2002.1528).
- Talbott, S. M.; Starkey, J. 2002. An Experimentally Validated Physical Model of a High-Performance Mono-Tube Damper, in *SAE Technical Paper Series* 2002-01-3337. 20 p. <https://dx.doi.org/10.4271/2002-01-3337>.
- Warren, C. Y.; Budynas, G. R. 2001. *Roark's Formulas for Stress and Strain*. R. R. Donnelley & Sons Company. 854 p.