

RĪGAS TEHNISKĀ UNIVERSITĀTE

Jurijs Švabs

**TELPISKU GUMIJAS TEHNISKO IZSTRĀDĀJUMU
OPTIMĀLAS SINTĒZES PROBLĒMU RISINĀŠANAS
METODES**

Promocijas darba kopsavilkums

Rīga 2013

RĪGAS TEHNISKĀ UNIVERSITĀTE

Transporta un mašīnzinību fakultāte
Mehānikas institūts

Jurijs Švabs

Doktora studiju programmas „Mašīnbūve” doktorants

TELPISKU GUMIJAS TEHNISKO IZSTRĀDĀJUMU OPTIMĀLAS SINTĒZES PROBLĒMU RISINĀŠANAS METODES

Promocijas darba kopsavilkums

Zinātniskais vadītājs
Dr. sc. ing., profesors
V. Gonca

Rīga 2013

UDK 678.074(043.2)
Šv 020 t

Švabs J. Telpisku gumijas tehnisko izstrādājumu optimālas sintēzes problēmu risināšanas metodes. Promocijas darba kopsavilkums. -R.:RTU, 2013.-37.lpp.

Iespiests saskaņā ar MI institūta 2012.gada 8. maija lēmumu, protokols Nr.15



Šis darbs izstrādāts ar Eiropas Sociālā fonda atbalstu projektā «Atbalsts RTU doktora studiju īstenošanai».

**PROMOCIJAS DARBS
IZVIRZĪTS INŽENIERZINĀTŅU DOKTORA GRĀDA IEGŪŠANAI
RĪGAS TEHNISKAJĀ UNIVERSITĀTĒ**

Promocijas darbs inženierzinātņu doktora grāda iegūšanai tiek publiski aizstāvēts 2013.g. 10. maijā Rīgas Tehniskās universitātes Transporta un mašīnzinību fakultātē, Ezermalas ielā 6, 302. auditorijā.

OFICIĀLIE RECENZENTI

Profesors, tehnisko zinātņu doktors Grigorijs Panovko
Krievijas ZA Mašīnzinību institūts

Profesors, Dr. habil. sc. ing. Egons Lavendelis, Rīgas Tehniskā universitāte

Profesors, Dr. sc. ing. Antons Kiščenko, Augstskola „Turība”

APSTIPRINĀJUMS

Apstiprinu, ka esmu izstrādājis doto promocijas darbu, kas iesniegts izskatīšanai Rīgas Tehniskajā universitātē inženierzinātņu doktora grāda iegūšanai. Promocijas darbs nav iesniegts nevienā citā universitātē zinātniskā grāda iegūšanai.

Jurijs Švabs(Paraksts)

Datums: 20.12.2012

Promocijas darbs ir uzrakstīts latviešu valodā, satur ievadu, 4 nodaļas, secinājumus, literatūras sarakstu, 3 pielikumus, 100 zīmējumus un ilustrācijas, kopā 186 lappuses. Literatūras sarakstā ir 122 nosaukumi.

Satura rādītājs

DARBA VISPĀRĒJS RAKSTUROJUMS.....	5
Tēmas aktualitāte.....	5
Darba mērķis.....	6
Darba uzdevumi.....	6
Darba zinātniskā novitāte.....	7
Aizstāvēšanai izvirzītie pētījumu rezultāti.....	7
Praktiskais nozīmīgums.....	8
Darba aprobācija.....	9
Publikāciju saraksts.....	11
DARBA SATURS.....	13
Pirmā nodaļa.....	13
Otrā nodaļa.....	14
Trešā nodaļa.....	24
Ceturtnā nodaļa.....	30
SECINĀJUMI.....	35
LITERATŪRAS SARAKSTS.....	36

DARBA VISPĀRĒJS RAKSTUROJUMS

Darba aktualitāte:

Gumijas tehniskie izstrādājumi, pateicoties savām unikālajām īpašībām - mehāniskām, tehnoloģiskām utt. rod plašu pielietojumu dažādās mūsdienu tehnikas jomās kā elastīgas locīklas un balsti, amortizatori un vibroaizsardzības ierīces, dažādu veidu deformāciju kompensatori utt. Pēc daudziem parametriem - konstrukcijas vienkāršuma, drošuma, gabarītiem, izmaksām u.c. elastomēra elementi pārspēj tradicionālās tāda paša pielietojuma sistēmas. Problēmas aktualitāte ir acīm redzama.

Gumijas tehnisko izstrādājumu veiksmīgai pielietošanai un optimālai konstruēšanai, ir jābūt pieejamām metodēm, kā iegūt analītiskos risinājumus reāli iespējamam elastomēra izstrādājumu izmēriem un statiskās noslodzes shēmām. Publikācijās praktiski nav analītisko risinājumu, kas pilnība ņemtu vērā elastomēru izstrādājumu konstrukcijas visas ģeometriskās īpatnības un elastomēra mehāniskos raksturojumus.

Elastomēru vājās saspiežamības dēļ rodas grūtības. Šī problēma, lai arī ir praktiski atrisināta vienkāršas formas gumijas tehniskajiem izstrādājumiem, tomēr nav pilnas analīzes un metodisko rekomendāciju par šo analītisko risinājumu pielietojumu, kas iegūti, izmantojot hipotēzi par elastomēra nesaspiežamību, atkarībā no izstrādājumu ģeometriskajiem parametriem un elastomēra Puasona koeficienta reāliem lielumiem.

Lielākā daļa analītisko risinājumu ir iegūtas ar variāciju metodēm, ja izpildās elastomēra nesaspiežamības nosacījums. Turklāt hidrostatiskā spiediena funkcija, kas ietilpst nesaspiežamo materiālu elastīguma teorijas robežuzdevuma vienādojumos, zūd no risinājuma, kas neļauj veikt nospriegotā stāvokļa analīzi elastomēra izstrādājumā, un atrisināt izturīguma un stabilitātes jautājumus.

Praktiski nav sarežģītas konfigurācijas gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķinu metodika ar un bez elastomēra vājās saspiežamības ievērošanu.

Nav pilnīgas plānslāņa gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķina metodikas, kurās tiktu ņemtas vērā stieģrojuma neelastomēra slāņu deformācijas un elastomēra mehānisko raksturojumu nelinearitāte lielu īpatnējo ass slodžu gadījumā.

Jāpievērš uzmanība, ka pēc tuvinātā analītiskā risinājuma iegūšanas publikācijās praktiski nav metodiku, kas ļautu novērtēt iegūto tuvināto risinājumu precizitāti. Pārbaudītu eksperimentālo datu neesamība neļauj notestēt iegūtos risinājumus un viennozīmīgi ieteikt tos elastomēru izstrādājumu analīzei un projektēšanai.

Tādēļ aplūkotās tēmas aktualitāte nerada šaubas. Arī iepriekš uzskaitīto problēmu risinājumi ļaus paplašināt esošo gumijas tehnisko izstrādājumu

pielietojuma sfēru, un padarīt efektīvāku optimālo elastomēru izstrādājumu projektēšanu, izpildot izturības un stabilitātes nosacījumus un nodrošinot nepieciešamos ekspluatācijas režīmus, kas tiek izvirzīti projektējamo izstrādājumu stingumu raksturojumiem.

Darba mērķi:

- gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķināšanas jaunu metožu izstrāde un esošo uzlabošana statistiskās noslodzes gadījumā mazo deformāciju apgabalā, ievērojot elastomēra īpašības un šo izstrādājumu konstruktīvas īpatnības;
- gumijas tehniskā izstrādājuma cietības raksturojuma, "spēks-pārvietojums", tuvināta risinājuma mazo deformāciju apgabalā precizitātes novērtējuma metodikas izstrāde;
- kompensējošo gumijas-tehnisko izstrādājumu konstruktīvas shēmas analīze, kas nodrošina uzdotu stinguma raksturojumu „spēks-pārvietojums” un šo konstrukcijas aprēķināšanas metodikas izstrāde.

Darba uzdevumi:

- gumijas-tehnisko izstrādājumu spriegota stāvokļa aprēķināšanas metodikas izstrāde statistiskā slodzē gadījumā mazu deformāciju apgabalā, neievērojot elastomēra saspietamību, izmantojot deformācijas pilnas potenciālas enerģijas minimuma principu;
- gumijas-tehnisko izstrādājumu tuvināto risinājumu, kuri iegūti izmantojot hipotēzi par elastomēra nesaspietamību, pielietošanas apgabala noteikšana, ievērojot izstrādājuma formas faktoru un reālu Puasona koeficienta vērtību;
- plānslāņa gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķināšanas analītiskās metodes izstrāde statistiskās slodzes gadījumā mazo deformāciju apgabalā, ņemot vērā elastomēra vājo saspietamību un neelastomēra slāņu deformāciju;
- plānslāņa gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķināšanas metodikas, ievērojot elastomēra fiziskās nelinearitātes, izstrāde;
- gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķināšanas analītiskās metodes izstrāde statistiskās slodzes gadījumā vidējo deformāciju apgabalā, ņemot vērā elastomēra vājo saspietamību, izmantojot Delta-metodi;
- gumijas tehniskā izstrādājuma ar saliktu konstrukcijas formu aprēķināšanas metodikas izstrāde, izmantojot variācijas metodes pārtrauktiem spēkiem un pārvietojumiem;
- gumijas tehniskā izstrādājuma stinguma raksturojuma, "spēks-pārvietojums", analītiskā risinājuma precizitātes novērtējuma metodikas izstrāde.

- kompensējošo gumijas-tehnisko izstrādājumu konstruktīvas shēmas analīze, kas ļauj realizēt uzdotu stinguma raksturojumu „spēks- pārvietojums”. Šādu konstrukciju aprēķināšanas metodes izstrāde.

Darba zinātniskā novitāte:

- izstrādāta gumijas-tehnisko izstrādājumu aprēķināšanas metodika spriegota stāvokļa statiskā slogojumā mazu deformāciju apgabalā, neievērojot elastomēra saspižamību, izmantojot deformācijas pilnās potenciālās enerģijas minimuma principu;
- noteikti gumijas-tehnisko izstrādājumu tuvināto risinājumu, kuri iegūti izmantojot hipotēzi par elastomēra nespējamību, pielietojot apgabali, ievērojot izstrādājuma formas faktoru un reālu Puasona koeficienta vērtību;
- izstrādātas plānslāņa gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķināšanas analītiskās metodes statiskās slodzes gadījumā mazo deformāciju apgabalā, ņemot vērā elastomēra vājo saspižamību un neelastomēra slāņu deformāciju;
- izstrādāta plānslāņa gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķināšanas metodika elastomēra fiziskās nelinearitātes ievērošanai;
- izstrādāta gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķināšanas analītiskā metode statiskās slodzes gadījumā vidējo deformāciju apgabalā, ņemot vērā elastomēra vājo saspižamību, izmantojot Delta-metodi;
- izstrādāta saliktas konstrukcijas gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķināšanas metodika, izmantojot variāciju metodi pārtrauktiem spēkiem un pārvietojumiem;
- izstrādāta gumijas tehnisko izstrādājumu stinguma raksturojuma, "spēks-pārvietojums", analītiskā risinājuma precizitātes novērtējuma metodika, kas iegūta, izmantojot pilnās potenciālās enerģijas minimuma principu.
- piedāvātas trīs jaunas kompensējošo gumijas-tehnisko izstrādājumu konstrukcijas, kas nodrošina nepieciešamo stinguma raksturojumu "spēks-pārvietojums". Izstrādāta šo kompensējošo gumijas-tehnisko izstrādājumu aprēķināšanas metodika.

Aizstāvēšanai izvirzītie pētījumu rezultāti:

- gumijas-tehnisko izstrādājumu tuvināto risinājumu, kuri iegūti izmantojot hipotēzi par elastomēra nespējamību, pielietojot apgabala noteikšanas metodika, ievērojot izstrādājuma formas faktoru, reālu Puasona koeficienta vērtību un nepieciešamo precizitāti. Rezultāti attēloti ar grafiku un tabulas palīdzību. Piemērā aplūkoti taisnstūra un apaļi gumijas-tehniskie izstrādājumi;

- spriegota stāvokļa gumijas-tehnisko izstrādājumu aprēķināšanas metodika statistiskā slogojumā mazu deformāciju apgabalā, neievērojot elastomēra saspiežamību un izmantojot deformācijas pilnās potenciālās enerģijas minimuma principu;
- plānslāņa gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķināšanas metode statistiskās slodzes gadījumā mazo deformāciju apgabalā, ņemot vērā elastomēra vājo saspiežamību un neelastomēra slāņu deformāciju;
- plānslāņa gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķināšanas metodika elastomēra fiziskās nelinearitātes ievērošanai;
- gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķināšanas analītiskās metodes statistiskās slodzes gadījumā vidējo deformāciju apgabalā, ņemot vērā elastomēra vājo saspiežamību, izmantojot Delta-metodi;
- gumijas tehnisko izstrādājumu ar saliktu konstrukcijas formu aprēķināšanas metodika, izmantojot variācijas metodes dalīšanu spēkiem un pārvietojumiem;
- gumijas tehnisko izstrādājumu stinguma raksturojuma, "spēks-pārvietojums", analītiskā risinājuma precizitātes novērtējuma metodika, kas iegūta, izmantojot pilnās potenciālās enerģijas minimuma principu.
- piedāvātas trīs jaunas kompensējošo gumijas-tehnisko izstrādājumu konstrukcijas, kas nodrošina nepieciešamo (tā skaita nelineāru) stinguma raksturojumu "spēks-pārvietojums" un šo kompensējošo gumijas-tehnisko izstrādājumu aprēķināšanas metodikas.

Praktiskais nozīmīgums:

Piedāvātās gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķina metodikas var tikt veiksmīgi izmantotas inženieraprēķinos, kā arī jaunu elastomēru konstrukciju projektēšanā, kas nodrošina nepieciešamo (konstanto vai mainīgo) stinguma raksturojumu statistiskā slogojumā. Piedāvātā iegūtā risinājuma precizitātes novērtējuma metodika ļauj novērtēt iegūto risinājuma precizitāti, kas ir svarīgi aprēķinot konstrukciju izturību. Piedāvātās kompensējošo gumijas tehnisko izstrādājumu konstrukcijas ar mainīgu stingumu var tikt veiksmīgi izmantotas dažādās mašīnbūves jomās.

Darba aprobācija:

Par promocijas darba galvenajiem atzinumiem un rezultātiem sniegti ziņojumi sekojošās konferencēs:

- Vība J., Gonca V., Švabs J., Kobriņecs R., Kruusmaa M., Fontaine J., Megill W., Fiorini P. „*Жесткость тонкослойных резинометаллических элементов при сжатии*” 16 симпозиум Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем “DYVIS-2009”: Krievija, Zvenigoroda, Maskavas apgabals, 24.-30. maijs, 2009
- Gonca V., Švabs J., Kobriņecs R. „*Rigidity of Rubber-Metal Elements with Thin Layers at Compression*”. 7th International Scientific and Practical Conference Environment. Technology. Resources. Latvia, Rēzekne, 25.-27. June, 2009
- Gonca V., Shvab J. „*Variāciju metodes elastomēra amortizatora ar saliktu konfigurāciju aprēķināšanai*” RTU 50. Starptautiskā zinātniskā conference, Rīga, 12.-16. Oktobris, 2008
- Gonca V., Shvab J. Kobriņecs R. „*Gumijas – metāla elementu stingums spiedē*”. RTU 50. Starptautiskā zinātniskā conference, Rīga, 12.-16. Oktobris, 2008
- Gonca V., Švabs J., Vība J. “*Bend with Compression of Thin-Layer Rubber-Metal Elements*” 8th INTERNATIONAL CONFERENCE „VIBROENGINEERING 2009”, September 16-18, 2009, Klaipeda, Lithuania
- Gonca V., Švabs J. “*Application of Variation Methods for Calculation Elastomeric Elements of a Difficult Configuration*” DAAAM-2010 7th International DAAAM baltic Conference INDUSTRIAL ENGINEERING, 22 – 24th April 2010, Tallina, Estonia
- Gonca V., Švabs J. “*Rigidity of Rubber-Metal Elements with Thin Layers at Compression*” „XVI International Conference on Mechanics of Composite Materials”, 24.-28.maijā 2010.g., Rīgā, Latvijā
- Gonca V., Švabs J. „*Ritca metodes precizitātes novērtēšana gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķinos*” RTU 51. Starptautiskā zinātniskā conference, Rīga, 2010. 11.-15. Oktobris
- Gonca V., Švabs J. „*Spēks–nosēde*” veida tuvinātu risinājumu klūdas noteikšana gumijas tehniskajiem izstrādājumiem” RTU 51. Starptautiskā zinātniskā conference, Rīga, 2010. 11.-15. Oktobris

- Gonca V., Švabs J. „*Design of Elastomeric Shock Absorbers with Variable Stiffness*” 9th INTERNATIONAL CONFERENCE „VIBROENGINEERING - 2010” October 14-15, 2010, Kaunas, Lithuania.
- Gonca V., Švabs J. “*Calculation of Rubber Shock Absorbers at Compression at Middle Deformations Taking into Account Compressibility of Elastomeric Layer*” 16th International Conference Mechanika – 2011, 7.-8. April, Kaunas, Lithuania.
- Gonca V., Švabs J. “*Projecting Elastomeric Shock Absorbers with Adjustable Stiffness*” 7th International Scientific Conference „Transbaltica 2011”, Lithuania, Vilnius, 5.-6. May, 2011
- Gonca V., Švabs J. “*Definition of Poisson’s Ratio of Elastomers*” 10th International Scientific Conference “Engineering for Rural Development” Latvia, Jelgava, 26.-27. May, 2011
- Gonca V., Švabs J., Mačanovskis A., Zaharevskis V. “*Stiffness Characteristics of Shock Absorber of the Type "Force - Settlement" at Presence of the Liquid Including*” The 10th International Conference (ICOVP 2011), Czech Republic, Praga, 3.-10. September, 2011
- Gonca V., Švabs J. “*Design of Elastomeric Shock Absorbers with a “Soft” Stiffness Characteristics of Type "Force-Settlement”*” 10th INTERNATIONAL CONFERENCE „VIBROENGINEERING - 2011” October 13-14, 2011, Kaunas, Lithuania.
- Gonca V., Švabs J. „*Ritca metodes precizitātes novērtēšana gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķiniem*” Apvienotais Pasaules latviešu zinātnieku III kongress un Letonikas IV kongress „Zinātne, sabiedrība un nacionālā identitāte” Sekcija: Tehniskās zinātnes, Rīgā, 2011. gada 24.-27. oktobrī
- Gonca V., Švabs J., Noskovs S. “*Projecting elastomeric shock absorbers with moving side stop*” International DAAAM Baltic Conference „Industrial engineering”, Estonia, Tallina, 19.-21. April, 2012
- Gonca V., Švabs J., Kononova O., Noskovs S. „*Расчёт резиновых амортизаторов с подвижным боковым упором*” 17 симпозиум "Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем (DYVIS-2012)", Krievija, Maskava, 20.-26. maijs, 2012
- V. Gonca, S. Polukoshko, J. Shvab, A. Boiko. „*Multilayer spherical control joint-hinge stiffness characteristics optimization*” 11th INTERNATIONAL CONFERENCE „VIBROENGINEERING - 2012” October 14-1, 2012, Kaunas, Lithuania

Publikāciju saraksts:

1. Vība J., Gonca V., Švabs J., Kobriņecs R., Kruusmaa M., Fontaine J., Megill W., Fiorini P. **Жесткость тонкослойных резинометаллических элементов при сжатии** // Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем “DYVIS-2009”: Сборник трудов 16 симпозиума, Krievija, Zvenigoroda, Maskavas apgabals, 24.-30. maijs, 2009. - 97.-103. lpp.
2. Gonca V., Švabs J., Kobriņecs R. **Rigidity of Rubber-Metal Elements with Thin Layers at Compression** // Environment. Technology. Resources: Proceedings of the 7th International Scientific and Practical Conference. Vol.1, Latvia, Rēzekne, 25.-27. June, 2009. - pp 222-226.
3. Gonca V., Švabs J. **Desing of Elastomeric Shock Absorbers with Variable Stiffness** // Journal of Vibroengineering. - Vol.12, Issue 3. (2010) pp 347-354.
4. Gonca V., Shvab J. **Variāciju metodes elastomēra amortizatora ar saliktu konfigurāciju aprēķināšanai** // RTU zinātniskie raksti. 6. sēr., Mašīnzinātne un transports. - 33. sēj. (2010), 70.-73. lpp.
5. Gonca V., Švabs J., Kobriņecs R. **Gumijas – metāla elementu stingums spiedē** // RTU zinātniskie raksti. 6. sēr., Mašīnzinātne un transports. - 33. sēj. (2010), 74.-78. lpp.
6. Gonca V., Švabs J. **Application of Variation Methods for Calculation Elastomeric Elements of a Difficult Configuration** // Proceedings of the 7th International Conference of DAAAM Baltic "Industrial Engineering", Igaunija, Tallinn, 22.-24. aprīlis, 2010. - 60.-65. lpp.
7. Gonca V., Švabs J., Vība J. **Bend with Compression of Thin-Layer Rubber-Metal Elements** // Journal of Vibroengineering. - 12. (2010) pp 67-75.
8. Gonca V., Švabs J. **Calculation of Rubber Shock Absorbers at Compression at Middle Deformations Taking into Account Compressibility of Elastomeric Layer** // Mechanika: Proceedings of 16th International Conference, Lietuva, Kauņa, 7.-8. aprīlis, 2011. - 88.-92. lpp.
9. Gonca V., Švabs J., Mačanovskis A., Zaharevskis V. **Stiffness Characteristics of Shock Absorber of the Type "Force - Settlement" at Presence of the Liquid Including** // Vibration Problems: The 10th International Conference (ICOVP 2011), Czech Republic, Praga, 3.-10. September, 2011. - pp 63-68.
10. Gonca V., Švabs J. **Projecting Elastomeric Shock Absorbers with Adjustable Stiffnes** // Transbaltica 2011: Proceedings of the 7th International Scientific Conference, Lithuania, Vilnius, 5.-6. May, 2011. - pp 40-44.

11. Gonca V., Švabs J. *Definition of Poisson's Ratio of Elastomers* // 10th International Scientific Conference "Engineering for Rural Development": Proceedings. Vol.10, Latvia, Jelgava, 26.-27. May, 2011. - pp 428-434.
12. Gonca V., Švabs J. *Design of Elastomeric Shock Absorbers with a "Soft" Stiffness Characteristics of Type "Force-Settlement"* // Journal of Vibroengineering. - Vol.13, Iss.4. (2011) pp 688-694.
13. Gonca V., Švabs J., Noskovs S. *Projecting elastomeric shock absorbers with moving side stop* //PROCEEDING of 8 th International DAAAM Baltic Conference „Industrial engineering”, Estonia, Tallina, 19.-21. April, 2012. - pp 39-43.
14. Gonca V., Švabs J., Kononova O., Noskovs S. *Расчёт резиновых амортизаторов с подвижным боковым упором* // Сборник трудов 17-ого Симпозиума "Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем (DYVIS-2012)", Krievija, Maskava, 20.-26. maijs, 2012. - 57.-61. lpp.
15. Y. Shvab, V.Gonca. *Regularization of the boundary value problems for a fan incompressible material* // Scientific Works of Riga Technical University.Mechanical Engineering. Nanotechnology. Composite and Rubber Materials.-2012.- pp 77-81
16. Y. Shvab, V.Gonca. *Thin rubber – metal element's stiffness at compression* // Scientific Works of Riga Technical University.Mechanical Engineering. Nanotechnology. Composite and Rubber Materials.-2012.- pp 82-86
17. Y. Shvab, V.Gonca. *Consideration of the adhesive layer in the calculation of thin rubber-metal shock absorbers*// Scientific Works of Riga Technical University.Mechanical Engineering. Nanotechnology. Composite and Rubber Materials.-2012.- pp 87-90
18. V. Gonca, S. Polukoshko, J. Shvab, A. Boiko. *Multilayer spherical control joint-hinge stiffness characteristics optimization*// Journal of Vibroengineering (Submit by publication)
19. Gonca V., Švabs J. *Ritca metodes precizitātes novērtēšana gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķinos* // RTU zinātniskie raksti. 6. sēr., Mašīnzinātne un transports. - 34. Sēj. (pieņemts publicēšanai)
20. Gonca V., Švabs J., „Spēks–nosēde” veida tuvinātu risinājumu klūdas noteikšana gumijas tehniskajiem izstrādājumiem” // RTU zinātniskie raksti. 6. sēr., Mašīnzinātne un transports. - 34. Sēj. (pieņemts publicēšanai)

DARBA SATURS

Pirmajā nodaļā ir veikts literatūras apskats par gumijas tehnisko izstrādājumu analītiskām aprēķinu metodēm. No aplūkoto darbu apskata, kas saistīti ar gumijas-tehnisko izstrādājumu aprēķinu: statiskas un dinamiskas noslodzes; mazo, vidējo un lielo deformāciju; kalpošanas laika noteikšanas, viskoelastīgo un dažādu temperatūras faktoru noteikšanas gadījumā, t.sk. arī uz histerezes zudumu rēķina; un vairākiem citiem uzdevumiem izriet, ka visās uzskaitītajās problēmās sākuma etapā gumijas-tehnisko izstrādājumu aprēķins dažādos ekspluatācijas nosacījumos sākas ar nospriegoti-deformētā stāvokļa noteikšanu, ja ir veikta statistiskā noslodze mazo deformāciju apgabalā. Tādēļ jaunu tuvināto metožu izstrādes un elastomēra detaļu esošo aprēķina metožu uzlabošanas jautājums mazu deformāciju gadījumā, ņemot un neņemot vērā elastomēru sājo saspiežamību, paliek aktuāls.

Gumijas tehnisko izstrādājumu veiksmīgai pielietošanai un optimālai konstruēšanai, ir jābūt metodēm, kā var iegūt analītiskos risinājumus reāli iespējamām elastomēra izstrādājumu ģeometrijām un statiskās noslodzes shēmām. Publikācijās praktiski nav analītisko risinājumu, kas pilnība ņemtu vērā elastomēru izstrādājumu konstrukcijas visas ģeometriskās īpatnības un elastomēra mehāniskos raksturojumus.

Elastomēru vājā saspiežamība rada papildus grūtības. Šī problēma, lai arī ir praktiski atrisināta vienkāršas formas gumijas tehniskajiem izstrādājumiem, tomēr nav pilnas analīzes un metodisko rekomendāciju par šo analītisko risinājumu pielietojumu, kas iegūti, izmantojot hipotēzi par elastomēra nesaspiežamību, atkarībā no izstrādājumu ģeometriskajiem parametriem un elastomēra Puasona koeficienta reāliem lielumiem.

Lielākā daļa analītisko risinājumu ir iegūtas ar variācijas metodēm, ja izpildās elastomēra nesaspiežamības nosacījums. Turklāt hidrostatiskā spiediena funkcija, kas ietilpst nesaspiežamo materiālu elastīguma teorijas robežproblēmas vienādojumos, izkrīt no risinājuma, kas neļauj veikt nospriegotā stāvokļa analīzi elastomēra izstrādājumā, un atrisināt izturīguma un stabilitātes jautājumus.

Praktiski nav sarežģītas konfigurācijas gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķinu metodikas ar un bez elastomēra vājās saspiežamības ievērošanas.

Nav pilnīgas plānslāņa gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķina metodikas, kurās tiktu ņemtas vērā stieģrojuma neelastomēra slāņu deformācijas un elastomēra mehānisko raksturojumu nelinearitāte lielu īpatnējo ass slodžu gadījumā.

Jāpievērš uzmanība, ka pēc tuvinātā analītiskā risinājuma iegūšanas publikācijās praktiski nav metodiku, kas ļautu novērtēt iegūto tuvināto risinājumu precizitāti. Pārbaudītu eksperimentālo datu trūkums neļauj notestēt

iegūtos risinājumus un viennozīmīgi ieteikt tos elastomēru izstrādājumu analīzei un projektēšanai.

Otrajā nodaļā izstrādātas jaunas un uzlabotas esošas gumijas-tehnisku izstrādājumu aprēķināšanas metodes.

Elastības teorijas konkrēta uzdevuma risinājums tiek novests pie spriegumu un pārvietojumu noteikšanas, kas apmierina pārvietojumu vai sprieguma vienādojumu sistēmu un attiecīgos uzdevuma nosacījumus, t.i., robežnosacījumus [18], [19].

Lineāras elastības teorijas robežproblēmas matemātiskais modelis vāji saspiežamam materiālam ir šāds:

- līdzsvara vienādojumi:

$$G \left[\nabla^2 u_i + \frac{3}{2(1+\mu)} s_i \right] + f_i = 0, \quad (1)$$

- telpisku deformāciju attiecība:

$$u_{j,j} = \frac{3(1-2\mu)}{2(1+\mu)} s, \quad (2)$$

- deformācijas komponentes ϵ_{ij} :

$$\epsilon_{ij} = \frac{1}{2} (u_{i,j} + u_{j,i}), \quad (3)$$

-spriegumu komponentes σ_{ij} :

$$\sigma_{ij} = G \left(2\epsilon_{ij} + \frac{3\mu}{1+\mu} s \delta_{ij} \right), \quad (4)$$

- spēka robežnosacījumi:

$$\sigma_{ij} n_j = p_i \quad \text{uz } F_\sigma, \quad (5)$$

- ģeometriskie robežnosacījumi:

$$u_i = u_{oi} \quad \text{uz } F_u, \quad (6)$$

kur f_i – spēku komponentes;

u_i – pārvietojumu komponentes;

G – gumijas bīdes modulis;

σ_{ij} – sprieguma komponentes;

s – hidrostatiskā spiediena funkcija;

$$\delta = \begin{cases} 1, & \text{pie } i = j; \\ 0, & \text{pie } i \neq j \end{cases};$$

$i,j = 1,2,3$ vai x,y,z ;

μ – Poissona koeficients

Ja elastomēra vāju saspiēžamību var neņemt vērā, tad ievieto $\mu = 0,5$. Šai gadījumā vienādojumu sistēma (1) - (6) ar $\mu = 0,5$ apraksta robežproblēmu nesaspiežamam materiālam [6], [15], [20].

Precīza diferenciālu vienādojumu sistēmu (1) - (6) risināšana ir iespējama tikai nelielam uzdevumu skaitam, kad dota izstrādājuma forma un robežnosacījumi diezgan vienkārši. Bieži nākas apmierināties ar aptuveniem risinājumiem. Tāpēc plaši izplatītas ir aptuvenās metodes, starp kurām pati efektīvākā ir metode, kas balstīta uz sistēmas pilnas potenciālās enerģijas minimuma principa.

Pilnā potenciāla enerģija $J(u_i, s)$ ir:

$$J(u_i, s) = U - A, \quad (7)$$

kur U – deformācijas potenciālā enerģija;

A – ārējo spēku zaudētā enerģija.

$$U = G \int_V \left[\frac{1}{2} (u_{i,j} u_{j,i} + u_{i,j} u_{j,i}) + \frac{3\mu}{1+\mu} s u_{i,i} - \frac{9(1-2\mu)}{4(1+\mu)^2} s^2 \right] dV, \quad (8)$$

kur $i, j = 1, 2, 3$, vai arī x, y, z , - koordinātu sistēmas komponentes.

A ir ārējo spēku p_i un tilpumspēku f_i darbs:

$$A = \int_V f_i u_i dV + \int_{F_\sigma} p_i u_i dF. \quad (9)$$

Var pierādīt, ka minimuma noteikumi ir robežproblēmas uzdevuma ekvivalents (1) – (6), ievērojot, ka uz F_u $\delta u_i = 0$.

Risinājuma metodes algoritms:

-izvēlāties pārvietojumu komponentes u_i un hidrostatiskā spiediena funkcijas s :

$$u_i = a_{ji} \varphi_j(\bar{x}), \quad s = b_k \psi_k(\bar{x}), \quad (10)$$

kur $\varphi_j(x)$ - obligāti jāapmierina ģeometriskie robežnosacījumi (6)

$\psi_k(x)$ – var izvēlēties patvaļīgi;

a_{ij}, b_k – nezināmās konstantes.

– no sistēmas pilnas potenciālās enerģijas minimuma noteikuma:

$$\frac{\partial J(u_i, s)}{\partial (a_{ij}, b_k)} = 0,$$

tiek noteiktas konstantes a_{ij}, b_k .

- pēc formulām (3) un (4) tiek aprēķināti deformācijas un sprieguma komponentes.

Lielai gumijas-tehniska izstrādājumu klasei jau ir iegūtas stinguma raksturlīknes [7],[15],[20],[21] pieņemot, ka ir, iespējams, neieverot elastomēra

saspiežamību (tās ir patiesas izstrādājumiem pie noteiktiem ģeometriskiem parametriem). Ja izstrādājuma ģeometriskā forma vai Puasona koeficienta vērtība μ gumijai, jau neļauj neievērot elastomēra vāju saspiežamību, tad sakarības „spēks – pārvietojums” noteikšanai jāizmanto funkcionālis (7) - (8). Tādā gadījumā uzdevums kļūst sarežģītāks.

Var rasties nepieciešamība novērtēt vājas saspiežamības ietekmi uz risinājumu, kurš bija iegūts no nesaspiežamības nosacījuma. Šai gadījumā, lai nebūtu jāreķina sarežģīts uzdevums ar funkcionāli (7) - (8), var rekomendēt vājas saspiežamības ievērošanas tuvinātu metodi. Tas ir sevišķi ērti, ja ir jānosaka stinguma raksturlielne „spēks – pārvietojums”. Aplūkosim taisnstūra koordinātu sistēmā gumijas tehnisku izstrādājumu ar plakanu gumijas slāni. Tas ir noslogots ar aksiālu spiedes spēku P (pa z asi, perpendikulāri aplūkotam plakanam slānim):

$$\int_F \sigma_{zz} dF = -P, \quad (11)$$

kur F – gumijas slāņa šķērsriezums.

Tā kā saspiežamam materiālam:

$$\sigma_{zz} = G \left(2 \frac{\partial \omega}{\partial z} + \frac{3\mu}{1+\mu} s \right), \quad (12)$$

kur ω – pārvietojums paralēli spiedei P .

Tad, no (2), (11) un (12):

$$2G \int_F \frac{\partial \omega}{\partial z} dF + \frac{3\mu G}{1+\mu} \int_F s dF = -P. \quad (13)$$

Tā kā pārvietojumu funkcija ω jau ir tuvināti atrasta, tad no (13) var atrast hidrostatiskā spiediena funkcijas s tuvinātu vērtību. Ieliekot s (2) un integrējot pa tilpumu, ieguvām tilpuma deformācijas tuvinātu vērtību, kura rodas vājas saspiežamības dēļ:

$$\Delta V_c - \frac{1-2\mu}{2\mu} \left(\frac{P}{G} h + 2 \int_V \frac{\partial \omega}{\partial z} dV \right), \quad (14)$$

kur h – gumijas slāņa biezums.

Tā kā $\Delta V_c \approx -\Delta_c F$, tad no hidrostatiska spiediena funkcijas s vienādojuma, ievērojot jau zināmo pārvietojumu ω , ieguvām papildus pārvietojuma vērtību Δ_c , kura rodas vājas saspiežamības dēļ:

$$\Delta_c = \frac{1-2\mu}{2\mu F} \left(\frac{P}{G} h + 2 \int_V \frac{\partial \omega}{\partial z} dV \right). \quad (15)$$

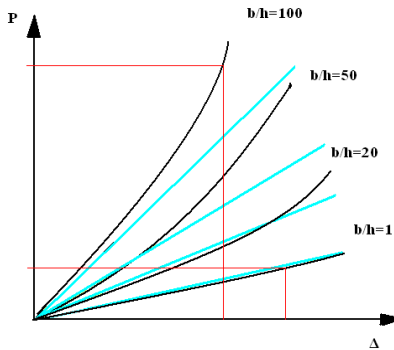
Šajā gadījumā gumijas tehniskā izstrādājuma summārais pārvietojums:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_c. \quad (16)$$

Salīdzinot Δ_c ar Δ , katrai gumijas tehniskā izstrādājuma ģeometrijai un katrai elastomēra markai, aptuveni var novērtēt, vai ir nepieciešamība precizēt saspiēžamības ieguldījumu amortizatora pārvietojuma risinot uzdevumu pēc precīzākas metodes.

Pilnas potenciālas enerģijas funkcionāļa (7) izmantošana noved pie vāji nosacītas iegūtās algebrisku vienādojumu sistēmas ar saistītām konstantēm a_{in} un c_m , tā kā funkcijas u_i un s ieiet (7) nekorekti: u_i - kvadrātiski, s - lineāri. Ieguvām nekorektu variācijas uzdevumu funkcionālim (7) [24], kas prasa jaunu specializētu metožu izstrādi tuvinātu risinājumu iegūšanai priekš u_i un s . Darbā piedāvāta metode, kura ļauj iegūt stabili tuvinātu atrisinājumu, kurš balstās uz variācijas metodes pamata, nekorekti uzdotai lineāras teorijas robežproblēmai. Piedāvāta risinājuma pamatā ir pamatfunkcionāļa regularizācija. Tika ievēsti prasības, kurām jāatbilst regularizējošām funkcionālim un regularizējošām parametram. Piedāvātu metodi var izmantot tuvinātu analītisku atrisinājumu iegūšanai vai tuvinātu skaitlisku atrisinājumu iegūšanai.

Daudzi eksperimenti ar gumijas- metāliskiem amortizatoriem ar plāniem elastomēra slāņiem [7], [9], [13] kuriem $\rho = b_{min}/h \geq 40 \div 50$ (kur b , h - atbilstoši gumijas slāņa platums un biezums), pie asu saspišanas norāda uz būtisku sakarības „spēks - pārvietojums” nelinearitāti jau pie mazām deformācijām, kuras nepārsniedz 3% - 5%. Sakarības „spēks - pārvietojums” atkarība no ģeometriskā faktora $\rho = b_{min}/h$ parādīta 1. att.



1.att. Sakarības „spēks - pārvietojums” kvalitatīvs grafiks, $\Delta/h \leq 0.05$

Vispārpieņemtās gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķina metodes [17], [20], pieņemot uzdevumu, ka ģeometriskie un fiziski lineāru (zilās līnijas 1.att.), neļauj aprakstīt iegūtos saspišanas eksperimentos raksturlīknes [10], [15] (melnas līnijas 1. att.).

Lielāka daļa pētnieku izskaidro šo parādību elastomēra fiziskai nelinearitātei. Domājams, pietiekami plānā saspiesta elastomēra slānī rodas

liels hidrostatiskais spiediens, kas ietekmē elastomēra mehāniskās īpašības. Nosakot spēka raksturojumus, aptuvena risinājuma iegūšanu var būtiski vienkāršot, ja pieņem, ka fizikāli nelineārs risinājums nesatur neko neparedzētu salīdzinājumā ar fizikāli lineāriem risinājumiem. Šai gadījumā fizikāli nelineāra uzdevuma analītiska risinājuma iegūšanai var izmantot tuvinātu metodi.

Tātad, kompensatoriem ar ļoti plāniem elastomēra slāņiem aprēķins sastāv no diviem etapiem:

- 1) Uzdevuma risinājums nesaspiežamam materiālam;
- 2) Uzdevuma risināšana, kurš atbilst tikai telpiskai saspiešanai, pieņemot, ka hidrostatiskā spiediena funkcija ir konstanta visā elastomēra tilpumā.

Plānslāņa gumijas-metāla elementi tiek rēķināti izmantojot klasiskos risinājumus [17], [20]. Sakarības „spēks – pārvietojums” aprēķini parādīja, ka ir pietiekoši liela starpība starp aprēķināto vērtību un eksperimentāliem datiem [11], [16]. Analizējot analītiskus un eksperimentālus datus, var secināt, ka jo Puasona koeficients ir tuvāk 0.5 un plānāks ir gumijas slānis, jo lielāka ir starpība. Starpību starp analītiskiem un eksperimentāliem datiem var izskaidrot ar to, ka saspiešanas laika deformējas ne tikai elastomēra slāņi, bet arī neelastomēra slāņi. Darbā tika aprakstīta metode, kura ļauj analītiski aprēķināt stinguma raksturojumu „spēks – pārvietojums” plāniem gumijas- metāliskiem elementiem, kuri sastāv dažiem elastomēra un dažiem neelastomēra (metāliskiem) slānim. Piedāvāta metode ņem vērā gumijas vāju saspiežamību un neelastomēra (metālisku) slāņu deformāciju pie aksiālas saspiešanas. Risinājums pārvietojuma noteikšanai (17) tika iegūts izmantojot Ritca metode un pilnas potenciālas enerģijas minimuma principu.

$$\Delta = \frac{P h_e n}{2,5 G_e a b} \frac{1 + 1.25 \frac{B_1 B_2}{\chi(B_1 + B_2)}}{1 + \frac{B_1 B_2}{B_1 + B_2 + \frac{1 - 2\mu}{\mu} B_1 B_2}}, \quad (17)$$

kur

$$B_1 = 1 + \frac{5 \alpha^2}{12}; \quad B_2 = 1 + \frac{5 \beta^2}{12}; \quad \alpha = \frac{a}{h_e}, \quad \beta = \frac{b}{h_e}, \quad \chi = \frac{G_m h_m}{G_e h_e}$$

a, b, h_e , h_m – ģeometriskie parametri gumijas un neelastomēra slāņim;

G_e , G_m – bīdes modulis katram slānim;

n – slāņa numurs

Ja gumijas un neelastomēra slāņiem ir dažādi izmēri, gumijas slānis ir „biezs”, tas ļauj mums neievērot gumijas vāju saspiežamību, un ja neelastomēra slāņa ģeometriskie izmēri un fizikāli - mehāniskās īpašības ir ($h_e < h_m$, $G_e \ll$

G_m , t.i. parametrs $\chi \rightarrow \infty$), tad varam neievērot starpslāņa deformāciju. Šai gadījumā var vienkāršot formulu (17), vienkāršota formula pilnīgi sakrīt ar atrisinājumu, kurš ir pieejams literatūrā [19], un kurš neievēro gumijas vāju saspiežamību un starpslāņa deformāciju.

Detalām ar sarežģītu konfigurāciju vai/un sastāvošiem no labi kontaktējošām daļām, kas izgatavotas no dažādiem materiāliem, kuru deformācija ir jāņem vērā aprēķinu laikā, funkcionāla $\Pi(u_i, s)$ (7) izmantošana kļūst apgrūtinoša tādu problēmu dēļ, kas saistītas ar koordinātu funkciju izvēli pārvietojumiem u_i un hidrostatiskam spiedienam s , kas ir nepārtraukti visā sarežģītā izstrādājuma tilpumā. Viens no risinājuma paņēmieniem ir aplūkojamā sarežģītā apgabala sadalīšana vienkāršos apakšapgabalos. Taču šādā gadījumā nākas ievērot pārvietojumu u_i , to atvasinājumu $u_{i,j}$ un hidrostatiskā spiediena s nepārtrauktības nosacījumu, pārejot apgabala sadalījuma robežu. Praktiski tas noved pie liela aprēķinu apjoma vai pat pie meklējamo funkciju izvēles neiespējamības. Vispārīgie tiešo aprēķinu metožu teorētiskie nosacījumi, izmantojot funkcionāļus, kas ļauj vājināt nepārtrauktības prasības vispilnīgāk ir aplūkoti V. Pragera darbā [22].

Izmantojot V. Pragera [22] procedūru, deformācijas pilnās potenciālās enerģijas minimuma principam uz funkcionāļa $\Pi(u_i, s)$ (7) bāzes, variējot tikai pārvietojumus u_i un hidrostatiskā spiediena funkcijas s , varam iegūt vairākus funkcionāļus, kurus var izmantot ar pārtrauktām funkcijām pārvietojumiem un spēkiem, ja pētāmais tilpums tiek aplūkots kā vienkāršāku tilpumu summa. Darbā aplūkoti četri varianti:

Variants Nr.1

- pārvietojumu u_i funkcijas ir nepārtrauktas katrā sadalījuma apakšapgabalā V_n un izpilda nepārtrauktības nosacījumus $u_i^n = u_i^{n+1}$ uz sadalījuma virsmām Γ_n un izpilda obligātos ģeometriskos robežnosacījumus uz virsmām F_u^n ;

-hidrostatiskā spiediena funkcijas s ir nepārtrauktas katrā sadalījuma apakšapgabalā V_n .

Variants Nr.2

- pārvietojumu funkcijas ir nepārtrauktas katrā sadalījuma apakšapgabalā V_n , un izpilda obligātus ģeometriskos robežnosacījumus uz virsmas F_u^n , bet neizpilda nepārtrauktības nosacījumu pārvietojumiem uz sadalījuma virsmām Γ_n ;

-hidrostatiskā spiediena funkcijas ir nepārtrauktas katrā sadalījuma apakšapgabalā V_n ;

- saskaņā ar nepārtrauktības nosacījums spēkiem uz sadalījuma virsmām Γ_n , funkcijas u_i un s izpilda nepārtrauktības nosacījumu uz sadalījuma virsmām Γ_n .

Variants Nr.3

- pārvietojumu funkcijas ir nepārtrauktas katrā sadalījuma apakšapgabalā V_n , un izpilda obligātus ģeometriskos robežnosacījumus uz virsmas F_u^n un uz dažām sadalījuma virsmām Γ_n izpilda pārvietojuma nepārtrauktības nosacījumus $u_i^n = u_i^{n+1}$;

-hidrostatiskā spiediena funkcijas ir nepārtrauktas katrā sadalījuma apakšapgabalā V_n ;

-funkcijas u_i un s izpilda nepārtrauktības nosacījumus spēkiem uz tām sadalījuma virsmām Γ_n , uz kurām nav izpildītas pārvietojumu nepārtrauktības nosacījumi.

Variants Nr.4

- pārvietojumu funkcijas ir nepārtrauktas katrā sadalījuma apakšapgabalā V_n , un izpilda obligātus ģeometriskos robežnosacījumus uz virsmas F_{un} un neizpilda nepārtrauktības nosacījumus pārvietojumiem $u_i^n = u_i^{n+1}$ uz sadalījuma virsmām Γ_n ;

-hidrostatiskā spiediena funkcijas ir nepārtrauktas katrā sadalījuma apakšapgabalā V_n ;

- funkcijas u_i un s neizpilda nepārtrauktības nosacījumu spēkiem uz sadalījuma virsmām Γ_n .

Ideja sadalīt apgabalu V apakšapgabalos un tai pašā laikā nepildīt vai daļēji izpildīt pārvietojumu un spēku nepārtrauktības nosacījumus uz sadalījuma virsmām Γ_n ļauj izveidot vispārīgas metodes sarežģītu izstrādājumu aprēķināšanai. Šīm metodēm atkrīt nepieciešamība izmantot sarežģītas funkcijas, bet risinājuma precizitāte tiek panākta, ieviešot pietiekamu sadalījuma apakšapgabalu skaitu.

Diežgan bieži gumijas-tehniskie izstrādājumi, konkrētāk, dažādas konfigurācijas amortizatori tiek lietoti ne tikai mazu, bet arī vidēju deformāciju (no 40% - 50%) jomā. Darbā piedāvāta gumijas - tehnisko izstrādājumu tuvināta aprēķina metode vidēju deformāciju gadījumā elastomēra materiālam, kas ieguvusi nosaukumu – delta-metode.

Delta-metodē izmanto secīgu mazu deformāciju uzklāšanu mazām deformācijām, vienlaicīgi ņemot vērā slodžu secību un to radītās izstrādājuma deformētās konfigurācijas izmaiņas. Tādēļ, nosakot deformāciju $\delta \varepsilon_{ij}^k$ un spriegumu $\delta \sigma_{ij}^k$ palielinājumu katrā iepriekš deformēta elastomēra noslodzes posmā, var tikt izmantotas lineāras fiziskās sakarības (1) – (6): Aprēķina posmi vispārīgā gadījumā pēc delta - metodes:

- pieņemsim, ka iepriekšējā noslogojuma nav, vai tas neietekmē izstrādājuma konfigurācijas izmaiņas šādos tā noslogojuma gadījumos:

- sadalām visu izstrādājuma uzdoto noslogojumu diapazonu n soļos;

- soļa lielumu izvēlētajā noslogojumu secībā (par pārvietojumiem vai slogojumiem) izvēlamies tik mazu, lai varētu katrā slogojuma posmā, ņemot vērā izstrādājuma konfigurāciju, uzskatīt elastomēra deformācijas par mazām.

Pirmajā solī ($k = 1$) tiek risināts uzdevums par iepriekš nedeformēta (nenoslogota) izstrādājuma mazām deformācijām, un tiek noteikta tā deformētā konfigurācija. Katrā nākamajā solī ($1 < k \leq n$) tiek risināti arī lineārie uzdevumi par mazām deformācijām ar ģeometrisku konfigurāciju, kuru nosaka iepriekšējā noslogošanas posmā. Aprēķins beidzas, kad noslodžu (pārvietojuma un noslodžu) secība sasniedz fiksētu galīgo lielumu. Šis algoritms prasa katrā posmā secīgu gumijas tehniskā izstrādājuma konfigurācijas pārreķināšanu, kas būtiski apgrūtina risinājuma iegūšanu analītiskā veidā. Tomēr daudziem gumijas tehniskajiem izstrādājumiem izrādās iespējama pāreja no rezultātu summēšanas pa visiem noslogošanas posmiem uz integrēšanu, iegūstot analītisku izteiksmi stinguma raksturojumam "spēks - pārvietojums". Konkrētāk, tas ir paties vairumam kompensatoru, iegūstot atkarību „spēks–pārvietojums” $P(\Delta)$. K-tajam noslodzes posmam jāiegūst rekurenta atkarība „spēks – pārvietojums”:

$$P_k = \delta \varphi_k(\beta, \alpha_k), \quad \delta = \frac{\Delta}{n}, \quad P_k = \frac{P}{n}, \quad (17)$$

kur n - aprēķina soļu skaits;

φ_k – funkcija, kurā ietilpst izstrādājuma ģeometriskie parametri β , kuri nemainās visos noslogojuma soļos, un ģeometriskie parametri α_k , kas mainās katrā noslogojuma solī.

Parametri α_k un funkcijas φ_k (β , α_k) ir atrisinājums katrā etapā. Ja atkarības (17) ļauj summēšanu aizstāt ar integrēšanu, tad no

$$P = \sum_{k=1}^n P_k = \int_0^{\Delta} dP = \int_0^{\Delta} \bar{\varphi}(\beta, \bar{\alpha}) d\delta \quad (18)$$

iegūstam analītisku formulu „spēks– pārvietojums” vidēju amortizatora deformāciju gadījumā.

Tāpat kā mazo deformāciju gadījumā, tā arī vidēju deformāciju gadījumā, pietiekami plāniem elastomēru slāņiem (vai masīvām gumijas tehniskajām detaļām ar relatīvi nelielām elastomēra masīva brīvām sānu virsmām) jāņem vērā elastomēra vājā saspiežamība. Novērtēt elastomēra vājas saspiežamības efektu uz kompensatora raksturojumu "spēks - pārvietojums" var ar šādiem diviem tuvinātiem paņēmieniem.

Pirmā variantā [4], [20] ja ir atrasts atrisinājums un pārvietojums Δ_o^k bez elastomēra slāņa vājas saspiežamības ievērošanas, tad no fiziskām sakarībām starp deformācijām un spriegumiem telpiskai deformācijai elastomēra vājas saspiežamības dēļ, ņemot vērā (2) un (3), ieguvām sakarību:

$$\int_{V_1} u_{i,i}^k V_1 = -\frac{1-2\mu}{\mu} \int_0^h \left(\frac{P}{2G} + \int_{F_\sigma} \frac{\partial u_z^k}{\partial z} dF_\sigma \right) dz, \quad (19)$$

kur F_{σ}^k - ķermeņa laukums, uz kuru pielikts ārējais slogojums;
 h^k - elastomēra slāņa biezums ;
 u_z^k - pārvietojuma funkcija pa z asi (saspiešanas spēka virzienā),
 neņemot vērā elastomēra slāņa vāju saspiežamību.

Elastomēra slāņa tilpuma izmaiņai ΔV_k^* varam pierakstīt:

$$\int_{V_1} u_{i,i}^k dV_1 \approx \Delta V_k^* = -\Delta_k^* \chi_k F_k, \quad (20)$$

kur Δ_k^* - kompensatora deformācija, kura ievēro elastomēra slāņa telpisko deformāciju, ņemot vērā elastomēra vāju saspiežamību;

χ_k - koeficients, kas ir atkarīgs no elastomēra slāņa ģeometrijas;

F_k - elastomēra slāņa šķērsriezuma laukums.

Kompensatora deformācija, kura ievēro elastomēra slāņa telpisko deformāciju, ņemot vērā elastomēra vāju saspiežamību varam aprēķināt pēc formulas:

$$\Delta_k^* = \frac{1-2\mu}{\mu F_k} \int_0^h \left(\frac{P}{2G} + \int_P \frac{\partial u_z}{\partial z} dF \right) dz \quad (21)$$

Otrā variantā, izmantojam risinājumu nesaspiežamam elastomēram. Tad no vienādojuma (19) varam atrast izteiksmi pārvietojumam Δ_k^* , kurā tiek ņemta vērā vāja elastomēra saspiežamība:

$$\Delta_k^* = -\frac{3(1-2\mu)}{2F(1+\mu)} \int_{V_{k=1}} s_k dV_{k=1} \quad (22)$$

Izteiksmē (22) ietilpst hidrostatiskā spiediena s funkcija, kura paliek nezināma, jo tā neietilpst funkcionālī, ja pārvietojumu funkcija izpildīta nesaspiežamības nosacījumu. Šajā gadījumā, ņemot vērā, ka elastomēra vājās saspiežamības ievērojamā ietekme uz kompensatora deformāciju būs jūtama tikai plānos elastomēru slāņos, tuvināti funkciju s var iegūt no līdzsvara nosacījuma elastomēra slāņa šķērsgriezumam, kurā ir pielikts spēks.

Ja ņemta vērā vājās saspiežamības ietekme, tad delta-metodē k-tajam noslojuma solim amortizatora nosēde tiek noteikta pēc formulas:

$$\Delta_{k\Sigma} = \Delta_k + \Delta_k^* \quad (23)$$

Visi analītiski aprēķini gumijas izstrādājumiem ir veikti ar tuvinātām metodēm. Neeksistē precīzu analītisku metožu gumijas izstrādājumu aprēķiniem. Izmantojot tuvinātas metodes ir ļoti svarīgi zināt ar kādu kļūdu ir atrasts risinājums, un īsts risinājums ir lielāks vai mazāks par iegūto. Darbā piedāvāta metode, kas ļauj novērtēt ar Ritca metodes palīdzību iegūta tuvināta risinājuma precizitāti. Darbā tika iegūti viena uzdevuma divi tuvināti

risinājumi: pirmais risinājums iegūts ar Ritca metodes palīdzību gumijas amortizatoram ar pārvietojuma iztrūkumu, otrs - ar pārvietojuma pārpalikumu, izmantojot funkcionāli, ko izstrādāja Slobodjanskis [23]. Precīzs rezultāts atrodas starp šiem diviem risinājumiem. Metodes galvenā priekšrocība: iespēja novērtēt kļūdu, ar kādu iegūts tuvināts risinājums, neatsakoties no Ritca metodes.

Metodes būtība ir sekojoša: Pieņemsim, ka ir kāds gumijas kompensators, kurš ir noslogots ar spēku P , un kompensatoram ir pārvietojums $\Delta = \Delta^*(P)$. Izmantojot potenciālās enerģijas minimuma principu, tika iegūts pārvietojums lielums ar iztrūkumu:

$$\Delta^*(P) \leq \Delta_p(P), \quad (24)$$

kur Δ^* - pārvietojums, kura tiek aprēķināta izmantojot Ritca metodi;
 Δ_p – īsts pārvietojums vērtība, precīzs risinājums.

Pieņemsim, ka mums izdevās izveidot funkcionāli $J_1(u_1, u)$ tā, ka tam piemīt minimālās īpašības un

$$J_1(u_1, u) \leq J(u), \quad (25)$$

kur $J(u)$ – izteiksme potenciālajai enerģijai.

Ar zināmo precīzo risinājumu bez grūtībām $J(u)$ var pierakstīt ar Δ un P , t.i. $J = J(\Delta, P)$, kas sasniedz savu minimumu, kad $\Delta = \Delta_p(P)$. Ja $J_1(u_1, u)$ arī izteiksim ar Δ un P , tad saskaņā ar (25),

$$J_1(\Delta, P) \leq J(\Delta, P) \quad (26)$$

ar jebkādu Δ lielumu. Ņemot vērā funkcionāļu J_1 un J kvadrātiskumu, „dakšu” $\Delta_T(P)$ precīzam lielumam var atrast no (24) un (25), nezinot izteiksmi $J(\Delta, P)$. ”Dakšu” sniedz vienādojuma saknes

$$J[\Delta^*(P)] = J_1(\Delta, P) \quad (27)$$

Apzīmēsim šīs saknes ar Δ_1 un Δ_2 . Tad

$$\Delta_1 < \Delta^*(P) \leq \Delta_p(P) < \Delta_2 \quad (28)$$

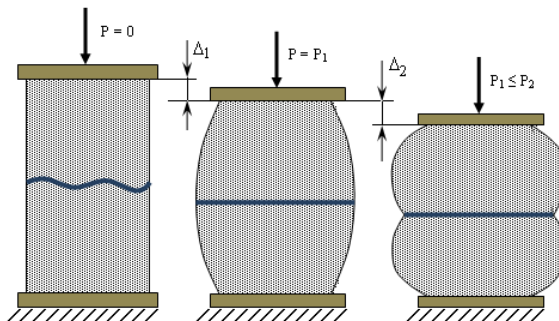
Tā kā $J_1(\Delta, P)$ un $J(\Delta, P)$ kvadrātiskās funkcijas attiecībā uz Δ , tad no (25) un (26) izriet šaurāka „dakša”

$$\Delta^* \leq \Delta_p \leq \frac{\Delta^* + \Delta_2}{2}. \quad (29)$$

Trešajā nodaļā piedāvātas trīs jaunas kompensējošo gumijas-tehnisko izstrādājumu konstrukcijas, kas nodrošina nepieciešamo stinguma raksturojumu "spēks-pārvietojums".

Pirmais konstruktīvs risinājums kā varētu izveidot kompensatoru ar mainīgu stingumu spiedē ir parādīts 2.att. attēlā.

Attēlā 2.att redzamais kompensators sastāv no gumijas slāņa, kurā ir ievulkanizēta plāna gofrēta ne elastomēra kārtiņa (metāla, tekstila, polimēra, u.c. materiāli).Pieņemam, ka ne elastomēra kārtiņa ir pietiekoši plāna, lai tās pretestība lieces spēkiem tiektos uz nulli.

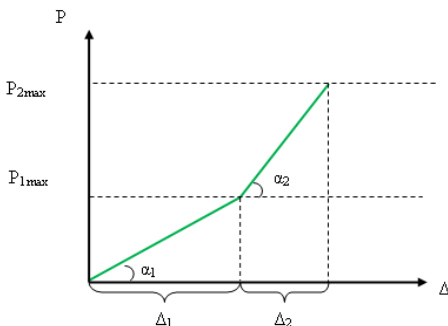


2. att. Mainīga stinguma cilindrisks kompensators

Piedāvāta kompensatora darbība sastāv no diviem etapiem:

pirmais etaps: ja pieliktais spēks $0 \leq P \leq P_1$ tas darbojas kā vienslāņa tipa kompensators, pakāpeniski iztaisnojot plāno ne elastomēra starpslāni;

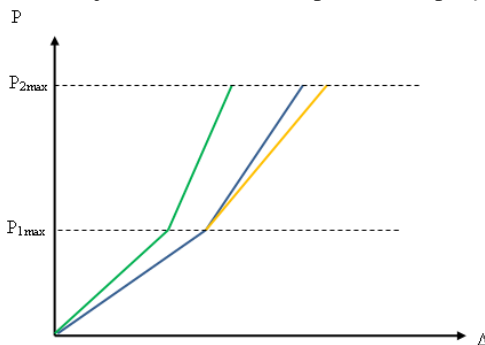
otrais etaps: ja pieliktais spēks $P_1 \geq P \geq P_2$, tad tas sāk darboties kā divslāņu tipa gumijas kompensators, jo ne elastomēra starpslānis pievulkanizēšanas dēļ neļauj piestiprinātajai gumijai deformēties sastiprinājuma vietā. Vispārīgs „spēks – pārvietojums” raksturs mainīga stinguma kompensatoram parādīts 3. att.



3. att. Principiāla „spēks – pārvietojums” sakarība

Veiktajos aprēķinos gumija tiks apskatīta kā viendabīga bez tukšumiem un porām, izotropa, elastīga, sakarības starp spriegumiem σ_{ij} un deformācijām ε_{ij} var tikt aprakstītas ar lineāriem vienādojumiem (1) - (6), gumijas slāņa

deformācijas ir mazas $0 < \varepsilon < 15\%$, tiks pieņemts, ka kompensators pakļauts statiskam slogojumam, ne elastomēra kārtiņa ir pietiekoši plāna, lai neņem vērā tās pretošanos lieces un vērpes spēkiem, augšējais un apakšējais kompensatora balsts ir pielīmēts pie gumijas, tas ir absolūti ciets un nedeformējas. Visi aprēķini balstīsies uz pilnās potenciālās enerģijas minimuma principu [20]. Iegūti trīs risinājumi tāda veida kompensatora aprēķināšanai.



4. att. Principiāls kompensatora darbības grafiks aprēķināts dažādu risinājumu palīdzību

kur

- risinājums nesaspiežamiem materiāliem bez starpslāņa deformācijas;
- risinājums saspiežamiem materiāliem bez starpslāņa deformācijas;
- risinājums saspiežamiem materiāliem iekļaujot starpslāņa deformāciju

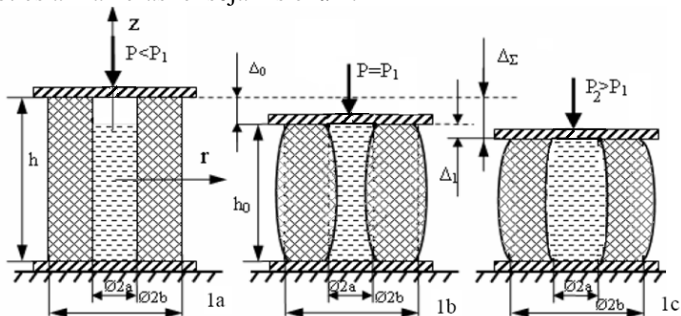
Otrais konstruktīvs risinājums, kā varētu izveidot kompensatoru ar mainīgu stingumu spiedē ir elastomēra kompensators ar šķidrums ieslēgumiem. Aplūkotam cilindriskam elastomēra kompensatoru ar šķidrums ieslēgumiem ir divi dažādi stinguma posmi ($c_2 > c_1$): I. posms – deformācija $0 - \beta\%$ un stingums c_1 , II. posms – deformācija $\beta\% \div 15\%$ un stingums c_2 (kur: $\beta\% < 10\% \div 15\%$). Piedāvāta kompensatora konstrukcija parādīta attēlā 5.att. Izmantojot tādas konstrukcijas kompensatoru, mainot iekšējas kameras papildīšanas līmeni, pastāv iespēja mainīt pārvietojuma lielumu, pie kuras notiek stinguma pieaugums (att. 6).

Kompensatora darbība sastāv no diviem etapiem:

pirmais etaps: slogojot elastomēra cilindrisku kompensatoru ar spēku $0 \leq P < P_1$ notiek elastomēra kameras saspiešana un tas darbojas kā parastais gredzenveida cilindriskais elastomēra kompensators. Kad kamera tiek spiesta, tajā esošais gaiss tiek izspiests ārā. Kad viss gaiss ir izspiests, vārsts aizveras un ar to pirmais darbības etaps ir beidzies.

otrais etaps: slogojot elastomēra cilindrisku kompensatoru ar spēku $P_2 \geq P_1$ kompensatora stingums ievērojami pieaug, jo gaisa iekšā vairs nav, vārsts ir

aizvērts un tālāk iekšējais šķidrums pretojās saspiešanas procesam, iedarbojoties ar kameras iekšējam sienām.



5. att. Elastomēra kompensatora ar šķidruma ieslēgumiem darbības shēma

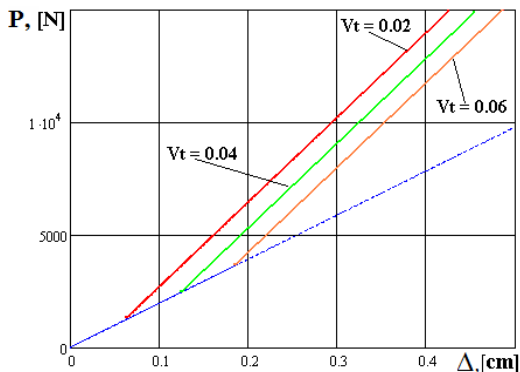
Paskaidrojumi:

1a. – Slogošanas shēma, iekšā ir šķidrums un gaiss;

1b. – Šķidrums aizpildīja visu iekšējo tilpumu;

1c. – Saspiešanas procesu ietekmē šķidrums klātbūtne.

kur: h – elastomēra slāņa augstums; h_0 – elastomēra slāņa augstums, kad šķidrums aizpildīja visu iekšējo tilpumu; Δ_0 – deformācija, pie kuras viss gaiss ir izspiest ārā; Δ_1 – deformācija, kas radās, turpinot saspiešanu, pēc gaisa izspiešanas; $\Delta_\Sigma = \Delta_0 + \Delta_1$ – summāra deformācija; P – pieliktais spēks; P_1 – pieliktais spēks, pie kura gaiss ir izspiest ārā; P_2 – pieliktais spēks, pie kura saspiešanas procesu ietekmē šķidrums.



6. att. Sakarība „spēks – pārvietojums” elastomēra gredzenveida cilindriskam kompensatoram ar šķidrums ieslēgumiem, ar dažādu iekšējās kameras piepildīšanas līmeni

Aprēķinos gumija tiek aprakstīta kā viendabīga bez porām un tukšumiem, izotropā, elastīga, sakarības starp spriegumiem σ_{ij} un deformācijām

ε_{ij} var aprakstīt ar lineāriem vienādojumiem (1) – (6), gumijas slāņa deformācijas ir mazas $0 < \varepsilon < 10\% \div 15\%$. Pieņemam, ka kompensators pakļauts statiskam slogojumam, augšējais un apakšējais kompensatora balsti ir pielīmēti pie gumijas, tie ir absolūti cieti un nedeformējās. Visi aprēķini ir balstīti uz pilnās potenciālās enerģijas minimuma principu.

Kompensatora pārvietojuma lielumu atkarība no pieliktā spēka var aprēķināt pēc formulas:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta_0 + \Delta_0^* + \Delta_I + \Delta_I^* \quad (30)$$

kur

Δ_0 - kompensatora pārvietojums pirmā etapā, neievērojot gumijas vāju saspiežamību.

$$\Delta_0 = \frac{Ph}{G\pi(b^2 - a^2) \cdot c}$$

Kur c konstante, kura ir atkarīga no kompensatora ģeometriskiem izmēriem.

Δ_0^* - kompensatora pārvietojums pirmā etapā gumijas vājas saspiežamības dēļ.

$$\Delta_0^* = \frac{3Ph(1 - 2\mu)}{\pi(b^2 - a^2)2(1 + \mu)G}$$

Δ_I - kompensatora pārvietojums otrā etapā, neievērojot gumijas vāju saspiežamību.

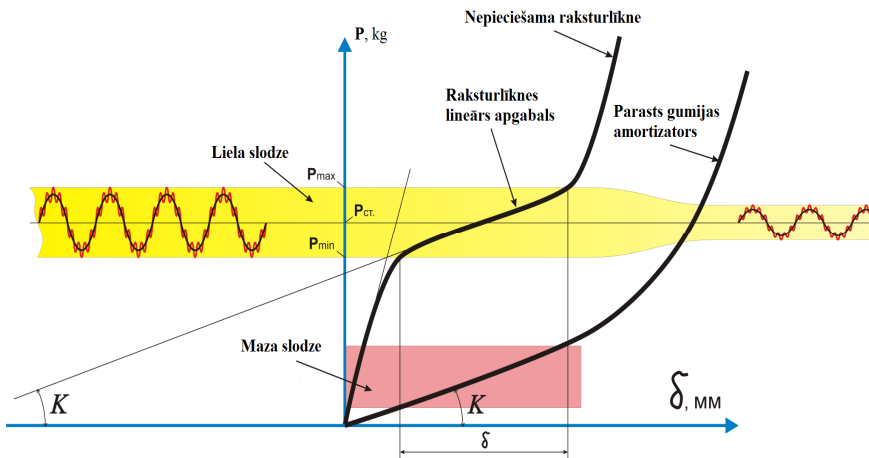
$$\Delta_I = \frac{Ph}{G\pi(b^2 - a^2) \cdot D}$$

Kur D konstante, kura ir atkarīga no kompensatora ģeometriskiem izmēriem.

Δ_I^* - kompensatora pārvietojums otrā etapā gumijas vājas saspiežamības dēļ.

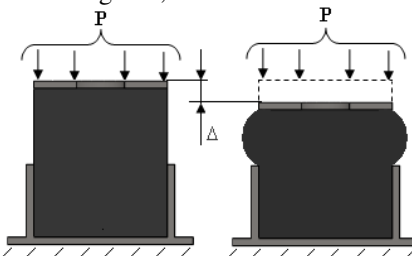
$$\Delta_I^* = \frac{3Ph(1 - 2\mu)}{\pi \cdot b^2 \cdot 2(1 + \mu)G}$$

Pēdējos gados rodas nepieciešamība izmantot amortizatorus, kuriem stingums samazinās, kad slogojums palielinās. Piemēram, tādi amortizatori ir nepieciešami lidmašīnas dzinēju stiprināšanai [1]. Sakarā ar ekoloģiskām normām izmainās lidmašīnu dzinēju parametri, un rodas nepieciešamība slāpēt zemas frekvences vibrācijas, kuras izraisa lidmašīnas dzinējs. Attēlā 7.att. parādīta nepieciešamā amortizatora stinguma raksturlīkne.



7. att. Lidmašīnas dzinēja amortizatora stinguma raksturlīkne [1]

Gumijas kompensators ar mainīga augstuma nedeformējamu sānu balstu (att.8), kurš var nodrošināt minētas stinguma raksturlīknes īpašības. Mainīga augstuma sānu balstu izmantošana ļauj ievērojami paplašināt sakarības „spēks - pārvietojums” veidus gumijas kompensatoram kuri strādā aksiālā spiedē. Mainīga augstuma sānu balsti ļauj samazināt vai palielināt gumijas brīva slāņa biezumu. Savukārt kopa ar gumijas brīvas slāņa biezumu mainās arī gumijas kompensatora stingums, ja gumijas slāņa biezums palielinājās – kompensatoram stingums samazinājās, ja gumijas slāņa biezums samazinājās – gumijas kompensatoram stingums palielinājās. Tādas konstrukcijas kompensatora galvenā priekšrocība un atšķirība no citiem kompensatoriem ar mainīgu stingumu (piemēram ar nekustīgu sānu balstu) ir pārvietojot sānu balstu mēs varam ne tikai palielināt stingumu, bet arī samazināt.



8.att Gumijas kompensators ar mainīga augstuma sānu balstu

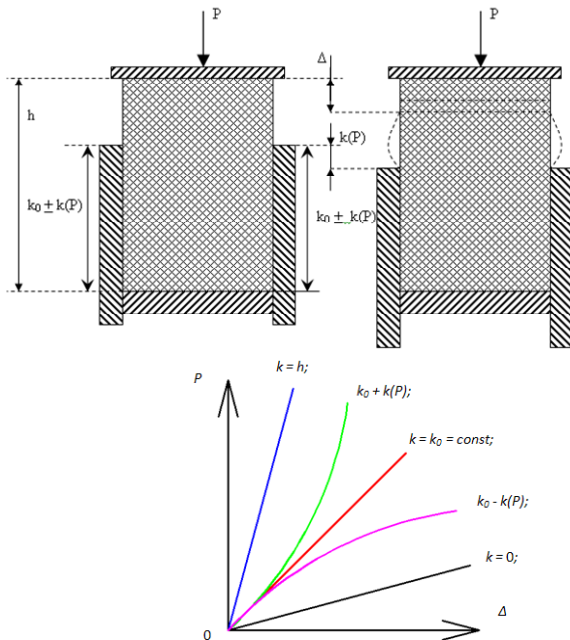
Gumijas kompensatora stinguma raksturlīknes „spēks - pārvietojums” veids būs atkarīgs no tā pēc kāda likuma mainās sānu balsta augstums. Ir trīs galveni sānu balstu augstuma izmaiņas veidi:

1. Sānu balsta augstums mainās tad, kad kompensators nav noslogots ar spēku.

2. Sānu balsta augstums mainās pakāpeniski ar noteiktu soli kompensatora saspiešanas procesā.

3. Sānu balsta augstums mainās, ka funkcija no pielikta spēka lieluma (pārvietojuma lieluma).

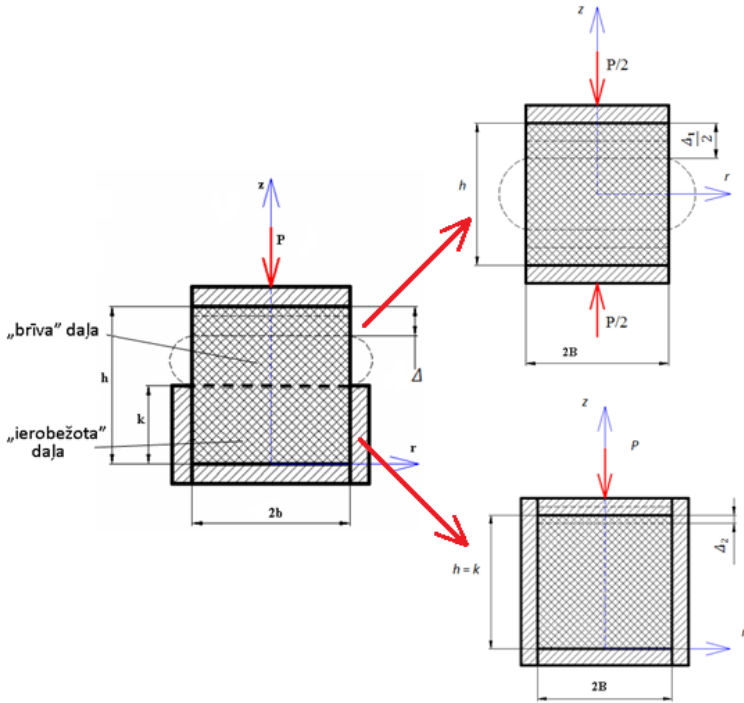
Trešais sānu balsta augstuma izmaiņas variants dod gludu stingumu raksturlīkne „spēks - pārvietojums”, „mīkstu” vai „cietu”. Arī kā iepriekšēja varianta kompensators būs „mīksts” ja sānu balsta augstums mainās ar līkumu $k = k_0 - \Delta k(P)$, „ciets” ja $k = k_0 + \Delta k(P)$. Trešais sānu balsta augstuma regulēšanas variants dod vislabākās (plašākas) iespējas regulēt kompensatora stingumu. Bet šo variantu ir grūtāk realizēt konstruktīvi nekā pirmos divus variantus.



9. att. Gumijas kompensatora ar mainīga augstuma sānu balstu stinguma raksturlīknes. Sānu balsta augstums mainās, kā funkcija no pieliktā spēka lieluma

Aplūkojam sakarības „spēks – pārvietojums” analītisku atrisinājumu tādās konstrukcijas kompensatoriem. Sadalām kompensatoru divās daļās (10.att.).

Pirmajā daļā (brīva daļa): $(h - k(P)) \leq z \leq h$, ir asij simetriska spiede, otrajā daļā (ierobežota daļa) $0 \leq z \leq (h - k(P))$ telpiska saspiešana.



10. att. Gumijas kompensatora ar mainīga augstuma sānu balstu aprēķinu modelis

Aplūkota gumijas kompensatora summārais pārvietojums būs

$$\Delta = \Delta_I + \Delta_{II}$$

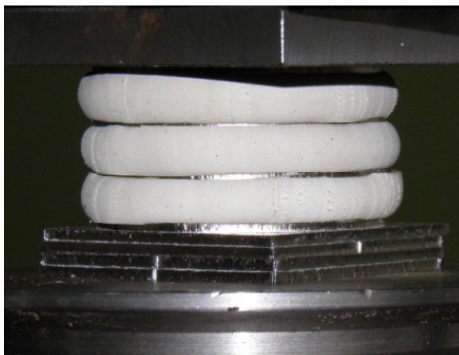
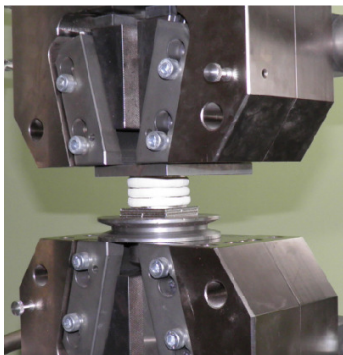
$$\Delta = \frac{(h-k(P))}{\pi b^2 G} \left[2,4 + \frac{3 D_1}{5 \left(1 + \frac{1-2\mu}{\mu} D_1 \right)} \right]^{-1} + \frac{3P \cdot k(P)}{2\pi b^2 G} \cdot \frac{(1-2\mu)}{(1+\mu)} \quad (31)$$

Ceturtajā nodaļā veikti gumijas kompensatoru saspiešanas naturāli eksperimenti.

Plānslāņa gumijas - metāla kompensatora testēšana.

Bija izgatavoti un testēti gumijas - metāla kompensatori ar dažiem ģeometriskiem izmēriem (ar katru izmēru trīs paraugi). Visiem kompensatoriem bija trīs gumijas slāņi no vienas un tās pašas gumijas.

Eksperimentālie paraugi bija saspiesti ar testēšanas mašīnas ZWICK/Roell Z-150 palīdzību (11.att).



11. att. Plānslāņa gumijas - metāla kompensatora saspiešana testēšanas mašīnā
ZWICK/Roell Z-150

Visi analītiski aprēķini tika veikti ar programmatūras MathCad palīdzību. Tika veikti divi analītiski risinājumi katram kompensatora izmēram. Pirmais risinājums (tālāk teksta risinājums „a”) neievēro gumijas vāju saspiežamību ($\mu = 0.5$). Otrais risinājums (tālāk teksta risinājums „b”) ievēro gumijas vāju saspiežamību ($\mu \neq 0.5$).

Kompensatora modelēšana bija veikta izmantojot galīgo elementu programmatūru SolidWorks. Tā, kā visi gumijas slāņi kompensatorā ir vienādi un to var sadalīt ar simetrijas asīm vienādās daļās, lai atvieglot atrisinājumu, bija izveidots modelis tikai vienai gumijas slāņa ceturtdaļai. Gumijas slāņa un tērauda slāņa savienojuma vietā tika uzlikti pārvietojuma ierobežojumi, savienojuma vietā slāņi nevar pārvietoties viens pret otru. Sānu malām tika uzlikts simetrijas nosacījums (ierobežojums). Augšējam tērauda starpslānim tika pielikta izkliedēta slodze.

Eksperimenta, analītiskā aprēķina un modelēšanas rezultāti ierakstīti 1. tabulā. Analizējot iegūtos datus, var secināt, ka analītiskā rēķina rezultāti, kurš ievēro gumijas vāju saspiežamību, vislabāk sakrīt ar eksperimentāliem datiem.

Aprēķina, kurš neievēro gumijas vāju saspiežamību kļūda palielinās, kad samazinās gumijas slāņa biezums. Tas sakrīt ar teoriju. Modelēšana SolidWorkā dod pietiekami labus rezultātus. To vēl var uzlobot, pilnveidojot modeli SolidWorkā. Modelēšanas priekšrocība ir tā, ka var apskatīt ne tikai kompensatora vertikālo pārvietojumu, bet arī izpētīt pārvietojumus pa asīm, spriegumus un deformācijas (elastomēra un neelastomēra slāņos).

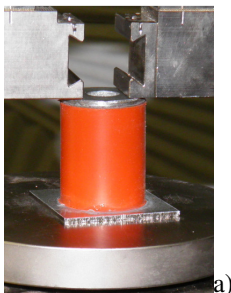
Gumijas – metāla kompensatora testēšanas, aprēķinu un modelēšanas rezultāti.

Parauga Nr.	Spēks, kN	Gumijas kompensatora pārvietojums, mm				Gumijas kompensatora pārvietojuma, kļūda %		
		Ekspieriments	Anālītiskais risinājums „a”	Anālītiskais risinājums „b”	Modelēšana SolidWorkā	Anālītiskais risinājums „a”	Anālītiskais risinājums „b”	Modelēšana SolidWorkā
1	16	0.515	0.125	0.500	0.444	2.9	75.7	7.1
2	16	0.429	0.072	0.426	0.349	0.7	83.2	18.6
3	16	1.567	0.937	1.650	1.477	5.3	40.0	9.0
4	16	1.181	0.560	1.141	1.151	5.4	52.3	4.7
5	0.8	2.339	1.843	2.455	2.209	5.0	21.2	5.5
6	1	1.832	1.120	1.670	1.646	8.8	39.1	10.0
7	0.8	3.584	3.204	3.500	3.396	2.3	10.6	5.2
8	0.8	2.606	1.978	2.481	2.702	3.9	24.1	3.7

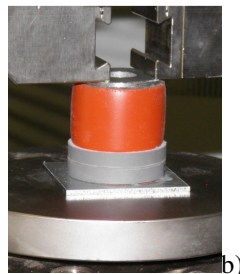
Gumijas kompensatora ar mainīga augstuma sānu balstu testēšana.

Ekspierimentālam pētījumam bija izgatavoti 4 paraugi -gumijas cilindri ar izmēriem $h = 40$ mm un $d = 36$ mm.(12.att.) Gumijas cilindram bija pielīmēti divi tērauda pamati. Visi paraugi bija izgatavoti no vienādas gumijas ar vienādiem izmēriem un pēc vienādas tehnoloģijas.

Ekspierimenta laikā uz cilindra tika uzlikti dažāda augstuma sānu balsti. Gumijas kompensatora saspiešana bija veikta ar iekārtu ZWICK/Roell Z150 ar programmatūru testXpert II palīdzību.



a)



b)

12. att.. Ekspierimentālais paraugs. a) $k = 0$; b) $k = 13$ mm

Aprēķinājām sakarību „spēks - pārvietojums” kompensatoram atkarībā no sānu balsta augstuma. Pirmajā aprēķinā (a) pieņemam, ka gumija ir nesaspiežama ($\mu = 0.5$). Otrajā aprēķinā (b) ņemam vērā gumijas vāju saspiežamību ($\mu = 0.493$)

Gumijas kompensatora modelēšanai izmantojam datorprogrammu SolidWorks. SolidWorks veic aprēķinus, izmantojot galīgo elementu metodi. Kompensatora modelēšanai izmantojam statistisku nelineāru analīzi. SolidWorks tika izveidoti divi gumijas modeļi:

- 1) Gumija tika aprakstīta, kā lineārs elastīgs izotropas materiāls;
- 2) Gumija tika aprakstīta, kā sevišķi elastīgs „Mooney Rivlin” materiāls.

Katram gumijas modelim bija izveidoti seši modeļi ar dažādu sānu balsta augstumu, no 0 līdz 37 mm.

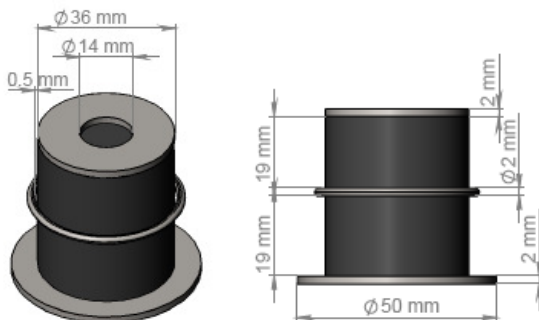
Salīdzinājām rezultātus, kurus ieguvām analītiski un ar modelēšanu SolidWorkā ar rezultātiem, kuri ir iegūti eksperimentā. Salīdzinājām kompensatora pārvietojumu kad tas ir noslogots ar spēku 150N.

Vislabāk ar eksperimentāliem datiem sakrīt analītiskais aprēķins (b), kurš ievēro gumijas vāju saspiežamību. Analītiskam aprēķinam, kurš neievēro gumija slāņa vāju saspiežamību, kļūda ir liela kad sānu balsta augstums ir liels. Šā gadījumā uz kompensatora kopējo pārvietojumu stipri ietekme gumijas vāja saspiežamība, jo kompensatora brīvas virsmas laukums ir mazs. SolidWorkā vislabākie rezultāti iegūti, kad gumija bija aprakstīta, kā sevišķi elastīgs „Mooney Rivlin” materiāls, bet tie ir sliktāki par analītisku aprēķinu. Kļūdas lielums palielinās kopā ar sānu balsta augstuma palielināšanu. Ja izmantojam gumijai lineāru izotropu materiāla modeļi, kļūda ir pietiekami liela, bet stabila. Katram sānu balsta augstumam kļūda ir pozitīva (stingums ir lielāks) un atrodas robežās no 23% - 51%. Lineāram izotropam modelim būtu lietderīgi izmantot šķietamo elastības moduli, lai iegūt mazāku kompensatora stingumu.

Gumijas kompensatora ar mainīgu stingumu testēšana.

Tā, kā izgatavot mainīga stinguma cilindrisku kompensatoru (2.att.) bez speciala aprīkojuma nav iespējams (izgriezt gumiju tā lai tā forma sakristu ar gofrēta starpslāņa formu) eksperimentāliem pētījumiem tika izmantota vienkāršota kompensatora konstrukcija, bet ir saglabāta šī kompensatora konstrukcijas būtība. Tika izveidots gumijas cilindrisks kompensators, bet starpslāņa vietā tika lietots tērauda gredzens (13.att.). Gredzena iekšējais diametrs ir par vienu milimetru lielāks nekā cilindriskā kompensatora ārējais diametrs.

Eksperimentālam pētījumam bija izgatavoti 3 eksperimentāli paraugi. Visi paraugi bija izgatavoti no vienādas gumijas ar vienādiem izmēriem un pēc vienādas tehnoloģijas. Gumijas kompensatora saspiešana bija veikta ar iekārtu ZWICK/Roell Z150. Gumijas kompensators tika noslogots ar spēku 270 N, sloģošanas ātrums 10mm/min.



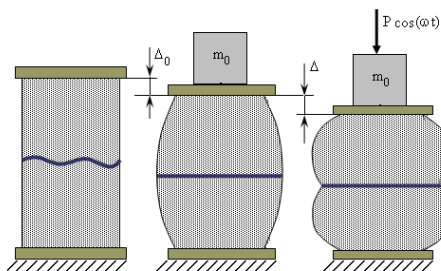
13. att. Gumijas kompensators ar gredzenveida ierobežotāju

Pirmajā aprēķinā pieņemam, ka gumija ir nespiežama. Otrajā aprēķinā pieņemam, ka gumija ir spiežama. Trešajā aprēķinā pieņemam, ka gumija ir spiežama un starpslānis deformējas. Šis modelis atbilst eksperimentam, jo eksperimentā gumijas deformācija bija ierobežota tikai ārējā virsmā un gumijas deformācijas dēļ kontakta vietā ar riņķi. Tas pats notiek, ja deformējas starpslānis.

Gumijas kompensatora modelēšanai izmantojam datorprogrammu SolidWorks. SolidWorks veic aprēķinus izmantojot galīgo elementu metodi. Kompensatora modelēšanai izmantojam statistisku nelineāru analīzi. Kompensatora materiāls (gumija) ir tāda paša kā kompensatoram ar mainīga augstuma sānu balstu, tāpēc izmantojam „Mooney Rivlin” gumijas modeli. Gumijas slānim pa vidu tika uzlikts pārvietojuma ierobežojums pa rādiusu (ļauj pārvietoties līdz noteiktam brīdim).

Tā kā gumijas amortizatori visbiežāk strādā dinamiskā slogojumā, šajā nodaļā tika parādīts, kā var izmantot iegūtos risinājumus statiskā, dinamiskā pētīšanai, kad ierosmes spēka frekvence ir zema.

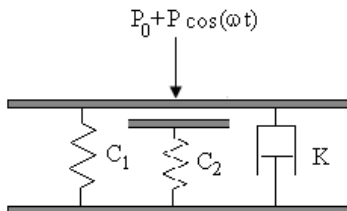
Aplūkosim gadījumu: gumijas kompensators ar mainīgu stingumu ir noslogots ar statisku slodzi $P_0 = m_0g$ un ar mainīgu spēku $P \cos(\omega t)$ (14.att.).



14. att. Gumijas kompensatora ar mainīgu stingumu, dinamisks slogojums

Gumijas kompensatora nosēde zem statiskas slodzes Δ_0 ir mazāka nekā gumijas kompensatora nosēde kad notiek stinguma pieaugums Δ_1 . Izvēlamies mainīgam spēkam tādu lielumu, lai svārstības procesā kompensators svārstītos ar piespiedi ($\Delta_0 + \Delta > 0$).

Kompensatora dinamikas pētīšanai izmantojam Foigta modeli [2] 15.att., kurš, sastāv no elastīga elementa un viskoza elementa.



15. att. Gumijas kompensatora ar mainīgu stingumu modelis dinamikas pētīšanai

Analizēsīm tādas dinamikas, sistēmas uzvedību izmantojot datorprogrammu NLO[18]. Šī programma ļauj analizēt biliniāras sistēmas.

Pēc gumijas kompensatora dinamikas analīzes var secināt sekojošo:

- Dinamiskai sistēmai ir viens stabils periodisks režīms. Kad ierosmes spēka frekvence $\omega = 4.7$ ir viens režīms ar diviem periodiem.
- Dinamiskas sistēmas rezonanse ir pie $\omega = 7.3$.
- Dinamiska sistēma nav nestabilu režīmu.

SECINĀJUMI

1. Izstrādāta gumijas-tehnisko izstrādājumu spriegota stāvokļa statiskā slogojumā mazu deformāciju apgalbā, neievērojot elastomēra saspiežamību un izmantojot deformācijas pilnas potenciālas enerģijas minimuma principu, aprēķināšanas metodika;

1. Noteikti gumijas-tehnisko izstrādājumu tuvināto risinājumu, kuri iegūti izmantojot hipotēzi par elastomēra nesaspiežamību, pielietošanas apgalbā, ievērojot izstrādājuma formas faktoru un reālu Puasona koeficienta vērtību;

2. Izstrādātas plānslāņa gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķināšanas analītiskās metodes statiskās slodzes gadījumā mazo deformāciju apgalbā, ņemot vērā elastomēra vājo saspiežamību un neelastomēra slāņu deformāciju;

3. Izstrādāta plānslāņa gumijas tehniskā izstrādājuma aprēķināšanas metodika, ievērojot elastomēra fizikālo nelinearitāti;

4. Izstrādāta gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķināšanas analītiskā metode statiskās slodzes gadījumā vidējo deformāciju apgalbā, ņemot vērā elastomēra vājo saspiežamību, izmantojot Delta-metodi;

5. Izstrādāta saliktas formas gumijas tehnisko izstrādājumu aprēķināšanas metodika, izmantojot variācijas metodes pārtrauktiem spēkiem un pārvietojumiem;
6. Izstrādāta gumijas tehniskā izstrādājuma stinguma raksturojuma, "spēks-pārvietojums", analītiskā risinājuma precizitātes novērtējuma metodika, kas iegūta, izmantojot pilnās potenciālās enerģijas minimuma principu.
7. Piedāvātas trīs jaunas kompensējošo gumijas-tehnisko izstrādājumu konstrukcijas, kas nodrošina nepieciešamo stinguma raksturojumu "spēks-pārvietojums". Izstrādāta šo kompensējošo gumijas-tehnisko izstrādājumu aprēķināšanas metodikas.
8. Ar eksperimenta palīdzību pārbaudīta iegūto formula pareizība.

LITERATŪRAS SARAKSTS

- [1] Baklanov V.S. *Low-frequency vibroisolation mounting of power plants for new generation airplanes with engines of extra-high bypass ratio. J. Of Sound and Vibration*, 2007, V.308, Nr. 3-5, p.709 – 720.
- [2] Brackbill C.R., Lesieutre G.A., Smith E.C. and Ruhl L.E. *Characterization and modelling of the low strain amplitude and frequency dependent behavior of elastomeric damper materials.// J. Am. Helicopter Soc.- 2000. -Nr.45.(1.) -p.34.-42.*
- [3] Brown R. *Psyhical Testing of Rubber. New York. 2006. – 387 p.*
- [4] Dymnikov S.I., Lavendelis E.E. *Calculations of rigidity of rubber elastic elements of arched and conical rubber-metal shock absorbers.// Scientific Proceedings of Riga Technical University. Series 6: Transport and Engineering, -2002. -vol.7 (Mechanics) -p.164. – 169.*
- [5] Dymnikov, S.I., Lavendelis, E.E. *Diagram's of calculations of compression of rubber shock absorber of large course. – Scientific Proceedings of IUTAM/IFTOMM Symposium "Elastomers'99", Dnepropetrovsk, Ukraine, 1999, p.37*
- [6] Roeder C.W. Stanton J.F. *Elastomeric bearings: State – of – the Art // J. Struct. Engn. 1983. Vol. 109, Nr.12, P.2853-2871.*
- [7] Tsai H.-C., Lee C.-C. *Compressive stiffness of elastic layers bonded between rigid plates.// International Journal of Solids and Structures. - 1998. -Nr.35. –p. 3053.–3069.*
- [8] Белкин А.И. *К расчету амортизаторов, работающих на сжатие. - Сб. Прикладная механика. №9. Киев: 1990.*
- [9] Бидерман В.И., Мартынова Г.В. *Влияние малой сжимаемости резины на жёсткость низких резинометаллических амортизаторов. //Иzv. Вузов. Машиностроение. -1980. -с. 5.-14.*
- [10] Бидерман В.И. *Сжатие низких резинометаллических*

- амортизаторов и прокладок // Изв. АН СССР. Мех. И Маши. -1962. - №3. -с. 154.-158.
- [11] Бидерман В.Л., Мартынова Г.В. Напряжённое состояние металлической арматуры при сжатии тонкослойных резинометаллических элементов. //Расчёты на прочность. М.: - 1985. -Вып. 26. - с.52.-65
- [12] Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности. Пер. с англ.. М.: Мир, 1987, 542с
- [13] Гонца В. Ф., Гусятинская Н. С. Исследование жесткости сжатия ТРМЭ. -Сб. Вопросы динамики и прочности. Рига: 1974
- [14] Гонца В. Ф. Влияние слабой сжимаемости на решение задач теории упругости для сжимаемого материала.//Вопросы динамики и прочности. Рига: Зинанте, 1970. -Вып. 20.
- [15] Григорьев Е. Т. Расчет и конструирование резиновых амортизаторов. М.: 1990, 160 с
- [16] Гусятинская Н.С. Применение тонкослойных резинометаллических элементов (ТРМЭ) в станках и других машинах. М., 1975. 82 с.
- [17] Дымников С.И., Лавендел Э.Э., Павловские А.С., Сниегс М.И. Прикладные методы расчета изделий из высокоэластичных материалов.- Рига:Зинатне, 1960, 238 с.
- [18] Закржевский М., Смирнова Р., Щукин И., Евстегнеев В., Фролов В., Клоков А., Шилван Э. Нелинейная динамика и хаос. Бифуркационные группы и редкие аттракторы. - Riga : Riga Technical University, 2012. - 181 с.
- [19] Курант Р., Гильберт Д. Методы математической физики. Т. I, II, М,-Л., 1951
- [20] Лавендел Э.Э. Расчёт резинотехнических изделий. - Москва: Машиностроение, 1976. - 232 с.
- [21] Лепетов В.А., Юрцев Л.Н. Расчёты и конструирование резиновых изделий. Л., 1977, 408 с
- [22] Прагер В. Вариационные принципы линейной статической теории упругости при разрывных смещениях, деформациях и напряжениях. Механика. Сб. Переводов,М./ Np. 5, 1970
- [23] Слободянский М.Г. О преобразовании проблемы минимума функционала к проблеме максимума. ДАН СССР, т. 9, Np. 4, 1953
- [24] Тихонов А.Н., Арсеньев В.Я. Методы решения некорректных задач. М., Наука. 1979.285 с.