

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

MINDAUGAS KUKIS

KORĖTŲ SLĖGIO INDŲ STIPRUMO IR
STABILUMO TYRIMAS

Daktaro disertacija
Technologijos mokslai, mechanikos inžinerija (09T)

2015, Kaunas

Disertacija rengta 2010–2014 metais Kauno technologijos universitete, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultete, Mechanikos inžinerijos (buv. Deformuojamų kūnų mechanikos) katedroje. Mokslinius tyrimus rėmė Lietuvos mokslo taryba.

Mokslinis vadovas

Prof. habil. dr. Antanas Žiliukas (Kauno technologijos universitetas, technologijos mokslai, mechanikos inžinerija – 09T).

© M. Kukis

2015

TURINYS

ŽYMĖJIMAI	5
ĮVADAS	9
1. KORĖTŲ KONSTRUKCIJŲ ELEMENTŲ MECHANINĖS SAVYBĖS IR GAMYBA	12
1.1. Korėtos plokštės	12
1.2. Metalo korio korėtų plokščių tyrimai	13
1.3. Korėtų plokščių pranašumai lyginant su monolitinėmis plokštėmis	17
1.4. Korėtų plokščių gamybos ypatumai	19
1.4.1. Metalo putų korio plokščių gamyba	19
1.4.2. Plokščių su periodiniu strypeliniu koriu gamyba	21
1.4.3. Plokščių su lakštinio plieno koriu gamyba	22
1.4.4. Korėtų plokščių gamybos defektai ir jų prevencija	24
1.5. Korėtų plokščių stiprumo skaičiavimai	25
1.5.1. Korėtų plokščių su strypeliniu koriu (kai strypeliai išdėstyti piramidės formos blokais) stiprumo ir stabilumo veikiant lenkimui skaičiavimai	26
1.5.2. Korėtų plokščių su lakštinio tipo gofruotu koriu stiprumo ir stabilumo veikiant lenkimui skersai korio gofrų skaičiavimas	26
1.6. Uždaviniai.....	27
2. KORĖTŲ SLĖGIO INDŲ TYRIMO METODIKA	29
2.1. Tyrimo objektas	29
2.2. Skaitinio tyrimo metodika	34
2.2.1. Slėgio indų skaičiuojamieji modeliai	34
2.2.2. Statinio uždavinio sprendimas	37
2.2.3. Klupdymo uždavinio sprendimas	38
2.2.4. Netiesinio klupdymo teorija	39
2.3. Pasvirusių plokštelių nestabilumo jėgos nustatymas	43
2.4. Korėtų slėgio indų stiprumo ir stabilumo skaičiuojamųjų tyrimų algoritmai	46
2.4.1. Korėtų slėgio indų stiprumo tyrimo algoritmas.....	46
2.4.2. Korėtų slėgio indų stabilumo tyrimo algoritmas	47
2.5. Stiprumo kriterijų apžvalga	48
2.6. Korėtų slėgio indų optimizavimas	49

2.6.1. Korėtų slėgio indų optimizavimo parametrai	50
2.6.2. „Subproblem“ optimizavimo metodas.....	51
2.6. Eksperimentinio tyrimo metodika	52
2.7. Skyriaus apibendrinimas.....	57
3. KORĖTŲ SLĖGIO INDŲ STIPRUMO TYRIMO REZULTATAI	58
3.1. Korėtų slėgio indų su „U“, dvigubo gofruotumo ir „H“ tipo koriais stiprumo tyrimo rezultatai.....	59
3.2. Korėtų slėgio indų su „I“, „A“ ir „V su pertvara“ tipo koriais stiprumo tyrimo rezultatai	68
3.3. Korėtų slėgio indų su gofruotu, „V“, „X“, „Y“ tipo koriais stiprumo tyrimo rezultatai	76
3.4 Korėtų slėgio indų stiprumo optimizavimo rezultatai	87
3.4. Korėtų slėgio indų stiprumo skaičiuojamosios analizės verifikavimas	88
3.5. Skyriaus išvados	89
4. KORĖTŲ CILINDRŲ STABILUMO TYRIMO REZULTATAI	92
4.1. Korėtų slėgio indų stabilumo tyrimo rezultatai	93
4.2. Korėtų cilindrių stabilumo optimizavimo rezultatai	101
4.3. Korėtų cilindrių stabilumo skaičiuojamosios analizės verifikavimas.....	102
4.3. Skyriaus išvados	103
5. BENDROSIOS IŠVADOS	105
6. LITERATŪRA	107
MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS	116
PRIEDAI	117

ŽYMĖJIMAI

V_s – šlyties jėga vienetiniam pločiui.

E – Jungo modulis.

M – momentas vienetiniam pločiui.

σ_Y – takumo riba.

l – charakteringo ilgio mastelis; plokštės ilgis.

t_f – paviršiaus lakšto storis.

H_C – korio aukštis.

k – kludymo koeficientas.

ν – Puasono koeficientas.

t_c – strypelinio korio nario storis.

ε_Y – medžiagos takumo deformacija.

k_f, k_c – kludymo koeficientas, priklausantis nuo pasisukimo įtempio jungiant narius mazguose.

θ – posvyrio kampas.

σ_C – takumo riba gniuždant.

σ_U – stiprumo riba.

$[K]$ – bendra standumo matrica.

$\{u\}$ – mazginis poslinkių vektorius.

N – elementų skaičius.

$[K_e]$ – elemento standumo matrica.

$\{F^r\}$ – apkrovos reakcijos vektorius.

$\{F^a\}$ – bendras taikomos apkrovos vektorius.

$\{F^{nd}\}$ – pritaikytas mazginės apkrovos vektorius.

$[M]$ – bendra masės matrica.

$[M_e]$ – elemento masės matrica.

$\{F_e^{pr}\}$ – elemento slėgio apkrovos vektorius.

$[S]$ – įtempių standumo matrica.

λ_i – i -toji tikrinė vertė.

ψ_i – i -tasis tikrasis poslinkių vektorius.

$[I]$ – identiteto matrica.

V_0 – pradinė vertė.

V_1 – esamas tūris.

$[R]$ – posūkio matrica.

$[U]$ – tinkamo pailgėjimo (formos pokyčio) matrica.

$[\mathcal{E}]$ – tenzoriaus (matricos) forma.

$\{\mathcal{E}\}$ – tenzoriaus vektorius.

ℓ – ilgis.

$\lambda_i - [U]$ (principinių pailgėjimų) tikrinė vertė.

$\{e_i\} - [U]$ (principinių krypčių) tikrinis vektorius.

$[\Delta U_n]$ – skaičiuotina pailgėjimo matrica.

$[F_n]$ – deformacijos gradientas einamuoju laiko momentu.

$[F_{n-1}]$ – prieš tai buvusio laiko žingsnio deformacijos gradientas.

$[R_{1/2}]$ – pasukimo matrica.

$\{u_n\}$ – einamasis poslinkis.

$\{u_{n-1}\}$ – prieš tai buvusio laiko poslinkis.

$[\Delta \mathcal{E}_n]$ – „neutralizuotų posūkių“ deformacijos didėjimas per laiko žingsnį.

$[\Delta \tilde{\mathcal{E}}_n]$ – deformacijos didėjimas.

$\{\Delta u_n\}$ – poslinkio didėjimas per laiko žingsnį.

$[B_{1/2}]$ – deformacijos-poslinkio santykis nustatytas geometrijos viduriniame taške.

$[\bar{K}_i]$ – tangentinė matrica.

$[K_i]$ – standumo matrica.

$[B_i]$ – deformacijų-poslinkių matrica pagal esamą geometriją $\{X_n\}$.

$[D_i]$ – einamoji įtempių-deformacijų matrica.

$[S_i]$ – įtempių standumo (arba geometrinio standumo) padidėjimas.

$[G_i]$ – formos funkcijos matricos išvestinė.

$[\tau_i]$ – einamųjų Kauči įtempių $\{\sigma_i\}$ matrica globalioje Dekarto sistemoje.

$[F_i^{nr}]$ – Niutono-Rapsono atkūrimo jėga.

M_{xx}, M_{yy} – lenkimo momentas per vienetinį ilgį.

M_{xy} – sukimo momentas per vienetinį ilgį.

\overline{N}_{xx} , \overline{N}_{yy} , \overline{N}_{xy} – pritaikytos plokštuminės gniuždymo ir šlyties jėgos, išmatuotos per vienetinį ilgį.

w_i – įlinkis.

x , y – plokštės koordinatės.

E_1 , E_2 – tamprumo modulis.

G_{12} – šlyties modulis.

ν_{12} , ν_{21} – Puasono koeficientai.

h – plokštės storis.

σ_{cr} – kritinis kludymo įtempis.

t – storis.

ε_x , ε_y – deformacijos x ir y kryptimis.

σ_x , σ_y – įtempiai x ir y kryptimis.

F_{cr} – kritinė jėga.

α – kampas.

σ_e – ekvivalentiniai von Mizeso įtempiai.

σ_1 , σ_2 , σ_3 – pagrindiniai įtempiai.

n_r – matavimų skaičius.

β – pasiklivimo tikimybė.

α_x – priimta paklaida.

t_β – koeficientas (Stjudento kriterijus).

s^2 – dispersija.

x_i – atsitiktinio dydžio vertės.

\bar{x} – aritmetinis vidurkis.

n – iš anksto numatytas bandinių skaičius; projektinių kintamųjų skaičius.

δ – santykinė paklaida.

ν – variacijos koeficientas.

X_m – matavimo rezultatas.

Q – tikroji matuojamojo dydžio vertė.

σ_{\min} – minimalūs įtempiai.

σ_{\max} – maksimalūs įtempiai.

$i = 1, 2, 3 \dots$

f – tikslo funkcija.

g_i, h_i, w_i – būvio kintamieji sudarantys konstrukciją su apatiniu ir viršutiniu brūkšneliais, rodančiais apatinę ir viršutinę ribas.

$m_1 + m_2 + m_3$ – būvio kintamųjų apribojimai su įvairiomis viršutinės ir apatinės ribos reikšmėmis.

V – tūris.

t_1, t_2, t_3 – cilindro elementų sienelių storiai.

σ – įtempiai.

m_{sant} – cilindrų tarpusavio masių santykis.

m_{mon} – monolitinio cilindro masė.

m_{kor} – korėto cilindro masė.

IVADAS

Tobulėjant technologijoms, atsirandant naujoms medžiagoms jų panaudojimas reikalauja naujų, moksliskai pagrįstų konstrukcinių sprendimų. Vienos tokių konstrukcijų – sluoksniuotos plokštės su polimeriniu koriu. Šio tipo plokštės plačiai naudojamos statybų pramonėje ir kitose srityse kaip pigi ir efektyvi alternatyva. Ten, kur reikia lengvasvorės konstrukcijos, energijos absorbavimo savybių, šio tipo plokštės netinkamos. Tam naudojamos metalinės sluoksniuotos plokštės. Korėtą plokštę sudaro du paviršiaus lakštai ir korys. Korio sluoksniui naudojamos įvairios konstrukcijos – dvimatė akyta geometrija, tokia kaip medaus korys su skirtingomis korio akies formomis, lankstyti, gofruoti metaliniai lakštai. Taip pat korio konstrukcijai, atsižvelgiant į plokštės naudojimą ir reikiamas savybes, panaudojamos ir metalo putos ar strypelinė konstrukcija.

Siekiant išsiaiškinti tokių plokščių panaudojimo sritis atlikta daug įvairių studijų. Atlikus tyrimus pastebėta, kad tokios konstrukcijos ne tik puikiai laiko apkrovą, bet ir yra daugiafunkciškos. Pavyzdžiui, panaudojus tokio tipo plokštę kaip ugniasienę tarp automobilio variklio ir keleivių skyriaus gaunama ne tik stabdanti ugnies plitimą konstrukcija, tačiau ji absorbuoja energiją ir garsą. Laikui bėgant ir atrandant naujus tokių plokščių privalumus jos tapo nepamainomos daugelyje pramonės šakų: aviacijoje, laivininkystėje, kosmose, automobilių pramonėje ir kitur.

Tokios plokštės yra itin patrauklios dėl daugiafunkciškumo, todėl jas galima būtų panaudoti slėgio indų kevalo konstrukcijai. Tada konstrukcija būtų ne tik lengva, pigi ir efektyvi, gebanti laikyti numatytą slėgį, tačiau galėtų pasitarnauti ir technologiškai – aušinant, kaitinant talpos produktą. Šiuo metu gaminami slėgio indai, skirti, pavyzdžiui, maisto pramonei, yra su įvairaus tipo „marškiniais“, skirtais palaikyti, padidinti ar sumažinti produkto temperatūrą. O panaudojus korėtą kevalą būtų galima užtikrinti technologinius procesus – korio intarpą panaudoti kaip „marškinius“, taip pat gauti lengvesnę ir pigesnę konstrukciją. Iš atliktų darbų analizės akivaizdu, jog dažniausiai tiriamos plokščios formos tokio tipo konstrukcijos. Jų korio konstrukcijos dažniausiai yra itin sudėtingos, reikalaujančios labai modernių gamybos technologijų. Silpnoji tokių konstrukcijų vieta – korio elementų tvirtinimas prie paviršiaus lakštų. Dėl šio defekto korėtos plokštės neretai turi mažesnę laikomąją gebą, nei apskaičiuotus teoriškai.

Todėl darbe tiriamas slėgio indas, kurio cilindrinės dalies sienelės yra daugiasluoksnės su korėtais intarpais. Koriui parinktos nesudėtingos konstrukcijos, kurios nereikalauja sudėtingų gamybos technologijų ir užtikrina kokybišką korio elementų prijungimą prie paviršiaus lakštų.

Darbo tikslas – sukurti ir ištirti slėgio indą, kurio cilindrinės dalies sienelės yra daugiasluoksnės su korėtu tarpu, pasižymintį geresnėmis funkcinėmis savybėmis, negu slėgio indai su monolitinėmis sienelėmis, ir paprasta gamybos technologija. Iš tiriamų korio konstrukcijų nustatyti racionaliausias.

Tyrimo uždaviniai

1. sukurti slėgio indą, kurio kevalo cilindrinės dalies sienelės yra daugiasluoksnės su įvairios konstrukcijos technologškai nesudėtingais korėtais tarpais;
2. sudaryti skirtingų cilindro ir korio geometrinių parametrų slėgio indo skaičiuojamuosius modelius ir skaitiniais metodais ištirti jų funkcines charakteristikas bei palyginti jas tarpusavyje naudojant skirtingus stiprumo kriterijus;
3. pagaminti naujos konstrukcijos slėgio indo bei jo korio segmento bandomuosius pavyzdžius ir eksperimentiškai ištirti jų stiprumą bei stabilumą; tyrimo rezultatų pagrindu verifikuoti skaičiuojamuosius modelius;
4. siekiant sumažinti sukurtų slėgio indų masę atlikti jų sienelių ir korio elementų storio optimizavimą, optimizuotas konstrukcijas palyginti su slėgio indais monolitinėmis sienelėmis.

Metodai ir priemonės

Darbas buvo atliktas pasitelkiant teorinius ir eksperimentinius tyrimo metodus. Teoriniai tyrimai atlikti analitiniais ir skaitiniais metodais (naudota baigtinių elementų metodu besiremianti programinė įranga ANSYS). Skaitinių tyrimų rezultatams verifikuoti buvo pagaminti korėto slėgio indo ir korio fragmento bandomieji pavyzdžiai, atlikti eksperimentiniai tyrimai. Dalis eksperimentų buvo atliekami AB „Montuotojas“ montavimo firmos Panevėžyje Kauno aikštelės gamybinėje bazėje, dalis – Kauno technologijos universiteto Medžiagų atsparumo laboratorijoje.

Darbo naujumas – sukurtas slėgio indas su daugiasluoksnėmis cilindrinės dalies sienelėmis, kurio funkcinės savybės geresnės, negu slėgio indų su monolitinėmis sienelėmis, o gamybos technologija palyginti paprasta ir bedefektė. Skaitiškai tiriant sukurtą slėgio indo stiprumą baigtinių elementų analizės sistema ANSYS suprogramuoti ir panaudoti joje standartiškai nesantys Drukerio-Pragerio bei Moro-Kulono stiprumo kriterijai.

Darbo aktualumas – sukurtas naujos konstrukcijos slėgio indas, pasižymintis didesniu stabilumu, negu indas su monolitine sienele, ir atsparesnis išorinio slėgio poveikiui. Be to, toks indas yra gera alternatyva tais atvejais, kai siekiant užtikrinti specifinių technologinių procesų vyksmą būtina reguliuoti ar palaikyti reikiamą inde esančios terpės temperatūrą. Naudojant slėgio indus iš monolitinio lakšto juos reikia apgaubti tam tikrais papildomais „marškiniais“, kuriuose galėtų cirkuliuoti reikiamą temperatūros režimą palaikanti terpė.

Ginamieji teiginiai

1. Sukurta skaitinio tyrimo metodika yra tinkama taikyti korėtų cilindrų stiprumo ir stabilumo charakteristikų nustatymui;
2. Vertinant korėtų slėgio indų stiprumo charakteristikas Von Mizeso stiprumo kriterijus yra pernelyg konservatyvus, todėl siekiant minimizuoti medžiagų sąnaudas reikia naudoti stiprumo kriterijų, įvertinantį medžiagos mechanines charakteristikas;
3. Korėtų slėgio indų kevalo konstrukcija yra racionali indų iš monolitinio lakšto alternatyva veikiant tiek vidiniam, tiek išoriniam slėgiui.

Darbo praktinė vertė

Sukurtas slėgio indas yra stabilesnis, negu indas su monolitine sienele, ir atsparesnis vidinio ir išorinio slėgio poveikiui. Todėl nesukeliant pavojaus jo stiprumui galima palaikyti didesnę jo korėtame intarpe cirkuliuojančios terpės slėgį, taip užtikrinant efektyvesnę inde esančios terpės šilumos režimo reguliavimą ir palaikymą.

Be to, dėl konstrukcijos specifikos ir paprastumo minimizuojama tokių indų gamybos defektų tikimybė.

Darbo aprobavimas

Disertacijoje aprašyti tyrimų rezultatai buvo pristatyti tarptautinėse konferencijose „Mechanika 2013“ (Lietuvoje) ir „International Conference on Mechanical Engineering 2014“ (Didžiojoje Britanijoje). Pagrindiniai darbo rezultatai paskelbti 4 publikacijose: 1 straipsnyje ISI duomenų bazėje su citavimo indeksu, 2 straipsniuose kitų tarptautinių duomenų bazių leidiniuose ir 1 straipsnyje konferencijų pranešimų medžiagoje.

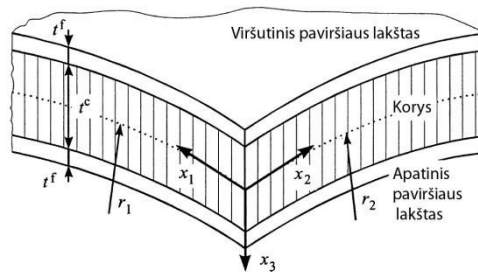
Disertacijos apimtis ir struktūra

Disertaciją sudaro įvadas, 4 skyriai, išvados, literatūros sąrašas bei mokslinių publikacijų disertacijos tema sąrašas ir priedai. Disertacijos apimtis – 136 puslapiai, 97 paveikslai ir 33 lentelės. Literatūros sąrašą sudaro 141 šaltinis.

1. KORĖTŲ KONSTRUKCIJŲ ELEMENTŲ MECHANINĖS SAVYBĖS IR GAMYBA

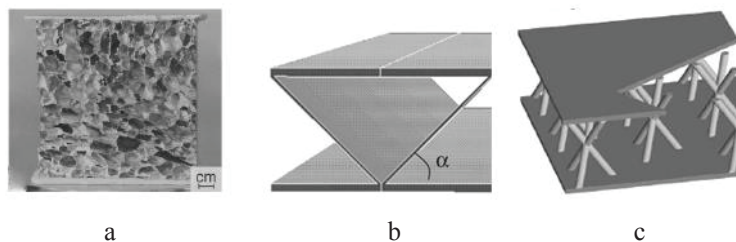
1.1. Korėtos plokštės

Senkant metalo rūdos ištekliams šiuolaikinė pramonė siekia optimaliai panaudoti esamas žaliavas. Gaminiuose, kuriuose paprastai naudojamas metalas (pvz., slėgio indai) imtos naudoti alternatyvios medžiagos – daugiasluoksnės plokštės, kompozitai ir kita. Pastebėjus daugiasluoksnių plokščių patrauklumą dėl daigafunkciškumo ir ekonominių pranašumų [1, 3, 5, 6, 8, 10, 13, 23, 35, 40, 48, 51, 60, 61, 78–80, 83, 88, 91–98, 100, 102, 109, 116, 117, 120, 121] lyginant su monolitinėmis plokštėmis, esant gamybinėms galimybėms pradėtos naudoti ir metalinės daugiasluoksnės (angl. *sandwich*) plokštės. Kitaip šios plokštės dar vadinamos korėtomis plokštėmis. Korėtos plokštės sudaro du didelio tankio paviršiaus lakštai su tarp jų esančiu mažesnio tankio koriu (1.1 pav.), skirtu išlaikyti juos atitinkamu atstumu.



1.1 pav. Korėtos plokštės konstrukcija [2]

Pagal plokščių korio konstrukciją ir medžiagas, iš kurių jis pagamintas, plokštės galima būtų išskirti į kelias pagrindines grupes: plokštės su metalo putų (1.2 pav., a), lakštinio metalo (1.2 pav., b) ir strypelinio (1.2 pav., c) koriais.



1.2 pav. Korėtų plokščių tipai: a – su metalo putų koriu [9]; b – lakštinio metalo koriu [1]; c – strypelinio koriu [20]

Tokios daugialypės plokštės yra ženkliai pranašesnės už monolitinius metalo lakštus ne vien tik stiprumo, bet ir technologine prasme.

1.2. Metalo korio korėtų plokščių tyrimai

Polimerinių putų korio plokštės yra labai plačiai taikomos, tačiau pastaruoju metu, pažengus technologijoms, vis labiau plinta ir plokštės su metalo koriu. To priežastis – plokščių su metalo koriu daugiafunkciškumas [102]. Korėtos plokštės yra itin lengvos, kartu stiprios ir standžios, tačiau to pasiekama tik joms esant gana storoms. Siekiant kuo efektyviau jas panaudoti atliekami įvairūs jų savybių tyrimai, tačiau ploną korėtą intarpą turinčios plokštės nėra pakankamai ištirtos. Atliekant jų lenkimo bandymus buvo siekiama nustatyti suirimo dėsningumus ir patikrinti, kiek jie atitinka storoms plokštėms būdingus dėsningumus [75]. Panaudojant tritaškį lenkimą buvo tiriami plokščių su metalo putų koriu lankstumas, maksimali laikomoji geba [52].

Metalo putų plokštės jau dabar yra itin perspektyvios dėl palyginti nedidelės gamybos kainos, tačiau siekiant dar labiau išplėsti jų naudojimą kuriamos naujos gamybos technologijos. Daugeliu atveju jos lemia plokščių mechanines charakteristikas ir elgseną veikiant įvairioms apkrovoms, todėl siekiant parinkti tinkamą gamybos būdą dažniausiai atliekami vienašiai gniuždymo bandymai [9]. Tiriant plokštės deformavimosi proceso eigą buvo panaudotas rentgeno tomografas [31]. Tyrimų rezultatai parodė, kad gniuždoma konstrukcija plastiškai deformuojasi tik nedideliame, korio akies skersmens dydžio plotelyje, o kitur medžiaga lieka tampri. Korio akies forma – elipsinė arba apskrita – taip pat turi didelę įtaką plokštės stiprumui. Tiriamos ne tik mechaninės plokščių savybės, bet ir terminės – nustatyta, jos yra ir puikūs šilumokaičiai [62].

Tokios plokštės puikiai absorbuoja energiją, tad jas galima naudoti konstrukcijose, veikiamose vibracijų. Tam svarbu žinoti jų savybes veikiant ciklinėms apkrovoms – varginant. Tiriant gniuždomas ir lenkiamas plokštes nustatyta, kad dėl žemesnės korio nuovargio ribos veikiant šlyčiai lenkiamos plokštės nuovargio riba yra žemesnė, nei jos gniuždymo atveju [102]. Siekiant išsiaiškinti metalo putų irimo charakteristikas atlikti jų keturių taškų (grynojo) lenkimo bandymai (šiuo atveju – veikiant statinei apkrovai). Tyrimai parodė, kad plokštės su plonesniu koriu yra atsparesnės šlyčiai, nei storesnės [115]. Plokščių irimo pradžia glaudžiai susijusi su pirmuoju nukrypimu nuo tiesiško dėsningumo apkrovos-įlinkio kreivėje. Taip galima nustatyti pradinę irimo jėgą [57].

Metalo putų korėtos plokštės gerai absorbuoja ir smūgius. Dinaminės metalo putų plokščių elgsenos tyrimai parodė, kad akytos medžiagos korio plokštės veikiant smūginei apkrovai, kaip ir plokštės su periodiniu (strypeliniu ar lakštiniu) koriu, yra stipresnės, nei monolitinės. To priežastis – sukimo lenkiant inercija [65]. Atlikus

tyrimus esant dideliam gniuždymo greičiui pastebėta, kad metalo putų korio elgsena yra labai panaši jų kvazistatinei elgsenai [63]. Dinaminę korėtų plokščių elgseną Fleck ir Deshpande aprašė analitinėmis formulėmis, kurių pagrindumas patikrintas baigtinių elementų metodu. Skaitinė analizė parodė, kad daugumą korėtus strypus veikiančių smūginių apkrovų galima būtų aproksimuoti kaip impulsines [58]. Aliuminio putų korio plokštės dėl gebėjimo sugerti smūgio energiją yra itin patrauklios karo pramonei. Hanssenas teigia, kad tokios plokštės išsigaubimas pagerina smūgio energijos perdavimą iš poveikio zonos į periferiją, o geriausia šiuo požiūriu yra plokštės konstrukcija, kurioje paviršiaus lakštas prieš aliuminio korį yra plieninis [18]. Smūgio bandymai, kurie pagrindė anksčiau padarytą išvadą, buvo imituoti skaičiuojant programine įranga LS-DYNA.

Metalo putų plokščių plastinė elgsena ženkliai skiriasi nuo monolitinių plokščių, kadangi gniuždant putos susispaudžia ir plokštės išlinkimas priklauso nuo vidutinio įtempio ar hidrostatinio slėgio, todėl plačiam taikymui reikia suprasti tokių plokščių elgseną kintant korio tankiui. Remiantis Triantafillou ir Gibsono dėsnio buvo nustatyta korio santykinio tankio įtaka medžiagos įtempiams ir deformacijoms veikiant grynajam lenkimui [112]. Taip pat atlikta skaitinė analizė, kurios rezultatas – modelis, tinkamas fundamentalioms akytos įvairaus tankio medžiagos mechaninės elgsenos studijoms [107]. Mechaninės elgsenos tyrimai esant vidiniam akučių slėgiui parodė, kad netgi kvazistatinėmis sąlygomis vienašė įtempių-deformacijų elgsena ženkliai priklauso nuo slėgio deformuojamos plokštės akutėse, todėl tempiant bei gniuždant buvo gauti skirtingi rezultatai. Metalo putų korio plokščių mechaninėms charakteristikoms įtakos turi ne vien tik korio tankis [49]. Prastas plokščių mechanines charakteristikas gali lemti ir korio morfologija [28, 38]. Morfologiniai defektai – korio akies banguotumas, raukšlėtumas, akis skiriančių sienelių nebuvimas ir kita – atsiranda dėl gamybos broko. Šių defektų įtaka plokščių mechaninėms charakteristikoms tirta skaitiniais metodais sukuriant idealizuotos korio konstrukcijos su defektuotais intarpais modelius [111]. Dėl minėtos plokščių su metalo putų korium savybes lemiančių faktorių gausos ir įvairovės sunku prognozuoti tokių plokščių elgseną, todėl buvo sukurta metalo putų korio alternatyva – periodiniai koriai (sudaryti iš plokštelių ar strypelių formos elementų).

Strypelinį korį turinčios plokštės buvo pasiūlytos dar 2000 metais. Jų mechaninės charakteristikos tiesiogiai priklauso nuo jas sudarančių strypelių išsidėstymo tarp paviršiaus lakštų periodiškumo, todėl galima pagaminti tiek vienodo, tiek periodinio ar kitokio kintamo standumo ar stiprumo plokštes. Lenkiamos strypelinio korio sluoksniuotos plokštės yra tiek pat stiprios, kiek ir plokštės su medaus korio tipo plokšteliu tarp sluoksniu [3]. Strypeliniai koriai dažniausiai būna periodiniai, pagal strypelių išsidėstymą skirstomi į piramidinį, okteto formos, Kagomė, prizminį,

grotelinį ir kitus. Tokio korio sluoksniuotos plokštės, kaip ir plokštės su metalo putų koriu, yra itin efektyvios, tačiau siekiant jas panaudoti tinkamai reikia žinoti jų charakteristikas.

Pagaminus imitacinį plokštės su Kagomė koriu tyrimo standą buvo ištirtas plokščių su strypelinio koriu deformavimasis veikiant skirtingoms apkrovoms ir esant skirtingiems įtvirtinimo tipams [39]. Lengvasvorių plokščių elgsena jas deformuojant bei jų įtempių ir deformacijų santykis daugiausiai priklauso nuo korio tampriųjų charakteristikų. Atlikus tritaškį lenkimą buvo gautos plonos sluoksniuotos plokštės jėgos-įlinkio kreivės. Korio tamprumo ir šlyties moduliai buvo nustatyti panaudojant [53] darbe aprašytą metodiką. Korio šlyties modulis ir jėgos-įlinkio kreivės, gautos įvertinant korio standumą, palyginti su gautais rezultatais jo standumo nevertinant. Gauta, kad pastaruoju atveju šlyties modulis yra 13,3 % mažesnis. Mechaninės strypelinio korio plokščių charakteristikos nustatinėjamos ne vien eksperimentiškai. Stačiakampio gretasienio formos gardelės tipo strypelinio korio bloko deformavimuisi tirti buvo panaudota ir skaitinė analizė [87]. Nustatyta, kad gniuždomų strypelių elgsena labai priklauso nuo strypelių ilgio ir kraštinių sąlygų. Tais atvejais, kai strypelių ilgis viršijo 6 mm (buvo apytiksliai 2 kartus didesnis už skersmenį), jų būseną iš ašinio gniuždymo pakisdavo į plastinį klupdymą. Ištyrus okteto formos korio plokščių mechanines charakteristikas pastebėta, kad jų standumas ir stiprumas didesnis, lyginant su tiesioginėmis konkurentėmis – plokštėmis su metalo putų koriu [48]. Atlikus plokštės, kurios korys sudarytas iš persipinančių lanko formos strypelių, neplokštuminio gniuždymo tyrimus gauta, kad ir neplokštuminės tokios plokštės charakteristikos yra geresnės, nei metalo putų korio atveju [114]. Siekiant nustatyti pradinį tamprumo modulį ir plastinio suirimo stiprumą tinklinis (stačiakampio gretasienio formos gardelės) korys buvo tirtas ir plokštuminio gniuždymo atveju. Pasiūlyta skaitinė metodika pasitvirtino atlikus eksperimentinius tokio korio bandymus [12].

Sluoksniuotų plokščių paklausa rinkoje labai priklauso nuo jų savybių ir kainos, kuriuos dažnai lemia gamybos būdas. Todėl atliekami ne tik esamų plokščių savybių tyrimai, bet prieš gaminant analizuojamos ir naujos plokščių ar jų korių konstrukcijos, dažnai – atsižvelgiant į pigesnių, paprastesnių gamybos būdų panaudojimo galimybę. Ištyrus Kagomė strypelinį korį turinčią sluoksniuotą plokštę, pagamintą lakšto išplėtimo metodu [3], pastebėta, kad metodas yra perspektyvus atsižvelgiant į tris esminius kriterijus – morfologiją, gamybos kainą, medžiagą. Atlikę strypelinio korio plokštės trijų skirtingų konfigūracijų lenkimo ir gniuždymo eksperimentus autoriai padarė išvadą, kad plokštės mechaninė elgsena priklauso nuo jos korio elementų geometrinių parametrų. Kitas pigus gamybos būdas – korio formavimui panaudoti vielą [76]. Plokščių su skirtingais būdais suformuotais Kagomė ir tetraedriniais koriais

lenkimo ir gniuždymo eksperimentiniai tyrimai patvirtino sukurtų lygčių priimtinumą. Nepriklausomai nuo apkrovos pobūdžio plokštės netekdavo stabilumo dėl strypelių plastinio kludymo, kurį sąlygojo žema medžiagos takumo riba. Veikiant gniuždymui vienas iš Kagomė korio gamybos būdų išsiskyrė dvigubai aukštesne apkrovų-poslinkių kreive, kuri rodo, kad toks korys turėtų absorbuoti kur kas daugiau energijos. Eksperimentiškai gautus tam tikro dydžio konstrukcijos deformavimosi veikiant įvairioms apkrovoms dėsningumus pritaikyti žymiai didesnėms ar mažesnėms konstrukcijoms galima ne visada, nes kai kuriais atvejais gali pasireikšti mastelio efektas. Darbe [30] tirta mastelio efekto įtaka vienaaiškai gniuždant plokštę su WBK tipo koriu.

Sluoksniuotų plokščių su periodiniu strypelinio korio mechaninės charakteristikos ištyrinėtos veikiant ne vien statinėms, bet ir dinaminėms apkrovoms [25, 44]. Zhenyu Xue ir John W. Hutchinson plokštės, veikiamas sprogo apkrovoms [101], tyrė panaudodami dinaminę baigtinių elementų formuluotę tamptariai plastiniams kietiems kūnams. Jų tyrimuose sprogo apkrova buvo išdėstyta tolygiai. Autoriai pabrėžė, kad siekiant kuo didesnio atsparumo sprogo labai svarbūs ne tik korio stiprumas, bet ir energijos absorbavimo geba. Vėliau buvo iširtas ir korėtų plokščių atsparumas jas veikiant periodiškai pasikartojančioms sprogo apkrovoms. Darbe [1] tirtos trys korio konstrukcijos: lakštinis medaus korio formos, lenkto lakšto ir strypelinis. Strypelinis korys veikiant dinaminėmis apkrovomis pasirodė blogiausiai, tačiau geriau, nei monolitinė plokštė.

Periodinis strypelinis korys patrauklus ne tik esant mechaniniam poveikiui, bet ir veikiant terminėms apkrovoms [34]. Ištyrus strypelinio korio plokščių charakteristikas esant aktyviam korio aušinimui padaryta išvada, kad korio topologija turi labai didelės įtakos bedimensiams aušinančios terpės srauto parametrus – trinties koeficientui, Nusselto ir Reynoldso skaičiams [7]. Taip pat buvo iširtos grotelinės rėminės korio konstrukcijos šilumos perdavimo savybės esant skirtingam aušinančios terpės slėgiui. Gauta, kad priklausomai nuo strypelių išsidėstymo slėgio kritimas siekia nuo 30 % iki 60 %, o lokaliai šilumos perdavimui įtakos turi korio elementų pasvirimo kampai [59].

Periodinis strypelinis korys yra geresnė alternatyva, negu metalo putų korys, nes plokštės su tokiu koriu yra lengviau prognozuojamos – nėra atsitiktinių morfologinių defektų, veikiančių plokštės stiprumo charakteristikas. Tačiau šios plokštės yra ganėtinai brangios, kadangi jų gamyba užtrunka ilgiau, jai reikia sudėtingesnės ir brangesnės įrangos.

Pats paprasčiausias gamybos požiūriu sluoksniuotų plokščių variantas – plokštės su iš metalo lakšto suformuotais korio elementais. Tokios plokštės dėl itin didelio standumo esant mažai masei yra plačiai taikomos pramonėje. Tiriant tokias plokštes

ir siekiant sudaryti jų standumą bei stiprumą aprašančias lygtis paprastai atliekami tam tikri supaprastinimai. Pavyzdžiui, analizuojant gofruotą korį turinčios lenkiamos plokštės elgseną trimatė plokštė buvo supaprastinta iki ekvivalentinės dvimatės ortotropinės storos plokštės kontinuumo [15]. Tokio supaprastinimo priimtumas pagrįstas eksperimentiniu tyrimu (abiem būdais gauti įlinkiai ir lenkimo momentai sutapo).

Siekiant nustatyti plokštės su gofruotu koriu optimalius parametrus veikiant sprogimo apkrovai naudojama FDM (angl. *Feasible Direction Method*) ir BPM (angl. *Backtrack Programming Method*) metodų kombinacija [95]. Tyrimo rezultatai parodė, kad siekiant didesnio klumpymo stiprumo reikia parinkti tinkamus gofruotumo ilgį, kampą, žingsnį ir korio tarp sluoksnių storį. Gofruotumo ilgis ir paviršiaus lakšto storis yra svarbūs projektiniai parametrai. Atlikus medaus korio tipo plokštės tyrimus veikiant dinaminėms apkrovoms pastebėta, kad korio konstrukcija turi labai didelę įtaką plokštės charakteristikoms [35]. Pagrindiniai vertinimo kriterijai: inertinis atsparumas, inertinis briaunų stabilizavimasis prieš klumpimą, medžiagos deformavimo greičio priklausomybė. Medaus korio formos korys pasirodė labai tinkamas naudoti ten, kur veikia smūginės ir intensyvios impulsinės apkrovos. Išanalizavus tyrimo rezultatus padaryta išvada, kad šio tipo koriai yra itin standūs ir stiprūs veikiant neplokštuminei šlyčiai ir plokštuminiam tempimui. Norint panaudoti korėtas konstrukcijas slėgio vamzdynuose, pavyzdžiui, garo, buvo tirta dinaminio ir terminio poveikio kombinacija [45]. Tirti korijų tipai – stačiakampis, trikampis ir Kagomė. Veikiant minėtai apkrovų kombinacijai terminis poveikis vamzdžiui yra labai pavojingas, kadangi didina įtempius korėtoje plokštėje. Dinamines-impulsines slėgio apkrovas reikėtų traktuoti kaip ciklines varginančias apkrovas, kurios mažina konstrukcijos ilgaamžiškumą ir patikimumą.

Nevienalypės plokštės korys yra ne tik atsparus terminiam poveikiui, tačiau pasižymi ir puikiu šilumos laidumu [60]. Siekiant išsiaiškinti efektyviausią šilumos laidumo požiūriu korio formą analizuoti trys koriai: stačiakampis, deimantinis ir trapecinis. Plokštės paviršių lakštai buvo šildomi pastoviu šilumos srautu, o išilgai korio leidžiamas oras aušinimui dirbtine konvekcija. Nustatyta, kad bendras slėgio kritimas koreliuoja su paviršiaus ploto tankiu ir korio gardelės forma, kai šilumos perdavimo greitis yra paviršiaus ploto tankio, gardelės formos, ilgio ir aukščio santykio ir paviršių lakštų medžiagos terminio laidumo funkcija. Iš visų tirtų plokščių geriausias šilumos laidumas buvo plokščių su medaus korio formos tarp sluoksniu.

1.3. Korėtų plokščių pranašumai lyginant su monolitinėmis plokštėmis

Ištyrus sluoksniuotas plokštes ir išsiaiškinus jų savybes išaiškėjo jų pranašumai lyginant su monolitinėmis. Jos, kaip jau minėta, yra geresnės ne vien tik veikiant

mechaniniam poveikiui, tačiau ir ekonominiu požiūriu [120]. Ekonomiškai itin parankios yra strypelinio tipo korio plokštės, kadangi pakankamai standžiam ir stipriam koriumi suformuoti galima panaudoti pigių gaminių – vielą [76]. Strypelinė plokštė veikiant sprogo [101] ir impulsinėms sprogo [1] apkrovoms yra ženkliai geresnė lyginant su tokios pačios masės monolitine plokšte, kadangi korys geba sugerti kur kas didesnę energijos kiekį, todėl jos gali atlaikyti didesnę apkrovą. Plokščių su daugiasluksniais koriais [13] atsparumas vandens smūgio bangai taip pat gerokai didesnis. Dėl energijos absorbavimo efektyvumas veikiant dinaminėms apkrovoms didesnis ir esant lokaliai smūgio poveikiui [116]. Atlikus statinių apkrovų poveikio tyrimus korėtos plokštės taip pat pasirodė geresnės už monolitines [6, 40]. Strypelinis korys yra universalus, kadangi siekiant optimalios konstrukcijos veikiant tam tikrai apkrovai korio standumą galima keisti varijuojant jo geometriją [6]. Tokioms plokštėms būdingas ir šiluminių savybių universalumas: galima iš išorės į vidų arba atvirkščiai tiek perduoti šilumą [83], tiek ją izoliuoti [23]. Parinkus tinkamą konstrukciją plokštės galima panaudoti ir keleto skirtingo pobūdžio apkrovų kombinacijai neutralizuoti, pavyzdžiui, aušinimui, energijos absorbavimui ir vibracijų kontrolei [83, 118]. Tokias daugiafunkčiškas plokštes panaudojus vietoj monolitinių gaunamas ne tik didesnis mechaninis atsparumas esant mechaniniam ar terminiam poveikiui, bet ir lengvesnė konstrukcija.

Metalo putų plokštės, kaip ir strypelinio korio, daugeliu atvejų yra efektyvesnės lyginant su monolitinėmis [19, 22, 32, 54, 58, 98, 99, 102]. Šio tipo plokštės yra santykinai nebrangios, todėl neretai taikomos transporto [74, 120], industriniame sektoriuose [8, 10] ir kitur. Pavyzdžiui, metalo putų plokštė gali būti panaudota kaip ugniasienė tarp automobilio variklio ir keleivių skyrių, kur reikia mechaniškai stiprios konstrukcijos, gerai absorbuojančios virpesių energiją ir garsą, gebančios stabdyti ugnies plitimą. Automobilių gamintojai („Volkswagen“, „Audi“) svarsto apie tokio tipo plokščių naudojimą savo automobiliuose [120]. Vokietijos kompanija „Teupen“ padidino automobilinio teleskopinio keltuvo kėlimo rankos ilgį panaudoję konstrukcijoje metalo putų plokštės. Kita Vokietijos įmonė be kitų savo produktų siūlo ir didelio tikslumo bei standumo aliuminio putų plokštę, kuri užtikrina tas pačias stiprumo savybes ir yra 50 % lengvesnė, nei prieš tai naudotos alternatyvos. Europietiškos „Ariane 5“ raketos kūginis adapteris buvo pagamintas naudojant aliuminio putų plokštę, kuri buvo ženkliai pigesnė ir užtikrino reikiamas stiprumo ir eksploatacines savybes. Be to, šio tipo plokštė keliomis dešimtosiomis sumažino lenktyninio dviračio švaistiklio masę. Šios detalės tapo pačiomis lengviausiomis tarp rinkos konkurentų. Pastebėta, kad, kai puodo dugnas yra pagamintas iš aliuminio putų plokštės, vanduo jame verda tolygiau, nei paprastuose puoduose [10].

Lakštinio tipo korio plokštės, kaip ir metalo putų ar strypelinio korio, yra taip pat plačiai naudojamos, kadangi yra pranašesnės už monolitines daugeliu aspektų [51, 60, 79, 80, 93]. Kosmose naudojamoje įrangoje, kai reikalingas minimalus svoris ir didelis standumas bei stiprumas, jos yra nepamainomos [15]. Laivininkystėje, kur laivo konstrukciją veikia dinaminės apkrovos, jos puikiai absorbuoja vandens bangų poveikį [95].

Atlikta skaičiuojamųjų tyrimų ir siekiant palyginti tarpusavyje ne tik plokščias korėtas plokštes su skirtingos konstrukcijos koriais (vienasluksniais ar daugiasluksniais strypeliniais ar gofruotais), bet ir sudėtingesnės formos sluoksniuotas konstrukcijas, pavyzdžiui, cilindrinės, tačiau medžiagos apie tokius tyrimus paskelbta itin mažai. Cilindrai su strypelinium korium atlaiko atitinkamą vidinį slėgį esant mažesnei cilindro masei [81] (stabilumas nebuvo vertinamas). Taip pat buvo priimta, kad cilindrai yra begalinio ilgo. Kitame darbe buvo atliekama tokių cilindrų termomechaninio poveikio analizė [17]. Šiuo atveju tirtos konstrukcijos su skirtingos topologijos daugiasluksniais plokšteliniais koriais, kurių akys buvo trikampio arba kvadrato formos. Korys su kvadrato formos akimis buvo pranašesnis, nei korys trikampėmis akimis, ir, kai cilindro ilgis yra palyginti trumpas, didesnis korio storis turėjo mažiau įtakos konstrukcijos atsparumui. Minėtuose darbuose analizuojami cilindrai korėtos plokštės sienelėmis yra itin sudėtingos konstrukcijos, kurią labai sunku realizuoti praktiškai, taigi, tokių konstrukcijų silpnoji vieta – ypač sudėtinga gamyba.

Ištyrus korėtų plokščių savybes ir ypatumus pradėta ieškoti kiekvienam praktinio taikymo atvejui efektyviausios konstrukcijos, todėl plokštes su skirtingo tipo koriais imta lyginti tarpusavyje [11, 21, 36, 37, 55, 61, 77, 85, 89, 103, 110, 122]. Sukurta ir įvairių metodikų optimaliems jų stiprumo ir technologiniams parametrams nustatyti priklausomai nuo konkretaus praktinio taikymo [16, 26, 33, 50, 56, 57, 64, 69–71, 86, 104–106, 119].

1.4. Korėtų plokščių gamybos ypatumai

Šiame poskyryje nagrinėjamos 1.1 poskyryje aprašytų plokščių gamybos technologijos. Dėl korio sandaros specifikos kiekvienam iš trijų korėtų plokščių tipų būdingos savitos jų gamybos technologijos.

1.4.1. Metalų putų korio plokščių gamyba

Yra keletas aktyvų medžiagų gamybos būdų, kuriuos sąlygoja metalo ruošinio būseną. Ji gali būti [74]:

- metalo dujos;
- skystas metalas;

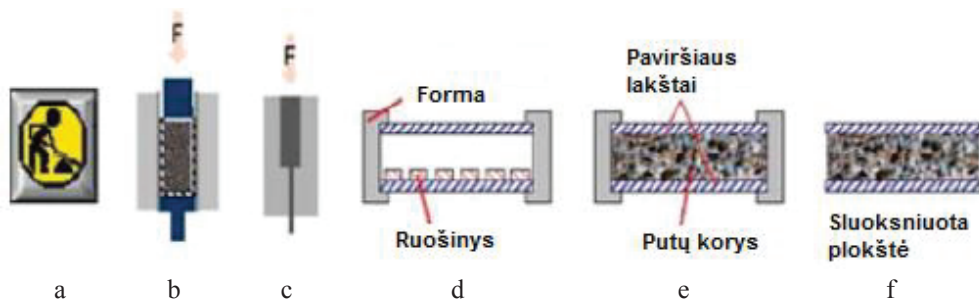
- metalo pudra;
- metalo jonai.

Pagal tai skirstomi ir metalo putų gamybos metodai. Iš metalo dujų metalo putų plokštės gaminamos dujų nusodinimo metodu. Iš skysto metalo metalo putų plokštės gaminamos tiesioginio putų formavimo su dujomis [83], tiesioginio dujų formavimo su pūtimo agentais, pudros kompaktiniu išlydymu, liejimu, pusrslų suformavimo metodais. Iš metalo pudros metalo putų plokštės gaminamos sukepinant tuščiavidures sferas [83], įspraudžiant dujas, suliejant putas, apspaudžiant užpildus, sukepinant pudrą arba plaušus, išspaudžiant metalo mišinį. Iš metalo jonų metalo putų plokštės gaminamos elektrocheminės dekompozicijos būdu [22, 73].

Metalo putos gali būti pagamintos savaiminio plėtimosi aukštoje temperatūroje sintezės (SPATS) būdu. Toks gamybos procesas gali būti suskirstytas į šešis žingsnius: pirmajame žingsnyje reikia ištirpinti NaCl pudrą. Tai atliekama ją kaitinant iki 120 °C temperatūros. Po to Al pudra kruopščiai sumaišoma su NaCl pudra tam tikru masės santykiu. Tada Al/NaCl pudros mišinys išskirstomas į 21 mm skersmens ir 10 mm sienelės storio cilindrinės presformas, kuriose suspaudžiamas 400 MPa slėgiu. Išimti iš presformų Al/NaCl ruošiniai tam tikra tvarka išdėstomi ant aliuminio lydinio plokštės apatinio lakšto, ir visas ruošinys kaitinamas veikiant statiniam slėgiui. Kaitinimo metu vyksta SPATS reakcija tarp paviršiaus lakštų ir korio (jai pradėti tarp lakštų pripilama Al₄Si₃ pudros ir CuO mišinio stechiometrinium santykiu). Sluoksniuotos plokštės kaitinamos 5, 15, 30 ir 60 minučių 625 °C temperatūroje, kuri yra kiek žemesnė, nei Al lydymosi temperatūra. Galiausiai sluoksniuotos plokštės ataušinamos iki kambario temperatūros [4]. Taip gaunamos sluoksniuotos plokštės, kurių korio putos poringumas yra 50 %.

Kitas sluoksniuotų aliuminio putų plokščių gamybos būdas yra tiesioginės putų plokštės pritaikymo būdas [8, 22]. Šis būdas realizuojamas keletu žingsnių (1.3 pav., a–f):

- paruošiama metalo bazės pudra (Al) ir putodaros agentas (TiH₂);
- pudros mišinys suspaudžiama;
- sluoksniuotų plokščių dengiamieji lakštai pastatomi ir fiksuojami putodaros formose;
- išdėliojami putų ruošiniai ir užsandarinami plokštės šonai;
- užpildyta putų medžiaga putodaros forma kaitinama, kol putos ją užpildo;
- putodaros forma atvėsinama iki kambario temperatūros.



1.3 pav. Aliuminio putų gamybos veiksmų eiga [8]: a – komponentų maišymas; b – ašinis spaudimas; c – formos išstūmimas; d – ruošinių sudėjimas; e – putodara; f – aušinimas

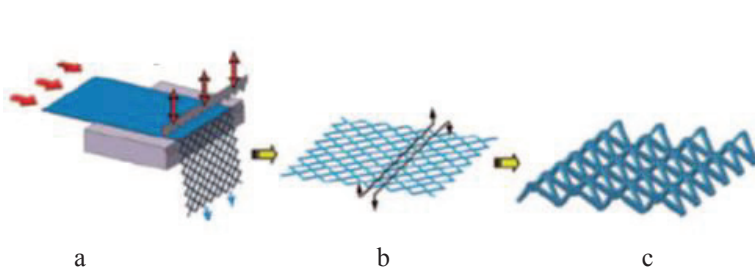
Ta pati technologija, tik pritaikyta trimačių detalių gamybai, aprašyta J. Vogel ir J. Keller su bendraautoriais [24].

Paviršiaus lakštus privirinti prie metalo putų galima ne vien lydymo metodu. Tam puikiai tinka ir ultragarsinio suvirinimo technologija [123].

1.4.2. Plokščių su periodiniu strypelinio koriaus gamyba

Yra keletas plokščių su strypelinio koriaus gamybos būdų, iš kurių populiariausi – išliejimas, strypelių tinklo suspaudimas, perforuoto, ištempto lakšto, vielos lankstymas [76], strypo triašis supynimas, trimačių strypų surinkimas ir kt. [6, 82, 97].

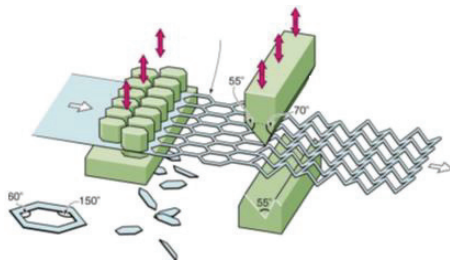
Vienas ekonomiškiausių yra metalo lakšto ištempimo metodas, pateikiamas 1.4 pav. Metalo lakštą tempiant per specialų įrankį jame suformuojamos įkartos, dėl kurių jį toliau tempiant lakštą įtrūksta ir taip susidaro vientiso metalo tinklelio ruošinys. Po ištempimo gautas ruošinys sulankstomas reikiama kampais. Korys prie paviršiaus lakštų yra privirinamas aukštoje temperatūroje naudojant litavimo kietuoju lydmetaliu metodą [29, 121].



1.4 pav. Metalo plokščių su periodiniu strypelinio koriaus gamyba lakšto ištempimo būdu [6, 42, 81, 121]: a – koriaus ruošinio formavimas iš lakšto, b – koriaus elementų lankstymas, c – suformuotas strypelinis korys

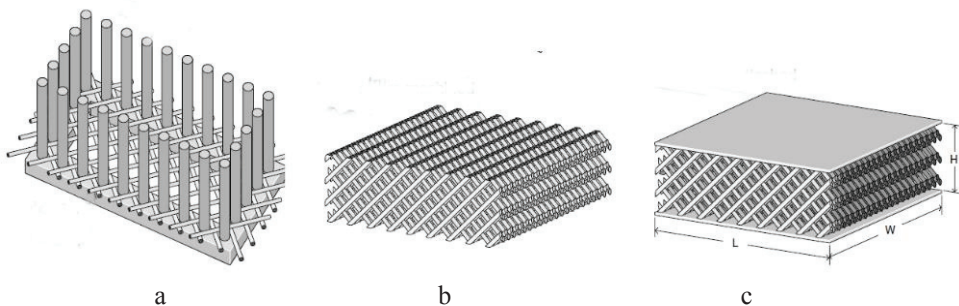
Kitas plokščių su periodiniu strypelinio koriaus gamybos būdas panašus į minėtą metalo lakšto ištempimą, tik šiuo atveju tinklelis gaunamas ne ištempiant lakštą su

įkartomis, o plokščiame ruošinyje iškertant reikiamos formos kiaurymes (1.5 pav.) [27, 29, 72, 82].



1.5 pav. Metalo plokščių su periodiniu strypelinu koriu gamyba lakšto perforavimo būdu [29, 82]

Grotelinio tipo koriui pagaminti yra naudojamas įrankis (šablonas), kurį naudojant strypeliai vienas kito atžvilgiu sudėliojami lygiagrečiais sluoksniais (1.6 pav.). Vėliau, kaip ir kitais atvejais, korys yra prilituojamas prie paviršinių lakštų naudojant kietąjį lydmetali.



1.6 pav. Plokštės su grotelinu koriu gamyba [20]: a – korio formavimas, b – korys, c – korėta plokštė

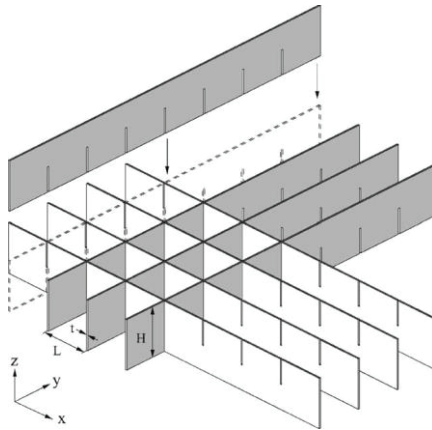
1.4.3. Plokščių su lakštinio plieno koriu gamyba

Yra įvairių sluoksniuotų plokščių korių gamybos iš lakštinio plieno būdų.

Vienas jų – gofruoto korio lankstymas iš lakšto. Taip gaminant korėtą plokštę pirmiausia korio ruošinys programinio valdymo (PV) programinėmis staklėmis sulankstomas į banguotą lakštą (gofruojamas). Antrame etape gofra yra prilituojama prie paviršiaus lakštų naudojant kietąjį lydmetali [43]. Gofruotumas (bangos forma) gali būti įvairių tipų: trikampio, keturkampio aštriomis ar suapvalintomis viršūnėmis ir kt., tačiau sujungimo su paviršiaus lakštais būdas visais atvejais yra toks pat, o korio kiaurymės būna orientuotos lygiagrečiai paviršių plokštėms.

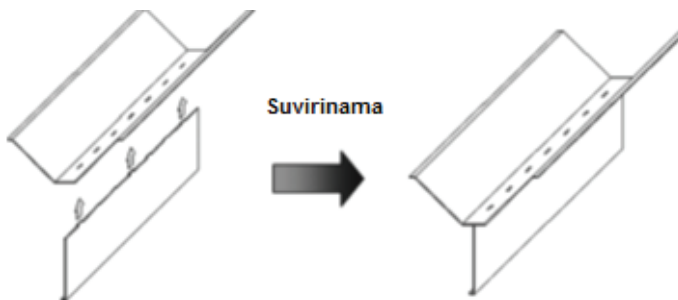
Dažnai gaminamos ir korėtos plokštės su iš plokščių metalo juostelių sudarytu koriu, kurio statmenai paviršiaus lakštams orientuotos akys (dar vadinamos celėmis)

gali būti keturkampio, šešiakampio ar kitokios formos. Tokios sluoksniuotos plokštės dar vadinamos medaus korio (angl. *honeycomb*) plokštėmis. Kai tokios plokštės korio akys yra keturkampio formos, plokštės gamyba paprastai susideda iš trijų etapų [113]. Pirmiausia PV pjovimo staklėmis iš metalo lakšto išpjaunamos stačiakampės juostelės su taip vadinamomis „šukomis“, po to šios „šukos“ sujungiamos tarpusavyje (1.7 pav.) ir korys privirinamas prie paviršiaus lakštų.



1.7 pav. Medaus korio plokščių korio gamyba sujungiant „šukas“ [113]

Korėtos plokštės su „Y“ formos pertvarėmis tarp korio akių (orientuotų išilgai plokštės) gamybai naudojamos penkios operacijos. Pirmą operaciją – dviejų tipų plokščių ruošinių (plokščios kojelės ir viršutinės dalies) išpjovimas PV staklėmis. Po to plokšti viršutinės dalies ruošiniai PV lankstymo staklėmis sulenkiami išilgai į V-formos su plokštuma apatinėje dalyje lovelius. Vėliau prie šių lovelių apatinės plokštumos pritvirtinami kojelės ruošiniai (1.8 pav.) (virinant, lituojant ar specialiai tam suformuotais tvirtinimo elementais – kiaurymėmis loveliuose ir iškyšomis statiniuose). Taip pagamintos korio pertvarės prilituojamos prie paviršiaus lakštų naudojant kietąjį lydmetali.



1.8 pav. „Y“ formos korio pertvarėlių gamyba [113]

1.4.4. Korėtų plokščių gamybos defektai ir jų prevencija

Gaminant korėtas metalo plokštės pasitaiko gamybos broko, kuris vienaip ar kitaip veikia plokščių funkcines savybes. Korėtų metalo plokščių gamybos sąlygotų defektų rūšių ir jų poveikių plokščių savybėms analizė atlikta keleto autorių [14, 46, 47, 66, 67, 83].

Medaus korio sluoksniuotos plokštės gaminamos jau senokai ir naudojamos gana plačiai, tačiau jas gaminant taip pat neišvengiama broko. Vienas pagrindinių faktorių, nuo kurių priklauso tokių plokščių funkcinės savybės, yra korio akių formos ir dydžio nevienodumas. Todėl svarbu žinoti, ir kokios įtakos plokštės tampriam klupimui ir plastiniam stiprumui turi korio akies defektai. Iširtos plokštės esant įvairiam korio akies defektų išsidėstymui ir jų skaičiui [14]. Gauta, kad esant vienos korio akies defektui mažėja plokštės Jungo modulis ir stiprumas, arti vienas nuo kito esant dviem defektams sumažėja tampriai klupdomos plokštės stiprumas. Atstumas tarp dviejų defektų turi mažai įtakos plokštės Jungo moduliui ar plastinio suirimo stiprumui.

Metalų putų plokštėse pasitaiko 6 charakteringi jų korio morfologiniai defektai [46]:

- akies sienelės banguotumas;
- akies sienelės storio netolygumas;
- akies dydžio variacija;
- akies sienelės įtrūkimai;
- akies sienelės nesutapimas;
- trūkstamos akys.

Visi šie korio defektai sumažina plokščių atsparumą jas veikiant darbinėms apkrovoms, pavyzdžiui, hidrostatiniam slėgiui. Banguotumo defektai ženkliai sumažina hidrostatinį takumo stiprumą, bet turi tik minimalią įtaką deviatoriniam stiprumui. Netolygus sienelės storis, kita vertus, nežymiai sumažina hidrostatinį stiprumą ir šiek tiek padidina deviatorinį stiprumą. Dėl akių sienelių išsidėstymo netolygumo ar akių trūkumo sumažėja plokštės stiprumas esant hidrostatiniam apkrovimui. Korio akies dydžio variacija sąlygoja 2–3 kartus mažesnę hidrostatinį plokštės stiprumą lyginant su idealių parametrų korio plokšte. Didžiausią iš išvardytų defektų įtaką stiprumui turi įtrūkusios akies sienelės defektas. Esant minėtam defektui takumo stiprumas sumažėja itin ženkliai [46].

Plokštės, kurių korį sudaro Kagomė strypelio periodiniu strypeliniu koriu, gali turėti dviejų rūšių defektus [47]:

- geometrinius (morfologinius);
- medžiagos struktūros.

Atlikus skaičiavimus baigtinių elementų metodu ir eksperimentiniais tyrimais plokštę su Kagomė koriu veikiant šlyties apkrova buvo pastebėta, jog konstrukcija nėra jautri defektams. Prieš bandant defektuotas konstrukcijas išbandytos konstrukcijos, neturinčios defektų [47].

Taip pat ištirtos šio tipo plokštės su periodiniu strypelinio koriu, kurio strypeliai išdėstyti taip, kad sudaro piramides. Tyrimas (skaitiniais metodais ir eksperimentinis) atliktas esant vienam iš galimų defektų – prie paviršiaus lakštų neprivirintiems korio elementams. Buvo ištirtos ir bedefektės plokštės, o abiem atvejais gauti rezultatai palyginti tarpusavyje. Veikiančios apkrovos – gniuždymas ir šlytis. Gauta, kad plokštės su defektais veikiant gniuždymui išlieka standžios esant iki 20 % nesuvirintų mazgų, o veikiant šlyčiai esant tokiems defektams konstrukcija greitai degraduoja [66].

Toks korio defektas yra būdingas praktiškai visų tipų koriams. Dėl jo sunku prognozuoti korėtų plokščių maksimalią laikomąją gebą. Plokščių stiprumas gali sumažėti ir dėl ydingos gamybos technologijos [90].

Sluoksniuotos plokštės yra plačiai taikomos ir tokiose srityse, kurios susijusios su žmogaus sauga, pavyzdžiui, laivininkystėje, aviacijoje, kosmose [95]. Tokiuose įrenginiuose defektai gali atsirasti ne vien dėl gamybos broko, bet ir dėl įvairių išorinių veiksnių [100], todėl siekiant užtikrinti saugumą reikia nuolat stebėti jų būklę. Tam dažniausiai naudojami neardomosios kontrolės metodai [84]:

- mechaninis impedansas (konstrukciją smūgiuojant mase);
- ultragarsas.

Taip galima nustatyti, ar korėtose plokštėse yra defektų ir jų buvimo vietas neišardant konstrukcijos [84].

1.5. Korėtų plokščių stiprumo skaičiavimai

1.2–1.3 poskyriuose apžvelgti straipsniai, kuriuose aprašyti įvairūs sluoksniuotų plokščių tyrimai. Šiame poskyryje pateikiamos plokščių stiprumo skaičiavimo formulės atvejams, kai stiprumo ar stabilumo netenka skirtingi plokštės elementai. Priklausomai nuo plokštės korio konstrukcijos šie atvejai gali būti tokie:

- paviršiaus lakšto sulinkimas [5, 94, 105, 108, 109];
- paviršiaus lakšto suklypimas [5, 92, 94, 105, 108, 109];
- korio nario sulinkimas [3, 5, 72, 94, 105, 108, 109];
- korio nario suklypimas [3, 5, 6, 20, 21, 26, 29, 72, 76, 92, 94, 105, 108, 109].

Kiekvieno tipo korio konstrukcijai, priklausomai nuo korio elementų kiekio ir matmenų, skiriasi šiuos atvejus aprašančios formulės. Tolesniuose poskyriuose

pateikiamos plokščių su strypelinio ir lakštinio tipo koriais stiprumo ir stabilumo skaičiavimo formulės.

1.5.1. Korėtų plokščių su strypelinio koriu (kai strypeliai išdėstyti piramidės formos blokais) stiprumo ir stabilumo veikiant lenkimui skaičiavimas

Paviršiaus lakšto sulinkimas [5]:

$$\left(\frac{V_s}{\sqrt{EM}} \right)^2 \frac{E}{\sigma_y} \frac{l^2}{t_f H_C} \leq 1, \quad (1.1)$$

čia V_s – šlyties jėga vienetiniam pločiui, E – Jungo modulis, M – momentas vienetiniam pločiui, σ_y – takumo riba, l – charakteringas ilgio mastelis, t_f – paviršiaus lakšto storis, H_C – korio aukštis.

Paviršiaus lakšto suklypimas [5]:

$$\left(\frac{V_s}{\sqrt{EM}} \right)^2 \frac{24(1-\nu^2) H_C l^2}{k \pi^2 t_f^3} \leq 1, \quad (1.2)$$

čia ν – Puasono koeficientas, k – klupdymo koeficientas (vieno strypelio galui 1, piramidės viršūnės galui 4).

Korio nario sulinkimas [5]:

$$\left(\frac{V_s}{\sqrt{EM}} \right)^2 \frac{E}{\sigma_y} \frac{H_C l^2}{t_c^2} \leq 1, \quad (1.3)$$

čia t_c – strypelinio korio nario storis.

Korio nario suklypimas [5]:

$$\left(\frac{V_s}{\sqrt{EM}} \right)^2 \frac{24}{k \pi^2} \frac{H_C^3 l}{t_c^4} \leq 1. \quad (1.4)$$

1.5.2. Korėtų plokščių su lakštinio tipo gofruotu koriu stiprumo ir stabilumo veikiant lenkimui skersai korio gofrų skaičiavimas

Paviršiaus lakšto sulinkimas [108]:

$$\left(\frac{V_s^2}{\sqrt{EM}} \right) = \frac{\varepsilon_y t_f}{l} \left(\frac{H_C}{l} + \frac{t_f}{l} \right), \quad (1.5)$$

čia ε_y – medžiagos takumo deformacija.

Paviršiaus lakšto suklypimas [108]:

$$\left(\frac{V_s^2}{\sqrt{EM}}\right) = \frac{k_f \pi^2 \tan^2 \theta}{48} \left(\frac{H_c}{l} + \frac{t_f}{l}\right)^{-1} \left(\frac{t_f}{l}\right)^3, \quad (1.6)$$

čia k_f – kludymo koeficientas, priklausantis nuo pasisukimo įtempio jungiant narius mazguose, θ – posvyrio kampas.

Korio nario sulinkimas [108]:

$$\left(\frac{V_s^2}{\sqrt{EM}}\right) = \frac{\varepsilon_y t_c \sin \theta}{l}. \quad (1.7)$$

Korio nario suklypimas [108]:

$$\left(\frac{V_s^2}{\sqrt{EM}}\right) = \frac{k_c \pi^2 \sin^3 \theta}{12} \left(\frac{H_c}{l} + \frac{t_f}{l}\right)^{-2} \left(\frac{t_c}{l}\right)^3, \quad (1.8)$$

čia k_c – kludymo koeficientas, priklausantis nuo pasisukimo įtempio jungiant narius mazguose.

$$k_f = \left(\frac{2.4 \cos \theta \left(\frac{d_c}{d_f}\right)^3 + 1}{1.2 \cos \theta \left(\frac{d_c}{d_f}\right)^3 + 1} \right)^2, \quad (1.9)$$

$$k_c = 1.375 \left(\frac{2.2 + 1.2 \left(\frac{d_c}{d_f}\right)^3 / \cos \theta}{1.6 + 0.6 \left(\frac{d_f}{d_c}\right)^3 / \cos \theta} \right) \quad (1.10)$$

1.6. Uždaviniai

Iš mokslinių darbų apie korėtas plokštės analizės matyti, kad plokščios korėtos plokštės įvairiose inžinerinėse konstrukcijose naudojamos gana plačiai, tačiau informacijos apie jų naudojimą slėgio indams bei su tuo susijusių mokslinių tyrimų atlikta itin mažai, todėl siekiant sukurti alternatyvą slėgio indams su monolitinėmis sienelėmis reikia:

1. Sukurti slėgio indą, kurio kevalo cilindrinės dalies sienelės yra daugiasluoksnės su įvairios konstrukcijos technologiškai nesudėtingais korėtais intarpais;
2. Sudaryti skirtingų cilindro ir korio geometrinių parametrų slėgio indų skaičiuojamuosius modelius ir skaitiniais metodais ištirti jų funkcinės charakteristikas bei palyginti jas tarpusavyje naudojant skirtingus stiprumo kriterijus;
3. Pagaminti naujos konstrukcijos slėgio indo bei jo korio segmento bandomuosius pavyzdžius ir eksperimentiškai ištirti jų stiprumą bei stabilumą; tyrimo rezultatų pagrindu verifikuoti skaičiuojamuosius modelius;
4. Siekiant sumažinti sukurtų slėgio indų masę atlikti jų sienelių ir korio elementų storio optimizavimą, optimizuotas konstrukcijas palyginti su slėgio indais monolitinėmis sienelėmis.

2. KORĖTŲ SLĖGIO INDŲ TYRIMO METODIKA

2.1. Tyrimo objektas

Slėgio indas – specialiai suprojektuotas indas laikyti skysčiams, garams, dujoms ir jų mišiniams esant didesniam, nei atmosferos, slėgiui.

Skirtingose šalyse slėgio indų apibrėžtys skiriasi. Apibūdinant tokius indus paprastai nurodomas didžiausias saugus slėgis (kurį indas gali atlaikyti) bei didžiausia slėgio ir tūrio (paprastai tik dujinės fazės) sandauga, kuri atspindi inde esančių suslėgtų dujų potencinę energiją.



2.1 pav. Plieningis slėgio indas [139]

Slėgio indai naudojami daugelyje sričių: pramonėje, moksle ir buityje:

- suslėgto oro rezervuarai – akvalangistų oro balionai, pneumatinių ginklų oro talpyklės, suslėgto oro balionėliai dulkėms nupūsti, pneumatinių stabdžių suspausto oro balionai ir kt.;
- karšto vandens rezervuarai centrinio šildymo sistemose;
- sterilizavimo vandens garais indai – medicininiai ir pramoniniai sterilizatoriai (autoklavai);
- distiliavimo indai – naftos ir naftos chemijos pramonėje;
- gyvenamosios patalpos kosminiuose laivuose, orbitinėse stotyse, povandeniniuose laivuose;
- aerozolio indeliai – slėgio indeliai su purkštukais, skirti aerozoliams (pvz., plaukų lakui, dezodorantams ir kt.) išpurkšti;
- suslėgtų dujų talpyklės – balionai, kuriuose laikomas acetilenas, deguonis, chloras, vandenilis, butanas, propanas ir kitos dujos.

Slėgio indai gali būti bet kokios formos, tačiau paprastai naudojami sferiniai, cilindriniai ar kūgiški, arba sudaryti iš šių formų derinių. Kitos formos naudojamos rečiau, kadangi sunkiau apskaičiuoti jų mechaninį atsparumą bei juos pagaminti.

Teoriškai optimali slėgio indo forma yra rutulys, tačiau tokios formos indai yra brangesni. Dažniausiai naudojama forma – cilindras, dažnai su pusrutuliškais ar kitokios formos kupolo galais.

Slėgio indai gaminami iš įvairių medžiagų, atsparių mechaninėms apkrovoms (sienelių tempimui dėl inde esančios terpės slėgio poveikio), ir medžiagų, kurios laikomos inde, cheminiam poveikiui. Dažniausiai slėgio indai gaminami iš plieno. Gaminant rutulius slėgio indus šampuotos dalys suvirinamos. Suvirinimas gali pabloginti plieno patvarumą, todėl suvirinimo kokybė griežtai prižiūrima.

Kai kurie slėgio indai gaminami iš kompozitų – pvz., austinio anglies pluošto, užlieto polimeru. Tokie indai būna labai lengvi, kadangi anglies pluoštas itin atsparus tempimui, bet jų gamyba palyginti sudėtinga.

Slėgio indai yra padidinto pavojaus šaltinis, todėl jų gamyba ir eksploatacija yra ypatingai prižiūrima. Tai reguliuoja specialios institucijos, remdamosios tarptautiniais ir nacionaliniais slėgio indų standartais. Pagrindinis standartas, kuriuo projektuojant slėgio indus vadovaujama Europos Sąjungoje yra EN 13445 „Nekaitinamieji slėginiai indai“.

Skaičiuojant slėgio indų patvarumą, priklausomai nuo veikiančių apkrovų, yra atsižvelgiama į du parametrus:

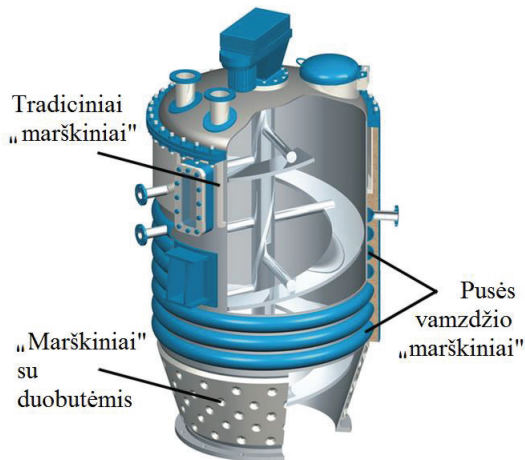
- stiprumą,
- atsparumą klupdymui.

Tam tikrais atvejais slėgio induose turi vykti technologiniai procesai. Pavyzdžiui, terpė turi būti priverstinai aušinama, kaitinama ar turi būti palaikoma terpės temperatūra. Tokiais atvejais aplink slėgio indo sienelės suformuojami specialūs „marškiniai“ (2.2 pav.), užtikrinantys technologinių procesų vyksmą indo viduje. Juose yra paleidžiamas aušinimo ar kaitinimo agentas, su kuriuo reguliuojama inde esančios terpės temperatūra.

Šiame darbe siūloma indo su „marškiniais“ alternatyva – slėgio indas su korėta sienele, kuri tiek atlaikytų terpės slėgio poveikį, tiek ir atliktų „marškinių“ funkciją. Tokia konstrukcija turėtų būti paprastesnė nei „marškiniai“ – jų gamybai nereikėtų specialios įrangos, technologija būtų paprastesnė, o gamybos kaštai mažesni. Norint pagaminti indą su presuotais „marškiniais“ reikia turėti specialią brangiai kainuojančią įrangą. Be to, vidinis cilindras turi būtų atsparus išoriniam slėgiui dėl slėgio „marškiniuose“. Papildomo atsparumo lyginant su korėtu slėgio indu tokie „marškiniai“ nesuteikia dėl konstrukcijos ypatumų. Taigi, cilindras turėtų būti storesnis, kad laikytų numatytą išorinį slėgį. Gamybai reikalinga didesnė lakštų

nomenklatūra. Kito tipo „marškinių“ konstrukcija, kai kaitinimo elementas formuojamas iš vamzdžio, yra ganėtinai sudėtinga gamybos atžvilgiu ir taip pat reikalauja modernios įrangos. Be to, tokiu atveju gaunamas mažesnis kaitinimo paviršius, lyginant su presuotais. Naudojant tradicinius „marškinius“ gamybai yra naudojamas storesnis lakštas, o išorinio slėgio poveikiui eliminuoti vidinis cilindras būtų storasienis, todėl tam, kad galima būtų valcuoti storasienį lakštą, reiktų specialių valcų ir t. t. Šiuo atveju korėtas slėgio indas yra standus, iš vieno storio lakšto galima gaminti visus komponentus ir tai nereikalauja specialių įrengimų ar didelių investicijų. Be to, korėta sienelė dėl išilgai cilindro išsidėsčiusių korio elementų turėtų suteikti indui papildomo standumo.

Kaip parodyta 1 skyriuje, daugeliu aspektu korėtos plokštės yra efektyvesnės lyginant su monolitinėmis, tačiau jų gamybos sudėtingumas bei nemaža defektų tikimybė yra pagrindiniai faktoriai, ribojantys jų platesnį pritaikymą. Ypač tai aktualu gaminant slėgio indus. Pagaminti plokščią bedefektę korėtą struktūrą yra gana sudėtinga, o suformuoti cilindrą su korėtomis sienelėmis išvengiant defektų yra itin sunku. Todėl standartiniai korėtų plokščių gamybos metodai netinka gaminti slėgio indus korėtomis sienelėmis.



2.2 pav. Slėgio indas su „marškiniiais“. „Marškinių“ tipai [141]

Užtikrinti kuo geresnes slėgio indo funkcines savybes (tiek stiprumo, tiek ir stabilumo), bet kartu ir maksimaliai supaprastinti jo gamybą (kartu minimizuojant gamybos broko tikimybę) galima jo cilindrinio paviršiaus sluoksnuiotos sienelės korį gaminant iš įvairiai tarpusavyje ir indo sienelių atžvilgiu orientuotų plokščių pertvarėlių, pritvirtintų prie išorinio ir vidinio cilindro išilgai jų sudaromųjų. Atsižvelgiant į plokščių su plokšteliu korio konstrukcijų įvairovę ir siekiant nustatyti racionaliausią korio akies formą tiriama keletas korio konstrukcijų,

besiskiriančių korio akies forma ir jos matmenimis bei akies sienelių ir išorinio bei vidinio cilindro sienelių storiais. Visais atvejais tiriamo slėgio indo korys buvo su 10 korio akis formuojančių įvairaus skerspjūvio pertvarėlių (siekiant užtikrinti, kad tarpas tarp korio elementų nebūtų pernelyg didelis, ypač – esant didesnio skersmens cilindrams) (2.3 pav.).

Tokia cilindro formos slėgio indo konstrukcija pasižymi paprastumu ir universalumu – galima gaminti kokio tik norima ilgio ir skersmens indus. Tiek tokio indo komponentų, tiek ir paties indo gamyba nereikalauja jokių sudėtingų technologijų: vidinių ir išorinių cilindro gamyba jau dabar nekelia rimtesnių problemų, iškirsti ar išpjauti ir esant reikalui sulenkti korį formuojančias itin paprastos formos pertvarėles taip pat technologiškai nesudėtinga. Atskirai pagamintus korėto cilindro komponentus suvirinti tarpusavyje taip pat nesudėtinga. Korio elementai išsidėstę išilgai cilindro, kadangi taip yra lengviau tokį korėtą indą gaminti (lengviau pritvirtinti prie išorinio cilindro). O korio pertvarėlių orientacija į vidinį cilindrą yra parinkta taip, kad vidinis cilindras turėtų kuo daugiau įtvirtinimų (pvz., „V“ korio pertvarėlių galai tvirtinami prie vidinio cilindro, pertvarėlių sandūra – prie išorinio).

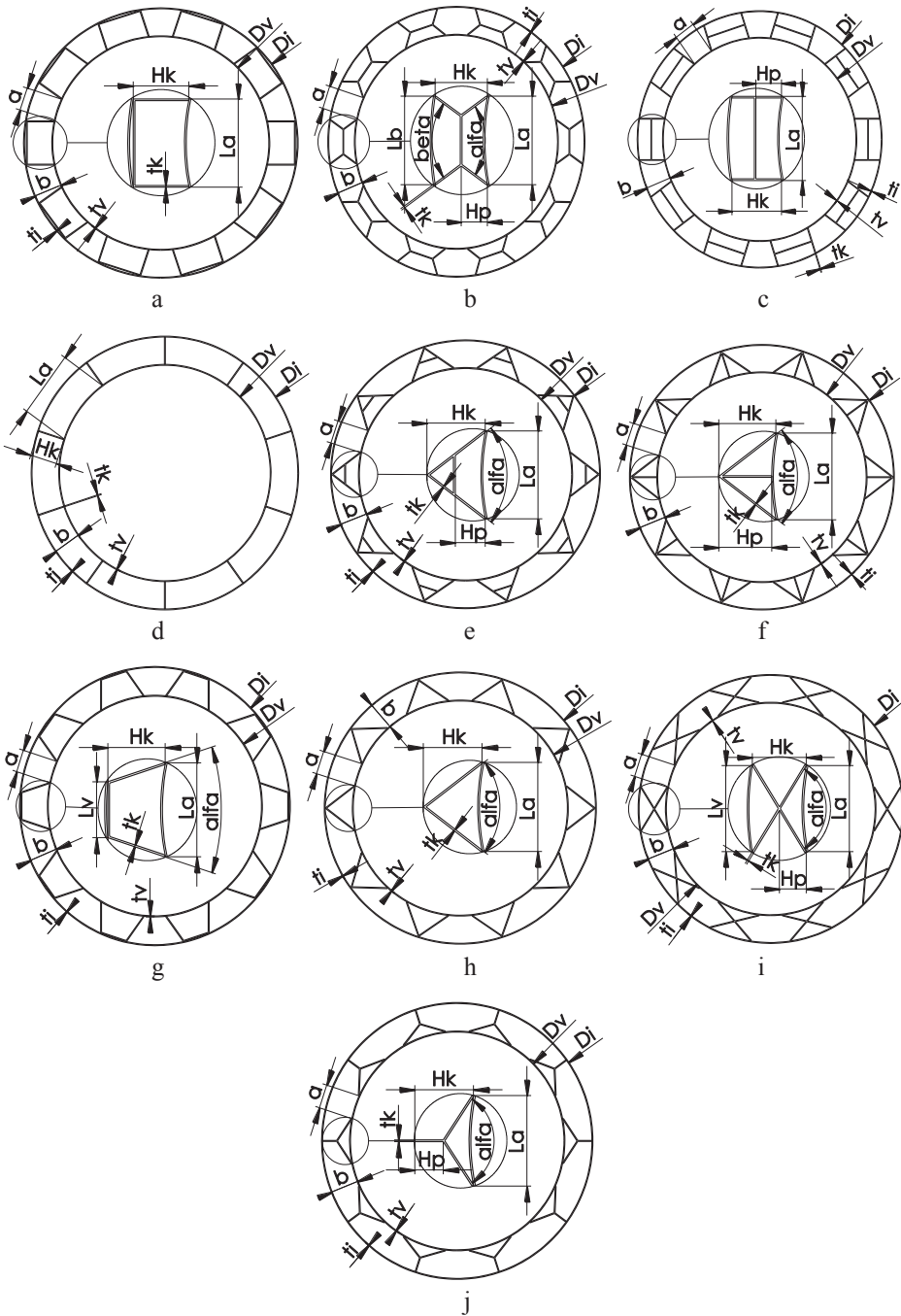
Korio sienelės sudarantys elementai yra nesusijungę tarpusavyje, tik privirinti prie paviršiaus lakštų, todėl galima įdėti norimą jų skaičių. Taip užtikrinamos reikiamos mechaninės charakteristikos, nes nesunku išvengti lituojant būdingo neprilydymo defekto. Be to, galima varijuoti cilindro masę ir mechaninėmis savybėmis (įdedant daugiau ar mažiau korį sudarančių pertvarėlių).

Slėgio indo su plokšteline korio gamybos eiga:

- pagaminti vidinį cilindrą, korio elementus ir išorinio cilindro ruošinį;
- paruoštus korį sudarančius elementus privirinti prie vidinio cilindro ištisinėmis siūlėmis ar taškiniu būdu;
- išorinio cilindro ruošinį užmaiti ant paruošto vidinio cilindro su privirintais korio elementais ir suveržti;
- suvirinti išorinį cilindrą ištisine siūle, korio elementus privirinti prie išorinio cilindro lakšto taškiniu būdu.

Tokių korėtų slėgio indų visus komponentus galima gaminti iš tos pačios medžiagos, pavyzdžiui, 2 mm storio plieno lakšto (šiam darbe daugiausia tiriamas atvejis), taip sumažinant atraižų ir nomenklatūros kiekius ir atpiginant gamybą.

Šiame darbe korėtų slėgio indų funkciškumo tyrimai atliekami skaičiuojamaisiais metodais (baigtinių elementų), skaičiuojamuosius modelius verifikuojant viso indo ir vieno tipo korio pertvarėlės eksperimentinio tyrimo rezultatus pagrindu.



Pav. 2.3. Korėtų cilindro formos slėgio indų korių schemas: a – „U“ formos; b – dvigubo gofruotumo formos; c – „H“ formos; d – „I“ formos; e – „A“ formos; f – „V su pertvara“ formos; g – gofruotu koriu; h – „V“ formos; i – „X“ formos; j – „Y“ formos

2.2. Skaitinio tyrimo metodika

Siekiant išsiaiškinti kuriamų slėgio indų korėtomis sienelėmis funkciškumą baigtinių elementų analizės sistema ANSYS sudaryti jų kompiuteriniai geometriniai ir skaičiuojamieji modeliai ir atlikti dvejopi skaičiavimai: įtempimų-deformacijų būvio vidinį cilindrą veikiant vidiniam slėgiui (stiprumui ir viso cilindro stabilumui įvertinti) ir įtempimų-deformacijų būvio vidinį cilindrą veikiant išoriniam slėgiui jo stabilumui įvertinti (pastarasis – tiek tiesiniu, tiek ir netiesiniu režimais). Stiprumui vertinti naudoti trys kriterijai – von Mizeso, Drukerio-Pragerio ir Moro-Kulono. Be to, stiprumo bei stabilumo skaičiuojamojo tyrimo rezultatai palyginti su cilindro monolitinėmis sienelėmis skaičiavimų rezultatais. Taip buvo nustatyta, kokio storio sienelėms esant monolitinis cilindras atlaiko tokią pačią slėgio apkrovą ir kartu – kiek skiriasi monolitinio ir korėtų sienelių cilindro masė.

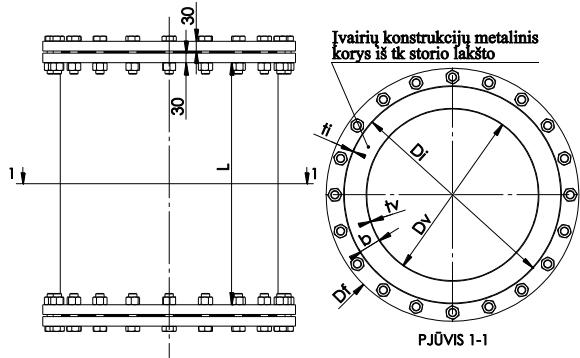
Visų uždavinių skaitinio sprendimo algoritmas buvo toks:

- ANSYS modelio paruošimo dalyje (*Preprocessor*) sudaromas geometrinis modelis taip, kad lengvai būtų galima keisti jo geometriją, medžiagas, atliekamas geometrinio modelio skaidymas baigtiniais elementais;
- ANSYS sprendimo dalyje (*Solver*) aprašomos apkrovos ir atliekamas skaičiavimas;
- ANSYS skaičiavimų rezultatų pateikimo dalyje (*Postprocessor*) atliekama gautų skaičiavimo rezultatų analizė.

Baigtinių elementų analizės sistema ANSYS galima dirbti dviem režimais – interaktyviuoju, naudojant ANSYS įrankių juostose esančias atitinkamas komandas, arba surašant ir paleidžiant vykdyti programos kodą – komandų seką, realizuojančią norimą išspręsti uždavinį. Pastaruoju metodu galima gana nesudėtingai atlikti keletą panašios konfigūracijos uždavinio skaičiavimų kaskart pakeitus vieną ar kelis modelio arba sprendimo eigos valdymo parametrus.

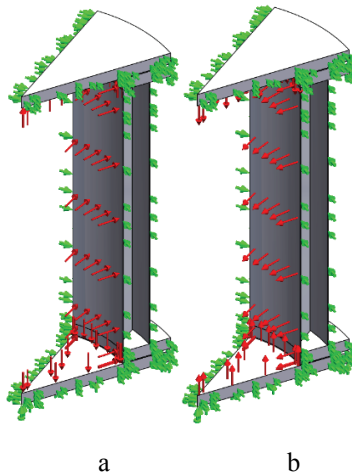
2.2.1. Slėgio indų skaičiuojamieji modeliai

Šiame darbe tiriamas korėtų sienelių cilindro formos slėgio indo su storiasienėmis aklėmis stiprumas ir stabilumas. Tokio cilindro principinė schema pateikta 2.4 pav. Jį atitinkantis skaičiuojamasis modelis parodytas 2.5 pav.



2.4 pav. Supaprastinta cilindrinio slėgio indo korėtomis sienelėmis schema

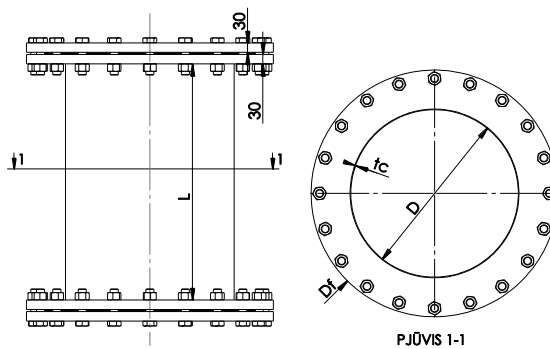
Kadangi tiriamą konstrukciją yra ašiai simetriška, tad skaičiavimų trukmei sumažinti naudojama tik dešimtadalis cilindro, t. y. segmentas su vienu korio elementu. Siekiant užtikrinti modelio adekvatumą realiam, viso cilindro atveju būdingam įtempių-deformacijų būviui, konstrukcija įtvirtinama atitinkamiems paviršiams nurodant simetrijos sąlygas (2.5 pav. tai iliustruoja segmento šoniniuose paviršiuose esančios rodyklės). Konstrukcijos poslinkiai suvaržomi dugno centrinę tašką įtvirtinant nejudamai, o visai apatinės aklės apatinei plokštumai leidžiant judėti tik horizontaliai (2.5 pav. rodyklės iš apačios). Imituojant inde esančio skysčio poveikį konstrukciją veikianti apkrova sudaryta iš dviejų komponentų – darbinis slėgis ir hidrostatinis terpės (inde esančios terpės, kurios tankis atitinka vandens tankį) slėgis.



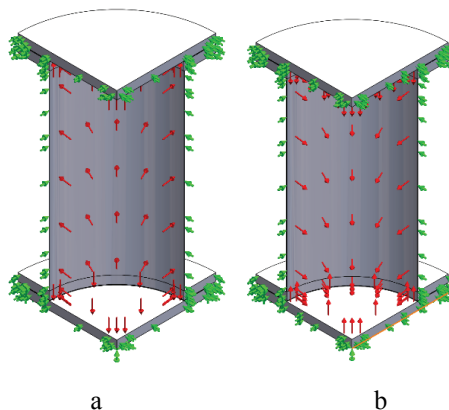
2.5 pav. Cilindrinio slėgio indo korėtomis sienelėmis segmento skaičiuojamasis modelis: a – slėgis veikia iš vidaus; b – slėgis veikia iš išorės

Analizuojant indo korėtomis sienelėmis laikomąją gebą (stiprumą ir stabilumą) atliekami dvejopi skaičiavimai: vienu atveju – kai jo vidinį cilindrą darbinis slėgis veikia iš vidaus (2.5 pav., a, rodyklės nukreiptos į cilindro išorę); kitu – kai darbinis slėgis vidinį cilindrą veikia iš išorės (2.5 pav., b, rodyklės nukreiptos į cilindro vidų). Taip imituojamas vakuuminio indo variantas arba jo „marškiniuose“ cirkuliuojančios terpės poveikis.

Siekiant išsiaiškinti, kokio storio sienelių monolitinis cilindras atlaikytų tokią pačią slėgio apkrovą, kaip ištirtasis korėtų sienelių indas, sudarytas ir tokio pat vidinio skersmens cilindro monolitinėmis sienelėmis (schema 2.6 pav.) ketvirčio indo segmento skaičiuojamasis modelis (2.7 pav.). Jo pagrindu atliekant variantinius skaičiavimus, kurių metu buvo keičiamas monolitinės cilindro sienelės storis, buvo nustatyta minimali šio parametro reikšmė, kuriai esant indo stiprumas atitinka korėtų sienelių indo stiprumą, kas leido palyginti abiejų konstrukcijų masę ir taip įvertinti gamybos sąnaudas.



2.6 pav. Cilindro monolitinėmis sienelėmis schema



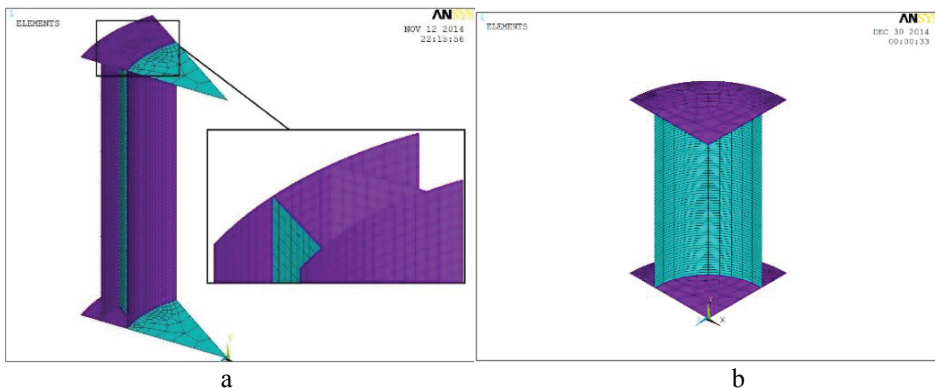
2.7 pav. Cilindro monolitinėmis sienelėmis segmento skaičiuojamasis modelis: a – slėgis veikia iš vidaus; b – slėgis veikia iš išorės

Visais atvejais laikoma, kad indo sienelės ir korio elementai pagaminti iš plieno ST3PS lakšto, kurio mechaninės charakteristikos yra tokios:

- tamprumo modulis $E = 2 \times 10^5$ MPa,
- Puasono koeficientas $\nu = 0,3$,
- takumo riba tempiant (deklaruojama medžiagos kokybės sertifikate) $\sigma_y = 304$ MPa,
- takumo riba gniuždant (nustatyta bandymais) $\sigma_c = 350$ MPa,
- stiprumo riba (deklaruojama medžiagos kokybės sertifikate) $\sigma_U = 407$ MPa.

Lakšto medžiagos (plieno ST3PS) cheminė sudėtis: anglis (C) – 0,14 %; siera (S) – 0,029 %; manganas (Mn) – 0,39 %; fosforas (P) – 0,02 %; silicis (Si) – 0,01 %

Kadangi visi realaus tiriamojo objekto komponentai (vidinis ir išorinis cilindrai, korį formuojančios pertvarėlės, aklės ir jungės) iš esmės yra lakštinio tipo, jo geometrinis modelis yra sudaromas iš paviršių, o sudarant skaičiuojamąjį modelį šie paviršiai skaidomi SHELL63 tipo baigtiniais elementais [125]. Tinklelis buvo reguliarus, be sutankinimų. Šie elementai, kiekviename mazginiame taške turi 6 laisvės laipsnius ir leidžia apskaičiuoti visus parametrus, būtinus norint įvertinti tampriai ir plastiškai deformuojamų erdviųjų plonasienių konstrukcijų būvį. 2.8 pav. pateikti cilindro skaičiuojamieji modeliai, suskaidyti minėto tipo baigtiniais elementais. Sudarant skaičiuojamuosius modelius laikoma, kad visi slėgio indo segmento komponentai tarpusavyje sujungiami suformuojant monolitinį kūną, sudarytą iš skirtingo storio paviršinių elementų. Visais atvejais jungių, prie kurių tvirtinamos aklės, ir pačių aklių storis nurodytas 30 mm, o vidinio ir išorinio cilindro bei pertvarėlių – nuo 2 iki 5 mm (priklausomai nuo skaičiuojamo atvejo). Vidinio cilindro skersmuo buvo nuo 500 iki 575 mm, o ilgis – nuo 700 iki 3700 mm (taip pat priklausomai nuo skaičiuojamo atvejo).



2.8 pav. Cilindro su jungėmis ir aklėmis segmentų baigtinių elementų modeliai: a – korėto; b – monolitinio

2.2.2. Statinio uždavinio sprendimas

Baigtinio elemento bendra pusiausvyros lygtis konstrukciniam statiniam uždaviniui yra [125]:

$$[K]\{u\} = \{F\}, \quad (2.1)$$

arba

$$[K]\{u\} = \{F^a\} + \{F^r\}, \quad (2.2)$$

čia $[K]$ – bendra standumo matrica:

$$[K] = \sum_{m=1}^N [K_e], \quad (2.3)$$

čia $\{u\}$ – mazginis poslinkių vektorius, N – elementų skaičius, $[K_e]$ – elemento standumo matrica, $\{F^r\}$ – apkrovos reakcijos vektorius.

$\{F^a\}$ – bendras apkrovos vektorius – yra aprašomas:

$$\{F^a\} = \{F^{nd}\} + \sum_{m=1}^N \{F_e^{pr}\}, \quad (2.4)$$

čia $\{F^{nd}\}$ – mazginės apkrovos vektorius.

$[M]$ – bendra masės matrica:

$$[M] = \sum_{m=1}^N [M_e], \quad (2.6)$$

čia $[M_e]$ – elemento masės matrica, $\{F_e^{pr}\}$ – elemento slėgio apkrovos vektorius.

2.2.3. Klupdymo uždavinio sprendimas

Klupdymo uždavinys yra formuluojamas kaip tikrinės vertės uždavinys [125]:

$$([K] + \lambda_i [S])\psi_i = \{0\}, \quad (2.8)$$

čia $[S]$ – įtempių standumo matrica, λ_i – i -toji tikrinė vertė (panaudojama padauginti apkrovas, kurias sugeneruoja $[S]$), ψ_i – i -tasis tikrinis poslinkių vektorius.

Netiesinės korėto cilindro klupdymo analizės metu sprendžiamas didelių poslinkių statinis uždavinys. Kai medžiagos deformacijos siekia daugiau, nei kelis procentus, geometrijos pokytis dėl šios deformacijos nebegali būti ignoruojamas. Analizė, kuri apima šį efektą, vadinama didelių poslinkių arba baigtinių poslinkių

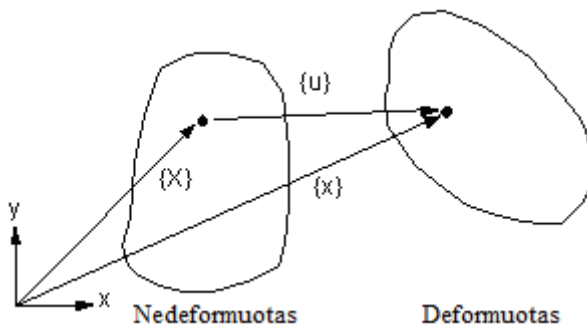
analize. Didelių poslinkių statinė arba pereinamųjų procesų analizė atliekama įjungiant atitinkamą (didelių poslinkių) netiesinio skaičiavimo režimą (tokiais atvejais būtina naudoti atitinkamus baigtinius elementus).

Toliau aprašoma didelių poslinkių formuluotė tampriai-plastiniam uždaviniui spręsti. Šiuo atveju naudotini elementai, palaikantys hipoelastinę formuluotę, t. y. esant mažiems deformuojamos konstrukcijos poslinkiams laikoma, kad ji deformuojama tampriai, o priešingu atveju konstrukcijos deformavimo procesas aprašomas plastiniam deformavimui būdingomis lygtimis.

2.2.4. Netiesinio klumpdymo teorija

Didelių deformacijų skaičiavimų uždaviniai gali būti sprendžiami nustatant keletą pagrindinių fizikinių dydžių (padėties pokyčio, arba poslinkio, ir deformacijų) matematinę santykį [125]. Kūną veikiančios apkrovos perstumia jį iš vienos padėties į kitą. Šis judesys gali būti apibrėžtas analizuojant pozicijos vektorių „deformuotoje“ ir „nedeformuotoje“ konfigūracijose. Pažymėjus pozicijos vektorius „deformuotoje“ ir „nedeformuotoje“ būsenoje atitinkamai $\{x\}$ ir $\{X\}$ kūno judesio (poslinkio) vektorių $\{u\}$ (2.9 pav.) galima apskaičiuoti pagal formulę:

$$\{u\} = \{x\} - \{X\}. \quad (2.9)$$



2.9 pav. Padėties vektoriai ir deformuojamo kūno judesys [125]

Deformacijos gradientas aprašomas lygtimi:

$$[F] = \frac{\partial \{x\}}{\partial \{X\}}, \quad (2.10)$$

arba taško poslinkių nariais, remiantis lygtimi (2.9):

$$[F] = [I] + \frac{\partial \{u\}}{\partial \{X\}}, \quad (2.11)$$

čia $[I]$ – identiteto matrica.

Deformacijos gradientas $[F]$, apima tūrio pokytį, deformuojamo kūno pasisukimą ir formos pokytį. Tūrio pokytis taške yra:

$$\frac{dV}{dV_0} = \det[F], \quad (2.12)$$

čia V_0 – pradinė vertė, V_1 – esamas tūris, $\det[*]$ – matricos determinantas.

Deformacijos gradientas gali būti išskaidytas į kūno pasisukimą ir formos pokytį naudojant tinkamą polinę dekompozicijos teoremą:

$$[F] = [R][U], \quad (2.13)$$

čia $[R]$ – kūno pasisukimo matrica ($[R]^T[R] = [I]$), $[U]$ – atitinkamo pailgėjimo (formos pokyčio) matrica.

Kai pailgėjimo matrica žinoma, logaritminis Hencky deformacijų dydis apibrėžiamas lygtimi:

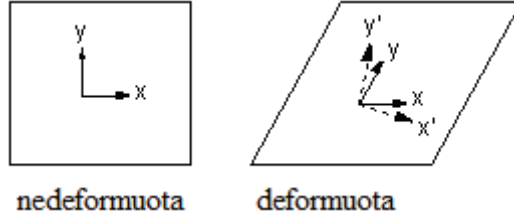
$$[\varepsilon] = \ln[U], \quad (2.14)$$

čia $[\varepsilon]$ yra tenzorius (matricos) forma, lyginant su tradicine vektorius $\{\varepsilon\}$ forma; ℓ – ilgis. Kadangi $[U]$ yra antros eilės tenzorius (matrica), lygtis (2.14) gali būti aprašoma spektrine $[U]$ dekompozicija:

$$[\varepsilon] = \sum_{i=1}^3 \ell n \lambda_i \{e_i\} \{e_i\}^T, \quad (2.15)$$

čia λ_i – $[U]$ (principinių pailgėjimų) tikrinė vertė, $\{e_i\}$ – $[U]$ (principinių krypčių) tikrinis vektorius.

Polinė skilimo teorema (lygtis 2.13) apima kūno pasisukimą $[R]$, kuris iliustruoja vidutinį medžiagos pasisukimą kiekviename taške. Medžiagos linijos, iš pradžių viena kitos atžvilgiu orientuotos bet kokių kampų, po deformavimo dėl šlyties gali būti statmenos viena kitai (polinė šios deformacijos dekompozicija, linijos x-y' 2.10 pav.). Dėl šios priežasties atsižvelgiant į dideles deformacijas naudotinas neizotropinis medžiagos elgsenos aprašymas (pvz., ortotropinis tamprumas arba kinematinis plastinis sukietėjimas), ypač jei atsiranda didelės šlyties deformacijos.



2.10 pav. Poliarinė šlyties deformacijos dekompozicija [125]

Skaičiuojant įtempių-deformacijų būvį deformacijų vertinimas pagal 2.15 lygtį atliekamas vienu iš dviejų metodų naudojant laipsnišką aproksimaciją (nes tamprioje-plastinėje analizėje naudojama laipsniška sprendimo procedūra):

$$[\varepsilon] = \int d[e] \approx \sum [D\varepsilon_n], \quad (2.16)$$

kur

$$[\Delta\varepsilon_n] = \ell n[\Delta U_n], \quad (2.17)$$

čia $[\Delta U_n]$ yra skaičiuotinas pailgėjimo matricos didėjimas nuo didėjimo deformacijos gradiento:

$$[\Delta F_n] = [\Delta R_n][\Delta U_n], \quad (2.18)$$

čia $[\Delta F_n]$ yra:

$$[\Delta F_n] = [F_n][F_{n-1}]^{-1}, \quad (2.19)$$

$[F_n]$ yra deformacijos gradientas einamuoju laiko momentu, $[F_{n-1}]$ – prieš tai buvusio laiko žingsnio.

Lygčiai (2.17) išspręsti naudojamas 2 eilės aproksimuotas skaičiavimas:

$$[\Delta\varepsilon_n] = [R_{1/2}]^T [\Delta e_n][R_{1/2}], \quad (2.20)$$

čia $[R_{1/2}]$ yra pasukimo matrica, apskaičiuota iš polinės deformacijos gradiento dekompozicijos, nustatytos iš vidurinio taško konfigūracijos:

$$[F_{1/2}] = [R_{1/2}][U_{1/2}], \quad (2.21)$$

čia $[F_{1/2}]$ yra (pasinaudojant lygtimi 2.11):

$$[F_{1/2}] = [I] + \frac{\partial[U_{1/2}]}{\partial\{X\}}, \quad (2.22)$$

o vidurinio taško poslinkis yra:

$$\{u_{1/2}\} = \frac{1}{2}(\{u_n\} + \{u_{n-1}\}), \quad (2.23)$$

čia $\{u_n\}$ yra einamasis poslinkis, o $\{u_{n-1}\}$ yra prieš tai buvusio laiko momento poslinkis. $[\Delta\varepsilon_n]$ yra „neutralizuotų posūkių“ deformacijos didėjimas per laiko žingsnį.

Deformacijos didėjimas $[\Delta\tilde{\varepsilon}_n]$ apskaičiuojamas iš vidurinio taško konfigūracijos:

$$\{\Delta\tilde{\varepsilon}_n\} = [B_{1/2}]\{\Delta u_n\}, \quad (2.24)$$

$\{\Delta u_n\}$ yra poslinkio didėjimas per laiko žingsnį ir $[B_{1/2}]$ yra deformacijos-poslinkio santykis, nustatytas geometrijos viduriniame taške:

$$\{X_{1/2}\} = \frac{1}{2}(\{X_n\} + \{X_{n-1}\}). \quad (2.25)$$

Šis metodas yra aukštos kokybės aproksimavimas į logaritmines deformacijas, jei deformacijų žingsniai yra mažesni, nei $\sim 10\%$. Šis metodas yra standartiškai naudojamas 2-D ir 3-D tūriniam ir kevaliniam (atitinkamai *solid* ir *shell* tipo) elementams.

Norint gauti bendrą Hencky deformaciją apskaičiuotas deformacijų prieaugis $[\Delta\varepsilon_n]$ (arba analogiškai $\{\Delta\varepsilon_n\}$) pridedamas prie deformacijų prieš tai buvusiame laiko žingsnyje $\{\Delta\varepsilon_{n-1}\}$:

$$\{\Delta\varepsilon_n\} = \{\Delta\varepsilon_{n-1}\} + \{\Delta\varepsilon_n\}. \quad (2.26)$$

Elemento matricos ir apkrovos vektoriai išvedami naudojant atnaujintą Lagranžo formuluoję. Taip gaunama atitinkamos formos lygtis:

$$[\bar{K}_i]\Delta u_i = \{F_i^{app}\} - \{F_i^{nr}\}, \quad (2.27)$$

čia tangentinė standumo matrica $[\bar{K}_i]$ yra:

$$[\bar{K}_i] = [K_i] + [S_i], \quad (2.28)$$

$[K_i]$ yra įprasta standumo matrica:

$$[K_i] = \int [B_i]^T [D_i] [B_i] d(vol), \quad (2.29)$$

$[B_i]$ yra deformacijų-poslinkių matrica pagal esamą geometriją, $\{X_n\}$ ir $[D_i]$ yra einamoji įtempių-deformacijų matrica,

$[S_i]$ yra įtempių standumo (arba geometrinio standumo) padidėjimas, aprašomas simboliškai:

$$[S_i] = \int [G_i]^T [\tau_i] [G_i] d(vol), \quad (2.30)$$

čia $[G_i]$ yra formos funkcijos matricos išvestinė ir $[\tau_i]$ yra i-ojo Kauči įtempių $\{\sigma_i\}$ matrica globalioje Dekarto sistemoje. Niutono-Rapsono atkūrimo jėga yra:

$$[F_i^{nr}] = \int [B_i]^T \{\sigma_i\} d(vol). \quad (2.31)$$

2.3. Pasvirusių plokštelių nestabilumo jėgos nustatymas

Daug autorių publikavo įvairių konstrukcijų plokščių nestabilumo tyrimų rezultatus [128-135]. Dauguma jų remiasi klasikine Kirchhofo plonų plokštelių hipoteze. Remiantis šia teorija stabilumo netekimas apskaičiuojamas iš pusiausvyros lygčių. Šiame poskyryje remiantis klasikiniiais sprendiniais sprendžiamas pasvirusių plokštelių nestabilumo jėgos nustatymo uždavinys, kadangi korėtų cilindrų koriai yra sudaryti iš statmenų ir pasvirusių plokštelių kombinacijų.

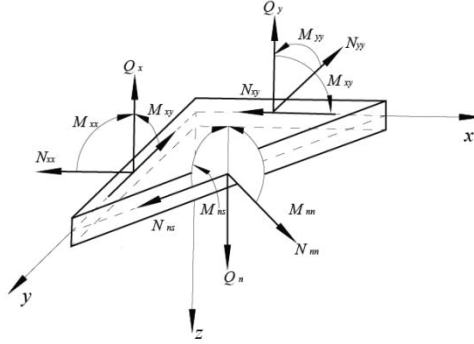
Pagrindinė lygtis, aprašanti plokščių klūpymą veikiant plokštuminėms gniuždymo ir šlyties jėgoms, yra [136]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 M_{xx}}{\partial x^2} + 2 \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial y \partial x} + \frac{\partial^2 M_{yy}}{\partial y^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{N}_{xx} \frac{\partial w_i}{\partial x} + \bar{N}_{xy} \frac{\partial w_i}{\partial y} \right) + \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left(\bar{N}_{xy} \frac{\partial w_i}{\partial x} + \bar{N}_{yy} \frac{\partial w_i}{\partial y} \right) \end{aligned}, \quad (2.32)$$

čia M_{xx} , M_{yy} yra lenkimo momentai per vienetinį ilgį, M_{xy} yra sukimo momentas per vienetinį ilgį ir \bar{N}_{xx} , \bar{N}_{yy} , \bar{N}_{xy} yra pritaikytos plokštuminės gniuždymo ir šlyties jėgos išmatuotos per vienetinį ilgį, w_i – įlinkis, x , y – plokštės koordinatės (2.11 pav.).

Homogeniškomis plokštėms pusiausvyros lygtis (2.32) pakinta:

$$\begin{aligned} D_{11} \frac{\partial^4 w_i}{\partial x^4} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 w_i}{\partial y^2 \partial x^2} + D_{22} \frac{\partial^4 w_i}{\partial y^4} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{N}_{xx} \frac{\partial w_i}{\partial x} + \bar{N}_{xy} \frac{\partial w_i}{\partial y} \right) + \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left(\bar{N}_{xy} \frac{\partial w_i}{\partial x} + \bar{N}_{yy} \frac{\partial w_i}{\partial y} \right) = 0 \end{aligned}, \quad (2.33)$$



2.11 pav. Pritaikytos plokštuminės jėgos ir momentai plokščiam elemente

čia $D_{11} = \frac{E_1 h^3}{12(1 - \nu_{12}\nu_{21})}$, $D_{12} = \nu_{21}D_{11}$, $D_{22} = \frac{E_2}{E_1}D_{11}$, $D_{66} = \frac{G_{12}h^3}{12}$, E_1 , E_2 yra tamprumo modulis, G_{12} yra šlyties modulis, ν_{12} , ν_{21} yra Puasono koeficientai, h yra plokštės storis.

Iš (2.33) lygties vienašiam gniuždymui gaunama:

$$\sigma_{cr} = \frac{4\pi^2 D}{l_p^2 t} = \frac{\pi^2 E}{3(1 - \nu^2)} \left(\frac{t}{l_p} \right)^2, \quad (2.34)$$

čia σ_{cr} yra kritinis klumpdymo įtempis, E yra tamprumo modulis, ν yra Puasono koeficientas, l_p yra plokštės ilgis, t yra storis.

Susiejus su Eulerio formule strypui galima užrašyti:

$$\sigma_{cr} = \frac{c\pi^2 EI}{Al_p^2}, \quad (2.35)$$

čia inercijos momentas $I = \frac{bt^3}{12}$ (b – strypo plotis), strypo plotas $A = bt$.

Kai strypo galai įtvirtinti lanksčiai $c=1$, bet kai vienas iš galų įtvirtintas standžiai – $c = \frac{1}{4}$.

Plokštės deformacijos yra išreiškiamos dydžiais ε_x ir ε_y . Tada pagal Huko dėsnį:

$$\varepsilon_y = \left(\frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_x}{E} \right), \quad (2.36)$$

čia σ_x , σ_y yra įtempiai x ir y kryptimis.

Kai $\sigma_x = \nu\sigma_y$, galima užrašyti:

$$\varepsilon_y = \frac{\sigma_y(1-\nu^2)}{E} \quad (2.37)$$

ir

$$\left(\frac{\sigma_y}{\varepsilon_y} \right) I = \frac{EI}{1-\nu^2}. \quad (2.38)$$

Iš čia

$$\sigma_{cr} = \frac{c\pi^2 EI}{(1-\nu^2)AI^2}, \quad (2.39)$$

arba

$$\sigma_{cr} = \frac{c\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{l} \right)^2. \quad (2.40)$$

Palyginus (2.35) ir (2.39) formules, matyti, kad $c = \frac{1}{4}$.

Kritinis strypo klūpdyimo įtempis, kai vienas jo galas yra įtvirtintas standžiai, remiantis (2.35) formule gali būti užrašytas:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{48} \left(\frac{t}{l} \right)^2. \quad (2.41)$$

Tada (2.40) formulė bus:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{48(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{l} \right)^2 \quad (2.42)$$

Kai tiriama plokštelė, kuri yra pasvirusi kampū α jėgos veikimo krypties atžvilgiu, lygtį (2.42) galima užrašyti:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{48(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{l} \right)^2 \cos\alpha, \quad (2.43)$$

kampas $\alpha = 0$, kai klūpdyimo jėgos kampas sutampa su išilgine kryptimi.

$$F_{cr} = \sigma_{cr} A, \quad (2.44)$$

čia F_{cr} – kritinė jėga.

2.4. Korėtų slėgio indų stiprumo ir stabilumo skaičiuojamųjų tyrimų algoritmai

2.4.1. Korėtų slėgio indų stiprumo tyrimo algoritmas

3 darbo skyriuje pateikiami 10 tokių pačių matmenų cilindrinį slėgio indų korėtomis sienelėmis su skirtingais cilindrinės sienelės koriais (2.3 pav.), kurių vidinis cilindras iš vidaus veikiamas darbinio ir hidrostatinio slėgio (2.5 pav., a), stiprumo skaičiavimo rezultatai.

Pirmiausia ištirtas pradinis, bazinis konstrukcijos variantas, kurio visų trijų jos komponentų (vidinio ir išorinio cilindrų bei korio pertvarėlių) storiai (atitinkamai t_v , t_i ir t_k) yra 2 mm, vidinio cilindro skersmuo – 500 mm, korio aukštis – 65 mm, cilindro ilgis – 700 mm.

Ieškant racionaliausio (maksimalios laikomosios gebos ir minimalios masės) konstrukcijos varianto modifikuotos konstrukcijos skaičiavimai atliekami 5 skirtingais būdais (iš viso – 22 variantai):

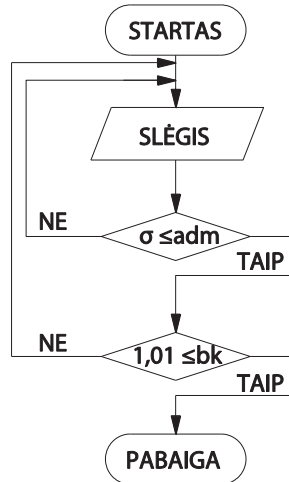
1. Keičiant sienelių storius t_v , t_i ir t_k (kiekvieno komponento nuo 2 mm iki 5 mm kas 1 mm, abiem kitiems liekiant 2 mm);
2. Keičiant korio elemento (pertvarėlės) plotį La (nuo 100 iki 155 mm). Jis proporcingai didintas trimis žingsniais, kol paskutiniame korio elementai vienas su kitu susiliečia (išskyrus plokščios radialinės pertvarėlės, arba „I“ formos korio atvejį, kai 2, 3 ar 4 kartus buvo didinamas pertvarėlių skaičius);
3. Keičiant korio aukštį b (atitinkamai didinant išorinio cilindro skersmenį nuo 65 iki 95 mm kas 10 mm);
4. Keičiant vidinio cilindro skersmenį D_v nuo 500 iki 575 mm kas 25 mm (visiems kitiems parametrams, išskyrus išorinį cilindro skersmenį, išliekant nekeistiems);
5. Keičiant cilindro ilgį L (nuo 700 iki 3700 mm kas 1000 mm).

Visų ištirtų korėto slėgio indo variantų matmenys (priklausomai nuo korio tipo) pateikiami prieduose P.3–P.12.

Siekiant išsiaiškinti korėtų plokščių pranašumus ir trūkumus lyginant su monolitinėmis buvo apskaičiuotos jų masės bei masių santykiai ($m_{korėtos}/m_{monolitinės}$) esant tai pačiai maksimaliai laikomajai gebai. Jie palyginti su analogiškais parametrais, gautais optimizavus korėto cilindro sienelių storius (sienelių storio optimizavimo rezultatai ir masių palyginimas pateikiami 3.4 skyriuje).

Visais atvejais slėgio indo segmento stiprumas įtvirtinamas pagal tris stiprumo kriterijus: von Mizeso, Drukerio-Pragerio ir Moro-Kulono (žr. 2.5 poskyrį). Visi tyrimai atliekami pagal 2.12 pav. pateiktą algoritmą, t. y. pirmiausia kaitaliojant darbinį slėgį nustatoma, kokiai jo reikšmei esant įtempiai pasiekia maksimalią leistiną reikšmę ($\sigma \leq adm$) (takumo ribą von Mizeso, stiprumo kriterijaus tenkinimo

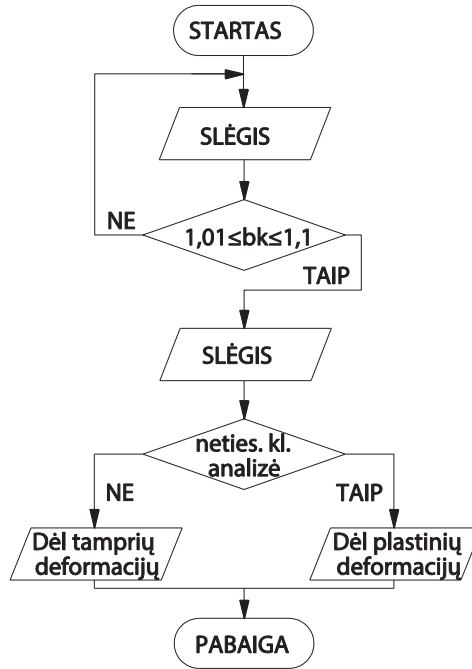
Drukerio-Pragerio ir Moro-Kulono kriterijų atvejais). Taip įvertinus konstrukcijos stiprumą kitu žingsniu tikrinamas jos stabilumas (tikrinama, ar klūpdymo koeficientas bk yra ne mažesnis, nei 1,01 stiprumo požūriu esant apskaičiuotam maksimaliam leistinam slėgiui).



2.12 pav. Korėto slėgio indo stiprumo skaičiuojamosios analizės algoritmas

2.4.2. Korėtų slėgio indų stabilumo tyrimo algoritmas

4 dalyje pateikiami cilindrinio slėgio indo su įvairiomis korėtomis sienelėmis (2.3 pav.) stabilumo tyrimo rezultatai tuo atveju, kai jų vidinį cilindrą hidrostatinis slėgis veikia iš vidaus, o darbinis – iš išorės (2.5 pav., b). Šiuo atveju siekiant išsiaiškinti, ar cilindras nesuklups netekęs stabilumo, o ne dėl plastinių deformacijų, atliekama kiekvieno atvejo netiesinė klūpdymo analizė pagal 2.13 pav. pateiktą algoritmą (pirmiausia stabilumas tikrinamas apskaičiuojant tiesinės sistemos klūpdymo koeficientą bk , po ko atliekant netiesinę analizę nustatoma, ar konstrukcija suklumpa dėl tamprių ar dėl plastinių deformacijų). Kaip ir stiprumo tyrimų atveju, palygintos vientiso ir korėto cilindrų masės esant tai pačiai maksimaliai laikomajai gėbai. Taip pat atliktas korėto cilindro elementų storių optimizavimas, kurio rezultatai pateikiami 4.2 skyriuje.



2.13 pav. Korėto slėgio indo stabilumo skaičiuojamosios analizės algoritmas

2.5. Stiprumo kriterijų apžvalga

Įvairioms konstrukcijoms yra sukurta įvairių stiprumo kriterijų [137]. Stiprumo kriterijai klasifikuojami pagal medžiagas:

- jautrias hidrostatiniam slėgiui;
- nejautrias hidrostatiniam slėgiui.

Medžiagoms, nejautrioms hidrostatiniam slėgiui, taikomi stiprumo kriterijai:

- Treska takumo kriterijus,
- Mizeso takumo kriterijus.

Medžiagoms, jautrioms hidrostatiniam slėgiui, taikomi stiprumo kriterijai:

- Rankino kriterijus
- Moro-Kulono kriterijus
- Drukerio-Pragerio kriterijus

Šiame darbe korėtų slėgio indų stiprumui įvertinti (žr. 3 skyrių) naudojami trys iš paminėtų kriterijų – von Mizeso, Moro-Kulono ir Drukerio-Pragerio.

Von Mizeso takumo kriterijus [125]:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}, \quad (2.61)$$

čia σ_e – ekvivalentiniai von Mizeso įtempiai, $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – pagrindiniai įtempiai.

Iš pateiktos formulės matoma, jog pagal šį kriterijų nėra vertinamos medžiagos mechaninės charakteristikos. Drukerio-Pragerio bei Moro-Kulono kriterijai įvertina medžiagos takumo ribą tempiant ir gniuždant.

Moro-Kulono kriterijus [138]:

$$\sigma_1 - m\sigma_2 \leq \sigma_t, \quad (2.45)$$

čia $m = \frac{\sigma_t}{\sigma_c}$, σ_t – medžiagos takumo riba tempiant, o σ_c – medžiagos takumo riba gniuždant.

Drukerio-Pragerio kriterijus [138]:

$$(\sigma_c + \sigma_t)^2 \sigma_i \leq \left[(\sigma_t \sqrt{\sigma_c} + \sigma_c \sqrt{\sigma_t}) - 3(\sqrt{\sigma_c} - \sqrt{\sigma_t}) \sigma_0 \right]^2, \quad (2.46)$$

čia $\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$, o $\sigma_0 = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$.

Atliekant korėtų slėgio indų stiprumo analizę naudoti trys stiprumo kriterijai. Vienas – itin populiarus inžinerijoje – von Mizeso, kuris nevertina medžiagos mechaninių charakteristikų, ir jas vertinantys – Moro-Kulono ir Drukerio-Pragerio. Pastarieji du kriterijai pasirinkti todėl, kad konstrukcijos stiprumui iširti užtenka medžiagos takumo ribos tempiant ir gniuždant. Kiti stiprumo kriterijai, pavyzdžiui, Antano Žiliuko kriterijus, reikalauja kur kas daugiau sudėtingai nustatomų medžiagos mechaninių charakteristikų.

Rašant komandų rinkinį slėgio indų korėtomis sienelėmis įtempių-deformacijų būviui apskaičiuoti baigtinių elementų analizės sistema ANSYS į jį buvo įtrauktos ir lygtys minėtoje sistemoje standartiškai nesantiems Drukerio-Pragerio bei Moro Kulono stiprumo kriterijams apskaičiuoti (Prieduose P.1–P.2).

2.6 Korėtų slėgio indų optimizavimas

Optimizavimo modulis yra skaičiuojamosios analizės baigtinių elementų metodu programinės įrangos ANSYS dalis, kuri gali būti naudojama nustatyti optimaliems konstrukcijos parametrams.

Sprendžiant optimizavimo uždavinius nepriklausomi kintamieji yra projektiniai kintamieji:

$$x = [x_1, x_2, x_3, \dots, x_n]. \quad (2.47)$$

Projektiniams kintamiesiems yra taikoma n apribojimų su viršutine ir apatine riba, kurie yra

$$\underline{x}_i \leq x_i \leq \overline{x}_i, \quad (2.48)$$

čia $i = 1, 2, 3, \dots, n$, o n – projektinių kintamųjų skaičius.

Projektinių kintamųjų apribojimai dažnai vadinami kraštiniais suvaržymais ir apibrėžia vadinamąją galimą projektinę erdvę.

Parametrų minimizavimo atveju

$$f = f(x), \quad (2.49)$$

jei

$$g_i(x) \leq \overline{g}_i, \quad (2.50)$$

čia $i = 1, 2, 3, \dots, m_1$.

$$\underline{h}_i(x) \leq h_i(x), \quad (2.51)$$

čia $i = 1, 2, 3, \dots, m_2$.

$$\underline{w}_i \leq w_i(x) \leq \overline{w}_i, \quad (2.52)$$

čia $1, 2, 3, \dots, m_3$.

f – tikslo funkcija, g_i, h_i, w_i – konstrukciją aprašantys būvio kintamieji (su apatiniu brūkšneliu rodo apatinę ribą, su viršutiniu – viršutinę), $m_1 + m_2 + m_3$ – būvio kintamųjų apribojimai su įvairiomis viršutinės ir apatinės ribos reikšmėmis.

Būvio kintamieji gali būti nurodyti kaip priklausomi kintamieji, kurie varijuoja su projektinių kintamųjų vektoriumi x .

Lygtys (2.49–2.51) iliustruoja apribotą minimizavimo uždavinį, kurio tikslas yra objekto funkcijos f minimizavimas esant (2.49, 2.50–5.2) lygtyse pateiktiems apribojimams [125].

2.6.1. Korėtų slėgio indų optimizavimo parametrai

Korėti cilindrai buvo optimizuoti panaudojant „Subproblem“ optimizavimo metodą. Optimizavimo tikslas – minimalūs korėto slėgio indo cilindro sienelių storiai. Išeities parametrai optimizavimui atlikti:

- tikslo funkcija (V – tūris)

$$\min_{t1, t2, t3} V = \sum_{i=1}^n V_i, \quad (2.53)$$

- projektiniai kintamieji (t_1, t_2, t_3 – cilindro elementų sienelių storiai, mm)

$$\begin{aligned} 0,5 \leq t_1 \leq 2 \\ 0,5 \leq t_2 \leq 2, \\ 0,5 \leq t_3 \leq 2 \end{aligned} \quad (2.54)$$

- būvio kintamasis atliekant optimizavimą von Mizeso stiprumo kriterijaus taikymo atveju (σ – įtempiai, MPa)

$$303 \leq \sigma \leq 304, \quad (2.55)$$

- būvio kintamasis atliekant optimizavimą Drukerio-Pragerio ir Moro-Kulono stiprumo kriterijų taikymo atvejais (σ – įtempiai, MPa). Įtempių vertės – minimali ir maksimali – apibrėžia ribas, kuriose yra tenkinamos kriterijų sąlygos

$$\min \leq \sigma \leq \max, \quad (2.56)$$

- būvio kintamasis atliekant klūpdyimo optimizavimą (k – klūpdyimo koeficientas)

$$1,000 \leq k \leq 1,001. \quad (2.57)$$

Optimizavimas buvo atliekamas skaičiuojant 100 iteracijų, iš kurių netinkamos galėjo būti 99.

Atlikus konstrukcijos optimizavimą pagal stiprumą (kai būvio kintamasis – įtempiai) papildomai buvo patikrintas konstrukcijos stabilumas, o atlikus optimizavimą pagal stabilumą (kai būvio kintamasis – klūpdyimo koeficientas) – netiesinė klūpdyimo analizė. Klūpdyimo atveju konstrukcijai suklumpant ar netiesinės klūpdyimo analizės atveju suklumpant dėl plastinių deformacijų rezultatai atitinkamai koreguojami, kad konstrukcija būtų tinkama ir minėtais aspektais.

2.6.2. „Subproblem“ optimizavimo metodas

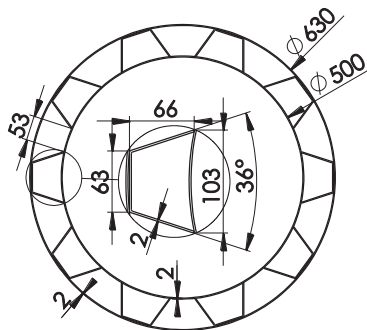
Šį optimizavimo metodą galima apibūdinti kaip pažangų nulinės eilės metodą, kuris reikalauja tik priklausomų kintamųjų (tikslo funkcijos ir būsenos kintamųjų) reikšmių, o ne jų darinių. Atitinkami kintamieji pirmą kartą pakeičiami tinkamomis mažiausių kvadratų aproksimacijų reikšmėmis ir suvaržytas mažinimo uždavinys yra paverčiamas nesuvaržytu uždaviniu naudojant klaidos funkcijas. Tada atliekamas minimizavimas su kiekviena iteracijos aproksimuota klaidos funkcija (vadinama „subproblem“) iki kol pasiekiami konvergencija ar nutraukiama dėl nurodytų iteracijų sąlygų. Šiuo metodu kiekviena iteracija atitinka vieną visą analizės kilpą. Kadangi metodas remiasi tikslo funkcijos ir būvio kintamojo aproksimacija, reikalingas tam tikras projektinių nustatymų duomenų kiekis. Šie preliminarūs duomenys gali būti

tiesiogiai sugeneruoti vartotojo panaudojant bet kurią kitą optimizavimo įrankį ar metodą. Jei nenurodyta, metodas pats atsitiktiniu būdu sugeneruos projektinius nustatymus [125].

2.7. Eksperimentinio tyrimo metodika

Korėtų slėgio indų stiprumo ir stabilumo tyrimo skaičiavimo metodikos patikrinamos lyginant skaičiavimo rezultatus su analogiško objekto eksperimentinio tyrimo rezultatais. Viso indo stiprumo analizės rezultatams verifikuoti pasirinktas indas, turintis gofruotą korio konstrukciją, parodytą 2.14 pav. Indo bandomasis pavyzdys, pagamintas iš 2 mm storio konstrukcinio plieno ST3PS lakšto, bandomas specialiai tam pagamintu bandymų stendu (2.17 pav.). Indą pripildžius vandens suslėgtu azotu jame sudaromas vidinis slėgis, pamažu didinamas nuo 0 iki 0,45 MPa (kas 0,05 MPa). Kiekviename slėgio keitimo žingsnyje ties cilindro sudaromosios viduriu matuojami vidinio cilindro sienelės poslinkiai radialine kryptimi (2.15 ir 2.16 pav.), kuriuos perteikia prie vidinio cilindro privirintas strypas (2.15 pav.). Kitame strypelio gale yra plokštelė, į kurią remiasi poslinkių matuoklio sekiklis.

Matavimo sistemą sudaro manometras ir poslinkių matuoklis. Manometro tikslumo klasė – 1,6, matavimo tikslumas – $\pm 0,01$ MPa, matavimo diapazonas – 0–0,6 MPa. Poslinkių matuoklio tikslumo klasė – 0,2, matavimo tikslumas – $\pm 0,5$ μm , matavimo diapazonas – 0–100 μm .



2.14 pav. Bandomo korėto slėgio indo korio konstrukcija

Reikalingas bandinių skaičius, šiuo atveju – matavimų skaičius n_r , taikant inžinerijoje priimtą pasiklovimo tikimybę $\beta = 0,95$ ir esant laisvės laipsnių skaičiui $\varphi = n - 1$, apskaičiuojamas pagal formulę [124]:

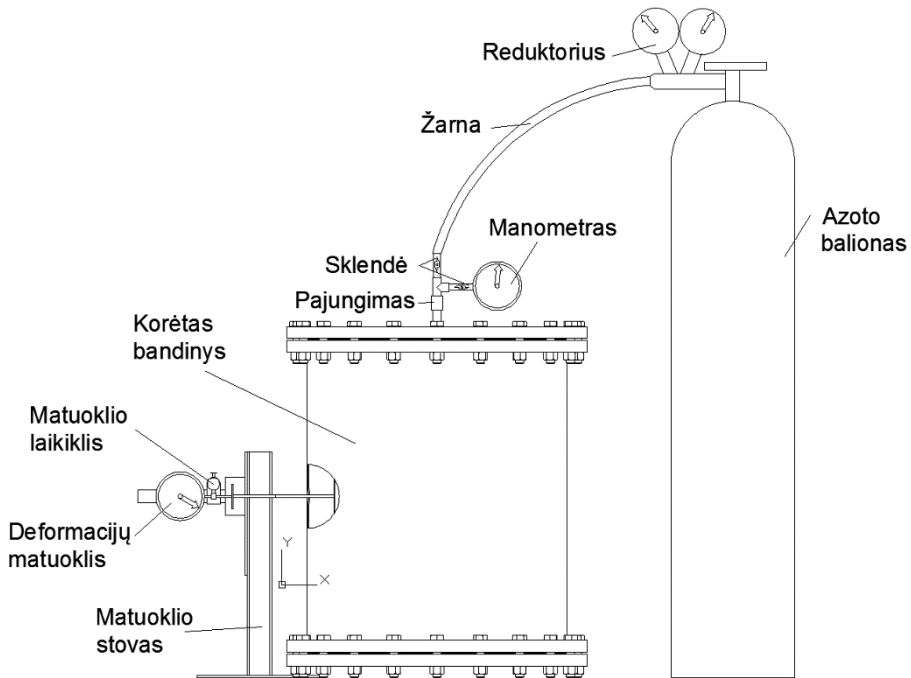
$$n_r = \frac{t_\beta^2 s^2}{\alpha_s^2}, \quad (2.58)$$

čia α_x – priimta paklaida; t_β – koeficientas (Stjudento kriterijus); s^2 – dispersija, apskaičiuojama iš formulės:

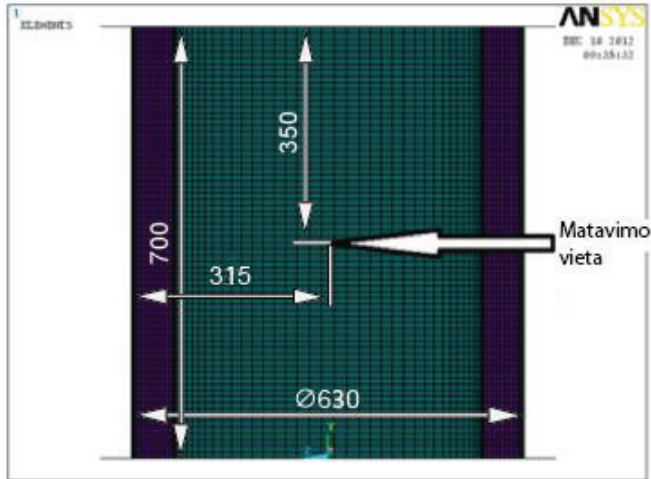
$$s^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n_b - 1}, \quad (2.59)$$

čia x_i – atsitiktinio dydžio vertės; \bar{x} – aritmetinis vidurkis, n_b – iš anksto numatytas bandinių skaičius.

Priimta paklaida apskaičiuojama esant santykinei paklaidai δ . Pvz., jei $\delta = 5\% = 0,05$, tai $\alpha = 0,05 \times \bar{x}$.



2.15 pav. Korėto indo bandymo stendo schema



2.16 pav. Poslinkių matavimo vieta baigtinių elementų modelyje



2.17 pav. Slėgio indo su gofruoto korio cilindrine sienele eksperimentinio tyrimo standas

Aritmetinis vidurkis \bar{x} yra apskaičiuojamas taip:

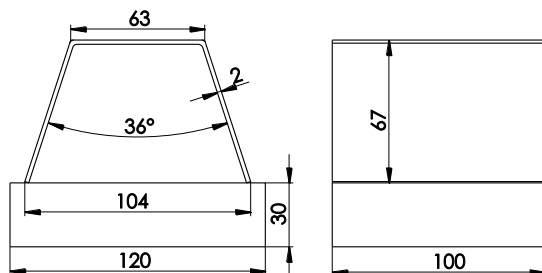
$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^{n_b} x_i}{n_b} \quad (2.60)$$

Variacijos koeficientas ν yra apskaičiuojamas taip:

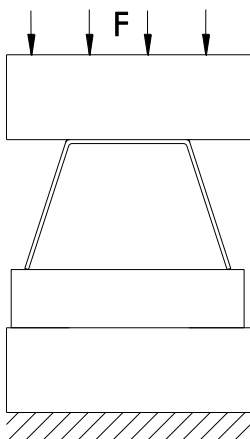
$$\nu = \frac{s}{x} \times 100 \quad (2.61)$$

Jei variacijos koeficientas $\nu \leq 5-10\%$, laikoma, kad rezultatų sklaida nedidelė, $\nu \leq 15-20\%$ – didelė, $\nu \geq 20\%$ – labai didelė.

Stabilumo analizės rezultatams verifikuoti atlikti bandymai (2.19 pav.), kurių metu buvo kludomas plieninis (iš 2 mm storio plieno ST3PS lakšto) 100 mm ilgio gofruoto korio elementas, kurio išilginės briaunos buvo ištisine siūle privirtintos prie standaus pagrindo (2.18 pav., 2.20 pav.). Atliktas supaprastintas bandymas, kadangi pagaminti korėtą indą, kuris sukluptų esant mažesniai išoriniam slėgiui, nei 0,07 MPa (maksimalus vakuumas, kurį galima sukelti vakuuminio siurbliu), neįmanoma.



2.18 pav. Gofruoto korio bandinys



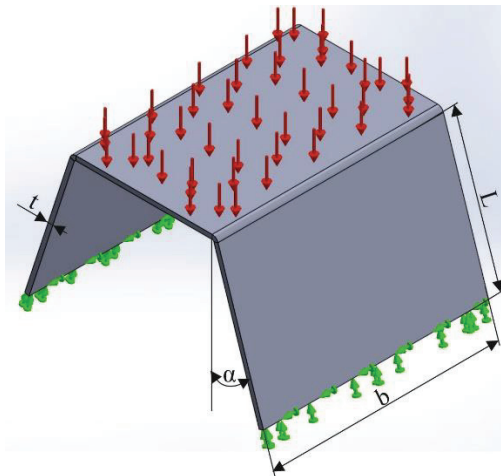
2.19 pav. Gofruoto korio elemento bandymo schema

Klupdymo bandymas buvo atliekamas universalia „Amsler“ bandymų mašina, gniuždant bandinį tarp plokščių atramų griebtų greičiui esant 2 mm/min (matavimo paklaida ± 100 N).



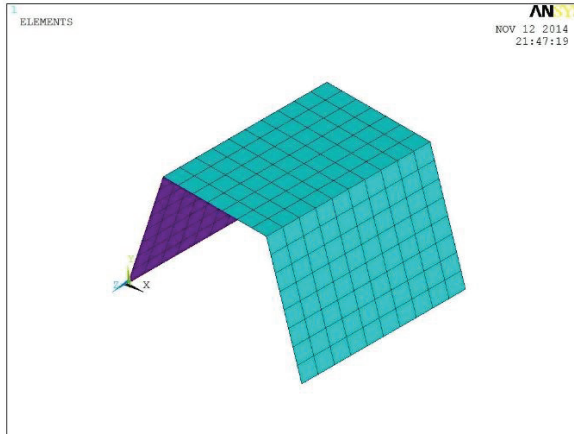
2.20 pav. Bandinys „Amsler“ bandymų mašinoje

Paveiksle 2.21 pateikiama kaip buvo apkrautas ir įtvirtintas skaitinis modelis. Rodyklės iš apačios iliustruoja įtvirtinimus, o rodyklės iš viršaus – apkrovą.



2.21 pav. Korio elemento su pasvirusiomis plokštelėmis tyrimo klupdymui įtvirtinimai ir apkrovos

Skaitiniam modeliui suskaidyti kaip ir indo sienelės fragmento skaičiavimo atveju buvo naudojami SHELL63 baigtiniai elementai (2.22 pav.).



2.22 pav. Skaičiuojamasis modelis suskaidytas baigtiniais elementais

Kadangi bandymo rezultatas yra vienas skaliarinis dydis – suklopimo jėga, rezultatų palyginimui apskaičiuojama santykinė paklaida [140].

$$\Delta = X_m - Q, \quad (2.62)$$

čia X_m yra matavimo rezultatas, o Q – tikroji matuojamojo dydžio vertė.

$$\delta = \frac{\Delta}{Q} \times 100\%, \quad (2.63)$$

čia δ – santykinė paklaida.

2.7. Skyriaus apibendrinimas

1. Sudaryti korėtų slėgio indų tyrimo skaitiniais metodais skaičiavimo algoritmai ir jų pagrindu veikiančios stiprumo ir stabilumo metodikos.
2. Išanalizuoti mechaninių konstrukcijų stiprumo tyrimams taikomi stiprumo kriterijai ir atrinkti labiausiai tinkantys korėtų slėgio indų stiprumui vertinti.
3. Sudarytos korėto slėgio indo ir jo korio elemento eksperimentinio tyrimo metodikos, sukurti ir pagaminti eksperimentiniams tyrimams atlikti reikalingi bandymų standai.
4. Aprašyta matavimų, reikalingų eksperimentiniams tyrimams, skaičiaus poreikio, rezultatų sklaidos įvertinimo ir santykinės paklaidos apskaičiavimo metodika.

3. KORĖTŲ SLĖGIO INDŲ STIPRUMO TYRIMO REZULTATAI

Šiame skyriuje pateikiami slėgio indų su 10 skirtingų tipų korio (2.3 pav.) cilindrinėmis sienelėmis skaičiuojamosios stiprumo analizės juos iš vidaus veikiant darbinio ir hidrostatinio terpės slėgio apkrovoms rezultatai.

Duomenys išskirstyti į tris poskyrius – pirmajame, 3.1, pateikiami cilindrų su „U“, dvigubo gofruotumo ir „H“ korio stiprumo tyrimo rezultatai ir jų palyginimas, 3.2 poskyryje – cilindrų su „I“, „A“ ir „V su pertvara“ korio, o 3.3 poskyryje – cilindrų su gofruotu, „V“, „X“, „Y“ formos korio. 3.5 poskyryje pateikiamas stiprumo rezultatų verifikavimas, kurio metu atliekamas korėto slėgio indo su gofruotu korio natūrinis bandymas. Toks grupavimas atliktas pagal maksimalią laikomąją gebą (maksimalų laikomąjį slėgį, užtikrinant šiuo atveju tinkamą stiprumą ir stabilumą). Leistinieji įtempiai, kurie naudojami vertinant korėto cilindro maksimalią laikomąją gebą – medžiagos takumo riba von Mizeso kriterijaus atveju (304 MPa). Drukerio-Pragerio ir Moro-Kulono atveju – ribinis slėgis, kai tenkinama atitinkamo kriterijaus sąlyga. Atsargos koeficientas nebuvo įvertintas todėl, kad vadovaujantis skirtingais norminiais dokumentais slėgio indams naudojami skirtingi atsargos koeficientai.

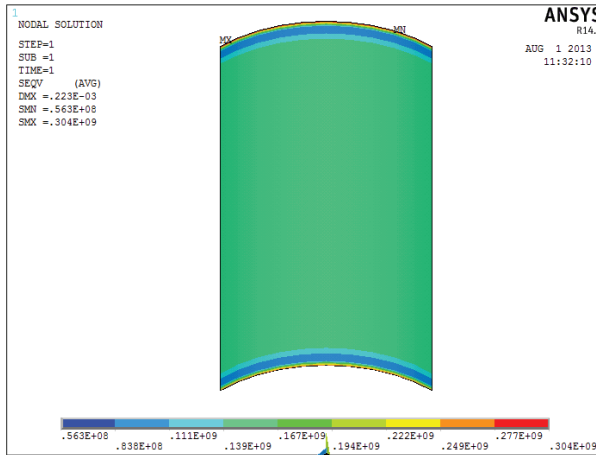
3.1–3.3 poskyriuose pateikiami įtempių pasiskirstymo korėtuose cilindruose taikant skirtingus stiprumo kriterijus laukai, kai vidinis slėgis – kritinis (konstrukcija pasiekia ribinius leistinus įtempius) bei slėgio indų laikomosios gebos priklausomybės nuo slėgio indo cilindro ir korio elementų geometrinių parametrų. Pastarosiose taikomą stiprumo kriterijų identifikuoti naudojami tokie sutrumpinimai: V. M. – von Mizeso, D. P. – Drukerio-Pragerio, M. K. – Moro-Kulono. Konkretūs įvairių konstrukcijų korėtų cilindrų maksimalios laikomosios gebos skaičiavimo rezultatai pateikiami prieduose P.15.1–P.15.15 esančiose lentelėse. Tiek jose, tiek ir jų pagrindu sudarytose priklausomybėse parodyta, kaip padidėjo ar sumažėjo slėgio indo maksimali laikomoji geba (jos dydis procentais lyginant su pradine) pakeitus atitinkamus vidinio cilindro ar korio geometrinius parametrus.

Atlikus slėgio indų stiprumo tyrimus kiekvienu atveju buvo patikrintas cilindrų stabilumas, ar veikiant maksimaliam leistinam darbiniam slėgiui konstrukcija išliko stabili, t. y. nesuklupo. Šio skaičiavimo duomenys atskirai nepateikiami, nes slėgio indai su visų tipų korio cilindrinėmis sienelėmis nesuklupo veikiant darbiniam slėgiui, kuriam esant susidaro maksimalūs leistinieji įtempiai.

Kadangi aktualiausia yra informacija apie slėgio indo cilindrinės dalies įtempių-deformacijų būvį, siekiant jį kuo geriau parodyti paveikslėliuose aklės ir jungės yra nerodomos.

3.1 pav. palyginimui pateikiamas redukuotų von Mizeso įtempių pasiskirstymas monolitiniame cilindre esant maksimaliam leistinam darbiniam slėgiui (kai 1 mm

sienelės storio cilindrą iš vidaus veikia 1,23 MPa slėgis). Tokiu atveju monolitinio slėgio indo cilindrinėje sienelėje susidarantys įtempiai yra tokie: $\sigma_{\min} = 233 \times 10^{-2}$ MPa, $\sigma_{\max} = 341$ MPa, $\sigma_e = 304$ MPa, $\sigma_1 = 341$ MPa, $\sigma_2 = 136$ MPa, $\sigma_3 = 233 \times 10^{-2}$ MPa.

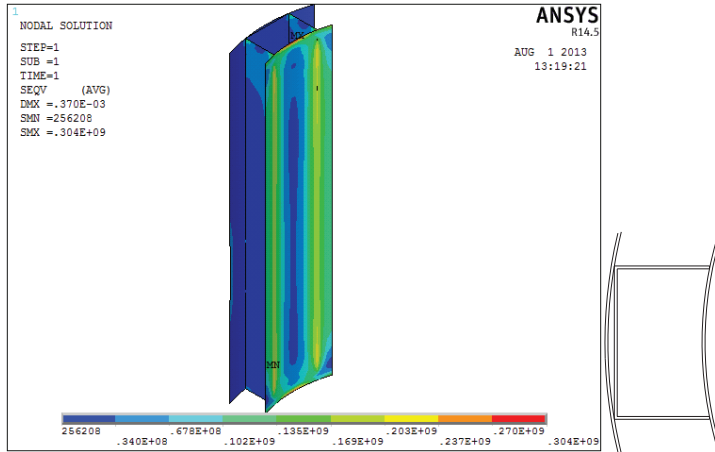


3.1 pav. Redukuotų von Mizeso įtempių pasiskirstymas monolitiniame cilindre esant maksimaliam leistinam darbiniam slėgiui

3.1. Korėtų slėgio indų su „U“, dvigubo gofruotumo ir „H“ tipo koriais stiprumo tyrimo rezultatai

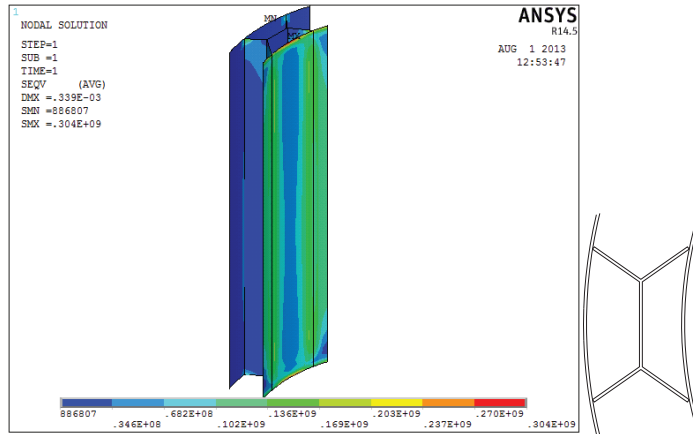
Šiame poskyryje pateikiami cilindrų su „U“ (2.3 pav. a), dvigubo gofruotumo (2.3 pav. b) ir „H“ (2.3 pav. c) formos koriais stiprumo tyrimo rezultatai. 3.2–3.4 pav. pateikiami redukuotų von Mizeso įtempių pasiskirstymo visose minėtų tipų korėtų indų sienelėse laukai, 3.5–3.7 – Drukerio-Pragerio, o 3.8–3.10 – Moro-Kulono įtempių pasiskirstymo laukai esant maksimaliam leistinam darbiniam slėgiui, kai $t_v = t_k = t_i = 2$ mm.

3.11–3.15 pav. pateiktos slėgio indų laikomosios gebos priklausomybės nuo jų cilindro ir korio elementų geometrinių parametrų (atitinkamai vidinio cilindro sienelės storio t_v , korio elemento pločio La , korio elemento aukščio b , vidinio skersmens D_v ir cilindro ilgio L). Konstrukcijos ir jos elementų geometriniai matmenys kiekvienu iš analizuojamų atvejų pateikiami lentelėse prieduose P.3–P.5.



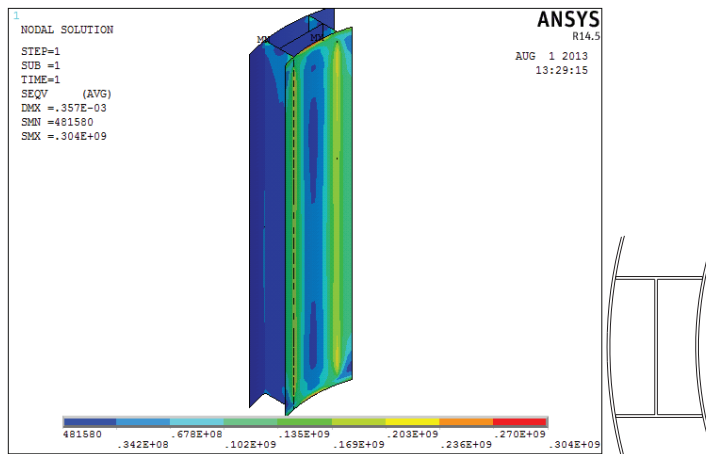
3.2 pav. Korėto cilindro su „U“ formos koriu redukuotų von Mizeso įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „U“ formos koriu (3.2 pav.): $\sigma_{\min} = 110 \times 10^{-2}$ MPa, $\sigma_{\max} = 342$ MPa, $\sigma_e = 304$ MPa, $\sigma_1 = 342$ MPa, $\sigma_2 = 141$ MPa, $\sigma_3 = 110 \times 10^{-2}$ MPa.



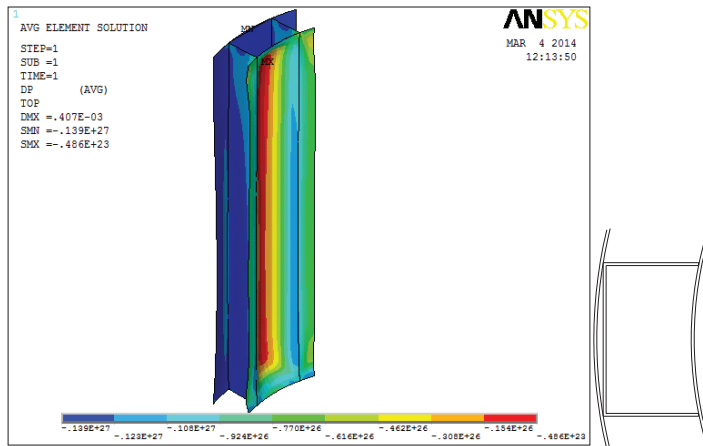
3.3 pav. Korėto cilindro su dvigubo gofruotumo formos koriu redukuotų von Mizeso įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su dvigubo gofruotumo formos koriu (3.3 pav.): $\sigma_{\min} = 186 \times 10^{-1}$ MPa, $\sigma_{\max} = 342$ MPa, $\sigma_e = 304$ MPa, $\sigma_1 = 342$ MPa, $\sigma_2 = 144$ MPa, $\sigma_3 = 186 \times 10^{-1}$ MPa.



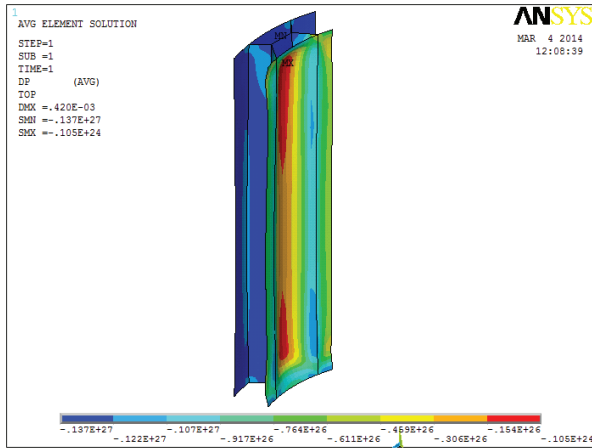
3.4 pav. Korėto cilindro su „H“ formos koriu redukuotų von Mizeso įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „H“ formos koriu (3.4 pav.): $\sigma_{\min} = 110 \times 10^{-2}$ MPa,
 $\sigma_{\max} = 342$ MPa, $\sigma_e = 304$ MPa, $\sigma_1 = 342$ MPa, $\sigma_2 = 142$ MPa,
 $\sigma_3 = 110 \times 10^{-2}$ MPa.



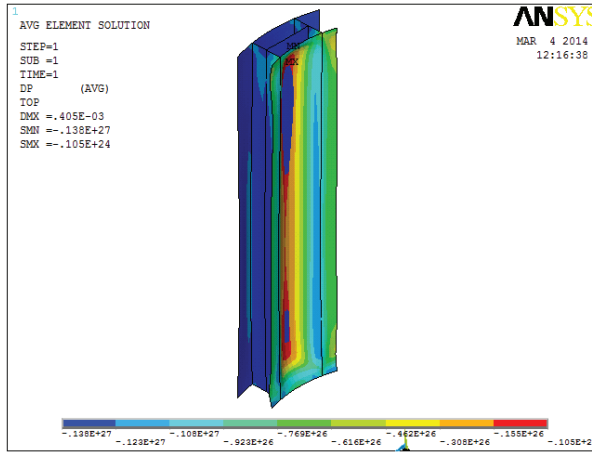
3.5 pav. Korėto cilindro su „U“ formos koriu Drukerio-Pragerio įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „U“ formos koriu (3.5 pav.): $\sigma_{\min} = 114 \times 10^{-2}$ MPa,
 $\sigma_{\max} = 354$ MPa, $\sigma_1 = 354$ MPa, $\sigma_2 = 146$ MPa, $\sigma_3 = 114 \times 10^{-2}$ MPa.



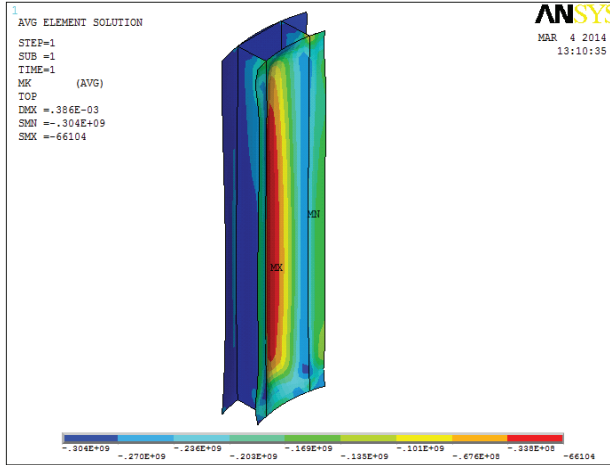
3.6 pav. Korėto cilindro su dvigubo gofruotumo formos koriu Drukerio-Pragerio įtempių pasiskirstymas esant atvejui $tv = tk = ti = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su dvigubo gofruotumo formos koriu (3.6 pav.):
 $\sigma_{\min} = 194 \times 10^{-1}$ MPa, $\sigma_{\max} = 356$ MPa, $\sigma_1 = 356$ MPa, $\sigma_2 = 149$ MPa,
 $\sigma_3 = 194 \times 10^{-1}$ MPa.



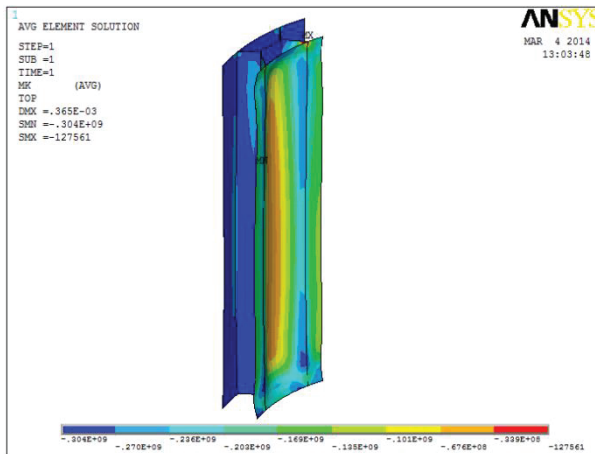
3.7 pav. Korėto cilindro su „H“ formos koriu Drukerio-Pragerio įtempių pasiskirstymas esant atvejui $tv = tk = ti = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „H“ formos koriu (3.7): $\sigma_{\min} = 114 \times 10^{-2}$ MPa,
 $\sigma_{\max} = 353$ MPa, $\sigma_1 = 353$ MPa, $\sigma_2 = 147$ MPa, $\sigma_3 = 114 \times 10^{-2}$ MPa.



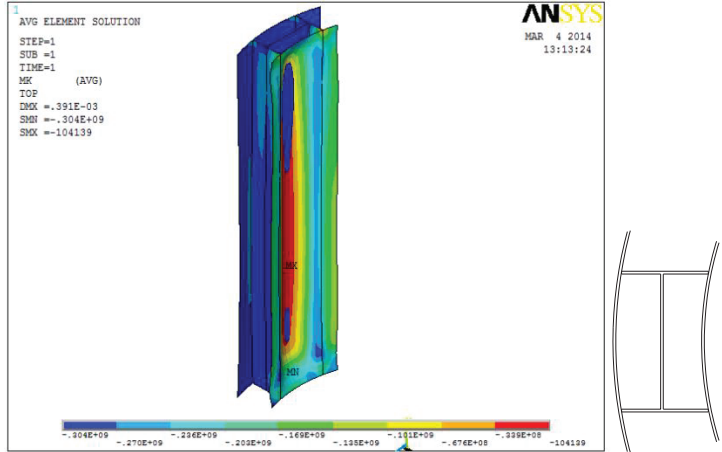
3.8 pav. Korėto cilindro su „U“ formos koriu Moro-Kulono įtempių pasiskirstymas esant atvejui $tv = tk = ti = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „U“ formos koriu (3.8 pav.): $\sigma_{\min} = 108 \times 10^{-2}$ MPa, $\sigma_{\max} = 336$ MPa, $\sigma_1 = 336$ MPa, $\sigma_2 = 139$ MPa, $\sigma_3 = 108 \times 10^{-2}$ MPa.



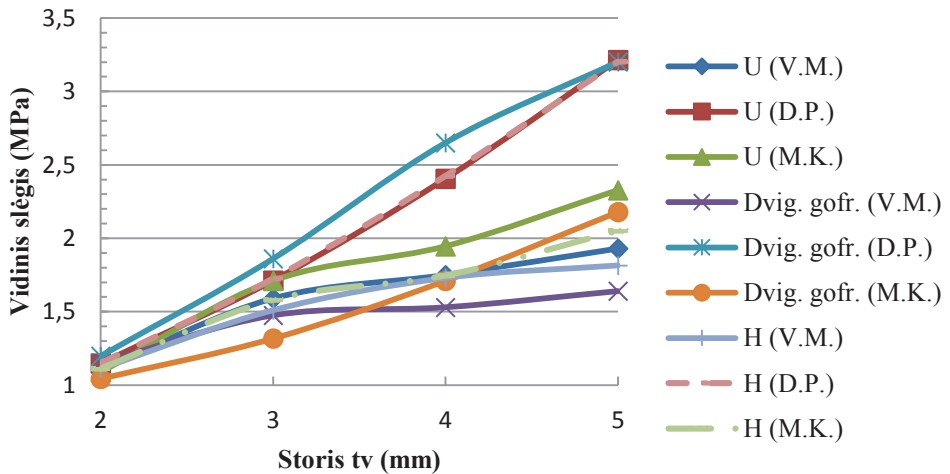
3.9 pav. Korėto cilindro su dvigubo gofruotumo formos koriu Moro-Kulono įtempių pasiskirstymas esant atvejui $tv = tk = ti = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su dvigubo gofruotumo formos koriu (3.9 pav.): $\sigma_{\min} = 168 \times 10^{-1}$ MPa, $\sigma_{\max} = 310$ MPa, $\sigma_1 = 310$ MPa, $\sigma_2 = 130$ MPa, $\sigma_3 = 168 \times 10^{-1}$ MPa.



3.10 pav. Korėto cilindro su „H“ formos koriu Moro-Kulono įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

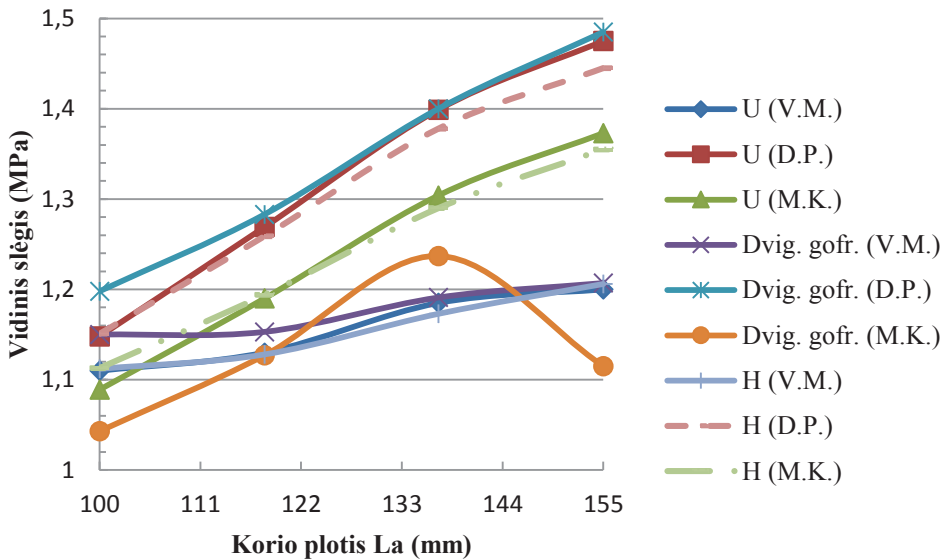
Įtempiai korėtame cilindre su „H“ formos koriu (3.10 pav.):
 $\sigma_{\min} = 111 \times 10^{-2}$ MPa, $\sigma_{\max} = 342$ MPa, $\sigma_1 = 342$ MPa, $\sigma_2 = 142$ MPa,
 $\sigma_3 = 111 \times 10^{-2}$ MPa.



3.11 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo vidinio cilindro sienelės storio t_v

Kaip matoma iš skaičiavimų rezultatų (3.11 pav. ir P.15.1 lent.), didinant vidinio cilindro sienelės storį t_v maksimali laikomoji geba didėja visų kriterijų taikymo atvejais. Taikant Drukerio-Pragerio kriterijų laikomosios gebos didėja labiausiai, o von Mizeso – mažiausiai. Didžiausia maksimali laikomoji geba, esant vidinio cilindro

sienelei $t_v = 5$ mm, taikant Drukerio-Pragerio stiprumo kriterijų yra cilindro su „U“ formos koriu (laikomoji geba padidėjo iki 280 %), o mažiausia – su dvigubo gofruotumo (267 %). Taikant Moro-Kulono kriterijų, didžiausia – „U“ (214 %), o mažiausia – „H“ (184 %). Von Mizeso kriterijaus taikymo atveju didžiausia „U“ (174 %), o mažiausia – „H“ (163 %). Visais atvejais laikomosios gebos augimas artimas tiesiškam.

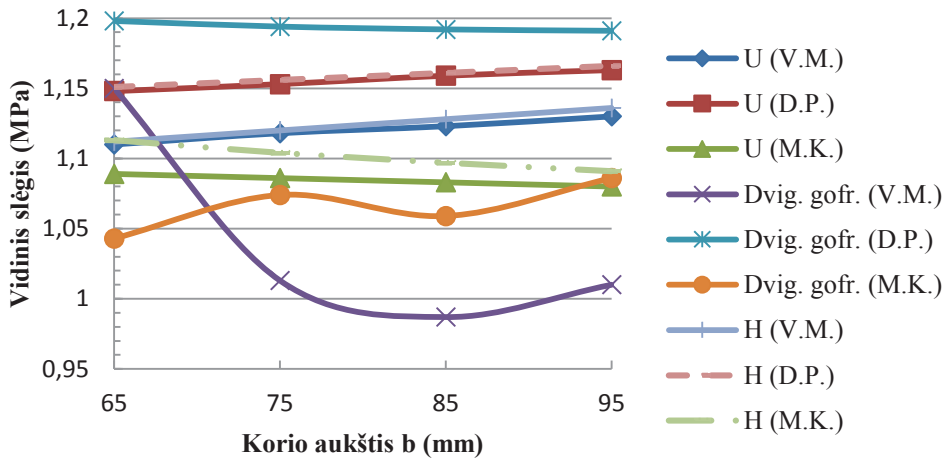


3.12 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo korio elemento pločio L_a

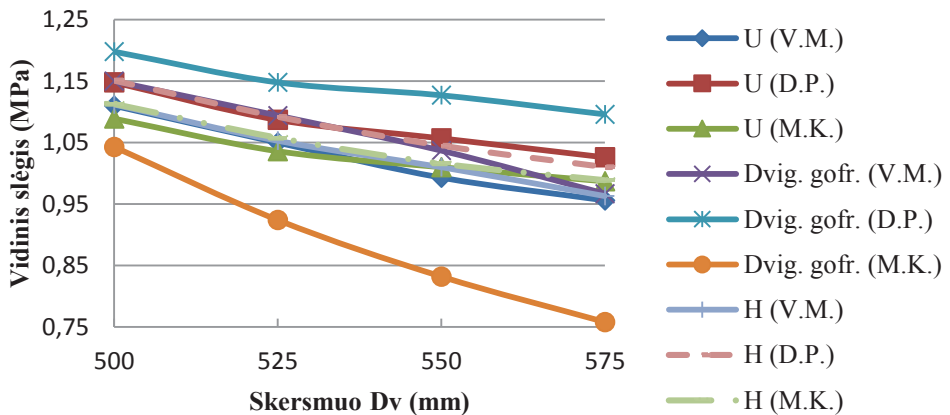
Kaip matoma iš skaičiavimų rezultatų (3.12 pav. ir P.15.2 lent.), didinant korio nario plotį L_a maksimalios laikomosios gebos didėja, tačiau ne taip ženkliai, kaip didinant storį t_v . Drukerio-Pragerio ir Moro-Kulono kriterijų taikymo atveju maksimalių laikomųjų gebų didėjimas buvo panašus (122–128 %, kai $L_a = 155$ mm, išskyrus, dvigubo gofruotumo korį taikant Moro-Kulono stiprumo kriterijų (107 %), o von Mizeso – buvo gerokai mažesnis. Dvigubo gofruotumo koriui, taikant Moro-Kulono stiprumo kriterijų, paskutinis korio platinimo L_a žingsnis maksimalią laikomąją gebą sumažino 12 % lyginant su prieš tai buvusiu. Visais atvejais, išskyrus dvigubo gofruotumo korį taikant Moro-Kulono stiprumo kriterijų, laikomosios gebos augimas artimas tiesiškam.

Korio aukščio didinimas b , priešingai nei korio platinimas L_a , neturi ženklios įtakos maksimaliai laikomajai gebai (3.13 pav. ir P.15.3 lent.). Dvigubo gofruotumo korio atveju taikant von Mizeso stiprumo kriterijų maksimali laikomoji geba didinant korio aukštį b mažėja labiausiai (iki 86 %). Cilindrų su „U“ ir „H“ koriais didinant

korio aukštį b maksimalios laikomosios gebos didėjo, taikant von Mizeso ir Drukerio-Pragerio stiprumo kriterijus, o Moro-Kulono – mažėjo. Cilindriui su dvigubo gofruotumu koriu gautas rezultatas priešingas – Moro-Kulono didėjo, Drukerio-Pragerio ir von Mizeso – mažėjo. Visais atvejais, išskyrus dvigubo gofruotumo korį taikant von Mizeso ir Moro-Kulono stiprumo kriterijus, laikomosios gebos pokytis didinant korio aukštį artimas tiesiškam.



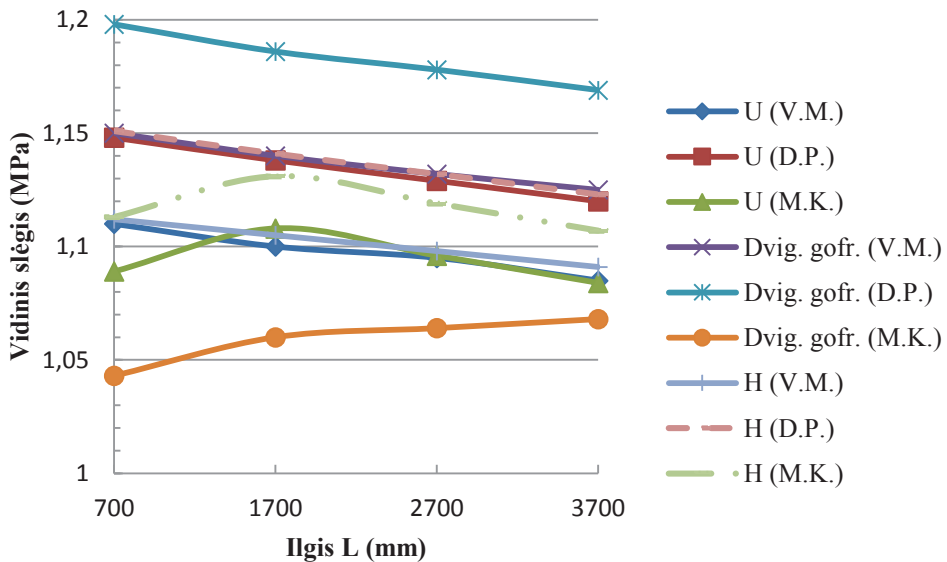
3.13 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo korio elemento aukščio b



3.14 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo vidinio skersmens D_v

Vidinio cilindro skersmens D_v didinimas mažina maksimalią laikomąją gebą (3.14 pav. ir P.15.4 lent.). Dvigubo gofruotumo korio atveju taikant Moro-Kulono stiprumo kriterijų maksimali laikomoji geba mažėjo daugiausiai lyginant su kitais.

Visais kitais ištirtais atvejais (visų tipų korių ir taikant visus stiprumo kriterijus) didinant vidinio cilindro skersmenį D_v maksimalios laikomosios gebos mažėjo labai panašiai. Cilindrų su „H“ ir „U“ koriais, kaip matyti P.15.4 lent., pirmais skersmens D_v padidinimo žingsniais visų kriterijų taikymo atveju maksimalios laikomosios gebos sumažėjo tiek pat procentų (95 %). „H“ korio atveju, padidinus skersmenį iki 550 mm, gautas toks pats maksimalios laikomosios gebos sumažėjimas visų kriterijų taikymo atveju (91 %). Laikomosios gebos mažėjimas visais atvejais artimas tiesiškam.



3.15 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo cilindro ilgio L

Cilindro ilgio didinimas neturi ženklios įtakos maksimaliai laikomajai gebai (3.15 pav. ir P.15.5 lent.). Visų tipų korėiams cilindrams taikant Moro-Kulono stiprumo kriterijų padidinus cilindro ilgį L pirmais dviem žingsniais laikomoji geba neženkliai didėjo. Dvigubo gofruotumo korio atveju maksimali laikomoji geba didėjo ir padidinus cilindro ilgį iki 3700 mm, kai kitų dviejų – sumažėjo lyginant su didžiausiu prieaugiu (2 % („U“ formos) ir 3 % („H“ formos).

Korėtų slėgio indų su „U“, dvigubo gofruotumo ir „H“ koriu stiprumo skaičiuojamojo tyrimo rezultatų pagrindu galima teigti, kad baziniu atveju (esant vienodiems indo elementų sienelių storiams $t_v = t_k = t_i = 2$ mm) didžiausią darbinį slėgį atlaiko indas su „H“ tipo koriu taikant von Mizeso ir Moro-Kulono stiprumo kriterijus, o Drukerio-Pragerio – dvigubo gofruotumo. Tačiau racionaliausiu laikytinas ne stipriausias, bet stipriausias minimalios masės indas, todėl svarbu

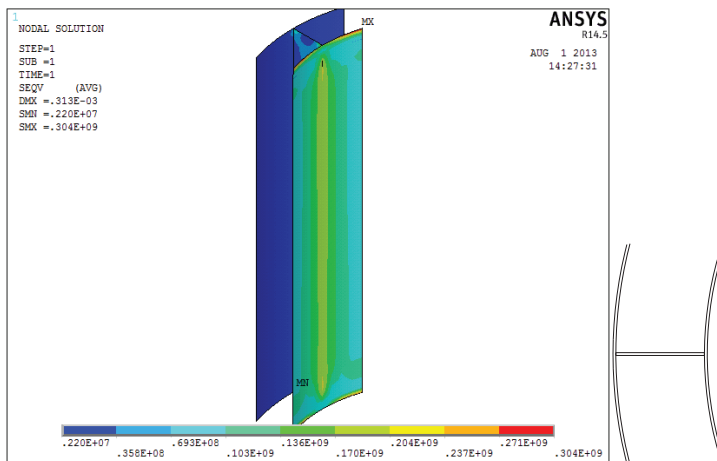
įvertinti ir pastarąjį parametą (korėtų indų masės optimizavimo rezultatai aprašomi 3 ir 4 skyrių pabaigose po stiprumo rezultatų).

Korėtų sienelių slėgio indai su „U“, dvigubo gofruotumo ir „H“ koriu esant kritiniam slėgiui buvo gerokai standesni, nei monolitiniai. Gauta, kad korio elemento ir išorinio cilindro sienelių storio didinimas neturėjo įtakos maksimalios laikomosios gebos didėjimui, todėl maksimalios laikomosios gebos priklausomybės nuo šių kintamųjų nepateikiamos.

3.2. Korėtų slėgio indų su „I“, „A“ ir „V su pertvara“ tipo koriais stiprumo tyrimo rezultatai

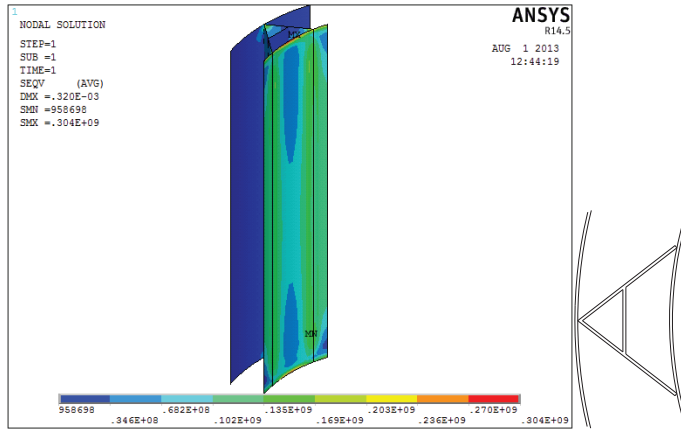
Šiame poskyryje pateikiami cilindrų su „I“ (2.3 pav. d), „A“ (2.3 pav. e) ir „V su pertvara“ (2.3 pav. f) formos koriais stiprumo tyrimo rezultatai. 3.16–3.18 pav. pateikiami redukuotų von Mizeso įtempių pasiskirstymo visose minėtų tipų korėtų indų sienelėse laukai, 3.19–3.21 – Drukerio-Pragerio, o 3.22–3.24 – Moro-Kulono įtempių pasiskirstymo laukai esant maksimaliam leistinam darbiniam slėgiui, kai $t_v = t_k = t_i = 2$.

3.25–3.29 pav. pateiktos slėgio indų laikomosios gebos priklausomybės nuo jų cilindro ir korio elementų geometrinių parametrų (atitinkamai vidinio cilindro sienelės storio t_v , korio elemento pločio L_a , korio elemento aukščio b , vidinio skersmens D_v ir cilindro ilgio L). Konstrukcijos ir jos elementų geometriniai matmenys kiekvienu iš analizuojamų atvejų pateikiami lentelėse prieduose P.6–P.8.



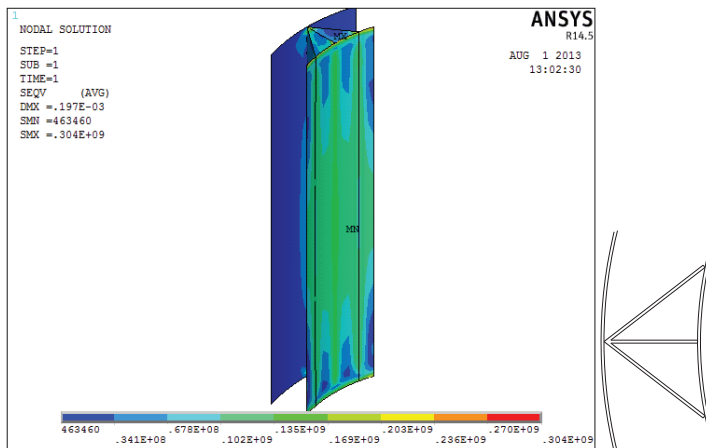
3.16 pav. Korėto cilindro su „I“ formos koriu redukuotų von Mizeso įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „I“ formos koriu (3.16 pav.):
 $\sigma_{\min} = 117 \times 10^{-2}$ MPa, $\sigma_{\max} = 342$ MPa, $\sigma_e = 304$ MPa, $\sigma_1 = 342$ MPa,
 $\sigma_2 = 139$ MPa, $\sigma_3 = 117 \times 10^{-2}$ MPa.



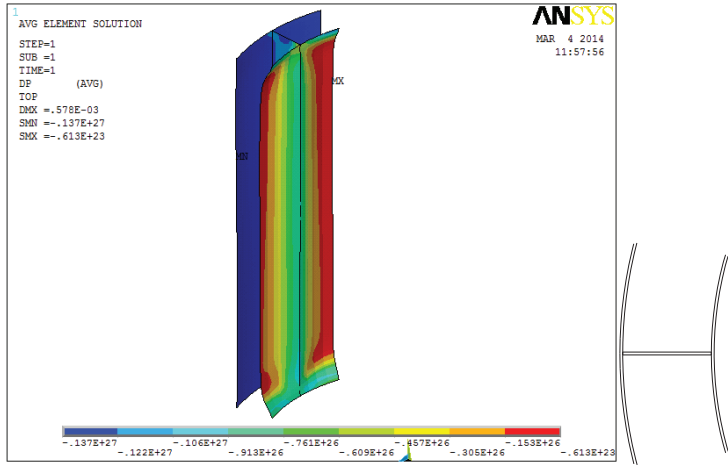
3.17 pav. Korėto cilindro su „A“ formos koriu redukuotų von Mizeso įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „A“ formos koriu (3.17 pav.):
 $\sigma_{\min} = 182 \times 10^{-1}$ MPa, $\sigma_{\max} = 341$ MPa, $\sigma_e = 304$ MPa, $\sigma_1 = 341$ MPa,
 $\sigma_2 = 144$ MPa, $\sigma_3 = 182 \times 10^{-1}$ MPa.



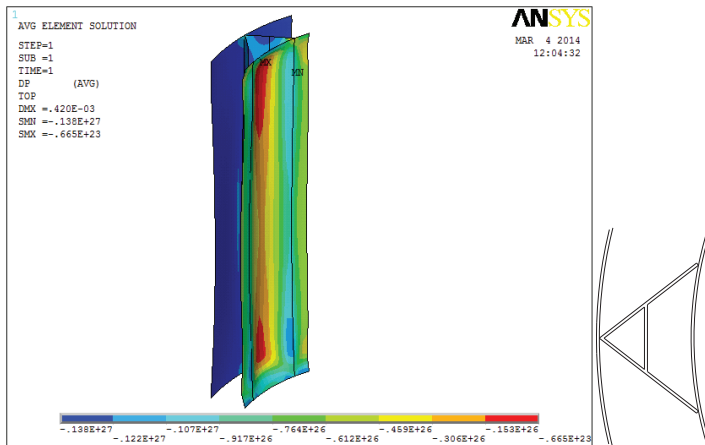
3.18 pav. Korėto cilindro su „V su pertvara“ formos koriu redukuotų von Mizeso įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „V“ su pertvara“ formos koriu (3.18 pav.):
 $\sigma_{\min} = 190 \times 10^{-1}$ MPa, $\sigma_{\max} = 344$ MPa, $\sigma_e = 304$ MPa, $\sigma_1 = 344$ MPa,
 $\sigma_2 = 150$ MPa, $\sigma_3 = 190 \times 10^{-1}$ MPa.



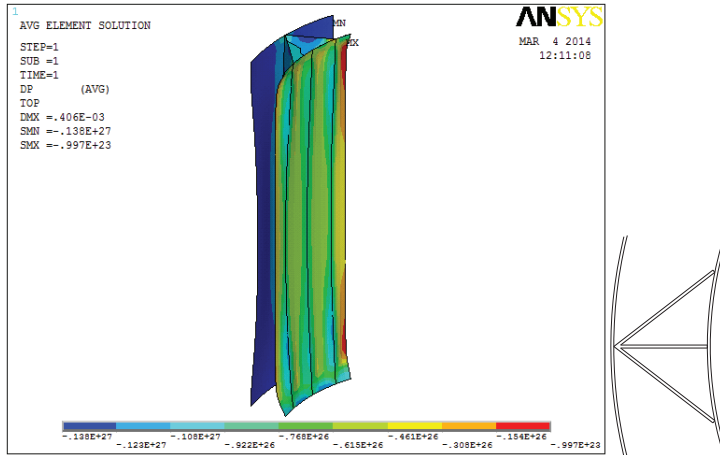
3.19 pav. Korėto cilindro su „I“ formos koriu Drukerio-Pragerio įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „I“ formos koriu (3.19 pav.):
 $\sigma_{\min} = 143 \times 10^{-2}$ MPa, $\sigma_{\max} = 418$ MPa, $\sigma_1 = 418$ MPa, $\sigma_2 = 171$ MPa,
 $\sigma_3 = 143 \times 10^{-2}$ MPa.



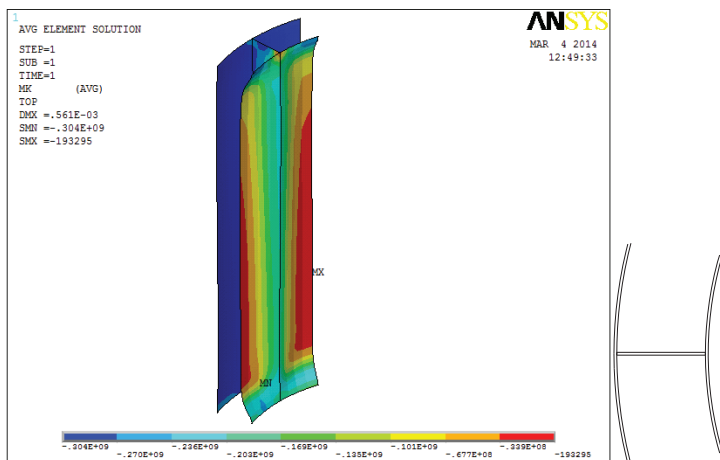
3.20 pav. Korėto cilindro su „A“ formos koriu Drukerio-Pragerio įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „A“ formos koriu (3.20 pav.):
 $\sigma_{\min} = 192 \times 10^{-1}$ MPa, $\sigma_{\max} = 360$ MPa, $\sigma_1 = 360$ MPa, $\sigma_2 = 152$ MPa,
 $\sigma_3 = 192 \times 10^{-1}$ MPa.



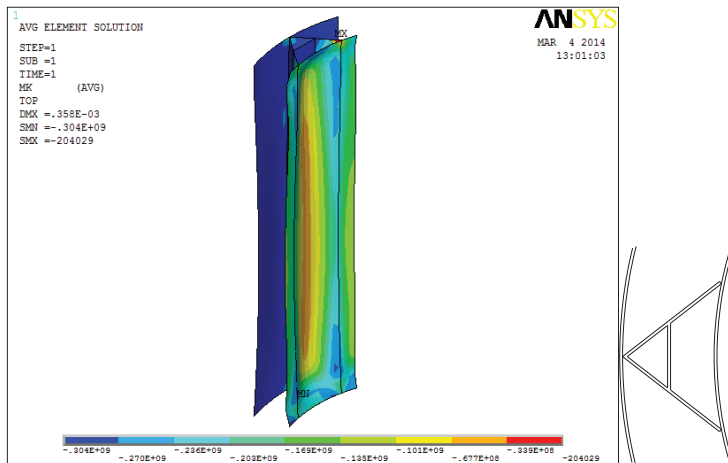
3.21 pav. Korėto cilindro su „V su pertvara“ formos koriu Drukerio-Pragerio įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „V su pertvara“ formos koriu (3.21 pav.):
 $\sigma_{\min} = 212 \times 10^{-1}$ MPa, $\sigma_{\max} = 386$ MPa, $\sigma_1 = 386$ MPa, $\sigma_2 = 168$ MPa,
 $\sigma_3 = 212 \times 10^{-1}$ MPa.



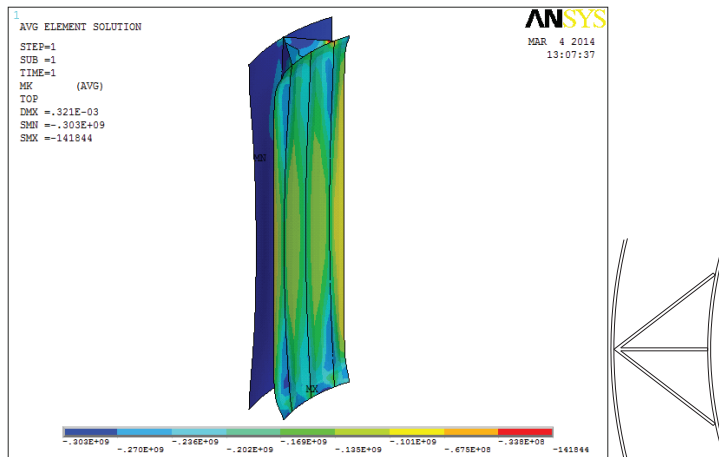
3.22 pav. Korėto cilindro su „I“ formos koriu Moro-Kulono įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „I“ formos koriu (3.22): $\sigma_{\min} = 139 \times 10^{-2}$ MPa, $\sigma_{\max} = 405$ MPa, $\sigma_1 = 405$ MPa, $\sigma_2 = 166$ MPa, $\sigma_3 = 139 \times 10^{-2}$ MPa.



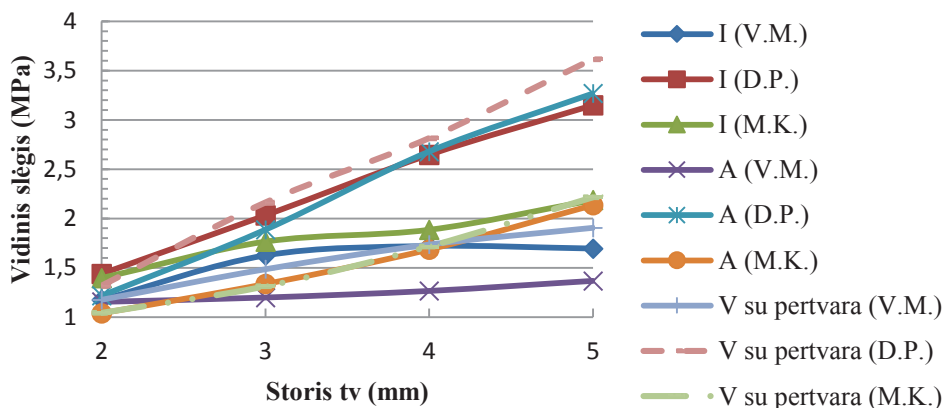
3.23 pav. Korėto cilindro su „A“ formos koriu Moro-Kulono įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „A“ formos koriu (3.23 pav.): $\sigma_{\min} = 164 \times 10^{-1}$ MPa, $\sigma_{\max} = 307$ MPa, $\sigma_1 = 307$ MPa, $\sigma_2 = 129$ MPa, $\sigma_3 = 164 \times 10^{-1}$ MPa.



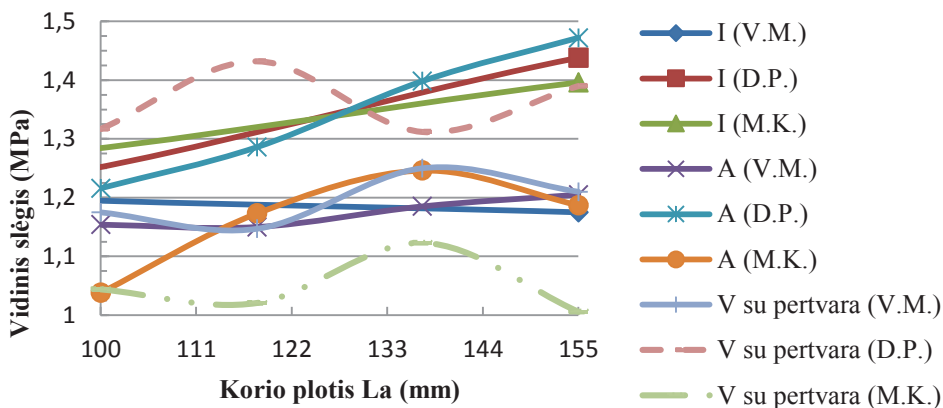
3.24 pav. Korėto cilindro su „V su pertvara“ formos koriu Moro-Kulono įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

Įtempiai korètame cilindre su „V su pertvara“ formos koriu (3.24 pav.):
 $\sigma_{\min} = 168 \times 10^{-1}$ MPa, $\sigma_{\max} = 342$ MPa, $\sigma_1 = 306$ MPa, $\sigma_2 = 133$ MPa,
 $\sigma_3 = 168 \times 10^{-1}$ MPa.



3.25 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo vidinio cilindro sienelės storio t_v

Kaip matyti iš skaičiavimų rezultatų (3.25 pav. ir P.15.6 lent.), didinant vidinio cilindro sienelės storį t_v maksimali laikomoji geba didėja visų kriterijų taikymo atvejais. Taikant Drukerio-Pragerio kriterijų laikomosios gebos didėja labiausiai (212–269 %, kai $t_v = 5$ mm), kai von Mizeso – mažiausiai. Cilindro su „I“ formos koriu maksimalios laikomosios gebos didėjimas lyginant su cilindrais su kitų tipų koriais, didinant sienelės t_v storį, yra mažiausias. Tai pastebėta taikant šiems cilindrams Moro-Kulono ir Drukerio-Pragerio stiprumo kriterijus. O cilindro su „A“ formos koriu maksimali laikomoji geba mažiausiai didėjo taikant von Mizeso stiprumo kriterijų. Didžiausia maksimali laikomoji geba praktiškai visais atvejais gaunama esant maksimaliam vidinio cilindro sienelės storiui ($t_v = 5$ mm), tačiau kiek skiriasi priklausomai nuo korio tipo ir taikomo kriterijaus. Pavyzdžiui, pagal visus tris stiprumo kriterijus ji maksimali cilindro su „V su pertvara“ formos koriu atveju. Minimali laikomoji geba von Mizeso kriterijaus taikymo atveju – esant „A“ tipo koriumi, vertinant pagal Drukerio-Pragerio ir Moro-Kulono kriterijus – esant „I“ tipo koriumi. Visais atvejais maksimalios laikomosios gebos augimas artimas tiesiškam.



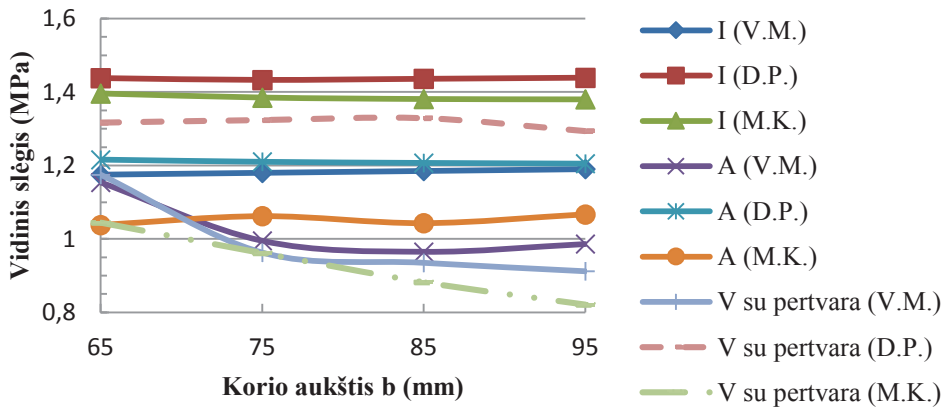
3.26 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo korio elemento pločio La

Kaip matyti iš 3.26 pav. ir P.15.7 lent. pateiktų skaičiavimų rezultatų, didinant korio plotį La slėgio indo maksimali laikomoji geba nedidėja, skirtingai, nei 3.1 poskyryje aprašytų korių atveju. Iš to galima spręsti, jog korio pločio didinimo įtaka maksimaliai laikomajai gebai priklauso nuo korio konstrukcijos. Taikant skirtingus stiprumo kriterijus gaunami laikomosios gebos pokyčiai taip pat skiriasi. Pavyzdžiui, cilindro su „A“ formos koriu Drukerio-Pragerio ir von Mizeso kriterijų taikymo atveju laikomoji geba didinant La palaipsniui didėja (atitinkamai 121 % ir 104 %, kai $La = 155$ mm), o taikant Moro-Kulono kriterijų gauta, kad padidinus La iki 155 mm maksimali laikomoji geba sumažėjo (6 % lyginant su $La = 137$ mm). 3.26 pav. grafikai pateikiami bendrame visiems koriais La pokyčio intervale. „I“ formos koriai yra plokštelė, todėl tarpo tarp korio elementų mažinimas šiuo atveju yra priešingas – La mažėja. Viso „I“ formos korio La pokyčių intervalo grafikas pateikiamas priede P.13.

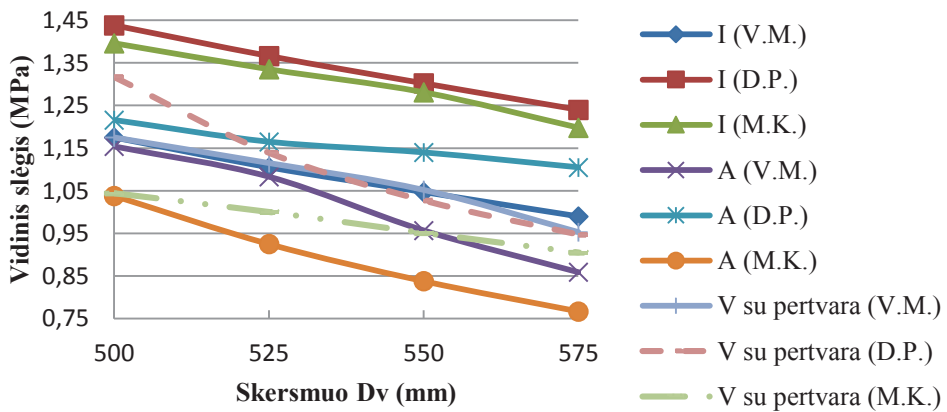
Korio aukščio b didinimas neturi ženklios įtakos maksimaliai laikomajai gebai daugeliu ištirtų atvejų (3.27 pav. ir P.15.8 lent.). Cilindro su „A“ formos koriu maksimali laikomoji geba pagal von Mizeso stiprumo kriterijų didinant korio aukštį b ženkliai mažėja (mažiausia – 84 %, kai $b = 85$ mm). Tas pats pastebėta cilindro su „V su pertvara“ tipo koriu atveju taikant von Mizeso ir Moro-Kulono stiprumo kriterijus (atitinkamai 78 % ir 79 %, kai $b = 95$ mm). Visais atvejais, išskyrus „A“ ir „V su pertvara“ formos korius taikant von Mizeso stiprumo kriterijų, laikomosios gebos pokytis keičiant korio aukštį artimas tiesiškam.

Didinant vidinio cilindro skersmenį Dv maksimali laikomoji geba mažėja visais ištirtais atvejais (3.28 pav. ir P.15.9 lent.). Kaip galima matyti iš P.15.9 lent., skersmeniui esant maksimaliam, $Dv = 575$ mm, vertinant pagal von Mizeso stiprumo

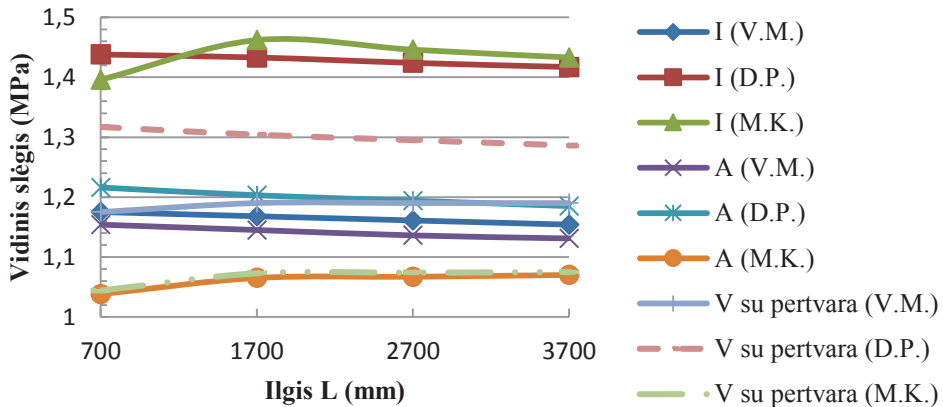
kriterijų cilindro su „A“ formos koriu maksimali laikomoji geba sumažėjo daugiausiai (iki 74 %), kai mažiausia ji yra esant „I“ formos koriui. Taikant Drukerio-Pragerio stiprumo kriterijų esant didžiausiam D_v maksimali laikomoji geba mažiausia cilindro su „V su pertvara“ koriu (72 %), o didžiausia – su „A“ formos koriu (91 %). Moro-Kulono taikymo atveju daugiausiai sumažėjo cilindro su „A“ formos koriu laikomoji geba (iki 74 %), o mažiausiai – „V su pertvara“ (87 %).



3.27 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo korio elemento aukščio b



3.28 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo vidinio skersmens D_v



3.29 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo cilindro ilgio L

Cilindro ilgio didėjimas neturi ženklios įtakos maksimaliai laikomajai gebai (3.29 pav. ir P.15.10 lent.). Cilindrų su „I“ ir „A“ koriais maksimalios laikomosios gebos pagal von Mizeso ir Drukerio-Pragerio stiprumo kriterijus didinant L sumažėjo (1–3 %). Kai Moro-Kulono taikymo atveju cilindrų su minėtais koriais laikomoji geba didinant L padidėjo (3 %). Cilindro su „V su pertvara“ formos korium maksimali laikomoji geba didėjo taikant von Mizeso ir Moro-Kulono stiprumo kriterijus (101 % ir 103 %), Drukerio-Pragerio taikymo atveju – mažėjo (98 %).

Korėtų slėgio indų su „I“, „A“ ir „V su pertvara“ korium stiprumo skaičiuojamojo tyrimo rezultatų pagrindu galima teigti, kad baziniu atveju (esant vienodiems indo elementų sienelių storiams $t_v = t_k = t_i = 2$ mm) didžiausią darbinį slėgį atlaiko indas su „I“ ir „V su pertvara“ tipo korium taikant von Mizeso stiprumo kriterijų, o Drukerio-Pragerio ir Moro-Kulono – „I“. Tačiau racionaliausiu laikytinas ne stipriausias, bet stipriausias minimalios masės indas, todėl svarbu įvertinti ir pastarąjį parametą (korėtų indų masės optimizavimo rezultatai aprašomi 3.4 poskyryje).

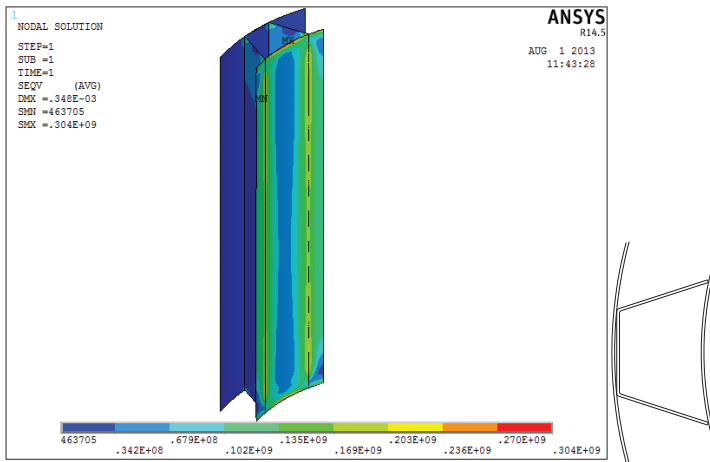
Korėtų sienelių slėgio indai su gofruotu, „I“, „A“ ir „V su pertvara“ korium esant kritiniam slėgiui buvo gerokai standesni, nei monolitiniai. Gauta, kad korio elemento ir išorinio cilindro sienelių storio didinimas neturėjo įtakos maksimalios laikomosios gebos didėjimui, todėl maksimalios laikomosios gebos priklausomybės nuo šių kintamųjų nepateikiamos.

3.3. Korėtų slėgio indų su gofruotu, „V“, „X“, „Y“ tipo koriais stiprumo tyrimo rezultatai

Šiame poskyryje pateikiami cilindrų su gofruotu (2.3 pav. g), „V“ (2.3 pav. h), „X“ (2.3 pav. i) ir „Y“ (2.3 pav. j) formos koriais stiprumo tyrimo rezultatai. 3.30–

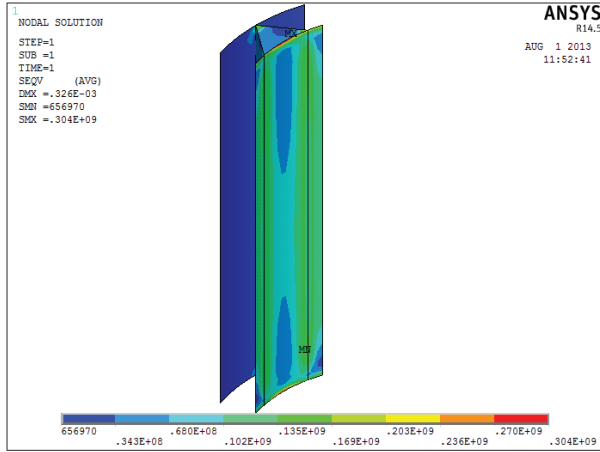
3.33 pav. pateikiami redukuotų von Mizeso įtempių pasiskirstymo visose minėtų tipų korėtų indų sienelėse laukai, 3.34–3.37 – Drukerio-Pragerio, o 3.38–3.41 – Morokulono įtempių pasiskirstymo laukai esant maksimaliam leistinam darbiniam slėgiui, kai $t_v = t_k = t_i = 2$.

3.42–3.46 pav. pateiktos slėgio indų laikomosios gebos priklausomybės nuo jų cilindro ir korio elementų geometrinių parametrų (atitinkamai vidinio cilindro sienelės storio t_v , korio elemento pločio L_a , korio elemento aukščio b , vidinio skersmens D_v ir cilindro ilgio L). Konstrukcijos ir jos elementų geometriniai matmenys kiekvienu iš analizuojamų atvejų pateikiami lentelėse prieduose P.9–P.12.



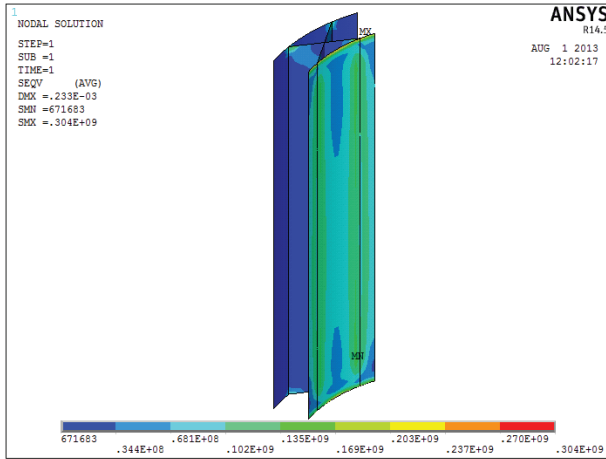
3.30 pav. Korėto cilindro su gofruotu koriu redukuotų von Mizeso įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su gofruotu koriu (3.30 pav.): $\sigma_{\min} = 102 \times 10^{-2}$ MPa, $\sigma_{\max} = 342$ MPa, $\sigma_e = 304$ MPa, $\sigma_1 = 342$ MPa, $\sigma_2 = 154$ MPa, $\sigma_3 = 102 \times 10^{-2}$ MPa.



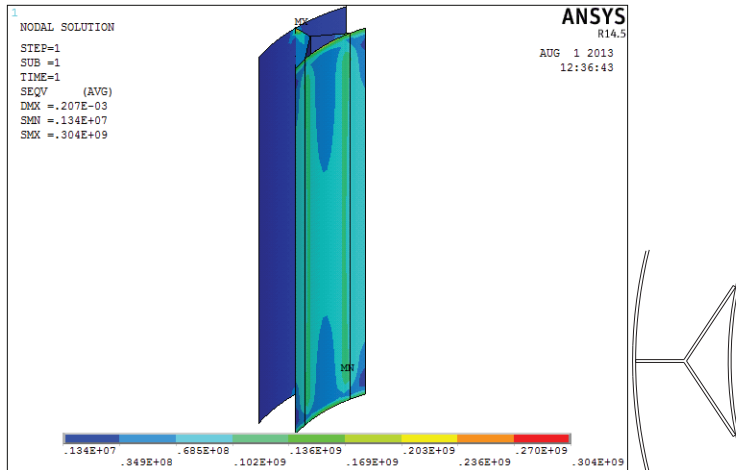
3.31 pav. Korėto cilindro su „V“ formos koriu redukuotų von Mizeso įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „V“ formos koriu (3.31 pav.):
 $\sigma_{\min} = 178 \times 10^{-1}$ MPa, $\sigma_{\max} = 342$ MPa, $\sigma_e = 304$ MPa, $\sigma_1 = 342$ MPa,
 $\sigma_2 = 144$ MPa, $\sigma_3 = 178 \times 10^{-1}$ MPa.



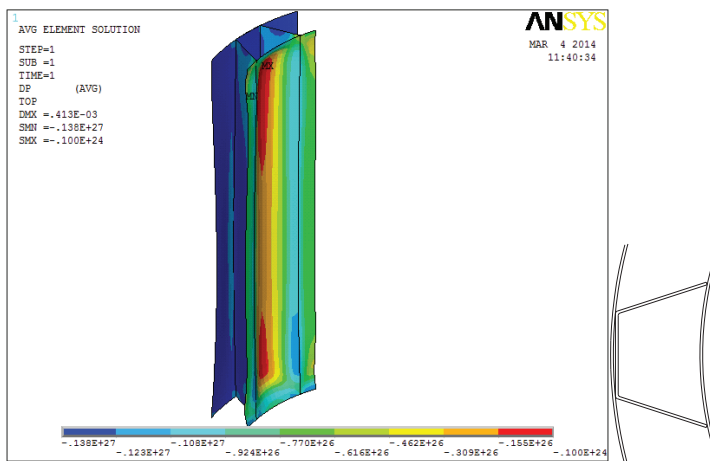
3.32 pav. Korėto cilindro su „X“ formos koriu redukuotų von Mizeso įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „X“ formos koriu (3.32 pav.): $\sigma_{\min} = 539 \times 10^{-2}$ MPa, $\sigma_{\max} = 356$ MPa, $\sigma_e = 304$ MPa, $\sigma_1 = 356$ MPa, $\sigma_2 = 144$ MPa, $\sigma_3 = 539 \times 10^{-2}$ MPa.



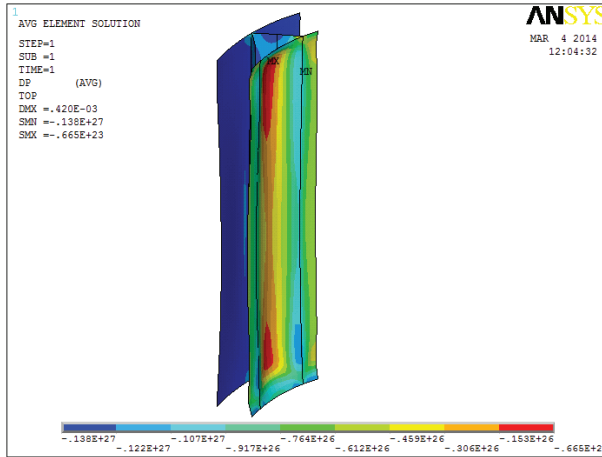
3.33 pav. Korėto cilindro su „Y“ formos koriu redukuotų von Mizeso įtempių pasiskirstymas esant atvejui $tv = tk = ti = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „Y“ formos koriu (3.33 pav.):
 $\sigma_{\min} = 556 \times 10^{-2}$ MPa, $\sigma_{\max} = 276$ MPa, $\sigma_e = 304$ MPa, $\sigma_1 = 276$ MPa,
 $\sigma_2 = 130$ MPa, $\sigma_3 = 556 \times 10^{-2}$ MPa.



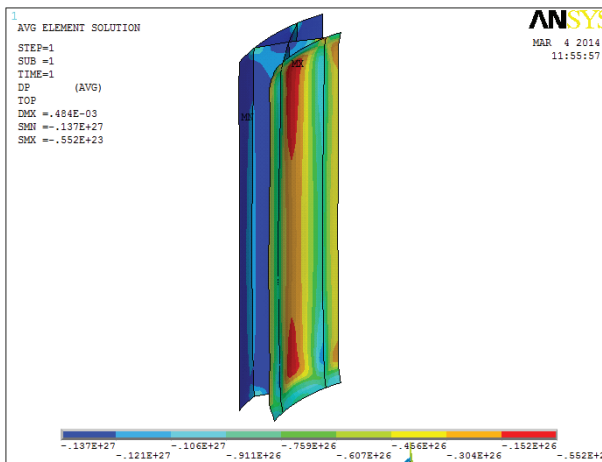
3.34 pav. Korėto cilindro su gofruotu koriu Drukerio-Pragerio įtempių pasiskirstymas esant atvejui $tv = tk = ti = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su gofruotu koriu (3.34 pav.): $\sigma_{\min} = 106 \times 10^{-2}$ MPa,
 $\sigma_{\max} = 357$ MPa, $\sigma_1 = 357$ MPa, $\sigma_2 = 160$ MPa, $\sigma_3 = 106 \times 10^{-2}$ MPa.



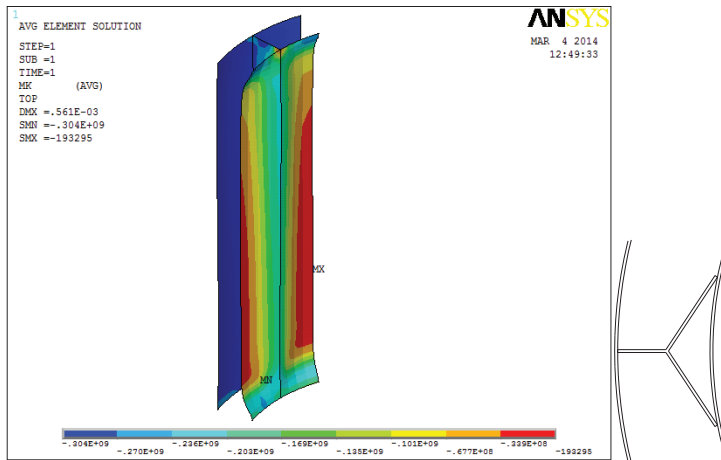
3.35 pav. Korėto cilindro su „V“ formos koriu Drukerio-Pragerio įtempių pasiskirstymas esant atvejui $tv = tk = ti = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „V“ formos koriu (3.35 pav.):
 $\sigma_{\min} = 163 \times 10^{-1}$ MPa, $\sigma_{\max} = 355$ MPa, $\sigma_1 = 355$ MPa, $\sigma_2 = 149$ MPa,
 $\sigma_3 = 163 \times 10^{-1}$ MPa.



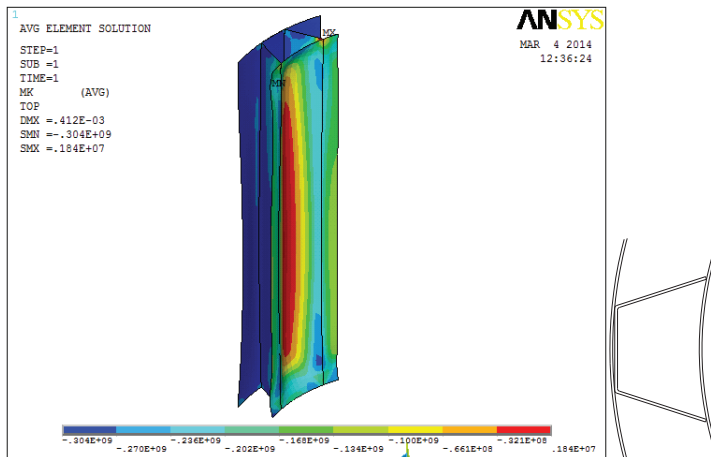
3.36 pav. Korėto cilindro su „X“ formos koriu Drukerio-Pragerio įtempių pasiskirstymas esant atvejui $tv = tk = ti = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „X“ formos koriu (3.36 pav.):
 $\sigma_{\min} = 703 \times 10^{-2}$ MPa, $\sigma_{\max} = 464$ MPa, $\sigma_1 = 464$ MPa, $\sigma_2 = 227$ MPa,
 $\sigma_3 = 703 \times 10^{-2}$ MPa.



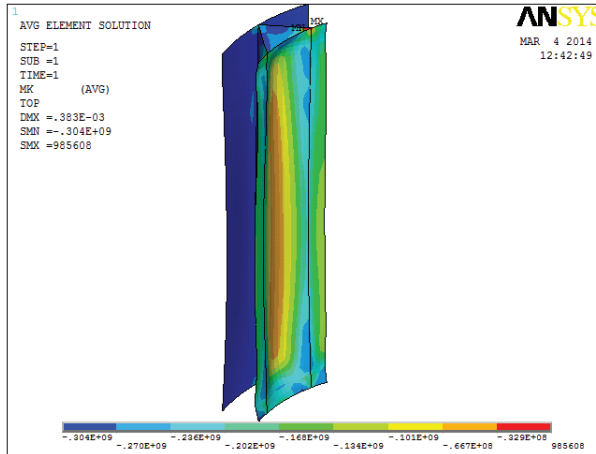
3.37 pav. Korėto cilindro su „Y“ formos koriu Drukerio-Pragerio įtempių pasiskirstymas esant atvejui $tv = tk = ti = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „Y“ formos koriu (3.37 pav.):
 $\sigma_{\min} = 823 \times 10^{-2}$ MPa, $\sigma_{\max} = 408$ MPa, $\sigma_1 = 408$ MPa, $\sigma_2 = 193$ MPa,
 $\sigma_3 = 823 \times 10^{-2}$ MPa.



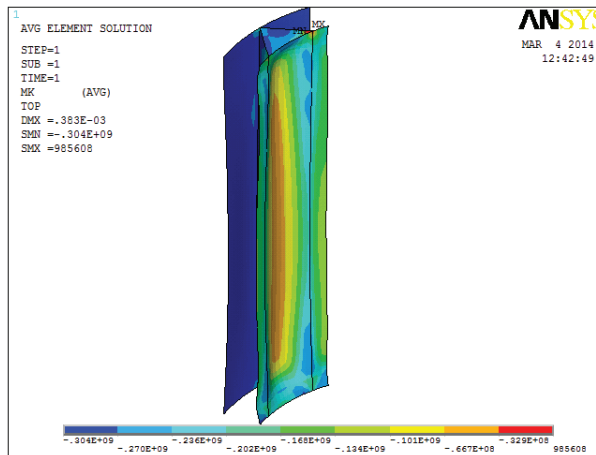
3.38 pav. Korėto cilindro su gofruotu koriu Moro-Kulono įtempių pasiskirstymas esant atvejui $tv = tk = ti = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su gofruotu koriu (3.38 pav.): $\sigma_{\min} = 106 \times 10^{-2}$ MPa,
 $\sigma_{\max} = 356$ MPa, $\sigma_1 = 356$ MPa, $\sigma_2 = 160$ MPa, $\sigma_3 = 106 \times 10^{-2}$ MPa



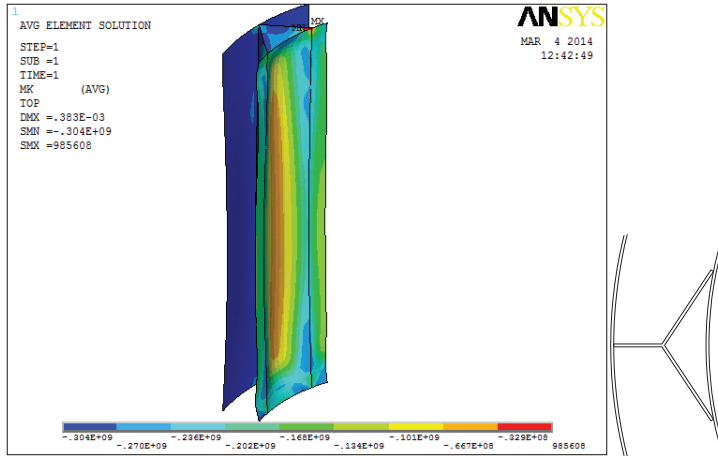
3.39 pav. Korėto cilindro su „V“ formos koriu Moro-Kulono įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „V“ formos koriu (3.39 pav.):
 $\sigma_{\min} = 168 \times 10^{-1}$ MPa, $\sigma_{\max} = 322$ MPa, $\sigma_1 = 322$ MPa, $\sigma_2 = 136$ MPa,
 $\sigma_3 = 168 \times 10^{-1}$ MPa.



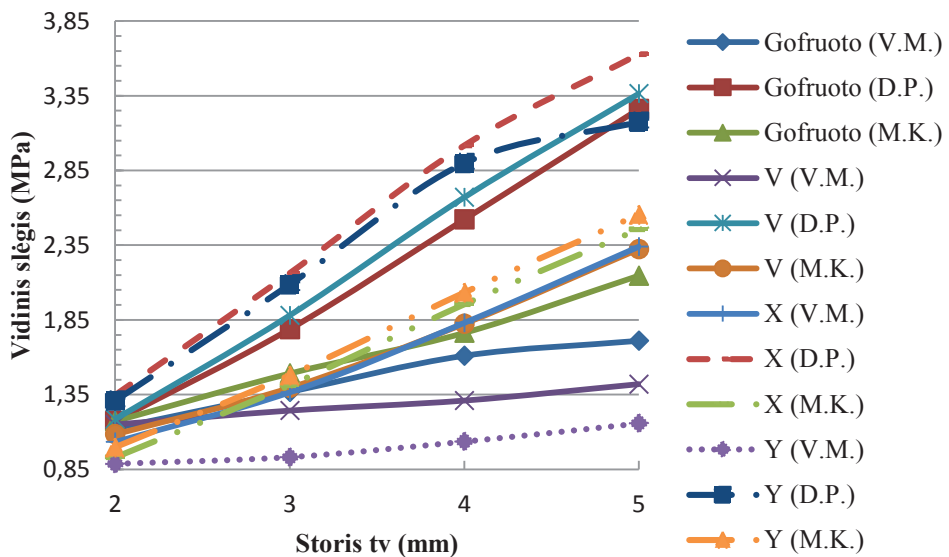
3.40 pav. Korėto cilindro su „X“ formos koriu Moro-Kulono įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „X“ formos koriu (3.40 pav.):
 $\sigma_{\min} = 486 \times 10^{-2}$ MPa, $\sigma_{\max} = 321$ MPa, $\sigma_1 = 321$ MPa, $\sigma_2 = 157$ MPa,
 $\sigma_3 = 486 \times 10^{-2}$ MPa.



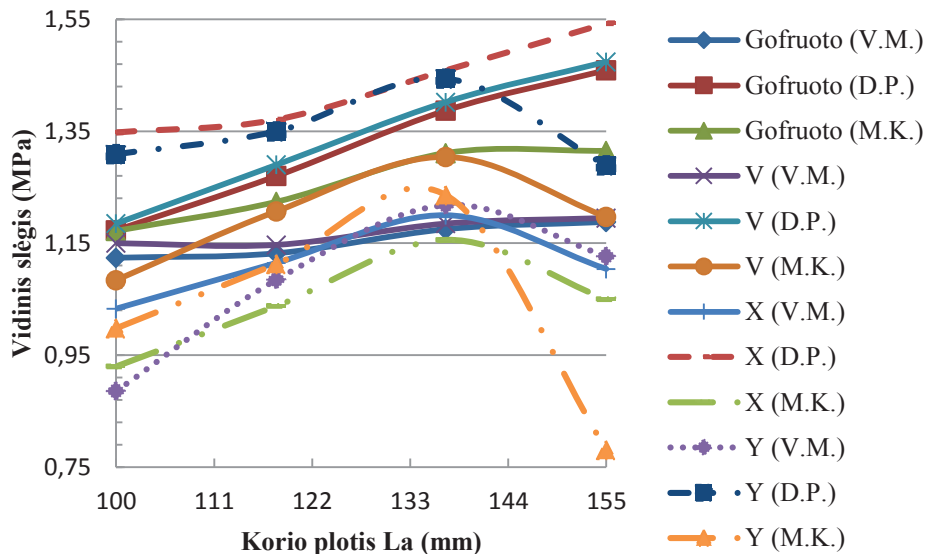
3.41 pav. Korėto cilindro su „Y“ formos koriu Moro-Kulono įtempių pasiskirstymas esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

Įtempiai korėtame cilindre su „Y“ formos koriu (3.41 pav.):
 $\sigma_{\min} = 627 \times 10^{-2}$ MPa, $\sigma_{\max} = 311$ MPa, $\sigma_1 = 311$ MPa, $\sigma_2 = 147$ MPa,
 $\sigma_3 = 627 \times 10^{-2}$ MPa.



3.42 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo vidinio cilindro sienelės storio t_v

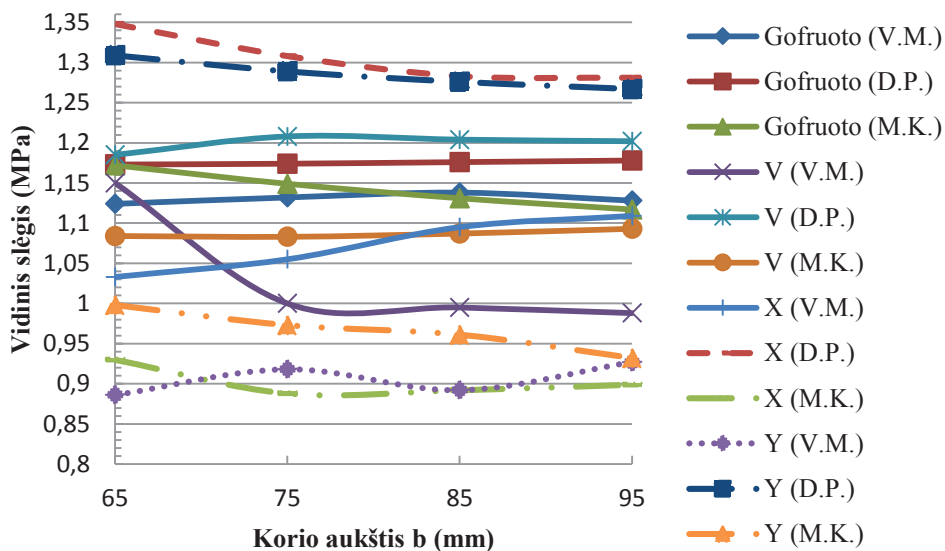
Kaip matyti iš skaičiavimų rezultatų (3.42 pav. ir P.15.11 lent.), didinant vidinio cilindro sienelės storį t_v visų cilindrų maksimali laikomoji geba didėja. Taikant Drukerio-Pragerio stiprumo kriterijų didėjimas ženkliausias (243–284 %, kai $t_v = 5$ mm), o von Mizeso – mažiausias, išskyrus cilindrą su „X“ formos koriu. Šiuo atveju taikant von Mizeso kriterijų laikomoji geba didėja (227 %), daugiau nei cilindro su „V“ koriu, taikant Moro-Kulono kriterijų (214 %). Visais atvejais laikomosios gebos augimas artimas tiesiškam.



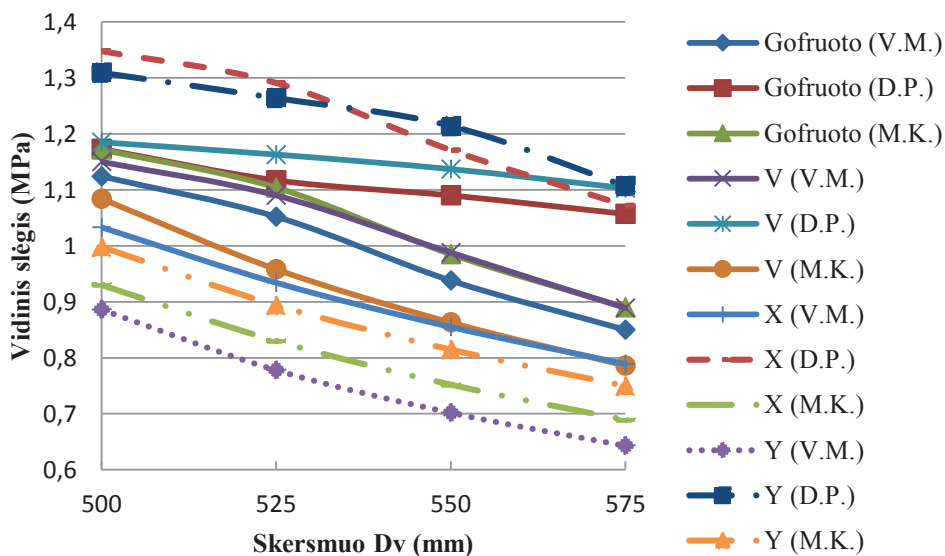
3.43 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo korio elemento pločio La

Korio pločio La didinimo įtaka slėgio indo laikomajai gebai labai priklauso nuo tiriamo cilindro korio konstrukcijos (3.43 pav. ir P.15.12 lent.). Cilindrų su „V“ ir „X“ formos koriais laikomoji geba dar labai priklauso ir nuo taikomo stiprumo kriterijaus. Pavyzdžiui, cilindro su „X“ formos koriu laikomoji geba pagal Drukerio-Pragerio stiprumo kriterijų didėjant La palaipsniui didėjo iki 114 %, o von Mizeso ir Moro-Kulono kriterijų atvejais iš pradžių didėjusi laikomoji geba padidinus La iki 155 mm sumažėjo (atitinkamai 9 % ir 11 %).

Korio aukščio b didinimas neturi ženklios įtakos maksimaliai laikomajai gebai, išskyrus cilindrą su „V“ formos koriu, kai taikomas von Mizeso stiprumo kriterijus (3.44 pav. ir P.15.13 lent.). Tada maksimali laikomoji geba sumažėjo 14 %, kai $b = 95$ mm. Kai visų kitų cilindrų maksimali laikomoji geba sumažėjo ne daugiau, kaip 7 %.



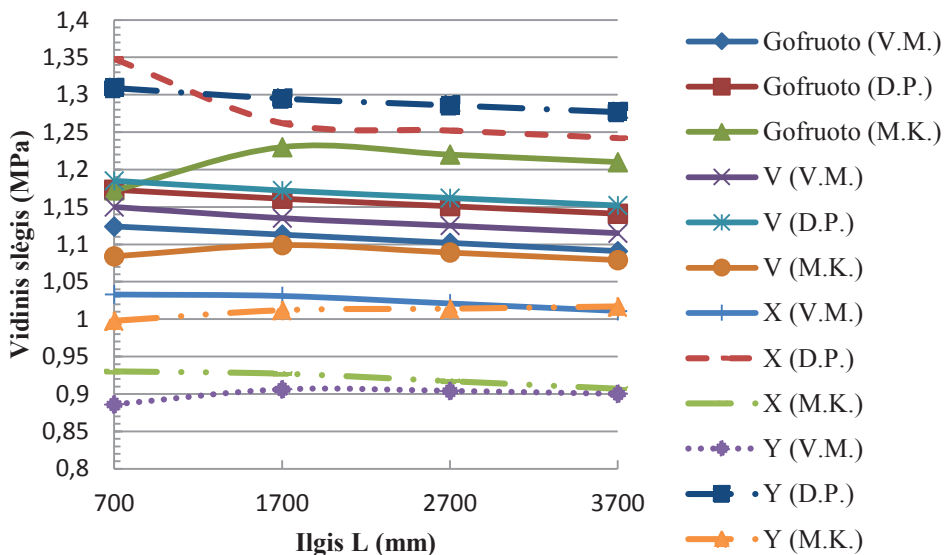
3.44 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo korio elemento aukščio b



3.45 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo vidinio skersmens D_v

Kaip matyti iš 3.45 pav. ir P.15.14 lent. pateiktų skaičiavimų rezultatų, didėjant vidinio cilindro skersmeniui D_v slėgio indo maksimali laikomoji geba mažėja. Taikant

Drukerio-Pragerio stiprumo kriterijų šis pokytis mažiausias (7-20 %), o kitų kriterijų taikymo atveju priklauso nuo korio tipo (23-27 %).



3.46 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo cilindro ilgio L

Cilindro ilgio L didinimas ženklėsnes įtakos maksimaliai laikomajai gebai neturi (3.46 pav. ir P.15.15 lent.). Priklausomai nuo korio konstrukcijos ir taikomo kriterijaus padidinto ilgio indo laikomoji geba lyginant su pradiniu variantu sumažėja ne daugiau, kaip 8 %, išauga – ne daugiau, kaip 5 %.

Korėtų slėgio indų su gofruotu, „V“, „X“ ir „Y“ koriu stiprumo skaičiuojamojo tyrimo rezultatų pagrindu galima teigti, kad baziniu atveju (esant vienodiems indo elementų sienelių storiams $t_v = t_k = t_i = 2$ mm) didžiausią darbinį slėgį atlaiko indas su gofruoto tipo koriu taikant von Miseso ir Moro-Kulono stiprumo kriterijus, o Drukerio-Pragerio – „X“. Tačiau racionaliausiu laikytinas ne stipriausias, bet stipriausias minimalios masės indas, todėl svarbu įvertinti ir pastarąjį parametą (korėtų indų masės optimizavimo rezultatai aprašomi 3.4 poskyryje).

Korėtų sienelių slėgio indai su gofruotu, „V“, „X“ ir „Y“ koriu esant kritiniam slėgiui buvo gerokai standesni, nei monolitiniai. Gauta, kad korio elemento ir išorinio cilindro sienelių storio didinimas neturėjo įtakos maksimalios laikomosios gebos didėjimui, todėl maksimalios laikomosios gebos priklausomybės nuo šių kintamųjų nepateikiamos.

3.4. Korėtų slėgio indų stiprumo optimizavimo rezultatai

Korėti cilindrai buvo optimizuoti minimaliai masei pagal stiprumą (kai būvio kintamasis – įtempiai, apkrova – vidinis slėgis) panaudojant 2.6 poskyryje aprašytą metodiką. Jų masės palygintos su monolitinių cilindų masėmis esant tai pačiai maksimaliai laikomajai gebai, kaip pateikiama lygtyje (3.1).

$$m_{sant} = \frac{m_{kor}}{m_{mon}} \quad (3.1)$$

čia m_{sant} – cilindų masių santykis, m_{mon} – monolitinio cilindro masė, m_{kor} – korėto cilindro masė.

Iš vidinio slėgio veikiamų korėtų cilindų masės optimizavimo rezultatų, pateiktų 3.1 lent., matyti, kad net optimizavus minimaliai masei nei vienas jų nėra lengvesnis, lyginant su monolitiniu. Lengviausias korėtas cilindras – su „I“ formos koriu, taikant Moro-Kulono stiprumo kriterijų. Sunkiausias – su „X“ formos koriu, taikant von Mizeso stiprumo kriterijų. Lyginant lengviausius ir sunkiausius cilindrų taikant skirtingus stiprumo kriterijus gauta, kad visų stiprumo kriterijų taikymo atvejais lengviausias yra cilindras su „I“ formos koriu. Drukerio-Pragerio kriterijaus taikymo atveju sunkiausi yra cilindrai su „H“ ir „U“ formos koriais, o Moro-Kulono – „H“.

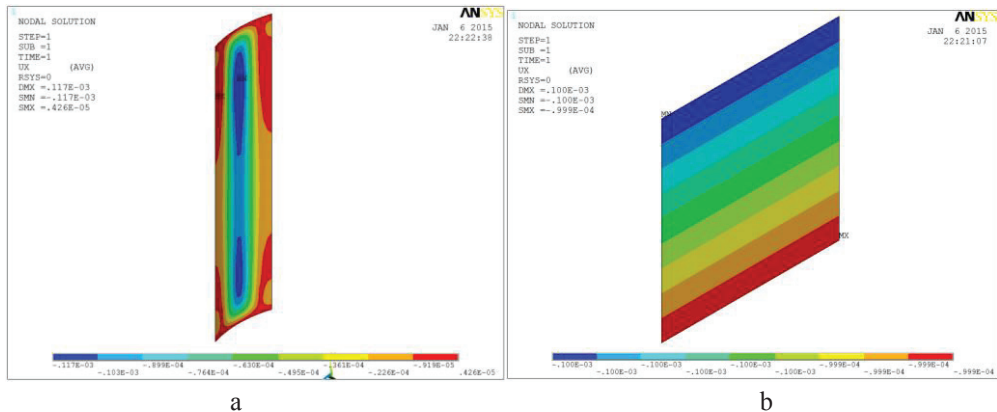
3.1 lentelė. Korėtų cilindų, veikiamų vidinio slėgio, optimizavimo suvestinė (m_{sant})

Korys	von Mizeso		Drukerio-Pragerio		Moro-Kulono	
	Neopt.	Opt.	Neopt.	Opt.	Neopt.	Opt.
„U“	2,83	2,12	2,78	2,5	2,83	2,26
Dvig. gofr.	2,69	2,21	2,64	1,95	2,79	2,79
„H“	2,82	2,11	2,78	2,5	2,81	2,81
„I“	1,96	1,37	1,82	1,64	1,85	1,2
„A“	2,72	2,44	2,67	1,96	2,88	2,05
„V su pertvara“	2,69	2,21	2,62	1,97	2,88	2,1
Gofruotas	2,68	1,75	2,58	2,25	2,58	1,9
„V“	2,49	2,39	2,45	1,97	2,54	1,71
„X“	3,01	2,91	2,69	1,54	3,01	1,71
„Y“	2,69	2,47	2,3	1,39	2,58	1,33

3.5. Korėtų slėgio indų stiprumo skaičiuojamosios analizės verifikavimas

Siekiant patikrinti sudarytos skaitinių tyrimų metodikos ir skaičiuojamųjų modelių priimtinumą buvo atliktas korėto slėgio indo, kurio cilindrinė sienelė yra su gofruotu koriu (2.14 pav.), eksperimentinis tyrimas (2.17 pav.), kurio rezultatai palyginti su analogiškos konstrukcijos slėgio indo skaičiuojamosios analizės rezultatais (eksperimentas buvo kartojamas 20 kartų). Abiem atvejais analizuoti vidinio cilindro sudaromosios vidurio taško poslinkiai didinant cilindrą veikiantį vidinį slėgį kas 0,05 MPa nuo 0 iki 0,45 MPa (skaičiuojamojo tyrimo schema parodyta 2.15 pav.).

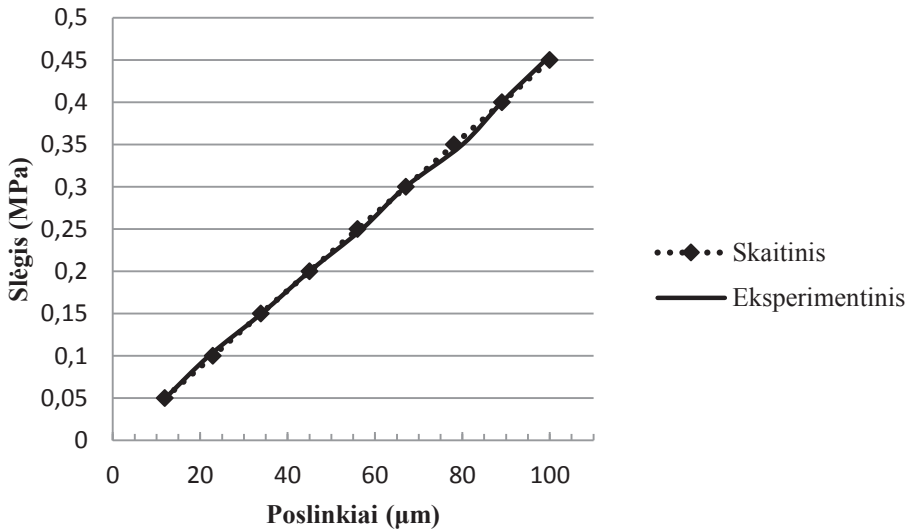
Lyginant skaičiavimų ir eksperimentinio tyrimo rezultatus (3.2 lent.) akivaizdu, kad jie pakankamai gerai sutampa (3.48 pav.) – skirtumas tarp skaitinio modeliavimo ir eksperimentinių matavimų rezultatų neviršija 2,38 %, variacijos koeficientas neviršija 10 %, todėl galime teigti, kad 3.1–3.3 skyriuose pateikti rezultatai yra teisingi ir tinkami tiek praktiniam, tiek moksliniam panaudojimui. Skaitinius rezultatus eksperimentas tyrimo diapazone patvirtino, tačiau slėgio indo ribinių būvių (kai pasiekama takumo riba), kuris kriterijus yra tinkamiausias, patikrinti negalime.



3.47 pav. Slėgio indo su gofruoto korio cilindrine sienelė poslinkių pasiskirstymo laukai radialine (x ašies) kryptimi veikiant 0,45 MPa darbiniam slėgiui: a – vidiniame cilindre (-117..4,26 μm); b – vidinio cilindro centriniam elemente (-100 μm)

3.2 lentelė. Eksperimentinių matavimo rezultatų suvestinė (pasiklovimo tikimybė $\beta = 0,95$; santykinė paklaida $\delta = 5\%$).

Slėgis, MPa	Vidurkis \bar{x}	Dispersija s^2	Variacijos koeficientas ν , %	Reikalingas matavimų skaičius n_r
0,05	12,2	1,07	8,5	13,9
0,1	22	0,89	4,2	3,6
0,15	34,2	0,18	1,2	0,3
0,2	45,3	0,46	1,5	0,43
0,25	56,3	0,23	0,9	0,4
0,3	68,8	1,87	2,0	0,8
0,35	78,5	0,28	0,7	0,1
0,4	90	0,89	1,0	0,2
0,45	99,3	0,68	0,8	0,13



3.48 pav. Slėgio indo su gofruoto korio cilindrine sienele centrinio taško poslinkių matavimo ir skaitinio modeliavimo rezultatų palyginimas

3.5. Skyriaus išvados

1. Ištyrus sukurtų korėtų cilindrų stiprumą taikant tris stiprumo kriterijus nustatyta, kad daugeliu tyrimo atvejų slėgio indų korėtomis sienelėmis didžiausia laikomoji geba gaunama taikant Drukerio-Pragerio stiprumo kriterijų. Moro-Kulono stiprumo kriterijus klasifikuojant pagal maksimalią laikomąją gebą buvo antras, o von Mizeso kriterijus buvo konservatyviausias – pagal jį maksimalios laikomosios gebos buvo

mažiausios. Todėl norint minimizuoti masę ir kuo efektyviau panaudoti medžiagas reikėtų taikyti stiprumo kriterijus, įvertinančius medžiagos mechanines charakteristikas.

2. Ieškant racionaliausios korėto cilindro konstrukcijos atlikti jo stiprumo (maksimalios laikomosios gebos) variantiniai skaičiavimai keičiant korėto cilindro elementų sienelių storius. Visais atvejais korio pertvarėlių ir išorinio cilindro sienelių storių keitimas neturėjo didesnės įtakos maksimaliai laikomajai gebai. Didžiausias slėgio indų korėtomis cilindrinėmis sienelėmis stiprumas pasiekiamas jų vidinį cilindrą gaminant iš kuo storesnio lakšto, tačiau tokiu atveju neišvengiamai padidėja slėgio indo masė.
3. Tirtų korio konstrukcijų korio nario pločio La platinimas turėjo didelės įtakos maksimaliai laikomajai gebai. Poveikis, teigiamas ar neigiamas, – priklauso nuo korio konstrukcijos ir taikomo stiprumo kriterijaus.
Korio aukščio b didinimas, priešingai, nei korio nario pločio La , neturėjo didesnės įtakos maksimaliai laikomajai gebai. Taikant von Mizeso stiprumo kriterijų dažniausiai maksimali laikomoji geba mažėjo daugiausiai. Korio aukščio įtakos pobūdis kaip ir didinant korio plotį priklauso nuo korio konstrukcijos ir taikomo stiprumo kriterijaus.
4. Didėjant korėto slėgio indo vidinio cilindro skersmeniui Dv maksimali laikomoji geba ženkliai mažėja, o didėjant cilindro ilgiui L kai kurių korėtų cilindrų atveju maksimali laikomoji geba padidėjo.
5. Iš visų cilindrų didžiausią maksimalią laikomąją gebą taikant Drukerio-Pragerio stiprumo kriterijų turėjo cilindras su „X“ formos korium, Moro-Kulono – „Y“, o von Mizeso – „X“, mažiausią – „I“ (pagal Drukerio-Pragerio kriterijų), „H“ (pagal Moro-Kulono kriterijų) ir „Y“ (pagal von Mizeso kriterijų).
6. Visų konstrukcijų korėti slėgio indai (visi 10 korio variantų esant įvairiems sienelių storiams ir kitiems indo geometriniais parametrams) buvo patikrinti klupdymui juos veikiant kritiniam slėgiui, kai pasiekama takumo riba. Taip buvo siekiama išsiaiškinti, ar įtempiams pasiekus takumo ribą konstrukcija išlieka stabili. Tikrinant šią sąlygą nebuvo užfiksuotas nei vienas cilindro suklypimo atvejis.
7. Pranašumams ar trūkumams lyginant su monolitiniu cilindru nustatyti korėti cilindrai buvo optimizuoti minimaliai masei. Atlikus optimizavimą dviem atvejais, t. y. kai cilindrą veikianti apkrova yra vidinis arba išorinis slėgis (atitinkamai optimizavimo pagal stiprumą arba stabilumą), gauta, kad esant tai pačiai laikomajai gebai nei vienas korėtas cilindras nėra lengvesnis už monolitinį. Vidinio slėgio apkrovos atveju lengviausias iš korėtų cilindrų – su

„I“ formos koriu, sunkiausias – su „X“ formos koriu, o cilindrą veikiant išorinio slėgio apkrovai lengviausias – su „H“ formos koriu, o sunkiausias – su „X“ formos koriu.

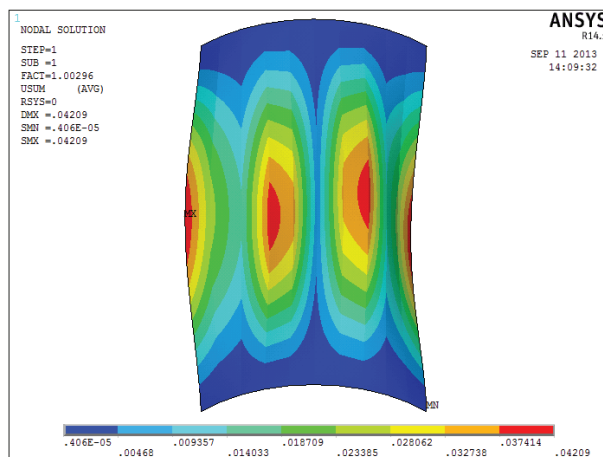
8. Siekiant patikrinti sudarytos skaitinių tyrimų metodikos ir skaičiuojamųjų modelių priimtinumą buvo atliktas korėto slėgio indo, kurio cilindrinė sienelė yra su gofruotu koriu, eksperimentinis tyrimas, kurio rezultatai palyginti su analogiškos konstrukcijos slėgio indo skaičiuojamosios analizės rezultatais. Eksperimentinio tyrimo rezultatai patvirtino gautuosius skaitiniais metodais (skirtumas tarp skaitinio modeliavimo ir eksperimentinių matavimų rezultatų neviršija 2,38 %), tačiau tokiu būdu skaičiavimo metodika patikrinta tik nesiekiančiam ribinių būvių slėgio indui, nes kuris kriterijus yra tinkamiausias, kai pasiekama takumo riba, eksperimentiškai patikrinti neįmanoma.

4. KORĖTŲ SLĖGIO INDŲ STABILUMO TYRIMO REZULTATAI

Šiame skyriuje pateikiami korto slėgio indo su 10 skirtingų tipų korio (2.3 pav.) cilindrinėmis sienelėmis skaičiuojamosios stabilumo analizės rezultatai. Veikiančios apkrovos: iš vidaus – hidrostatinis terpės slėgis, o iš išorės – darbinio slėgio apkrovos.

4.1 pav. pateikti poslinkių pasiskirstymo monolitinio cilindro sienelėje laukai, kai cilindrą veikia kritinis išorinis slėgis (kludymo koeficientas 1,00). 4.1 poskyryje pateikiami poslinkių pasiskirstymo laukai klupdant skirtingų konstrukcijų korėtus cilindrus (4.2–4.11 pav.) bei laikomosios gebos priklausomybės nuo slėgio indo cilindro ir korio elementų geometrinių parametrų (4.12–4.16 pav.). Konkretūs įvairių konstrukcijų korėtų cilindrų maksimalios laikomosios gebos skaičiavimo rezultatai pateikiami prieduose P.16.1–P.16.5 esančiose lentelėse. Tiek jose, tiek ir jų pagrindu sudarytose minėtose priklausomybėse parodyta, kaip padidėjo ar sumažėjo slėgio indo maksimali laikomoji geba (jos dydis procentais lyginant su pradiniu) pakeitus atitinkamus vidinio cilindro ar korio geometrinius parametrus.

Atlikus stabilumo analizę kiekvienu tyrimo atveju buvo atlikta netiesinė kludymo analizė siekiant išsiaiškinti, ar konstrukcija suklumpa dėl tamprių, ar dėl plastinių deformacijų. Nei vienu iš tyrimo atvejų korėtas cilindras nesuklupo dėl plastinių deformacijų. Kaip ir stiprumo analizės atveju gauta, kad korio elemento ir išorinio cilindro sienelių storio didinimas neturi įtakos maksimalios laikomosios gebos didėjimui, todėl maksimalios laikomosios gebos priklausomybės nuo šių kintamųjų nepateikiamos.



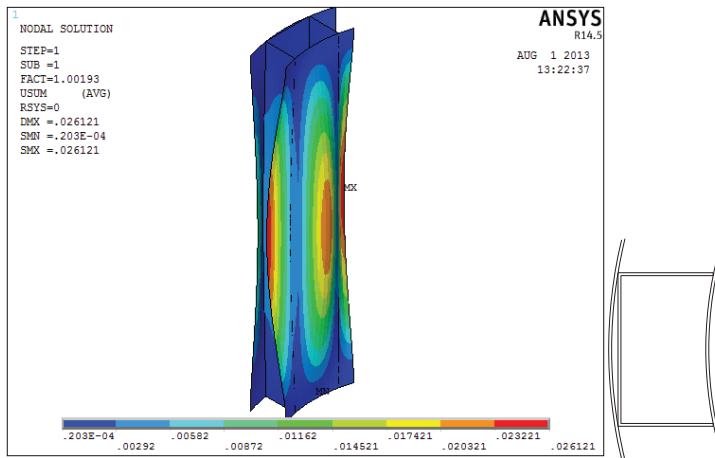
4.1 pav. Poslinkių pasiskirstymas klupdant monolitinį cilindrą

4.2 poskyryje pateikiami korėtų cilindrų stabilumo optimizavimo rezultatai. 4.3 poskyryje pateikiami korėtų cilindrų skaičiavimų verifikavimo rezultatai lyginant

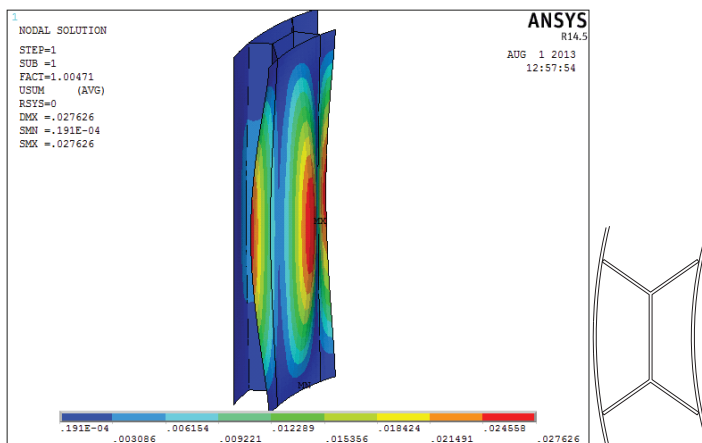
korėto cilindro gofruoto korio elemento skaičiuojamosios analizės ir supaprastinto klumpdymo bandymo rezultatus. Kadangi aktualiausia yra informacija apie slėgio indo cilindrinės dalies įtempių-deformacijų būvį, siekiant jį kuo geriau parodyti paveikslėliuose aklės ir jungės nerodomas.

4.1. Korėtų slėgio indų stabilumo tyrimo rezultatai

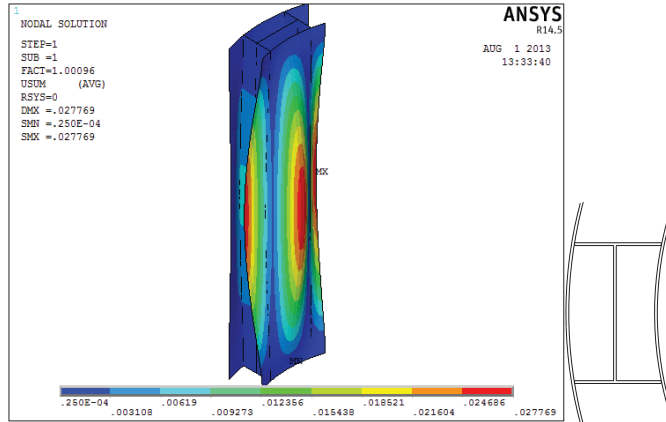
4.2–4.11 pav. pateikiami poslinkių pasiskirstymo laukai klumpdant 10 skirtingų tipų korėtus slėgio indus, kurių cilindro sienelės yra su įvairių konfiguracijų pertvarėlėmis (2.3 pav. a–j), kai juos veikiantis išorinis darbinis slėgis yra tokio dydžio, kad apskaičiuotas konstrukcijos klumpdymo koeficientas yra 1,00.



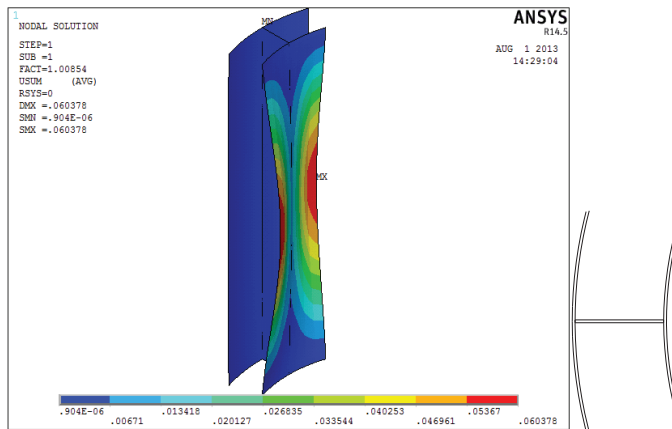
4.2 pav. Poslinkių pasiskirstymas klumpdant korėtą cilindrą su „U“ formos koriu esant atvejui $tv = tk = ti = 2$



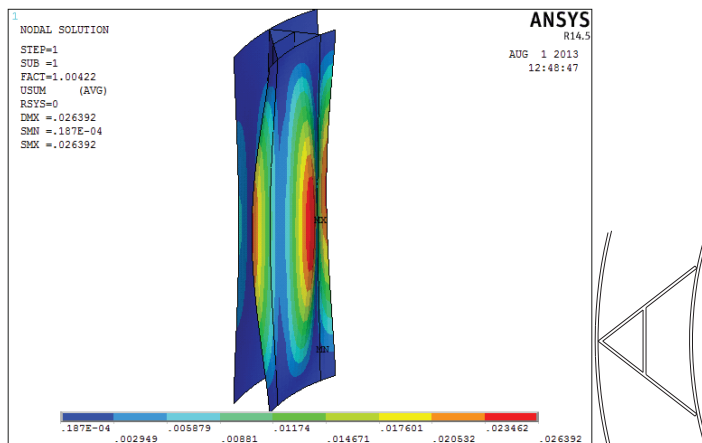
4.3 pav. Poslinkių pasiskirstymas klumpdant korėtą cilindrą su dvigubo gofruotumo formos koriu esant atvejui $tv = tk = ti = 2$



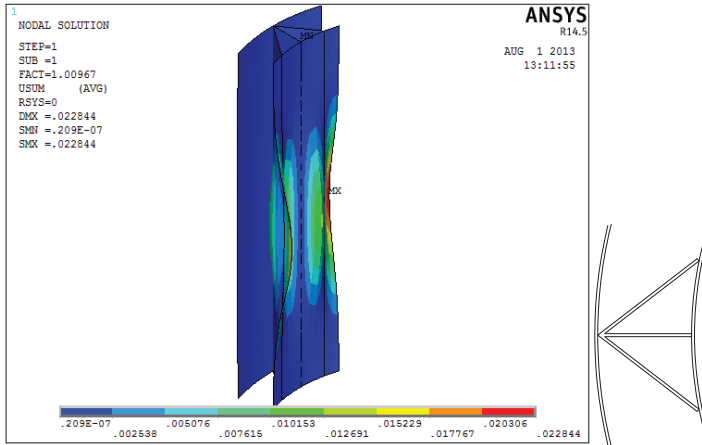
4.4 pav. Poslinkų pasiskirstymas klupdant korėtą cilindrą su „H“ formos koriu esant atvejui $tv = tk = ti = 2$



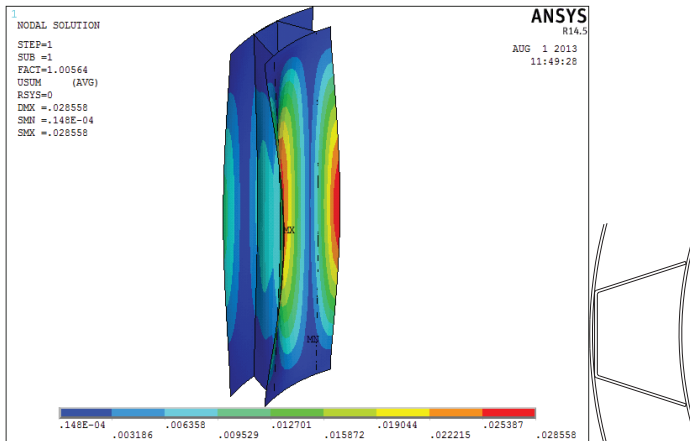
4.5 pav. Poslinkų pasiskirstymas klupdant korėtą cilindrą su „I“ formos koriu esant atvejui $tv = tk = ti = 2$



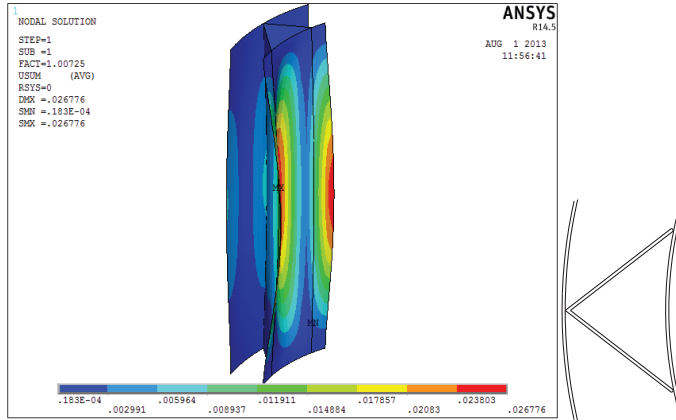
4.6 pav. Poslinkų pasiskirstymas klupdant korėtą cilindrą su „A“ formos koriu esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$



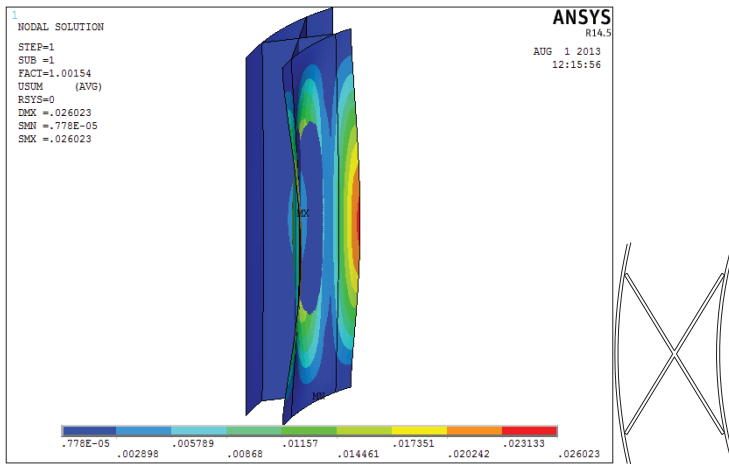
4.7 pav. Poslinkų pasiskirstymas klupdant korėtą cilindrą su „V su pertvara“ formos koriu esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$



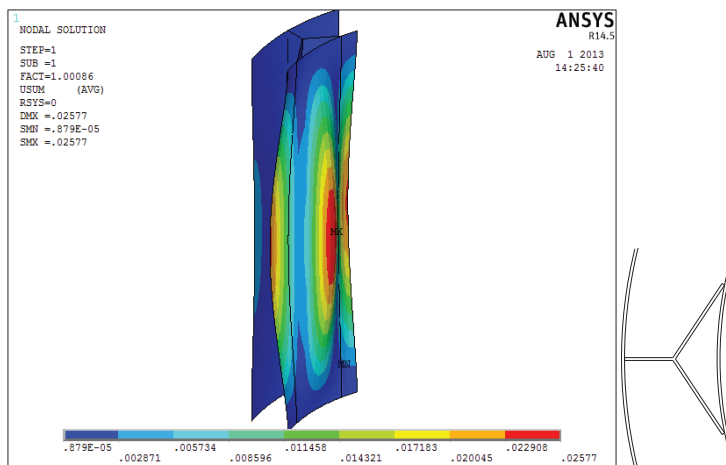
4.8 pav. Poslinkų pasiskirstymas klupdant korėtą cilindrą su gofruotu koriu esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$



4.9 pav. Poslinkų pasiskirstymas klupdant korėtą cilindrą su „V“ formos koriu esant atvejui $tv = tk = ti = 2$

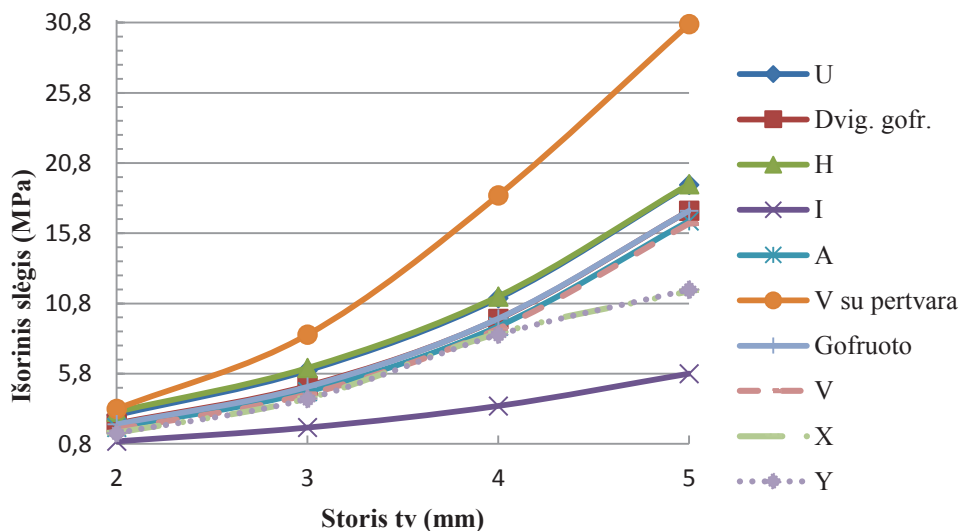


4.10 pav. Poslinkų pasiskirstymas klupdant korėtą cilindrą su „X“ formos koriu esant atvejui $tv = tk = ti = 2$



4.11 pav. Poslinkų pasiskirstymas klupdant korėtą cilindrą su „Y“ formos koriu esant atvejui $t_v = t_k = t_i = 2$

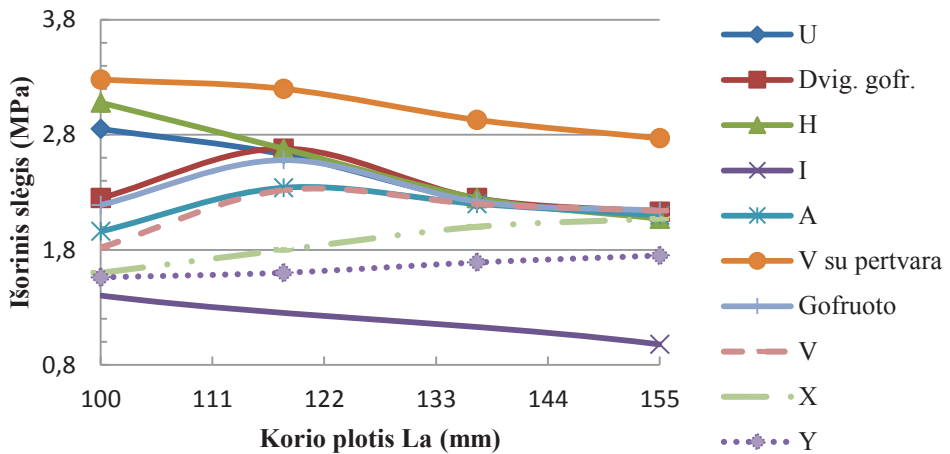
4.12–4.16 pav. pateikiamos laikomosios gebos priklausomybės nuo slėgio indo cilindro ir korio elementų geometrinių parametru: vidinio cilindro sienelės storio t_v , korio elemento pločio La , korio elemento aukščio b , vidinio skersmens D_v ir cilindro ilgio L .



4.12 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo vidinio cilindro sienelės storio t_v

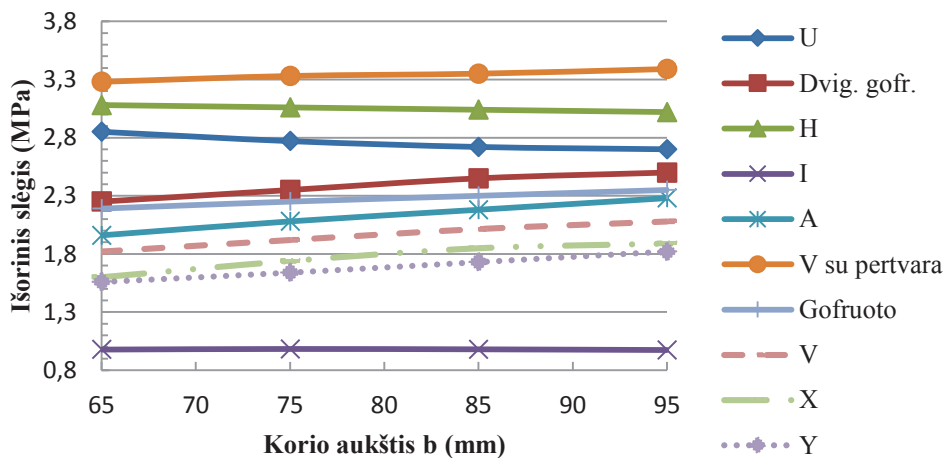
Kaip matyti iš 4.12 pav. ir P.16.1 lent., vidinio cilindro sienelės storis t_v turi ženklios įtakos maksimaliai laikomajai gebai. Visų cilindrų laikomosios gebos

augimo didinant tv kreivės kokybiškai yra panašios (augimas greitėja didėjant sienelės storiui). Maksimali laikomoji geba gaunama esant maksimaliam sienelės storiui ($tv=5$ mm), didžiausia ji yra cilindro su „V su pertvara“ koriu atveju – 936 %, mažiausia – cilindro su „I“ formos koriu, atitinkamai 593 %.



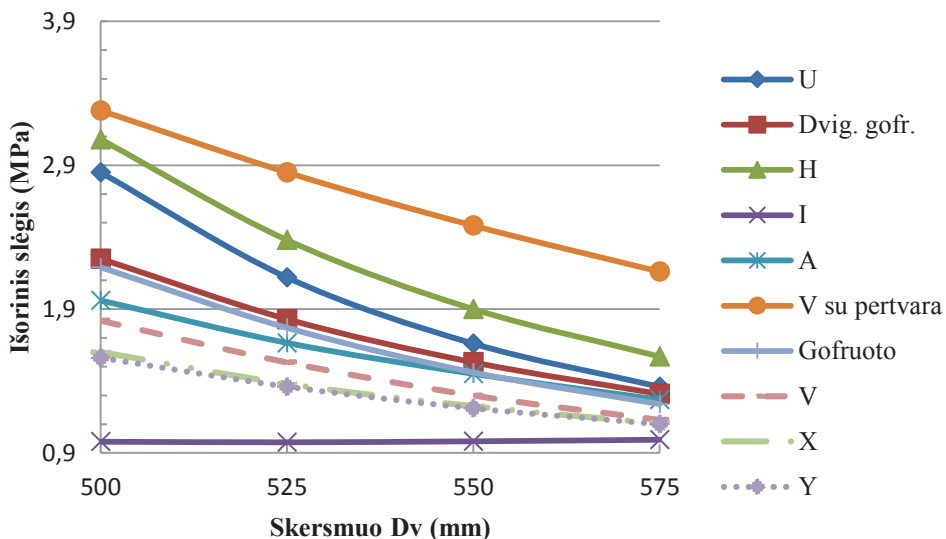
4.13 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo korio elemento pločio La

Korio pločio La įtaka maksimaliai laikomajai gebai priklauso nuo korio konstrukcijos (4.13 pav. ir P.16.2 lent.). Cilindrų su „X“ ir „Y“ koriais maksimali laikomoji geba didinant La auga praktiškai tolygiai (atitinkamai iki 129 % ir 112 %). Cilindro su gofruotu, dvigubo gofruotumo, „A“ ir „V“ koriais maksimali laikomoji geba didinant La iš pradžių didėja (priklausomai nuo korio formos iki 119 % ir 127 %), o toliau ima mažėti iki pasiekia pradinį lygį ar kiek mažiau. „V su pertvara“, „H“ ir „U“ formos korių laikomoji geba didėjant La mažėja. Labiausiai sumažėja cilindro su „H“ formos koriu laikomoji geba (67 %, kai $La=155$ mm). Grafikai 4.13 pav. pateikiami bendrame visiems koriais La pokyčio intervale. „I“ formos korio elementai yra plokštelės formos, todėl tarpo tarp korio elementų mažinimas šiuo atveju yra priešingas – La mažėja. Viso „I“ formos korio La pokyčių intervalo grafikas pateikiamas priede P.14.



4.14 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo korio elemento aukščio b

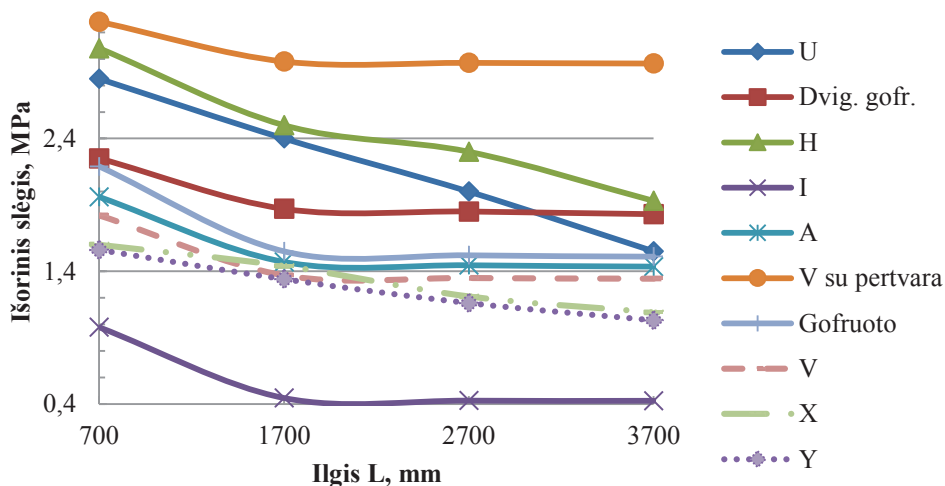
Korio aukščio b įtaka maksimaliai laikomajai gebai nežymiai skiriasi priklausomai nuo korio konstrukcijos (4.14 pav., P.16.3 lent.), bet visais atvejais yra gana nedidelė, nes praktiškai visos priklausomybės artimos horizontalioms tiesėms. Daugumos cilindrų (išskyrus cilindrus su „U“, „H“ ir „I“ formos koriais) maksimali laikomoji geba didėjant korio aukščiui b didėja (iki 103 % – 118 %). Cilindrų su „U“ ir „H“ formos koriais maksimali laikomoji geba didėjant b šiek tiek sumažėjo (atitinkamai iki 95 % ir 98 %, kai $b = 95$ mm), o cilindro su „I“ koriu atveju neturėjo ženklios įtakos (per visą pokyčio intervalą tebuvo 1 % prieaugis, kai $b = 75$ mm).



4.15 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo vidinio skersmens D_v

Didėjant visų cilindrų, išskyrus su „I“ formos koriu, vidiniam skersmeniui D_v maksimali laikomoji geba mažėjo (4.15 pav.), nes atitinkamai didėjo ir tarpai tarp korio elementų. Cilindrų su „U“ ir „H“ formos koriais laikomoji geba, esant $D_v = 575$ mm, sumažėjo daugiausiai, atitinkamai iki 48 % ir 51 % (P.16.4 lent.). Mažiausiai sumažėjo cilindrus su „Y“ (71 %) ir „X“ (69 %) formos koriais laikomoji geba. Visais atvejais jos mažėjimas artimas tiesiškam. Cilindro su „I“ formos koriu laikomajai gebai vidinio skersmens D_v dydis neturi ženklios įtakos, nes net ir esant minimaliam tiriamo cilindro skersmeniui korio elementai yra tiek toli vienas nuo kito, kad neturi įtakos tokio korėto cilindro stabilumui.

Didėjant cilindro ilgiui L maksimali laikomoji geba visais atvejais mažėja, bet mažėjimo pobūdis skiriasi priklausomai nuo korio konstrukcijos (4.16 pav.). Cilindrų su „U“, „H“, „X“ ir „Y“ formos koriais maksimali laikomoji geba didėjant L mažėja nuolat, kai kitų cilindrų laikomoji geba L padidėjusi iki 1700 mm sumažėja, tačiau L toliau didėjant praktiškai nebekinta (mažėja tik apie kelis procentus, P.16.5 lent.). Daugiausiai maksimali laikomoji geba sumažėja lyginant su pradine ($L = 700$ mm) cilindro su „I“ formos koriu (43 %).



4.16 pav. Maksimalios laikomosios gebos priklausomybė nuo cilindro ilgio L

4.2. Korėtų slėgio indų stabilumo optimizavimo rezultatai

Korėti cilindrai buvo optimizuoti minimaliai masei pagal stabilumą (kai būvio kintamasis – klūpdyimo koeficientas, apkrova – išorinis slėgis) panaudojant 2.6 poskyryje aprašytą metodiką.

Pagal 4.1 lent. pateiktus išorinio slėgio veikiamų korėtų cilindrų masės optimizavimo rezultatus matyti, kad net optimizavus juos minimaliai masei nė vienas nėra lengvesnis už monolitinį. Stabilumo optimizavimas lyginant su stiprumo analizės optimizavimu neduoda ženklių rezultatų, todėl galima daryti išvadą, kad veikiant išoriniam slėgiui pradiniai korėtų cilindrų elementų storiai yra optimalūs ir tolesnis optimizavimas nereikalingas. Lengviausias korėtas cilindras – su „H“ formos koriu, sunkiausias – su „X“.

3.1 ir 4.1 lent. pateikti korėtų cilindrų masės optimizavimo rezultatai parodo, koks yra korėto ir monolitinio cilindro masės santykis veikiant tam pačiam maksimaliam vidiniam ar išoriniam slėgiui. Kaip jau buvo minėta anksčiau, korėtas cilindras šiuo atveju ne tik geba atlaikyti vidinį slėgį, tačiau jo korėtą tarpą galima panaudoti šildymui, aušinimui arba temperatūros palaikymui. Korėtas indas yra sunkesnis, tačiau monolitinis indas tyrimo atveju tik laiko slėgį ir nėra su „marškiniiais“, kurie galėtų užtikrinti technologinių procesų vyksmą (aušinimą, šildymą). Monolitinis indas su papildomai suformuotais „marškiniiais“ būtų dar sunkesnis, o kad galėtų atlaikyti išorinį slėgį „marškiniuose“, jo monolitinio cilindro sienelės turėtų būti dar storesnės. Darbe nevertinama „marškinių“ masė, kadangi priklausomai nuo paskirties yra labai daug „marškinių“ konstrukcijų, ir jų masės

atitinkamai skiriasi. Kaip parodė stiprumo ir stabilumo skaičiavimų rezultatai, monolitinis cilindras gali būti su itin plona cilindro sienele. Tačiau ištyrus tokių pat parametrų monolitinį cilindrą klūpdymui veikiant vidiniam slėgiui gauta, kad jis suklumpa, todėl tenka sienelę storinti, kad klūpdymo koeficientas būtų didesnis, nei suklūpimo riba (1,00). Kai standartinių matmenų $t_v=t_k=t_i=2$ mm korėto cilindro su gofruotu koriu klūpdymo koeficientas yra 34,8. Taigi, tokio korėto cilindro pranašumas ne vien dėl ekonominių, gamybinių, tačiau ir technologinių panaudojimo galimybių yra akivaizdus.

4.1 lentelė. Korėtų cilindrų, veikiamų išorinio slėgio, optimizavimo suvestinė (m_{sant} (formulė 3.1))

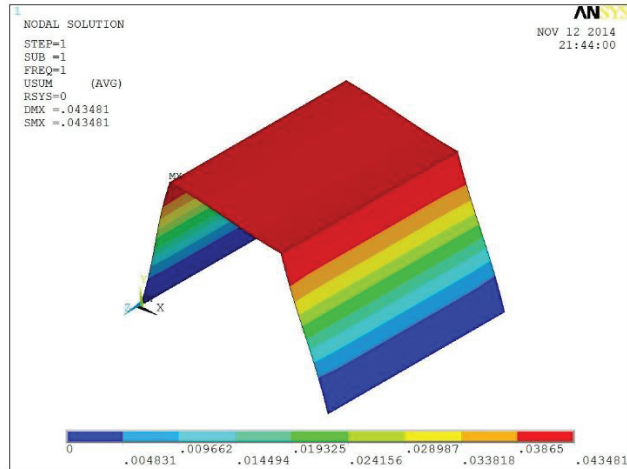
Korys	Neoptimizavus	Optimizavus
„U“	2,02	2,02
Dvig. gofr.	2,14	2,14
„H“	1,97	1,97
„I“	2,2	2,18
„A“	2,28	2,28
„V su pertvara“	2,14	2,14
Gofruotas	2,12	2,11
„V“	2,15	2,14
„X“	2,57	2,57
„Y“	2,23	2,23

4.3. Korėtų slėgio indų stabilumo skaičiuojamosios analizės verifikavimas

Siekiant patikrinti korėtų slėgio indų stabilumo skaičiuojamosios analizės metodikos ir skaičiuojamųjų modelių priimtinumą pagal 2.6 poskyryje aprašytą metodiką buvo atliktas gofruoto korio segmento klūpdymo bandymas (2.18–2.20 pav.). Gauta kritinė jėga $F_{cr} = 7000$ N. Skaitinio tyrimo metu gauta kritinė jėga (4.17 pav.), kuriai veikiant bandinys suklupo – $F_{cr} = 7200$ N (jėga, tenkanti vienai pasvirusiai korio segmento sienelei). Šis skaičius skaičiuojant santykinę paklaidą laikomas tikrąja matuojamojo dydžio verte Q . Kritinė tokios konstrukcijos klūpdymo jėga apskaičiuota ir analitiškai pagal 2.3 skyriuje pateiktą (2.44) formulę (gauta $F_{cr} = 6780$ N).

Korėtų cilindrų stabilumo skaičiuojamosios analizės metodikai ir skaičiuojamajam modeliui verifikuoti lyginami korio segmento eksperimentinio ir skaitinio tyrimų rezultatai. Eksperimentinėmis ir analitinėmis formulėmis gauti rezultatai skaičiuojant santykinę paklaidą laikomi matavimo rezultatais X_m . Apskaičiavus santykinę paklaidą (t. y. skaičiavimo rezultatų neatitikimą skaitinio tyrimo duomenims) panaudojant 2.62 ir 2.63 lygtis gauta, kad skirtingais būdais gauta

kritinės klumpymo jėgos reikšmė pakankamai gerai sutampa – eksperimentinio rezultato santykinė paklaida 2,78 %, o analitinio – 5,83 %. Todėl galima teigti, kad 2.4 ir 4 skyriuose pateikti skaitinio tyrimo rezultatai yra teisingi ir tinkami tiek praktiniam, tiek moksliniam panaudojimui.



4.17 pav. Poslinkių pasiskirstymas klumpant gofruoto korio segmentą, kai klumpymo koeficientas 1,00

4.3. Skyriaus išvados

1. Ištyrus sukurtų korėtų cilindrų stabilumą paaiškėjo, kad didžiausia maksimali laikomoji geba yra cilindro su „V su pertvara“ formos koriu, o mažiausia – cilindro su „I“ formos koriu.
2. Ieškant racionaliausios korėto cilindro korio konstrukcijos atlikti jo stabilumo variantiniai skaičiavimai keičiant cilindro elementų storius: vidinio cilindro, korio elementų ir išorinio cilindro. Visais atvejais korio elementų ir išorinio cilindro storis neturi didelės įtakos maksimaliai laikomajai gebai. Taigi, siekiant didesnės laikomosios gebos korėtą slėgio indą reikia gaminti su storesnėmis vidinio cilindro sienelėmis.
3. Atlikus stabilumo skaičiavimus, kurių metu tirta korėtų cilindrų korio narių pločio La ir korio aukščio b įtaka slėgio indų laikomajai gebai, gauta, kad visų ištirtų konstrukcijų korio nario plotis neturi jai esminės įtakos. Poveikis, teigiamas ar neigiamas, skiriasi priklausomai nuo korio konstrukcijos. Korio aukščio b dydis taip pat neturi didesnės įtakos maksimaliai laikomajai gebai.
4. Siekiant išsiaiškinti korėtų cilindrų dydžio įtaką maksimaliai laikomajai gebai atlikti stabilumo skaičiavimai esant skirtingiems cilindro skersmeniui ir cilindro ilgiui. Gauta, kad kuo didesnis cilindro skersmuo, tuo mažesnė

laikomoji geba (išskyrus cilindro su „I“ formos koriu, kai ji yra pati mažiausia ir buvo tokia pati visais ištirtais atvejais). Cilindro ilgiui didėjant kai kurių korėtų cilindrų maksimali laikomoji geba mažėja tolygiai, o kai kurių ilgį padidinus nuo 700 iki 1700 mm – sumažėja, ilgiui didėjant toliau – išlieka nepakitusi.

5. Kiekvienas konstrukcijos atvejis esant kritiniam slėgiui, kai pasiekama stabilumo netekimo riba, buvo patikrintas netiesiniu klupdymu. Šia analize buvo siekiama išsiaiškinti, ar konstrukcija, pasiekus stabilumo netekimo ribą, klumpa dėl konstrukcijos liaunumo ar dėl plastinių deformacijų. Patikrinus šią sąlygą nebuvo užfiksuotas nei vienas cilindro suklupimo dėl plastinių deformacijų atvejis.
6. Atlikus optimizavimą, pastebėta, kad optimizavimo pagal stabilumą (cilindrą veikiant išoriniam slėgiui) rezultatai nėra tokie ženkliūs, kaip optimizavimo pagal stiprumą atveju. Taigi, veikiant išoriniam slėgiui pradiniai korėtų cilindrų elementų storiai yra optimalūs ir tolesnis optimizavimas nereikalingas. Nors korėti cilindrai ir sunkesni už monolitinius, tačiau jie yra ženkliai standesni. Monolitinį cilindrą pritaikant technologinių procesų vyksmui (aušinimui, šildymui) reikėtų suformuoti papildomus „marškinius“, todėl jis gerokai pasunkėtų.
7. Siekiant patikrinti korėtų slėgio indų stabilumo skaičiuojamosios analizės metodikos ir skaičiuojamųjų modelių priimtinumą pagamintas vieno iš tirtų korėtų cilindrų korio segmentas – gofruotas korys, ir eksperimentiškai nustatyta kritinė jėga, kuriai veikiant bandinys suklupo. Skaitinio tyrimo rezultatas palygintas su analitiniu sprendiniu ir eksperimento rezultatais, kuriais nustatyta analogiškos konstrukcijos kritinė klupdymo jėga (gauta, kad skirtumas neviršija – 6 %).

5. BENDROSIOS IŠVADOS

1. Sukurtas slėgio indas, kurio cilindrinė dalis daugiasluksnė su korėtu intarpu. Indo intarpą sudaro technologiškai nesudėtingos pertvarėlės, pasižyminčios paprasta gamybos technologija.
2. Ištyrus sukurto korėto slėgio indo su 10 skirtingos konstrukcijos koriais veikiant vidiniam ir išoriniam slėgiui stiprumą nustatyta, kad didžiausią maksimalią laikomąją gebą taikant Drukerio-Pragerio stiprumo kriterijų turėjo cilindras su „X“ formos koriu, Moro-Kulono – „Y“, o von Mizeso – „X“. Mažiausias stiprumas taikant Drukerio-Pragerio stiprumo kriterijų – indo su „I“, Moro-Kulono – „H“, von Mizeso – „Y“ formos koriais. Stabilumo skaičiuojamasis tyrimas parodė, kad cilindrai su „I“ formos koriu turi mažiausią laikomąją gebą, o „V su pertvara“ – didžiausią. Atsižvelgiant į visus ištirtus faktorius racionaliausia laikytina slėgio indo konstrukcija su „X“ formos koriu.
Racionaliausių korio parametrų paieška parodė, kad tiek stiprumo, tiek stabilumo tyrimų atveju korio nario aukštis b neturi didesnės įtakos korėtu slėgio indų maksimaliai laikomajai gebai. Korio nario pločio didinimas La turi įtakos maksimaliai laikomajai gebai, tačiau didina ar mažina, priklauso nuo korio konstrukcijos. Įvertinus cilindro skersmens ir ilgio pokyčio įtaką maksimaliai laikomajai gebai galima teigti, kad skersmens didėjimas mažina maksimalią laikomąją gebą, o cilindro ilgio įtaka priklauso nuo korio konstrukcijos.
3. Pagaminus naujos konstrukcijos slėgio indo bei jo korio segmento bandomuosius pavyzdžius eksperimentiškai ištirtas jų stiprumas ir stabilumas, tyrimo rezultatų pagrindu verifikuoti skaičiuojamieji modeliai. Korėto cilindro su gofruotu koriu stiprumo skaitinio ir eksperimentinio tyrimų rezultatų palyginimas įrodė skaitinio metodo stiprumo vertinimo priimtinumą, nes skirtumas tarp skaitinio ir eksperimentinio matavimų neviršija 2,38 %. Korėto cilindro stabilumo vertinimo skaitiniais metodais priimtinumą patvirtino 6 % neviršijanti skaičiavimų santykinė paklaida.
4. Palyginus monolitinių ir korėtų cilindrų mases esant tai pačiai maksimaliai laikomajai gebai nustatyta, kad nė vienas korėtas cilindras tiek stiprumo, tiek stabilumo tyrimo atveju nėra pranašesnis už monolitinių masės atžvilgiu net ir optimizavus minimaliai masei. Daugiafunkciškumo aspektu, kai korio intarpą galima panaudoti technologinių procesų inde užtikrinimui, korėtas slėgio indas yra tinkamesnis tiek ekonominiu, tiek technologiniu atžvilgiu.

7. LITERATŪRA

1. Xue, Z.; Hutchinson, J. W. A comparative study of impulse resistant metal sandwich plates. *International Journal of Impact Engineering*, 2004, vol. 30, p. 1283–1305.
2. Hohe, J.; Librescu, L. Advances in the structural modeling of elastic sandwich panels. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 2004, vol. 11, p. 395–424.
3. Lim, C.-H.; Jeon, I.; Kang, K.-J. A new type of sandwich panel with periodic cellular metal cores and its mechanical performances. *Materials and design*, 2009, vol. 30, p. 3082–3093.
4. Nabavi, A.; Khaki, J. V. A novel method for manufacturing of aluminum foam sandwich panels. *Surface and interface analysis*, 2010, vol. 42, p. 275–280.
5. Zok, F. W. et al. A protocol for characterizing the structural performance of metallic sandwich panels: application to pyramidal truss cores. *International Journal of Solids and Structures*, 2004, vol. 41, p. 6249–6271.
6. Kim, H.; Kang, K.-J.; Joo, J.-H. A zigzag-formed truss core and its mechanical performances. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 2010, vol. 12, p. 351–368.
7. Lu, T. J.; Valdevit, L.; Evans, A. G. Active cooling by metallic sandwich structures with periodic cores. *Progress in Materials Science*, 2005, vol. 50, p. 789–815.
8. Neugebauer, R. et al. Adhesion in sandwiches with aluminum foam core. *Production Engineering. Research and Development*, 2007, vol. 1, p. 271–278.
9. Simone, A. E.; Gibson, L. J. Aluminium foams produced by liquid-state processes. *Acta mater*, 1998, vol. 46, no. 9, p. 3109–3123.
10. Banhart, J.; Seeliger H.-W. Aluminium foam sandwich panels manufacture metallurgy and applications. *Advanced Engineering Materials*, 2008, vol. 10, no. 9, p. 793–802.
11. Hohe, J.; Becker, W. An energetic homogenisation procedure for the elastic properties of general cellular sandwich cores. *Composites Part B: Engineering*, 2001, vol. 32, p. 185–197.
12. Ushijima K. et al. An investigation into the compressive properties of stainless steel micro-lattice structures. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 2010, vol. 13, no. 3, p. 303–329.
13. Wei, Z. et al. Analysis and interpretation of a test for characterizing the response of sandwich panels to water blast. *International Journal of Impact Engineering*, 2007, vol. 34, p. 1602–1618.
14. Guo, X. E.; Gibson, L. J. Behavior of intact and damaged honeycombs: a finite element study. *International Journal of Mechanical Sciences*, 1999, vol. 41, p. 85–105.
15. Chang, W.-S. et al. Bending behavior of corrugated-core sandwich plates. *Composite Structures*, 2005, vol. 70, p. 81–89.
16. Frostig, Y. Bending of curved sandwich panels with a transversely flexible core – closed-form high-order theory. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 1999, vol. 1, p. 4–41.

17. Liu, T.; Deng, Z. C.; Lu, T. J. Bi-functional optimization of actively cooled, pressurized hollow sandwich cylinders with prismatic cores. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 2007, vol. 55, p. 2565–2602.
18. Sriram, R.; Vaidya U. K.; Kim J.-E. Blast impact response of aluminum foam sandwich composites. *Journal of Materials Science*, 2006, vol. 41, p. 4023–4039.
19. Hutchinson, J. W.; He, M. Y. Buckling of cylindrical sandwich shells with metal foam cores. *International Journal of Solids and Structures*, 2000, vol. 37, p. 6777–6794.
20. Queheillalt, D. T.; Wadley, H. N. G. Cellular metal lattices with hollow trusses. *Acta Materialia*, 2005, vol. 53, p. 303–313.
21. Sypeck, D. J.; Wadley, H. N. G. Cellular metal truss core sandwich structures. *Advanced Engineering Materials*, 2002, vol. 4, no. 10, p. 759–764.
22. Evans, A. G.; Hutchinson, J. W.; Ashby, M. F. Cellular metals. *Current Opinion in Solid State and Materials Science*, 1998, vol. 3, p. 288–303.
23. Sypeck, D. J. Cellular truss core sandwich structures. *Applied Composite Materials*, 2005, vol. 12, p. 229–246.
24. Vogel, J. et al. Characterisation of strength behaviour of aluminium foam sandwiches under static load. *Strain: An International Journal for Experimental Mechanics*, 2011, vol. 47, p. 234–242.
25. Pingle, S. M. et al. Collapse mechanism maps for the hollow pyramidal core of a sandwich panel under transverse shear. *International Journal of Solids and Structures*, 2011, vol. 48, p. 3417–3430.
26. Deshpande, V. S.; Fleck, N. A. Collapse of truss core sandwich beams in 3-point bending. *International Journal of Sandwich and Structures*, 2001, vol. 38, p. 6275–6305.
27. Bouwhuis, B.; Hibbard, G. Compression testing of periodic cellular sandwich cores. *Metallurgical and Materials Transactions B*, 2006, vol. 37B, p. 919–927.
28. Andrews, E.; Sanders, W.; Gibson L. J. Compressive and tensile behaviour of aluminum foams. *Material Science and Engineering*, 1999, vol. A270, p. 113–124.
29. Kooistra, G. W.; Deshpande, V. S.; Wadley H. N. G. Compressive behavior of age hardenable tetrahedral lattice truss structures made from aluminum. *Acta materialia*, 2004, vol. 52, p. 4229–4237.
30. Lee, B.-K.; Jeon I.; Kang, K.-J. Compressive characteristics of WBK core depending upon the specimen size. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2009, vol. 23, p. 14–18.
31. Bart-Smith, H. et al. Compressive deformation and yielding mechanisms in cellular Al alloys determined using X-ray tomography and surface strain mapping. *Acta Mater*, 1998, vol. 46, no. 10, p. 3583–3592.
32. Santosa, S.; Wierzbicki, T. Crash behavior of box columns filled with aluminum honeycomb or foam. *Computers and Structures*, 1998, vol. 68, p. 343–367.
33. Xue, Z.; Hutchinson, J. W. Constitutive model for quasi-static deformation of metallic sandwich cores. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 2004, vol. 61, p. 2205–2238.

34. Tian, J. et al. Cross flow heat exchange of textile cellular metal core sandwich panels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, vol. 50, p. 2521–2536.
35. Xue, Z.; Hutchinson, J. W. Crush dynamics of square honeycomb sandwich cores. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 2006, vol. 65, p. 2221–2245.
36. Wallach, J. C.; Gibson, L. J. Defect sensitivity of a 3D truss material. *Scripta Materialia*, 2001, vol. 45, p. 639–644.
37. Hyun, S.; Joo, J.-H.; Kang, K.-J. Defect sensitivity of bulk PCMs composed of octet and Kagome trusses to mechanical behaviors subjected to compression. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2008, vol. 22, p. 689–698.
38. Skorokhod, V. V. et al. Deformation features for highly porous metallic materials. *Powder Metallurgy and Metal Ceramics*, 2002, vol. 41, nos. 5–6, p. 253–259.
39. dos Santos e Lucato, S. L. et al. Design and demonstration of a high authority shape morphing structure. *International Journal of Solids and Structures*, 2004, vol. 41, p. 3521–3543.
40. Zok, F. W. et al. Design of metallic textile core sandwich panels. *International Journal of Solids and Structures*, 2003, vol. 40, p. 5707–5722.
41. Liu, T.; Deng, Z. C.; Lu, T. J. Design optimization of truss-cored sandwiches with homogenization. *International Journal of Solids and Structures*, 2006, vol. 43, p. 7891–7918.
42. Jung, C. G. et al. Development of a continuous fabrication system for a metallic sandwich plate with a three-dimensional truss core. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2009, vol. 45, p. 352–361.
43. Tilbrook, M. T. et al. Dynamic crushing of sandwich panels with prismatic lattice cores. *International Journal of Solids and Structures*, 2007, vol. 44, p. 6101–6123.
44. Lee, S. et al. Dynamic failure of metallic pyramidal truss core materials – Experiments and modeling. *International Journal of Plasticity*, 2006, vol. 22, p. 2118–2145.
45. Zhou, J.; Deng, Z.; Xu, D. Dynamic response of prismatic metallic sandwich tubes under combined internal shock pressure and thermal load. *Composite Structures*, 2011, vol. 94, p. 166–176.
46. Cheng, C.; Lu, T. J.; Fleck, N. A. Effect of imperfections on the yielding of two-dimensional foams. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 1999, vol. 47, p. 2235–2272.
47. Hyun, S.; Choi, J. E.; Kang K.-J. Effect of imperfections on the mechanical behavior of wire-woven bulk kagome truss PCM's under shear loading. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2009, vol. 23, p. 1270–1277.
48. Deshpande, V. S.; Fleck, N. A.; Ashby, M. F. Effective properties of the octet-truss lattice material. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 2001, vol. 49, p. 1747–1769.
49. Simone, A. E.; Gibson L. J. Effects of solid distribution on the stiffness and strength of metallic foams. *Acta mater*, 1998, vol. 46, no. 6, p. 2139–2150.

50. Seong, D.-Y. et al. Efficient prediction of local failures for metallic sandwich plates with pyramidal truss cores during the bending processes. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 2011, vol. 12, no. 3, p. 491–503.
51. Zhou, J. et al. Elastic structural response of prismatic metal sandwich tubes to internal moving pressure loading. *International Journal of Solids and Structures*, 2009, vol. 46, p. 2354–2371.
52. Fiedler, T.; Ochsner, A. Experimental analysis of the flexural properties of sandwich panels with cellular core materials. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, 2008, vol. 39, no. 2, p. 121–124.
53. Ahn, D.-G. et al. Experimental determination of elastic properties of the core in a thin sandwich plate with a metallic truss core. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 2009, vol. 10, no. 5, p. 107–113.
54. Mukai, T. et al. Experimental study of energy absorption in a close-celled aluminum foam under dynamic loading. *Scripta Materialia*, 1999, vol. 40, no. 8, p. 921–927.
55. Wadley, H. N. G.; Fleck N. A.; Evans A. G. Fabrication and structural performance of periodic cellular metal sandwich structures. *Composites Science and Technology*, 2003, vol. 63, p. 2331–2343.
56. Gioix, G.; McCormack, T. M.; Gibson L. J. Failure of aluminum foams under multiaxial loads. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2000, vol. 42, p. 1097–1117.
57. McCormack, T. M. et al. Failure of sandwich beams with metallic foam cores. *International Journal of Solids and Structures*, 2001, vol. 38, p. 4901–4920.
58. Qui, X.; Deshpande, V. S.; Fleck, N. A. Finite element analysis of the dynamic response of clamped sandwich beams subject to shock loading. *European Journal of Mechanics – A/Solids*, 2003, vol. 22, p. 801–814.
59. Kim, T.; Hodson H. P.; Lu, T. J.; Fluid-flow and endwall heat-transfer characteristics of an ultralight lattice-frame material. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, vol. 47, p. 1129–1140.
60. Wen, T. et al. Forced convection in metallic honeycomb structures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, vol. 49, p. 3313–3324.
61. Lu, T. J. Heat transfer efficiency of metal honeycombs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1999, vol. 42, p. 2031–2040.
62. Lu, T. J.; Stone, H. A.; Ashby, M. F. Heat transfer in open- cell metal foams. *Acta mater*, 1998, vol. 46, no. 10, p. 3619–3635.
63. Deshpande, V. S.; Fleck, N. A. High strain rate compressive behaviour of aluminium alloy foams. *International Journal of Impact Engineering*, 2000, vol. 24, p. 277–298.
64. Rabczuk, T. et al. Homogenization of sandwich structures. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 2004, vol. 61, p. 1009–1027.
65. Zhao, H.; Nasri, I.; Girard, Y. Impact behavior of cellular solids and their sandwich panels. In *IUTAM Symposium on Multiscale Modelling of Damage and Fracture*, 2006, 2006, Netherlands. p. 49–56.
66. Biagi, R.; Bart-Smith, H. Imperfection sensitivity of pyramidal core sandwich structures. *International Journal of Solids and Structures*, 2007, vol. 44, p. 4690–4706.

67. Bart-Smith, H. et al. Influence of imperfections on the performance of metal foam core sandwich panels. *International Journal of Solids and Structures*, 2002, vol. 39, p. 4999–5012.
68. Lehmhus, D. et al. Influence of core and face sheet materials on quasi-static mechanical properties and failure in aluminium foam sandwich. *Advanced Engineering Materials*, 2008, vol. 10, no. 9, p. 863–867.
69. Biagi, R.; Lim J. Y.; Bart-Smith, H. In-plane compression response of extruded aluminum 6061-T6 corrugated core sandwich columns. *Journal of the American Ceramic Society*, 2011, vol. 94, p. S76–S84.
70. Labeas, G. N.; Sunaric, M. M. Investigation on the static response and failure process of metallic open lattice cellular structures. *Strain: An International Journal for Experimental Mechanics*, 2010, vol. 46, p. 195–204.
71. Deshpande, V. S.; Fleck, N. A. Isotropic constitutive models for metallic foams. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 2000, vol. 48, p. 1253–1283.
72. Kooistra, G. W.; Wadley, H. N. G. Lattice truss structures from expanded metal sheet. *Materials and Design*, 2007, vol. 28, p. 507–514.
73. Banhart J. Manufacture, characterisation and application of cellular metals and metal foams. *Progress in Materials Science*, 2001, vol. 46, p. 559–632.
74. Banhart, J. Manufacturing routes for metallic foams. *The Journal of The Minerals, Metals & Materials Society*, 2000, vol. 52, no. 12, p. 22–27.
75. Bart-Smith, H.; Hutchinson, J. W.; Evans, A. G. Measurement and analysis of the structural performance of cellular metal sandwich construction. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2001, vol. 43, p. 1945–1963.
76. Lim, J.-H.; Kang K.-J. Mechanical behavior of sandwich panels with tetrahedral and Kagome truss cores fabricated from wires. *International Journal of Solids and Structures*, 2006, vol. 43, p. 5228–5246.
77. Wallach, J. C.; Gibson, L. J. Mechanical behaviour of a three-dimensional truss material. *International Journal of Solids and Structures*, 2001, vol. 38, p. 7181–7196.
78. Sugimura, Y. Mechanical response of single-layer tetrahedral trusses under shear loading. *Mechanics of Materials*, 2004, vol. 36, p. 715–721.
79. Hutchinson, J. W.; Xue, Z. Metal sandwich plates optimized for pressure impulses. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2005, vol. 47, p. 545–569.
80. Vaziri, A.; Hutchinson, J. W. Metal sandwich plates subject to intense air shocks. *International Journal of Solids and Structures*, 2007, vol. 44, p. 2021–2035.
81. Liu, T.; Deng, Z. C.; Lu, T. J.; Minimum weights of pressurized hollow sandwich cylinders with ultralight cellular cores. *International Journal of Solids and Structures*, 2007, vol. 44, p. 3231–3266.
82. Joo, J.-H.; Kang, K.-J. Modified metallic octet truss cellular cores for sandwich structures fabricated by an expanded metal forming process. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 2010, vol. 12, p. 327–349.
83. Evans, A. G.; Hutchinson, J. W.; Ashby, M. F. Multifunctionality of cellular metal systems. *Progress in Materials Science*, 1999, vol. 43, p. 171–221.

84. Hsu, D. K. Nondestructive evaluation of sandwich structures a review of some inspection techniques. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 2009, vol. 11, p. 275–291.
85. Lu, T. J.; Zhang Q. C. Novel strengthening methods for ultralightweight sandwich structures with periodic lattice cores. *Science China Technological Sciences*, 2010, vol. 53, no. 3, p. 875–877.
86. Feng G.-F. et al. Numerically simulating the sandwich plate system structures. *Journal of Marine Science and Application*, 2010, vol. 9, p. 286–291.
87. Zhou, J.; Shroviya, P.; Soboyejo, W. O. On the deformation of aluminum lattice block structures from struts to structures. *Mechanics of Materials*, 2004, vol. 36, p. 723–737.
88. Gu, S.; Lu, T. J.; Evans, A. G. On the design of two-dimensional cellular metals for combined heat dissipation and structural load capacity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001, vol. 44, p. 2163–2175.
89. Wang, J. et al. On the performance of truss panels with Kagomé cores. *International Journal of Solids and Structures*, 2003, vol. 40, p. 6981–6988.
90. Frostig, Y. On wrinkling of a sandwich panel with a compliant core and self-equilibrated loads. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 2011, vol. 13, p. 663–679.
91. Valdevit, L. et al. Optimal active cooling performance of metallic sandwich panels with prismatic cores. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, vol. 49, p. 3819–3830.
92. Tian, Y. S.; Lu T. J. Optimal design of compression corrugated panels. *Thin-Walled Structures*, 2005, vol. 43, p. 477–498.
93. Zhou, J. et al. Optimal design of metallic sandwich tubes with prismatic cores to internal moving shock load. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2010, vol. 41, p. 133–150.
94. Wicks, N.; Hutchinson J. W. Optimal truss plates. *International Journal of Solids and Structures*, 2001, vol. 38, p. 5165–5183.
95. Liang, C.-C.; Yang, M.-F.; Wu, P.-W. Optimum design of metallic corrugated core sandwich panels subjected to blast loads. *Ocean Engineering*, 2001, vol. 28, p. 825–861.
96. Wicks, N.; Hutchinson, J. W. Performance of sandwich plates with truss cores. *Mechanics of Materials*, 2004, vol. 36, p. 739–751.
97. Queheillalt, D. T.; Wadley, H. N. G. Pyramidal lattice truss structures with hollow trusses. *Materials Science and Engineering*, 2005, vol. A397, p. 132–137.
98. Lefebvre, L.-P.; Banhart, J.; Dunand, D. C. Porous Metals and Metallic Foams current status and recent developments. *Advanced Engineering Materials*, 2008, vol. 10, no. 9, p. 775–787.
99. Salimon, A. et al. Potential applications for steel and titanium metal foams. *Journal of Materials Science*, 2005, vol. 40, p. 5793–5799.
100. Staal, R. A. et al. Predicting failure loads of impact damaged honeycomb sandwich panels. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 2009, vol. 11, p. 213–244.

101. Xue, Z.; Hutchinson J. W. Preliminary assessment of sandwich plates subject to blast loads. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2003, vol. 45, p. 687–705.
102. Harte, A.-M.; Fleck N. A.; Ashby, M. F. Sandwich panel design using aluminum alloy foam. *Advanced Engineering Materials*, 2000, vol. 2, no. 4, p. 219–222.
103. Hyun, S. et al. Simulated properties of Kagomé truss core panels. *International Journal of Solids and Structures*, 2003, vol. 40, p. 6989–6998.
104. Andrews, E. W. et al. Size effects in ductile cellular solids. Part II: experimental results. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2001, vol. 43, p. 701–713.
105. Rathbun, H. J.; Zok, F. W.; Evans, A. G. Strength optimization of metallic sandwich panels subject to bending. *International Journal of Solids and Structures*, 2005, vol. 42, p. 6643–6661.
106. Liu, T.; Deng, Z. C.; Lu, T. J. Structural modeling of sandwich structures with lightweight cellular cores. *Acta Mechanica Sinica*, 2007, vol. 23, p. 545–559.
107. Fiedler, T. et al. Structural modelling of the mechanical behavior of periodic cellular solids: open-cell structures. *Mechanics of Composite Materials*, 2005, vol. 41, no. 3, p. 277–290.
108. Valdevit, L. et al. Structural performance of near-optimal sandwich panels with corrugated cores. *International Journal of Solids and Structures*, 2006, vol. 43, p. 4888–4905.
109. Valdevit, L.; Hutchinson, J. W.; Evans, A. G. Structurally optimized sandwich panels with prismatic cores. *International Journal of Solids and Structures*, 2004, vol. 41, p. 5105–5124.
110. Côté, F. et al. The compressive and shear responses of corrugated and diamond lattice materials. *International Journal of Solids and Structures*, 2006, vol. 43, p. 6220–6242.
111. Simone, A. E.; Gibson, L. J. The effects of cell face curvature and corrugations on the stiffness and strength of metallic foams. *Acta mater*, 1998, vol. 46, no. 11, p. 3929–3935.
112. Zhu, A.; Fan, T. The effects of relative density of metal foams on the stresses and deformation of beam under bending. *Acta Mechanica Sinica*, 2007, vol. 23, p. 409–414.
113. Côté, F. et al. The out-of-plane compressive behavior of metallic honeycombs. *Materials Science and Engineering A*, 2004, vol. 380, p. 272–280.
114. Zupan, M.; Deshpande V. S.; Fleck N. A. The out-of-plane compressive behaviour of woven-core sandwich plates. *European Journal of Mechanics – A/Solids*, 2004, vol. 23, p. 411–421.
115. Chen, C.; Harte A.-M.; Fleck, N. A. The plastic collapse of sandwich beams with a metallic foam core. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2001, vol. 43, p. 1483–1506.
116. Radford, D. D.; Fleck, N. A.; Deshpande V. S. The response of clamped sandwich beams subjected to shock loading. *International Journal of Impact Engineering*, 2006, vol. 32, p. 968–987.
117. Chiras, S. et al. The structural performance of near-optimized truss core panels. *International Journal of Solids and Structures*, 2002, vol. 39, p. 4093–4115.

118. Evans, A. G. et al. The topological design of multifunctional cellular metals. *Progress in Materials Science*, 2001, vol. 46, p. 309–327.
119. Manet, V. The use of ANSYS to calculate the behaviour of sandwich structures. *Composites Science and Technology*, 1998, vol. 58, p. 1899–1905.
120. Tianjian L. Ultralight porous metals from fundamentals to applications. *Acta Mechanica Sinica*, 2002, vol. 18, no. 5, p. 457–478.
121. Zhang, Q. et al. Ultralight X-type lattice sandwich structure (I): Concept, fabrication and experimental characterization. *Science in China Series E: Technological Sciences*, 2009, vol. 52, no. 8, p. 2147–2154.
122. Zhang, Q. et al. Ultralight X-type lattice sandwich structure (II): Micromechanics modeling and finite element analysis. *Science in China Series E: Technological Sciences*, 2009, vol. 52, no. 9, p. 2670–2680.
123. Born, Christoph; Wagner, G.; Eifler, D. Ultrasonically welded aluminium foams sheet metal-joints. *Advanced Engineering Materials*, 2006, vol. 8, no. 9, p. 816-820.
124. Elektroninis puslapis. [interaktyvus] [žiūrėta 2015-02-26]. Prieiga per internetą: www.svako.lt/UserFiles/.../1%20Mokslinio%20tyrimo%20rezultatai.pdf.
125. Moaveni, S. *Finite element analysis: theory and application with ANSYS*. London: Pearson Education LTD. 2008. 861 p.
126. *Exact solution for buckling of structural members*: kolektyvinė monografija. Sudarytojai Wang, C. M.; Wang, C. Y.; Reddy J. N. Boca Raton: CRC press. 2005. 207 p.
127. *Theory of elastic stability*: kolektyvinė monografija. Sudarytojai Timoshenko S. P.; Gere J. M. New York: Mc Graw-Hill. 1961. 541 p.
128. *Theory of Plates and Shells*: kolektyvinė monografija. Sudarytojai Timoshenko, S. P.; Woinowsky-Krieger, S. Singapore: McGraw – Hill. 1970. 386 p.
129. Bulson, P. L. *The Stability of Flat Plates*. London: Chotto and Windus. 1970. 414 p.
130. *Analysis of Plates*: kolektyvinė monografija. Sudarytojai McFarland, D.; Smith, B. L.; Bernhart, N. D. Philadelphia: Spartan Book. 1972. 323 p.
131. Szilard, R. *Theory of Analysis of Plates*. New Jersey: Classical and Numerical Methods. 1974. 374 p.
132. Panc, V. *Theories of Elastic Plates*. Leyden: Noordhaft. 1975. 424 p.
133. Ugural, A. C. *Stresses in Plates and Shells*. New York: McGraw – Hill. 1981. 457 p.
134. Reddy, J. N. *Theory and Analysis of Elastic Plates*. Philadelphia: Taylor and Francis. 1999. 512 p.
135. Reddy, J. N. *Mechanics of Laminated Composite Plates and Shells: Theory and Analysis*. – 2nd ed., Boca Raton: CRC press. 2004. 463 p.
136. *Exact Solutions for Buckling of Structural Members*: kolektyvinė monografija. Sudarytojai Wang, C. M.; Wang, C. Y.; Reddy, J. N. CRC Press. 2005. 285 p.
137. Žiliukas, A. *Stiprumo ir irimo kriterijai*. Kaunas: Technologija. 2006. 208 p.
138. Žiliukas, A. *Strength and fracture criteria*. Warrington: EMAS Publishing. 2011. 170 p.

139. Elektroninis puslapis [interaktyvus] [žiūrėta 2015-02-26]. Prieiga per internetą: <http://www.vansteenapp.nl/Pics/Pressure%20vessel%201.jpg>.
140. Elektroninis puslapis. [interaktyvus] [žiūrėta 2013-05-22]. Prieiga per internetą: http://www.mtl.ktu.lt/courses/mmp/Paklaidu_klasifikavimas.pdf.
141. Elektroninis puslapis [interaktyvus] [žiūrėta 2015-02-26]. Prieiga per internetą: http://www.rvii.com/chemical_jacketed_vessel.htm.

MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS

STRAIPSNIAI

Mokslinės informacijos instituto duomenų bazės „ISI Web of Science“ leidiniuose, turinčiuose citavimo indeksą

1. Žiliukas, Antanas; Kukis, Mindaugas. Pressure vessel with corrugated core numerical strength and experimental analysis // *Mechanika / Kauno technologijos universitetas, Lietuvos mokslų akademija, Vilniaus Gedimino technikos universitetas*. Kaunas : KTU. ISSN 1392–1207. 2013, T. 19, nr. 4, p. 374–379. [Science Citation Index Expanded (Web of Science); INSPEC; Compendex; Academic Search Complete; FLUIDEX; Scopus]. [0,500]. [IF (E): 0,336 (2013)] [Indėlis grupėje: 0,500]

Kitų tarptautinių duomenų bazių leidiniuose

1. Žiliukas, Antanas; Kukis, Mindaugas. Determination of non stability force of sloping plates // *Mechanika 2013 : proceedings of the 18th international conference, 4, 5 April 2013, Kaunas University of Technology, Lithuania / Kaunas University of Technology, Lithuanian Academy of Science, IFTOMM National Committee of Lithuania, Baltic Association of Mechanical Engineering*. Kaunas : Technologija. ISSN 1822–2951. 2013, p. 252–254. [Conference Proceedings Citation Index]. [0,500]
2. Žiliukas, Antanas; Kukis, Mindaugas. Determination of rational geometrical parameters of cellular cylinders according to characteristics of strength and stability // *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*. London : Publishing Division. ISSN 1970–8734. 2014, Vol. 8, no. 1, p. 100–110. [Academic Search Complete; IndexCopernicus; Scopus]. [0,500] [Indėlis grupėje: 1,000]

Kituose recenzuojamuose mokslo leidiniuose paskelbti straipsniai

Konferencijų pranešimų medžiagoje paskelbti straipsniai

1. Žiliukas, Antanas; Kukis, Mindaugas. Application of strength criteria for cellular pressure vessels // [ICME 2014 : International Conference on Mechanical Engineering] : International Science Conference, May 26–27, 2014, London, United Kingdom. London : WASET, 2014. p. 1359–1361. [0,500] [Indėlis grupėje: 0,500]

PRIEDAI

P.1 Drukerio-Pragerio stiprumo kriterijaus įtempių laukų apskaičiavimo ir vizualizavimo paprogramė

ETABLE,S_11,NMISC,1
ETABLE,S_12,NMISC,6
ETABLE,S_13,NMISC,11
ETABLE,S_14,NMISC,16
ETABLE,S_21,NMISC,2
ETABLE,S_22,NMISC,7
ETABLE,S_23,NMISC,12
ETABLE,S_24,NMISC,17
ETABLE,S_31,NMISC,3
ETABLE,S_32,NMISC,8
ETABLE,S_33,NMISC,13
ETABLE,S_34,NMISC,18
ETABLE,SI,NMISC,4
SADD,PIR2,S_11,S_21,1,1,0
SADD,DALI,PIR2,S_31,1,1,0
SADD,S0,DALI,DALI,1/3,0,0
SADD,KDP2P,S0,S0,0,-BB2,BB1
SMULT,KDP2,KDP2P,KDP2P,1,1
SADD,DP,SI,KDP2,BB,-1
PLETAB,DP,AVG

P.2 Moro-Kulono stiprumo kriterijaus įtempių laukų apskaičiavimo ir vizualizavimo paprogramė

ETABLE,S_11,NMISC,1
ETABLE,S_12,NMISC,6
ETABLE,S_13,NMISC,11
ETABLE,S_14,NMISC,16
ETABLE,S_21,NMISC,2
ETABLE,S_22,NMISC,7
ETABLE,S_23,NMISC,12
ETABLE,S_24,NMISC,17
SADD,MKK1,S_11,S_21,1,-MTAK
SADD,MKK2,S_12,S_22,1,-MTAK
SADD,MKK3,S_13,S_23,1,-MTAK

SADD,MKK4,S_14,S_24,1,-MTAK
 SADD,MK,MKK1,MKK1,1,0,-TAKTEMP
 PLETAB,MK,AVG

P.3 lentelė. Korėto cilindro „U“ formos koriu matmenys kintant cilindro geometrijai

Atvejis	<i>a</i> , mm	<i>b</i> , mm	<i>D_v</i> , mm	<i>D_i</i> , mm	<i>t_v</i> , mm	<i>t_k</i> , mm	<i>t_i</i> , mm	<i>L_a</i> , mm	<i>H_k</i> , mm
<i>t_v</i> = <i>t_k</i> = <i>t_i</i> =2, <i>L_a</i> =100, <i>b</i> =65, <i>D_v</i> =500, <i>L</i> =700, <i>L</i> =1700, <i>L</i> =2700, <i>L</i> =3700	56	65	500	630	2	2	2	100	66
<i>t_v</i> =3	56	65	500	630	3	2	2	100	66
<i>t_v</i> =4	56	65	500	630	4	2	2	100	66
<i>t_v</i> =5	56	65	500	630	5	2	2	100	66
<i>t_i</i> =3	56	65	500	630	2	2	3	100	66
<i>t_i</i> =4	56	65	500	630	2	2	4	100	66
<i>t_i</i> =5	56	65	500	630	2	2	5	100	66
<i>t_k</i> =3	56	65	500	630	2	3	2	100	66
<i>t_k</i> =4	56	65	500	630	2	4	2	100	66
<i>t_k</i> =5	56	65	500	630	2	5	2	100	66
<i>L_a</i> =118	38	65	500	630	2	2	2	118	68
<i>L_a</i> =137	19	65	500	630	2	2	2	137	71
<i>L_a</i> =155	0	65	500	630	2	2	2	155	73
<i>b</i> =75	56	75	500	640	2	2	2	100	76
<i>b</i> =85	56	85	500	650	2	2	2	100	86
<i>b</i> =95	56	95	500	660	2	2	2	100	96
<i>D_v</i> =525	64	65	525	655	2	2	2	100	66
<i>D_v</i> =550	72	65	550	680	2	2	2	100	66
<i>D_v</i> =575	80	65	575	705	2	2	2	100	66

P.4 lentelė. Korėto cilindro su dvigubo gofruotumo formos koriu matmenys kintant cilindro geometrijai

Atvejis	<i>a</i> , mm	<i>b</i> , mm	<i>D_v</i> , mm	<i>D_i</i> , mm	<i>t_v</i> , mm	<i>t_k</i> , mm	<i>t_i</i> , mm	<i>α</i>	<i>β</i>	<i>L_a</i> , mm	<i>L_b</i> , mm	<i>H_k</i> , mm	<i>H_p</i> , mm
<i>t_v=t_k=t_i=2</i> , <i>L_a=100</i> , <i>b=65</i> , <i>D_v=500</i> , <i>L=700</i> , <i>L=1700</i> , <i>L=2700</i> , <i>L=3700</i>	56	65	500	630	2	2	2	70°	81°	100	100	66	36
<i>t_v=3</i>	56	65	500	630	3	2	2	70°	81°	100	100	66	36
<i>t_v=4</i>	56	65	500	630	4	2	2	70°	81°	100	100	66	36
<i>t_v=5</i>	56	65	500	630	5	2	2	70°	81°	100	100	66	36
<i>t_i=3</i>	56	65	500	630	2	2	3	70°	81°	100	100	66	36
<i>t_i=4</i>	56	65	500	630	2	2	4	70°	81°	100	100	66	36
<i>t_i=5</i>	56	65	500	630	2	2	5	70°	81°	100	100	66	36
<i>t_k=3</i>	56	65	500	630	2	3	2	70°	81°	100	100	66	36
<i>t_k=4</i>	56	65	500	630	2	4	2	70°	81°	100	100	66	36
<i>t_k=5</i>	56	65	500	630	2	5	2	70°	81°	100	100	66	36
<i>L_a=118</i>	38	65	500	630	2	2	2	84°	81°	118	100	68	36
<i>L_a=137</i>	19	65	500	630	2	2	2	94°	81°	137	100	71	36
<i>L_a=155</i>	0	65	500	630	2	2	2	101°	81°	155	100	73	36
<i>b=75</i>	56	75	500	640	2	2	2	63°	72°	100	100	76	41
<i>b=85</i>	56	85	500	650	2	2	2	57°	65°	100	100	86	47
<i>b=95</i>	56	95	500	660	2	2	2	52°	59°	100	100	96	52
<i>D_v=525</i>	64	65	525	655	2	2	2	70°	81°	100	100	66	36
<i>D_v=550</i>	72	65	550	680	2	2	2	70°	81°	100	100	66	36
<i>D_v=575</i>	80	65	575	705	2	2	2	70°	81°	100	100	66	36

P.5 lentelė. Korėto cilindro „H“ formos koriu matmenys kintant cilindro geometrijai

Atvejis	a , mm	b , mm	D_v , mm	D_i , mm	t_v , mm	t_k , mm	t_i , mm	La , mm	H_k , mm	H_p , mm
$t_v=t_k=t_i=2$, $La=100$, $b=65$, $D_v=500$, $L=700$, $L=1700$, $L=2700$, $L=3700$	56	65	500	630	2	2	2	100	66	33
$t_v=3$	56	65	500	630	3	2	2	100	66	33
$t_v=4$	56	65	500	630	4	2	2	100	66	33
$t_v=5$	56	65	500	630	5	2	2	100	66	33
$t_i=3$	56	65	500	630	2	2	3	100	66	33
$t_i=4$	56	65	500	630	2	2	4	100	66	33
$t_i=5$	56	65	500	630	2	2	5	100	66	33
$t_k=3$	56	65	500	630	2	3	2	100	66	33
$t_k=4$	56	65	500	630	2	4	2	100	66	33
$t_k=5$	56	65	500	630	2	5	2	100	66	33
$La=118$	38	65	500	630	2	2	2	118	68	33
$La=137$	19	65	500	630	2	2	2	137	71	33
$La=155$	0	65	500	630	2	2	2	155	73	33
$b=75$	56	75	500	640	2	2	2	100	76	38
$b=85$	56	85	500	650	2	2	2	100	86	43
$b=95$	56	95	500	660	2	2	2	100	96	48
$D_v=525$	64	65	525	655	2	2	2	100	66	33
$D_v=550$	72	65	550	680	2	2	2	100	66	33
$D_v=575$	80	65	575	705	2	2	2	100	66	33

P.6 lentelė. Korėto cilindro su „I“ formos koriu matmenys kintant cilindro geometrijai

Atvejis	La , mm	b , mm	Dv , mm	Di , mm	tv , mm	tk , mm	ti , mm	Hk , mm
$tv=tk=ti=2$, $La=100$, $b=65$, $Dv=500$, $L=700$, $L=1700$, $L=2700$, $L=3700$	155	65	500	630	2	2	2	65
$tv=3$	155	65	500	630	3	2	2	65
$tv=4$	155	65	500	630	4	2	2	65
$tv=5$	155	65	500	630	5	2	2	65
$ti=3$	155	65	500	630	2	2	3	65
$ti=4$	155	65	500	630	2	2	4	65
$ti=5$	155	65	500	630	2	2	5	65
$tk=3$	155	65	500	630	2	3	2	65
$tk=4$	155	65	500	630	2	4	2	65
$tk=5$	155	65	500	630	2	5	2	65
$a=78$	78	65	500	630	2	2	2	65
$a=52$	52	65	500	630	2	2	2	65
$a=39$	39	65	500	630	2	2	2	65
$b=75$	155	75	500	640	2	2	2	75
$b=85$	155	85	500	650	2	2	2	85
$b=95$	155	95	500	660	2	2	2	95
$Dv=525$	162	65	525	655	2	2	2	65
$Dv=550$	170	65	550	680	2	2	2	65
$Dv=575$	178	65	575	705	2	2	2	65

P.7 lentelė. Korėto cilindro su „A“ formos koriu matmenys kintant cilindro geometrijai

Atvejis	<i>a</i> , mm	<i>b</i> , mm	<i>D_v</i> , mm	<i>D_i</i> , mm	<i>t_v</i> , mm	<i>t_k</i> , mm	<i>t_i</i> , mm	<i>α</i>	<i>La</i> , mm	<i>H_k</i> , mm	<i>H_p</i> , mm
<i>t_v=t_k=t_i=2</i> , <i>La=100</i> , <i>b=65</i> , <i>D_v=500</i> , <i>L=700</i> , <i>L=1700</i> , <i>L=2700</i> , <i>L=3700</i>	56	65	500	630	2	2	2	71°	100	70	35
<i>t_v=3</i>	56	65	500	630	3	2	2	71°	100	70	35
<i>t_v=4</i>	56	65	500	630	4	2	2	71°	100	70	35
<i>t_v=5</i>	56	65	500	630	5	2	2	71°	100	70	35
<i>t_i=3</i>	56	65	500	630	2	2	3	71°	100	70	35
<i>t_i=4</i>	56	65	500	630	2	2	4	71°	100	70	35
<i>t_i=5</i>	56	65	500	630	2	2	5	71°	100	70	35
<i>t_k=3</i>	56	65	500	630	2	3	2	71°	100	70	35
<i>t_k=4</i>	56	65	500	630	2	4	2	71°	100	70	35
<i>t_k=5</i>	56	65	500	630	2	5	2	71°	100	70	35
<i>La=118</i>	38	65	500	630	2	2	2	79°	118	72	36
<i>La=137</i>	19	65	500	630	2	2	2	85°	137	75	37
<i>La=155</i>	0	65	500	630	2	2	2	90°	155	77	39
<i>b=75</i>	56	75	500	640	2	2	2	64°	100	80	40
<i>b=85</i>	56	85	500	650	2	2	2	58°	100	90	45
<i>b=95</i>	56	95	500	660	2	2	2	53°	100	100	50
<i>D_v=525</i>	64	65	525	655	2	2	2	71°	100	70	35
<i>D_v=550</i>	72	65	550	680	2	2	2	71°	100	70	35
<i>D_v=575</i>	80	65	575	705	2	2	2	71°	100	70	35

P.8 lentelė. Korėto cilindro „V su pertvara“ formos koriu matmenys kintant cilindro geometrijai

Atvejis	<i>a</i> , mm	<i>b</i> , mm	<i>D_v</i> , mm	<i>D_i</i> , mm	<i>t_v</i> , mm	<i>t_k</i> , mm	<i>t_i</i> , mm	<i>α</i>	<i>L_a</i> , mm	<i>H_k</i> , mm	<i>H_p</i> , mm
<i>t_v=t_k=t_i=2</i> , <i>L_a=100</i> , <i>b=65</i> , <i>D_v=500</i> , <i>L=700</i> , <i>L=1700</i> , <i>L=2700</i> , <i>L=3700</i>	56	65	500	630	2	2	2	74°	100	70	65
<i>t_v=3</i>	56	65	500	630	3	2	2	71°	100	70	65
<i>t_v=4</i>	56	65	500	630	4	2	2	71°	100	70	65
<i>t_v=5</i>	56	65	500	630	5	2	2	71°	100	70	65
<i>t_i=3</i>	56	65	500	630	2	2	3	71°	100	70	65
<i>t_i=4</i>	56	65	500	630	2	2	4	71°	100	70	65
<i>t_i=5</i>	56	65	500	630	2	2	5	71°	100	70	65
<i>t_k=3</i>	56	65	500	630	2	3	2	71°	100	70	65
<i>t_k=4</i>	56	65	500	630	2	4	2	71°	100	70	65
<i>t_k=5</i>	56	65	500	630	2	5	2	71°	100	70	65
<i>L_a=118</i>	38	65	500	630	2	2	2	79°	118	72	65
<i>L_a=137</i>	19	65	500	630	2	2	2	85°	137	75	65
<i>L_a=155</i>	0	65	500	630	2	2	2	90°	155	77	65
<i>b=75</i>	56	75	500	640	2	2	2	64°	100	80	75
<i>b=85</i>	56	85	500	650	2	2	2	58°	100	90	85
<i>b=95</i>	56	95	500	660	2	2	2	53°	100	100	95
<i>D_v=525</i>	64	65	525	655	2	2	2	71°	100	70	65
<i>D_v=550</i>	72	65	550	680	2	2	2	71°	100	70	65
<i>D_v=575</i>	80	65	575	705	2	2	2	71°	100	70	65

P.9 lentelė. Korėto cilindro su gofruotu koriu matmenys kintant cilindro geometrijai

Atvejis	a , mm	b , mm	D_v , mm	D_i , mm	t_v , mm	t_k , mm	t_i , mm	α	La , mm	L_v , mm	H_k , mm
$t_v=t_k=t_i=2$, $La=100$, $b=65$, $D_v=500$, $L=700$, $L=1700$, $L=2700$, $L=3700$	56	65	500	630	2	2	2	36°	100	55	69
$t_v=3$	56	65	500	630	3	2	2	36°	100	55	69
$t_v=4$	56	65	500	630	4	2	2	36°	100	55	69
$t_v=5$	56	65	500	630	5	2	2	36°	100	55	69
$t_i=3$	56	65	500	630	2	2	3	36°	100	55	69
$t_i=4$	56	65	500	630	2	2	4	36°	100	55	69
$t_i=5$	56	65	500	630	2	2	5	36°	100	55	69
$t_k=3$	56	65	500	630	2	3	2	36°	100	55	69
$t_k=4$	56	65	500	630	2	4	2	36°	100	55	69
$t_k=5$	56	65	500	630	2	5	2	36°	100	55	69
$La=118$	38	65	500	630	2	2	2	48°	118	55	71
$La=137$	19	65	500	630	2	2	2	58°	137	55	73
$La=155$	0	65	500	630	2	2	2	66°	155	55	76
$b=75$	53	75	500	640	2	2	2	32°	100	55	81
$b=85$	53	85	500	650	2	2	2	28°	100	55	91
$b=95$	53	95	500	660	2	2	2	26°	100	55	101
$D_v=525$	64	65	525	655	2	2	2	36°	100	55	69
$D_v=550$	72	65	550	680	2	2	2	36°	100	55	69
$D_v=575$	80	65	575	705	2	2	2	36°	100	55	69

P.10 lentelė. Korėto cilindro su „V“ formos koriu matmenys kintant cilindro geometrijai

Atvejis	a , mm	b , mm	D_v , mm	D_i , mm	t_v , mm	t_k , mm	t_i , mm	α	La , mm	H_k , mm
$t_v=t_k=t_i=2$, $La=100$, $b=65$, $D_v=500$, $L=700$, $L=1700$, $L=2700$, $L=3700$	56	65	500	630	2	2	2	71°	103	70
$t_v=3$	56	65	500	630	3	2	2	71°	100	70
$t_v=4$	56	65	500	630	4	2	2	71°	100	70
$t_v=5$	56	65	500	630	5	2	2	71°	100	70
$t_i=3$	56	65	500	630	2	2	3	71°	100	70
$t_i=4$	56	65	500	630	2	2	4	71°	100	70
$t_i=5$	56	65	500	630	2	2	5	71°	100	70
$t_k=3$	56	65	500	630	2	3	2	71°	100	70
$t_k=4$	56	65	500	630	2	4	2	71°	100	70
$t_k=5$	56	65	500	630	2	5	2	71°	100	70
$La=118$	38	65	500	630	2	2	2	79°	118	72
$La=137$	19	65	500	630	2	2	2	85°	137	75
$La=155$	0	65	500	630	2	2	2	90°	155	77
$b=75$	53	75	500	640	2	2	2	64°	100	80
$b=85$	53	85	500	650	2	2	2	58°	100	90
$b=95$	53	95	500	660	2	2	2	53°	100	100
$D_v=525$	64	65	525	655	2	2	2	71°	100	70
$D_v=550$	72	65	550	680	2	2	2	71°	100	70
$D_v=575$	80	65	575	705	2	2	2	71°	100	70

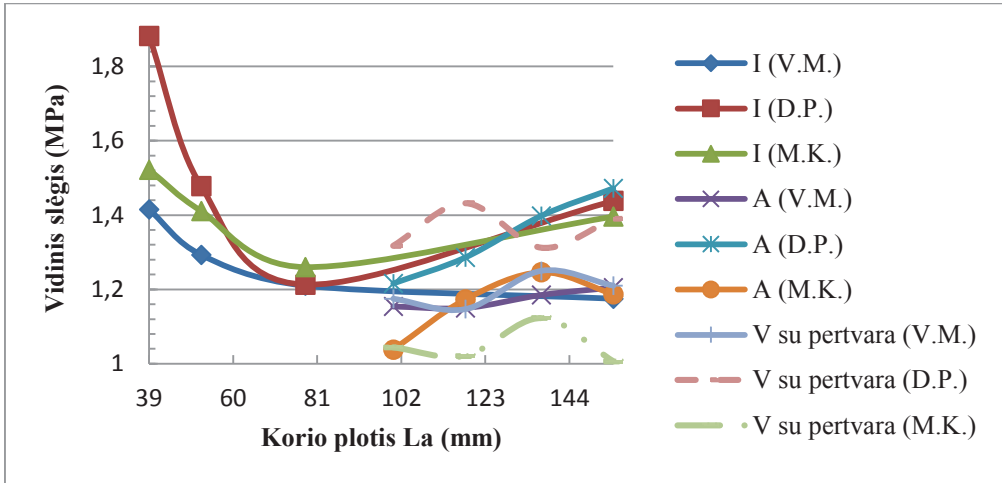
P.11 lentelė. Korėto cilindro su „X“ formos koriu matmenys kintant cilindro geometrijai

Atvejis	<i>a</i> , mm	<i>b</i> , mm	<i>D_v</i> , mm	<i>D_i</i> , mm	<i>t_v</i> , mm	<i>t_k</i> , mm	<i>t_i</i> , mm	<i>α</i>	<i>La</i> , mm	<i>L_v</i> , mm	<i>H_k</i> , mm	<i>H_p</i> , mm
<i>t_v=t_k=t_i=2</i> , <i>La=100</i> , <i>b=65</i> , <i>D_v=500</i> , <i>L=700</i> , <i>L=1700</i> , <i>L=2700</i> , <i>L=3700</i>	56	65	500	630	2	2	2	113°	100	100	66	33
<i>t_v=3</i>	56	65	500	630	3	2	2	113°	100	100	66	33
<i>t_v=4</i>	56	65	500	630	4	2	2	113°	100	100	66	33
<i>t_v=5</i>	56	65	500	630	5	2	2	113°	100	100	66	33
<i>t_i=3</i>	56	65	500	630	2	2	3	113°	100	100	66	33
<i>t_i=4</i>	56	65	500	630	2	2	4	113°	100	100	66	33
<i>t_i=5</i>	56	65	500	630	2	2	5	113°	100	100	66	33
<i>t_k=3</i>	56	65	500	630	2	3	2	113°	100	100	66	33
<i>t_k=4</i>	56	65	500	630	2	4	2	113°	100	100	66	33
<i>t_k=5</i>	56	65	500	630	2	5	2	113°	100	100	66	33
<i>La=118</i>	38	65	500	630	2	2	2	116°	118	100	68	37
<i>La=137</i>	19	65	500	630	2	2	2	118°	137	100	71	41
<i>La=155</i>	0	65	500	630	2	2	2	120°	155	100	73	44
<i>b=75</i>	53	75	500	640	2	2	2	105°	100	100	76	38
<i>b=85</i>	53	85	500	650	2	2	2	98°	100	100	86	43
<i>b=95</i>	53	95	500	660	2	2	2	92°	100	100	96	48
<i>D_v=525</i>	64	65	525	655	2	2	2	113°	100	100	66	33
<i>D_v=550</i>	72	65	550	680	2	2	2	113°	100	100	66	33
<i>D_v=575</i>	80	65	575	705	2	2	2	113°	100	100	66	33

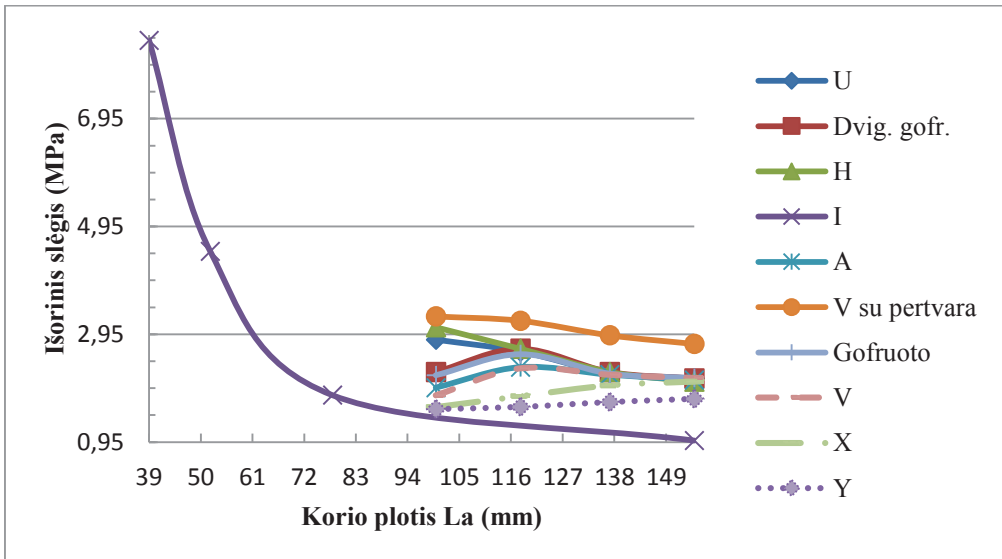
P.12 lentelė. Korėto cilindro su „Y“ formos korigavimu matmenys kintant cilindro geometrijai

Atvejis	<i>a</i> , mm	<i>b</i> , mm	<i>D_v</i> , mm	<i>D_i</i> , mm	<i>t_v</i> , mm	<i>t_k</i> , mm	<i>t_i</i> , mm	<i>α</i>	<i>L_a</i> , mm	<i>H_k</i> , mm	<i>H_p</i> , mm
<i>t_v=t_k=t_i=2</i> , <i>L_a=100</i> , <i>b=65</i> , <i>D_v=500</i> , <i>L=700</i> , <i>L=1700</i> , <i>L=2700</i> , <i>L=3700</i>	56	65	500	630	2	2	2	106°	100	70	33
<i>t_v=3</i>	56	65	500	630	3	2	2	106°	100	70	33
<i>t_v=4</i>	56	65	500	630	4	2	2	106°	100	70	33
<i>t_v=5</i>	56	65	500	630	5	2	2	106°	100	70	33
<i>t_i=3</i>	56	65	500	630	2	2	3	106°	100	70	33
<i>t_i=4</i>	56	65	500	630	2	2	4	106°	100	70	33
<i>t_i=5</i>	56	65	500	630	2	2	5	106°	100	70	33
<i>t_k=3</i>	56	65	500	630	2	3	2	106°	100	70	33
<i>t_k=4</i>	56	65	500	630	2	4	2	106°	100	70	33
<i>t_k=5</i>	56	65	500	630	2	5	2	106°	100	70	33
<i>L_a=118</i>	38	65	500	630	2	2	2	112°	118	72	33
<i>L_a=137</i>	19	65	500	630	2	2	2	117°	137	75	33
<i>L_a=155</i>	0	65	500	630	2	2	2	120°	155	77	33
<i>b=75</i>	53	75	500	640	2	2	2	100°	100	80	38
<i>b=85</i>	53	85	500	650	2	2	2	93°	100	90	43
<i>b=95</i>	53	95	500	660	2	2	2	88°	100	100	48
<i>D_v=525</i>	64	65	525	655	2	2	2	106°	100	70	33
<i>D_v=550</i>	72	65	550	680	2	2	2	106°	100	70	33
<i>D_v=575</i>	80	65	575	705	2	2	2	106°	100	70	33

P.13 paveikslas. Korėtų cilindrų (su „I“, „A“, „V su pertvara“ koriais) korio elemento pločio La įtaka maksimaliajai laikomajai gebai, kai veikianti apkrova – vidinis slėgis



P.14 paveikslas. Korėtų cilindrų korio elemento pločio La įtaka maksimaliajai laikomajai gebai, kai veikianti apkrova – išorinis slėgis



P.15.1 lentelē. Korētu slēgio indū maksimāli laikomoji gēba esant skirtingiems vidinio cilindro sienelēs storiams t_v (procentais lyginant su atveju, kai sienelēs storis 2 mm) (3.11 pav.)

Korio konstrukcija	Stiprumo kriterijus	Sienelēs storis t_v (mm)			
		2	3	4	5
„U“	V. M.	100	143	158	174
	D. P.	100	149	210	280
	M. K.	100	157	179	214
Dvigubo gofruotumo	V. M.	100	128	133	143
	D. P.	100	155	221	267
	M. K.	100	126	164	209
„H“	V. M.	100	136	156	163
	D. P.	100	150	211	278
	M. K.	100	142	157	184

P.15.2 lentelē. Korētu slēgio indū maksimāli laikomoji gēba esant skirtingiems korio pločiams L_a (procentais lyginant su atveju, kai korio plotis 100 mm) (3.12 pav.)

Korio konstrukcija	Stiprumo kriterijus	Korio plotis L_a (mm)			
		100	118	137	155
„U“	V. M.	100	102	107	108
	D. P.	100	111	122	128
	M. K.	100	109	120	126
Dvigubo gofruotumo	V. M.	100	100	104	105
	D. P.	100	107	117	124
	M. K.	100	109	119	107
„H“	V. M.	100	101	105	108
	D. P.	100	109	120	126
	M. K.	100	107	116	122

P.15.3 lentelē. Korētu slēgio indū maksimāli laikomoji gēba esant skirtingiems korio aukščiams b (procentais lyginant su atveju, kai korio aukštis 65 mm) (3.13 pav.)

Korio konstrukcija	Stiprumo kriterijus	Korio aukštis b (mm)			
		65	75	85	95
„U“	V. M.	100	101	101	102
	D. P.	100	100	101	101
	M. K.	100	100	99	99
Dvigubo gofruotumo	V. M.	100	88	86	88
	D. P.	100	100	99	99
	M. K.	100	103	102	104
„H“	V. M.	100	101	101	102
	D. P.	100	100	101	101
	M. K.		99	99	98

P.15.4 lentelė. Korėtų slėgio indų maksimali laikomoji geba esant skirtingiems vidinio cilindro skersmenims D_v (procentais lyginant su atveju, kai vidinio cilindro skersmuo 500 mm) (3.14 pav.)

Korio konstrukcija	Stiprumo kriterijus	Vidinis skersmuo D_v (mm)			
		500	525	550	575
„U“	V. M.	100	95	89	86
	D. P.	100	95	92	89
	M. K.	100	95	93	91
Dvigubo gofruotumo	V. M.	100	95	90	84
	D. P.	100	96	94	91
	M. K.	100	89	80	73
„H“	V. M.	100	95	91	87
	D. P.	100	95	91	88
	M. K.	100	95	91	89

P.15.5 lentelė. Korėtų slėgio indų maksimali laikomoji geba esant skirtingiems cilindro ilgiams L (procentais lyginant su atveju, kai cilindro ilgis 700 mm) (3.15 pav.)

Korio konstrukcija	Stiprumo kriterijus	Cilindro ilgis L (mm)			
		700	1700	2700	3700
„U“	V. M.	100	99	99	98
	D. P.	100	99	98	98
	M. K.	100	102	101	100
Dvigubo gofruotumo	V. M.	100	99	98	98
	D. P.	100	99	98	98
	M. K.	100	102	102	102
„H“	V. M.	100	99	99	98
	D. P.	100	99	98	98
	M. K.	100	102	101	99

P.15.6 lentelė. Korėtų slėgio indų maksimali laikomoji geba esant skirtingiems vidinio cilindro sienelės storiams t_v (procentais lyginant su atveju, kai sienelės storis 2 mm) (3.25 pav.)

Korio konstrukcija	Stiprumo kriterijus	Sienelės storis t_v (mm)			
		2	3	4	5
„I“	V. M.	100	138	146	144
	D. P.	100	141	184	219
	M. K.	100	126	135	157
„A“	V. M.	100	104	110	118
	D. P.	100	155	220	269
	M. K.	100	129	162	206
„V su pertvara“	V. M.	100	126	148	162
	D. P.	100	164	214	275
	M. K.	100	126	164	212

P.15.7 lentelė. Korėtų slėgio indų maksimali laikomoji geba esant skirtingiems korio pločiams L_a (procentais lyginant su atveju, kai korio plotis 100 mm) (3.26 pav.)

Korio konstrukcija	Stiprumo kriterijus	Korio plotis L_a (mm)			
		100, 155*	118, 78*	137, 52*	155, 39*
„I“	V. M.	100	103*	110*	120*
	D. P.	100	84*	103*	131*
	M. K.	100	90*	101*	109*
„A“	V. M.	100	100	103	104
	D. P.	100	106	115	121
	M. K.	100	113	120	114
„V su pertvara“	V. M.	100	98	106	103
	D. P.	100	109	100	106
	M. K.	100	98	108	96

* pažymėti korio pločio žingsniai ir rezultatai yra taikytini tik „I“ formos koriui. „I“ formos korys yra plokštelė, todėl tarpo tarp korio elementų mažinimas šiuo atveju yra priešingas – L_a mažėja. Grafikai 3.26 pav. pateikiami bendrame visiems korigams L_a pokyčio intervale. Viso „I“ formos korio L_a pokyčių intervalo grafikas pateikiamas priede P.13.

P.15.8 lentelė. Korėtų slėgio indų maksimali laikomoji geba esant skirtingiems korio aukščiams b (procentais lyginant su atveju, kai korio aukštis 65 mm) (3.27 pav.)

Korio konstrukcija	Stiprumo kriterijus	Korio aukštis b (mm)			
		65	75	85	95
„I“	V. M.	100	100	101	101
	D. P.	100	100	100	100
	M. K.	100	99	99	99
„A“	V. M.	100	86	84	85
	D. P.	100	100	99	99
	M. K.	100	102	100	103
„V su pertvara“	V. M.	100	82	80	78
	D. P.	100	101	101	98
	M. K.	100	92	84	79

P.15.9 lentelė. Korėtų slėgio indų maksimali laikomoji geba esant skirtingiems vidinio cilindro skersmenims D_v (procentais lyginant su atveju, kai vidinio cilindro skersmuo 500 mm) (3.28 pav.)

Korio konstrukcija	Stiprumo kriterijus	Vidinis skersmuo D_v (mm)			
		500	525	550	575
„I“	V. M.	100	94	89	84
	D. P.	100	95	91	86
	M. K.	100	96	92	86
„A“	V. M.	100	94	83	74
	D. P.	100	96	94	91
	M. K.	100	89	81	74
„V su pertvara“	V. M.	100	95	90	81
	D. P.	100	86	78	72
	M. K.	100	96	91	87

P.15.10 lentelė. Korėtų slėgio indų maksimali laikomoji geba esant skirtingiems cilindro ilgiams L (procentais lyginant su atveju, kai cilindro ilgis 700 mm) (3.29 pav.)

Korio konstrukcija	Stiprumo kriterijus	Cilindro ilgis L (mm)			
		700	1700	2700	3700
„I“	V. M.	100	99	99	98
	D. P.	100	100	99	99
	M. K.	100	105	104	103
„A“	V. M.	100	99	98	98
	D. P.	100	99	98	97
	M. K.	100	103	103	103
„V su pertvara“	V. M.	100	101	101	101
	D. P.	100	99	98	98
	M. K.	100	103	103	103

P.15.11 lentelē. Korētu slēgio indų maksimali laikomoji geba esant skirtingiems vidinio cilindro sienelės storiams t_v (procentais lyginant su atveju, kai sienelės storis 2 mm) (3.42 pav.)

Korio konstrukcija	Stiprumo kriterijus	Sienelės storis t_v (mm)			
		2	3	4	5
Gofruotas	V. M.	100	122	143	152
	D. P.	100	152	215	278
	M. K.	100	127	150	183
„V“	V. M.	100	108	114	123
	D. P.	100	159	225	284
	M. K.	100	129	168	214
„X“	V. M.	100	132	177	227
	D. P.	100	160	224	269
	M. K.	100	152	195	264
„Y“	V. M.	100	105	117	131
	D. P.	100	159	221	243
	M. K.	100	148	204	256

P.15.12 lentelē. Korētu slēgio indų maksimali laikomoji geba esant skirtingiems korio pločiams La (procentais lyginant su atveju, kai korio plotis 100 mm) (3.43 pav.)

Korio konstrukcija	Stiprumo kriterijus	Korio plotis La (mm)			
		100	118	137	155
Gofruotas	V. M.	100	101	105	106
	D. P.	100	108	118	124
	M. K.	100	104	112	112
„V“	V. M.	100	100	103	104
	D. P.	100	109	118	124
	M. K.	100	111	120	110
„X“	V. M.	100	108	116	107
	D. P.	100	102	108	114
	M. K.	100	112	124	113
„Y“	V. M.	100	122	137	127
	D. P.	100	103	110	98
	M. K.	100	112	124	78

P.15.13 lentelė. Korėtų slėgio indų maksimali laikomoji geba esant skirtingiems korio aukščiams b (procentais lyginant su atveju, kai korio aukštis 65 mm) (3.44 pav.)

Korio konstrukcija	Stiprumo kriterijus	Korio aukštis b (mm)			
		65	75	85	95
Gofruotas	V. M.	100	101	101	100
	D. P.	100	100	100	100
	M. K.	100	98	97	95
„V“	V. M.	100	87	87	86
	D. P.	100	102	102	101
	M. K.	100	100	100	101
„X“	V. M.	100	102	106	107
	D. P.	100	97	95	95
	M. K.	100	95	96	97
„Y“	V. M.	100	104	101	105
	D. P.	100	98	97	97
	M. K.	100	97	96	93

P.15.14 lentelė. Korėtų slėgio indų maksimali laikomoji geba esant skirtingiems vidinio cilindro skersmenims D_v (procentais lyginant su atveju, kai vidinio cilindro skersmuo 500 mm) (3.45 pav.)

Korio konstrukcija	Stiprumo kriterijus	Vidinis skersmuo D_v (mm)			
		500	525	550	575
Gofruotas	V. M.	100	94	83	76
	D. P.	100	95	93	90
	M. K.	100	94	84	76
„V“	V. M.	100	95	86	77
	D. P.	100	98	96	93
	M. K.	100	88	80	73
„X“	V. M.	100	90	83	76
	D. P.	100	96	87	80
	M. K.	100	89	81	74
„Y“	V. M.	100	88	79	73
	D. P.	100	97	93	85
	M. K.	100	90	82	75

P.15.15 lentelė. Korėtų slėgio indų maksimali laikomoji geba esant skirtingiems cilindro ilgiams L (procentais lyginant su atveju, kai cilindro ilgis 700 mm) (3.46 pav.)

Korio konstrukcija	Stiprumo kriterijus	Cilindro ilgis L (mm)			
		700	1700	2700	3700
Gofruotas	V. M.	100	99	98	97
	D. P.	100	99	98	97
	M. K.	100	105	104	103
„V“	V. M.	100	99	98	97
	D. P.	100	99	98	97
	M. K.	100	101	100	100
„X“	V. M.	100	100	99	98
	D. P.	100	94	93	92
	M. K.	100	100	99	98
„Y“	V. M.	100	102	102	102
	D. P.	100	99	98	98
	M. K.	100	101	102	102

P.16.1 lentelė. Vidinio cilindro sienelės storio t_v pokyčio įtaka procentais maksimaliai laikomajai gebai (4.12 pav.)

Korio konstrukcija	Sienelės storis t_v (mm)			
	2	3	4	5
„U“	100	211	392	675
Dvig. gofr.	100	219	431	773
„H“	100	201	367	627
„I“	100	200	358	593
„A“	100	231	468	851
„V su pertvara“	100	261	564	936
Gofruotas	100	222	444	795
„V“	100	238	495	907
„X“	100	253	543	729
„Y“	100	256	549	755

P.16.2 lentelė. Korio pločio La pokyčio įtaka procentais maksimaliai laikomajai gebai (4.13 pav.)

Korio konstrukcija	Korio plotis La (mm)			
	100, 155*	118, 78*	137, 52*	155, 39*
„U“	100	92	78	75
Dvig. gofr.	100	119	100	95
„H“	100	87	73	67
„I“	100	186*	459*	859*
„A“	100	119	112	107
„V su pertvara“	100	98	89	84
Gofruotas	100	118	101	98
„V“	100	127	121	118
„X“	100	113	125	129
„Y“	100	103	108	112

* pažymėti korio pločio žingsniai ir rezultatai yra taikytini tik „I“ formos koriui. „I“ formos korys yra plokštelė, todėl tarpo tarp korio elementų mažinimas šiuo atveju yra priešingas – La mažėja. Grafikai 4.13 pav. pateikiami bendrame visiems koriams La pokyčio intervale. Viso „I“ formos korio La pokyčių intervalo grafikas pateikiamas priede P.14.

P.16.3 lentelė. Korio aukščio b pokyčio įtaka procentais maksimaliai laikomajai gebai (4.14 pav.)

Korio konstrukcija	Korio aukštis b (mm)			
	65	75	85	95
„U“	100	97	95	95
Dvig. gofr.	100	104	109	111
„H“	100	99	99	98
„I“	100	101	100	100
„A“	100	106	111	116
„V su pertvara“	100	102	102	103
Gofruotas	100	103	105	107
„V“	100	105	111	114
„X“	100	109	116	118
„Y“	100	105	111	117

P.16.4 lentelė. Vidinio skersmens D_v pokyčio įtaka procentais maksimaliai laikomajai gebai (4.15 pav.)

Korio konstrukcija	Vidinis skersmuo D_v (mm)			
	500	525	550	575
„U“	100	74	58	48
Dvig. gofr.	100	81	68	58
„H“	100	77	62	51
„I“	100	100	100	101
„A“	100	85	74	65
„V su pertvara“	100	87	76	66
Gofruotas	100	81	67	57
„V“	100	84	71	62
„X“	100	86	77	69
„Y“	100	87	78	71

P.16.5 lentelė. Cilindro ilgio L pokyčio įtaka procentais maksimaliai laikomajai gebai (4.16 pav.)

Korio konstrukcija	Cilindro ilgis L (mm)			
	700	1700	2700	3700
„U“	100	84	70	54
Dvig. gofr.	100	83	82	81
„H“	100	81	75	63
„I“	100	46	43	43
„A“	100	75	74	73
„V su pertvara“	100	91	91	90
Gofruotas	100	71	69	69
„V“	100	75	74	74
„X“	100	90	76	68
„Y“	100	86	74	66