VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
STATYBOS FAKULTETAS

METALINIŲ IR MEDINIŲ KONSTRUKCIJŲ KATEDRA

Andrej Mudrov

TEMPIAMŲJŲ FLANŠINIŲ JUNGČIŲ IR TEMPIAMŲJŲ VARŽTŲ ELGSENOS ANALIZĖ

Study of flange-plate connections and behavior of bolts in tension

Baigiamasis magistro darbas

Statinių konstrukcijų studijų programa, valstybinis kodas 621H21001

Lengvųjų šiuolaikinių konstrukcijų specializacija

Statybos inžinerijos 02T studijų kryptis

Vilnius, 2016

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
STATYBOS FAKULTETAS
METALINIŲ IR MEDINIŲ KONSTRUKCIJŲ KATEDRA

TVIRTINU
Katedros vedėjas

_____
(Parašas)
Antanas Šapalas
_____
(Vardas, pavardė)

_____
(Data)

Andrej Mudrov

TEMPIAMŲJŲ FLANŠINIŲ JUNGČIŲ IR TEMPIAMŲJŲ VARŽTŲ ELGSENOS ANALIZĖ

Study of flange-plate connections and behavior of bolts in tension

Baigiamasis magistro darbas

Statinių konstrukcijų studijų programa, valstybinis kodas 621H21001
Lengvųjų šiuolaikinių konstrukcijų specializacija
Statybos inžinerijos 02T studijų kryptis

Vadovas dr. doc. Gintas Šaučiuvėnas _____ _____
(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė) (Parašas) (Data)

Lietuvių kalbos konsultantas lekt. Lina Rutkienė _____ _____
(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė) (Parašas) (Data)

Vilnius, 2016

Vilniaus Gedimino technikos universitetas
Statybos fakultetas
Metalinių ir medinių konstrukcijų katedra

ISBN ISSN
Egz. sk. ……..
Data 2016-05-23

Statinių konstrukcijų studijų programos baigiamasis magistro darbas

Pavadinimas **Tempiamųjų flanšinių jungčių ir tempiamųjų varžtų elgsenos analizė**

Autorius **Andrej Mudrov** Vadovas doc. dr. **Gintas aučiuvėnas**

Kalba

[X] lietuvių
[ ] užsienio

Anotacija

Darbe nagrinėjamas skirtingos konstrukcijos centriškai tempiamų kvadratinio skerspjūvio vamzdžių (RHS) flanšinių jungčių laikomosios galios skaičiavimas. Pateikiama įvairių RHS flanšinių jungčių laikomosios galios skaičiavimo pagal EN 1993-1-8:2005 bei kitų šalių ir autorių siūlomų metodikų apžvalga ir palyginimas. Darbe tyrinėtos trijų tipų flanšinės jungtys — su varžtais iš dviejų priešingų vamzdžio pusių, varžtais, išdėstytais simetriškai aplink visą kontūrą, ir atvejis su varžtais, išdėstytais galinės plokštelės kampuose. Analitinių modelių rezultams palyginti išbandyta 13 jungčių ir naudojamasi 27 kitų autorių atliktais bandymų rezultatais. Papildomai nustatyti stipriųjų varžtų plieno mechaniniai rodikliai. Rezultatų sugretinimui atliktas tokios pat konstrukcijos flanšinių jungčių skaitinis modeliavimas su ANSYS Workbench baigtinių elementų paketu. Išanalizavus jungčių elgseną, pateikiamos rekomendacijos.

Darbą sudaro 3 dalys: įvadas, varžto elgsena, varžto metalo savybių nustatymas — tempimo bandymas, natūriniai RHS flanšinių jungčių bandymai, išvados ir siūlymai, literatūros sąrašas.

Darbo apimtis – 67 p. teksto be priedų, 72 iliustr., 15 lent., 39 bibliografiniai šaltiniai.

Atskirai pridedami darbo priedai.

Prasminiai žodžiai: tuščiaviduris profiliuotis; centrinis tempimas; flanšinė jungtis; tempiamas varžtas; tėjinis galinis elementas; laikomoji galia

© STUDIJŲ DIREKCIJA

Vilnius Gediminas Technical University
Civil Engineering faculty
Steel and Timber structures department

ISBN ISSN
Copies No. ……
Date 23-05-2016

Structural Engineering study programme master thesis.

Title: **Study of flange-plate connections and behavior of bolts in tension**

Author **Andrej Mudrov** Academic supervisor doc. dr. **Gintas Šaučiuvėnas**

Thesis language

[X] Lithuanian

[ ] Foreign (English)

Annotation

The paper considers the calculation of load-bearing capacity of flange-plate rectangular hollow sections (RHS) joints under axial tension. It provides a review and comparison of various calculation methodologies for establishing the load-bearing capacity of RHS flange-plate joints, such as suggested in EN 1993-1-8:2005 as well as those proposed in different countries and by other authors. The analysis has focused on three types of HSS flange-plate connections — with bolts along two sides of tube, bolts symmetrically placed on all four sides of the tube a and the case with bolts located at the corners of the end plate. To compare analytical connection strength predictions, 13 specimens were tested and 27 tests done by other authors were used. In addition, mechanical properties of high-strength bolts were determined. Following the numerical modeling, which has been done using ANSYS Workbench finite element program, the derived results for load-bearing capacity have been compared with analytical and tests load-bearing capacity results for flange-plate joints of the same structure. The conclutions and suggestions are made at the end of the thesis.

The master thesis includes these parts: introduction, the behavior of the bolt, determination of bolts metal mechanical properties — tensile testing, testing of RHS flange-plate joints, conclusions and suggestions, references.

Thesis consist of: 67 p. text without appendixes, 72 pictures, 15 tables, 39 bibliographical entries.

Appendixes included.

Keywords: hollow section; axial tension; prying; bolted flange-plate joint; design model; load-bearing analysis

© STUDIJŲ DIREKCIJA

TURINYS

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS 7
LENTELIŲ SĄRAŠAS 9
ĮVADAS 10
1. VARŽTO ELGSENA 12
1.1. Jungtys su įtemptais varžtais 12
1.1.1. Suspaustų paviršių standumas 14
1.1.2. Varžto standumas 17
1.2. Bendrasis lygiaverčio galinio tėjinio elemento metodas 22
1.2.1. RHS jungčių flanšo storio skaičiavimas 25
1.2.3. Efektyvus plastinio lanksto ilgis 28
2. VARŽTO METALO SAVYBIŲ NUSTATYMAS. TEMPIMO BANDYMAS 38
2.1. Mechaniškai neapdirbtų varžtų tempimo bandymas 38
2.2. Mechaniškai apdirbtų varžtų tempimo bandymas 40
2.3. Varžtų tempimo bandymų apibendrinimas 42
3. NATŪRINIAI RHS FLANŠINIŲ JUNGČIŲ BANDYMAI 44
3.1. Flanšinė jungtis su varžtais, išdėstytais simetriškai aplink visą kontūrą (serija A) 45
3.1.1. Analitinio modelio pagrindimas 49
3.2. Flanšinė jungtis su varžtais, išdėstytais už vamzdžio ribų (serija B) 54
3.3. Flanšinė jungtis su varžtais iš dviejų priešingų vamzdžio pusių (serija C) 58
3.3.1. Virintinės siūlės stiprumas 60
IŠVADOS IR PASIŪLYMAI 64

Paveikslų sąrašas

1.1 pav. Varžtinės jungties skaičiuojamoji schema: a) jungties supaprastinimas; b) jungties apkrovimas; c) vidinių atstojamųjų jėgų kryptys 12
1.2 pav. Varžtinės jungties jėgų diagramos: a) kai išorinė jėga lygi nuliui; b) kai išorinė jėga mažesnė už plyšio atsivėrimo jėgą; c) kai išorinė jėga didesnė už plyšio stsiverimo jėgą 13
1.3 pav. Apkrovos koeficiento priklausomybė nuo išorinio apkrovimo schemos: a) apkrauti du flanšai; b) apkrautas vienas flanšas; c) apkrautas varžtas 14
1.4 pav. Įtempių pasiskirstymas tarp suspaustų plokštelių 15
1.5 pav. F. Roetsherio nupjautinio kūgio skaičiuojamoji schema 15
1.6 pav. Nupjautinio kūgio deformacijos skaičiuojamoji schema 16
1.7 pav. J. E. Shigley įvorės standumo priklausomybė nuo α kampo 16
1.8 pav. Vidutinio kontaktinio slėgio linijinio nuskaitymo rezultatai (Marshall *et al.* 2006: 31) 17
1.9 pav. Varžto normalinių įtempių pasiskirstymas: a) teorinis; b) skaičiuotinis 18
1.10 pav. Varžto normalinių įtempių pasiskirstymas: a) trumpasis varžtas; b). ilgasis varžtas 19
1.11 pav. Didžiausi įtempiai trijose veržlėse su penkiomis, šešiomis ir septyniomis sriegio vijomis (Bickford 1995: 25) 20
1.12 pav. Varžto skaičiuojamosios schemos: a) stipraus varžto rinkinys HV; b) neįtempiamojo varžto rinkinys; c) HV varžtas su standžiai sujungta veržle; d) HV varžtas su standžiai sujungta veržle ir sriegio supaprastinimu 20
1.13 pav. Varžtų pailgėjimo priklausomybės 21
1.14 pav. Teorinio standumo priklausomybė nuo aprėpiamojo ilgio 21
1.15 pav. Tėjinio galinio elemento suirimo atvejai: a)visiškas flanšo plastiškumas; b) varžto irtis bei dalinis flanšo plastiškumas; c) varžtų irtis 22
1.16 pav. Tėjo atlaikomosios jėgos ir flanšo storio saryšiai: a) modifikuotas Struiko modelis; b) EC-3 24
1.17 pav. RHS flanšinių jungčių pavyzdžiai: a) varžtai iš dviejų priešingų vamzdžio pusių; b,c) varžtai išdėstyti simetriškai aplink visą kontūrą; d)varžtai išdėstyti už vamzdžio ribų 25
1.18 pav. J. P. Jasparto galinio tėjinio elemento skaičiuojamoji schema 26
1.19 pav. EC-3 skirtingų tėjo metodų stiprio ir galinės plokštelės storio sąryšiai 27
1.20 pav. J. A. Packerio vamzdinių profiliuočių flanšinių jungčių skaičiuojamoji schema 28
1.21 pav. Jungties matmenys 29
1.22 pav. Apskritiminio modelio skaičiuojamųjų schemų pavyzdžiai: a) konstrukcinis užstandinimas; b) užstandinimas dėl didelio atstumo iki krašto 30
1.23 pav. Plastinių lankstų linijų schemos jungtims su keturiais ir aštuoniais varžtais (Kato *et al.* 1982: 36) 30
1.24 pav. Plastinio lanksto ilgis (Willibald *et al.* 2002: 13) 31
1.25 pav. P. Zoetemeijerio dviejų lankstų mechanizmas: a) atskiras takumas; b) grupinis takumas 31
1.26 pav. P. Zoetemeijerio dviejų lankstų mechanizmo skaičiuojamoji schema 32
1.27 pav. Zoetemejerio vieno lanksto mechanizmo skaičiuojamoji schema 33
1.28 pav. Arti vamzdžio krašto esanti varžto skylė: a) P. Zoetemeijerio schema; b) patikslinta schema 34
1.29 pav. Sąstandų padėtis: a) apribotas plastinio lanksto mechanizmas; b) neapribotas mechanizmas 34
1.30 pav. Trys flanšinių jungčių su kampuose išdėstytais varžtais suirimo mechanizmai: a) Waldo; b) Laine; c) Wheelerio (Heinisuo *et al.* 2012: 87) 35
1.31 pav. F. Waldo skaičiuojamoji schema su dvejais suirimo atvejais: pjūvis A-A — dviejų lankstų mechanizmas; pjūvis B-B — vieno lanksto mechanizmas 36

2.1 pav. Mechaniškai neapdirbtas varžto bandinys 39
2.2 pav. Mechaniškai neapdirtų varžtų apkrovos ir deformacijų sąryšiai 39
2.3 pav. Suirę mechaniškai neapdirbti varžtai 40

2.4 pav. Mechaniškai apdirbto bandinio matmenys 40
2.5 pav. Mechaniškai apdirbto varžto bandinys 41
2.6 pav. Mechaniškai apdirtų varžtų įtempių ir santykinio pailgėjimo sąryšiai 41
2.7 pav. Suirę mechaniškai apdirbti varžtai....42
2.8 pav. Varžtų stiprumo ribos įtempių vidutinės reikšmės 42
2.9 pav. Varžtų tamprumo modulio vidutinės reikšmės....43

3.1 pav. Bandynių serijos: a) serija A su varžtais išdėstyti simetriškai aplink visą kontūrą; b) serija B su varžtai išdėstytais už vamzdžio ribų; c) serija C su varžtais išdėstytais iš dviejų priešingų vamzdžio pusių....44
3.2 pav. Varžto skaičiuojamasis modelis....45
3.3 pav. Flanšinės jungties bandinys su varžtais iš keturių vamzdžio pusių....46
3.4 pav. Neįtempiamųjų ir stipriųjų varžtų irties pobūdis 47
3.5 pav. Neįtemptojo varžto sriegio irtis 47
3.6 pav. Von Miseso ekvivalentiniai įtempiai (MPa): a) neįtempiamasis varžtas; b) stiprusis varžtas .47
3.7 pav. Po bandymo deformuoti stiprieji varžtai 48
3.8 pav. A serijos bandinių su neįtempiamais varžtais pradinis galinių plokštelių tarpas 48
3.9 pav. A serijos mazgų poslinkių ir apkrovų sąryšiai....49
3.10 pav. Eksperimentinių ir modelio teorinių rezultatų santykių priklausomybė nuo galinių plokštelės storių (31 bandinys) 52
3.11 pav. A serijos galinės plokštelės Von Miseso ekvivalentiniai įtempiai, virš kurių pavaizduotas analitinio modelio lankstų mechanizmas....53
3.12 pav. Bandinio plastinės deformacijos po eksperimento 53
3.13 pav. Deformuoto mazgo Von Miseso ekvivalentiniai įtempiai....53
3.14 pav. Flanšinės jungties bandinys su varžtais, išdėstytais už vamzdžio ribų....54
3.15 pav. B serijos mazgų poslinkių ir apkrovų sąryšiai....55
3.16 pav. B serijos bandinio su įtempiamais varžtais galinės plokštelės Von Miseso ekvivalentiniai įtempiai, virš kurių pavaizduotas analitinio modelio lankstų mechanizmas....55
3.17 pav. B serijos bandinio su neįtempiamais varžtais plastinės deformacijos po eksperimento ir deformuoto skaitinio modelio Von Miseso ekvivalentiniai įtempiai....56
3.18 pav. B serijos bandinio su įtempiamais varžtais plastinės deformacijos po eksperimento ir deformuoto skaitinio modelio Von Miseso ekvivalentiniai įtempiai....56
3.19 pav. B serijos bandinių su neįtempiamais varžtais pradinis galinių plokštelių tarpas....57
3.20 pav. Flanšinės jungties bandinys su varžtais iš dviejų priešingų vamzdžio pusių 58
3.21 pav. C serijos bandinio plastinės deformacijos po eksperimento....59
3.22 pav. Po bandymo deformuoti C serijos stiprieji varžtai 59
3.23 pav. B serijos mazgų poslinkių ir apkrovų sąryšiai....59
3.24 pav. Virintinių siūlių svarbiausiųjų įtempių kryptis 60
3.25 pav. Normaliniai vamzdžio sienelės įtempiai, kai apkrova 408 kN 60
3.26 pav. Vamzdžio sienelės normalinių įtempių pasiskirstymas esant 408 kN apkrovai....61
3.27 pav. Tenzometrinių jutiklių padėtis (C1 bandinys) 61
3.28 pav. Vamzdžio krašto su varžtais normaliniai įtempiai....61
3.29 pav. Vamzdžio šoninio krašto normaliniai įtempiai....62
3.30 pav. Giliosios kertinės virintinės siūlės storis 62
3.31 pav. Pirmo mazgo su M24 varžtais siūlės irtis (kritinė jėga 696,1 kN) 63
3.32 pav. Antro mazgo su M24 varžtais siūlės irtis (kritinė jėga 587,5 kN)....63

Lentelių sąrašas

1.1 lentelė. Skirtingų autorių nustatyti kūgio sudaramosios kampai (Marshall et al., 2006: 35) 17
1.2 lentelė. Tėjinio galinio elemento modeliai 23
1.3 lentelė. Flanšo ribinių storių skaičiavimo išraiškos, esant skirtingiems irties pobūdžiams 25
1.4 lentelė. Flanšo storis pagal saugos ribinį būvį 26
1.5 lentelė. EC-3 vienam varžtui tenkantis efektyvus plastinio lanksto ilgis (SCI 2013: 12) 29
1.6 lentelė. Flanšinių jungčių su kampuose išdėstytais varžtais plastinių lankstų ilgiai 36
1.7 lentelė. F. Waldo efektyvaus plastinio ilgio išvedimas 37

2.1 lentelė. Mechaniškai neapdirbtų bandinių rezultatai 39
2.2 lentelė. Mechaniškai apdirbtų bandinių rezultatai 41

3.1 lentelė. Jungčių medžiagų stiprumo ir mechaniniai rodikliai 45
3.2 lentelė. Flanšinės jungties su varžtais iš keturių vamzdžio pusių tempimo bandymų rezultatai 46
3.3 lentelė. Jungčių matmenys ir stipruminės savybės 50
3.4 lentelė. Analitinių modelių rezultatai 51
3.5 lentelė. Flanšinės jungties su varžtais, išdėstytais už vamzdžio ribų, tempimo bandymų rezultatai54
3.6 lentelė. Flanšinės jungties su varžtais, išdėstytais už vamzdžio ribų, tempimo bandymų rezultatai58

ĮVADAS

Santvaros iš stačiakampių šalto formavimo vamzdžių (RHS) dėl technologinių ir ekonominių rodiklių įgavo paplitimą statant sandėliavimo ir prekybos paskirties pastatus. Paprastai tokio tipo pastatams siekiama padidinti grindų plotą, naudojant retą kolonų tinklą. Esant 18, 24 ar 30 m tarpatramiams, dėl gabenimo matmenų apribojimų tenka skaidyti santvarą į pavienius segmentus, o tempiamų ir gniuždomų santvaros juostų montuojamąsias jungtis projektuoti varžtines. Bendruoju atveju, šios montuojamosios varžtinės jungtys gali būti frikcinės, kerpamosios arba tempiamosios. Nors santvaros dalių sujungimui galima naudoti visų išvardintų tipų jungtis, šiame darbe nagrinėjamos tik centriškai tempiamos flanšinės jungtys, nes pastarųjų pradinė slinktis yra mažiausia, lyginant su kerpamosiomis jungtimis.

Pagal Lietuvoje galiojančias projektavimo normas STR 2.05.08:2005 (STR), tempiamųjų flanšinių jungčių skaičiavimas atliekamas tamprioje stadijoje su papildomais griežtais projektavimo ir gamybos apribojimais (Daniunas *et al.* 2006). Juos įgyvendinus gaunamas sudėtingas mazgas su papildomais standinančiaisiais elementais, dideliu įtemptųjų varžtų kiekiu ir storu flanšu, kurio plokštumas papildomai gali tekti frezuoti. Todėl, norint sumažinti gamybos kaštus, atsiranda poreikis keisti projektavimo prielaidas. Kaip esamų normų alternatyva, EN 1993-1-8 (2005) leidžia plastinių deformacijų atsiradimą, gaunant racionalesnį medžiagų panaudojimą. Deja, EC-3 (EN 1993-1-8:2005) nepateikia RHS flanšinių jungčių skaičiavimo, kaip, pavyzdžiui, amerikiečių AISC (Packer *et al.* 2010) ar kanadiečių CISC (Packer *et al.* 1997), bet yra pagrindo manyti, kad esminiai EC-3 projektavimo metodai yra tinkami tokio tipo mazgų skaičiavimui.

Visų išvardintų normų flanšinių mazgų projektavimas pagrįstas superpozicijos principu — mazgo atlaikoma jėga lygi bendrai sumai jėgų, kurias atlaiko atskiri jungties komponentai. Savu ruožtu, kiekvienas jungties komponentas susideda iš paprastų elementų: varžto, suvirinimo siūlės, flanšo, vamzdžio sienelės. Kadangi santvaros tinklelio elementai parenkami iš stiprumo ir pastovumo sąlygų, projektuojant montuojamąjį mazgą vamzdžio sienelės stiprumas bus užtikrintas, todėl pagrindinis uždavinys susiveda į varžtų ir virintinės siūlės atlaikomų jėgų nustatymą.

Jungtyje esančio varžto atlaikoma jėga priklauso ne tik nuo varžto medžiagos ir skersmens, bet ir nuo mazgo matmenų, nes dėl flanšų deformacijų varžtuose atsiranda papildomos traukiamosios jėgos. Šioms jėgoms įvertinti naudojami lygiaverčio tėjinio galinio elemento modeliai. Vienas iš labiausiai paplitusių modelių, kurio remiasi įvairių šalių projektavimo normos (AISC, CISC, EC-3), buvo pristatytas J. H. A. Struiko ir kt. (Struik *et al.* 1969). Šio modelio prielaidas tobulino ir nagrinėjo P. Zoetemeijeris (Zoetemeijer 1974), J. P. Jaspartas ir kt. (Jaspart *et al.* 1991), G. L. Kulakas ir kt. (Kulak *et al.* 1987). Detaliai esamus tėjinius galinių elementų metodus yra išnagrinėjęs J. A. Swansonas (Swanson 2002).

Bendrai RHS flanšinių mazgų elgsena nagrinėta išskiriant pavienius atvejus, kai varžtai

simetriškai išdėstyti iš visų vamzdžio pusių (Kato *et al.* 1982, Wilibald *et al.* 2002, 2003) ir kai varžtai yra tik iš dviejų priešingų flanšo šonų (Packer *et al.* 2009). Taip pat tyrinėti flanšiniai mazgai su sąstandomis (Semenov *et al.* 2014, Wang *et al.* 2013, Perelmuter *et al.* 2010). Apie plastinių lankstų mechanizmą ir mazgo standžio nustatymą pagal EC-3 rašė F. T. Karlsenas ir kt. (Karlsen *et al.* 2012), M. Latouras ir kt. (Latour *et al.* 2013) bei M. Heinisuo ir kt. (Heinisuo *et al.* 2012).

Magistrinio darbo tikslas — išbandyti skirtingos konstukcijos RHS flanšinius mazgus ir nustatyti, ar įmanoma pritaikyti esminius EC-3 principus šių jungčių projektavimui.

Darbo uždaviniai:

1. Atliekant tarpusavio palyginimą, išnagrinėti įvairiuose moksliniuose straipsniuose ir konstrukcijų projektavimo normose pateikiamus RHS flanšinių jungčių analitinius skaičiavimo metodus.
2. Atlikti išbandytų flanšinių jungčių skaitinį modeliavimą.
3. Palyginti eksperimentinius, analitinius ir skaitinius jungčių laikomųjų galių rezultatus.
4. Pateikti rekomendacijas.

1. VARŽTO ELGSENA

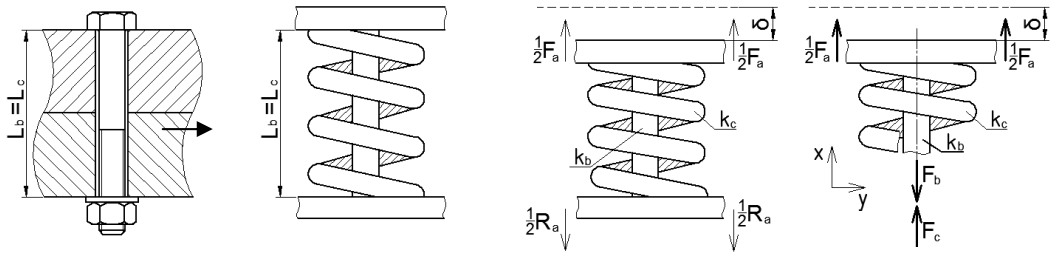
1.1. Jungtys su įtemptais varžtais

Įtempto varžto elgsenai paaiškinti, vienu varžtu suspaustu plokštelių jungtis supaprastinama iki konstrukcijos, sudarytos iš dviejų elementų — strypo ir spyruoklės (1.1 pav. a). Strypo galuose pritvirtinti begalinio standumo diskai atlieka ryšių funkciją — jungia elementus į bendrą sistemą. Užveržus varžtą ir prie viršutinio disko centriškai pridėjus išorinę jėgą F_a (1.1 pav. b) atraminiame diske atsiranda reakcija R_a ir sistema pereina į naują pusiausvyros būseną, kurią galima apibūdinti bendru sistemos poslinkiu δ, susijusiu su vidinių ir išorinių jėgų poveikiu.

Norint atlikti tolimesnę analizę, nukirpus dalį konstrukcijos ir vidinėmis atstojamosiomis jėgomis atkūrus pusiausvyrą (1.1 pav. c), užrašoma jėgų projekcijų į X ašį suma:

$$\begin{aligned} &\Sigma F_x = 0; \\ &F_a + F_c - F_b = 0, \end{aligned} \tag{1.1}$$

čia ΣF_x — bendra suma jėgų, suprojektuotų į X ašį; F_a — išorinė jėga; F_c — atstojamoji spyruoklės jėga (plokštelių suspaudimo jėga); F_b — atstojamoji jėga strype (varžte).



a) b) c)

1.1 pav. Varžtinės jungties skaičiuojamoji schema: a) jungties supaprastinimas; b) jungties apkrovimas; c) vidinių atstojamųjų jėgų kryptys

Atstojamųjų jėgų kitimą galima išreikšti (1.2) lygtimis, kaip išankstinio įtempimo ir išorinės apkrovos sukeltų prieaugių sumą. Pradinio laiko momentu, kai išorinė jėga lygi nuliui, spyruoklėje ir strype išankstinio įtempimo jėgos lygios ($F_i = F_{i,b} = F_{i,c}$). Kai atsiranda išorinė jėga, spyruoklėje jį sukelia suspaudimo jėgos mažėjimą, o strype — įtempio didėjimą.

$$\begin{aligned} F_c &= F_i - \Delta F_{c,a}; \\ F_b &= F_i + \Delta F_{b,a}. \end{aligned} \tag{1.2}$$

Įrašius (1.2) lygtis į (1.1) jėgų projekciją, gaunama, kad išorinė jėga tampa lygi jos sukeltų prieaugių sumai:

$$F_a = \Delta F_{b,a} + \Delta F_{c,a}. \tag{1.3}$$

Pritaikius (1.3) lygčiai Huko spyruoklės dėsnį, kuris teigia, jog jėgos prieaugis tiesiogiai proporcingas poslinkio prieaugiui ($\Delta F = k\Delta\delta$), galima išreikšti spyruoklės–strypo sistemos poslinkį,

atsirandantį dėl išorinės jėgos poveikio:

$$\delta_a = \frac{F_a}{k_b + k_c} = \frac{\lambda_b \lambda_c F_a}{\lambda_b + \lambda_c}, \tag{1.5}$$

čia k_b — strypo standis; k_c — spyruoklės standumas; λ_b — strypo pasiduodamumas (varžto pailgėjimas veikiant vienetinei jėgai) $\lambda_b = k_b^{-1}$; λ_c — spyruoklės pasiduodamumas $\lambda_c = k_c^{-1}$.

Skaičiuojant statybinių konstrukcijų mazgus, jungties sandarumas neanalizuojamas (paviršių suspaudimo jėgos kitimas), visas dėmesys sutelkiamas į jėgos varžte nustatymą. Žinant spyruoklės – strypo sistemos poslinkį, galima prognozuoti įrąžą varžte:

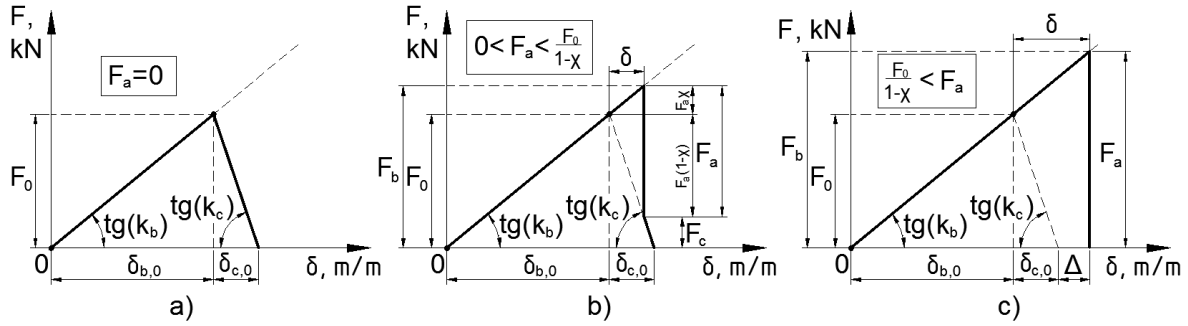
$$F_b = F_i + \Delta F_{b,a} = F_i + \frac{k_b}{k_b + k_c} F_a = F_i + \frac{\lambda_c}{\lambda_b + \lambda_c} F_a = F_i + \chi F_a, \tag{1.6}$$

čia χ — varžto apkrovimo koeficientas:

$$\chi = \frac{k_b}{k_b + k_c} = \frac{\lambda_c}{\lambda_b + \lambda_c}. \tag{1.7}$$

Taigi, jėga varžte kinta pagal tiesės lygtį, kurios vienas narys yra pradinis varžto įtempis, o kitas proporcingas apkrovos koeficientui. Pavaizduoti apkrovos koeficiento įtakai varžto įrąžoms naudojamos jėgų diagramos (1.2 pav.). Įtempus varžtą iki pradinės jėgos F_0 (1.2 pav. a), varžtas pailgės dydžiu $\delta_{b,0}$, o plokštelės atitinkamai susispaus $\delta_{c,0}$ (pavaizdavimo patogumui, neigiamos plokštelių deformacijos perkeltos į teigiamą grafiko sritį). Kuo didesnis elemento standumas, tuo mažesnės jo deformacijos. Kai jungtis apkraunama išorine jėga, varžtą veikia tik jos dalis, kurios prieaugis proporcingas koeficientui χ (1.2 pav. b), kita dalis, kuri lygi $1-\chi$, mažina detalių suspaudimo jėgą iki:

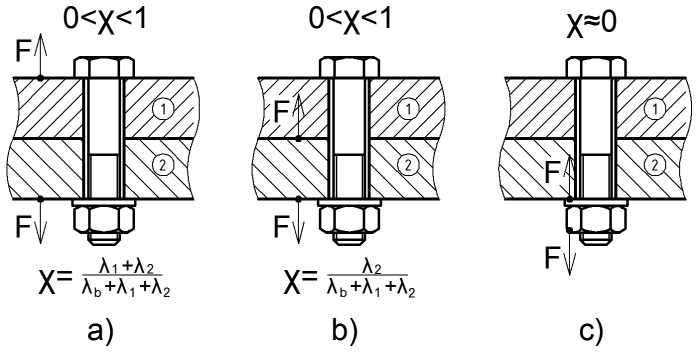
$$F_c = F_0 - (1-\chi)F_a. \tag{1.8}$$



1.2 pav. Varžtinės jungties jėgų diagramos: a) kai išorinė jėga lygi nuliui; b) kai išorinė jėga mažesnė už plyšio atsivėrimo jėgą; c) kai išorinė jėga didesnė už plyšio stsiverimo jėgą

Kai paviršių suspaudimo jėga F_c tampa lygi nuliui, tarp paviršių pradeda atsiverti plyšys Δ (1.2 pav., c). Atsivėrus plyšiui, jėga varžte tampa lygi išorinei jėgai — pasikeičia skaičiuojamoji schema.

Analizuojant 1.2 pav., nesunku įsitikinti, kad jėgos prieaugis varžte priklauso nuo mazgo ir varžto standumo. Norint sumažinti jėgos prieaugį varžte, reikia mažinti apkrovimo koeficientą χ, tai yra didinti suspaustų paviršių ir mažinti varžto standumą. Idealus atvejis, kai išorinė jėga nesukelia varžto tempimo jėgų prieaugio, galimas tik tuo atveju, kada varžto standumas bus lygus nuliui, ar kai suspaustų paviršių standumas taps begalinis. Be to, koeficientas priklauso nuo išorinio apkrovimo schemos (1.3 pav.).



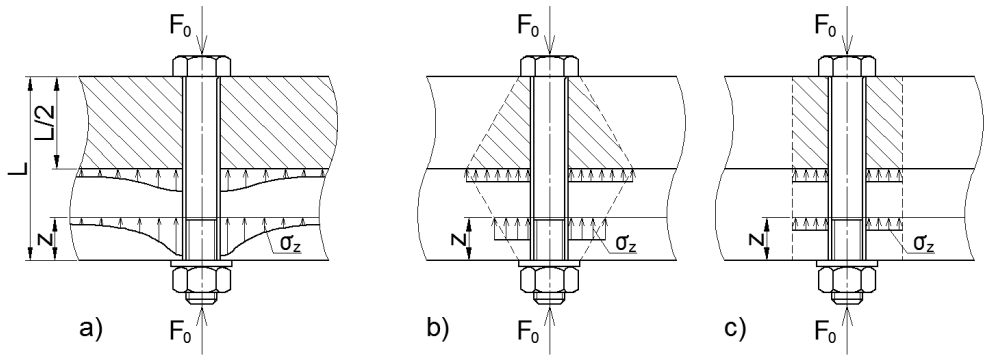
1.3 pav. Apkrovos koeficiento priklausomybė nuo išorinio apkrovimo schemos:
a) apkrauti du flanšai; b) apkrautas vienas flanšas; c) apkrautas varžtas

Kai išorinė apkrova veikia tik vieną iš suspaustų paviršių (1.3 pav. b), apkrovimo koeficientas bus mažesnis už atvejį su dviem apkrautais flanšais (1.3 pav. a). Jei apkraunamas tik varžtas (1.3 pav. c), koeficientas apytiksliai bus lygus nuliui, nes varžto standumas traktuojamas kaip nykstamai mažas dydis, lyginant su suspaustų paviršių standumu.

1.1.1. Suspaustų paviršių standumas

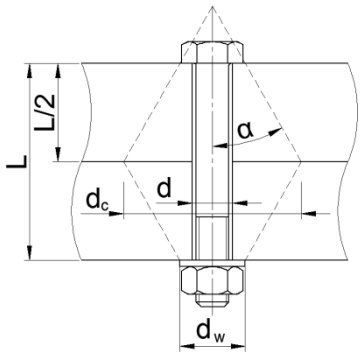
Didžiausi apkrovos koeficiento nustatymo sunkumai susiję su suspaustų paviršių standumo apskaičiavimu. Varžto visus matmenis galima nustatyti tiesiogiai matuojant, o nustatyti efektyvų suspaustų paviršių kontakto plotą yra sudėtinga. Nagrinėjami analitiniai modeliai pagrįsti ašiai simetrinių įtempių pasiskirstymu (1.4 pav.), todėl visi efektai, kurie sukelia įtempių asimetriškumą, apriboja tokių modelių naudojimą. Šią asimetriją gali sukelti mažas atstumas tarp varžtų, nesimetrinė jungties geometrija, mažas varžto atstumas iki krašto, paviršių netobulumai, korozija. Bendruoju atveju, jį galima apskaičiuoti pasinaudojus baigtinių elementų programomis arba eksperimentiškai.

Kita analitinių modelių prielaida susijusi su įtempių pasiskirstymu. Įtempus varžtą, didžiausi įtempiai susidaro netoli varžto skylės, tolstant nuo kurios įtempiai slopsta (1.4 pav. a). Analitiniuose modeliuose tokį įtempių pasiskirstymą tenka prastinti priimant, kad jų pasiskirstymas horizontaliame pjūvyje yra tolygus ir proporcingas sąlyginės figūros skerspjūvio plotui. Šį sąlyginę figūra gali būti tiek nupjautinis kūgis (1.4 pav. b), tiek ir cilindras (1.4 pav. c). Ji apriboja įtempių pasklidimą ir nuo jos pasirinkimo priklauso modelio tikslumas.



1.4 pav. Įtempių pasiskirstymas tarp suspaustų plokštelių

F. Roetsheris (Roetsher 1927) postulavo, kad varžto suspaustų plokštelių slėgio pasiskirstymas apribotas dviem kūginėmis įvorėmis, kurių kampas α yra lygus 45 ° (1.5 pav.). Paviršių atsiskyrimas įvyksta apskritimo plote, kuris apribotas paviršių kontakto plokštuma ir nupjautinio kūgio sudaromąja, prasidedančia nuo išorinio poveržlės skersmens d_w.



1.5 pav. F. Roetsherio nupjautinio kūgio skaičiuojamoji schema

Skaičiuojant vienos įvorės standumą F. Roetsheris keitė nupjautinį kūgį cilindru, kurio pagrindo skersmuo lygus kūgio pagrindui:

$$k = \frac{2A_cE_c}{L} = \frac{\pi E_c}{2L}\left(d_c^{\,2} - d^2\right) = \frac{\pi E_c}{2L}\left[\left(d_w + L\right)^2 - d^2\right]. \qquad (1.9)$$

Toks supaprastinimas reiškia, kad slėgis visuose cilindro taškuose yra konstanta (1.4 pav. c), nes cilindro skerspjūvio plotas per aukštį yra pastovus. Galiausiai gaunami mažesni teoriniai įtempiai, kurie sukelia mažesnes deformacijas, todėl šiuo metodu apskaičiuotas jungties standumas bus pervertintas ir jo paklaida priklausys nuo įvorės aukščio.

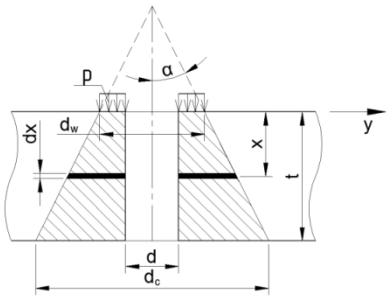
Pasak K. Stucko (Stuck 1968), F. Roetsherio modelio tikslumą galima pagerinti įvertinus įtempių kitimą įvorės aukštyje (1.4 pav. b), bet savo formulėje K. Stuckas vis dar naudojo α = 45 ° kampą, kurį kaip kintamąjį įvedė J. E. Shigley ir kt. (Shigley *et al.* 1983).

J. E. Shigley standumo formulės išvedimas prasideda nuo įvorės nykstamai plono skerspjūvio deformacijos, kuri atsiranda nuo tolygiai išskirstyto varžto galvutės slėgio p, nustatymo (1.6 pav.):

$$\delta = \frac{p\,dx}{EA}. \tag{1.10}$$

Šitoje formulėje nupjautinio kūgio horizontalaus nykstamai plono skerspjūvio plotas aprašomas išraiška:

$$A = \pi\left[\left(x\,\tan(\alpha) + \frac{d_w}{2}\right)^2 - \left(\frac{d}{2}\right)^2\right] = \pi\left(x\,\tan(\alpha) + \frac{d_w + d}{2}\right)\left(x\,\tan(\alpha) + \frac{d_w - d}{2}\right). \tag{1.11}$$



1.6 pav. Nupjautinio kūgio deformacijos skaičiuojamoji schema

Sudėję (1.10) ir (1.11) formules ir suintegravę gauname:

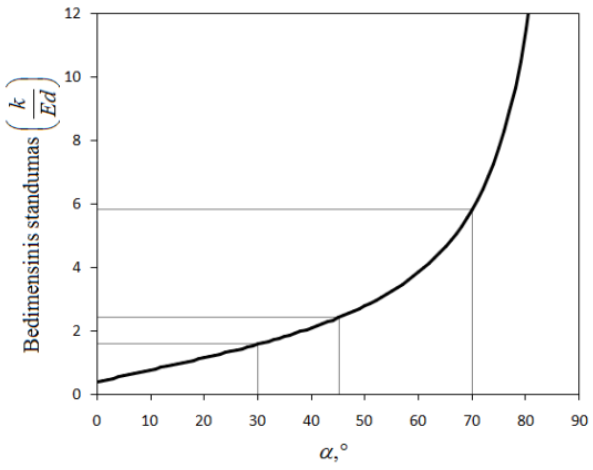
$$\delta = \frac{p}{\pi E}\int_0^t \frac{dx}{\left[x\,\tan(x) + (d_w + d)/2\right]\left[x\,\tan(x) + (d_w - d)/2\right]} =$$

$$= \frac{p}{\pi E d\,\tan(\alpha)} \ln\left[\frac{(2t\,\tan(\alpha) + d_w - d)(d_w + d)}{(2t\,\tan(\alpha) + d_w + d)(d_w - d)}\right]. \tag{1.21}$$

Tada vienos kūginės įvorės standumas pagal J. E. Shigley:

$$k = \frac{p}{\delta} = \frac{\pi E d\,\tan(\alpha)}{\ln\left[\frac{(2t\,\tan(\alpha) + d_w - d)(d_w + d)}{(2t\,\tan(\alpha) + d_w + d)(d_w - d)}\right]}. \tag{1.13}$$

Standumo reikšmė labai priklauso nuo kūgio kampo α (1.7 pav.), skirtumas gali svyruoti nuo 34 %, jei būtų naudojamas 45 ° kampas, iki 260 %, jei naudojamas 70 ° kampas vietoje 30 °. J. E. Shigley nurodė, kad įvorės kampo reikšmė yra tarp 23 ° ir 33 °, o jungtyje su poveržle siūlė naudoti 30 ° kampą (Shigley *et al.* 1983). Šios kampų reikšmės gautos pasitelkiant tamprią analizę.

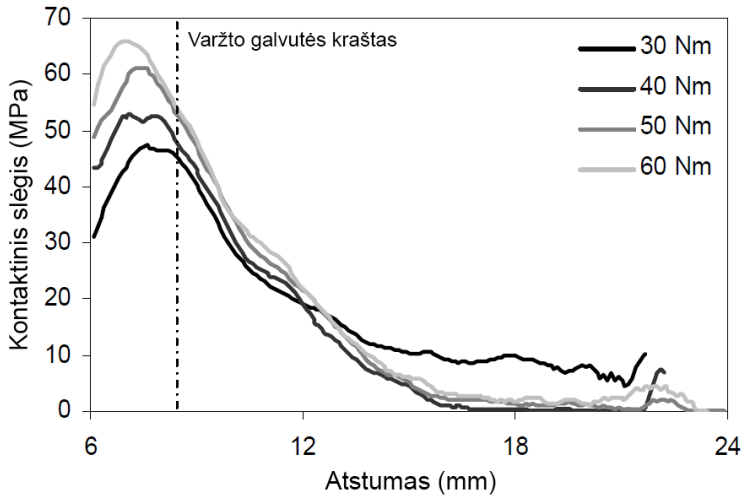


1.7 pav. J. E. Shigley įvorės standumo priklausomybė nuo α kampo

H. H. Gouldas ir kt.(Gould *et al.* 1970) savo darbe akcentavo didelę paviršių netobulumų įtaką kontakto plotui. Siekdami ištirti šiuos galimus poveikius Y. Itas ir kt. (Ito *et al.* 1977) ir M. B. Marshallas ir kt. (Marshall *et al.* 2006) atliko ultragarsinius jungčių tyrinėjimus. M. B. Marshallas naudojo keitiklį su 0,9 mm koncentratoriumi, kuris bandinio paviršiumi buvo stumdomas kompiuterio valdomais žingsniniais varikliais. Dėl šios priežasties jam pavyko gauti itin tikslų dviejų paviršių kontaktinio slėgio pasiskirstymą (1.8 pav.). Be to, savo darbe M. B. Marshallas pateikė kitų autorių įvorės kampus (1.1 lentelė).

1.1 lentelė. Skirtingų autorių nustatyti kūgio sudaramosios kampai (Marshall et al., 2006: 35)

Autorius	Paviršiaus tipas	Nustatymo būdas	Kūgio kampas
Marshall	Gruntuotas	Ultragarsinis nuskaitymas	α=41 °
Marshall	Gruntuotas– frezuotas	Ultragarsinis nuskaitymas	α=68 °
Shigley	Bet koks	Tampri analizė	α=30 °
Ito	Gruntuotas	Pavienių taškų ultragarsinis nuskaitymas	α~70 °
Gould	Glotnus	Skaitinis modeliavimas	α=38 °



1.8 pav. Vidutinio kontaktinio slėgio linijinio nuskaitymo rezultatai (Marshall *et al.* 2006: 31)

Taigi, M. B. Marshallas eksperimentiškai įrodė, kad paviršių šiurkštumas tiesiogiai lemia kontakto zoną, todėl kūginės įvorės kampas gali kisti plačiose ribose (1.1 lentelė). Atliekant analitinius skaičiavimus, į atsargos pusę, galima priimti J. E. Shigley 30 ° kampą. Taip pat eksperimentas parodė, kad, esant didesniam už 30 N·m varžto užveržimo momentui (1.8 pav.), susidaro tam tikras slėgio kūgis, kurio pagrindo plotas didinant varžto įtempimą nekinta, todėl suspaustų paviršių standumas išlieka pastovus. Slėgio didėjimas ties varžto skyle gali būti paaiškintas varžto galvutės sukeliama įtempių koncentracija.

1.1.2. Varžto standumas

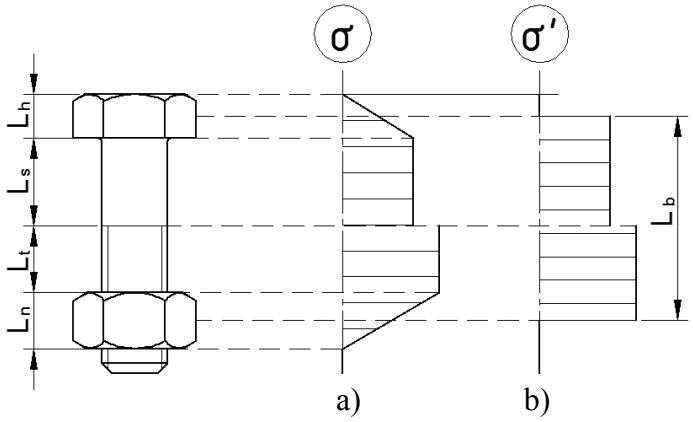
Įprastai, projektuodamas statiškai apkrautus mazgus, inžinierius nevertina nuovargio, todėl

klausimas, kaip tikliai pasiskirsto kontaktinis slėgis yra neaktualus. Priešingai, varžto standumas svarbus ne tik bendro mazgo standžio nustatymui, bet ir modeliuojant jungtį baigtinių elementų metodu, kai reikia sudaryti tikslią jungties skaičiuojamąją schemą.

Varžto standumas reprezentuojamas lygiagrečiai sujungtų strypų sistema, kuriai galioja superpozicijos principas — bendra varžto deformacija lygi atskirų strypų deformacijų δ_i sumai. Iš Huko dėsnio žinome, kad standumas tiesiogiai proporcingas jėgai ir atvirkščiai proporcingas bendrai jo deformacijai:

$$k_b = \frac{p}{\Sigma \delta_i}. \tag{1.14}$$

Kiekvienas sistemos strypas reprezentuoja atskiras varžto dalis: galvutę, neįsriegtą dalį, srieginę ir dalį, įeinančią į veržlę (1.9 pav.). Sudarant standumo skaičiuojamąją schemą (1.9 pav. b), daroma prielaida, kad įtempiai visose varžto dalyse yra tolygiai pasiskirstę ir savo skaitine reikšme proporcingi varžto dalies skersmeniui. Teoriškai kraštinėse dalyse (galvutėje ir veržlės ilgyje) įtempiai kinta nuo nulio (1.9 pav. a), todėl skaičiuojamojoje schemoje nagrinėjama tik pusė jų ilgio.



1.9 pav. Varžto normalinių įtempių pasiskirstymas: a) teorinis; b) skaičiuotinis

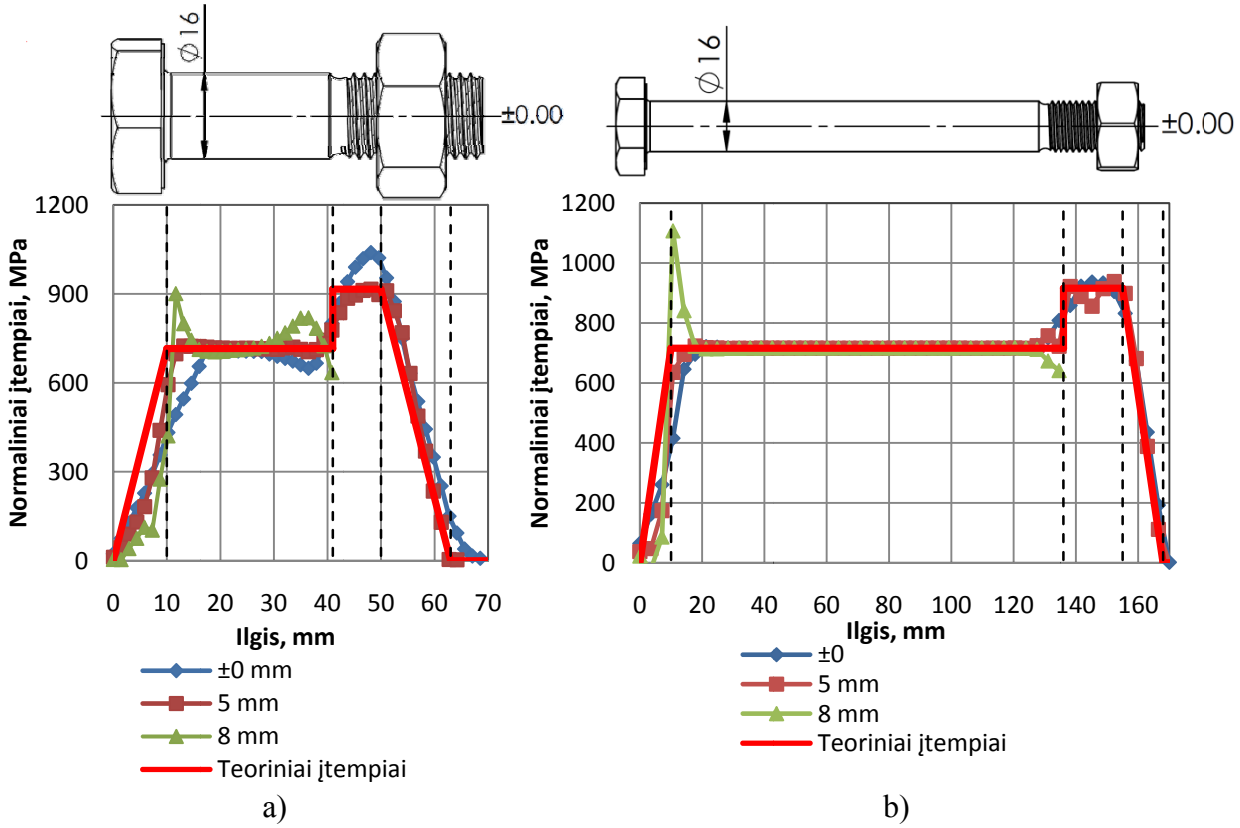
Bendrosios varžto deformacijos išraišką galima gauti perrašius (1.14) lygtį ir į ją įrašius strypo standžių išraišką:

$$\sum \delta_i = p \cdot \left(\frac{0.5L_h}{EA_n} + \frac{L_s}{EA_n} + \frac{L_t}{EA_s} + \frac{0.5L_n}{EA_s} \right) = \delta_b, \tag{1.15}$$

čia L_h — varžto galvutės aukštis; L_s — varžto neįsriegtos dalies ilgis; L_t — srieginės dalies ilgis; L_n — veržlės aukštis; A_n — nominalus varžto skerspjūvio plotas; A_n — varžto tempiamųjų įtempių plotas; E — medžiagos tamprumo modulis; δ_b — varžto deformacija.

Kuo tiksliau bus nustatyta bendroji deformacija — tuo bus tikslesnis varžto standumas. Deja, dėl įtempių koncentracijos staigaus skerspjūvio kitimo vietose tolygaus įtempių pasiskirstymo prielaida praktikoje neįgyvendinama. Dėl šitos priežasties atsiranda deformacijos paklaida, kurios santykinė dalis bus didesnė trumpuose varžtuose. Literatūroje, trumpaisiais varžtais laikomi tie, kurių

skersmens ir varžto pailgėjimo ilgio L_b santykis yra didesnis už 0,25, atitinkamai, mažesnio santykio varžtai bus laikomi ilgaisiais. Kaip matoma iš skaitinio modeliavimo rezultatų (1.10 pav.), įtempių pasiskirstymas ilguosiuose varžtuose tiksliau atkartoja teorinį. Deja, daugumos statybinių konstrukcijų varžtai patenka į trumpųjų apibrėžimą, todėl jų standumas, skaičiuojant pagal analitinę formulę, pervertinamas. Europos projektavimo normose LST EN 1993-1-8 (EC-3), nustatant varžto standumą priimama, kad visų varžtų kotelis yra visiškai įsriegtas, taip gaunant mažesnę standžio reikšmę. Deja, gautasis standis, pagal EC-3, papildomai didinamas 1,6 karto.

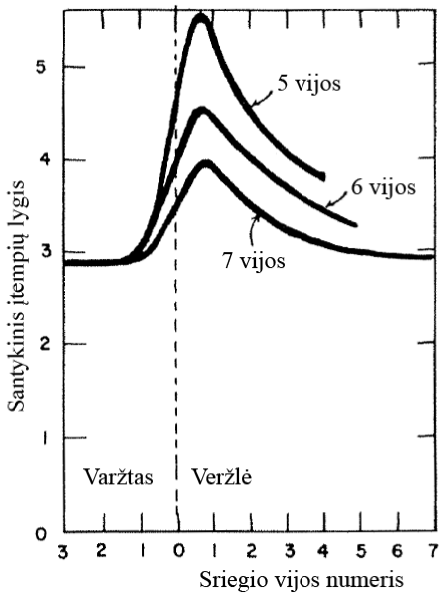


1.10 pav. Varžto normalinių įtempių pasiskirstymas: a) trumpasis varžtas; b). ilgasis varžtas

Nors veržlės įtaka varžto standumui nevertinama, jos elgsena svarbi modeliuojant jungtį baigtiniais elementais. Atliekant skaitinę analizę, sriegių kontaktuojantys paviršiai aprašomi kraštinėmis sąlygomis. Šios sąlygos yra ne kas kita kaip papildomos lygčių sistemos, neleidžiančios vienam paviršiui įsiskverbti į kitą. Šių lygčių sprendimas labai padidina sprendžiamo uždavinio apimtį, todėl modeliuojant taikomi supaprastinimai. Tai yra kompromisas tarp tikslaus rezultato ir uždavinio sprendimo laiko.

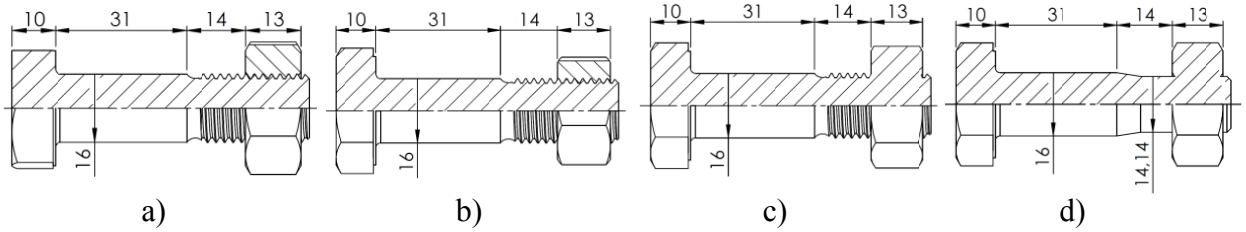
Supaprastinant veržlę su sriegiu nevertinamas ne tik sriegio kirpimas ar glemžimas, bet ir veržlės žiedinės deformacijos, dėl kurių veržlė nuslenka nuo varžto. Šios deformacijos priklauso nuo veržlės dydžio. Skirtingų standartų, šešiakampių varžtų galvučių matmenys yra vienodi, o skirtingų standartų veržlių dydžiai skiriasi. Jungtims su išankstiniu varžtų įtempimu naudojami stiprieji varžtai, jų yra dvi atskiros sistemos: HV ir HR, kurios tarpusavyje skiriasi veržlės aukščiu. Kaip matoma iš 1.11 pav.,

įtempiai veržlės sriegyje pasiskirsto netolygiai. „Vijų skaičiaus didinimas (veržlės aukščio) ženkliai nesumažina maksimalaus įtempio reikšmės. Didžiausią slėgio dalį visuose atvejuose atlaiko pirmos trys vijos“ (Bickford 1995: 25). Todėl didelio skirtumo tarp HV ir HR sistemų nėra. Bet, jeigu lygintume stipriuosius varžtus su neįtempiamaisiais, matytume, kad neįtempiamųjų varžtų veržlės gaminamos mažesnio skersmens. Dėl šios priežasties jų žiedinės deformacijos bus didesnės.

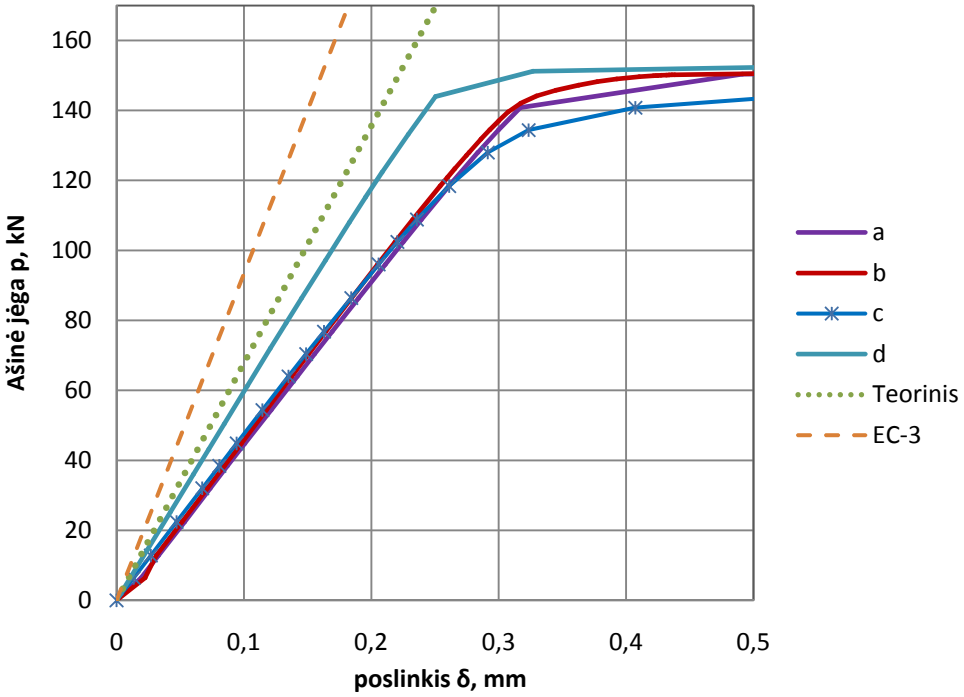


1.11 pav. Didžiausi įtempiai trijose veržlėse su penkiomis, šešiomis ir septyniomis sriegio vijomis (Bickford 1995: 25)

Kad būtų galima nustatyti veržlės supaprastinimo įtaką skaitinio modeliavimo rezultatams, baigtinių elementų programoje buvo sudarytos keturios centriškai tempiamos skaičiuojamosios schemos: stipriojo varžto HV (1.12 pav. a), kuris atitinka LST EN 14399-4 standartą; neįtemptojo varžto su veržle, atitinkančia LST EN ISO 4032/DIN 934 (1.12 pav. b); HV varžto, sujungto standžiai su veržle (1.12 pav. c); supaprastinto iki kaiščio su standžiai prijungta veržle. Šio varžto mažesnio skerspjūvio plotas lygus varžto tempiamųjų įtempių plotui (1.12 pav. d). Medžiagos netiesiškumas modeliuotas Prandtlio diagrama (be medžiagos stiprėjimo), kuri aprašyta 900 MPa takumo riba ir 200 GPa tamprumo moduliu. Skaitinio modeliavimo rezultatai su kreivių numeracija, atitinkančia 1.12 pav., pateikti 1.13 pav.

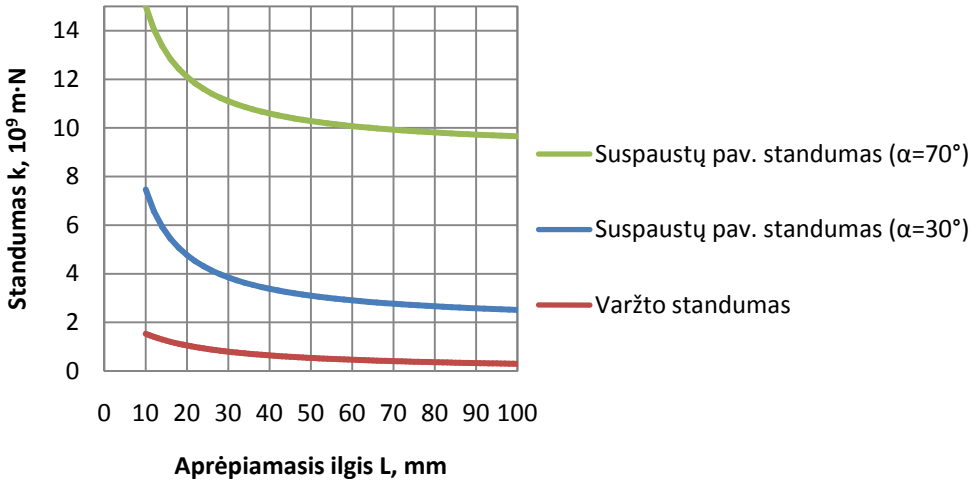


1.12 pav. Varžto skaičiuojamosios schemos: a) stipraus varžto rinkinys HV; b) neįtempiamojo varžto rinkinys; c) HV varžtas su standžiai sujungta veržle; d) HV varžtas su standžiai sujungta veržle ir sriegio supaprastinimu



1.13 pav. Varžtų pailgėjimo priklausomybės

Kaip matoma iš 1.13 pav., stipriojo (a) ir neįtempiamojo (b) varžtų standumas identiškas. Netgi sujungus veržlę su varžtu standžiai (c) standumo reikšmė nepasikeitė. Standžio skirtumas tarp varžto su kaiščio pavidalu ir įsriegtu koteliu sudaro 30 %. Lyginant įsriegto varžto standumą su teoriniu, apskaičiuotu pagal (1.15) formulę, gaunamas 54 % skirtumas, o EC-3 skirtumas sudaro 112 %. Lyginant teorinį M16 varžto standumą su suspaustų paviršių (1.14 pav.), standžio santykis skiriasi nuo 3 kartų, esant 30 ° kūginės įvorės kampui, iki 24 kartų, esant 70 ° kampui.



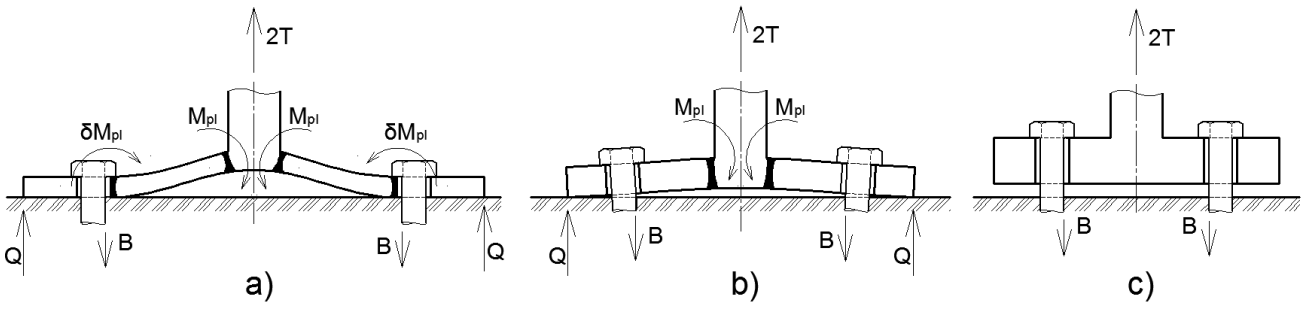
1.14 pav. Teorinio standumo priklausomybė nuo aprėpiamojo ilgio

Varžto standumo paklaida, sprendžiant iš 1.14 pav., visais atvejais bus žymiai mažesnė už suspaustų paviršių, todėl skirtumo kaip sumodeliuoti varžtą nėra, su viena išlyga, kad supaprastinto varžto irimo jėga turi būti identiška nesupaprastinto. Todėl tolesniam mazgo skaitiniam modeliavimui

pasirinkta 1.12 pav. d schema nes nereikia aprašyti kontaktinių paviršių; šios schemos baigtinių elementų tinklelis turės mažiau laisvės laipsnių už atvejį su sriegiu (1.12 pav. c); modeliuojant varžtą tūriniais elementais į skaičiuojamąją schemą nereikia įvesti papildomų elementų atstojančių varžto galvutę ir veržlę; *ANSYS Workbench* baigtinių elementų programoje tūriniam kūnui nesudėtinga suteikti išankstinį įtempimą.

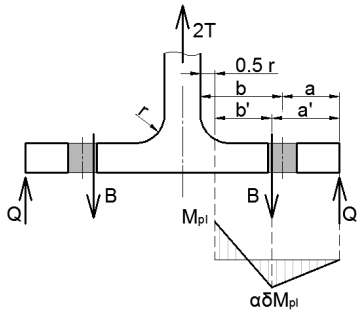
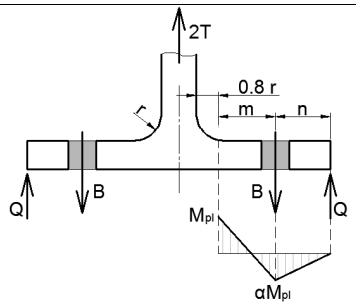
1.2. Bendrasis lygiaverčio galinio tėjinio elemento metodas

Dėl ekscentrinės padėties ir flanšo deformacijų varžte atsiranda papildomos traukiamosios jėgos. Šių jėgų poveikis mazgo laikomajai galiai nustatomas nagrinėjant lygiaverčius tėjinius elementus. Vienas iš plačiai paplitusių metodų laikomajai galiai nustatyti buvo pasiūlytas J. H. A. Struiko. Šis metodas aprašo tris tempiamo tėjinio elemento, prijungto varžtais, irties atvejus: visiškas flanšo plokštelės plastiškumas (1.15 pav. a); varžto irtis pasireiškus daliniam flanšo plastiškumui (1.15 pav. b); varžtų irtis (1.15 pav. c). Pagrindinis J. H. A. Struiko metodo privalumas — sąlyginai paprastos lygtys, kurias nesunku išvesti iš skersinių jėgų ir momentų pusiausvyros. Jose nefigūruoja empiriniai koeficientai, todėl šis modelis neturi apribojimų, susijusių su varžto skersmeniu, varžtų stiprumu ar mažiausiu flanšo storiu. Tarp trūkumų galima būtų priskirti gana konservatyvius laikomosios galios rezultatus, kai nagrinėjami ploni flanšai, nes šis modelis nevertina medžiagos stiprėjimo ir pasireiškiančių membraninių poveikių. Atsižvelgus į elemento simetriją, palyginimui 1.2 lentelėje pateikiamos EC-3 (P. Zoetemeijerio) ir modifikuoto J. H. A. Struiko modelio lygiaverčio tėjinio elemento lygtys užrašytos vienam varžtui. Modifikuotas J. H. A. Struiko metodas vietoj originalaus buvo pasirinktas dėl to, kad jis, kaip ir EC 3, įvertina suvirinimo siūlę, o kitos šio metodo prielaidos yra nepakitusios ir atitinka originalųjį metodą.



1.15 pav. Tėjinio galinio elemento suirimo atvejai: a)visiškas flanšo plastiškumas; b) varžto irtis bei dalinis flanšo plastiškumas; c) varžtų irtis

1.2 lentelė. Tėjinio galinio elemento modeliai

<table>
<tr><th>Modifikuotas J. H. A. Stuiko
ir J. de Back modelis</th><th>EC-3, P. Zoetemeijerio</th></tr>
<tr><td>
</td><td>
</td></tr>
<tr><td>Pusiausvyros lygtys:
$\begin{cases} T\cdot b' = [1+(\alpha\cdot\delta)]M_{pl} \\ Q\cdot a' = \alpha\cdot\delta\cdot M_{pl} \\ B = T+Q \end{cases}$; (1.16a)
Lenkimo momentų santykis:
$\alpha = \frac{1}{\delta}\left(\frac{T\cdot b'}{M_{pl}}-1\right)$; (1.17a)
Traukiamoji jėga:
$Q = T\left(\frac{\alpha\cdot\delta}{1+\alpha\cdot\delta}\right)\left(\frac{b'}{a'}\right)$; (1.18a)</td><td>Pusiausvyros lygtys:
$\begin{cases} T\cdot m = [1+\alpha]M_{pl} \\ Q\cdot n = \alpha\cdot M_{pl} \\ B = T+Q \end{cases}$; (1.16b)
Lenkimo momentų santykis:
$\alpha = \frac{T\cdot m}{M_{pl}}-1$; (1.17b)
Traukiamoji jėga:
$Q = T\left(\frac{\alpha}{1+\alpha}\right)\left(\frac{m}{n}\right)$; (1.18b)</td></tr>
<tr><td colspan="2">Stipris, kai $\alpha = 1$ (1.15 pav. a)</td></tr>
<tr><td>$T_a = \frac{1+\delta}{b'}M_{pl}$; (1.19a)</td><td>$T_a = \frac{2}{m}M_{pl}$; (1.19b)</td></tr>
<tr><td colspan="2">Stipris, kai $1 \ge \alpha \ge 0$ (1.15 pav. b)</td></tr>
<tr><td>$T_b = \frac{B_{yd}\cdot a' + M_{pl}}{a' + b'}$; (1.20a)</td><td>$T_b = \frac{B_{yd}\cdot n + M_{pl}}{m+n}$; (1.20b)</td></tr>
<tr><td colspan="2">Stipris, kai $\alpha = 0$ (1.15 pav. c)</td></tr>
<tr><td colspan="2">$T_c = B_{yd}$. (1.21)</td></tr>
</table>

Išskirtinis J. H. A. Struiko modelio bruožas yra tas, kad trys suirimo atvejai aprašomi pusiausvyros lygtimis, kuriose figūruoja dydis α. Šis santykinis dydis parodo, kiek kartų lenkimo momentas prie tėjo sienelės yra didesnis už momentą ties varžtu. Fizikine prasme plastinio lanksto atsivėrimas ties varžtu yra rezultatas lanksto susidarymo ties tėjo sienele, todėl pagal modulį α negali būti didesnis už vienetą. Kitas bedimencis dydis δ aptinkamas tik originaliu J. H. A. Struiko modeliu paremtose išraiškose, su juo įvertinamas varžto skylės poveikis plastinio lanksto susidarymui:

$$\delta = 1 - \frac{d_h}{l_{eff}}, \qquad (1.22)$$

čia d_h — varžto skylės skersmuo; l_{eff} — vienam varžtui tenkantis efektyvus tėjinio elemento ilgis.

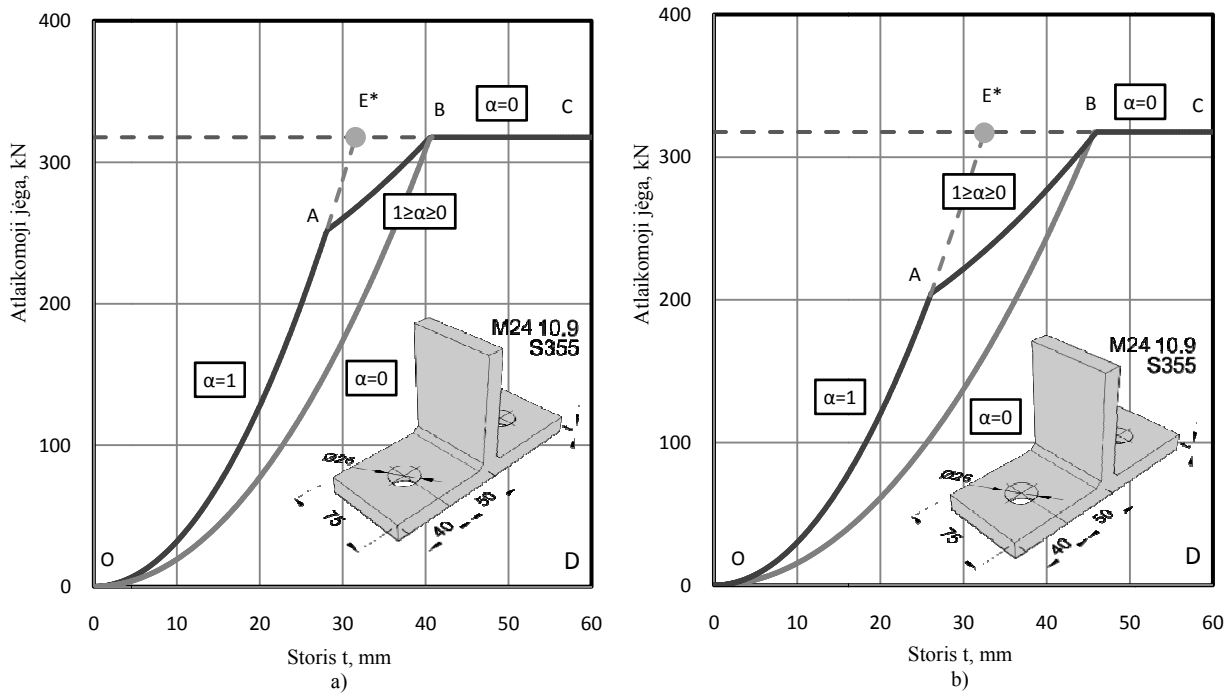
Plastinių lankstų susidarymo vieta priklauso nuo standžio — dėl skerspjūvio padidėjimo ties tėjo sienele mažėja išorinės jėgos ir varžto atstojamosios petys. Pačios atstojamosios jėgos vieta priklauso

nuo slėgio pasiskirstymo po varžto galvute. J. H. A. Struiko modelyje varžto jėga nukelta į šoną per pusę nominalaus varžto skersmens, priešingai, EC-3 daroma prielaidą, kad slėgis po varžto galvute yra tolygiai pasiskirstęs ir atstojamoji sutelkta ties varžto ašimi. Pasak J. P. Jasparto (Jaspart *et al.* 1991), nė viena iš šitų prielaidų neatitinka tikros elgsenos — Struiko prielaida pervertina vietinį varžto poveikį, EC-3 nevertina varžto lenkimo. Kitas bendras modelių dydis yra plastinis lenkimo momentas, kuris apskaičiuojamas pagal formulę:

$$M_{pl} = l_{eff} \frac{t^2 f_{yd}}{4}, \tag{1.23}$$

čia t — tėjinio elemento flanšo storis; f_{yd} — skaičiuojamoji plieno takumo riba.

Galinio lygiaverčio tėjinio elemento modelį galima pavaizduoti grafiškai linija OABC, kaip priklausomybę tėjinio elemento atlaikomosios jėgos nuo flanšo storio (1.16 pav.). Jos atkarpos: OA — plokštelės storių zoną, kurioje gali išsivystyti dviejų lankstų mechanizmas, pasiekiant traukiamųjų jėgų maksimumą; AB storių zonoje varžtas suyra anksčiau, negu pasiekiama traukiamųjų jėgų didžiausioji reikšmė ($Q_i < Q_{\max}$); BC — tėjinio elemento atlaikomoji jėga nepriklauso nuo plokštelės storio. Kita šio grafiko išskirtinė dalis — sritis OBCD. Išorinė jėga, kuri įeina į šią grafiko sritį, teoriškai ne tik nesukelia traukiamųjų jėgų atsiradimo, bet ir nesukelia dalinio plokštelės takumo, o tai yra ypač svarbu konstrukcijoms, veikiamoms varginamųjų apkrovų. Plokštelės ribinių storių skaičiavimo išraiškos pateiktos 1.3 lentelėje.



1.16 pav. Tėjo atlaikomosios jėgos ir flanšo storio saryšiai:
a) modifikuotas Struiko modelis; b) EC-3

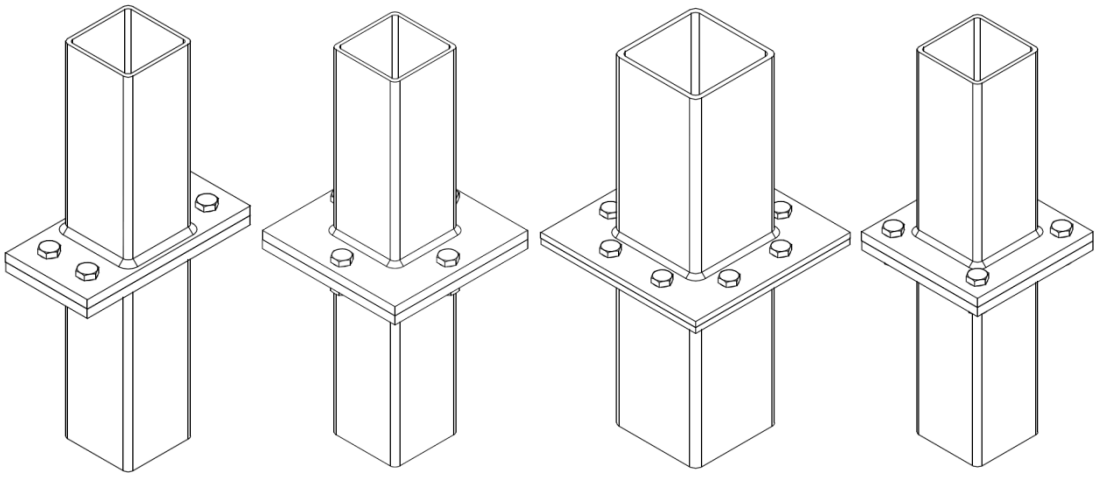
1.3 lentelė. Flanšo ribinių storių skaičiavimo išraiškos, esant skirtingiems irties pobūdžiams

Modifikuotas J. H. A. Stuiko ir J. de Back modelis		EC-3, P. Zoetemeijerio	
$t_A = \sqrt{\frac{4b' B_{yd} a'}{l_{eff} f_{yd} \cdot ((1+\delta)(a'+b') - b')}}$;	(1.22a)	$t_A = \sqrt{\frac{4B_{yd} \cdot n \cdot m}{2l_{eff} f_{yd} \cdot (m+n) - l_{eff} f_{yd} m}}$;	(1.22b)
$t_B = \sqrt{\frac{4B_{yd} b'}{l_{eff} f_{yd}}}$;	(1.23a)	$t_B = \sqrt{\frac{4B_{yd} m}{l_{eff} f_{yd}}}$;	(1.23b)
$t_{E*} = \sqrt{\frac{4B_{yd} b'}{l_{eff} f_{yd} \cdot (1+\delta)}}$	(1.24a)	$t_{E*} = \sqrt{\frac{2B_{yd} m}{l_{eff} f_{yd}}}$;	(1.24b)

Kaip galima pastebėti iš 1.16 pav., modifikuoto J. H. A. Struiko modelio (Swanson 2002) AB kreivės dalis trumpesnė už EC-3.Skirtumas tarp dviejų modelių ribinių irties pobūdžių storių A taško atveju sudaro 2,20 mm, B taško— 5,28 mm.

1.2.1. RHS jungčių flanšo storio skaičiavimas

Esamos vamzdinių profiliuočių flanšinių jungčių projektavimo taisykles (AISC; CISC; CIDECT), kurios pagrįstos Struiko modeliu, išskiria du projektavimo atvejus: kai varžtai išdėstyti iš dviejų vamzdžio pusių (1.17 pav. a) ir aplink visą kontūrą (1.17 pav. b ir c). Kaip išimtis tokiam suskirstymui, laikomi atvejai su varžtų išdėstymu, išeinančiu už vamzdžio ribos (1.17 pav. d), jų skaičiavimas normose nepateikiamas.



a) b) c) d)

1.17 pav. RHS flanšinių jungčių pavyzdžiai: a) varžtai iš dviejų priešingų vamzdžio pusių; b,c) varžtai išdėstyti simetriškai aplink visą kontūrą; d)varžtai išdėstyti už vamzdžio ribų

Priklausomai nuo situacijos, gali būti sprendžiamas patikrinimo ar projektavimo uždavinys. Atliekant patikrinimą yra žinomas flanšo storis, todėl visas skaičiavimas susiveda į mažiausios tėjo atlaikomos jėgos radimą: $T_{Rd} = \min(T_a, T_b, T_c)$. Sprendžiant projektavimo uždavinį apskaičiuojamas minimalus varžtų kiekis iš sąlygos, kad vienam varžtui tenkanti išorinė jėga neviršytų varžto skaičiuotinės tempiamosios galios($T_{Ed} \le B_{Rd}$) ir pagal (1.23) išraišką apskaičiuojamas didžiausias

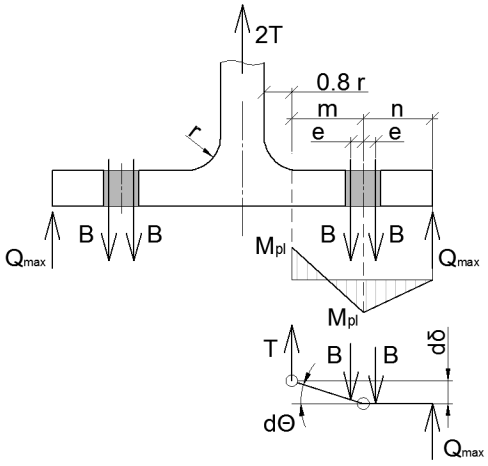
plokštelės storis. Jei mazge leidžiamos plastinės deformacijos, plokštelės storį leidžiama mažinti iki t_{req}, nustatomo pagal (1.25) lygtį (1.4 lentelė).

1.4 lentelė. Flanšo storis pagal saugos ribinį būvį

Modifikuotas J. H. A. Stuiko ir J. de Back modelis	EC-3, P. Zoetemeijerio
$t_{req} = \sqrt{\frac{4T_{Ed}b'}{l_{eff} f_{yd}(1+\delta\alpha_{Ed})}}$ (1.25a)	$t_{req} = \sqrt{\frac{4T_{Ed}m}{l_{eff} f_{yd}(1+\alpha_{Ed})}}$ (1.25b)

Ribiniu atveju, kai vienam varžtui tenkanti jėga tampa lygi varžto stiprumui ($T_{Ed} = B_{Rd}$), o veikiančių momentų santykio koeficientas prilygsta vienetui ($\alpha_{Ed} = 1$), (1.25) lygtis transformuojasi į (1.24). Šiuo atveju mažiausias leidžiamas plokštelės storis atitinka menamą tašką E* (1.16 pav.). Pasirinkus plokštelės storį, atliekamas patikrinimas— pagal (1.16) lygtis tikrinama sąlyga $T_{Ed} \le B_{Rd}$ arba pagal (1.20) lygtį $T_{Ed} \le T_{Rd}$.

Plokštelės storį įmanoma dar labiau sumažinti, taikant EC-3 pateikiamą, tėjinio galinio elemento antrąjį metodą. Šis metodas buvo pasiūlytas J. P. Jasparto (Jaspart *et al.* 1991), siekiant pagerinti konservatyvius analitinius rezultatus skaičiuojant tėjus su plonomis atraminėmis plokštelėmis. J. P. Jaspartas įvedė į P. Zoetemeijerio skaičiuojamąją schemą poveržlės (varžto galvutės) matmenį *e*, kuris lygus ¼ poveržlės skersmens, tai leido išskirstyti varžto atstojamąją jėgą B į dvi lygias dalis (1.18 pav.). Varžto atstojamosios jėgos išskirstymas įvertina poveržlės sukeliamą neigiamą darbą, kai dėl savo standumo varžtas suvaržo plastinių lankstų formavimąsi.



1.18 pav. J. P. Jasparto galinio tėjinio elemento skaičiuojamoji schema

Įvedus šį suvaržymą į P. Zoetemeijerio schemą, atsiranda gryno lenkimo zona, kuri yra nevertinama. J. P. Jaspartas pripažįsta, kad šiuo atveju plastinių lankstų atsivėrimo vieta nesutampa su pjūviu, kur veikia didžiausias lenkimo momentas. Pasak J. P. Jasparto, toks fundamentalių plastinių

lankstų teorijos prielaidų nepaisymas gali būti laikomas priimtinu, nes atsirandančios paklaidos dydis yra sąlyginai mažas (Jaspart *et al.* 1991).

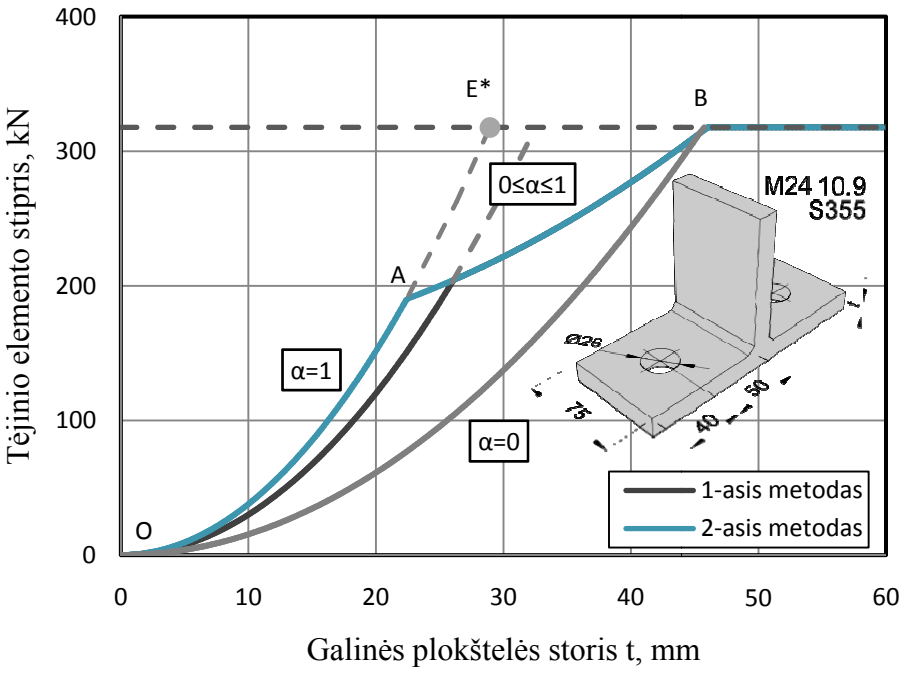
Pritaikius virtualaus darbo principą 18 paveiksle pavaizduotam mechanizmui bei surašius jėgų ir lenkimo momentų pusiausvyrą, gaunama antrojo modelio lygčių sistema:

$$\begin{cases} (T \cdot m - B \cdot e)d\Theta = M_{pl}d\Theta \\ T + Q = 2B \\ Q \cdot n - B \cdot e = M_{pl} \end{cases}. \qquad (1.26)$$

Perrašius šią lygtį išreiškiamas tėjo stipris, kai išsivysto dviejų lankstų mechanizmas ($\alpha = 1$):

$$T_b = \frac{4n - e}{2nm - e \cdot (m + n)} M_{pl}. \qquad (1.27)$$

Eurokodo galinio tėjinio elemento modelyje ši formulė pakeičia (1.19b) lygtį. Jei (1.27) lygtyje priimti nulinį poveržlės skersmenį, šios tėjinio elemento stiprio išraiškos bus identiškos. Grafiškai abudu metodai parodyti 1.19 pav.



1.19 pav. EC-3 skirtingų tėjo metodų stiprio ir galinės plokštelės storio sąryšiai

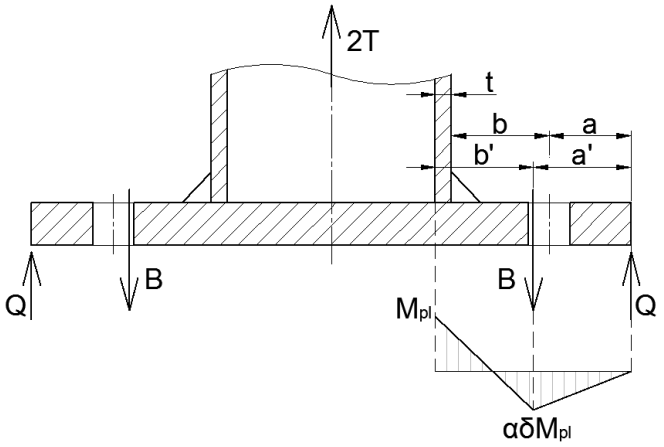
Sprendžiant iš 1.19 paveikslo, naudojant antrąjį modelį vietoje pirmo, A tašką, atitinkantį galinės plokštelės storį galima sumažinti 16 %, todėl, taikant antrąjį metodą (J. P. Jasparto), galima racionaliau išnaudoti plokštelės storį.

Atitinkamai, antrojo metodo flanšo ribinių storių skaičiavimo išraiškos, esant skirtingiems irties pobūdžiams, būtų:

$$t_A = \sqrt{\frac{2B_{yd}(2mn - e(m+n)}{(2n+m)l_{eff}f_{yd}}}; \qquad (1.28)$$

$$t_{E^*} = \sqrt{\frac{4B_{yd}(2mn - e(m+n)}{(4n-e)l_{eff}f_{yd}}}. \qquad (1.29)$$

Verta paminėti, kad tiesioginis tėjo analogijos pritaikymas stačiakampio skerspjūvio vamzdžiams su galinėmis plokštelėmis yra ginčytinas. „Priklausomai nuo varžtų išdėstymo išilgai stačiakampio vamzdžio sienelės bei vamzdžio ir galinės plokštelės storių santykio, galinės plokštelės dalis, įeinanti į stačiakampio vamzdžio skerspjūvio vidų, gali būti veikiama ženklaus lenkimo. Šis lenkimas sukelia tiek vamzdžio sienelės išlinkimą, tiek ir ašines deformacijas, kurios pasireiškia dalyse, nutolusiose nuo kampų.“ (Karlsen *et al.* 2012) Tai komplikuoja tiesioginį tėjinio modelio naudojimą, nes pakeičia plastinių lankstų atsivėrimo vietas. J. A. Packeris (Packer *et al.* 2009) šiam reiškiniui J. H. A. Stuiko modelyje įvertinti priėmė didesnį išorinės jėgos ir varžto atstojamosios petį: $b' = b - 0.5d_b + t$ (1.20 pav.).



1.20 pav. J. A. Packerio vamzdinių profiliuočių flanšinių jungčių skaičiuojamoji schema

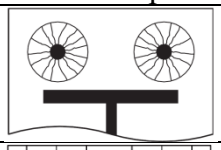
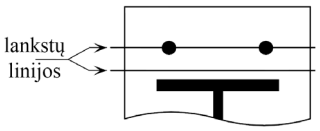
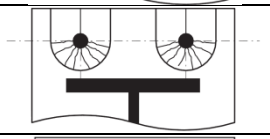
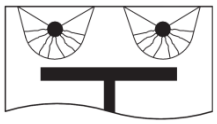
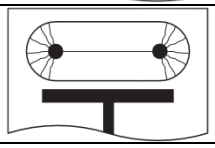
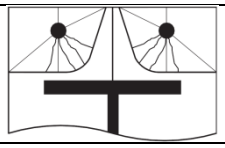
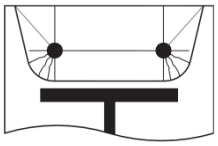
S. Willibaldas ir kt. (Willibald *et al.* 2002, 2003) savo darbe tyrinėjo flanšinius mazgus su varžtais iš keturių vamzdžio pusių (1.17 pav. a, b). Atlikę natūrinius jungčių bandymus ir išnagrinėję kitų tyrėjų rezultatus, S. Willibaldas ir kt. padarė išvadą, kad teoriniai rezultatai, gauti taikant tėjinį galinį elementą, be J. A. Packerio peties didinimo, yra tikslesni. Šią išvadą, su tam tikra paklaida, galima pritaikyti ir kitų pavidalų vamzdinių profiliuočių flanšinėms jungtims (1.17 pav.), nes visiems vamzdžiams su privirinta galine plokštelė yra būdingas vamzdžio sienelės lenkimo reiškinys.

1.2.3. Efektyvus plastinio lanksto ilgis

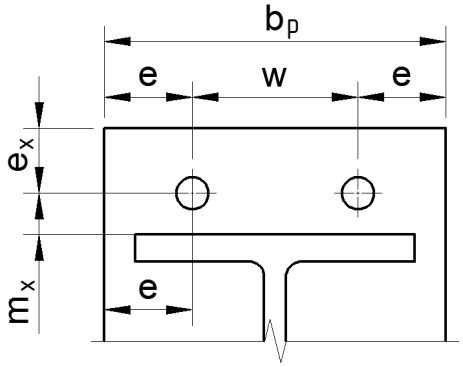
Vienas iš pagrindinių sunkumų nustatant tėjinio elemento atlaikomą jėgą, yra efektyvaus plastinio lanksto ilgio apskaičiavimas. Bendruoju atveju, kiekvienam varžtų išdėstymui, turi būti sudaryta daugybę suirimo schemų, kai mazgas tampa akimirksniu judriu mechanizmu ir šioms schemoms pritaikius virtualaus darbo principą, tarp visų mechanizmų, rastas mažiausias efektyvusis ilgis, atitinkantis pilnutinės potencinės energijos minimumą. Šio uždavinio apimtis pernelyg didelė ir

tik atskiri sprendiniai pateikti EC-3 lentelėse. Projektavimo normos EC-3, siūlo rinktis mažiausią lanksto ilgį nagrinėjant grupinį ir atskirų varžtų sukeltą galinių plokštelių takumą, pateikdamas du suirimo modelius: apskritiminį ir neapskritiminį (1.5 lentelė).

1.5 lentelė. EC-3 vienam varžtui tenkantis efektyvus plastinio lanksto ilgis (SCI 2013: 12)

Apskritiminis modelis		Neapskritiminis modelis	
	Apskritimimis takumas: $l_{eff,cp} = 2\pi m_x$		Dvigubas kreivumas: $l_{eff,nc} = \frac{b_p}{2}$
	Atskiras galinis takumas: $l_{eff,cp} = \pi m_x + 2e_x$		Atskiras galinis takumas: $l_{eff,nc} = 4m_x + 1.25e_x$
	Grupinis takumas: $l_{eff,cp} = \pi m_x + w$		Kampų takumas: $l_{eff,nc} = 2m_x + 0.65e_x + e$
			Grupinis galinis takumas: $l_{eff,nc} = 2m_x + 0.65e_x + \frac{w}{2}$

Pastaba: 5 lentelėje naudojami jungties matmenys parodyti 1.21 paveiksle.

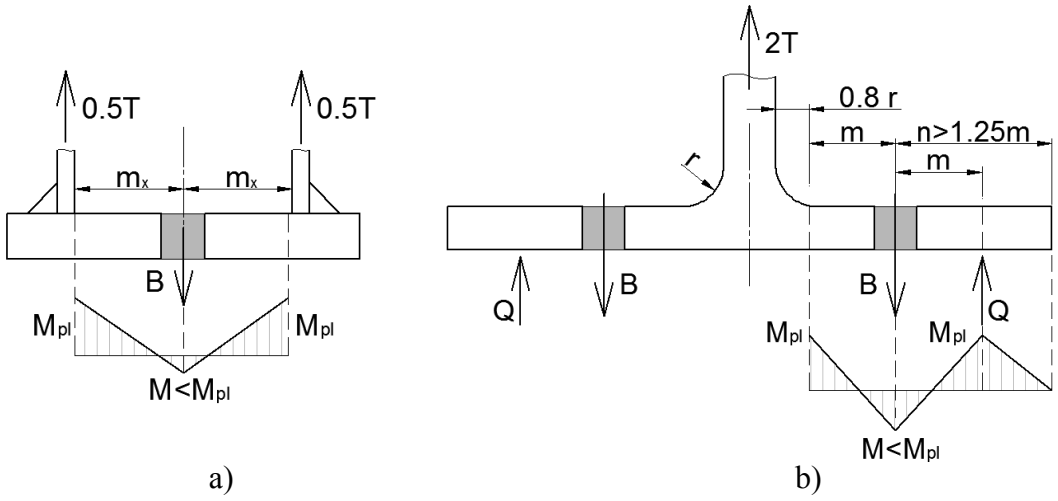


1.21 pav. Jungties matmenys

Plastiniai lankstai susidaro ties pjūviais, kuriuose lenkimo sukelti normaliniai įtempiai viršija takumo ribą. Atsivėrus lankstui, vienoje kryptyje pradeda nevaržomai vystytis kampinės deformacijos, sukeliančios įrąžų persiskirstymą, ir elementas iš statiškai apibrėžtos schemos virsta mechanizmu.

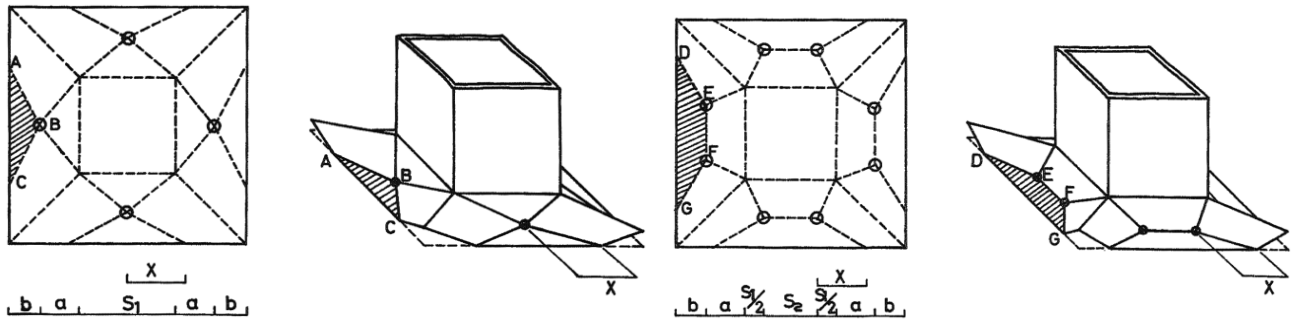
Sprendimas, kurią 1.5 lentelės efektyvaus plastinio lanksto ilgio išraišką galima būtų pritaikyti atskiram atvejui, turi būti priimtas vadovaujantis skaičiuojamąja schema, o būtent lenkimo momentų pasiskirstymu. Pavyzdžiui, nagrinėjamų jungčių atveju, apskritiminis takumas ir apskritiminis grupinis takumas yra retas, išimtinis atvejis. Tokį mechanizmą sukelia galinės plokštelės užstandinimas, pjūviuose esančiuose vienodu atstumu m_x nutolusiame nuo varžto. Tai gali atsitikti mažiausiai dviejuose atvejuose: dėl schemos elementų išdėstymo (1.22 pav. a); ir kai varžto atstumas iki krašto

yra didesnis už $1.25m_x$ (1.22 pav. b). Projektuojant mazgus stengiamasi minimizuoti jų dydį, todėl varžto atstumas iki krašto bus apytiksliai $1.2d_0$.(čia d_0— skylės diametras), o petys m_x vidutiniškai, pagal statybininko žinyne pateikiamą užsukamųjų varžtų mažiausių atstumų riboto pasiekiamumo zonose lentelę, būtų didesnis už $\sim 1.5d_0$. Tokiu atveju sąlyga $n < 1.25m_x$ kompaktiškai suprojektuotuose mazguose visada tenkinama.



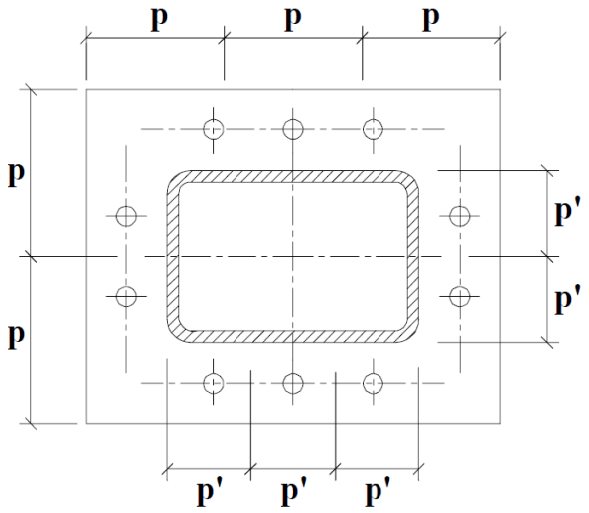
1.22 pav. Apskritiminio modelio skaičiuojamųjų schemų pavyzdžiai: a) konstrukcinis užstandinimas; b) užstandinimas dėl didelio atstumo iki krašto

Kiekvienai iš 1.17 paveiksle pateitai jungčiai būdingas savitas suirimo mechanizmas. Vienu iš paprasčiausių atvejų, kai nagrinėjama jungtis su varžtais iš dviejų priešingų vamzdžio pusių (1.17 pav. a), plastiniai lankstai atsiveria tiesiomis, lygiagrečiomis linijomis, susidarant dvigubo ar viengubo kreivumo galinės plokštelės mechanizmui. Priešingai, nagrinėjant atvejį su varžtais, simetriškai išdėstytais aplink visą vamzdžio kontūrą, susidaro erdvinio kreivumo mechanizmas. Savo darbuose eurokodinių efektyvių plastinių lankstų ilgio išraiškų pritaikymą stačiakampių vamzdžių flanšinių jungčių skaičiavimui apžvelgė S. Willibaldas ir kt. (Willibald *et al.* 2002), F. T. Karlsenas ir kt. (Karlsen *et al.* 2012) bei M. Heinisuo ir kt. (Heinisuo *et al.* 2012). Tiksliausią šio mechanizmo schemą sudarė B. Kato ir kt. (Kato *et al.* 1982) (1.23 pav.).



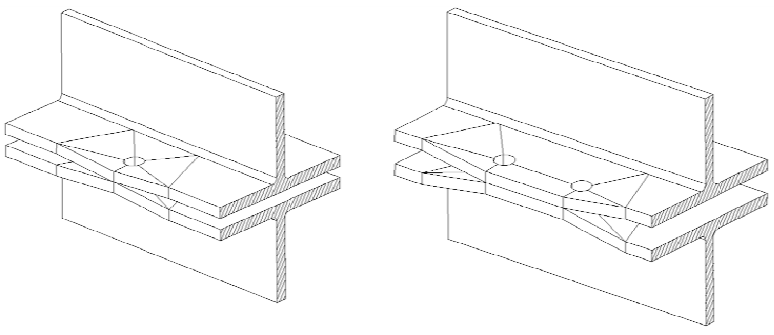
1.23 pav. Plastinių lankstų linijų schemos jungtims su keturiais ir aštuoniais varžtais (Kato *et al.* 1982: 36)

Deja, dėl sudėtingumo B. Kato modelis inžineriniuose skaičiavimuose nenaudojamas. Vienintelės normos, kurios nagrinėja flanšinių jungčių su varžtais, išdėstytais aplink visą vamzdžio kontūrą, skaičiavimą yra amerikiečių AISC. Šiose normose mazgo atlaikomos jėgos formulės pagrįstos originaliu J. H. A. Stuiko modeliu, kuriame erdvinis mechanizmas nevertinamas — mazgas su varžtais iš keturių pusių išskaidomas į dvi, tarpusavyje statmenas jungtis su varžtais, išdėstytais iš priešingų pusių. Taip erdvinis plastinių lankstų mechanizmas (1.23 pav.) pakeičiamas lygiagrečiomis linijomis, kurių ilgis AISC normose žymimas simboliu p' (1.24 pav.). S. Willibaldas ir kt. (Willibald *et al.* 2001) nustatė, kad skaičiuojant bendrą mazgo stiprį su plastiniu lanksto ilgiu p', gaunami pernelyg konservatyvūs rezultatai ir pasiūlė naudoti didesnį ilgį p (1.24 pav.). Analitiniai sprendiniai naudojant ilgį p yra artimesni bandymo rezultatams, bet kiek nesaugūs.



1.24 pav. Plastinio lanksto ilgis (Willibald *et al.* 2002: 13)

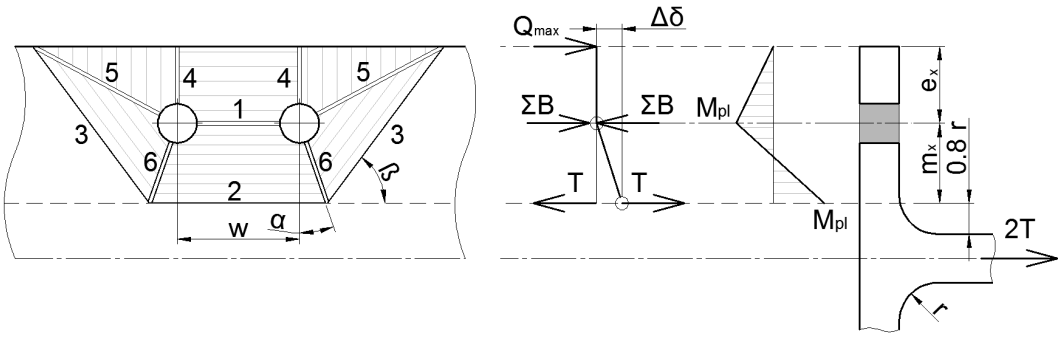
Tiksliausiai B. Kato plastinių lankstų schemai atkartoti gali būti pritaikytas EC-3 neapskritimis modelis, o būtent grupinio ir atskiro galinės plokštelės takumo atvejis (1.25 pav.). Šias lankstų išraiškas išvedė P. Zoetemeijeris (Zoetemeijer 1974), nagrinėjant nestandintą kolonos juostą. Apskaičiuotas pagal P. Zoetemeijerio formulės lanksto ilgis būtų tarpinis — didesnis už AISC normų p' ir mažesnis už S. Willibaldo siūlomą p.



a) b)

1.25 pav. P. Zoetemeijerio dviejų lankstų mechanizmas:
a) atskiras takumas; b) grupinis takumas

Nestandintos kolonos juostai P. Zoetemeijeris sudarė dviejų ir vieno lanksto schemas, kuriose plastinių lankstų matmenis išreiškė per nežinomus parametrus α ir ß (1.26 pav.). Pritaikius virtualaus darbo principą, buvo ieškomos tokios šių parametrų reikšmės, kurios atitinka išorinės jėgos minimumą.



1.26 pav. P. Zoetemeijerio dviejų lankstų mechanizmo skaičiuojamoji schema

Pagal virtualaus darbo principą, nevertinant tamprios stadijos, vidinės energijos disipacija (ΔE) yra lygi išorinių jėgų atliktam darbui (ΔT):

$$\Delta E = \Delta T. \tag{1.30}$$

Išorinių jėgų darbas išreiškiamas kaip išorinės jėgos ir plastinės deformacijos ties varžto centru Δδ sandauga:

$$\Delta T = T\Delta\delta. \tag{1.31}$$

Suminė vidinės energijos disipacija apskaičiuojama pagal išraišką:

$$\sum \Delta E_i = \sum l_i \cdot \varphi_i \cdot m_{pl}, \tag{1.32}$$

čia l_i — geometrinis lanksto linijos ilgis (nevertinant skylės); φ_i — lanksto linijos pasisukimo kampas; m_{pl} — plastinis momentas tenkantis vienetiniam plokštelės ilgiui ($m_{pl} = 0.25t^2 f_{yd}$).

Dviejų lankstų mechanizmo atveju varžtai veikiami tik elastinių deformacijų, todėl jie neprisideda prie vidinės energijos disipacijos. Sulyginus 1.26 paveikslo schemos išorines ir vidines energijas, surašoma pusiausvyros lygtis:

$$T \cdot \Delta\delta = 2\left\{\frac{w}{m_x} + \frac{m_x + 2e_x}{m_x}\frac{\cos(\alpha)}{\sin(\beta)\cdot\cos(\beta-\alpha)} + \tan(\alpha) + \cot(\beta) + \frac{\sin(\beta)}{\cos(\alpha)\cdot\cos(\beta-\alpha)}\right\}\Delta\delta \cdot m_{pl}. \tag{1.33}$$

Kad būtų galima gauti išorinės T jėgos minimumą, šios pusiausvyros dalines išvestines, pagal parametrus α ir ß prilyginamos nuliui. Taip randamos nežinomos kampų reikšmės, kurias įrašius į (1.33) lygtį išreiškiama atlaikomosios jėgos formulė:

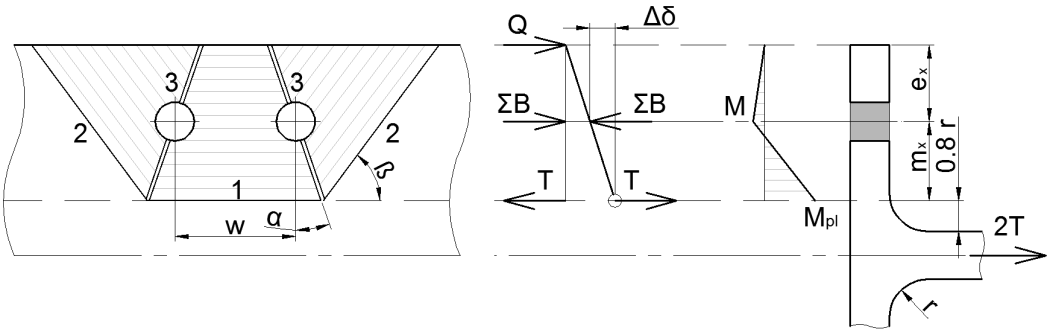
$$T \cdot \Delta\delta = 2\left\{\frac{w}{m_x} + \frac{6m_x + 8e_x}{\sqrt{3m_x^2 + 4e_x m_x}}\right\} m_{pl} \cdot \Delta\delta,$$

arba:

$$T = \frac{2}{m_x}\left\{ w + \frac{6m_x + 8e_x}{\sqrt{3 + \frac{4e_x}{m_x}}} \right\} m_{pl} \approx \frac{2}{m_x}(4m_x + 1{,}25e_x + w)m_{pl}. \qquad (1.34)$$

Ši formulė atitinka (1.19b) išraišką, tik šiuo atveju, skliaustuose gaunamas efektyvus plastinio lanksto ilgis, tenkantis dviem varžtams. Vadovaujantis išdėstyta metodika ir 1.27 paveikslu, taip pat galima išvesti (1.20b) lygtį vieno lanksto mechanizmui, kurio lanksto ilgis lygus: $l_{eff} = 5{,}5m_x + 4e_x + w$

.



1.27 pav. Zoetemejerio vieno lanksto mechanizmo skaičiuojamoji schema

Skaičiavimų patogumui, P. Zoetemeijeris vietoj dviejų atskirų efektyvių plastinių lankstų ilgių skirtingiems suirimo atvejams pasiūlė naudoti vieną: $4m_x + 1{,}25e_x + w$, kuris ir pateko į EC-3 normas (1.5 lentelė). Nustatant šio lanksto ilgį atskiro takumo atvejui (1.25 pav.), iš (1.33) lygties reikia atimti pirmos ir antros lanksto linijų (1.26 pav.) vidinės energijos dedamąsias:

$$\Delta E_{1,2} = 2\frac{w}{m_x}\Delta\delta \cdot m_{pl}. \qquad (1.35)$$

Kadangi šios energijos dedamosios nepriklauso nė nuo vieno iš nežinomų parametrų, jų dalinės išvestinės pagal α ir ß bus lygios nuliui. Todėl α ir ß kampų reikšmės, tiek grupiniam, tiek ir atskiram plokštelės takumui bus vienodos ir lygios:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{m_x + 2e_x}{2(m_x + e_x)}\right); \qquad (1.36)$$

$$\beta = \arccos\left[\left(2\sqrt{\frac{m_x + e_x}{m_x}}\right)^{-1}\right]. \qquad (1.37)$$

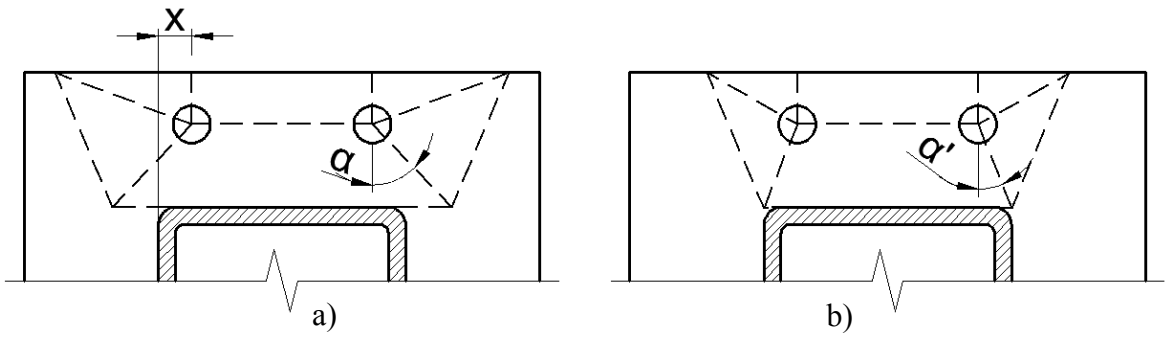
Naudojant šią P. Zoetemeijerio plastinio lanksto išraišką, stačiakampių vamzdžių flanšinių jungčių skaičiavimui egzistuoja apribojimas, kuris susijęs su varžto skylės padėtimi. Skylės atstumas „x“ iki vamzdžio krašto (1.28 pav. a) turi tenkinti sąlygą:

$$x \geq \frac{m_x + 2e_x}{2\sqrt{\frac{m_x + e_x}{m_x} - \frac{1}{4}}}. \qquad (1.38)$$

Jei sąlyga būtų netenkinama, plastinių lankstų linijos išeitų už vamzdžio ribų, o tai neatitiktų B. Kato ir kt. (Kato *et al.* 1982) stebėjimų. Tokiu atveju kintamą kampą α reikia pakeisti žinomu kampu α′ (1.28 pav. b), kuris, priklausomai nuo varžto padėties, gali kisti nuo 0 laipsnių iki kampo, nustatomo pagal (1.36) formulę. Tada pusiausvyros lygtyje ((1.33) formulė) liks tik vienas nežinomasis ß, kurio minimali reikšmė bus lygi:

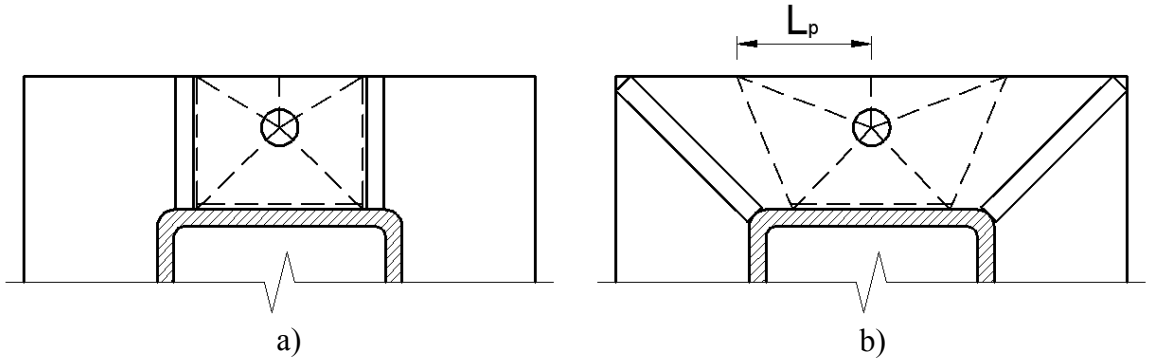
$$\beta = \arctan\left[\frac{\cos(\alpha')}{1 - \sin(\alpha')}\right]. \qquad (1.39)$$

Įrašius gautą kampą ß ir žinomą α′ į pusiausvyros lygtį, gali būti rastas efektyvus plastinio lanksto ilgis atitinkantis atvejus, kai suirimo mechanizmas apribotas vamzdžio matmenimis (1.28 pav. b).



1.28 pav. Arti vamzdžio krašto esanti varžto skylė: a) P. Zoetemeijerio schema; b) patikslinta schema

Taip pat, žinant plastinių lankstų schemos matmenis, teoriškai galima nuspręsti, kaip jungtyje efektyviausiai išdėstyti sąstandas. Mazge jos turi būti išdėstytos taip, kad apribotų plastinio mechanizmo plotą (1.29 pav. a). Priešingu atveju (1.29 pav. b) jų naudojimas neracionalus, nes teoriškai neturės įtakos tėjinio elemento atlaikomai jėgai.



1.29 pav. Sąstandų padėtis: a) apribotas plastinio lanksto mechanizmas; b) neapribotas mechanizmas

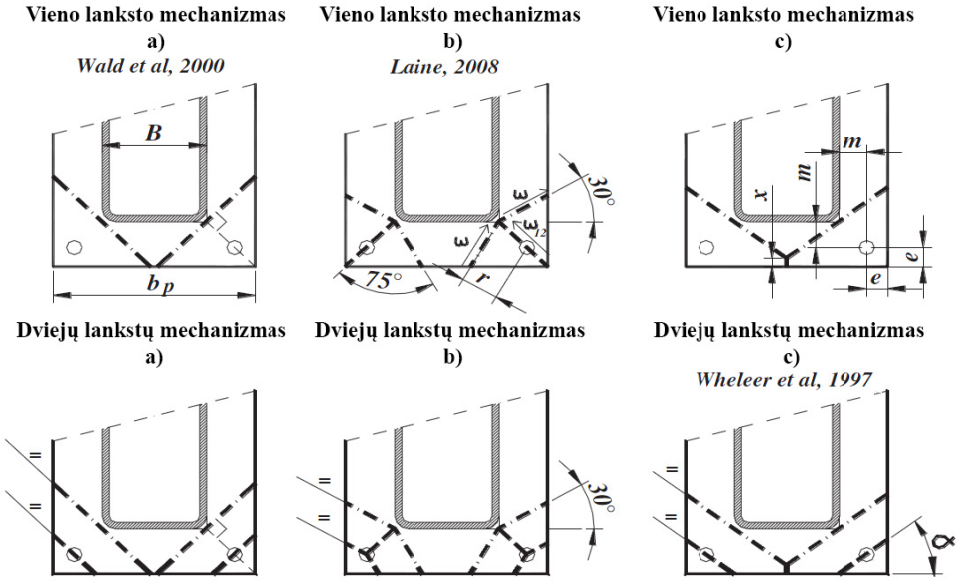
Kad būtų galima tinkamai išnaudoti sąstandas, atstumas nuo jų šono iki varžto centro turi būti mažesnis už lankstų schemos matmenį L_p (1.29 pav. b):

$$L_p = \frac{2m_x + 3e_x}{\sqrt{\frac{4e_x}{m_x} + 3}}. \tag{40}$$

Šiuo atveju, efektyvaus plastinio lanksto ilgio nustatymui galima pritaikyti jau anksčiau nagrinėtą pusiausvyros lygtį ((1.33) formulė), kurioje ß kampas būtų lygus nuliui, o α priklausytų nuo varžto atstumo iki vamzdžio ir sąstandų.

Jei visiems vamzdžio ribose išdėstytiems varžtams galima pritaikyti arba parinkti EC-3 lentelėse esančias plastinių lankstų ilgių išraiškas, tai varžtų išdėstymui, išeinančiam už vamzdžio ribų (1.17 pav. d), normose sprendimas nepateikiamas. Apskritai, centriškai tempiamose flanšinėse jungtyse galinės plokštelės su kampuose išdėstytais varžtais retai naudojamos. Labiau paplitęs tokio varžtų išdėstymo pritaikymas lenkiamoms kolonų bazėms. Kadangi lenkimo momentas yra tempimo ir gniuždymo jėgų pora, tai ir lenkiamose kolonų bazėse bus tempiamas tėjinis galinis elementas, kurį galima naudoti centrinio tempimo atveju.

Lenkiamų stačiakampių vamzdžių kolonų bazių projektavimą nagrinėjo M. Heinisuo ir kt. (Heinisuo *et al.* 2012), A. T. Wheeleris ir kt. (Wheeler *et al.*1997), F. Waldas ir kt. (Wald *et al.* 2000) bei V. Laine (Laine 2008), iš kurių kaip vieną iš išsamiausių darbų galima išskirti M. Heinisuo straipsnį. Savo darbe jis ne tik pateikė trumpą skirtingų autorių plastinių mechanizmų apžvalgą (1.30 pav.), bet ir išplėtė jų prielaidas skirtingiems tėjo suirimo atvejams, taip susisteminęs atskiras metodikas.



1.30 pav. Trys flanšinių jungčių su kampuose išdėstytais varžtais suirimo mechanizmai:
a) Waldo; b) Laine; c) Wheelerio (Heinisuo *et al.* 2012: 87)

A. T. Wheelerio suirimo mechanizme (1.30 pav. c), susikirtus gretimoms plastinių lankstų linijoms, atsiranda nežinomas parametras x ,kuris apsunkina efektyvaus ilgio apskaičiavimą. Tinkamai parinkus vamzdžio ir galinės plokštelės matmenis, galima nespręsti šio uždavinio, apsiribojant F. Waldo arba V. Laine prielaidomis. F. Waldas priėmė, kad plastiniai lankstai susiformuoja statmenai linijai, pervestai per galines plokštelės kampą ir varžto skylės centrą (1.30 pav. a). Savu ruožtu V. Lane priėmė mažesnį lankstų kampą — 75 °(1.30 pav. b). Kad šios prielaidos galiotų, turi būti tenkinama sąlyga:

$$\tan\alpha \cdot (m+n) \le \frac{B}{2}, \qquad (41)$$

čia B — stačiakampio vamzdžio kraštinės ilgis; α — plastinių lankstų kampas (F. Waldo atveju: $\alpha = 45°$, V. Laine $\alpha = 30°$).

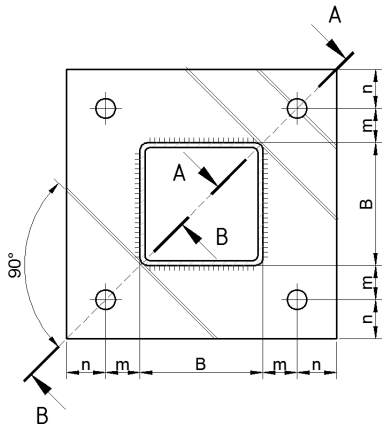
Efektyvių plastinių lankstų ilgių reikšmės pateikiamos 1.6 lentelėje.

1.6 lentelė. Flanšinių jungčių su kampuose išdėstytais varžtais plastinių lankstų ilgiai

Autorius	Vieno lanksto mechanizmas	Dviejų lankstų mechanizmas
Wald 2000	$2(m+n)$	$m+2n$
Laine 2008	$2{,}23(m+n)$	$1{,}1132m+1{,}6906n$

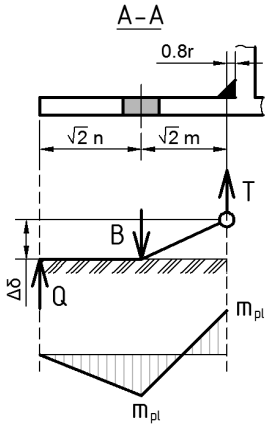
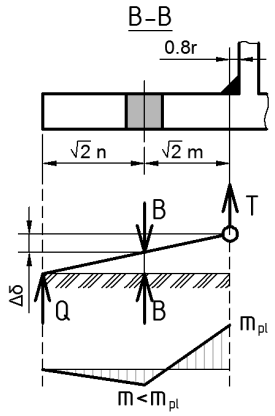
Kaip galima pastebėti 1.6 lentelėje, vieno lanksto suirimo atveju, F. Waldo efektyvusis ilgis visais atvejais bus mažesnis už V. Laine. Jei sąlyginai priimama, kad $m = 50\,mm$ ir $n = 30\,mm$, dviejų lankstų atveju bus priešingas atvejis — efektyvusis ilgis, apskaičiuotas pagal V. Laine išraišką, bus 3,3 % mažesnis už F. Waldo. Tolesniuose skaičiavimuose dėl paprastumo bus naudojama F. Waldo prielaida.

F. Waldo efektyvaus plastinio lanksto ilgio išraiškos sudarytos schemai, kurioje dviejų kraštų varžto atstumai m ir n yra vienodi (1.31 pav.), efektyvaus plastinio lanksto išraiškų išvedimas parodytas 1.7 lentelėje.



1.31 pav. F. Waldo skaičiuojamoji schema su dvejais suirimo atvejais:
pjūvis A-A — dviejų lankstų mechanizmas;
pjūvis B-B — vieno lanksto mechanizmas

1.7 lentelė. F. Waldo efektyvaus plastinio ilgio išvedimas

Dviejų lankstų mechanizmas	Vieno lanksto mechanizmas
	
$\Delta T = \Delta E;$ $T\Delta\delta = \frac{4(m+n)}{\sqrt{2}} m_{pl} \frac{\Delta\delta}{\sqrt{2}m} + \frac{4n}{\sqrt{2}} m_{pl} \frac{\Delta\delta}{\sqrt{2}m};$ $T \cdot m = 2(m+n)m_{pl} + 2n \cdot m_{pl};$ $T = \frac{2(m+2n)}{m} m_{pl} = \frac{2}{m} l_{eff.a} m_{pl},$ (1.42) čia $l_{eff.a} = m + 2n$.	$\Delta T = \Delta E;$ $T(m+n)\frac{\Delta\delta}{m} = \frac{4(m+n)}{\sqrt{2}} m_{pl} \frac{\Delta\delta}{\sqrt{2}m} + B_{yd} n \frac{\Delta\delta}{m};$ $T(m+n) = 2(m+n)m_{pl} + B_{yd} n;$ $T = \frac{2(m+n)m_{pl} + B_{yd} n}{m+n} = \frac{l_{eff.b} m_{pl} + B_{yd} n}{m+n},$ (1.43) čia $l_{eff.b} = 2(m+n).$

Gautos (1.42) ir (1.43) išraiškos atitinka tėjinio galinio elemento atlaikomos jėgos (1.19b) ir (1.20b) formules, o tai reiškia, kad ir tokiam iš pirmo žvilgsnio sunkiam atvejui, kai varžtai išeina už vamzdžio ribų, galima be jokių pakeitimų, tiesiogiai taikyti EC-3 tėjinio galinio elemento modelį.

2. VARŽTO METALO SAVYBIŲ NUSTATYMAS. TEMPIMO BANDYMAS

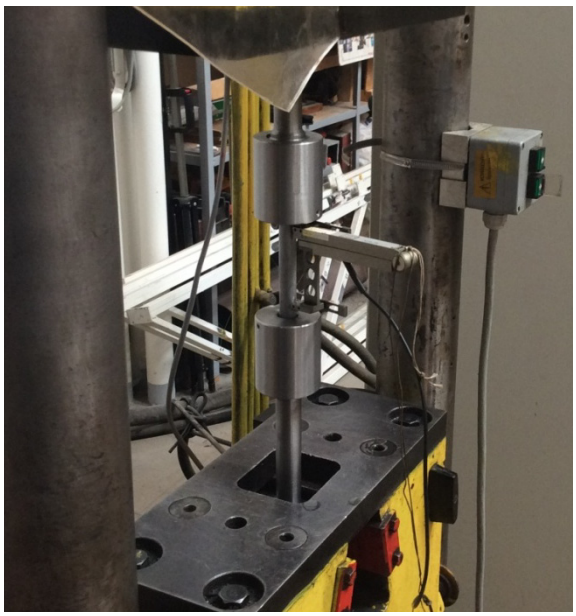
Atliekant skaitinį modeliavimą ar skaičiuojant atlaikomą jėgą analitinėmis formulėmis, būtina žinoti tikslias medžiagų mechaninės savybes. Pagrindiniai mechaniniai rodikliai, leidžiantys aprašyti medžiagą, yra tamprumo modulis, stipris pagal takumo ir stiprumo ribas bei šias ribas atitinkančios santykinės deformacijos. Visus šios rodiklius galima gauti atlikus tempimo bandymus. Kambario temperatūroje metalų tempimo bandymai atliekami vadovaujantis LST EN ISO 6892-1:2009 standartu, kuris nurodo reikalavimus įrangai ir pateikia metodiką, pagal kurią nustatomos rodiklių reikšmės.

Profiliuočių bei plieno lakšto medžiagų rodikliai skirtingose partijose gali skirtis, be to, tempimo bandymai reikalauja specialios įrangos ir papildomų laiko sąnaudų, todėl rodiklių reikšmes patogiausia tikslinti su pateiktomis sertifikatuose. Tai galioja ir tvirtinimo detalėms. Bet, priešingai negu lakštų ar strypų, varžtų bandiniai turi esminį ypatumą — sriegį, kurio stiprumas priklauso nuo formavimo technologijos. Visų tyrimuose mazguose naudojamų varžtų sriegis — valcuotas. Šios technologijos pranašumas yra tas, kad, valcuojant varžto ruošinį, pasikeičia įsriegtos dalies metalo struktūra. Todėl valcuoti sriegiai, lyginant su išpjautaisiais, yra stipresni. Norint išsiaiškinti šios gamybos technologijos įtaką varžto suirimo pobūdžiui bei stiprumui, ištirtos dvi bandinių rūšys: mechaniškai apdoroti bandiniai ir varžtai be mechaninio apdorojimo. Mechaniškai apdoroti bandiniai suirtų ne per galimai sustiprintą sriegį, bet per įsriegimo nepaveiktą pjūvį.

Tempimo bandymui buvo pasirinkti M16 HV sistemos stipriųjų varžtų rinkiniai, atitinkantys LST EN 14399-3:2005 standartą. Šios sistemos varžtai turi tik vieną kokybės klasę — 10.9, kurios vardinės charakteristinės reikšmės yra 900 MPa takumo riba ir 1000 MPa stiprio riba. Anglinio ir legiruotojo plieno tvirtinimo detalių mechaninės savybės turi atitikti LST EN ISO 898-1:2000 standartą, kuris ne tik apibrėžia mažiausias takumo bei stiprumo reikšmes, bet ir nurodo santykinį pailgėjimą po trūkio.

2.1. Mechaniškai neapdirbtų varžtų tempimo bandymas

Tempimo bandymai atlikti 200 kN galios programiškai valdoma tempimo mašina su papildomais, šiam bandymui pagamintais, varžto laikikliais (2.1 pav.). Mechaniškai neapdirbtų bandinių pailgėjimas matuotas ekstenzometru, kurio matavimo bazės ilgis 80 mm. Bazės ilgis proporcingas bendrajam varžto skerspjūvio plotui. Proporcingumo koeficientas lygus 5,65. Bandinys buvo apkraunamas jėgos kontrolės būdu, su pastoviu 0,5 kN/s (2,5 MPa/s) apkrovimo greičiu. Bandymų rezultatai pateikti 2.1 lentelėje.

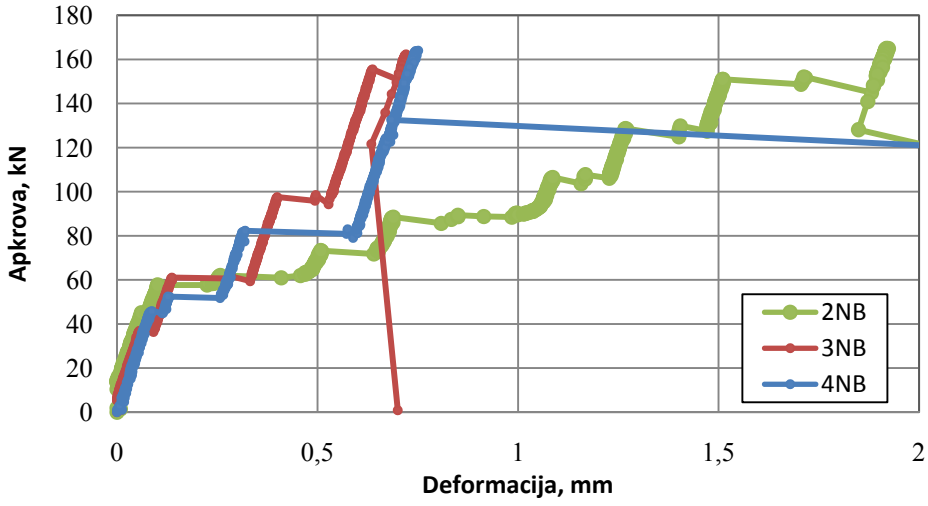


2.1 pav. Mechaniškai neapdirbtas varžto bandinys

2.1 lentelė. Mechaniškai neapdirbtų bandinių rezultatai

Nr.	Bandinio paruošimo būdas	Bazės ilgis, mm	A, mm²	σ_u, MPa	E, GPa
2NB	Be mechaninio apdorojimo	80	189,3	1052	215
3NB			189,7	1034	224
4NB			191,1	1045	223
		Vidurkis:	**190,0**	**1043**	**221**
		Vid. kv. nuokrypis:	**0,97**	**8,98**	**5,17**

Takumo riba nebuvo nustatyta, kadangi varžto ruožas su mažiausiu skerspjūvio plotu (įsriegtoji dalis) nepateko į ekstenzometro matavimo bazės ilgį (2.3 pav.). Bandymų deformacijų ir apkrovos sąryšiai parodyti 2.2 paveiksle. Karpytumas grafike atsirado dėl įrangos praslydimo tempimo mašinos griebtuose. Panaikinus praslydimą priklausomybės taptų tiesinės — varžto kotelyje pasireiškė tik tamprios deformacijos.



2.2 pav. Mechaniškai neapdirtų varžtų apkrovos ir deformacijų sąryšiai

Stiprieji, mechaniškai neapdirbti, varžtai suiro plastiškai, su aiškiai pastebimu kakleliu (2.2 pav.). Po suirimo visų varžtų veržles buvo įmanoma atsukti. Varžtų sriegis nebuvo nukirptas. Veržlėse pasireiškė liekamosios plastinės deformacijos — padidėjus tarpui tarp gretimų sriegio šonų, atsirado laisvumas.

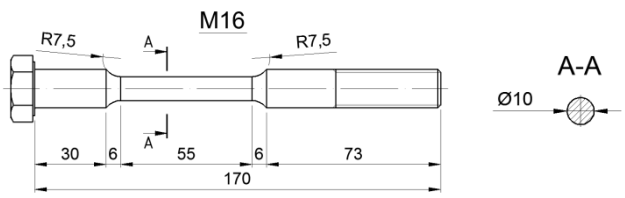


2.3 pav. Suirę mechaniškai neapdirbti varžtai

Į rezultatų palyginimą (2.1 lentelė) nebuvo įtrauktas 2.3 paveiksle pirmu iš kairės parodytas bandinys 1NA. Šis bandinys temptas 600 kN galios mašina, deformacijų kontrolės metodu, pastoviu 0,025 mm/s deformavimo greičiu, be ekstenzometro. Bandymo metu nustatyta 966 MPa sąlyginė takumo riba ir 1067 MPa stiprumo riba.

2.2. Mechaniškai apdirbtų varžtų tempimo bandymas

Mechaniškai apdirbtų varžtų bandymai, kaip ir neapdirbtų atveju, atlikti 200 kN galios, programiškai valdoma tempimo mašina, įtvirtinant varžtą specialiuose laikikliuose (2.5 pav.). Mechaninis apdirbimas atliktas vadovaujantis LST EN 377:2000 standartu. Proporcingų bandinių matmenys parodyti 2.4 paveiksle. Pailgėjimas matuotas ekstenzometru, kurio matavimo bazės ilgis 50 mm. Bandinys buvo apkraunamas jėgos kontrolės būdu, pastoviu 0,5 kN/s (6,4 MPa/s) apkrovimo greičiu.



2.4 pav. Mechaniškai apdirbto bandinio matmenys

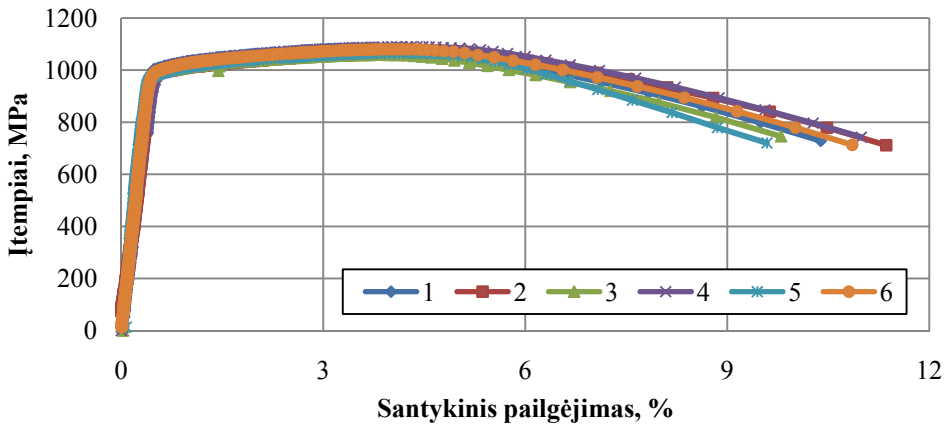


2.5 pav. Mechaniškai apdirbto varžto bandinys

Bandymų rezultatai pateikti 2.2 lentelėje. Mechaniškai apdirbtų varžtų atveju kiekvienam bandiniui, buvo nustatyta ne tik stiprumo riba σ_u ir tamprumo modulis, bet ir sąlyginė takumo riba $\sigma_{y0,2}$ bei santykinis bendrasis pailgėjimas suirimo metu ε_u. Bandinių suirimo pobūdis parodytas 2.7 pav., įtempių ir santykinio pailgėjimo sąryšiai parodyti 2.6 paveiksle.

2.2 lentelė. Mechaniškai apdirbtų bandinių rezultatai

Nr.	Bandinio paruošimo būdas	Bazės ilgis, mm	A, mm²	$\sigma_{y0,2}$, MPa	σ_u, MPa	E, GPa	ε_u
1	Mechaniškai apdorotas	50	78,0	1016	1086	235	0,1039
2			77,0	996	1064	218	0,1136
3			76,8	996	1060	243	0,0980
4			78,1	1014	1090	202	0,1099
5			78,0	991	1066	244	0,0959
6			78,2	1006	1080	236	0,1086
		Vidurkis:	**77,7**	**1003**	**1074**	**230**	**0,1050**
		Vid. kv. nuokrypis:	**0,61**	**10,32**	**12,81**	**16,6**	**0,0070**



2.6 pav. Mechaniškai apdirtų varžtų įtempių ir santykinio pailgėjimo sąryšiai

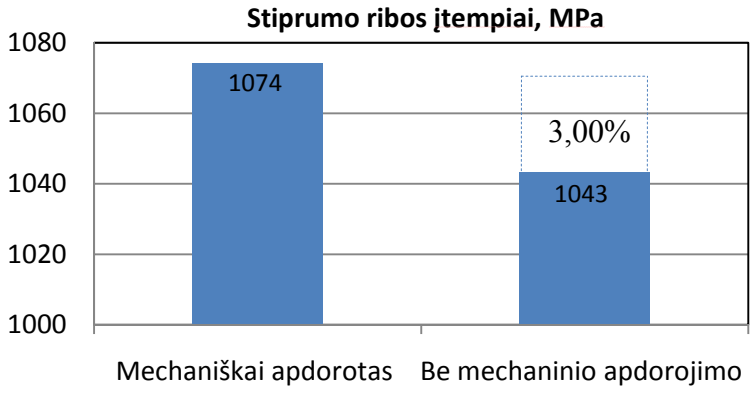


2.7 pav. Suirę mechaniškai apdirbti varžtai

Visų mechaniškai apdirbtų varžtų suirimas įvyko matavimo bazės ilgyje (2.7 pav.). Bandinių irimo metu, pasireiškus plastinėms deformacijoms, susiformavo kaklelis.

2.3. Varžtų tempimo bandymų apibendrinimas

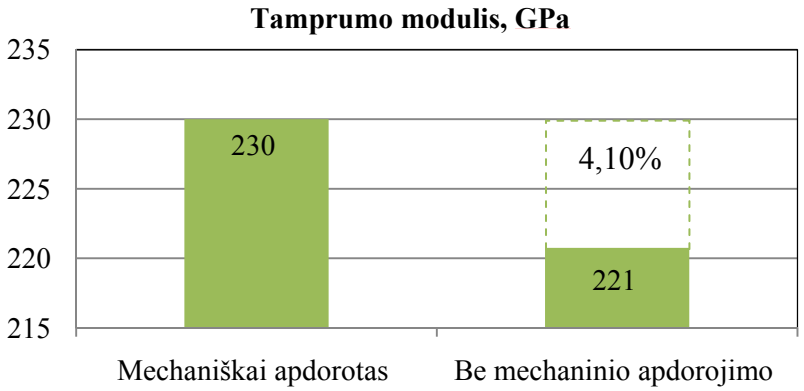
Atlikus dešimt varžto tempimo bandymų, nustatyta, kad skirtumas tarp vidutinių stiprumo ribų reikšmių mechaniškai apdirbtuose ir neapdirbtuose bandiniuose sudarė 3,0 % (2.8 pav.). Bendras visų bandinių stiprumo ribos vidutinis kvadratinis nuokrypis lygus 19 MPa. Sriegio gamybos technologija poveikio stiprumo ribai ir suirimo pobūdžiui neturėjo.Visi bandiniai suiro plastiškai, susiformavus kakleliui.



2.8 pav. Varžtų stiprumo ribos įtempių vidutinės reikšmės

Skirtumas tarp tamprumo modulių sudarė 4,1 % (2.9 pav.) Nors vardinės tamprumo modulio reikšmės standarte, nurodančiame tvirtinimo detalių mechanines savybes (LST EN ISO 898-1:2000),

nepateikiamos, Eurokode (LST EN 1993-1-8:2005), skaičiuojant varžtų standumą, naudojamas plieno tamprumo modulis, kuris lygus 210 GPa. Mechaniškai apdirbtų bandinių vidutinis tamprumo modulis 9,52 % didesnis už pateikiamą Eurokode.



2.9 pav. Varžtų tamprumo modulio vidutinės reikšmės

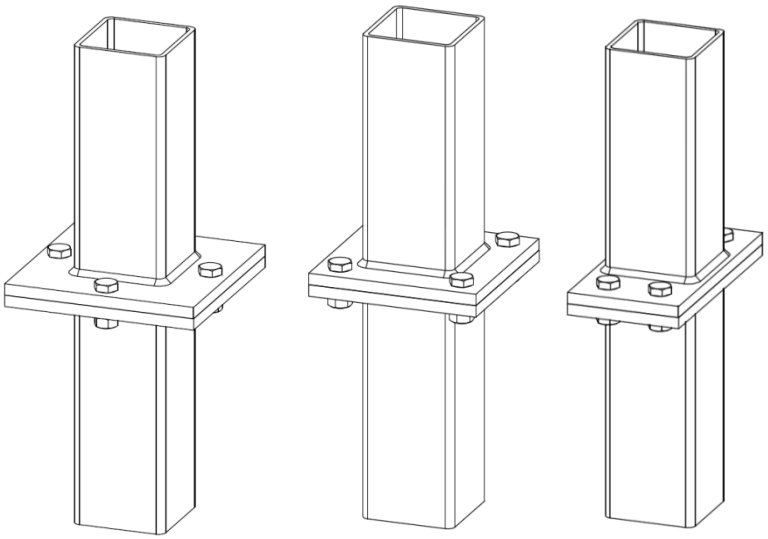
Lyginant 10.9 kokybės klasės mechaniškai apdirbtų varžtų mechanines savybes su LST EN ISO 898-1:2000 standartu, bandymais nustatyta, kad vidutinė stiprumo riba (1074 MPa) yra 3,27 % didesnė už standarte nurodytą mažiausią stiprumo reikšmę (1040 MPa). Taip pat bandinių santykinė takumo riba 6,28 % didesnė už normuojamą (940 MPa) reikšmę.

Norint išvengti trapaus konstrukcijų suirimo, LST EN 1993-1-1:2005 normose ribojamas santykinis pailgėjimas suyrant. Jis turi būti nemažesnis kaip 15 %, kai matuojamosios bazės ilgis proporcingas bandinio tikrajam skerspjūvio plotui su koeficientu 5,65. Tvirtinimo detalių mechaninių savybių standarte (LST EN ISO 898-1:2000) nurodoma, kad 10.9 kokybės klasės varžtų pailgėjimas suyrant turi būti nemažesnis kaip 9,00 %, tai 6,0 % mažiau už EC-3 reikalavimus. Bandymuose nustatytas vidutinis varžtų pailgėjimas suyrant lygus 10,5 %.

3. NATŪRINIAI RHS FLANŠINIŲ JUNGČIŲ BANDYMAI

Natūriniams jungčių bandymams parinktos trys skirtingos bandinių serijos (3.1 pav.). Iš viso ištirta vienuolika bandinių: keturi A serijos bandiniai, iš kurių du su įtemptais varžtais ir du su paprastais varžtais (be pradinio įtempimo); keturi B serijos bandiniai, taip pat kaip ir A serijos atveju, su įtemptais ir paprastais varžtais; trys C serijos su įtempiamais varžtais. Serijų bandinių brėžiniai pateikiami A priede. Visų bandinių galinės plokštelės storis priimtas vienodas — 15 mm. Flanšų sujungimui naudoti kaip M16, 10.9 kokybės klasės stipriųjų varžtų rinkiniai, atitinkantys standartą LST EN 14399-3:2005, taip pat ir neįtempiamieji M16, 10.9 kokybės klasės varžtai, atitinkantys LST EN ISO 4014:2000 standartą. Neįtempiamųjų varžtų rinkinyje naudotos pirmo tipo veržlės pagal LST EN ISO 4032:2000 ir poveržlės pagal LST EN ISO 7089:2000 standartus.

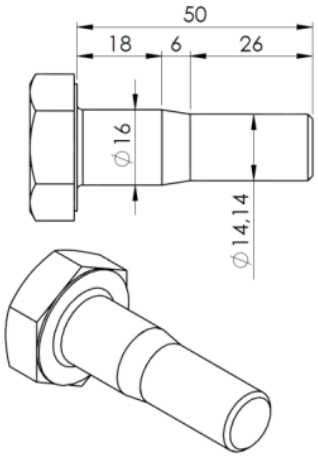
Įtempiamieji varžtai užveržti 280 Nm sukimo momentu su dinamometriniu raktu. Šis sukimo momentas apskaičiuotas 110 kN išankstinio įtempimo jėgai, kuri atitinka 70 % varžto skaičiuotinės tempiamosios galios. Tempimo bandymai atlikti 2500 kN galios, programiškai valdoma tempimo mašina, pastoviu 5 kN/s apkrovimo greičiu.



3.1 pav. Bandynių serijos: a) serija A su varžtais, išdėstyti simetriškai aplink visą kontūrą; b) serija B su varžtais, išdėstytais už vamzdžio ribų; c) serija C su varžtais, išdėstytais iš dviejų priešingų vamzdžio pusių

Rezultatams palyginti, atliktas skaitinis modeliavimas su *ANSYS Workbench* paketu, *Static Strucrtural* analizės sistemoje. Įvedus mazgo simetriją dviejų tarpusavyje statmenų plokštumų atžvilgiu, jungtis ir varžtas sudalinti tūriniais baigtiniais elementais. Varžtas supaprastintas iki kaiščio (3.2 pav.), kurio mažesnio skerspjūvio plotas lygus varžto tempiamųjų įtempių plotui. Varžto pradinio įtempimo jėga lygi 110 kN. Jo paketas susideda iš veržlės ir poveržlės, sujungtų su varžtu į vieną kūną, tai leidžia sumažinti kontaktinių trinties paviršių skaičių iki trijų: tarp flanšo plokštelių; tarp varžto galvutės ir flanšo; tarp poveržlės ir flanšo. Kontaktinių paviršių formuluotė — Lagrandžo. Vamzdis

prie galinės plokštelės pritvirtintas 5 mm storio pilnai įvirinta siūle. Medžiagų netiesiškumas modeliuotas dvitiese Prandtlio diagrama. Stiprumo ir mechaniniai rodikliai pateikti 3.1 lentelėje. Galinių plokštelių ir stačiakampių vamzdžių atveju rodikliai priimti vadovaujantis sertifikatais, o varžtų atliktais bandymais (2.2 lentelė).



3.2 pav. Varžto skaičiuojamasis modelis

3.1 lentelė. Jungčių medžiagų stiprumo ir mechaniniai rodikliai

Rodiklio pavadinimas	Galinės plokštelės plienas S355J2+N	Stačiakampių vamzdžių plienas S355J2	Varžtas 10.9
Tamprumo modulis E	210 000 MPa	210 000 MPa	210 000 MPa
Puasono koeficientas υ	0,3	0,3	0,3
Takumo riba f_y, f_{yb}	434 MPa	480 MPa	1003 MPa
Stiprumo riba f_u, f_{ub}	565 MPa	550 MPa	1074 MPa
Pailgėjimas suyrant A_t	0,29	0,30	0,105

Nustatant skaičiuotinį tempiamų varžtų stiprį EC–3 ir STR2.05.08:2005 normose naudojamas patikimumo koeficientas, iš kurio dauginamas varžto medžiagos charakteristinis stipris pagal stiprumo ribą. Skaitinė šio koeficiento vertė EC–3 yra lygi santykiui: k_2/γ_{M2}, čia γ_{M2} yra varžtų laikomosios galios dalinis patikimumo koeficientas, o k_2 įvertina varžto konstrukciją. Skaitine prasme, priėmus rekomenduojamas γ_{M2} reikšmes, EC–3 santykis kinta nuo 0,5 iki 0,72. STR2.05.08:2005 normose patikimumo koeficientas, lygus 0,5. Toliesniuose analitiniuose skaičiavimuose šis patikimumo koeficientas priimamas lygus 1,00.

3.1. Flanšinė jungtis su varžtais, išdėstytais simetriškai aplink visą kontūrą (serija A)

Serijai A pasirinktas atvejis, kai varžtai išdėstyti vamzdžio ribose. Šia serija buvo siekiama ištirti pavienio varžto sukeltą galinės plokštelės takumą, o būtent tikrinama prielaida, kad tokioms flanšinėms jungtims galima taikyti P. Zoetemeijerio (Zoetemeijer 1974) efektyvaus plastinio lanksto išraišką. Papildomai ištirtas pradinio varžtų įtempimo poveikis bendrajam mazgo stiprumui.

Atliekant šios serijos jungčių bandymus, ant kiekvieno mazgo iš keturių šonų buvo privirinti laikikliai. Metaliniai laikikliai privirinti taip, kad prie jų pritvirtinti jutikliai matuotų jungties poslinkį ties vamzdžio viduriu (3.3 pav.). Poslinkiui matuoti, naudoti keturi 100 mm ilgio tiesinio poslinkio jutikliai. Jungčių bandymų rezultatai pateikiami 3.2 lentelėje.



3.3 pav. Flanšinės jungties bandinys su varžtais iš keturių vamzdžio pusių

3.2 lentelė. Flanšinės jungties su varžtais iš keturių vamzdžio pusių tempimo bandymų rezultatai

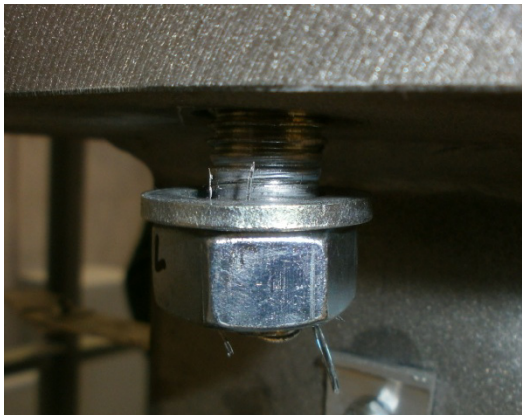
Bandinio Nr.	Varžtas	Kritinė jėga, kN	Kritinė jėga tenkanti vienam varžtui, kN	Poslinkis suirimo metu, mm
A1	Neįtemptas	703,4	175,9	5,90
A2	Neįtemptas	699,4	174,9	4,49
A3	Įtemptas	698,2	174,6	5,18
A4	Įtemptas	699,1	174,8	4,88
	Vidurkis:	**700,0**	**175,1**	**5,11**
	Vid. kv. nuokrypis:	**2,31**	**0,580**	**0,596**

Priėmus M16 varžto įtempių plotą, lygų 157 mm², vidutiniškai vienas varžtas atlaikė 1115 MPa įrąžą, tai 3,7 % daugiau už nustatytą 10.9 klasės varžtų stiprumo ribą (1074 MPa). Tai leidžia teigti, kad jungtyje traukiamųjų jėgų neatsirado, nes išorinė jėga, tenkanti vienam varžtui, prilygsta varžto stipriui. Kritinės jėgos skirtumas tarp mazgų su įtempiamais ir neįtempiamais varžtais sudarė 0,39 %. Nors stiprieji ir neįtempiamieji varžtai atlaikė vienodas jėgas, jų suirimo pobūdis skyrėsi (3.4 pav.).



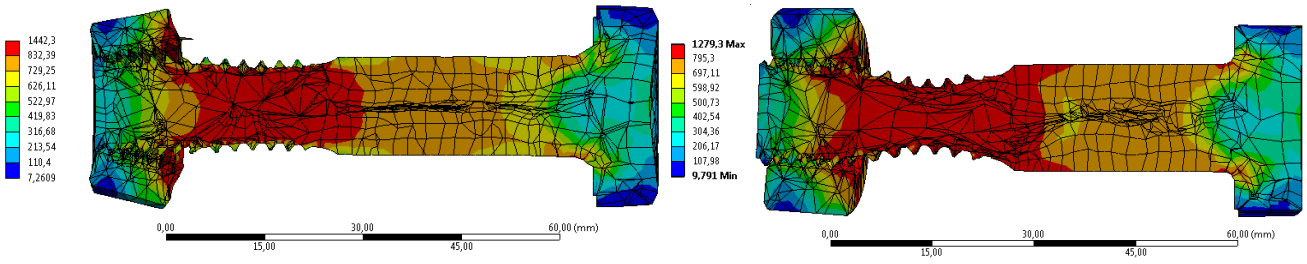
3.4 pav. Neįtempiamųjų ir stipriųjų varžtų irties pobūdis

Stiprieji varžtai suiro susiformavus kakleliui, visų aštuonių varžtų veržles atsisuko. Neįtempiamuosiuose varžtuose, priešingai, buvo nukirptas sriegis — tiek varžte, tiek ir veržlėje (3.4 pav.). Susidarė metalo drožlės (3.5 pav.), atsukti veržlių nepavyko.



3.5 pav. Neįtemptojo varžto sriegio irtis

Atskirai sumodeliavus stipriojo ir neįtemptojo varžtų rinkinį baigtinių elementų programoje ANSYS, pastebėta, kad, esant santykinai vienodam veržlių storiui, neįtempiamųjų varžtų veržlėse susidaro didesnės žiedinės deformacijos negu stipriųjų (3.6 pav.). Didėjant veržlės žiedinėms deformacijoms, mažėja sriegio vijų kontakto plotas ir išauga glemžiamieji įtempiai, o tai nulemia sriegio nukirpimą.



a) b)

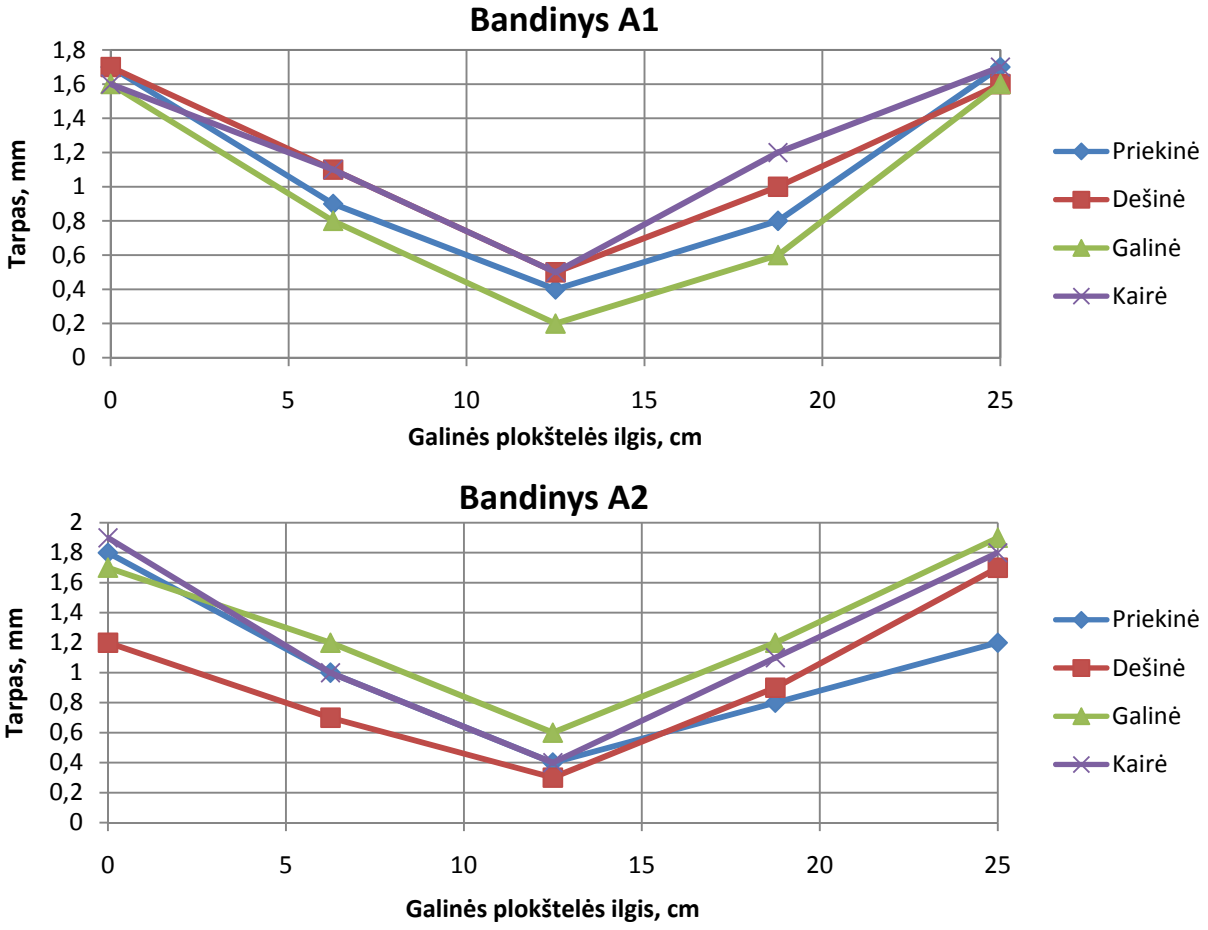
3.6 pav. Von Miseso ekvivalentiniai įtempiai (MPa): a) neįtempiamasis varžtas; b) stiprusis varžtas

Taip pat pastebėta, kad Eurokodo prielaida, jog slėgis po varžto galvute pasiskirsto tolygiai, nepasitvirtino — varžtai išlinko dėl ekscentrinės slegio atstojamosios padėties (3.7 pav.).



3.7 pav. Po bandymo deformuoti stiprieji varžtai

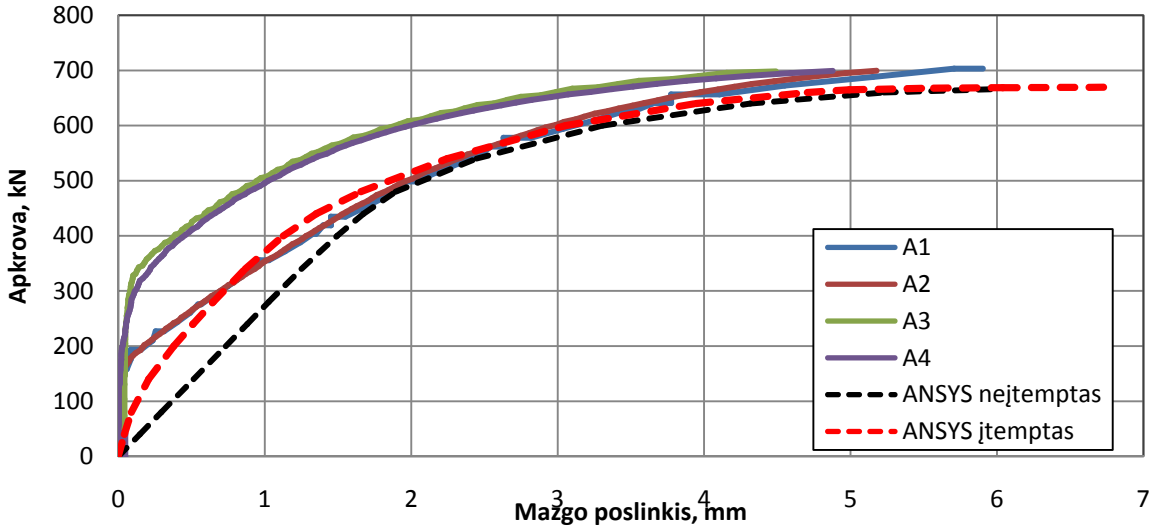
Prieš surenkant mazgus, užfiksuotos didelės galinių plokštelių deformacijos, atsiradusios dėl suvirinimo. Sujungus flanšus neįtempiamaisiais varžtais, pradinės suvirinimo deformacijos nepasinaikino, todėl, prieš atliekant bandymą, iš keturių pusių, tarpumačiu pamatuotas plyšys tarp dviejų galinių plokštelių (3.8 pav.).



3.8 pav. A serijos bandinių su neįtempiamais varžtais pradinis galinių plokštelių tarpas

Per šiuos tarpus buvo matomas varžto kotelis, vidutinis plyšio storis prie varžto buvo lygus 0,41 mm. Priešingai, įtempiamuosiuose jungtyse, tarpo prie varžto nebuvo, o prie galinės plokštelės kampų vidutinis plyšio storis sudarė apie 1,00 mm.

Galutiniam rezultatui šios įtemptų ir neįtemptų mazgų plyšių reikšmės įtakos neturėjo (3.9 pav.).



3.9 pav. A serijos mazgų poslinkių ir apkrovų sąryšiai

Pagrindinis skirtumas tarp jungčių su įtempiamaisiais ir neįtempiamaisiais varžtais yra pradinis mazgo standumas — įtempiamųjų varžtų atveju jis artimas begalybei. Kai flanšų pradinio suspaudimo jėga tampa lygi nuliui, jungtyje pradeda vertis plyšys ir visas jėgas perima varžtas — mažėja jungties standumas. Nors neįtempiamosiose jungtyse buvo vengiama varžtų perveržimo (varžtai užveržti paprastu veržliarakčiu be papildomų priemonių), 3.9 paveiksle galima pastebėti, kad mazguose su neįtempiamaisiais varžtais A1 ir A2 susidarė suspaudimo jėga, sukėlusi pradinį standumą, be to, šį reiškinį galėjo sukelti tai, jog traukiamosios jėgos neįtempiamuosiuose mazguose negalėjo atsirasti tol, kol egzistavo pradinis plyšys tarp galinių plokštelių. Mazgo su įtemptu varžtu plyšys atsivėrė esant 330 kN apkrovai, su neįtemptu traukiamosios jėgos atsirado esant 190 kN, o ANSYS baigtinių elementų programa sumodeliuotame mazge plyšys atsivėrė, kai jėga buvo 30 kN. Skirtumas tarp skaitinės analizės rezultatų, jungties su įtemptais ir neįtemptais varžtais sudaro 0,45 %. Lyginant skaitinę analizę su bandymais, matyti, kad skaitinės analizės mazgo atlaikoma jėga mažesnė 4,34 %.

3.1.1. Analitinio modelio pagrindimas

Siekiant pagrįsti prielaidą, kad flanšinių jungčių su varžtais iš keturių vamzdžio pusių atlaikomos jėgos skaičiavimuose galima naudoti P. Zoetemeijerio (Zoetemeijer 1974) efektyvaus plastinio lanksto ilgį, buvo palyginti dviejų autorių natūriniai bandymai su analitiniais rezultatais. Iš viso išanalizuotas trisdešimt vienas bandinys, iš kurių keturi S. Wilibaldo (Wilibald *et al.* 2002), dvidešimt trys B Kato ir kt. (Kato *et al.* 1982) ir keturi išbandyti šio tiriamojo darbo metu. Jungčių matmenys ir stiprumo rodikliai pateikti 3.3 lentelėje, o analitinių modelių rezultatai 3.4 lentelėje.

3.3 lentelė. Jungčių matmenys ir stiprumo savybės

Nr.	Autorius	Bandinys	n, mm	m, mm	t_p, mm	h_p, mm	h_i, mm	d	d_w, mm	d_0, mm	a_w, mm	f_y, MPa	B_u, kN
1	S. Wilibald *et al* (2002)	2-7	40,3	38,7	12,6	311,7	152,8	18,9	31,75	21	11	379,1	256
2		2-8	39,9	38,9	15,8	312,1	152,8	18,9	31,75	21	11	397,2	247,5
3		2-9	35,1	43,8	12,6	312,5	152,8	18,9	31,75	21	11	379,1	256
4		2-10	35	43,9	15,8	312,4	152,8	18,9	31,75	21	11	397,2	247,5
5	B. Kato *et al* (1982)	S.M16.4.t.9	30	30	9	270	150	16	30	17	11	310	166,5
6		S.M16.4.t.12	30	30	12	270	150	16	30	17	11	285	164,8
7		S.M16.4.t.16	30	30	16	270	150	16	30	17	11	288	175,8
8		S.M16.4.t.19	30	30	19	270	150	16	30	17	11	290	170,9
9		S.M16.4.t.22	30	30	22	270	150	16	30	17	11	263	162,1
10		S.M20.4.t.9	30	30	9	270	150	20	37	21,5	11	364	264,8
11		S.M20.4.t.12	30	30	12	270	150	20	37	21,5	11	285	257,9
12		S.M20.4.t.16	30	30	16	270	150	20	37	21,5	11	284	266,3
13		S.M20.4.t.19	30	30	19	270	150	20	37	21,5	11	290	266,3
14		S.M20.4.t.22	30	30	22	270	150	20	37	21,5	11	258	259,4
15		S.M20.4.t.25	30	30	25	270	150	20	37	21,5	11	272	262,3
16		S.M20.4.t.12-0,5B0	30	30	12	270	150	20	37	21,5	11	285	257,9
17		S.M20.4.t.25-0,5B0	30	30	25	270	150	20	37	21,5	11	272	262,3
18		L.M20.4.t.12	30	30	12	320	200	20	37	21,5	11	285	257,9
19		L.M20.4.t.16	30	30	16	320	200	20	37	21,5	11	279	266,3
20		L.M20.4.t.19	30	30	19	320	200	20	37	21,5	11	290	266,3
21		L.M20.4.t.22	30	30	22	320	200	20	37	21,5	11	258	259,4
22		L.M20.4.t.25	30	30	25	320	200	20	37	21,5	11	283	262,3
23		L.M24.4.t.16	30	30	16	320	200	24	44	25,5	11	279	376,1
24		L.M24.4.t.19	30	30	19	320	200	24	44	25,5	11	290	293,7
25		L.M24.4.t.22	30	30	22	320	200	24	44	25,5	11	258	380
26		L.M24.4.t.25	30	30	25	320	200	24	44	25,5	11	283	391,8
27		L.M24.4.t.28	30	30	28	320	200	24	44	25,5	11	247	373,6
28	Šitame darbe išbandyti bandiniai	A1	25	40	15	250	120	16	30	18	5	434	169
29		A2	25	40	15	250	120	16	30	18	5	434	169
30		A3	25	40	15	250	120	16	30	18	5	434	169
31		A4	25	40	15	250	120	16	30	18	5	434	169

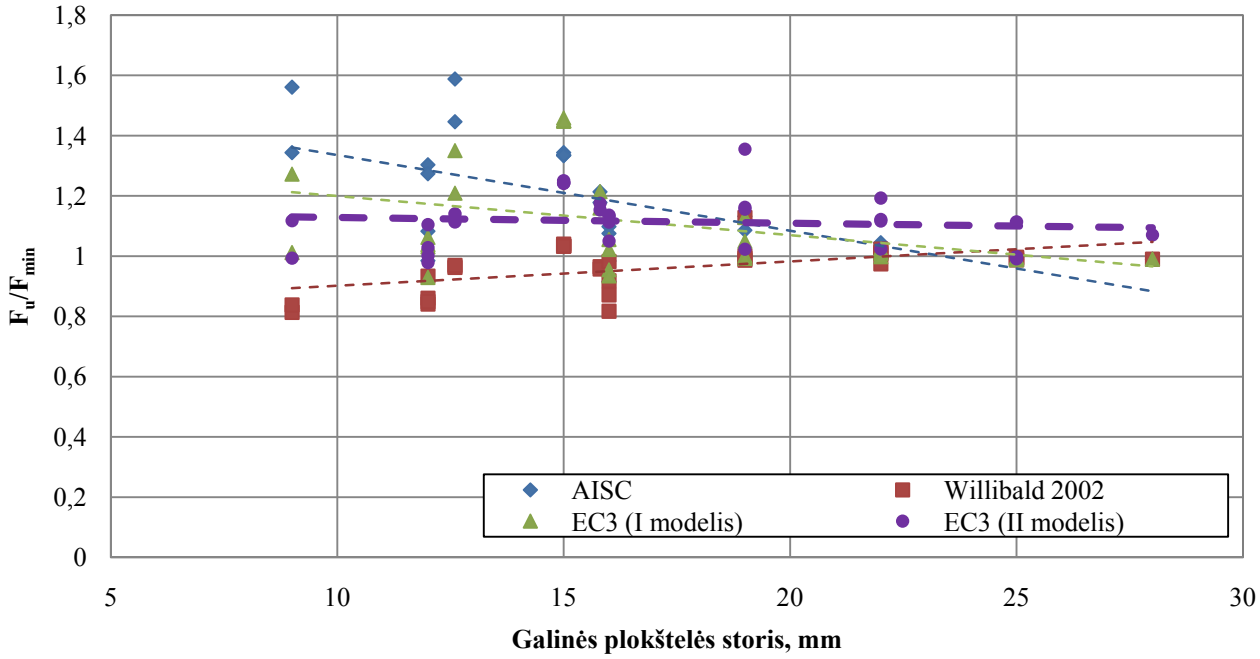
čia t_p — flanšo storis; h_p — galinės plokštelės plotis; h_i — vamzdžio plotis; d — nominalus varžtuo skersmuo; d_w, — poveržlės skersmuo; d_0 — varžto skylės skersmuo; a_w — virintines siūlės storis; f_y — galinės plokštelės plieno takumo riba; B_u — varžto tempiamoji galia.

3.4 lentelė. Analitinių modelių rezultatai

Nr.	Autorius	Bandinys	Kritinė jėga F_u, kN	AISC (1997)/Struik $l_{eff}=h_i$		AISC (1997)/Struik $l_{eff}=h_p$ (Willibald *et al.* 2002)		EC3 (I modelis) $l_{eff}=4m_x+1{,}25e_x$		EC3 (II modelis) $l_{eff}=4m_x+1{,}25e_x$	
				F_{min}, kN	F_u/F_{min}	F_{min}, kN	F_u/F_{min}	F_{min}, kN	F_u/F_{min}	F_{min}, kN	F_u/F_{min}
1	S. Willibald *et al.*(2002)	2-7	847	586	1,446	880	0,963	712	1,189	761	1,114
2		2-8	955	811	1,178	990	0,965	828	1,153	828	1,153
3		2-9	792	499	1,588	817	0,970	650	1,219	694	1,141
4		2-10	910	750	1,214	950	0,958	774	1,175	774	1,175
5	B. Kato *et al.* (1982)	S.M16.4.t.9	434	323	1,344	534	0,813	308	1,408	437	0,994
6		S.M16.4.t.12	562	519	1,083	602	0,934	504	1,116	509	1,105
7		S.M16.4.t.16	691	629	1,098	703	0,983	611	1,132	611	1,132
8		S.M16.4.t.19	684	684	1,001	684	1,001	668	1,023	668	1,023
9		S.M16.4.t.22	664	648	1,024	648	1,024	648	1,024	648	1,024
10		S.M20.4.t.9	641	411	1,561	764	0,839	362	1,772	573	1,118
11		S.M20.4.t.12	745	571	1,304	865	0,861	504	1,479	744	1,002
12		S.M20.4.t.16	951	884	1,075	1036	0,918	837	1,137	837	1,137
13		S.M20.4.t.19	1051	968	1,086	1065	0,987	909	1,156	909	1,156
14		S.M20.4.t.22	1047	1002	1,044	1038	1,009	937	1,117	937	1,117
15		S.M20.4.t.25	1045	1049	0,996	1049	0,996	1047	0,998	1047	0,998
16		S.M20.4.t.12-0,5B0	728	571	1,274	865	0,841	504	1,445	744	0,979
17		S.M20.4.t.25-0,5B0	1038	1049	0,989	1049	0,989	1047	0,991	1047	0,991
18		L.M20.4.t.12	765	777	0,985	901	0,849	504	1,519	744	1,029
19		L.M20.4.t.16	928	943	0,984	1065	0,871	834	1,113	834	1,113
20		L.M20.4.t.19	1057	1059	0,998	1065	0,992	909	1,163	909	1,163
21		L.M20.4.t.22	1052	1038	1,014	1038	1,014	937	1,122	937	1,122
22		L.M20.4.t.25	1043	1049	0,994	1049	0,994	1049	0,994	1049	0,994
23		L.M24.4.t.16	1167	1274	0,916	1428	0,817	877	1,331	1111	1,051
24		L.M24.4.t.19	1326	1171	1,132	1175	1,129	978	1,355	978	1,355
25		L.M24.4.t.22	1481	1477	1,003	1520	0,974	1242	1,193	1242	1,193
26		L.M24.4.t.25	1548	1567	0,988	1567	0,988	1389	1,114	1389	1,114
27		L.M24.4.t.28	1479	1494	0,990	1494	0,990	1381	1,071	1381	1,071
28	Šitame darbe išbandyti bandiniai	A1	703,4	523	1,344	676	1,041	562	1,251	562	1,251
29		A2	699,4	523	1,336	676	1,035	562	1,244	562	1,244
30		A3	698,2	523	1,334	676	1,033	562	1,242	562	1,242
31		A4	699,1	523	1,335	676	1,034	562	1,243	562	1,243
				Vidurkis:	**1,150**		**0,962**		**1,209**		**1,114**
				Vid. kv. nuokrypis:	**0,186**		**0,076**		**0,174**		**0,093**

Vadovaujantis trisdešimt vieno bandymo statistika, pats mažiausias vidutinis kvadratinis nuokrypis gautas naudojant amerikiečių AISC modelį (J. H. A. Stuiko) su S. Willibaldo efektyviuoju plastinių lanksto ilgiu (7,6 %). Antras pagal rezultatų sklaidą yra antrasis EC–3 tėjinio galinio elemento metodas (J. P. Jasparto) su P. Zoetemeijerio lanksto ilgiu (9,3 %).

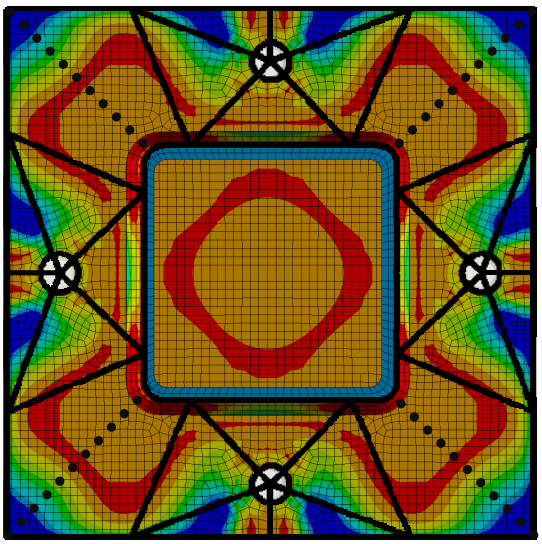
Pasak S. Willibaldo (Wilibald *et al.* 2002), galinės plokštelės storis yra pagrindinis kintamasis, nuo kurio priklauso traukiamųjų jėgų didis. Nubraižius eksperimentinių ir modelio teorinių rezultatų santykių priklausomybę nuo galinių plokštelės storių (3.10 pav.), galima pamatyti, kiek tiksliai skirtingi modeliai prognozuoja traukiamųjų jėgų atsiradimą.



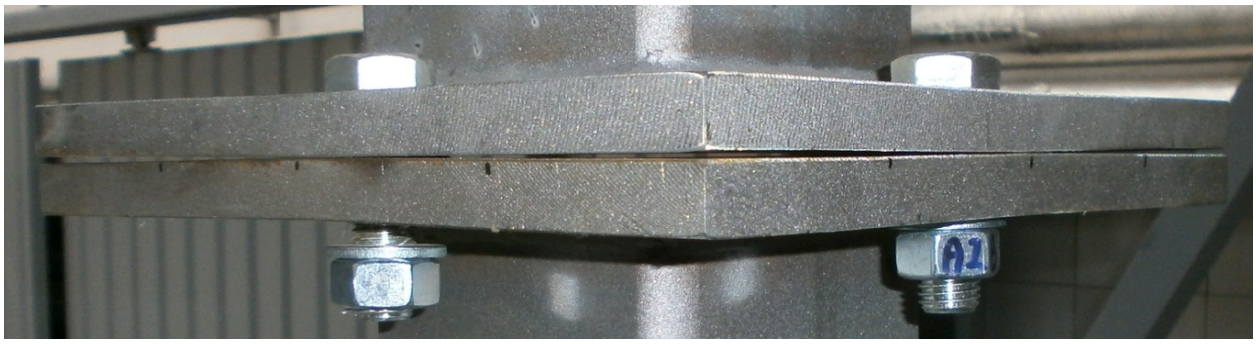
3.10 pav. Eksperimentinių ir modelio teorinių rezultatų santykių priklausomybė nuo galinių plokštelės storių (31 bandinys)

Amerikiečių AISC modelis, kaip ir pirmasis EC–3 metodas, yra konservatyvus skaičiuojant plonus flanšus (čia plonais flanšais vadinamos galinės plokštelės, kurių storis mažesnis už M16 varžto nominalų skersmenį). Priešingai, AISC modelio analitiniai rezultatai, naudojant S. Willibaldo efektyvųjį lanksto ilgį, plonų flanšų atveju yra nesaugūs. Patys geriausi rezultatai gaunami naudojant antrąjį Eurokodo galinio tėjinio elemento metodą, jo gaunamų rezultatų tikslumas nepriklauso nuo flanšo storio (3.10 pav.).

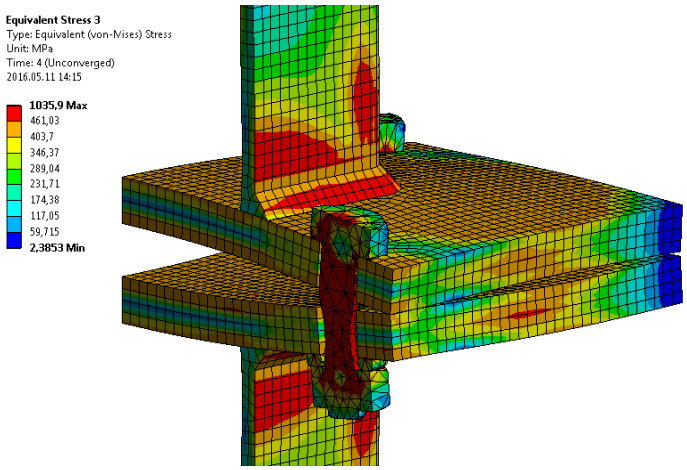
Lyginant siūlomą P. Zoetemeijerio plastinių lankstų mechanizmą su skaitiniu modeliavimo rezultatais, galima pastebėti, kad analitinė lankstų schema nevisiškai įvertina erdvines galinės plokštelės deformacijas (3.11 pav.). Kad gautume pilną erdvinį deformacijos pobūdį, reikalingos keturios papildomos linijos, jungiančios vamzdžio ir galinės plokštelės kampus (3.11 paveiksle jos parodytos taškinėmis linijomis). Eksperimento ir skaitinio modeliavimo flanšų deformacijos parodytos 3.12 ir 3.13 paveiksluose.



3.11 pav. A serijos galinės plokštelės Von Miseso ekvivalentiniai įtempiai, virš kurių pavaizduotas analitinio modelio lankstų mechanizmas



3.12 pav. Bandinio plastinės deformacijos po eksperimento



3.13 pav. Deformuoto mazgo Von Miseso ekvivalentiniai įtempiai

Norint įvertinti šių linijų poveikį bendrajai disipacinės energijos sumai, į (1.33) pusiausvyros lygtį reikia įrašyti keturių taškinių linijų geometrinio ilgio ir lanksto posūkio kampo sandaugą. Ši sandauga priklauso nuo α ir ß parametrų, todėl apsunkina ir taip komplikuotus skaičiavimus. Kadangi, naudojant tik P. Zoetemeijerio lanksto ilgio išraišką, sisteminė modelio paklaida yra maža ir sudaro 1,114, šios sandaugos nevertinimas leistų gauti saugų rezultatą be sudėtingų lygčių sprendimo.

3.2. Flanšinė jungtis su varžtais, išdėstytais už vamzdžio ribų (serija B)

Bandant B serijos mazgus, tikrinamas Eurokodo galinio tėjinio elemento pritaikymas skaičiuoti centriškai tempiamiems stačiakampių vamzdžių flanšinėms jungtims su varžtais, išdėstytais už vamzdžio ribų. Papildomai, kaip ir A serijoje, ištirtas pradinio varžtų įtempimo poveikis bendrajam mazgo stiprumui. Tik šiuo atveju neįtempiamųjų varžtų rinkiniuose 10 klasės veržlės buvo pakeistos pirmo tipo 12 kokybės klasės veržlėmis. Tai padaryta siekiant įsitikinti, kad veržlės klasės didinimas nepadeda išvengti sriegio kirpimo. Poslinkio matavimui naudoti keturi, prie vamzdžio vidurio pritvirtinti 100 mm ilgio tiesinio poslinkio jutikliai (3.14 pav.). Jungčių bandymų rezultatai pateikiami 3.5 lentelėje.

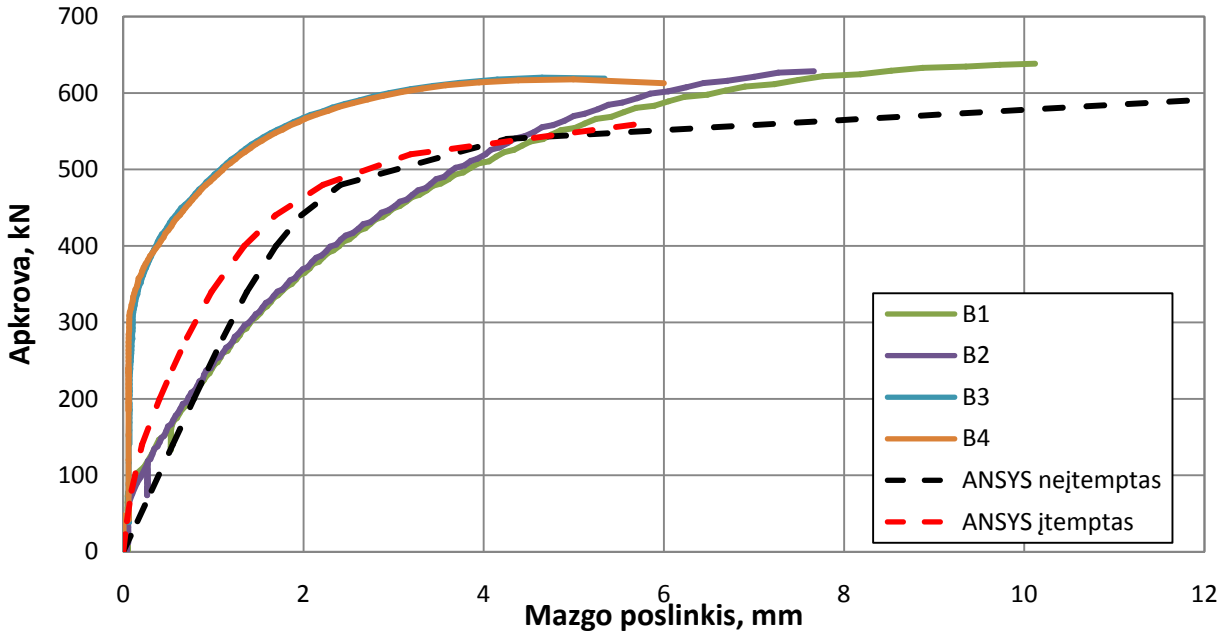


3.14 pav. Flanšinės jungties bandinys su varžtais, išdėstytais už vamzdžio ribų

3.5 lentelė. Flanšinės jungties su varžtais, išdėstytais už vamzdžio ribų, tempimo bandymų rezultatai

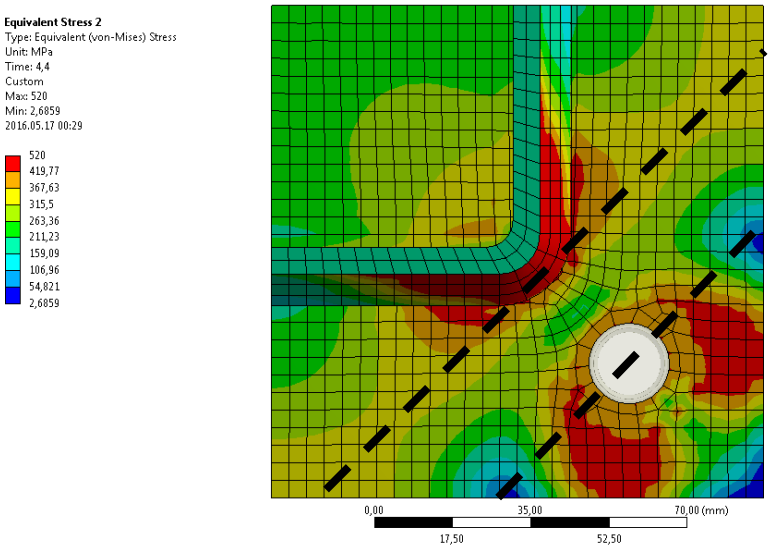
Bandinio Nr.	Varžtas	Kritinė jėga, kN	Kritinė jėga tenkanti vienam varžtui, kN	Poslinkis suirimo metu, mm
B1	Neįtemptas (Veržlė 12 kl.)	638,8	159,7	10,12
B2	Neįtemptas (Veržlė 12 kl.)	629,5	157,4	7,67
B3	Įtemptas	620,2	155,1	5,34
B4	Įtemptas	617,9	154,5	6,00
	Vidurkis:	**626,6**	**156,7**	**7,28**
	Vid. kv. nuokrypis:	**9,55**	**2,39**	**2,13**

Kritinės jėgos skirtumas tarp jungčių su pradiniu varžtų įtempimu ir neįtempiamais varžtais yra 2,45 %. Vidutiniškai vienas varžtas atlaikė 156,7 kN jėgą, kuri sudaro 92,39 % jo teorinės tempiamosios galios. Tai reiškia, kad jungtyje traukiamosios jėgos sudarė 7,61 %, arba 12,83 kN. Mazgų apkrovos ir poslinkių sąryšiai pateikiami 3.15 paveiksle.



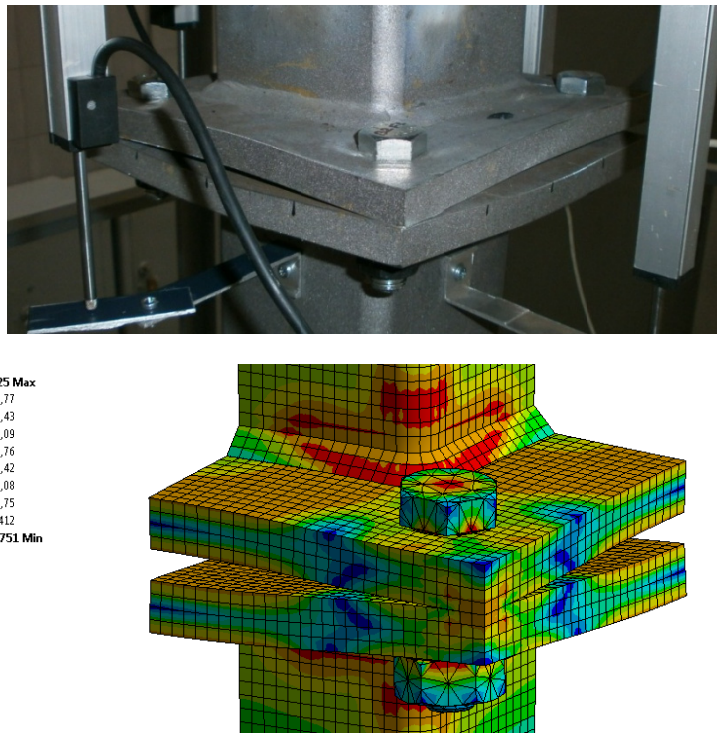
3.15 pav. B serijos mazgų poslinkių ir apkrovų sąryšiai

Mazgų su pradiniu varžtų įtempimu poslinkis suirimo metu vidutiniškai 34,0 % mažesnis negu neįtempiamųjų varžtų su 12 klasės veržle (3.15 pav.). Pagal analitinius skaičiavimus gauta 620,17 kN kritinė jėga, atitinkanti vieno lanksto suirimą, tai 1,04 % mažiau už nustatytą eksperimente, o skaitinio modeliavimo kritinė jėga mažesnė 11,89 %. Baigtinių elementų metodu apskaičiuoti flanšo Von Miseso ekvivalentiniai įtempiai parodyti 3.16 pav.

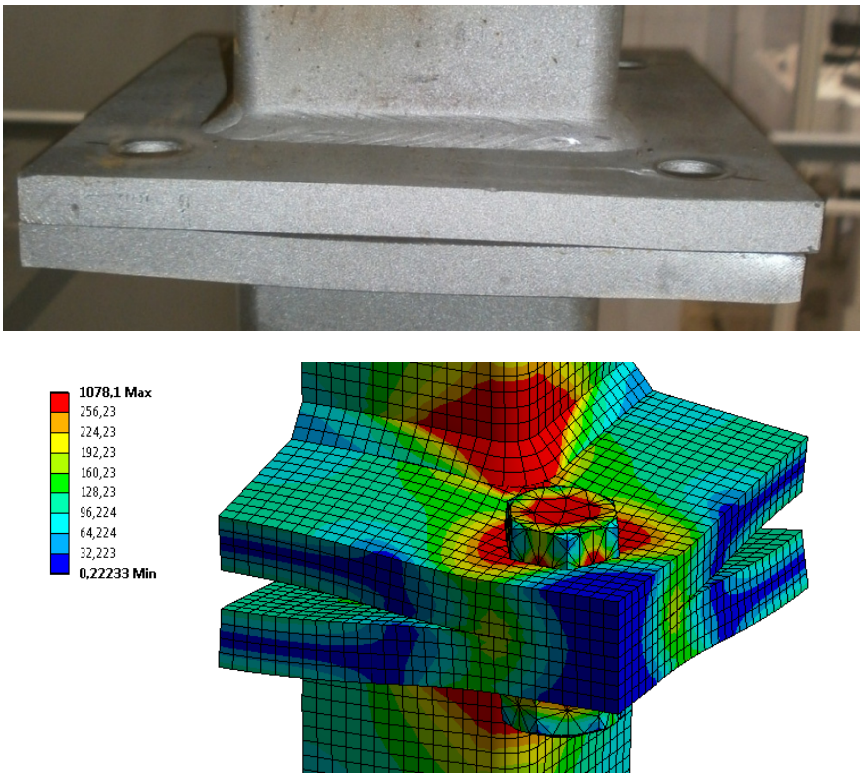


3.16 pav. B serijos bandinio su įtempiamais varžtais galinės plokštelės Von Miseso ekvivalentiniai įtempiai, virš kurių pavaizduotas analitinio modelio lankstų mechanizmas

Iš 3.16 paveikslo galima pastebėti, kad mūsų atveju, F. Waldo prielaida pasiteisino — plastinių lankstų mechanizmą galima atkartoti dviem linijomis. Mazgų deformacijos pavaizduotos 3.17 ir 3.18 pav.

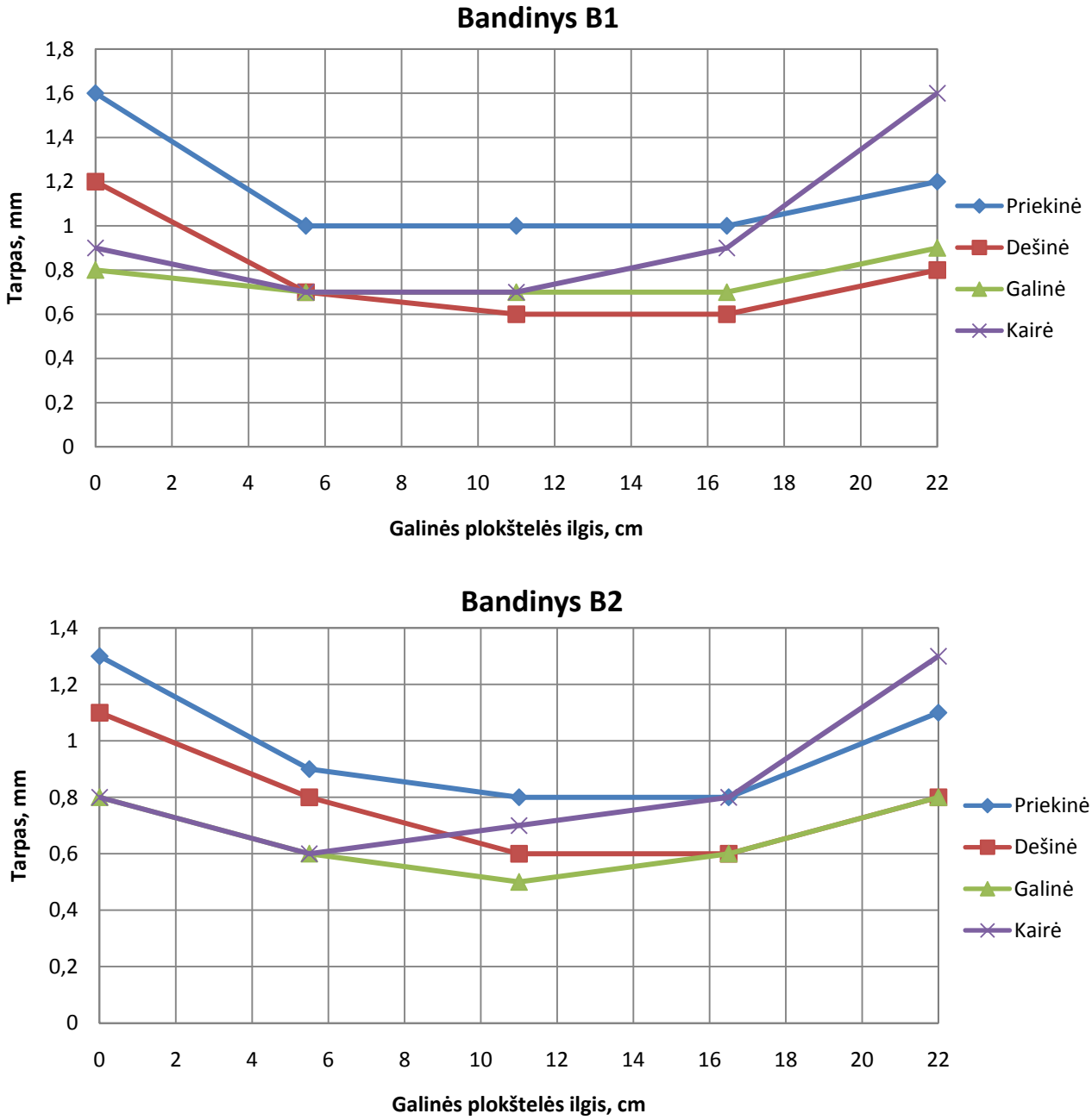


3.17 pav. B serijos bandinio su neįtempiamais varžtais plastinės deformacijos po eksperimento ir deformuoto skaitinio modelio Von Miseso ekvivalentiniai įtempiai



3.18 pav. B serijos bandinio su įtempiamais varžtais plastinės deformacijos po eksperimento ir deformuoto skaitinio modelio Von Miseso ekvivalentiniai įtempiai

Iš šių paveikslų galima pastebėti, kad mazgų su įtempiamais varžtais mažas suirimo poslinkis gautas dėl to, kad pradinis varžto įtempimas sukėlė vietinį užstandinimą, dėl kurio varžto pjūvyje pradėjo formuotis antras lankstas (3.18 pav.) ir galinė plokštelė įgavo dvigubą kreivumą. Taip pat šiuo reiškiniu galima paaiškinti, kodėl įtempiamųjų varžtų jungtyse kritinė jėga buvo 2,45 % mažesnė negu neįtempiamųjų — lanksto formavimasis ties varžtu sukėlė traukiamųjų jėgų didėjimą. Negalima nepaminėti ir pradinių mazgų su neįtempiamaisiais varžtais deformacijų (3.19 pav.), kurios taip pat padarė poveikį tokiai galinių plokštelių elgsenai.



3.19 pav. B serijos bandinių su neįtempiamais varžtais pradinis galinių plokštelių tarpas

Vidutinis galinės plokštelės plyšys prie kampų sudarė 1,1 mm, ties viduriu jis buvo mažesnis — 0,7 mm. Mazguose su įtemptais varžtais tarpo tarp flanšų kampų nebuvo.

3.3. Flanšinė jungtis su varžtais iš dviejų priešingų vamzdžio pusių (serija C)

Paskutinei serijai pasirinkti mazgai su varžtais išdėstytais iš dviejų pusių. Šioje serijoje buvo tiriamas vamzdžio sienelės lenkimas ir virintinės siūlės stiprumas. Įtempiams vamzdžio sienelėje nustatyti, ant bandinio paviršiaus priklijuota 16 tenzometrinių jutiklių, po keturis iš kiekvieno šono (3.20 pav.). Išbandytų trijų bandinių su neįtempiamais varžtais rezultatai pateikti 3.6 lentelėje.

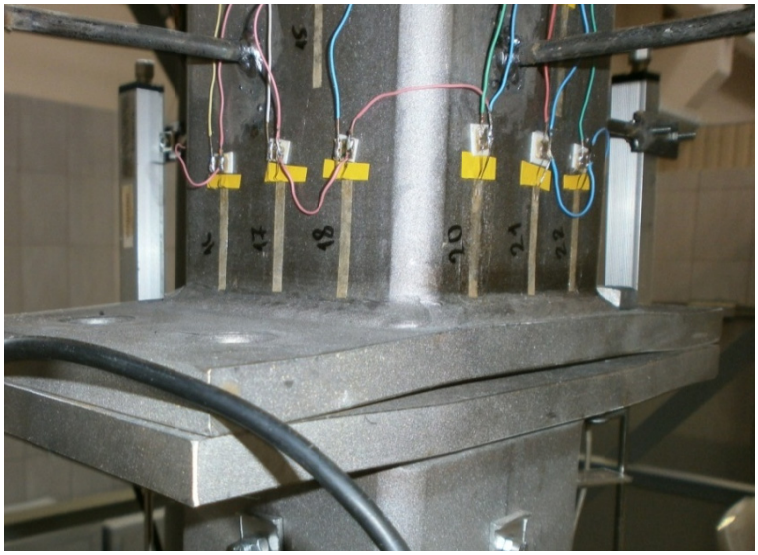


3.20 pav. Flanšinės jungties bandinys su varžtais iš dviejų priešingų vamzdžio pusių

3.6 lentelė. Flanšinės jungties su varžtais, išdėstytais už vamzdžio ribų, tempimo bandymų rezultatai

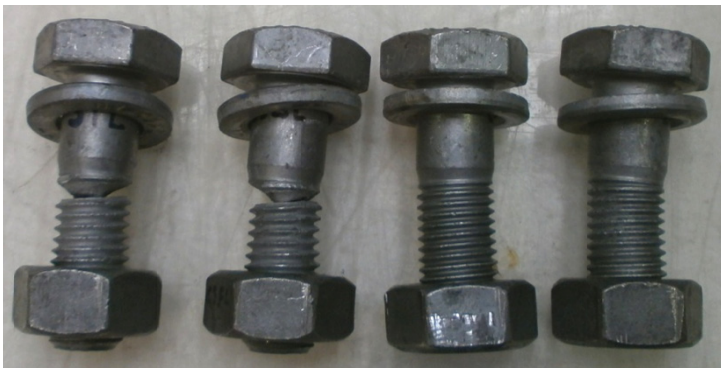
Bandinio Nr.	Varžtas	Kritinė jėga, kN	Kritinė jėga tenkanti vienam varžtui, kN	Poslinkis suirimo metu, mm
C1	Įtemptas	466,8	116,7	10,09
C2	Įtemptas	471,5	117,8	8,31
C3	Įtemptas	467,1	116,8	8,72
	Vidurkis:	**468,5**	**117,1**	**9,04**
	Vid. kv. nuokrypis:	**2,63**	**0,61**	**0,93**

Šios konstrukcijos mazguose varžtas vidutiniškai atlaikė 117,1 kN jėgą, tai yra 44,0 % mažiau už varžto tempiamąją galią. Susidaręs skirtumas tarp kritinės jėgos tenkančios vienam varžtui ir jo teorinės traukiamosios galios atsirado dėl traukiamųjų jėgų poveikio. Nors galinėse plokštelėse ir susiformavo dviejų lankstų mechanizmas (3.21 pav.), kuris nulėmė didelių traukiamųjų jėgų atsiradimą, visi trys mazgai suiro nutrūkus varžtams.



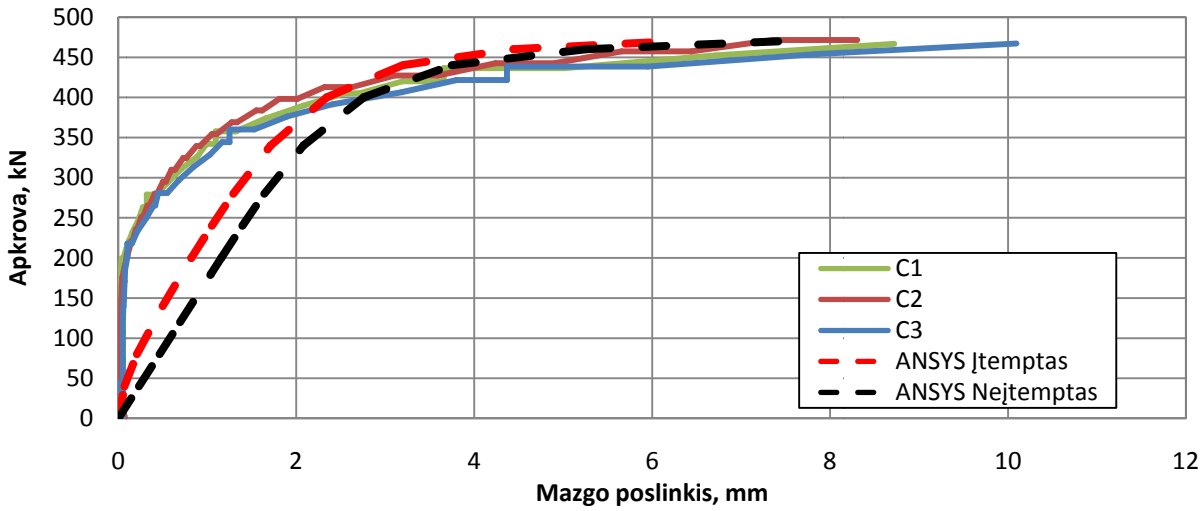
3.21 pav. C serijos bandinio plastinės deformacijos po eksperimento

C serijos bandinių varžtuose, kaip ir A serijos, kuriuose nepasireiškė traukiamosios jėgos, buvo pastebėtas lenkimo sukeltas išlenkimas (3.22 pav.). Visos veržlės atsisuko be papildomų įrankių.



3.22 pav. Po bandymo deformuoti C serijos stiprieji varžtai

Mazgų poslinkių ir apkrovų sąryšiai pateikiami 3.23 paveiksle.



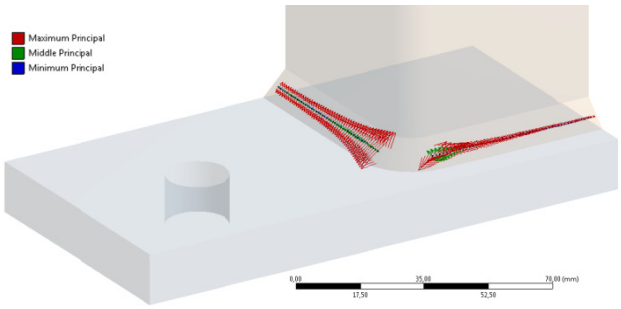
3.23 pav. B serijos mazgų poslinkių ir apkrovų sąryšiai

Vidutinis mazgo poslinkis suirimo metu lygus 9,04 mm. Skirtumas tarp analitinių laikomosios galios rezultatų ir bandymo sudaro 29,6 % (330 kN), skaičiuojant pagal pirmą Eurokodo modelio metodą, ir 18,2 % (383 kN), jei taikomas antrasis J. P. Jasparto metodas. Skaitinio modelio kritinė jėga lygi 470 kN, tai 0,32 % mažiau už nustatytą eksperimentu.

3.3.1. Virintinės siūlės stiprumas

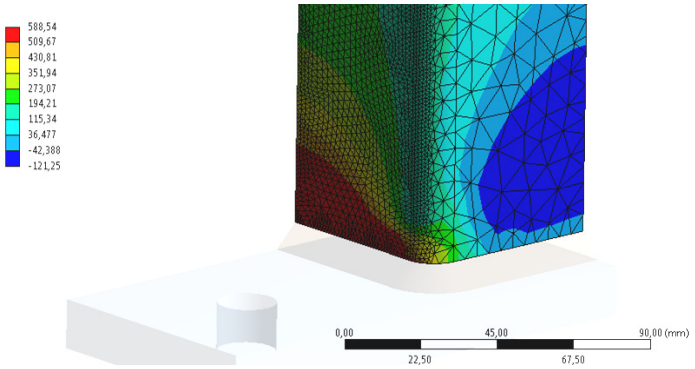
Atliekant C serijos mazgų bandymus, buvo tikėtasi, kad jungties suirimas įvyks nutrūkus virintinei siūlei. Tokia išvada buvo daroma vadovaujantis J. A. Packerio prielaida, jog flanšinių jungčių su varžtais iš dviejų pusių efektyvus siūlės ilgis yra mažesnis už vamzdžio perimetrą. Šį ilgį, J. A. Packeris apytiksliai priėmė lygų vamzdžio šoninių kraštinių, prie kurių išdėstyti varžtai, pločių sumai (Packer *et al.* 2010). Pagal šią prielaidą, esant 5 mm siūlės storiui, suirimas turėjo įvykti, kai apkrova 348 kN apkrovos, o tai nepasitvirtino.

Analizuojant siūlės įtempius baigtinių elementų programoje pastebėta, kad siūlėje įtempiai pasiskirsto netolygiai — prie vamzdžio kampų susidaro įtempių koncentracija (3.24 pav.). Virintinėje siūlėje prie varžto svarbiausieji įtempiai yra statmeni siūlės storiui, o vamzdžio šone esančioje siūlėje svarbiausieji įtempiai nukreipti lygiagrečiai jos ilgiui.



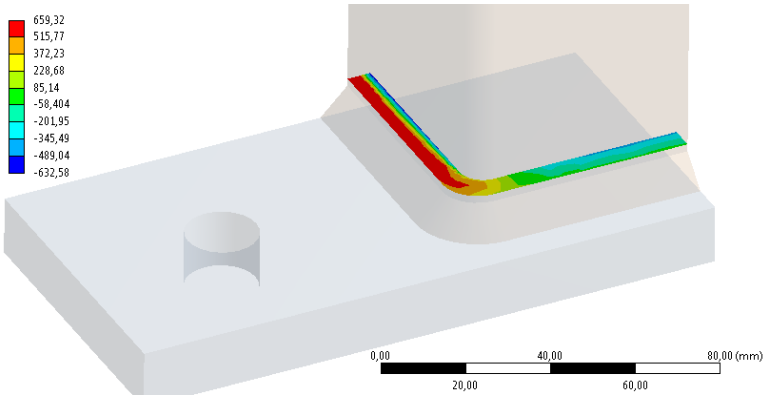
3.24 pav. Virintinių siūlių svarbiausiųjų įtempių kryptis

Taip pat pastebėta, kad galinės plokštelės dalis, įeinanti į stačiakampio vamzdžio skerspjūvio vidų, veikiama ženklaus lenkimo. Kadangi vamzdis prie galinės plokštelės standžiai sujungtas virintine siūle, vamzdžio sienelė irgi yra lenkiama. Šis lenkimas sukelia vamzdžio sienelės virš virintinės siūlės vietinį takumą (3.25 pav.).



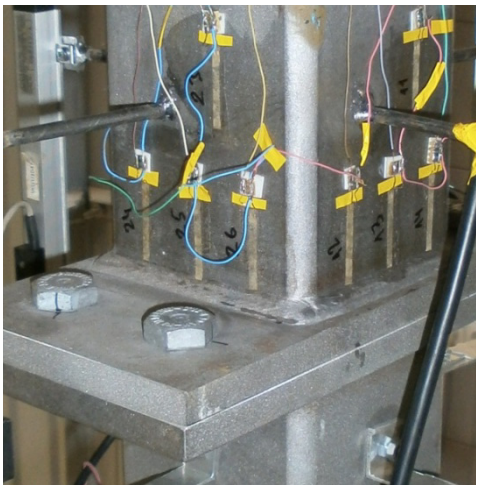
3.25 pav. Normaliniai vamzdžio sienelės įtempiai, kai apkrova 408 kN

Sprendžiant iš 3.26 paveikslo, esant 408 kN apkrovai, tik ½ vamzdžio sienelės aukščio dirba tamprioje stadijoje.

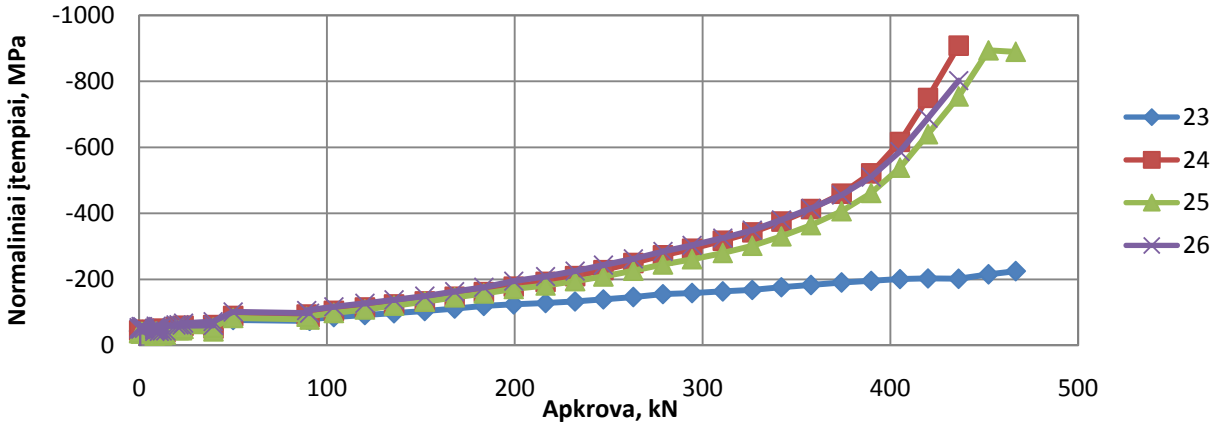


3.26 pav. Vamzdžio sienelės normalinių įtempių pasiskirstymas esant 408 kN apkrovai

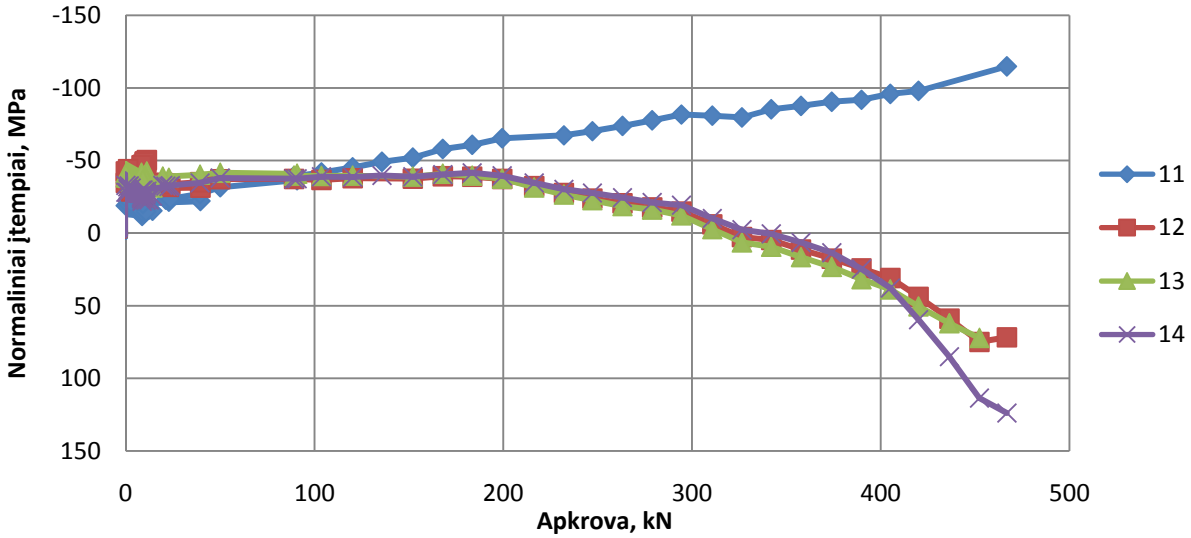
Anksčiau gauti skaitinio modeliavimo rezultatai (3.25 pav.), buvo patvirtinti natūrinio bandymo tenzometrinių jutiklių rodmenimis (3.28 ir 3.29 pav.). Tenzometrinių jutiklių numeriai ir padėtis pateikiama 3.27 paveiksle, tempimo įtempių ženklas diagramose yra neigiamas.



3.27 pav. Tenzodaviklių padėtis (C1 bandinys)



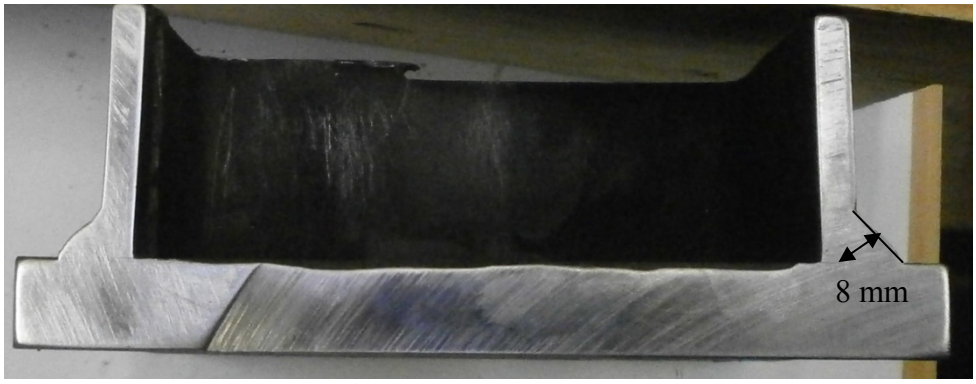
3.28 pav. Vamzdžio krašto su varžtais normaliniai įtempiai



3.29 pav. Vamzdžio šoninio krašto normaliniai įtempiai

Tenzometriniai jutikliai Nr. 23, 24, 25 ir 26, esantys priešais varžtą, parodė tempimą. Kontroliniame 23 jutiklyje, kuris buvo priklijuotas 10 cm atstumu nuo virintinės siūlės, tempimo įtempiai žymiai skyrėsi nuo žemiau prie siūlės esančių jutiklių — esant 408 kN apkrovai, įtempiai kontroliniame jutiklyje buvo tris kartus mažesni. Vamzdžio šonuose esantys jutikliai Nr. 12, 13 ir 14, priklijuoti prie pat siūlės, parodė gniuždymo įtempius, kontrolinis šios pusės tenzometrinis jutiklis buvo tempiamas.

Norint nustatyti faktinį giliosios kertinės virintinės siūlės papildomą įvirinimo storį, vienas iš trijų C serijos bandinių buvo perpjautas (3.30 pav.). Nustatytas faktinis virintinės siūlės storis yra 38 % didesnis (8 mm) už nominalų 5 mm.



3.30 pav. Giliosios kertinės virintinės siūlės storis

Esant šiam storiui, teorinė siūlės laikomoji galia būtų 557 kN. Kad, būtų galima palyginti šią teorinę reikšmę su eksperimentu, likę du mazgai pakartotiniam bandymui buvo sujungti su M24, 12.9 kokybės klasės varžtais. Šių bandymų siūlių irties pobūdžiai parodyti 3.31 ir 3.32 paveiksluose.



3.31 pav. Pirmo mazgo su M24 varžtais siūlės irtis (kritinė jėga 696,1 kN)



3.32 pav. Antro mazgo su M24 varžtais siūlės irtis (kritinė jėga 587,5 kN)

Dviejų bandinių suirimas įvyko pagrindinio metalo kaitros paveiktoje srityje. Pirmo bandinio kritinė jėga yra 20 % didesnė už teorinę laikomąją galią (557 kN), kuri apskaičiuota su patikslinta 8 mm storio siūle. Antrojo bandinio kritinė jėga didesnė tik 5,2 %.

IŠVADOS IR PASIŪLYMAI

Nors J. H. A. Struiko modelis, kurio remiasi AISC ir CIDCT normų metodikos, dėl skirtingų žymėjimų iš pirmo žvilgsnio nepanašus į EC-3, jis aprašo tuos pačius ribinius būvius. Jei nevertintume varžto skylės ir priimtume tolygų slėgio pasiskirstymą po varžto galvute, šių dviejų modelių lygtys būtų tapačios. Laikomosios galios lygtys yra universalios ir tinkamos projektuoti mazgus tiek su įtempiamaisiais, tiek ir su neįtempiamaisiais varžtais.

Teoriškai, skaičiuojant mazgus su neįtempiamaisiais varžtais, pavyzdžiui, kolonų bazės, traukiamosios jėgos pasireiškia iškart po apkrovimo, todėl neracionalu projektuoti šiuos mazgus su sąlyga, kad neatsirastų traukiamųjų jėgų (Q= 0). Praktiškai tarp galinių plokštelių gali susidaryti tarpas, kuris atsiranda dėl suvirinimo deformacijų (kuo plonesni flanšai, tuo didesnės deformacijos). Šiam tarpui panaikinti vien varžto, kurį įveržė be papildomų priemonių, tempimo jėgos nepakanka ir pradiniu momentu varžto zonoje egzistuos plyšys. Dėl šio plyšio traukiamųjų jėgų nebus tol, kol plokštelių paviršiai nesusiglaus. Bet ir šiuo atveju tai turės poveikį tik mazgo standumui, laikomoji galia nuo plyšio nepriklauso — jungtys be pradinio įtempimo atlaikė tiek pat kaip ir jungtis su įtempiamais varžtais, kurioje plyšio nebuvo.

Jungčių su keturiais iš šonų išdėstytais varžtais laikomosios galios nustatymui galima naudoti P. Zoetemeijerio efektyvaus plastinio lanksto ilgį, kuris leidžia be sudėtingų lygčių sprendimo gauti patikimą rezultatą. Be to, P. Zoetemeijerio išvestą pusiausvyros lygtį (1.33) galima pritaikyti sustandintų flanšinių jungčių laikomųjų galių skaičiavimui. Antrojo EC-3 metodo galinio tėjinio galinio elemento atlaikomos jėgos rezultatų tikslumas nepriklauso nuo flanšo storio. Šio metodo atsitiktinė paklaida lygi 9,3 %, o tai yra dvigubai mažiau už AISC modelio paklaidą. Metodo sisteminė paklaida yra 1,114.

Taip pat, EC-3 tėjo modelis, be pakeitimų, gali būti pritaikytas skaičiuoti flanšinėms jungtims su varžtais išdėstytais galinių plokštelių kampuose. Naudojant F. Waldo plastinio lanksto ilgį, analitinis rezultatas tik 1,04 % mažesnis už bandymo krytinė apkrovą ir 10,85 % didesnis už skaitinio modeliavimo.

Pats didžiausias skirtumas tarp teorijos ir bandymų užfiksuotas flanšinėse jungtyse su varžtais iš dviejų priešingų pusių. Skirtumas tarp analitinių laikomosios galios rezultatų ir bandymo sudaro 29,6 % (330 kN), skaičiuojant pagal pirmą EC-3 modelio metodą, ir 18,2 % (383 kN), jei taikomas antrasis J. P. Jasparto metodas. Skaitinio modelio kritinė jėga lygi 470 kN, tai 0,32 % mažiau už nustatytą eksperimentu.

Suvirinimo siūlės efektyviajam ilgiui jungtyje su varžtais, išdėstytais iš dviejų priešingų vamzdžio pusių, poveikį turi flanšo standumas ir vamzdžio matmenys. Inžineriniuose skaičiavimuose, kaip saugus supaprastinimas, priimtinas efektyvusis siūlės ilgis lygus vamzdžio kraštinių, prie kurių išdėstyti varžtai, ilgių sumai..

LITERATŪROS SĄRAŠAS

Bickford, J. 1995. *An Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints, Third Edition, Revised and Expanded.* CRC Press. 992 p.

Daniunas, A.; Kvedaras, A. K.; Sapalas, A.; Sauciuvenas, G. 2006. Design basis of Lithuanian steel and aluminium structure codes and their relations to Eurocode, *Journal of Constructional Steel Research* 62(12):1250-1256.

Gajauskas, J. 2009. *Pastatų konstruktoriaus ir statybininko žinynas*. Lietuvos statybos inžinierių sąjunga, Vilniaus Gedimino technikos universitetas. 1517 p.

Gould, H. H.; Mikic, B. B. 1972. Areas of Contact and Pressure Distribution in Bolted Joints, *ASME Journal of Engineering for Industry* 94(3): 864-870.

Heinisuo, M.; Ronni, H.; Perttola, H.; Aolto, A.; Tiainen, T. 2012. End and base plate joints with corner bolts for rectangular tubular member. *Journal of Constructional Steel Research* 75: 85-92.

Ito, Y.; Toyoda, J. M.; Nagata, S. 1977. Interface pressure distribution in a bolt-flange assembly. ASME Paper No. 77-WA/DE-11.

Jaspart, J. P.; Maquoi, R. 1991. Plastic capacity of end-plate and flange cleated connections-predictions and design rules. Proceedings of the 2nd *International workshop on connections in steel structures: behavior, strength, and design*, 10–12 April 1991, Pittsburgh, PA, USA.

Karlsen, F. T.; Aalberg, A. 2012. Bolted RHS end-plate joints in axial tension, in *Nordic Steel Construction Conference*, 5–7 September 2012, Oslo, Norway.

Kato, B.; Mukai, A. 1982. Bolted tension flanges joining square hollow section members. CIDECT Rep. 8B-82/3 E, Univ. Of Tokyo.

Kulak, G. L.; Fisher, J. W.; Struik, J. H. A. 2001. *Guide to design criteria for bolted and riveted joint.* 2nd ed., American Institute of Steel Construction.

Laine V. T. 2008. Development of semi-rigid behavior of structural connections in an integrated design system. Master's Thesis, Tempere University of Technology, Tempere.

Latour, M.; Rizzano, G. 2013. A theoretival model for predictiong the rotational capacity of steel base joints. *Journal of Constructional Steel Research* 91: 89-99.

LST EN 14399-4:2005 *Stipriųjų konstrukcinių varžtų, skirtų parengtinei apkrovai, rinkiniai. 4 dalis. HV sistema. Varžtų su šešiakampe galvute ir jų veržlių rinkiniai.* Vilnius, 2005. 17 p.

LST EN 1993-1-1:2005 *Eurokodas 3. Plieninių konstrukcijų projektavimas. 1-1 dalis. Bendrosios ir pastatų taisyklės.* Vilnius, 2005. 102 p.

LST EN 1993-1-8:2005 *Eurokodas 3. Plieninių konstrukcijų projektavimas. 1-8 dalis. Mazgų projektavimas.* Vilnius, 2005. 134 p.

LST EN ISO 4014:2011 Varžtai su šešiabriaune galvute. A ir B klasių gaminiai (ISO 4014:2011). Vilnius, 2011. 17 p.

LST EN ISO 4032:2013 *Šešiakampės veržlės, 1 tipas. A ir B klasių gaminiai (ISO 4032:2012)*. Vilnius, 2013. 9 p.

LST EN ISO 6892-1:2009 *Metalai. Tempimo bandymai. 1 dalis. Bandymo kambario temperatūroje metodas (ISO 6892-1:2009).* Vilnius, 2009. 68 p.

LST EN ISO 7089:2002 Poveržlės. Vidutinės serijos. A klasės gaminiai (ISO 7089:2000). Vilnius, 2002. 6 p.

LST EN ISO 898-1:2013 *Tvirtinimo detalių iš anglinio ir legiruotojo plieno mechaninės savybės. 1 dalis. Nurodytų klasių varžtai, sraigtai ir smeigės. Stambusis ir smulkusis sriegiai (ISO 898-1:2013)*. Vilnius, 2013. 60 p.

Marshall, M. B.; Lewis, R.; Dwyer-Joyce, R. S. 2006. Characterisation of contact pressure distribution in bolted joints. *Strain* 42(1): 31-43.

Packer, J. A.; Henderson, J. E. 1997. *Hollow structural section connections and trusses– A design guide.* 2nd Ed., Canadian Institute of Steel Construction.

Packer, J.; Sherman, D.; Maura, L. 2010. *Hollow structural section connections: steel design guide.* American Institute of Steel Construction.

Packer, J.A.; Wardenier, J.; Zhao X. –L.; van der Vegte, G. J.; Kurobane, Y. 2009. *Design guide for rectangular hollow section (RHS) joints under predominantly static loading.* 2nd Ed. CIDECT.

Roetscher, F. 1927. *Die Maschinenelemente, Erster Band*. Berlin: Julius Springer.

SCI. *Joints in steel construction: moment-resisting joints to Eurocode 3*. 2013. The Steel Construction Institute and The British Constructional Steelwork Association. 172 p.

Semenov, A. A.; Malyarenko, A. A.; Porivaev, I. A.; Safiullin, M.N. 2014. Stress-strain behavior investigation of friction grip bolts in flange joints of trusses, *Magazine of Civil Engineering* (5): 54–62.

Shigley, J. E.; Mitchell, L. D. 1983. *Mechanical Engineering Design,* Fourth Edition, New York, McGraw Hill.

STR 2.05.08:2005 Technical regulations of building construction. Design of steel structures. General attitudes. Vilnius: Ministry of Environment.

Struik, J. H. A.; de Back, J. 1969. *Tests on bolted T-stubs with respect to a bolted beam-to-column connection*. Stevin Laboratory Rep. 6-69-13, Delft Univ. Of Technology.

Stuck, K. 1968. *Untersuchungen eiiber die Federeigenschaften der verspannten Teile von Schraubenverbindungen.* Dissertation, Technischen Hochschule Aachen.

Swanson, J. A. 2002. Ultimate strength prying models for bolted t-stub connections. *Engineering journal* 39(3): 136-147.

Wald, F.; Bouguin V.; Sokol, Z.; Muzeau J-P. 2000. Effective length of T-stub of RHS column base plates. *Roanoke*: 393-402.

Wang, Y. Q.; Zong, L.; Shi, Y. J. 2013. Bending behavior and design model of bolted flange-plate connection, *Journal of Constructional Steel Research* 84: 1-16.

Wheeler, A.; Clarke, M.; Hancock, G. 1997. *Design model for bolted moment end plate connections using rectangular hollow sections.* The University of Sydney, Department of Civil Engineering, Center of Advanced Structural Engineering, Sydney.

Willibald, S.; Packer, J. A.; Puthli R. S. 2003. Design recommendations for bolted rectangular HSS flange-plate connections in axial tension. *Engineering Journal* 40(1): 15–24.

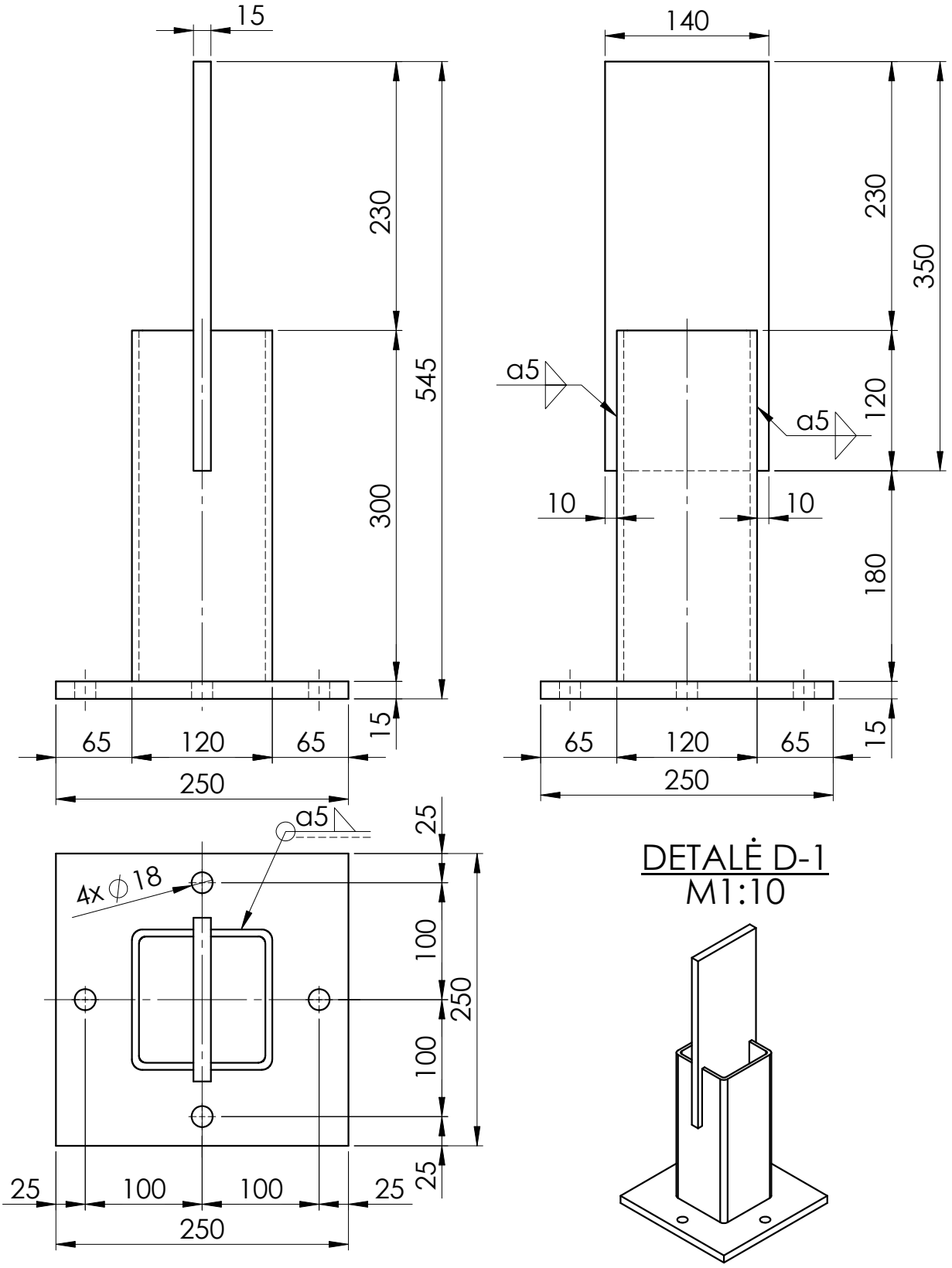
Willibald, S.; Packer, J.A.; Puthli, R.S. 2002. Experimental study of bolted HSS flange-plate connections in axial tension, *Journal of Structural Engineering* 128(3): 328–336.

Zoetemeijer, P. 1974. *A design method for the tension side of statically loaded, bolted beam-to-column connections*. Stevin Laboratory, Delft Univ. Of Technology, Delft.

Перельмутер, А.; Криксунов, Э.; Юрченко, В. 2010. Расчётные модели фланцевых соединений рамных узлов металлических конструкций и их программная реализация в SCAD Office, *CADMaster* 3(53): 110–115.

A priedas

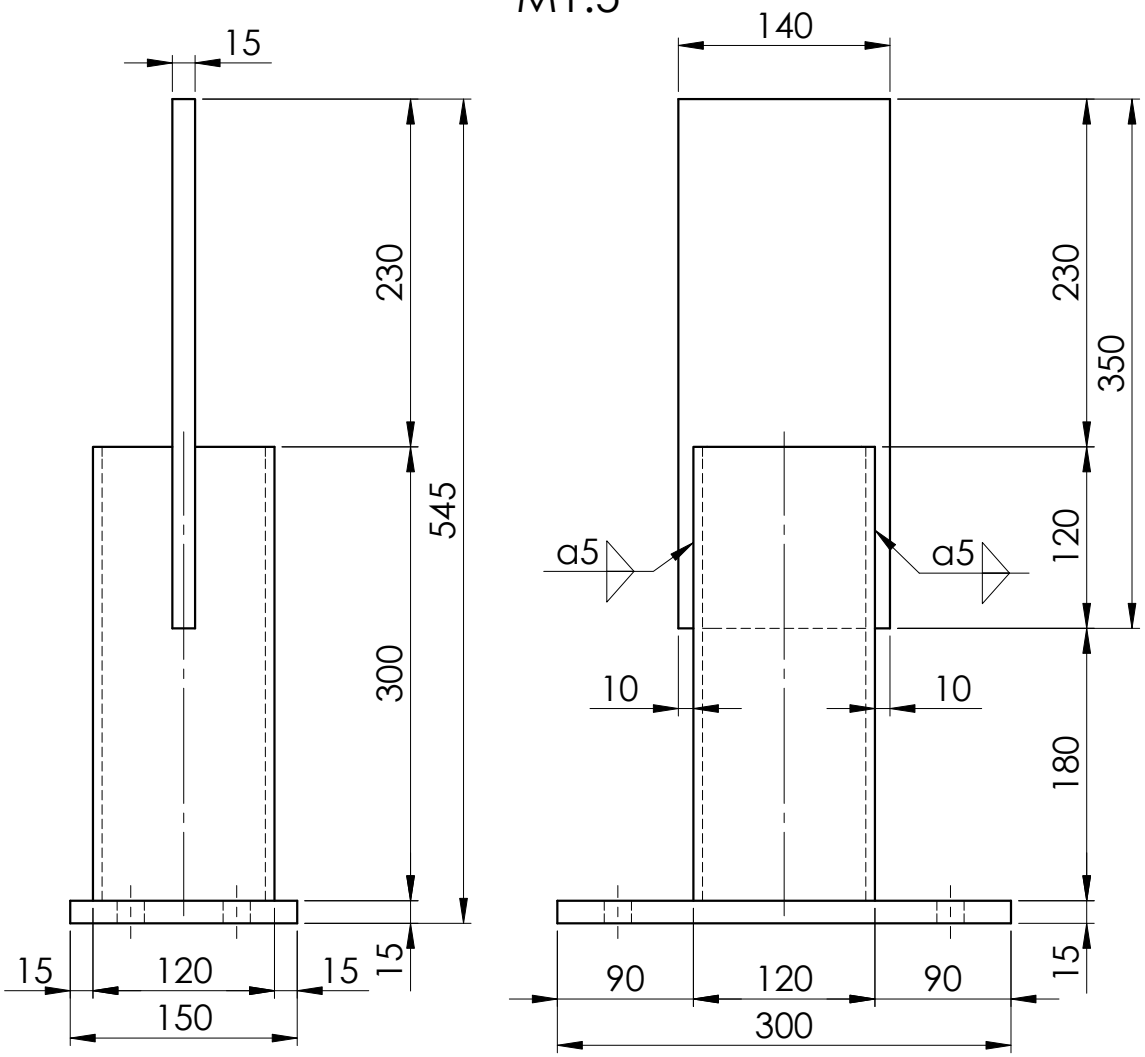
DETALĖ D-1 (8 vnt.)
M1:5

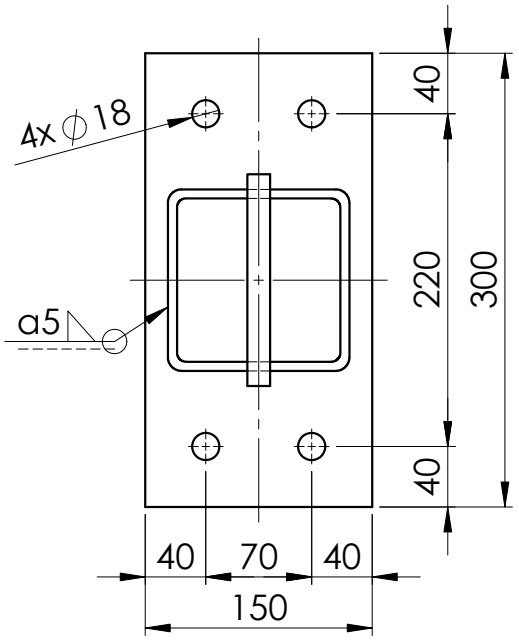


DETALĖ D-1
M1:10

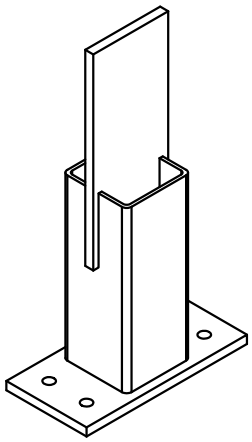
Eil. Nr.	Pavadinimas	Žymuo	Mato vnt.	Kiekis	Pastabos
	DETALĖ D-1		vnt.	8	152,8kg
1	□120x120x6, L=300	EN 10219	vnt.	1	S355J2
2	— 15x250, L=250	EN 10025	vnt.	1	S355
3	— 15x140, L=350	EN 10025	vnt.	1	S355

DETALĖ D-2 (6 vnt.)
M1:5



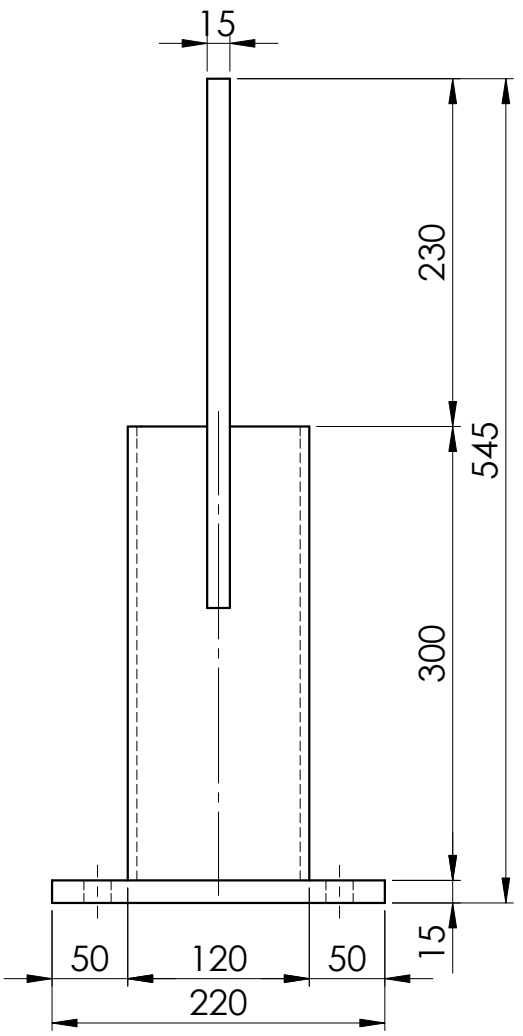


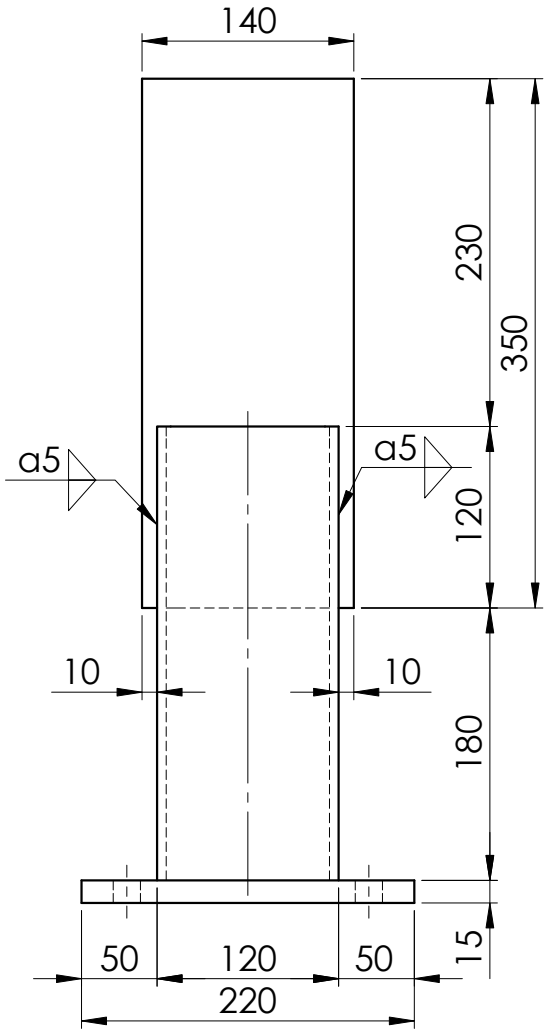
DETALĖ D-2
M1:10

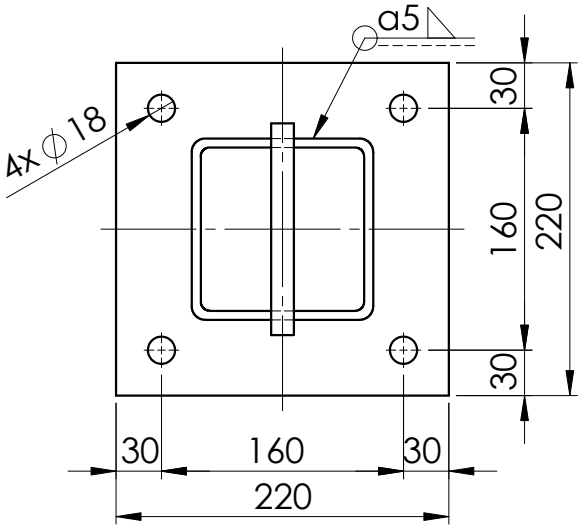


Eil. Nr.	Pavadinimas	Žymuo	Mato vnt.	Kiekis	Pastabos
	DETALĖ D-2		vnt.	6	133,8kg
1	□120x120x6, L=300	EN 10219	vnt.	1	S355J2
2	— 15x150, L=300	EN 10025	vnt.	1	S355
3	— 15x140, L=350	EN 10025	vnt.	1	S355

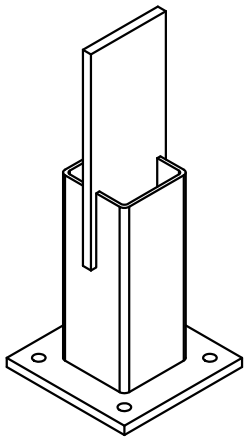
DETALĖ D-3 (8 vnt.)
M1:5







DETALĖ D-3
M1:10



Eil. Nr.	Pavadinimas	Žymuo	Mato vnt.	Kiekis	Pastabos
	DETALĖ D-3		vnt.	8	139,2kg
1	□120x120x6, L=300	EN 10219	vnt.	1	S355J2
2	— 15x220, L=220	EN 10025	vnt.	1	S355
3	— 15x140, L=350	EN 10025	vnt.	1	S355