

**KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS**

DARIUS KRIŠČIŪNAS

**BIOKURO TIEKIMO PLATFORMOS HIDRAULINIŲ
CILINDRŲ GEDIMŲ ANALIZĖ IR KONSTRUKCIJOS
OPTIMIZAVIMAS**

Baigiamasis magistro projektas

Vadovas

Doc. dr. Evaldas Narvydas

KAUNAS, 2015

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA

TVIRTINU

Katedros vedėjas

(parašas) Prof. V. Grigas

(data)

**BIOKURO TIEKIMO PLATFORMOS HIDRAULINIŲ CILINDRŲ
GEDIMŲ ANALIZĖ IR KONSTRUKCIJOS OPTIMIZAVIMAS**

Baigiamasis magistro projektas

Mechanikos inžinerijos 621H30001

Vadovas

(parašas) Doc. dr. Evaldas Narvydas

(data)

Recenzentas

(parašas) Doc. dr. Valdas Eidukynas

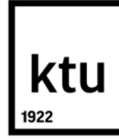
(data)

Projektą atliko

(parašas) Darius Kriščiūnas

(data)

KAUNAS, 2015



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

(Fakultetas)

Darius Kriščiūnas

(Studento vardas, pavardė)

Mechanikos inžinerijos 621H30001

(Studijų programos pavadinimas, kodas)

Biokuro tiekimo platformos hidraulinių cilindrų gedimų analizė ir konstrukcijos optimizavimas AKADEMINIO SĄŽININGUMO DEKLARACIJA

20 15 m. Birželio 3 d.
Kaunas

Patvirtinu, kad mano **Dariaus Kriščiūno** baigiamasis projektas tema „Biokuro tiekimo platformos hidraulinių cilindrų gedimų analizė ir konstrukcijos optimizavimas“ yra parašytas visiškai savarankiškai, o visi pateikti duomenys ar tyrimų rezultatai yra teisingi ir gauti sąžiningai. Šiame darbe nei viena dalis nėra plagijuota nuo jokių spausdintinių ar internetinių šaltinių, visos kitų šaltinių tiesioginės ir netiesioginės citatos nurodytos literatūros nuorodose. Įstatymų nenumatytų piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs.

Aš suprantu, kad išaiškėjus nesąžiningumo faktui, man bus taikomos nuobaudos, remiantis Kauno technologijos universitete galiojančia tvarka.

(vardą ir pavardę įrašyti ranka)

(parašas)

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

Tvirtinu:

Mechanikos inžinerijos
katedros vedėjas

prof. Vytautas Grigas

MAGISTRANTŪROS STUDIJŲ BAIGIAMOJO DARBO UŽDUOTIS
Studijų programa MECHANIKOS INŽINERIJA

Magistrantūros studijų, kurias baigus įgyjamas magistro kvalifikacinis laipsnis, baigiamasis darbas yra mokslinio tiriamojo ar taikomojo pobūdžio darbas (projektas), kuriam atlikti ir apginti skiriama 30 kreditų. Šiuo darbu studentas turi parodyti, kad yra pagilinęs ir papildęs pagrindinėse studijose įgytas žinias, yra įgijęs pakankamai gebėjimų formuluoti ir spręsti aktualią problemą, turėdamas ribotą ir (arba) prieštaringą informaciją, savarankiškai atlikti mokslinius ar taikomuosius tyrimus ir tinkamai interpretuoti duomenis. Baigiamuoju darbu bei jo gynimu studentas turi parodyti savo kūrybingumą, gebėjimą taikyti fundamentines mokslo žinias, socialinės bei komercinės aplinkos, teisės aktų ir finansinių galimybių išmanymą, informacijos šaltinių paieškos ir kvalifikuotos jų analizės įgūdžius, skaičiuojamųjų metodų ir specializuotos programinės įrangos bei bendrosios paskirties informacinių technologijų naudojimo įgūdžius, taisyklingos kalbos vartosenos įgūdžius, gebėjimą tinkamai formuluoti išvadas.

1. Darbo tema **Biokuro tiekimo platformos hidraulinių cilindų gedimų analizė ir konstrukcijos optimizavimas**

Patvirtinta 2015 m. gegužės mėn. 11 d. dekanų įsakymu Nr. ST17-F-11-2

2. Darbo tikslas Atlikti biokuro tiekimo platformos hidraulinių cilindų gedimų analizę ir pasiūlyti optimalius sprendimus padedančius išvengti suirimo pažeidimų

3. Darbo struktūra Darbą turi sudaryti: santraukos lietuvių ir anglų kalbomis; įvadas, kuriame išryškintas darbo tikslas, aktualumas, uždaviniai, tyrimo metodai ir priemonės; panaudotų literatūros šaltinių apžvalga; tyrimo metodo aprašymas; tyrimo rezultatai; išvados ir literatūros sąrašas.

4. Reikalavimai ir sąlygos Tyrimo objektas – hidrauliniai cilindrai HC180x80x615, kuriuose veikia 15 MPa slėgis, stūmoklio eiga 615 mm.

5. Darbo pateikimo terminas 2015 m. birželio mėn. 1 d.

6. Ši užduotis yra neatskiriama baigiamojo darbo dalis

Išduota studentui DARIUI KRIŠČIŪNUI

Užduotį gavau Darius Kriščiūnas
(studento vardas, pavardė)

(parašas, data)

Vadovas doc. dr. Evaldas Narvydas
(pareigos, vardas, pavardė)

(parašas, data)

TURINYS

1.	ĮVADAS.....	9
2.	PROBLEMOS ANALIZĖ.....	11
2.1	Biokuro tiekimo platforma	11
2.2	Hidraulinių cilindrų gedimų analizė.....	13
2.2.1	Galinės ausies atitrūkimas	14
2.2.2	Hidraulinio cilindro gilzės įtrūkimas	15
2.2.3	Atvamzdžio suvirintos siūlės įtrūkimas.....	16
2.2.4	Priekinės ausies atitrūkimas.....	17
2.2.5	Galinio dangtelio siūlės įtrūkimas	17
2.2.6	Kiti gedimai	19
2.3	Plyšio irimo vertinimo kriterijai	19
2.4	Įtempių intensyvumo koeficientų skaičiavimo metodika.....	20
2.4.1	Skaičiavimo eiga.....	20
2.4.2	Neapibrėžtumo deformacijose sprendimas.....	20
2.4.3	Dvimačio modelio plyšio viršūnės tinklelio parametrai.....	21
2.4.4	Rezultatų išvedimas	22
3.	PRADINIŲ DUOMENŲ ANALIZĖ IR SKAIČIAVIMAS.....	23
3.1	Tiriama hidraulinio cilindro konstrukcija	23
3.2	Medžiagos ir jų irimo charakteristikos	23
4.	TIRIAMOJI DALIS	27
4.1	Hidraulinio cilindro gilzės įtrūkimo tyrimas	27
4.2	Priekinės ausies suvirinimo griovelio gylio nustatymas	32
4.3	Galinio dangtelio suvirinimo siūlės analizė	37
4.3.1	Susidariusio plyšio analizė	37
4.3.2	Modelio kūrimas	37
4.3.3	Įtempių intensyvumo koeficiento efektinės vertės skaičiavimas.....	42

4.3.4 Nauji konstrukcijos variantai	44
4.3.5 Konstrukcijos parametrinė analizė	46
IŠVADOS IR PASIŪLYMAI.....	50
LITERATŪROS SĄRAŠAS	51

Kriščiūnas, D. Biokuro tiekimo platformos hidraulinių cilindrų gedimų analizė ir konstrukcijos optimizavimas. *Magistro* baigiamasis projektas / vadovas doc. dr. Evaldas Narvydas; Kauno technologijos universitetas, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas, Mechanikos inžinerijos katedra.

Kaunas, 2014. 51 psl.

SANTRAUKA

Magistro baigiamajame darbe apžvelgta biokuro tiekimo platformos sudėtis ir veikimo principas. Nustatytos ir aprašytos biokuro tiekimo platformos hidraulinių cilindrų įtempių koncentracijų vietos, kuriose gali pasireikšti ciklinis nuovargis.

Apžvelgti irimo mechanikos kriterijai kuriais remiantis galima vertinti konstrukcijoje susidariusį plyšį. Išsiaiškinti baigtinių elementų tinkamo kūrimo reikalavimai apie plyšio viršūnę.

Išanalizuotos hidraulinio cilindro konstrukcijoje naudojamos medžiagos. Apskaičiuotas ribinis įtempių intensyvumo koeficientas nuo kurio gali pradėti didėti pažeidimas.

Tiriamojame dalyje tirtos trys skirtingos hidraulinio cilindro konstrukcijos vietos. Dvejos vertinamos irimo mechanikos kriterijais.

Apskaičiuoti didžiausi įtempiai ties gilzėje išgręžta skylė, kuri yra arčiau galinio dangtelio. Nustatyta po kiek ciklų gali susidaryti ciklinis nuovargis.

Remiantis įtempių intensyvumo koeficientu, apskaičiuotas suvirinimo siūlės griovelio gylis, esantis tarp priekinės ausies ir cilindro koto.

Apskaičiuotas įtempių intensyvumo koeficientas ties galinio dangtelio ir gilzės suvirinimo siūlės šaknimi. Įvertintas ilgalaikiškumas. Atlikta detalės parametrinė analizė, kurios tikslas padidinti konstrukcijos ilgalaikiškumą.

Pateiktos išvados ir nauja detalės konstrukcija kuri leis sumažinti išlaidas, dėl galimo biokuro tiekimo platformos hidraulinių cilindrų gedimo.

Kriščiūnas D. Failure analysis and design optimization of the hydraulic cylinders of biofuel supply platform. *Master final project / supervisor Assoc. doc. dr. Evaldas Narvydas; Kaunas University of Technology, Mechanical engineering and design faculty, Mechanical engineering department.*

Kaunas, 2015. 51 p.

SUMMARY

Master's thesis reviewed the biofuel supply platform composition and operation principle. Identified and described stress concentration locations in hydraulic cylinders of the biofuel supply platform, in which may lead to cyclic fatigue.

Overview of Fracture Mechanics criteria on which based possible to evaluate the cracks in the structure. Figure out the finite element mesh creation requirements of the crack tip.

The analysis the materials which use of hydraulic cylinder construction. The calculated threshold stress intensity factor of which crack may begin to grow.

In the research, was investigated of three different hydraulic cylinder design areas. The two of them assessed Fracture Mechanic criteria.

Calculate the maximum stress of cylinder at the drilled hole which is closer to the back cover. Was found after how many cycles may occur cyclic fatigue.

Based on the stress intensity factor calculated welding groove depth, which is located between the back ear and the cylinder rod.

Calculate stress intensity factor of the weld root at the back cover and pipe. Estimated durability. Was made model parametric analysis, which aims to increase the durability of it.

Submitted new model of construction which will reduce the costs of the potential biofuel supply platform hydraulic cylinder failure.

1. ĮVADAS

Temos aktualumas:

Mažėjant iškastinio kuro atsargoms, bei kylant jų kainoms, yra daugiau investuojama į atsinaujinančio kuro panaudojimą. Vis daugiau miestų ir miestelių statosi modernizuotas biokuro katilines, kurios ne tik sumažina šildymo bei karšto vandens kainas, bet ir mažina šiltnamio efektą sukeliančių teršalų išmetimą į aplinką. Biokuro katilinės išmeta tiek pat anglies dioksido, kiek medis sunaudoja jo vykdydamas fotosintezę.

Lietuva Europos sąjungai yra įsipareigojusi iki 2020 metų pasiekti, kad Lietuvoje 23 procentus šalies energijos būtų pagaminta iš atsinaujinančių energijos šaltinių, šiuo metu šis rodiklis siekia apie 15 procentų (2015-04-10 duomenimis) [1].

Biokuro katilinė tiekia karštą vandenį gyventojams ištisus metus bei šildo gyventojų būstus šaltuoju laikotarpiu. Kad užtikrinti sklandų ir patikimą jos veikimą, jos konstrukcija turi būti ilgalaikiška. Ne išimtis ir biokuro tiekimo platforma, kuri yra svarbi įrangos dalis, užtikrinanti automatišką biokuro tiekimo į katilą. Platformos stumdomoms grindims slenkamąjį judesį suteikia hidrauliniai cilindrai. Dėl hidraulinių cilindrų gedimo gali būti nepaduodamas biokuras ir sutrikti katilinės veikla.

Įmonei kuri atlieka garantinį remontą tai gali kainuoti dideles išlaidas. Tokias kaip kelionės, darbuotojų atlyginimų, naujo hidraulinio cilindro gamybos, bei hidraulinės alyvos išlaidas ir kitos.

Darbo tikslas:

Atlikti biokuro tiekimo platformos hidraulinių cilindrų gedimų analizę ir pasiūlyti optimalius sprendimus padedančius išvengti suirimo pažeidimų.

Darbo uždaviniai:

1. Išanalizuoti hidraulinio cilindro pavojingas zonas.
2. Apžvelgti baigtinių elementų tinklelio kūrimo metodiką apie įtrūkimo viršūnę.
3. Apskaičiuoti hidraulinio cilindro gilzės ilgalaiškumą ties išgręžta skylė.
4. Apskaičiuoti reikiamą hidraulinio cilindro priekinės ausies suvirinimo siūlės gyli, naudojant irimo mechanikos parametrus.

5. Apskaičiuoti, tarp hidraulinio cilindro gilzės ir galinio dangtelio susidariusio plyšio didėjimo galimybę. Jei reikia, atlikti detalės konstrukcijos parametrinę analizę, kad būtų išvengta galimo irimo.

Tyrimo metodai ir priemonės

Atliekant tyrimą daugiausia remtasi irimo mechanikos dėsniais, skaičiuoti įtempių intensyvumo koeficientai. Jais remtasi vertinant detalės ilgalaikiškumą. Tyrime naudojami skaitiniai ir analitiniai metodai.

Detalės ir junginiai projektuoti „SolidWorks 14“ programos paketu. Skaičiavimai atlikti naudojant 2-D ir 3-D modelius. Skaičiavimai daryti „ANSYS Mechanical APDL 15“, „Workbench 15“ ir „SolidWorks 14“ programomis.

Papildomi skaičiavimai atlikti analitiniu metodu.

2. PROBLEMOS ANALIZĖ

Šiame darbe bus nagrinėjama biokuro tiekimo platformos hidraulinių cilindrų konstrukcijos pavojingos vietos, kuriose susidaro įtempių koncentracijos.

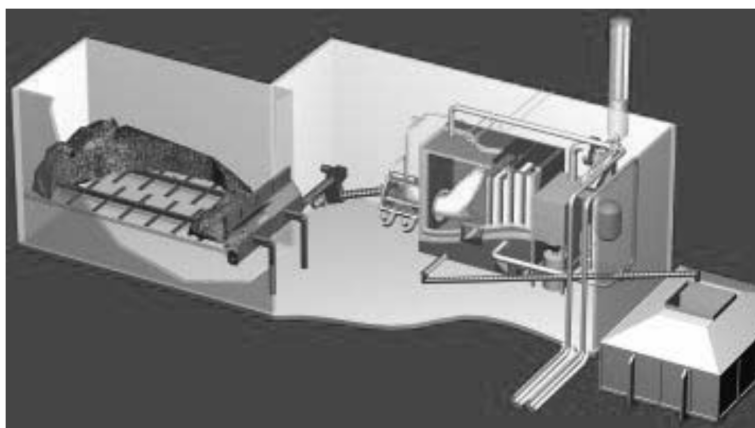
Kadangi konstrukcijos suvirinimo siūlę galima virinti tik iš vienos pusės, ties suvirinimo siūlės šaknimi susidaro pavojingos vietos – plyšiai. Jie, priklausomai nuo veikiančių apkrovų, gali būti pradžia mechaninio irimo. Į tokius plyšius gali lengvai prasiskverbti aukšto slėgio hidraulinė alyva ir dar labiau pabloginti situaciją veikdama plyšio paviršių.

Apvirinant hidraulinio cilindro ausis, viduje gaunamos ertmės, kaip tikslai paskaičiuoti kokio gylio siūlės griovelio reikia, kad būtų patikima konstrukcija cikliniai apkrovai.

Ypatingas dėmesys bus skirtas hidraulinio cilindro naudojamam biokuro tiekimo platformoje, galinio dangtelio ir cilindro gilzės suvirintajai konstrukcijai. Vertinama, kokį poveikį konstrukcijai turi susidaręs plyšys.

2.1 Biokuro tiekimo platforma

Biokuro tiekimo platforma yra biokuru kūrenamos katilinės įrangos dalis (žr. 2.1 pav.). Ji dar kitaip vadinama pagrindiniu sandėliu. Jame turi tilpti kelių parų kuro atsargos, kad galėtų nepriklausomai dirbti šventinių dienų laikotarpiu ir savaitgaliais. Tiekimo platforma automatiškai paduoda kurą į katilą.



2.1pav. Biokuro katilinės įrangos schema [2]

Biokuro tiekimo platformoje gali būti naudojama įvairi įranga (žr. 2.1 lentelę). Tai priklauso nuo biokuro naudojimo rūšies. Kaip matome iš pateiktos lentelės universaliausia ir tinkamiausia įranga yra stumiamos grindys.

2.1 lentelė. Sandėlio iškrovimo įrangos tinkamumas biokurui[2]

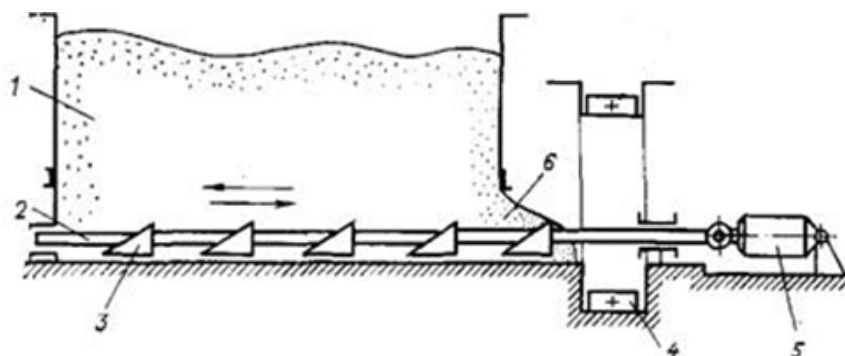
Įrenginys	Gabalinės durpės	Skiedros
Grandikliniai transporteriai	++	+++
Stumiamos grindys	+++	+++
Plokščias dugnas su šnekiniais transporteriais	++	+++
Grandikliniai transporteriai	+	++
Hidrorotorius	+	+++

+ tinka su tam tikrais apribojimais

++ tinka

+++ puikiai tinka

Stumdomų grindų pagrindinės dalys yra sandėlio dugne ant laikančiųjų sijų įtaisyti trikampio formos stumtuvai, judantys visu sandėlio ilgiu ir hidrauliniai cilindrai, kurie traukia ir stumia sijų ir stumtuvų sistemą (žr. 2.2 pav.). Biokuro platformą sudaro mažiausiai dvi tokios sijų ir stumtuvų sistemos. Jų priešpriešinio judėjimo dėka užtikrinamas kryptingas biokuro judėjimas. Kai sumažėja kuro sluoksnis, dalis kuro pradeda judėti priešpriešiais. Kad sumažinti šį efektą naudojama speciali biokuro platformos dugno konstrukcija.



2.2 pav. Biokuro platformos schema, 1 biokuras, 2 sija, 3 stumtuvas, 4 transporteris, 5 hidraulinis cilindras, 6 traukiamas kuras [2]

Anga, per kurią iškraunamas kuras, turi būti per visą platformos dugno plotį, o po ja esantis transporteris turi užtikrinti viso nustumto kuro iškrovimą. Tokie įrenginiai naudojami stačiakampių bunkerių su plokščiu dugnu iškrovimui.

Biokuro platformos su stumdomomis grindimis privalumai:

- sandėlio pagrindas įrengiamas žemės lygyje;

- patikima ir paprasta konstrukcija, akmenys ir kelmai netrikdo normalios sandėlio eksploatacijos;
- kuro krūvos aukštis gali siekti 10 m;
- įranga, kuriai reikia atlikti techninį aptarnavimą (hidrauliką), lieka kuro saugojimo zonos išorėje.

Sandėlio su stumiamosiomis grindimis trūkumai:

- santykinai didelis elektros energijos suvartojimas;
- sandėlio neįmanoma pilnai ir tolygiai ištuštinti;
- pastato konstrukcijos atsparumui ir stabilumui keliami griežtesni reikalavimai[2].

2.2 Hidraulinių cilindrų gedimų analizė

Didžioji dalis hidraulinių cilindrų konstrukcijų neapsieina be suvirinimo. Suvirintų cilindrų konstrukcija turi daug pranašumų prieš kitas. Suvirinti hidrauliniai cilindrai yra trumpesni, lengvesni, praktiškesni. Visa tai leidžia sumažinti įrenginio konstrukciją ar panaudoti hidraulinį cilindrą, kur yra mažai vietos. Be to suvirintai konstrukcijai reikia mažiau detalių, yra paprastesnė ir trumpesnis gamybos laikas.

Tačiau, sunku rasti mechanikoje konstrukciją kuri neturėtų trūkumų. Ne išimtis ir suvirintos konstrukcijos hidraulinis cilindras. Netinkamai parinkti suvirintų siūlių griovelio gyliai, suvirinimo medžiagos, režimai, nepatikimos suvirinamos konstrukcijos gali turėti įtakos hidraulinio cilindro konstrukcijos ilgalaikiškumui.

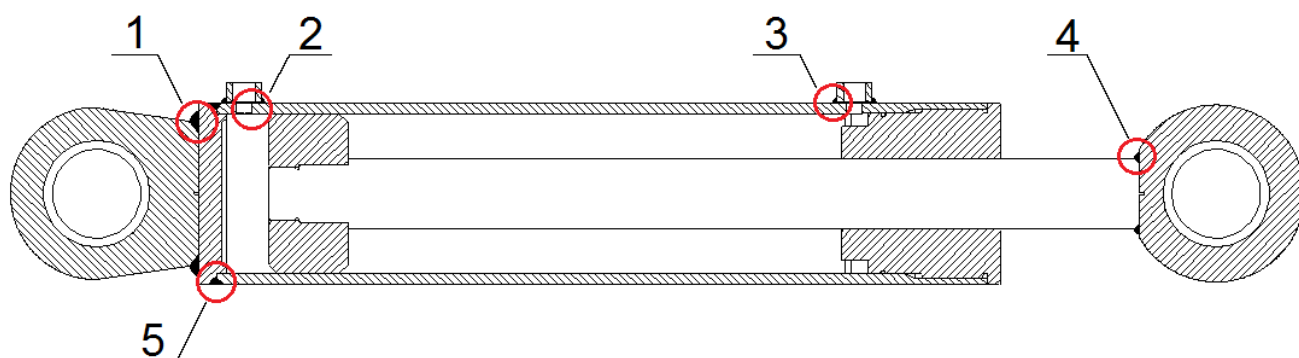
Teoriniais ir eksperimentiniais tyrimais yra įrodyta, kad apkrova veikiamos detalės formos pasikeitimo zonos (ties skylėmis, plyšiais, grioveliais, skersmens pokyčiais), taip pat detalių kontakto zonos gaunami didesni įtempiai ir deformacijos.

Praktikoje, kai detalė yra veikiamą ciklinės apkrovos, beveik visi detalių pažeidimai atsiranda įtempių koncentracijos zonos. Taip gali atsitikti, netinkamai arba išvis nevertinant įtempių koncentracijos poveikio. Projektuojant detales reikia labai tiksliai nustatyti konstrukcijos formos pasikeitimų įtaka stiprumui. Taip pat kiek įmanoma sumažinti įtempių koncentracijos poveikį, keičiant detalės geometriją, darant konstrukcijos pakeitimus mažesnių įtempių zonoje, naudojant didesnius suapvalinimo spindulius.

Detalės įtempių koncentracija gali būti nustatoma ar apskaičiuojama eksperimentiniais, analitiniais ir skaitiniais metodais. Eksperimentais koncentracija gali būti nustatoma naudojant holografijos arba fototampriosios dangos būdais. Šie eksperimentiniai metodai yra labai sudėtingi, reikalaujantys daug kruopštaus darbo, sudėtingos aparatūros (holografijos metodas), dėl šių priežasčių dabar beveik netaikomi. Šiais laikais yra naudojami daug paprastesni skaitiniai metodai.

Analitiškai skaičiuojant vietinius arba prie koncentratorių veikiančius įtempius taikomi tamprumo ir plastiškumo teorijos metodai. Tokie skaičiavimo metodai yra labai sudėtingi ir patikimesni rezultatai gaunami tik esant tampriam apkrovimui. Jei apkrova yra tampriai plastinė, skaičiavimai dar labiau sudėtingėja, dėl šių priežasčių mažėja skaičiavimo metodo tikslumas. Todėl dabar analitiniai, kaip ir eksperimentiniai metodai yra nukonkuruoti skaitinių metodų, kurie leidžia išspręsti šiuos uždavinius daug paprasčiau. Plačiausiai naudojamas baigtinių elementų metodas [3].

Įvertinant visa tai kas buvo paminėta, tampa aišku, kad įtempių koncentracija turi lemiamą įtaką hidraulinio cilindro konstrukcijos cikliniam patvarumui. Suvirintos konstrukcijos hidraulinio cilindro įtempių koncentracijos zonos pateiktos 2.3 paveikslėlyje. Šiose zonose gali atsirasti detalių pažeidimai. Pirmu numeriu pažymėta siūlė aplink cilindro galinę ausį. Antru numeriu pažymėta išgręžtos per hidraulinio cilindro gilzę skylės apačia. Trečiu numeriu pažymėta suvirinimo siūlė jungianti atvamzdį su gilze. Ketvirtu numeriu pažymėta suvirinimo siūlė jungianti hidraulinio cilindro kotą su priekine ausimi. Penktu numeriu pažymėta siūlė jungianti hidraulinio cilindro gilzę su galiniu dangteliu.



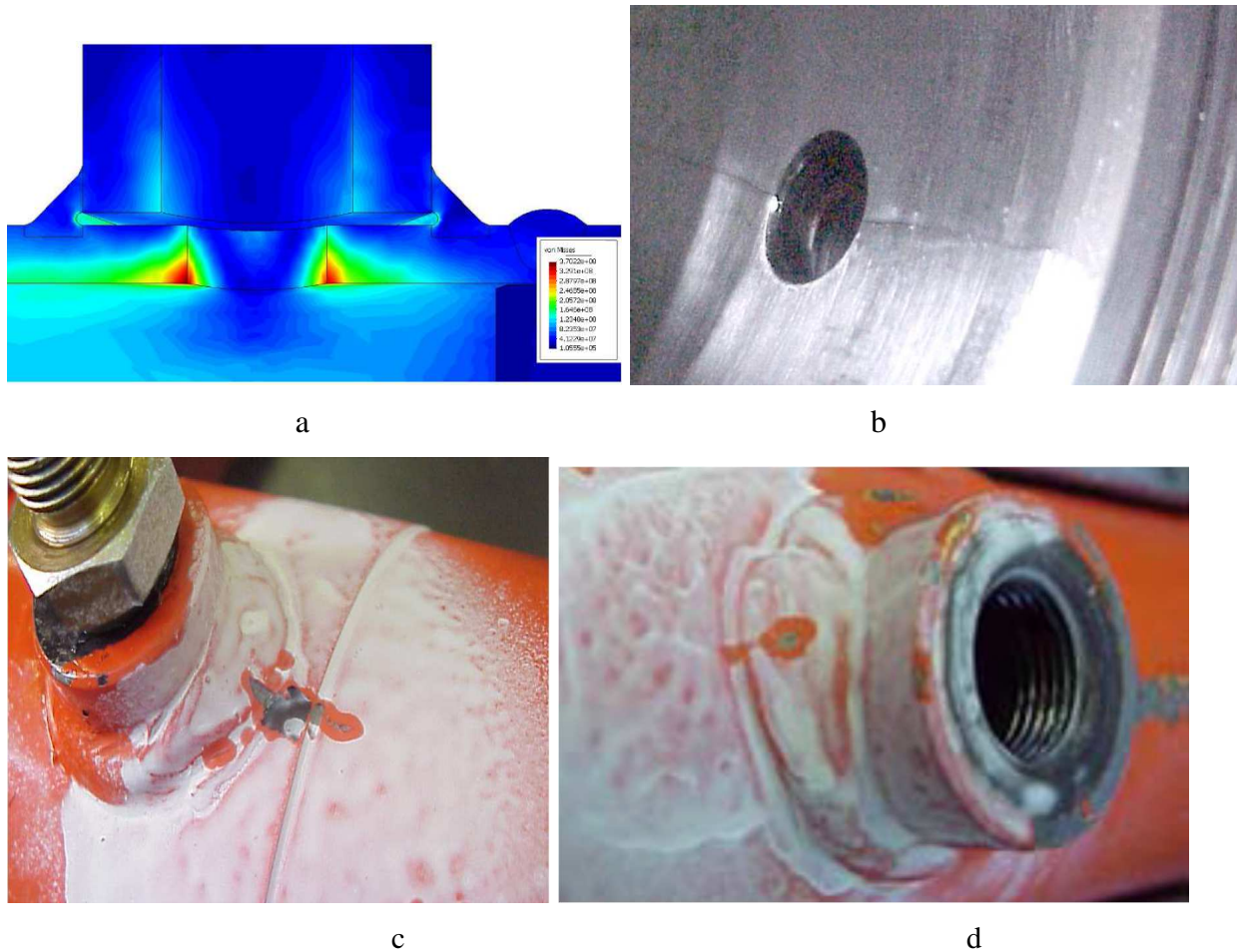
2.3 pav. Hidraulinio cilindro pagrindinės įtempių koncentracijos zonos

2.2.1 Galinės ausies atitrūkimas

Dėl ciklinės hidraulinio cilindro apkrovos gali atitrūkti galinė ausis nuo galinio dangtelio per suvirinimo siūlę. Ši problema gali kilti dėl suvirinimui pagaminto nepakankamo dydžio siūlės griovelio. Privirinant galinę cilindro ausį prie galinio dangtelio, tarp suvirintų detalių viduje gaunamas tarpas, nesujungta plokštuma. Šis tarpas dėl nepaskaičiuotos konstrukcijos gali būti nuovargio įtrūkimo didėjimo pradžia.

2.2.2 Hidraulinio cilindro gilzės įtrūkimas

Hidraulinio cilindro gilzėje gali atsirasti pažeidimas dėl įtempių koncentracijos susidariusios ties išgręžta skylė. Skylės reikalingos hidraulinei alyvai patekti ir išėiti iš hidraulinio cilindro. Pasak Bendareko [4] kuris skaičiavo hidraulinio cilindro konstrukciją veikiančius įtampius, ties išgręžtos skylės apačios šonais kurie yra išilgai hidraulinio cilindro gilzės, gaunamos įtempių koncentracijos vietos (žr. 2.4 pav. a).



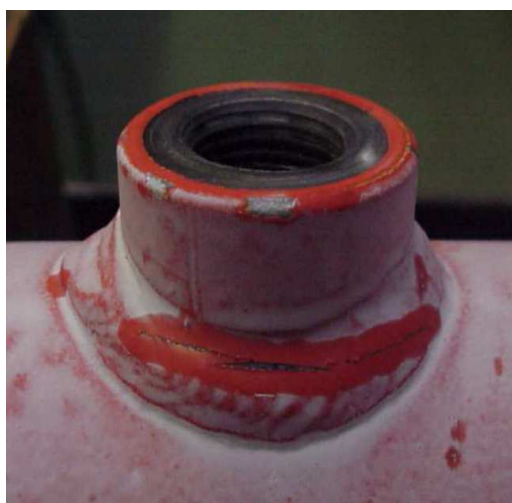
2.4 pav. Gilzės įtempių koncentracijos a ir įtrūkimo b, c, d pavyzdžiai [4, 5]

Įtempių koncentracija gali įtakoti įtrūkimo pradžios susidarymą dėl ciklinės apkrovos. Susidaręs toks įtrūkimas gali didėti išilgai cilindro gilzės. Toks įtrūkimas iš vidaus parodytas 2.4 b pav. Žiūrint iš išorės matome, kad įtrūkimas plinta ne tik per cilindro gilzę, bet ir statmenai atvamzdžio suvirinimo siūlės (žr. 2.4 pav. c ir d). Susidarius tokiam nuovargio plyšiui hidraulinis cilindras tampa nesandarus. Tokio tipo hidraulinio cilindro nuovargio plyšio neįmanoma tinkamai suvirinti, kad plyšys neatsinaujintų, tenka naujai keisti visą hidraulinio cilindro gilzę.

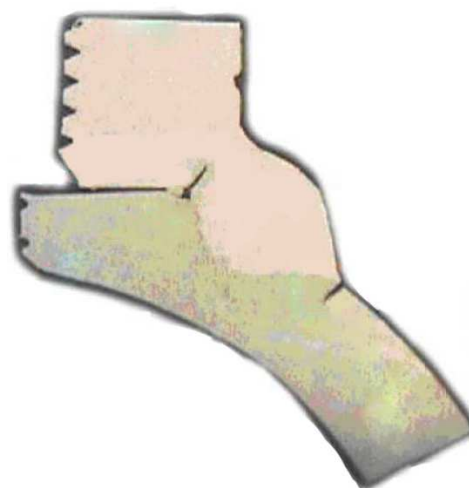
Kad sumažinti įtempių koncentraciją ties skylės apačia, skylę reikia gręžti kuo mažesnę, nes nuo skylės diametro priklauso įtempių koncentracijos dydis. Taip pat reikia sudaryti užapvalinimą.

2.2.3 Atvamzdžio suvirintos siūlės įtrūkimas

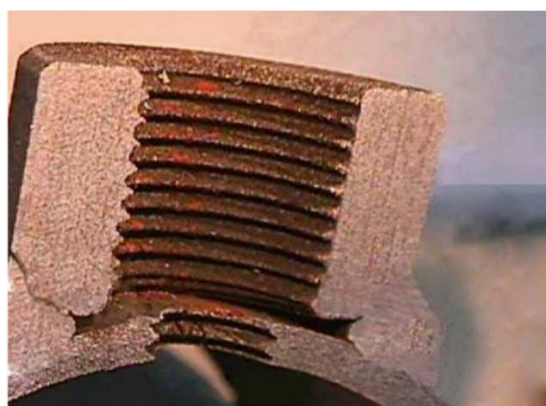
Privirinant atvamzdį prie hidraulinio cilindro gilzės gaunamos įtempių koncentracijos zonos, dėl susidariusių ertmių. Susidariusios ertmės gerai matomos siūlės pjūviuose c ir d. (žr. 2.5 pav.). Paveikslėlyje c siūlė perpjauta statmenai, d paveikslėlyje išilgai cilindro. Kaip matome gaunamos dvi skirtingos pavojingos vietos. Veikiant konstrukciją ciklinėms apkrovoms, įtempių koncentracijos zonose gali susidaryti ir didėti nuovargio plyšys. Tokio tipo nuovargio plyšys susidaro išilgai suvirinimo siūlės (žr. 2.5 pav. a). Atsiradusį tokį nuovargio plyšį galima suvirinti prieš tai jį atvėrus šlifukuokliu. Dėl įtempių koncentracijos taip pat gali susidaryti hidraulinio cilindro gilzės pažeidimas (žr. 2.5 pav. b).



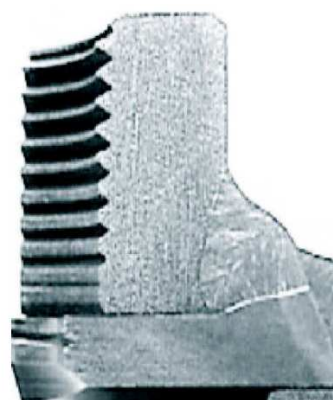
a



b



c



d

2.5 pav. Atvamzdžio suvirinimo siūlės plyšių pavyzdžiai [5]

Savo darbe Marczewskas ir kt. [6], kad išspręsti hidraulinio cilindro problemas privirinto atvamzdžio zonose, rekomenduojama po jais susidariusias ertmes prieš virinant užpildyti specialiomis karščiui atspariomis tarpinėmis arba klijais. Tarpinė ar klijai apsaugotų nuo alyvos prasiskverbimo į susidariusius tarpus, taip pašalinant plyšio nuovargio susidarymo galimybę suvirintose siūlėse.

2.2.4 Priekinės ausies atitrūkimas

Priekinė hidraulinio cilindro ausis taip pat gali atitrūkti dėl ciklinės apkrovos. Privirinus ausį prie hidraulinio cilindro koto, susidaro skritulio formos ertmė. Ties ja gali susidaryti įtempių koncentracija kuri lemtų nuovargio įtrūkimo susidarymą. Kad taip neatsitiktų reikia apskaičiuoti tinkamą suvirinimo siūlės griovelio gyli.

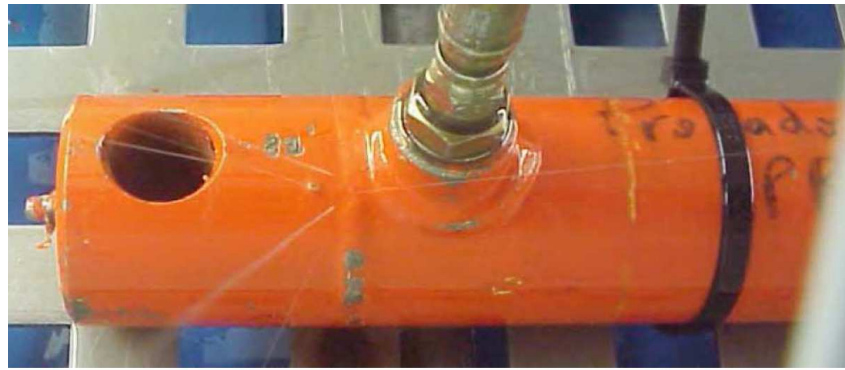


2.6 pav. Atitrūkusi hidraulinio cilindro ausis

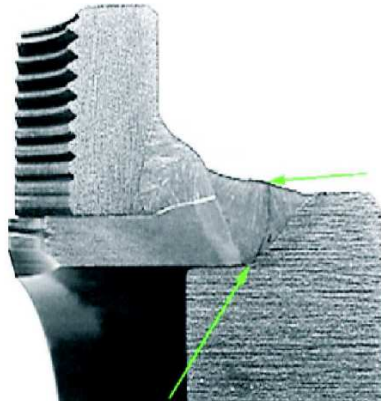
2.2.5 Galinio dangtelio siūlės įtrūkimas

Cilindro gilzės ir galinio dangtelio suvirinta konstrukcija, gali būti silpniausia hidraulinio cilindro zona, nes jai tenka atlaikyti didžiausias apkrovas. Dėl susidariusio plyšio ties suvirinimo siūlės šaknimi (žr. 2.7 pav. b), veikiant apkrovai gali susidaryti įtempių koncentracija konstrukcijoje. Dėl šios priežasties gali didėti nuovargio plyšys ir cilindras tapti nesandarus (žr. 2.7 pav. a). Laiku nepastebėtas toks gedimas gali peraugti į galinio dangtelio atitrūkimą nuo hidraulinio cilindro gilzės (žr. 2.7 pav. c). Matome, kad galinis dangtelis atitrūksta per suvirinimo siūlę.

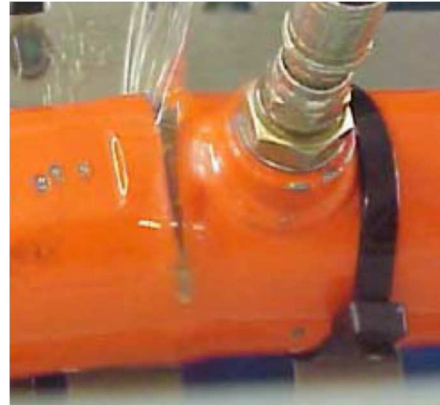
Toks įtrūkimas remontuojamas ištekinant suvirinimo siūlę ir konstrukciją suvirinant iš naujo.



a



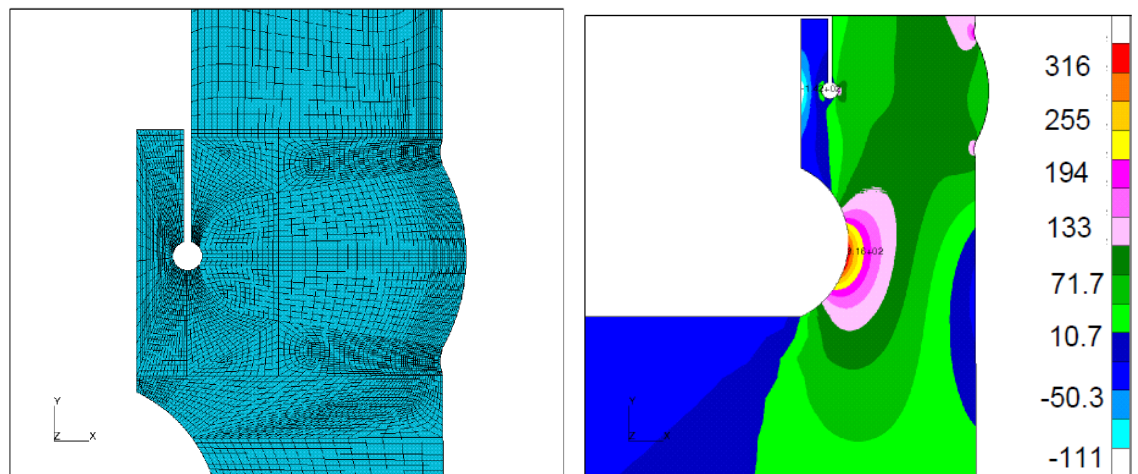
b



c

2.7 pav. Galinio dangtelio siūlės atitrūkimo pavyzdžiai

Cristeaso ir Desimones [7] atliktame darbe skaičiuoti įtempiai ties hidraulinio cilindro dangtelio suvirinimo siūle. Buvo skaičiuotas tampriai plastinis uždavinys. Kad išvengtų įtempių singularumo (angliškai „stress singularity“), ties suvirinimo siūlės šaknimi, kur turėtų susidaryti plyšys, remiantis Radajaus teorija, padaromas fiktyvus 1 mm spindulio suapvalinimas (žr. 2.8 pav.). Šis spindulys geriausiai atitinka bandymų rezultatus.



2.8 pav. Suvirinimo siūlės 1 mm spindulio suapvalinimas [7]

2.2.6 Kiti gedimai

Be visų apžvelgtų irimo mechanikos gedimų, hidrauliniuose cilindruose taip pat gali pasitaikyti ir kitokių gedimų.

Dažnai pasitaikanti problema sandariklių susidėvėjimas. Susidėvėjus sandarikliams, hidraulinis cilindras tampa nesandarus arba nebegali išvystyti reikiamos jėgos.

Kita galima problema cilindro koto sulinkimas. Esant nepakankamo diametro ar kietumo cilindro kotas gali sulinkti.

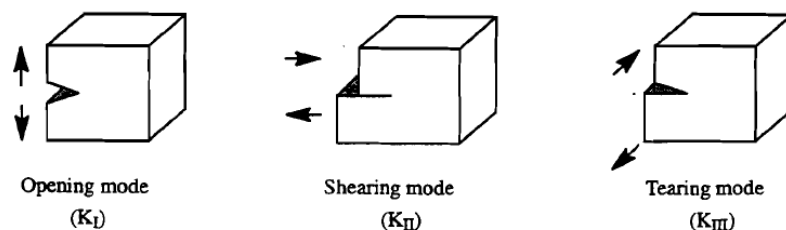
Laiku nepakeitus hidraulinio cilindro slydimo juostų, jos gali sudilti. Sudilus slydimo juostoms gali būti pažeista chromuota koto danga, besitrindama į priekinį dangtelį.

2.3 Plyšio irimo vertinimo kriterijai

Irimo mechanika yra mokslas nagrinėjantis, kaip įtrūkimas ar defektas plis medžiagoje dėl veikiančių jėgų. Tai apima lyginimą analitinės prognozės, plyšio didėjimo ir suirimo, su eksperimentiniais rezultatais. Analitinės prognozės daromos skaičiuojant irimo parametrus tokius, kaip įtempių intensyvumo koeficientas plyšio zonoje, kuriuo remiantis galima įvertinti plyšio didėjimo tempą. Paprastai, plyšio dydis didėja po kiekvieno ciklinių jėgų poveikio, tokių kaip slėgio padidėjimas ir sumažėjimas hidrauliniame cilindre. Be to, aplinkos sąlygos tokios kaip temperatūra gali veikti irimo polinkį naudojamai medžiagai.

Keletas dažniausiai naudojamų irimo parametrų:

1. Įtempių intensyvumo koeficientai (K_I, K_{II}, K_{III}). Naudojami tampriai analizei. Koeficientai siejami su trimis pagrindiniais irimo būdais (žr. 2.9 pav.)



2.9 pav. K_I – atsivėrimo, K_{II} - kirpimo K_{III} – plėšimo irimo būdai [8]

2. J -integralas - vienas iš dažniausiai taikomų parametrų netiesinėje irimo mechanikoje.

3. Energijos atpalaidavimo intensyvumas G , kuris sumuoja darbą susijusi su plyšio atsivėrimu ir užsivėrimu.

2.4 Įtempių intensyvumo koeficientų skaičiavimo metodika

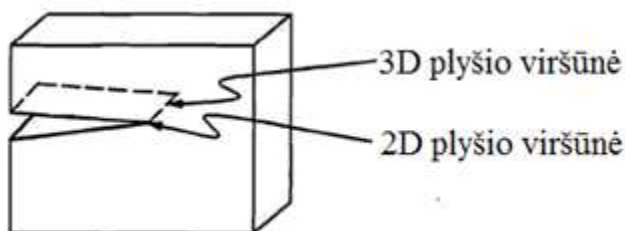
2.4.1 Skaičiavimo eiga

Sprendžiant irimo mechanikos problemas reikia atlikti tamprią – tiesinę arba tamprią – plastinę statinę analizę ir tada naudojant specialias ar makro komandas apskaičiuoti irimo parametrus. Šiame darbe reikia koncentruotis į du pagrindinius šio etapo aspektus:

1. Sukurti tinkamą tinklę plyšio zonoje
2. Apskaičiuoti irimo parametrus

2.4.2 Neapibrėžtumo deformacijose sprendimas

Pati svarbiausia zona plyšio irimo modelyje yra zona apie plyšio viršūnę. Plyšio viršūnę 2 – D modelyje yra taškas, o 3 – D modelyje linija (žr. 2.10 pav.).



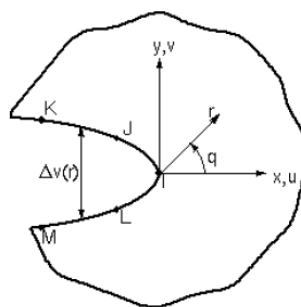
2.10 pav. Plyšio viršūnę 2 – D ir 3 – D modelyje [8]

Sprendžiant tiesinį tampų uždavinį yra įrodyta, kad poslinkiai prie plyšio viršūnės kinta pagal dėsnį \sqrt{r} , kur r yra atstumas nuo plyšio viršūnės. Įtempiai ir deformacijos yra singuliarūs ties plyšio viršūne. Jie kinta pagal dėsnį $1/\sqrt{r}$. Jei plyšio atsivėrimo poslinkį pažymėsime kaip $\Delta v(r)$ nuo plyšio viršūnės atstumu r (žr. 2.11 pav.). Artėjant r reikšmei prie nulio, galime užrašyti priklausomybę (žr. 1 formulę). Gaunamas singuliarumas, reikšmė artėja prie begalybės.

$$\lim_{r \rightarrow 0} \frac{|\Delta v(r)|}{\sqrt{r}} = \infty \quad (1)$$

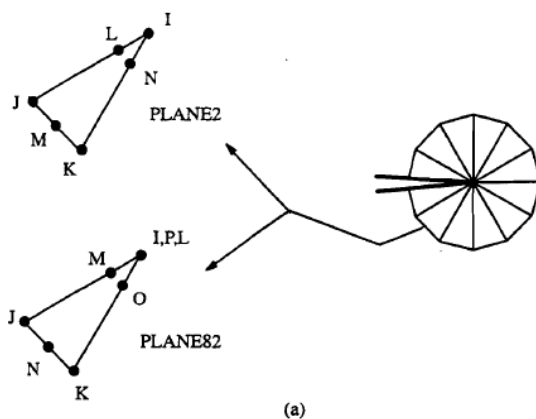
Čia: $\Delta v(r)$ – plyšio poslinkis atstumu r nuo plyšio viršūnės (m)

r – atstumas nuo plyšio centro (m)



2.11 pav. Plyšio poslinkis $\Delta v(r)$ [8]

Kad įvertinti singularumą deformacijose Omidis [9] nurodo, kad baigtiniai elementai apie plyšio viršūnę (2D ir 3D modeliuose) turi būti su mazgais ant vidurio kraštinių, kurie būtų perslinkti per $1/4$ link plyšio viršūnės (žr. 2.12 pav.).



2.12 pav. Plyšio viršūnės elementai [8]

2.4.3 Dvimačio modelio plyšio viršūnės tinklelio parametrai

Rekomenduojami KTH karališkojo technologijos instituto [10] baigtinio elemento tipai dvimačiui irimo modeliui naudojant „ANSYS Mechanical APDL“ yra „PLANE2“, šešių mazgų trikampio formos arba pasak Omidžio [9] „PLANE82“ aštuonių mazgų keturkampio tipo.

Kad perslinkti baigtinių elementų mazgus per $1/4$ link plyšio viršūnės „ANSYS Mechanical APDL“ programa turi specialią komandą „KSCON“ kuri leidžia perslinkti elementų mazgus, kontroliuoti elementų kiekį ir dydį apie plyšio viršūnę.

Kad gauti pagrįstus rezultatus, pirma eilė baigtinių elementų pasak Omidžio [9] apie plyšio viršūnę turi turėti kraštinės spindulį maždaug $a/8$, ar mažesnį.

Antrasis spindulys nurodomas 1.5 didesnis už pirmąjį.

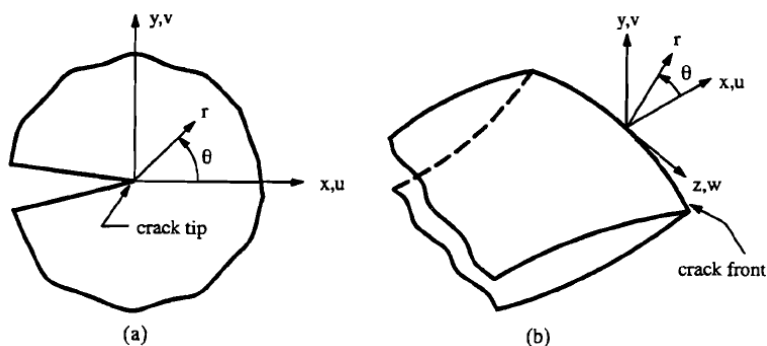
Apskritimas, pasak Omidžio [9] apie plyšio viršūnę turėtų būti sudalintas maždaug kas 30 ar 40 laipsnių nors priduriama, kad patikimi rezultatai gaunami ir prie 10-22.5 laipsnių. Galiu daryti

prielaidą, kad kas kiek laipsnių sudalintas apskritimas neturi didelės reikšmės svarbu kad butu ne mažiau kas 40 laipsnių.

Plyšio viršūnės elementai turi būti iškreipti ir turėti trikampę formą.

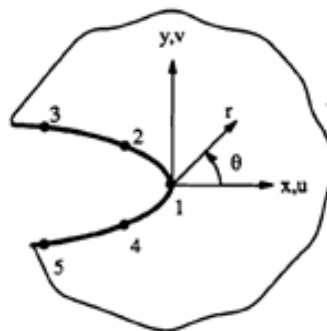
2.4.4 Rezultatų išvedimas

„ANSYS“ naudotojo žinynas [8] nurodo, kad prieš apskaičiuojant įtempių intensyvumo koeficientus, reikia sukurti lokalią koordinatinių sistemą kurios X ašis turi būtų nukreipta į plyšio viršūnę ir būti lygiagreti su plyšio paviršiumi, o Y ašis turi būti statmena į plyšio plokštumą (žr. 2.13 pav.). Ši koordinatinių ašis turi būti aktyvi skaičiuojant rezultatus.



2.13 pav. Lokaliios koordinatės padėtis [8]

Kitas etapas pasak „ANSYS“ naudotojo žinyno [8], kad gauti rezultatus naudojant „ANSYS Mechanical APDL“ tinkamas kelio išilgai plyšio nurodymas. Pirmas mazgas turi būti plyšio viršūnėje. Pilno plyšio modeliui būtina nurodyti penkis mazgus, du vienoje plyšio pusėje du kitoje (2.14 pav.).



2.14 pav. Plyšio apibrėžimas nurodant mazgus [8]

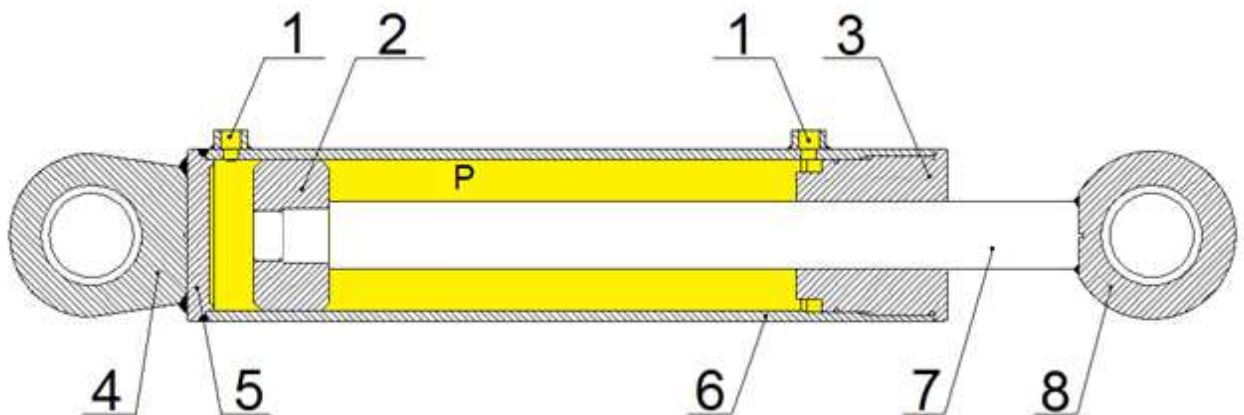
3. PRADINIŲ DUOMENŲ ANALIZĖ IR SKAIČIAVIMAS

3.1 Tiriamo hidraulinio cilindro konstrukcija

Hidraulini cilindro schemas parodyta 3.1 pav. Jį sudaro du atvamzdžiai, pažymėti pirmu numeriu. Jie yra privirinti prie hidraulinio cilindro gilzės. Per atvamzdžius, prijungus hidraulinius žarnas, į cilindrą paduodama hidraulinė alyva. Galimas hidraulinės alyvos slėgis pažymėtas P raide. Antru numeriu pažymėtas stūmoklis, jis judėdamas cilindro gilzėje, pažymėtoje numeriu šeši, dalina hidraulinį cilindrą į dvi kameras. Sudarytas hidraulinis slėgis į stūmoklį suteikia linijinį judesį. Priklausomai nuo kurioje pusėje yra slėgis, stūmoklis gali judėti pirmyn ir atgal.

Iš vienos pusės hidraulinio cilindro gilzė yra uždaryta priekiniu hidraulinio cilindro dangteliu, pažymėtu numeriu trys. Jis dar kitaip vadinamas kreipiančiąja, nes per jį išeina chromuotas kotas. Priekinis dangtelis su gilze sujungtas sriegiu. Iš kitos pusės gilzė yra sandarinama galiniu dangteliu, pažymėtu numeriu penki. Galinis dangtelis prie gilzės yra privirintas siūle.

Hidraulinio cilindro priekinė ausis, pažymėta numerių aštuoni, yra privirinta prie chromuoto koto, o galinė ausis, pažymėta keturiais, yra privirinta prie galinio dangtelio.



3.1 pav. Hidraulinio cilindro schema

3.2 Medžiagos ir jų irimo charakteristikos

Hidraulinio cilindro gilzė yra pagaminta iš karštai valcuoto, besiūlio, storasienio vamzdžio. Naudojama medžiaga mažanglis plienas E355, kurio sudėtyje yra iki 0.22 procentų anglies. Vamzdžio vidus yra honinguojamas, kad stūmoklis jame galėtų lengvai slankioti. Hidraulinių cilindrų

gamybai naudojami vamzdžiai klasifikuojami pagal vidinės skylės diametrą ir sienelės storį, šiuo atveju $d = 180$ mm ir $t = 12,5$ mm.

Hidraulinio cilindro kreipiančioji gaminama iš ketaus, tai lemia, kad chromuotas kotas gali slysti joje be slydimo žiedų. Hidraulinei alyvai pakliuvus tarp kreipiančiosios ir koto yra tepami slydimo paviršiai. Ketus nepažeidžia chromo sluoksniu. Gaunamas didesnis slystamas paviršius nei naudojant slydimo juostas.

Kitos hidraulinio cilindro detalės, išskyrus stūmoklį, yra gaminamos iš mažaanglio plieno, kad konstrukcija gerai susivirintų. Galinis dangtelis gaminamas iš plieno S355JR, kuriame anglis neviršija 0.24 procentų. O cilindro ausys gaminamos iš plieno E235, kurio sudėtyje anglies iki 0.16 procentų. Chromuotas kotas iš plieno E470 kurio sudėtyje anglies nuo 0,16 iki 0,22 procentų.

Tiriamą konstrukciją laikysiu izotropinę, hidraulinio cilindro konstrukcijai ir siūlėms naudosisi tą pačią medžiagą. Konstrukcijai priskirta medžiaga ir jos savybės pateiktos 3.1 lentelėje.

3.1 lentelė. Priimtos medžiagos savybės

Medžiaga	Tamprumo modulis $E(MPa)$	Puasono koeficientas ν	Takumo riba $\sigma_y(MPa)$	Stiprumo riba $\sigma_u(MPa)$
Plienas E355	$2.1 \cdot 10^5$	0.3	355	520

Nuovargio irimo mechanikos dėsniai šiame darbe bus naudojami įvertinti hidraulinio cilindro konstrukcijos vientisumą, ilgalaikiškumą. Visą tai konstrukcijoje vertinsiu naudodamas plačiausiai tokiems uždaviniams naudojamą Pario dėsnio formulę. Parametrai reikalingi įvertinti detalės ilgalaikiškumą pateikti 3.2 lentelėje.

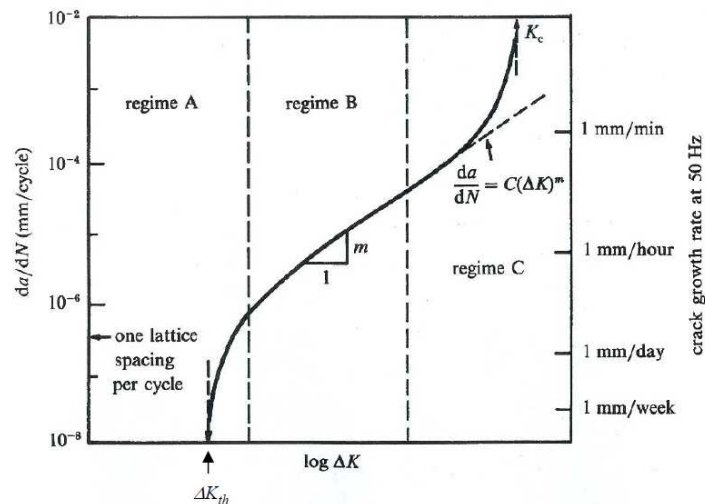
3.2 lentelė. Pario dėsnio konstantos ir įtempių intensyvumo koeficientai

Mastelio konstanta c	Mastelio konstanta m	Ribinis įtempių intensyvumo koeficientas $\Delta K_{th}(MPa\sqrt{m})$	Kritinis įtempių intensyvumo koeficientas $\Delta K_c(MPa\sqrt{m})$
$1 \cdot e^{11}$	3	10	140

Mastelio konstantos c ir m yra reikalingos ribiniam įtempių intensyvumo koeficientui apskaičiuoti, jos yra įtakojamos tokių veiksnių, kaip medžiagos mikrostruktūra, ciklinis apkrovos dažnis, temperatūros ir apkrovos santykis. Konstanta m plastiškiems metalams būna nuo 2 iki 4. Konstantų reikšmės m ir c kurios naudotos Pario dėsnio formulėje mažaangliams plienams buvo paimtos iš šios literatūros [11] ir pateiktos 3.2 lentelėje.

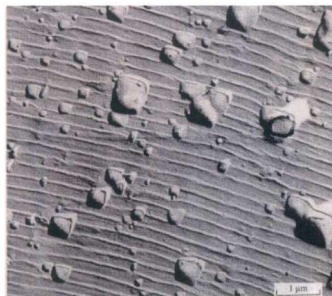
Įtempių intensyvumo riba nuo kurios pradeda galioti Pario dėsnio formulė yra ribinis įtempių intensyvumo koeficientas (angliškai „threshold stress intensity factor“) žymimas ΔK_{th} . Ši reikšmė turi didelę įtaką irimo uždavinių ilgalaikiškumo skaičiavimui. Kai įtempių intensyvumo koeficientų efektinė vertė viršija šią ribą prasideda praktinis įtrūkimo nuovargio didėjimas (žr. 3.2 pav.). Jame pavaizduotas įtrūkimo didėjimas logaritminėje skalėje.

Matome, plyšio gyvavimo ciklą sudaro trys etapai. Pirmas etapas tai plyšio susidarymo. Šis etapas yra pats ilgiausias, jame plastinė zona ties plyšio viršūne yra mažesnė už metalo kristalų dydį. Laikoma, kad šioje zonoje plyšio irimo greitis yra mažesnis už $10^{-8} \left(\frac{mm}{ciklas}\right)$. Šis irimo dydis yra mažesnis nei tarpatominis atstumas per ciklą. Šioje dalyje plyšys padidėja ne po kiekvieno apkrovos ciklo, todėl jis yra toks lėtas.



3.2 pav. Plyšio irimo schema [12]

Kada ciklo dydis viršija $10^{-8} \left(\frac{mm}{ciklas}\right)$ reikšmę, tada irimas pereina iš plyšio susidarymo į plyšio didėjimo (antrą) etapą ir ciklus iki suirimo galime apskaičiuoti naudodami Pario dėsnio formulę. Šiame etape plyšio plastinė zona yra didesnė už metalo kristalų dydį. Ciklinis irimas vyksta nuolat (žr. 3.3 pav.). Šame paveikslėlyje gerai matomas kiekvienas irimo ciklas.



3.3 pav. Nuovargio įtrūkimo paviršius 2024-T3 Al lydinys [14]

Kai įtempių intensyvumas pasiekia kritinę reikšmę ΔK_c detalė suyra. Kritinės įtempių intensyvumo koeficientų reikšmės kiekvienai medžiagai yra nustatomos eksperimentiškai. Mažaangliams plienams $\Delta K_c = 140(MPa\sqrt{m})$ [13].

Ne kiekvienas nustatytas plyšys yra pavojingas. Pirmiau jį reikia įvertinti skaitiniais ar analitiniais skaičiavimais. Kad tai padaryti pirmiausia reikia apskaičiuoti ribinį įtempių intensyvumo koeficientą ΔK_{th} mažaangliams plienams. Tai atlieku naudodamas Pario dėsnio formulę (2) [14].

$$\frac{da}{dN} = C\Delta K^m \quad (2)$$

Čia: $\frac{da}{dN}$ – plyšio irimo greitis ($mm/ciklai$)

C – mastelio konstanta priklausanti nuo medžiagos savybių

ΔK – įtempių intensyvumo amplitudė ($MPa\sqrt{m}$)

m – mastelio konstanta priklausanti nuo medžiagos savybių

Yra žinoma, kad įtempių intensyvumo ribinis koeficientas $\Delta K_{th} = \Delta K$, kai:

$$\frac{da}{dN} = 10^{-8} \left(\frac{mm}{ciklai} \right)$$

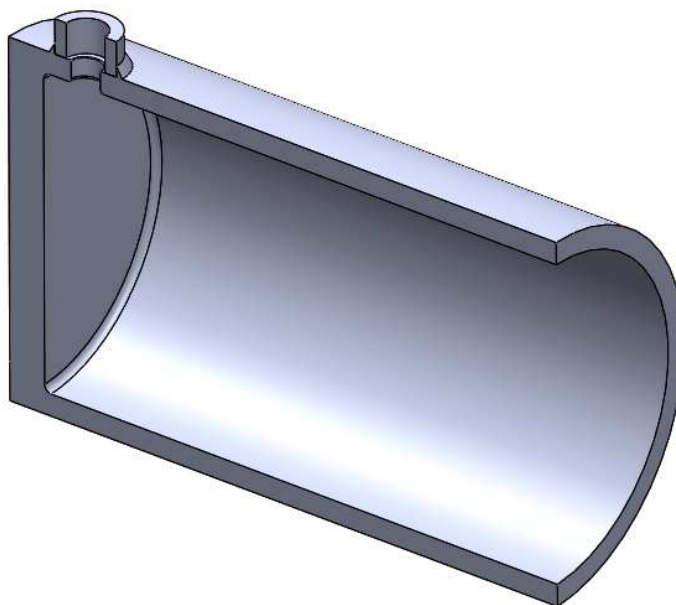
Remdamasis Pario dėsnio formule (2) apskaičiuoju ribinį įtempių intensyvumo koeficientą ΔK_{th} (3).

$$\Delta K_{th} = \sqrt[m]{\frac{\left(\frac{da}{dN}\right)}{C}} = \sqrt[3]{\frac{10^{-8}}{1 \cdot 10^{-11}}} = 10(MPa\sqrt{m}) \quad (3)$$

4. TIRIAMOJI DALIS

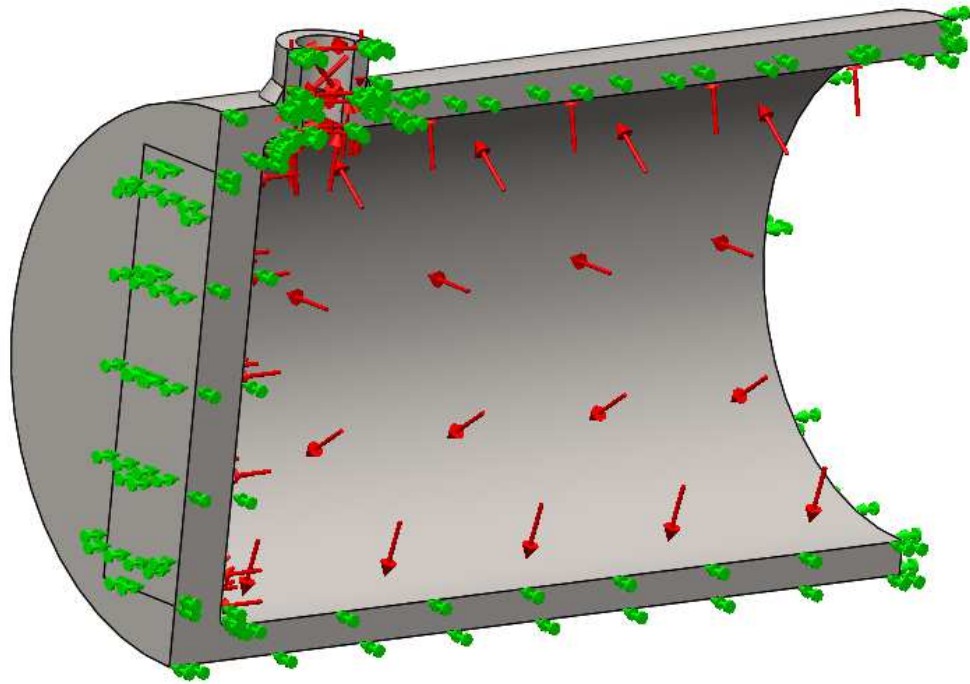
4.1 Hidraulinio cilindro gilzės įtrūkimo tyrimas

Kaip jau buvo apžvelgta 2.2.2 poskyryje, hidraulinio cilindro įtrūkimas išilgai gilzės gali atsirasti dėl įtempių koncentracijos susidariusios ties išgręžta skylė (žr. 2.3 pav. antra įtempių koncentracijos zona). Kad įvertinti įtempių koncentraciją ties išgręžtos skylės per cilindro gilzę, naudojant „SolidWorks“ programą sumodeliuotas 3-D konstrukcijos modelis. Modelį sudaro simetriška pusė gilzės ir simetriška pusė privirinto atvamzdžio (žr. 4.1 pav.). Gilzės ilgis atitinka pusę hidraulinio cilindro eigos ilgio. Sudarytos skylės diametras $\varnothing 18\text{mm}$. Privirintas atvamzdis standartinis G3/4. Pradinei detalei ties skylė nededama nuožula ar suapvalinimo spindulys.



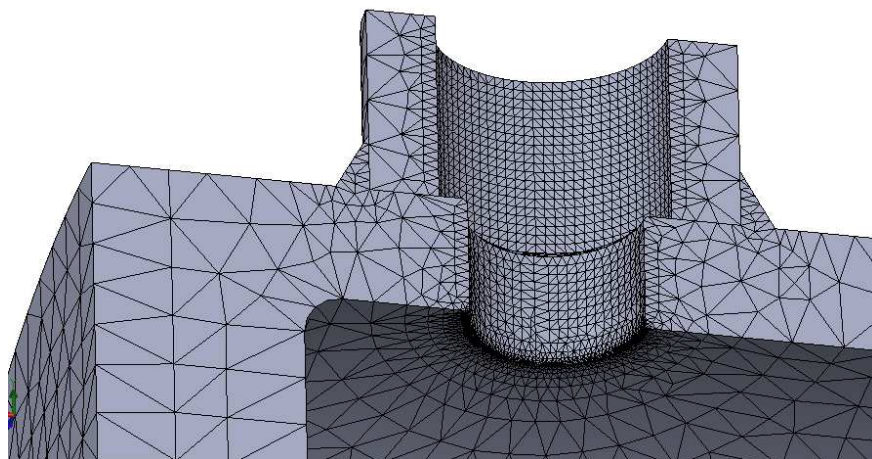
4.1 pav. 3-D modelis

Atliekama statinė modelio analizė. Besiliečiantiems detalės paviršiams nurodomas suklijavimo ryšys, taip detales apjungiant. Visiems susidariusiems paviršiams detalę perkertant, pridedami judesio apribojimai statmenai į paviršių, kaip parodyta 4.2 pav. Prie galinio dangtelio, kur turėtų būti privirinta ausis, išskiriama plokštuma. Taip imituojamas tariamos ausies suvaržymas, toje plokštumoje pridedamas įtvirtinimas visomis kryptimis. Į vidinį hidraulinio cilindro gilzės paviršių, galinio dangtelio vidinį paviršių, išgręžtos skylės paviršių, atvamzdžio vidinį paviršių, jo apačią, kur susidaro tarpas bei į gilzės paviršių po privirintu atvamzdžiu pridedu didžiausią 15 MPa slėgį kuris veikia hidraulinį cilindrą ciklo metu.



4.2 pav. Pridėtas slėgis ir suvaržymai

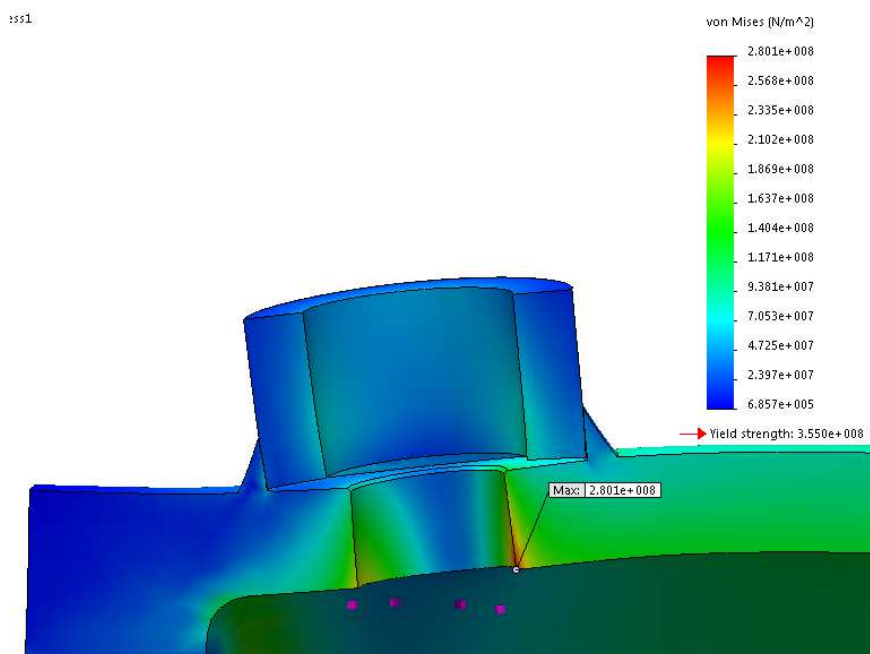
Sukurtas modelis turi trūkumą, ties privirinto atvamzdžio apačia gaunamas plyšys, kur sutankinus tinklę gali susidaryti įtempių neapibrėžtumas. Tose vietose baigtinių elementų tinklė per daug nesutankinamas, kad nebūtu iškreipti rezultatai, tačiau tai neįtakos tos vietos rezultatų kuri bus analizuojama. Tinklė daugiausiai sutankinama ties išgręžtos skylės apačios kraštine, baigtinio elemento kraštinės ilgį nurodant 0.1 (*mm*) (žr. 4.3 pav.).



4.3 pav. Sukurtas baigtinių elementų tinklė

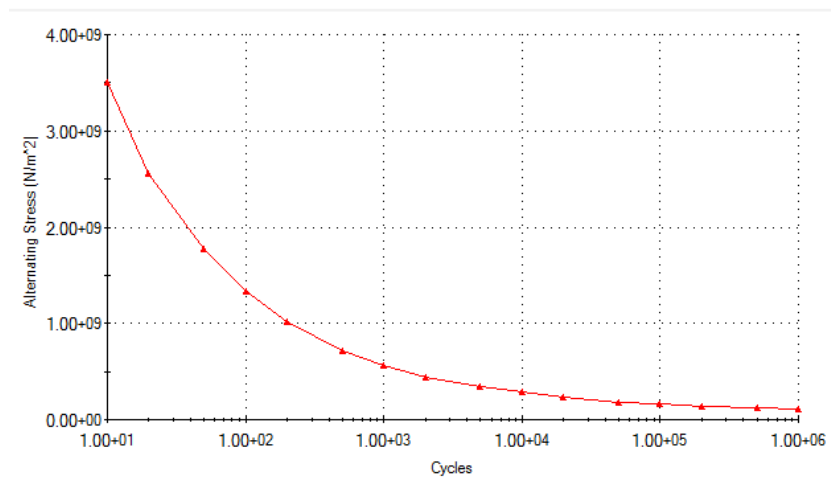
Detalei priskiriamos savybės $E = 2.1 \cdot 10^5 \text{MPa}$, $\nu = 0.3$ ir takumo riba $\sigma_y = 355 \text{MPa}$.

Atlikus statinę, tiesinę, tamprią analizę, kaip ir buvo tikėtasi, didžiausi Mizesio įtempiai veikia išgręžtos skylės apačios šonuose. Viena skylės pusė veikiama mažesnių įtempių dėl pridėto galinio dangtelio. Didžiausi įtempiai yra lygūs $2.8 \cdot 10^8 \text{ (MPa)}$ (žr. 4.4 pav.).

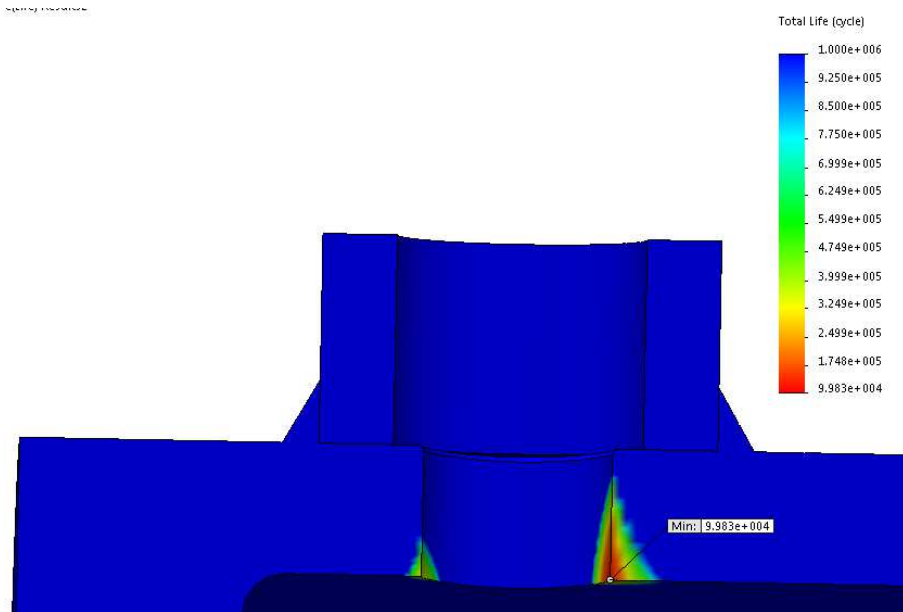


4.4 pav. Hidraulinio cilindro gilzės skylę veikiantys įtempiai, poslinkių mastelis 200

Kad išsiaiškinti ar šiose vietoje susidarys nuovargio plyšys, atlikta konstrukcijos nuovargio analizė. Analizė atlikta remdamasis statinės analizės duomenimis. Apkrovos santykis R parenkamas lygus nuliui, nes apkrova šiuo atveju kinta nuo 0 MPa iki 15 MPa . Skaičiavimams taikoma standartinė plieno nuovargio kreivė, kurią pateikia „Solidworks“ programa (žr. 4.5 pav.).



4.5 pav. Plieno nuovargio kreivė

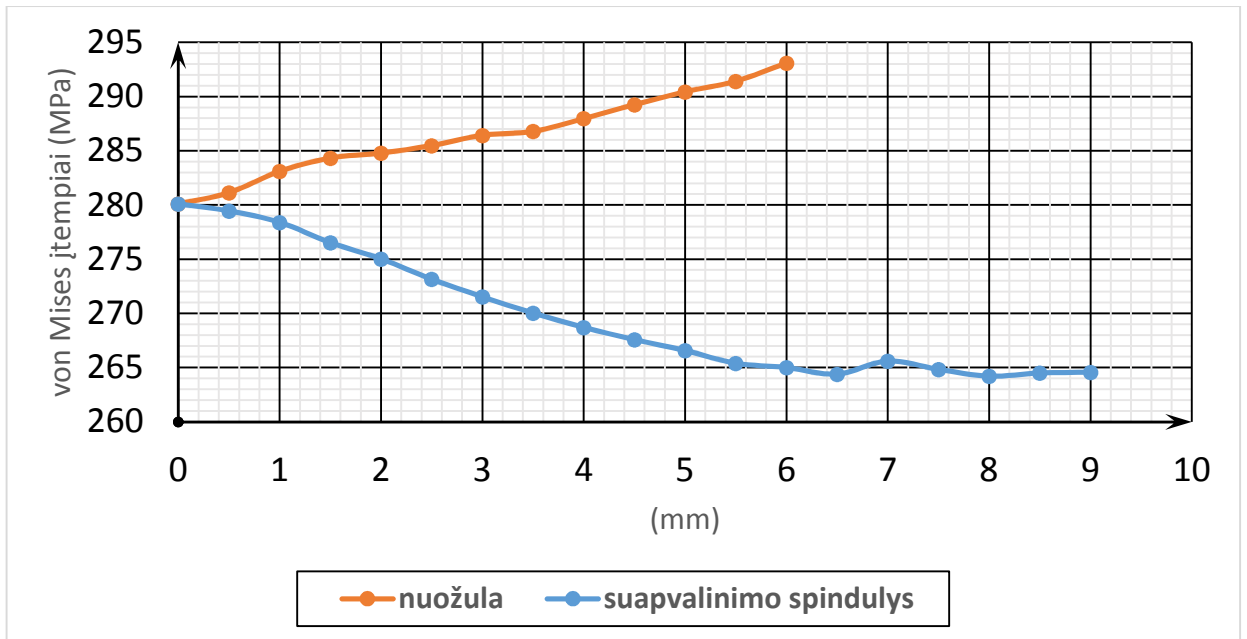


4.6 pav. Nuovargio analizės rezultatai

Atlikus nuovargio analizę su pasirinktais parametrais, gauname, kad abejuose skylės pusėse gali susidaryti nuovargis. Toje pusėje, kur veikė didesni įtempiai defektas gali atsirasti greičiau. Ties įtempių maksimumo vieta gali prasidėti nuovargio defekto susidarymas po $9.98 \cdot 10^4$ ciklų (žr. 4.6 pav.).

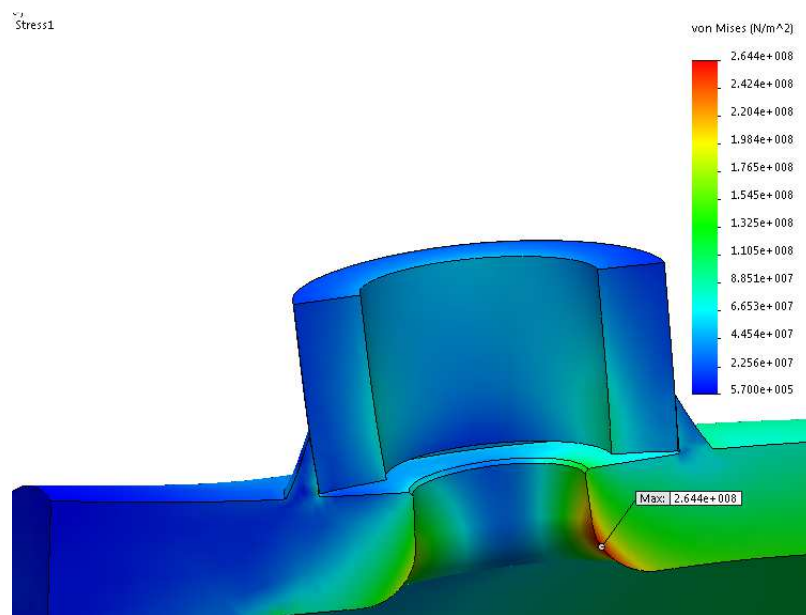
Kad prailginti detalės tarnavimo laiką atliktos dvi optimizacijos eksperimentiniu projektavimo metodu (angliškai „DOE - (Design of Experimentation)“), naudojant „Solidworks“ programą. Sudaroma tikslo funkcija, kurios tikslas sumažinti veikiančius Mizesio įtempius. O kad tai padaryti pirmu atveju pasirenkamas kintamasis parametras sudarytos 45° nuožulos. Įvedant jos kitimo ribas nuo 0.5 iki 6 naudojant žingsnį 0.5. Antru atveju parametras pasirenkamas užapvalinimo spindulys, jį keičiant ribose nuo 0.5 iki 9 naudojant žingsnį 0.5

Gautus rezultatus matome 4.7 paveikslėlyje. Darant nuožulą, gaunamas atvirkštinis efektas, Mizesio įtempiai didėja. Didinant suapvalinimo spindulį, įtempiai mažėja iki tam tikros ribos. Mažiausi Mizesio įtempiai gaunami, kai spindulys $R = 6.5 \text{ mm}$. Naudojant tokį suapvalinimo spindulį, gaunama Mizesio įtempių pasiskirstymo analizė.



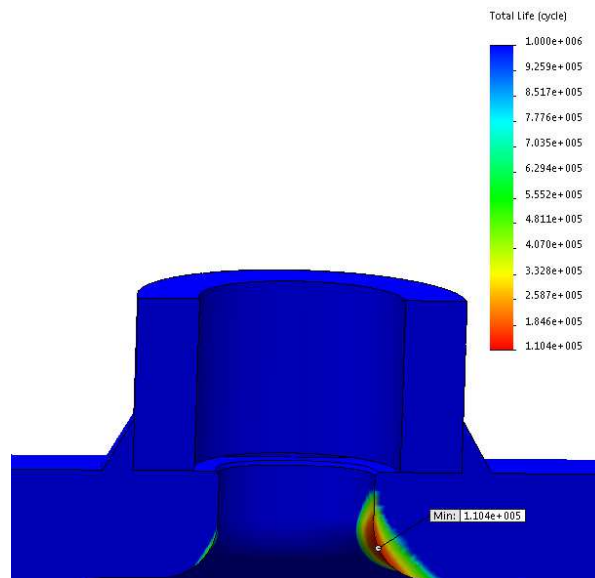
4.7 pav. Mizesio įtempių kitimo grafikas

Iš 4.8 paveikslėlio matome, kad Mizesio įtempiai sumažėjo iki $2.64 \cdot 10^8$ (MPa), prieš tai buvo $2.8 \cdot 10^8$ (MPa).



4.8 pav. Mizesios įtempių pasiskirstymas

Toliau atliekama nuovargio analizė, analogiška kaip ir pirmuoju atveju (žr. 4.9 pav.)

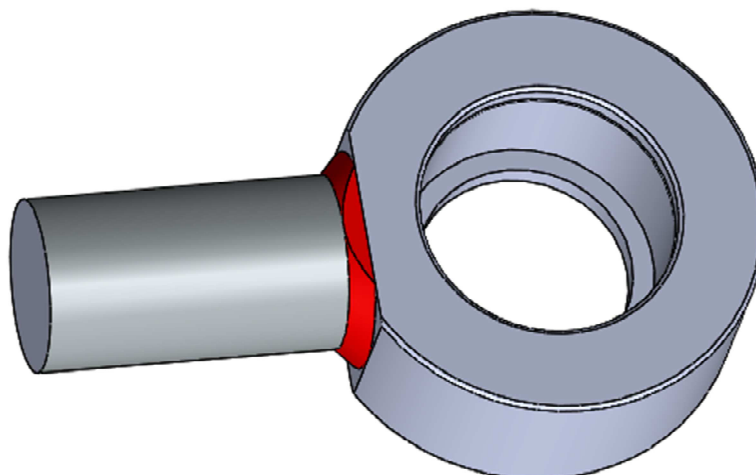


4.9 pav. Nuovargio analizės rezultatai

Iš gautų rezultatų matome, kad ciklų skaičius iki galimo detalės įtrūkimo atsiradimo, kai skylės suapvalinimo spindulys $R = 6.5 \text{ mm}$, padidėjo nuo pradinio $9.98 \cdot 10^4$ iki $1.1 \cdot 10^5$ ciklų.

4.2 Priekinės ausies suvirinimo griovelio gylio nustatymas

Kad išsiaiškinti, ar pakankamas siūlės griovelio dydis, kai siūlę veikia ciklinė apkrova, skaičiuoti viduje susidariusio skritulio formos tarpo įtempių intensyvumo koeficientai. Detalės modelis kuriamas vientisą, naudojama „SolidWorks“ programą (žr. 4.10 pav.). Kadangi detalė yra simetriška, tyrimui naudota pusė modelio.



4.10 pav. Sumodeliuotas 3-D detalės vaizdas

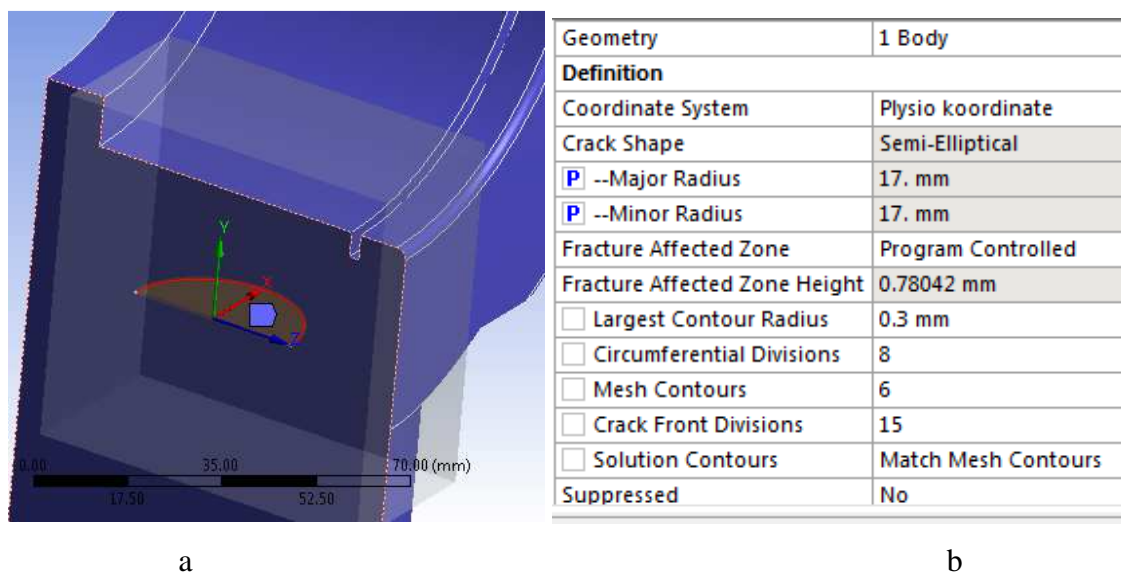
Sukurtas simetriškas detalės modelis importuojamas į „ANSYS Workbench 15“ programą. Ji naudota įtempių intensyvumo koeficientų skaičiavimui, nes „SolidWorks“ programoje tokios galimybės nėra. Detalės medžiagos nurodomos savybės $E = 2.1 \cdot 10^5 MPa$, $\nu = 0.3$.

Kadangi detalė vientisa, jokių importuoto modelio sujungimų nurodyti nereikia, be to išnyksta tinklelio tolerancijos pasitaikančios problemos. Kad gauti susidarantį skritulio formos tarpą suvirinant detales, sukuriama vietinė koordinatinių sistema pagal 2.12 paveikslėlio nurodymus. Naujos koordinatinių sistemos X ašis nukreipta į susidarancio plyšio viršūnę, o Y yra statmena plyšio paviršiui (žr. 4.11 pav. a).

Prieš sukuriant plyšį, reikia sugeneruoti pagrindinę konstrukciją baigtiniais elementais. Pagrindinės konstrukcijos baigtiniai elementai būtinai turi būti ketursienio formos.

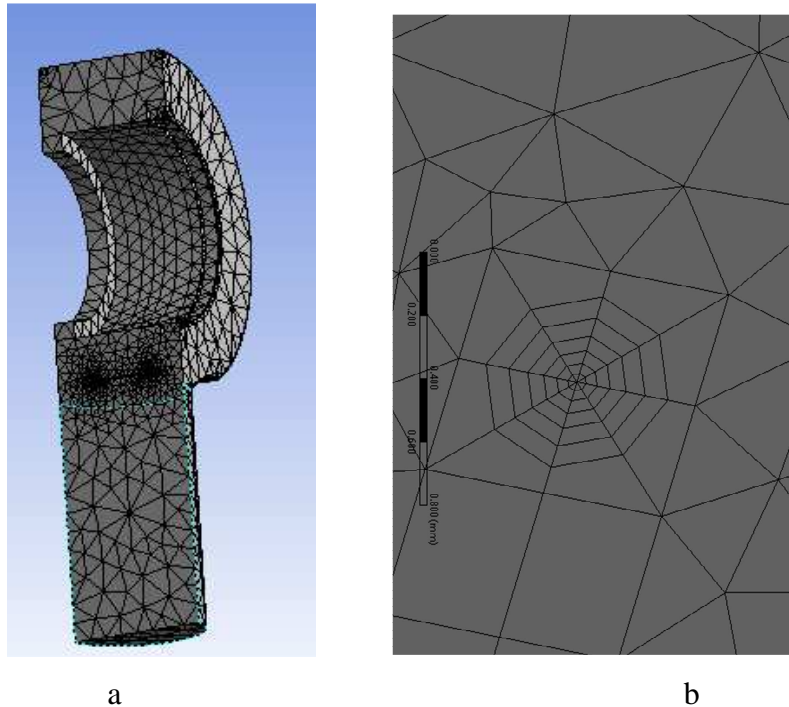
Plyšys detalėje sudaromas naudojant specialiai tam skirtą irimo mechanikos komandą. Joje reikia nurodyti plyšio dydį, kurį šiuo atveju apibrėžia du vienodi spinduliai. Taip pat reikia nurodyti baigtinių elementų kurie supa plyšio viršūnę didžiausio kontūro spindulį (žr. 4.11 pav. b). Be šių parametrų, galima keisti ir į kiek dalių sudalinti plyšio viršūnės apskritimą, kontūrų skaičių apie viršūnę bei į kiek elementų sudalinti plyšio viršūnės liniją.

Kad galėčiau automatiškai gauti reikiamą siūlės griovelio gylį, plyšio dydį apibrėžiančius spindulius pasirenku, kaip optimizacijos parametrus.



4.11 pav. Plyšio sudarymas

Suvedus plyšio parametrus generuoju plyšio baigtinių elementų tinklelį. Plyšys automatiškai sukuriamas detalėje. 4.12 paveikslėlyje a pavaizduotas galutinis baigtinių elementų tinklelis, matome, kad jis yra sutankintas apie plyšio sudarymo vietą ir paveikslėlyje b pavaizduotas sukurtas specialus tinklelis apie plyšio viršūnę.



4.12 pav. Sukurtas baigtinių elementų tinklelis

Toliau, kad galima būtų atlikti skaičiavimus pridedama simetrijos sąlyga, kur yra pažymėta C raide (žr. 4.13 pav.). Ji neleidžia kūnui judėti Y ašies kryptimi. Detalė nejudamai įtvirtinama paviršiumi, kur dedasi ausies guolis, pažymėta raide A. Hidraulinio cilindro, kotinės pusės, didžiausią slėgį perskaičiuoju į pusę veikiančios jėgos, ir pridedu prie koto galinės plokštumos:

$$F = \frac{n \pi \cdot P \cdot (d_1^2 - d_2^2)}{6} = \frac{0.95 \cdot 3.14 \cdot 15 \cdot (180^2 - 90^2)}{6} = 1.45 \cdot 10^5 (N) \quad (4)$$

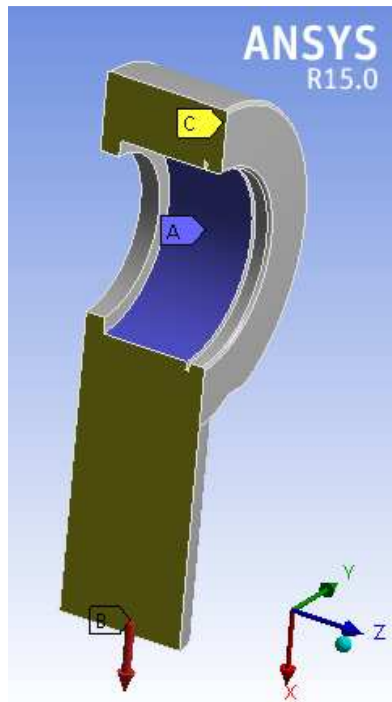
Čia: n – hidraulinio cilindro naudingumo hidromechaninis naudingumo koeficientas

π – matematinė konstanta

P – didžiausias cilindrą veikiantis slėgis (MPa)

d_1 – cilindro gilzės vidinis skersmuo (mm)

d_2 – cilindro koto skersmuo (mm)



4.13 pav. Pridėti suvaržymai ir jėga

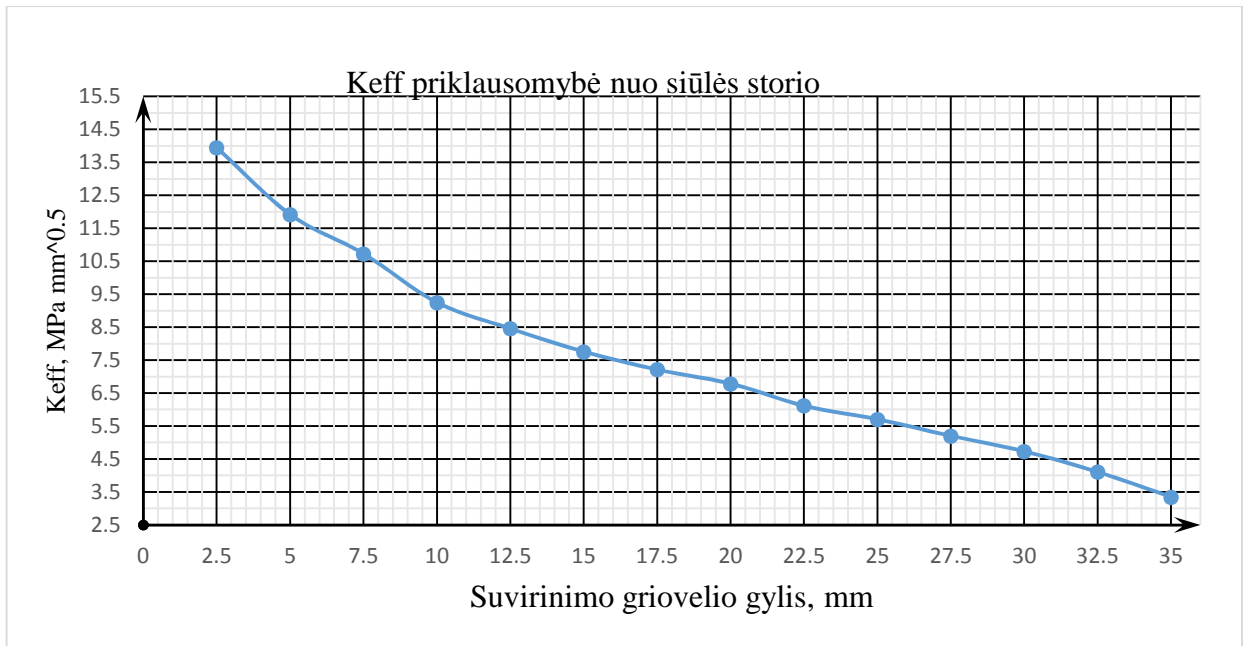
Apskaičiavus tarpinius rezultatus matoma, kad didžiausią reikšmę turintis įtempių intensyvumo koeficientas yra K_I – atsivėrimo būdo. Kiti du koeficientai yra labai maži, nuo $0.01(MPa\sqrt{m})$ iki $0.2(MPa\sqrt{m})$ tuo remdamasis, K_{eff} laikysiu lygų K_I . Šią reikšmę pasirenkama, kaip ieškomas parametras.

Iš 3.2 lentelės paimta ribinė įtempių intensyvumo amplitudinė vertė $\Delta K_{th} = 10(MPa\sqrt{m})$. Atsargos koeficientas $n=2$. Iš to galime apskaičiuoti, kad ieškoma įtempių intensyvumo koeficiento vertė turi būti: $K_I \leq 5(MPa\sqrt{m})$.

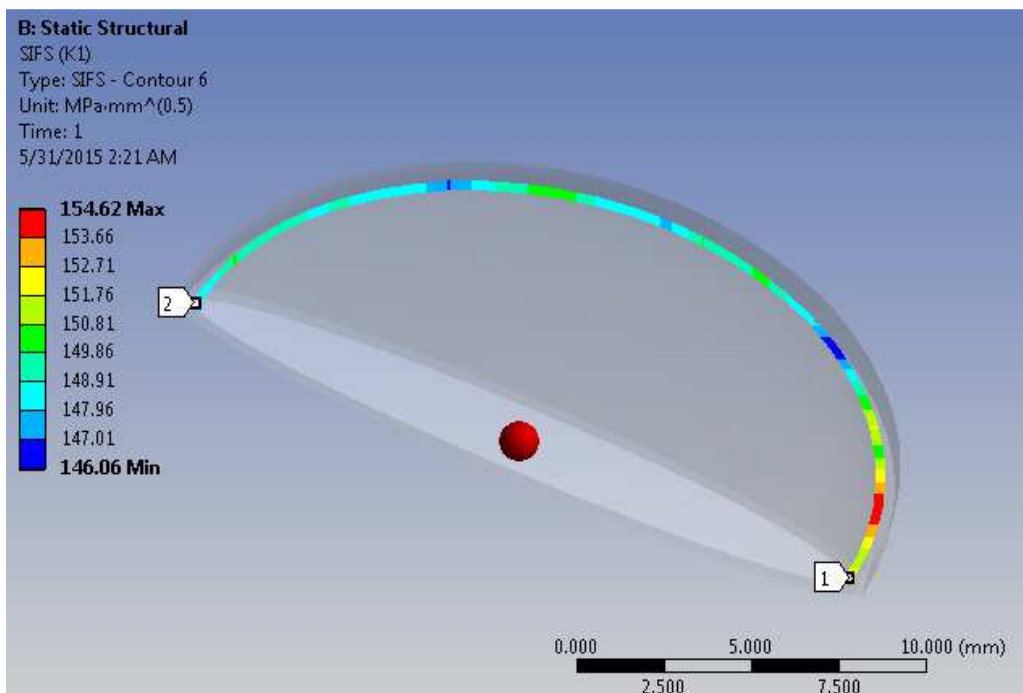
Kad automatiškai gauti siūlės griovelio gylį naudojama optimizavimo funkciją „Direct Optimization“. Suvedu reikiamus parametrus.

Nurodomas plyšio spindulių kitimo ribas nuo 5 iki 35 mm. Kadangi, plyšį apibrėžia du spinduliai, šiuo atveju jie turi būti identiški, įvedamas ryšius tarp parametrų ir nurodoma, kad jie būtų lygūs. Galiausiai nurodoma, kad koeficiento K_I tikslas priartėti kuo arčiau $5(MPa\sqrt{m})$ reikšmės.

Iš 4.14 paveikslėlio matome, kaip ΔK_{eff} priklauso nuo siūlės griovelio gylio.



4.14 pav. K_{eff} priklausomybės nuo siūlės griovelio gylio grafikas



4.15 pav. Gauti plyšio K_I rezultatai

Iš gauto grafiko matome, kad sąlyga $K_I \leq 5(MPa\sqrt{m})$ yra tenkinama kai siūlės griovelio gylis pasiekia 29 mm. Padarius tokio gylio griovelį, šios vietos atžvilgiu, konstrukcija turėtų būti ilgalaikiška. 4.15 paveikslėlyje apskaičiuoti tokio gylio suvirinimo siūlės įtempių intensyvumo koeficientas. Perskaičiavus kitais vienetai jis lygus $K_I = 4.9MPa\sqrt{m}$). Matome kad ši reikšmė tenkina sąlygą.

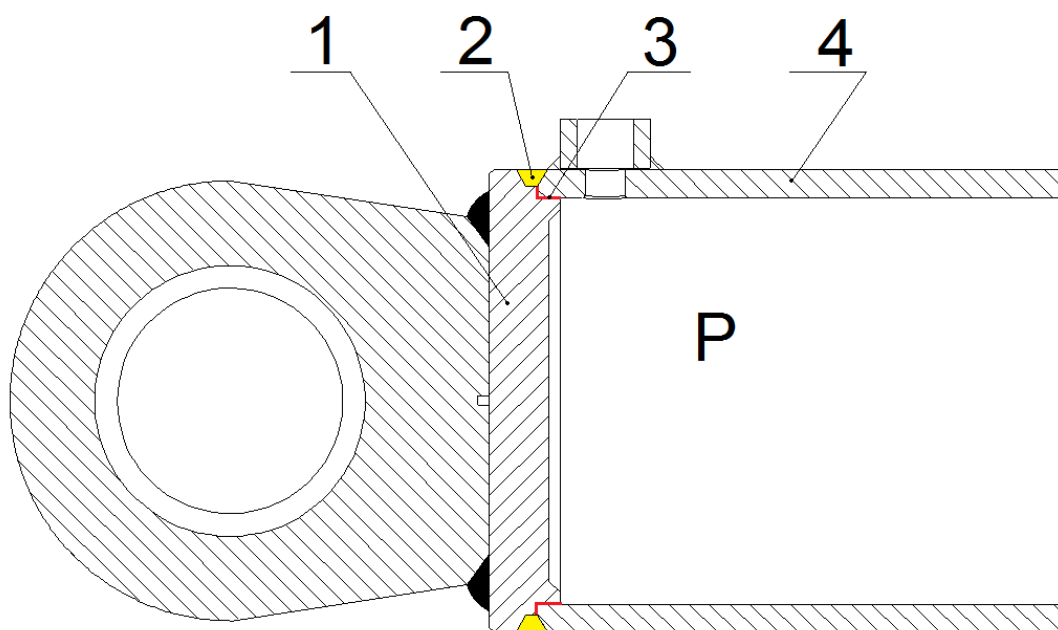
4.3 Galinio dangtelio suvirinimo siūlės analizė

4.3.1 Susidariusio plyšio analizė

Hidraulinio cilindro gilzės, pažymėtos numeriu keturi ir galinio dangtelio, pažymėto numeriu vienas, standartinis suvirintos konstrukcijos dizainas, su pakankamai tvirta suvirinimo siūle du, parodytas 4.16 pav.

Kritinė detalės zona yra tarp cilindro gilzės ir galinio dangtelio. Ši zona yra pavojinga dėl to, kad suvirinant susidaro ertmė, pažymėta numeriu trys. Jos forma pažymėta raudonai. Šis plyšys gali būti įtempių koncentracijos priežastis ir reikiama pradžia tolimesniam įtrūkimo didėjimui. Plyšys gali didėti per suvirinimo siūlę.

Suvirinimo siūlė yra veikiamą ciklinio nuovargio dėl viduje sudaromo hidraulinio slėgio kuris pažymėtas ženklu P

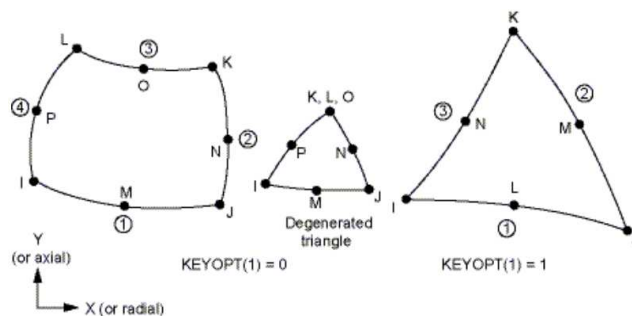


4.16 pav. Tiriamos zonos schema 1 – galinis dangtelis 2 – siūlė 3 – plyšys 4– gilzė

4.3.2 Modelio kūrimas

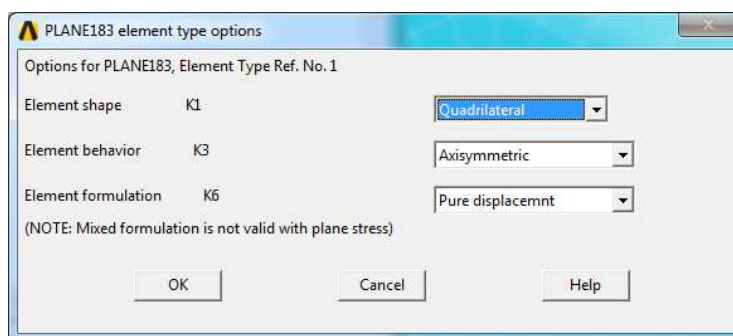
Dvimatį ašiai simetrinis modelis 4.19 pav. modeliuojamas naudojant „SolidWorks“ programą. Kuriant modelį atsižvelgiau į tai, kad simetrijos ašis sutampa su globaliąja Y ašimi. Modeliuojama tik ketvirtadalis hidraulinio cilindro, tai leis prie hidraulinio cilindro gilzės galo pridėti suvaržymus Y krypties atžvilgiu. Detalę išsaugau ir importuoju naudodamas „IGES“ formatą.

Skaičiavimai atliekami naudojant „ANSYS Mechanical APDL“ programą. Baigtinių elementų tinklelis generuojamas iš „PLANE 183“ tipo elementų (žr. 4.17 pav.). Šio tipo elementai turi keturis kampus ir aštuonis mazgus, po mazgą kiekviename kampe ir kiekvienos kraštinės viduryje. Kiekvienas mazgas turi po du laisvės laipsnius. Elementai gali būti ir trikampiai, iškreiptos formos.



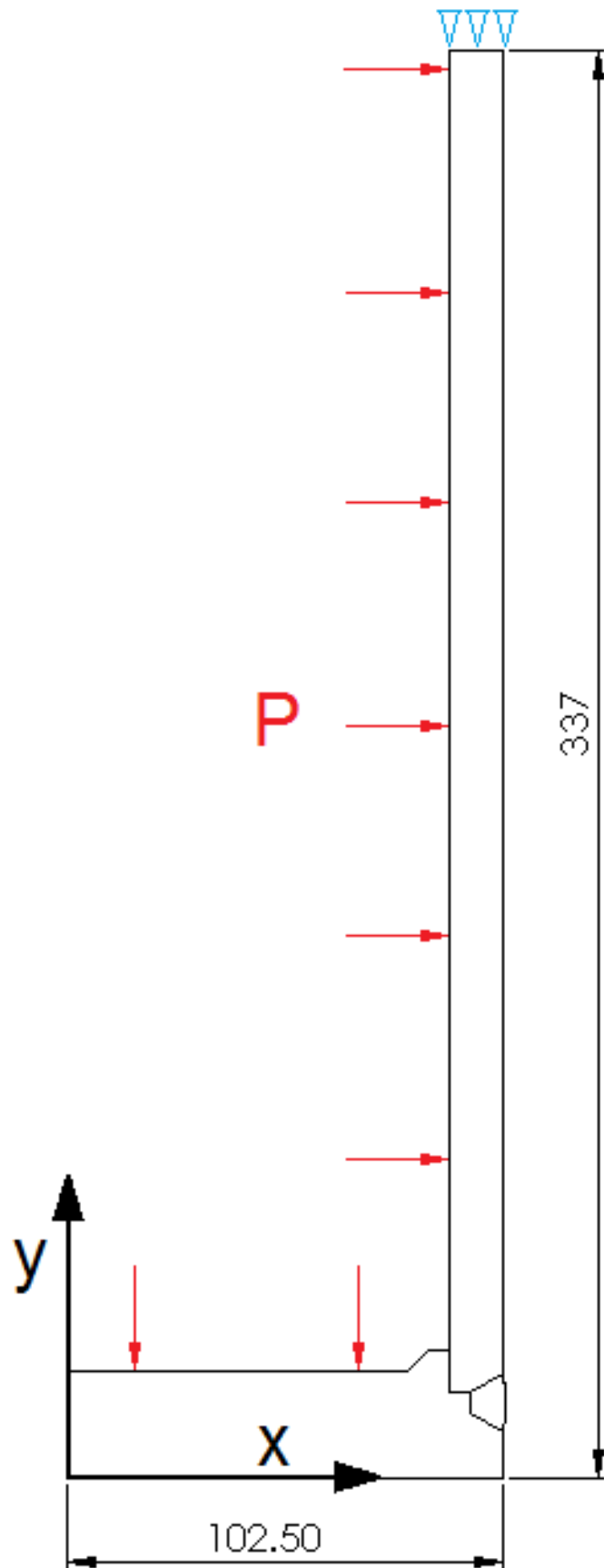
4.17 pav. PLANE 183 elemento pavyzdys [15]

Parinkamos ašiai simetrinės sąlygos (žr. 4.18 pav.). Parinkus ašiai simetrinę būvį yra automatiškai pridedami ašiai simetriniai apribojimai Y ašies atžvilgiu.

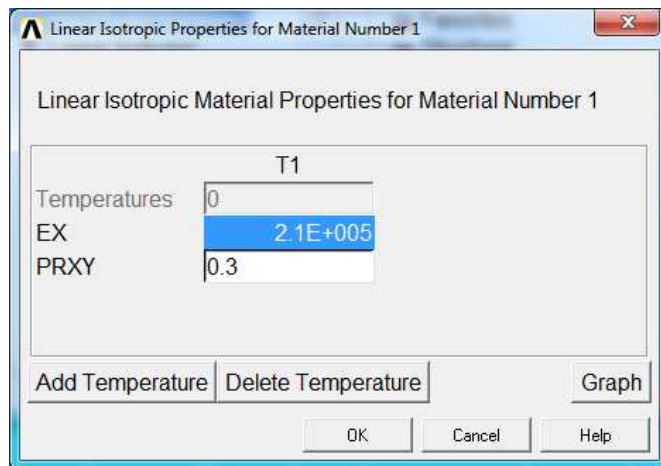


4.18 pav. Ašiai simetrijos sąlygų parinkimas

Medžiagos savybes pasirenku: tiesinė, tampri, izotropinė. Atsivėrusioje lentelėje nurodau medžiagos tamprumo modulį ir Puasono koeficientą (žr. 4.20 pav.). Vienodos medžiagos savybės priskiriamos visai suvirintai konstrukcijai.



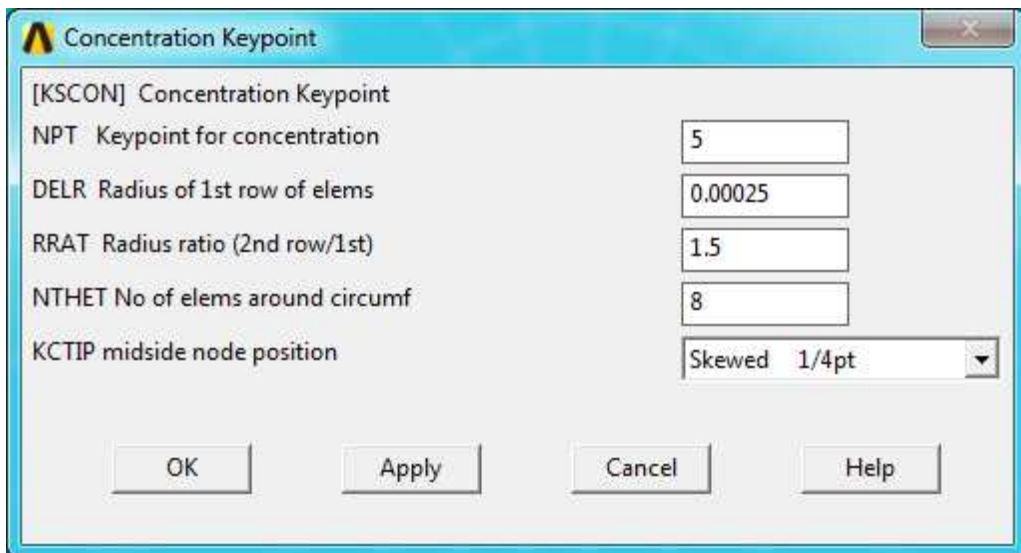
4.19 pav. Sumodeliuotas ašiai simetrinis 2 – D modelis



4.20 pav. Medžiagos savybės

Statmenai į hidraulinio cilindro vamzdžio vidinę pusę ir galinio dangtelio paviršių pridedamas slėgis 15(MPa). Slėgis taip pat pridedamas ir plyšio paviršiams.

Pagal išanalizuotą literatūrą ties plyšio viršūne „PLANE 183“ tipo elementai turi būti iškreiptos trikampės formos. Trys elemento mazgai turi būti sujungti į vieną. Iškreiptos formos elementai ties plyšio viršūne turi turėti du kraštinių vidurio mazgus perslinktus ¼ link plyšio viršūnės mazgo. Tai atlikti „ANSYS“ programoje galima panaudojus komandą „KSCON“ (žr. 4.21 pav.).

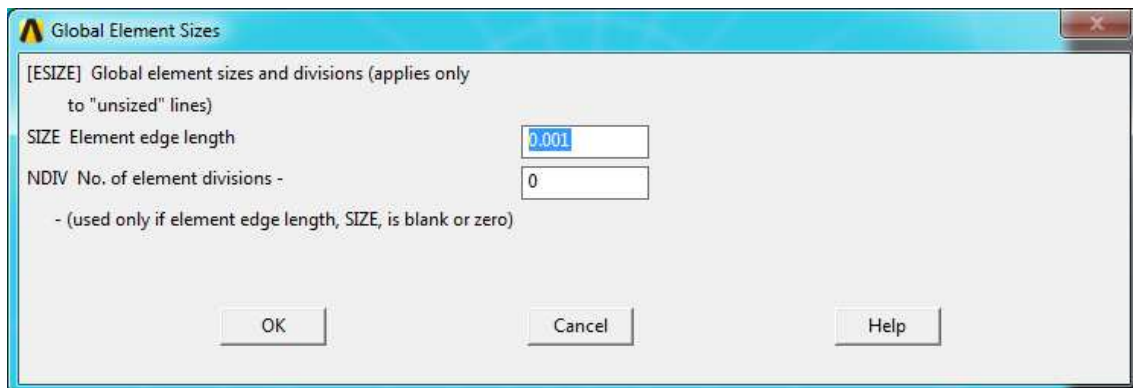


4.21 pav. KSCON komandos langas

KSCON komandos lange, turi būti suvesti visi rekomenduojami plyšio viršūnės tinklelio parametrai. Pirmasis langas nurodo plyšio taško numerį. Antrajame mazge įvedamas pirmosios eilės elementų, kurie supa plyšio viršūnę, kraštinės spindulys, kuris matuojamas nuo plyšio viršūnės. Trečiajame lange nurodomas antros eilės elementų supančių plyšio viršūnę kraštinės ilgio santykis su pirmos eilės elementų kraštinės ilgiu. Ketvirtajame elementų skaičius apie plyšio viršūnę.

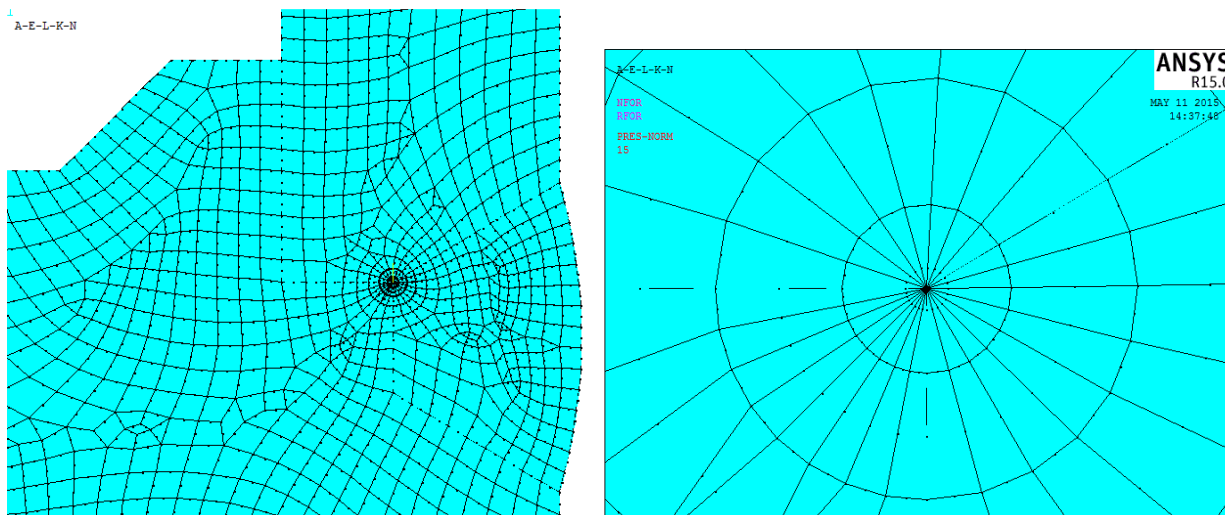
Penktajame lange parenkama „Skewed ¼pt“. Elemento vienos kraštinės mazgai bus sutapdinti plyšio viršūnės mazge, o du kraštinių mazgus esančius arčiau plyšio viršūnės perslinks ¼ link jos.

Sutankinu baigtinių elementų tinklą įvesdamas baigtinių elementų kraštinės ilgį 0.001m. (žr. 4.22 pav.).



4.22 pav. Tinklelio sutankinimas

Sugeneruotas baigtinių elementų tinklas ties plyšio viršūne (žr. 4.23 pav.). Apskritimas sudalintas į 24 dalis. Kiekvienas detalės plotas sudalintas į 8 dalis (siūlės, gilzės, galinio dangtelio).



4.23 pav. Plyšio viršūnės baigtinių elementų tinklas

Kad apskaičiuočiau įtempimų intensyvumo koeficientus sukuriu lokalią koordinatinių sistemą ties plyšio viršūne ir ją aktyvuuju. Naujos koordinatinių ašies X koordinatė lygiagreti plyšiui, o Y koordinatė statmena į plyšio paviršių.

Po to nurodau penkis mazgus reikalingus įtempių intensyvumo koeficientams nustatyti. Pirmas mazgas turi būti plyšio viršūnės mazgas, kiti du nuosekliai, nuo plyšio viršūnės, plyšio paviršiaus viršuje ir kiti du nuosekliai plyšio paviršiaus apačioje.

Atlikus skaičiavimus ganu tokius rezultatus (žr. 4.24 pav.). Iš gautų rezultatų matau, kad plyšį veikia K_I – atsivėrimo ir K_{II} – kirpimo tipo įtempių intensyvumo koeficientai. Gautų koeficientų reikšmės yra $K_I = 31.0MPa\sqrt{m}$ ir $K_{II} = 4.64MPa\sqrt{m}$. Norint palyginti šias koeficientų reikšmes su įtempių intensyvumo ribiniu koeficientu ΔK_{th} , reikia apskaičiuoti įtempių intensyvumo koeficientų atstojamąją efektingą vertę K_{eff} .

```

**** CALCULATE MIXED-MODE STRESS INTENSITY FACTORS ****
ASSUME PLANE STRAIN CONDITIONS
ASSUME A FULL-CRACK MODEL <USE 5 NODES>
EXTRAPOLATION PATH IS DEFINED BY NODES:      304      8868      8869      321
322 WITH NODE      304 AS THE CRACK-TIP NODE
USE MATERIAL PROPERTIES FOR MATERIAL NUMBER      1
EX = 0.21000E+06  NUXY = 0.30000  AT TEMP = 0.0000
PRINT THE LOCAL CRACK-TIP DISPLACEMENTS
CRACK-TIP DISPLACEMENTS:
  UXC = -0.15860E-04  UYC = -0.40781E-04  UZC = 0.78886E-03

```

NODE	CRACK FACE	RADIUS	UX-UXC	UY-UYC	UZ-UZC
304	TIP	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
8868	TOP	0.62500E-04	0.25529E-06	0.17458E-05	0.0000
8869	TOP	0.25000E-03	0.50508E-06	0.34428E-05	0.0000
321	BOT	0.62500E-04	-0.27792E-06	-0.18251E-05	0.0000
322	BOT	0.25000E-03	-0.56304E-06	-0.37636E-05	0.0000

```

LIMITS AS RADIUS <R> APPROACHES 0.0 <TOP FACE> ARE:
<UX-UXC>/SQRT<R> = 0.32408E-04  <UY-UYC>/SQRT<R> = 0.22185E-03
<UZ-UZC>/SQRT<R> = 0.0000
LIMITS AS RADIUS <R> APPROACHES 0.0 <BOTTOM FACE> ARE:
<UX-UXC>/SQRT<R> = -0.35003E-04  <UY-UYC>/SQRT<R> = -0.22847E-03
<UZ-UZC>/SQRT<R> = 0.0000
**** KI = 31.011 , KII = 4.6422 , KIII = 0.0000 ****

```

4.24 pav.. Gauti įtempių intensyvumo koeficientai

4.3.3 Įtempių intensyvumo koeficiento efektingės vertės skaičiavimas

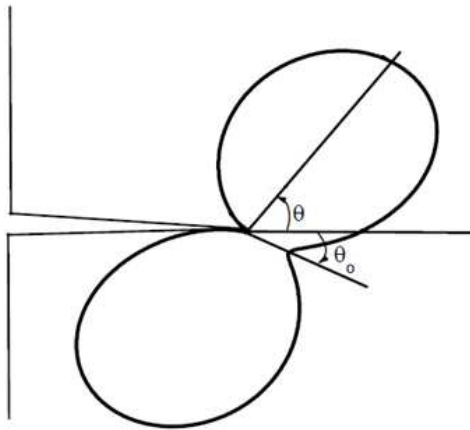
Kad įvertinti įtempių intensyvumo koeficientų atstojamąją efektingą vertę K_{eff} , naudoju Tongo ir Yango [16] pasiūlytą formulę (5), kuri remiasi maksimalaus tangentinio įtempio kriterijumi.

$$K_{eff} = \frac{1}{4} \left(3 \cos \frac{\theta_0}{2} + \cos \frac{3\theta_0}{2} \right) \cdot K_I - \frac{3}{4} \left(\sin \frac{\theta_0}{2} + \sin \frac{3\theta_0}{2} \right) \cdot K_{II} (MPa\sqrt{m}) \quad (5)$$

Čia: K_I – atsivėrimo įtempių intensyvumo koeficientas ($MPa\sqrt{m}$)

K_{II} – kirpimo įtempių intensyvumo koeficientas ($MPa\sqrt{m}$)

θ_0 – plyšio irimo kampas (žr. 4.25 pav.)



4.25 pav. θ_0 – plyšio irimo kampas

Plyšio irimo krypties kampą apskaičiuoju pagal formulę (6) kurią savo darbe nurodo Meggiolaris [17].

$$\begin{aligned} \theta_0 &= 2 \arctan \left(\frac{1}{4} \frac{K_I}{K_{II}} - \frac{1}{4} \sqrt{\left(\frac{K_I}{K_{II}} \right)^2 + 8} \right) = \\ &= 2 \arctan \left(\frac{1}{4} \cdot \frac{31.0}{4.64} - \frac{1}{4} \sqrt{\left(\frac{31.0}{4.64} \right)^2 + 8} \right) = -16.3^\circ \end{aligned} \quad (6)$$

Čia: K_I – atsivėrimo įtempių intensyvumo koeficientas ($MPa\sqrt{m}$)

K_{II} – kirpimo įtempių intensyvumo koeficientas ($MPa\sqrt{m}$)

Įtempių intensyvumo koeficientų atstojamoji efektinė vertė pagal (5) formulę.

$$\begin{aligned} K_{eff} &= \frac{1}{4} \left(3 \cos \frac{-16.3}{2} + \cos \frac{3 \cdot (-16.3)}{2} \right) \cdot 31.0 - \frac{3}{4} \left(\sin \frac{4 \cdot (-16.3)}{2} + \sin \frac{3 \cdot (-16.3)}{2} \right) \cdot \\ &\cdot 4.64 = 32.0 (MPa\sqrt{m}) \end{aligned} \quad (7)$$

Gautą reikšmę padauginama iš atsargos koeficiento $n = 2$:

$$K_{eff} = 32.0 \cdot 2 = 64.0 (MPa\sqrt{m}) \quad (8)$$

$$K_{max} = K_{eff}(MPa\sqrt{m}), \quad (9)$$

Įtempių intensyvumo amplitudė, naudojama Pario dėsnio formulėje, apskaičiuojama:

$$\Delta K = K_{max} - K_{min}; (MPa\sqrt{m}), \quad (10)$$

Čia: K_{min} - minimalus įtempių intensyvumo koeficientas ciklo metu.

K_{max} – didžiausias įtempių intensyvumo koeficientas ciklo metu.

Pasinaudojęs (9) formule galiu apskaičiuoju įtempių intensyvumo amplitudę.

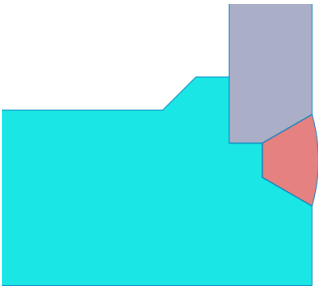
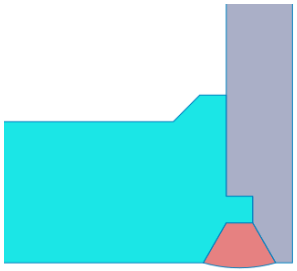
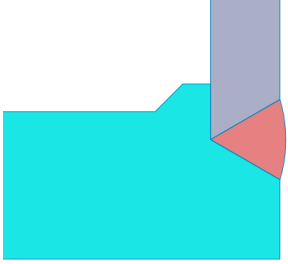
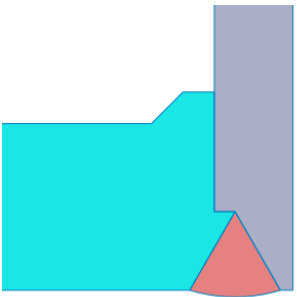
$$\Delta K_{eff} = K_{max} - K_{min} = 64.0 - 0 = 64.0 (MPa\sqrt{m}) \quad (11)$$

Matome, kad įtempių intensyvumo koeficiento atstojamoji efektinė vertė K_{eff} yra didesne už $\Delta K_{th} = 10(MPa\sqrt{m})$. Iš to galime daryti išvadas, kad plyšys yra antroje didėjimo stadijoje, kai galioja Pario dėsnis.

4.3.4 Nauji konstrukcijos variantai

Kad sumažinti įtempių intensyvumo koeficiento atstojamąją efektinę vertę ΔK_{eff} , pateikiu tris naujus hidraulinio cilindro ir galinio dangtelio modelius pažymėtus numeriais 2, 3, 4 (žr. 4.1 lentelę). Pirmu numeriu pažymėtas senasis konstrukcijos variantas. Prie konstrukcijų vaizdų pateikiu apskaičiuotas jų įtempių intensyvumo koeficientų atstojamosios efektinės vertės ΔK_{eff} . Modeliuojant alternatyvius konstrukcijų modelius, hidraulinio cilindro ir galinio dangtelio storiai išlaikyti tokie patys, kaip ir pradinėje tiriamoje konstrukcijoje. Tai leidžia įtempių intensyvumo koeficientų atstojamąsias efektines vertes ΔK_{eff} lyginti tarpusavyje.

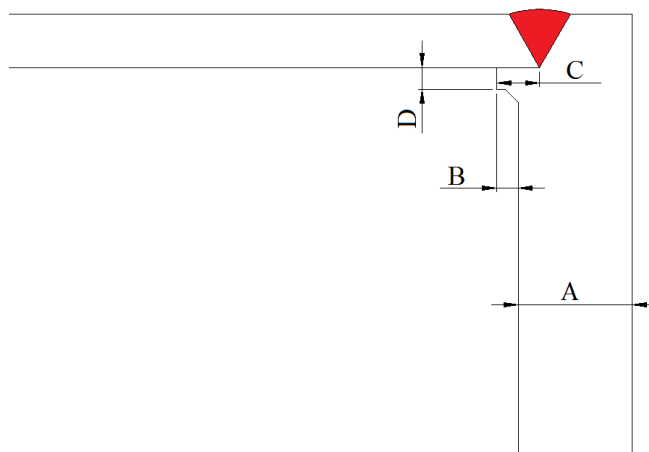
4.1 lentelė. Konstrukcijų variantai

Konstrukcijos varianto nr.	Modelio vaizdas	$\Delta K_{eff}(MPa\sqrt{m})$
1		64.0
2		45.0
3		41.8
4		59.0

Gauta trečio konstrukcijos varianto įtėpių intensyvumo koeficiento atstojamoji efektinė vertė yra mažiausia $\Delta K_{eff} = 41.8 (MPa\sqrt{m})$. Palyginus ją su apskaičiuotu įtėpių intensyvumo ribiniu koeficientu $\Delta K_{th} = 10 (MPa\sqrt{m})$, ji daugiau kaip keturis kartus viršija šią ribą. Tai reiškia, kad esant kokiai konstrukcijai plyšio irimas taip pat vyks Pario dėsnio irimo zonoje.

4.3.5 Konstruktijos parametrinė analizė

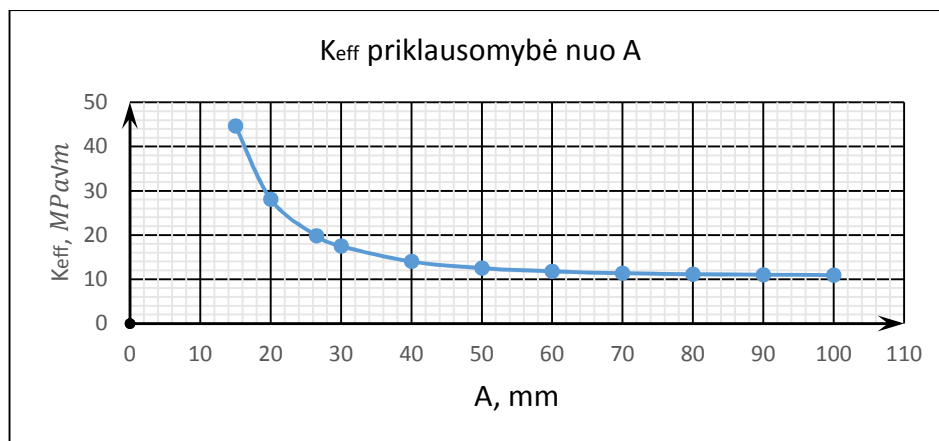
Kadangi nauja detalės konstrukcija netenkina reikiamų sąlygų, atlieku konstrukcijos parametrinę analizę. Jos tikslas keičiant pavaizduotus matmenis A, B, C, D (žr. 4.26 pav.), sumažinti įtempių intensyvumo koeficiento atstojamąją efektinę vertę ΔK_{eff} iki tokios ribos, kad ji būtų mažesnė arba lygi ΔK_{th} .



4.26 pav. Keičiamų konstrukcijos parametrų schema

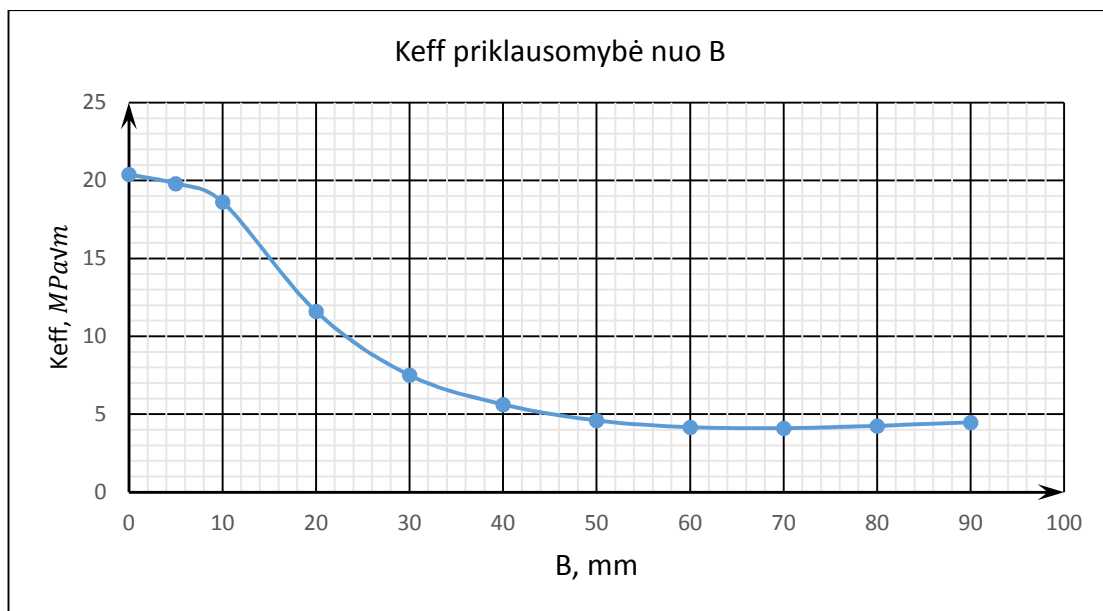
Rankiniu būdu sudarytose diagramose pavaizduota, kaip kinta įtempių intensyvumo koeficiento atstojamoji efektinė vertė ΔK_{eff} nuo vieno matmens kitus matmenis išlaikant pastovius ir pradinės reikšmės.

Keičiant A matmenį (storinant galinį dangtelį) gauti rezultatai pavaizduoti ΔK_{eff} priklausomybės nuo A matmens grafike (žr. 4.27 pav.). Storinant galinį dangtelį įtempių intensyvumo koeficiento atstojamoji efektinė vertė smarkiai mažėja iki $A=40$ mm, po to kinta nežymiai.



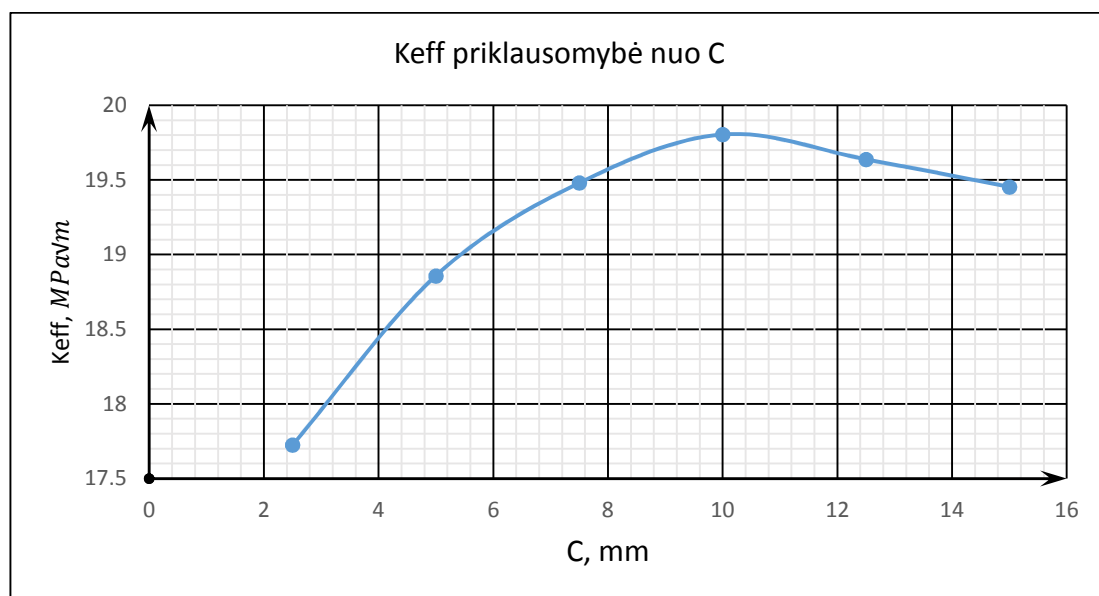
4.27 pav. ΔK_{eff} priklausomybė nuo matmens A

Keičiant B matmenį (gilinant galinį dangtelį) gauti rezultatai pavaizduoti ΔK_{eff} priklausomybės nuo B matmens grafike (žr. 4.28 pav.). Gilinant galinį dangtelį įtempių intensyvumo koeficiento atstojamoji efektinė vertė smarkiai mažėja iki matmens B=40mm, po to nežymiai mažėja iki matmens B=65 mm ir tada vėl pradeda lėtai didėti.



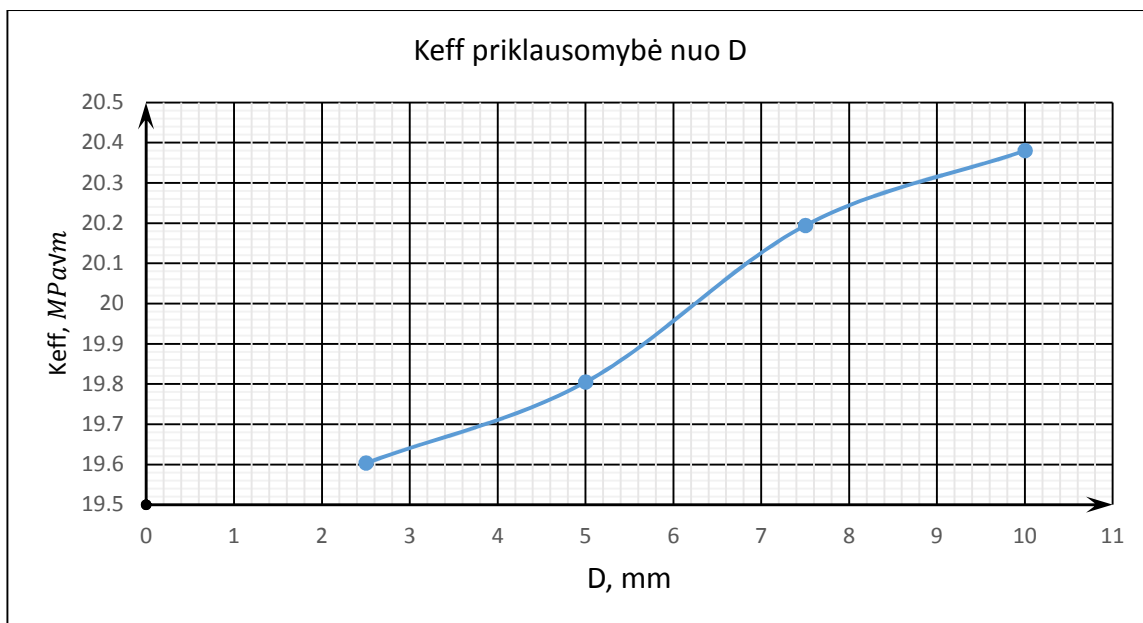
4.28 pav. ΔK_{eff} priklausomybė nuo matmens B

Keičiant C matmenį (ilginant plyšį) gauti rezultatai pavaizduoti ΔK_{eff} priklausomybės nuo C matmens grafike (žr. 4.29 pav.). Ilginant plyšį įtempių intensyvumo koeficiento atstojamoji efektinė vertė tolygiai didėja iki C=10 mm po to lėtai mažėja.



4.29 pav. ΔK_{eff} priklausomybė nuo matmens C

Keičiant D matmenį gauti rezultatai pavaizduoti ΔK_{eff} priklausomybės nuo D matmens grafike (žr. 4.30 pav.). Gauti rezultatai parodo, didinant matmenį D įtempių intensyvumo koeficiento atstojamoji efektinė vertė tolygiai didėja, todėl D matmenį tenka rinktis kiek įmanoma mažesni.



4.30 pav. Įtempių intensyvumo koeficiento atstojamosios efektinės vertės priklausomybė nuo matmens D

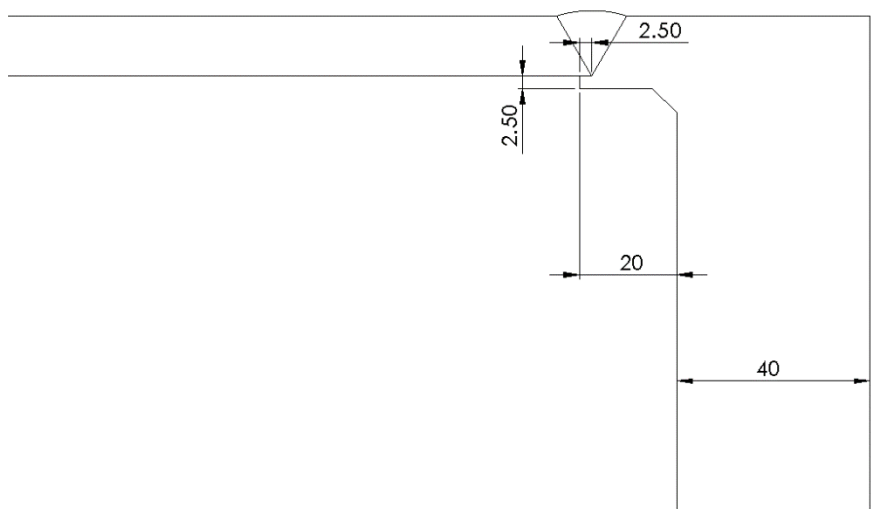
Iš sudarytų grafikų galiu daryti išvadas, kad norint sumažinti įtempių intensyvumo koeficiento atstojamąją efektinę vertę ΔK_{eff} reikia C ir D matmenis rinktis kiek įmanoma mažesnius. Galinio dangtelio storį reikėtų rinktis tokį, kad jo storinimas turėtų didelę įtaką. Taip atsižvelgiant į medžiagos sąnaudas ir efektyvumą matmenį A priimu lygų 40 mm. Toliau optimalią formą gaunu prarinkimo metodu, keičiant B matmenį. B matmenį efektyvu didinti iki 40 mm.

Seni ir nauji parametrų rezultatai pateikti 4.2 lentelėje.

4.2 lentelė. Geriausias parametrų derinys

Matmuo	A	B	C	D
Sena reikšmė (mm)	26.5	5	10	5
Nauja reikšmės (mm)	40	20	2.5	2.5

Atlikus parametrinę analizę gautas konstrukcijos vaizdas pateiktas 4.31 pav.



4.31 pav. Dangtelio forma, po konstrukcijos parametrinės analizės

Senosios, pakeistos ir parametrizuotos detalės parametrai pateikti 4.3 lentelėje. Matome, kad optimalios detalės ΔK_{eff} yra lygi ΔK_{th} . Iš to galime daryti išvadas, kad plyšys nedidės.

4.3 lentelė. Konstrukcijų irimo parametrai

Detalė	Įtempių intensyvumo koeficientas $\Delta K_I (MPa\sqrt{m})$	Įtempių intensyvumo koeficientas $\Delta K_{II} (MPa\sqrt{m})$	Įtempių intensyvumo koeficientas $\Delta K_{eff} (MPa\sqrt{m})$	Ribinis įtempių intensyvumo koeficientas $\Delta K_{th} (MPa\sqrt{m})$
Pradinė konstrukcija	62.0	9.28	64.0	10
Pakeista konstrukcija	30.0	18.5	41.8	
Su parinktais parametrais	5.74	5.50	10.0	

IŠVADOS IR PASIŪLYMAI

Apžvelgta biokuro tiekimo platformos sudėtis ir veikimo principas. Nustatytos ir aprašytos įtempių koncentracijų vietos hidrauliniuose cilindruose. Jose gali pasireikšti ciklinis nuovargis. Apžvelgti irimo mechanikos kriterijai kuriais remiantis galima vertinti konstrukcijoje susidariusį plyšį. Išsiaiškinti baigtinių elementų tinklelio kūrimo reikalavimai apie plyšio viršūnę.

1. Išanalizuotos konstrukcijose naudojamos medžiagos ir apskaičiuotas ribinis įtempių intensyvumo koeficientas $\Delta K_{th} = 10(MPa\sqrt{m})$, pagal cilindro apkrovos būdą ir naudojamą medžiagą. Jei konstrukciją veikia didesnė įtempių intensyvumo efektinė vertė, plyšys gali didėti.
2. Apskaičiuoti įtempiai susidarantys ties išgręžta skylė per cilindro gilzę, kuri yra arčiau galinio dangtelio. Nustatyta, kad ciklų skaičius iki galimo detalės defekto atsiradimo yra didžiausias, kai skylės suapvalinimo spindulys $R = 6.5 \text{ mm}$. Jis padidėja nuo pradinio $9.98 \cdot 10^4$ iki $1.1 \cdot 10^5$ ciklų. Taip pat galima teigti, kad sudaryta 45° nuožula didina Mizesio įtempius.
3. Naudojant atrankos (angliškai „screening“) optimizacijos metodą ir remiantis įtempių intensyvumo koeficientų atstojamąja, kaip jos tikslu, apskaičiuotas siūlės suvirinimo griovelio gylis, kuris turėtų užtikrinti priekinės ausies ir cilindro koto suvirintos konstrukcijos ilgalaikiškumą. Nustatytas siūlės griovelio gylis 29 mm, prie kurio plyšys nedidės.
4. Sukurtas dvimatis ašiai simetrinis modelis tinkamas įtempių intensyvumo koeficientui skaičiuoti. Gautos skaitiniu metodu koeficientų reikšmės $K_I = 31.0 (MPa\sqrt{m})$ ir $K_{II} = 4.64 (MPa\sqrt{m})$. Apskaičiuota įtempių intensyvumo koeficiento atstojamoji efektinė vertė įvertinus atsargos koeficientą $\Delta K_{eff} = 64.0 (MPa\sqrt{m})$. Palyginus su ribine verte, nuo kurios prasideda plyšio didėjimas, matome, kad efektinė vertė ją viršija kelis kartus. Darome išvadas, toks konstrukcijoje susidaręs plyšys didės.
5. Pasiūlyti ir apskaičiuoti trys papildomi konstrukcijos modeliai. Pasirinkus mažiausią efektinį įtempių intensyvumo koeficientą turintį modelį $\Delta K_{eff} = 41.8 (MPa\sqrt{m})$, kadangi ir jis netenkina irimo sąlygų, atlikta dangtelio konstrukcijos parametrinė analizė ir geriausių parametrų parinkimas siekiant, kad maksimali ΔK_{eff} vertė būtų mažesnė ar lygi $\Delta K_{th} = 10.0 (MPa\sqrt{m})$.

LITERATŪROS SĄRAŠAS

1. Aktualijos. [interaktyvus] - [žiūrėta 2015-05-21] prieiga per internetą:
<http://www.ukmergessiluma.lt/>
2. Villu Vares, Ūlo Kask, Peeter Muiste, Tõnu Pihu, Sulev Soosaar. Biokuro Naudotojo žinynas. Talino technologijos universitetas. Redaktorius *Villu Vares*, Leidykla „Žara“ Vilnius, 2007.
3. M. Daunys. Ciklinis konstrukcijų stiprumas ir ilgaamžiškumas: monografija. – Kaunas: Technologija, 2005. – 286 p. – ISBN 9955-09-918-6
4. TOMASZ BEDNAREK. Komputerowe wspomaganie procesu projektowania konstrukcji drgających z uwzględnieniem zmęczenia materiału. PRACA DOKTORSKA Warszawa 2008.
5. M. Carbonell. Update of the crack analysis in fatigue tests for the cylinders. Raport, PROHIPP-01-133-001, 2007.
6. I. Marczevska, T. Bednarek, A. Marczewski, W. Sosnowski, H. Jakubczak, J. Rojek. A Practical fatigue analysis of hydraulic cylinders and some design recommendations. *International Journal of Fatigue* 28 (2006) 1739–1751.
7. Cristea M., Desimone H. ASSESSMENT OF HYDRAULIC CYLINDERS AGAINST FATIGUE. Via La Masa 34, 20156 Milan (Italy).
8. Fracture Mechanics. User's Manual.
9. Omid Omid. An Explanation on Computation of Fracture Mechanics Parameters in ANSYS. Teaching Assistant of Fracture Mechanics Course Fall 2014.
10. KTH Solid Mechanics, Department of Solid Mechanics. INTRODUCTION TO A FINITE ELEMENT ANALYSIS PROGRAM: ANSYS.
11. David Roylance. Fatigue. Department of Materials Science and Engineering Massachusetts Institute of Technology Cambridge, MA 02139 May 1, 2001
12. F. GUTIÉRREZ-SOLANA S. CICERO J.A. ALVAREZ R. LACALLE. A BASIC CONCEPTS. G1RT-CT-2001-05071
13. Alan F. Bower. Applied mechanics of solids. 2008 CRC Press.
14. S. Suresh. Fatigue of materials. Cambridge university press.
15. ANSYS 15.0 programos žinynas
16. Liming Liu. MODELING OF MIXED-MODE FATIGUE CRACK PROPAGATION. Dissertation. May, 2008
17. M.A. Meggiolaro, A.C.O. Miranda, J.T.P. Castro, L.F. Martha. Stress intensity factor equations for branched crack growth. *Engineering Fracture Mechanics* 72 (2005) 2647–2671