



VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS

TRANSPORTO TECHNOLOGINIŲ ĮRENGINIŲ KATEDRA

Valdas Valiulis

**DIDELIŲ GABARITŲ RUTULINIŲ MALŪNŲ CILINDRINIŲ
FLANŠŲ VARŽTŲ ILGAAMŽIŠKUMO TYRIMAS
(RESEARCH ON DURABILITY OF BOLTS IN SHELL-TO-SHELL
FLANGE OF LARGE BALL MILLS)**

Baigiamasis magistro darbas

Transporto technologinių sistemų inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas

62403T104

Transporto inžinerijos studijų kryptis

Vilnius, 2010

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS

TRANSPORTO TECHNOLOGINIŲ ĮRENGINIŲ KATEDRA

TVIRTINU

Katedros vedėjas

(Parašas)

Marijonas Bogdevičius

(Vardas, pavardė)

2010.05.24

(Data)

Valdas Valiulis

**DIDELIŲ GABARITŲ RUTULINIŲ MALŪNŲ CILINDRINIŲ
FLANŠŲ VARŽTŲ ILGAAMŽIŠKUMO TYRIMAS
(RESEARCH ON DURABILITY OF BOLTS IN SHELL-TO-SHELL
FLANGE OF LARGE BALL MILLS)**

Baigiamasis magistro darbas

Transporto technologinių sistemų inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas

62403T104

Transporto inžinerijos studijų kryptis

Vadovas

(Moksl. laipsnis, vardas, pavardė)

Konsultantas

(Moksl. laipsnis, vardas, pavardė)

Konsultantas

(Moksl. laipsnis, vardas, pavardė)

(Parašas)

(Data)

(Parašas)

(Data)

(Parašas)

(Data)

Vilnius, 2010

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS
TRANSPORTO TECHNOLOGINIŲ ĮRENGINIŲ KATEDRA

Technologijos mokslo sritis
Transporto inžinerijos mokslo kryptis
Transporto inžinerijos studijų kryptis
Transporto inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 62403T104
Transporto technologinių sistemų inžinerijos specializacija

TVIRTINU

Katedros vedėjas

prof. Marijonas Bogdevičius

(Vardas, pavardė)

2010.04.26

(Data)

**BAIGIAMOJO MAGISTRO DARBO
UŽDUOTIS**

.....Nr.

Vilnius

Studentui (ei)Valdai Valiuliui.....
(Vardas, pavardė)

Baigiamojo darbo tema: Didelių gabaritų rutulinių malūnų cilindrinio flanšų varžtų ilgaamžiškumo tyrimas.....

patvirtinta 2010 m. **** ** d. dekanų įsakymu Nr. ***

Baigiamojo darbo užbaigimo terminas 2010 m. gegužės 26 d.

BAIGIAMOJO DARBO UŽDUOTIS:

- 1) Atlikti mokslinių darbų analizę.....
- 2) Panaudojant BEM atlikti flanšinės jungties stiprumo tyrimus įvertinant avarinį apkrovimą malūno paleidimo metu.....
- 3) Atlikti matematinio eksperimento tyrimus ir pasiūlyti bandymų metodiką rutulinių malūnų flanšinių sujungimų būklei įvertinti.....

Baigiamojo darbo rengimo konsultantai:

Vadovas

(Parašas)

(Moksl. laipsnis, vardas, pavardė)

prof. habil. dr. Marijonas Bogdevičius

(Moksl. laipsnis, vardas, pavardė)

Užduotį gavau

(Parašas)

Valdas Valiulis

(Vardas, pavardė)

2010.04.26

(Data)

Vilniaus Gedimino technikos universitetas
Transporto inžinerijos fakultetas
Transporto technologinių įrenginių katedra

ISBN ISSN
Egz.sk. 3
Data **2010-06-09**

Transporto technologinių sistemų inžinerijos studijų programos baigiamasis magistro darbas
Pavadinimas: **Didelių gabaritų rutulinių malūnų cilindrinio flanšų varžtų ilgaamžiškumo tyrimas**

Autorius: **Valdas Valiulis**

Vadovas: prof. habil. dr. **Marijonas Bogdevičius**

Kalba

☒ x lietuvių
☐ užsienio

Anotacija

Baigiamojo darbo tikslas – išanalizuoti didelių gabaritų rutulinių malūnų cilindrinio flanšų varžtų trūkinejimo problemos atsiradimo sąlygas ir veikimo mechanizmą. Šiuo tikslu sudarytas matematinis modelis, leidžiantis įvertinti rutulinio malūno cilindrinio flanšo jautrumą eksploatacijos metu galimoms perkrovoms, taip pat įgalinantis prognozuoti malūno su pažeistu flanšu darbą. Modeliavimo rezultatai lyginami su eksploataciniais 5,49 x 7,47 m rutulinio vario rūdos malūno duomenimis, siūlomas matavimo būdas flanšo pažaidoms nustatyti neišardžius malūno. Pateikiamos darbo išvados ir eksploatacinės rekomendacijos.

Darbą sudaro: įvadas ir problemos formulavimas, mokslinės literatūros ir tyrimų tendencijų apžvalga ir analizė, matematinių modeliavimo metodų aprašymas ir kūrimas, eksperimentinė dalis, darbo rezultatų aptarimas, išvados ir rekomendacijos, literatūros sąrašas, priedai.

Darbo apimtis – 54 psl. teksto be priedų, 27 iliustr., 4 lent., 39 bibliografiniai šaltiniai, 2 priedai.

Prasminiai žodžiai: rutulinis malūnas, BEM, varžtiniai sujungimai, nuovarginiai lūžimai, susicementavusio užpildo kritimas, paviršių erozija.

Vilnius Gediminas technical university
faculty of **Transport engineering**
department of **Transport technological equipment**

ISBN ISSN
No. of copies. 3
Date **2010-06-09**

Master's thesis **Transport technological systems engineering** studies program

Pavadinimas: **Research on durability of bolts in shell-to-shell flange of large ball mills**

Author: **Valdas Valiulis** Academical supervisor: prof. habil. dr. **Marijonas Bogdevičius**

Language

☒ lithuanian
☐ english

Annotation

The purpose of this thesis is to investigate the cause and progression of bolt failures in shell-to-shell flanges of large ball mills. A mathematical model capable of evaluating flange sensitivity to overload and enabling to predict working conditions of damaged flange is developed. Model results are compared with field data of 5,49 x 7,47 m copper ore ball mill. A gap measuring technique for evaluation of flange surface damage without mill shell disassembly is proposed. Research conclusions and recommendations for mill maintenance are given.

Thesis consists of: preface and discription of the problem, review of scientific articles and research tendencies, description of mathematical modelling methods, experimental part, discussion of results, conclusions and recomendations, references, appendixes.

Size of the thesis – 54 pages of text without appendixes, 27 figures, 4 tables, 39 references, 2 appendixes.

Keywords: ball mill, FEA, bolted joints, fatigue failures, locked charge drop, surface erosion.

Turinys

Įvadas	10
1. Problemos formulavimas	11
1.1 Įranga ir jai keliami reikalavimai	11
1.2 Varžtų irimo mechanizmas ir jam įtakos turintys veiksniai	12
1.3 Nagrinėjamas malūnas	15
1.4 Mokslinių tyrimų istorija ir tendencijos	16
1.5 Malimo efektyvumo tyrimai	17
1.6 Struktūros stiprumo tyrimai	18
1.7 Savybių kitimas eksploatacijos metu	21
1.8 Darbo tikslas ir metodika	22
2. Matematiniai objekto savybių tyrimo metodai	22
2.1 Molekulinės dinamikos metodas	22
2.2 Baigtinių elementų metodas	28
2.3. Flanšinės jungties stiprumo tyrimas baigtinių elementų metodu	30
2.3.1 Jungties darbo parametrai, esant nominaliai apkrovai	30
2.3.2 Jungties darbo parametrai, esant avariniam apkrovimui	34
3. Eksperimentinė dalis (erozijos paveikta flanšinė jungtis)	38
3.1 Eksploataciniai duomenys	38
3.2 Bandymai rutulinių malūnų flanšinių sujungimų būklei įvertinti	39
3.3 Daugiafaktorinis virtualus eksperimentas	43
3.3.1 Pagrindiniai parametrai	43
3.3.2 Regresijos lygčių išvedimas	44
3.4 Rezultatų palyginimas	47
4. Rekomendacijos	50
Išvados	51
Literatūros sąrašas	52

Priedai	55
---------------	----

Paveikslų ir lentelių sąrašas

1.1 pav. Tipinė nepertraukiamo veikimo uolienų apdirbimo linija	11
1.2 pav. Rutulinių malūnų baterija uolienų apdirbimo gamykloje	12
1.3 pav. Rutulinio malūno būgno pagrindinės dalys	13
1.4 pav. Erozijos pažeistas rutulinio malūno flanšinės jungties paviršius	14
1.5 pav. Rutulinio malūno cilindro sekcijos flanšo paviršiaus frezavimas	14
1.6 pav. Rutulinio 18 x 24,5 pėdų malūno pjūvis (viena pusė)	15
1.7 pav. Diskrečiųjų elementų tarpusavio sąveikos modeliavimas	18
1.8 pav. Diskrečiųjų elementų metodu gautas smūgio energijos pasiskirstymas malūno būgne, esant naujiems (a) ir susidėvėjusiems (b) įdėklams	19
1.9 pav. Pagrindiniai uolienų irimo mechanizmai	20
2.1 pav. Tipinė situacija, kuomet viena dalelė yra gniuždoma keturių į ją smūgiuojančių dalelių	25
2.2 pav. Dalelių išeigos priklausomybė nuo dydžio Veibulo logaritminėje skalėje	27
2.3 pav. Rutulinio malūno flanšinės jungties deformacijos (padidintos 1000 kartų)	28
2.4 pav. Flanšinės jungties submodelio skaičiuojamoji schema	29
2.5 pav. Erozijos pažeisto flanšo modeliavimas (pleišto formos erozija)	30
2.6 pav. Malūno cilindrinio flanšo jėgų grafikas, esant gniuždančiai apkrovai	31
2.7 pav. Malūno cilindrinio flanšo jėgų grafikas, esant tempiančiai apkrovai	31
2.8 pav. Normalinė centrinio cilindrinio flanšo varžtui tenkanti apkrova	32
2.9 pav. Varžtinio sujungimo, veikiamo tempiančios apkrovos, darbo kreivė	33
2.10 pav. Užpildo schema malūno būgne maksimalaus pasipriešinimo (a) ir užpildo kritimo (b) metu	35
2.11 pav. Rutulinio malūno centrinio cilindrinio flanšo jautrumas smūginei apkrovai ...	36
3.1 pav. Tarpo tarp centrinio apskritiminio flanšo matavimo rezultatai	38
3.2 pav. Apskritiminio malūno flanšo varžtų planinio patikrinimo schema	40
3.3 pav. Įvaržos matavimo tenzometrinio varžtu schema	41

3.4 pav. Rutulinio malūno flanšinė jungtis po avarijos	42
3.5 pav. Flanšinės jungties paviršių atsivėrimo matavimas tarpumačiu	43
3.1 lentelė. Erozijos pažeisto flanšo modeliavimo eksperimento faktorių lygiai	45
3.2 lentelė. Erozijos pažeisto flanšo modeliavimo eksperimento faktorių kombinacijos.	45
3.3 lentelė. Erozijos pažeisto flanšo modeliavimo eksperimento rezultatai	46
3.4 lentelė. Erozijos pažeisto flanšo modeliavimo eksperimento rezultatai ir regresijos koeficientai	47
3.6 pav. Varžtui tenkančios apkrovos priklausomybė nuo erozijos gylio	48
3.7 pav. Užregistruota ir sumodeliuota varžtų naudojimo trukmė	49

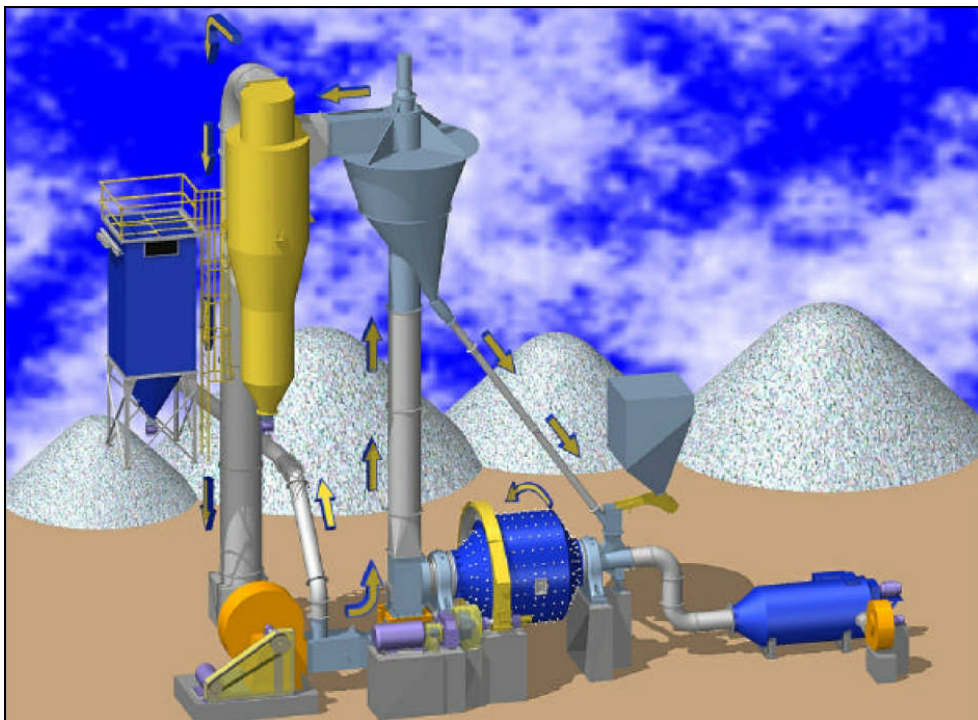
Ivadas

Ilgalaikis bendravimas su „Metso Minerals“ bendrove – globalia sprendimų, įrangos ir aptarnavimo tiekėja uolienų ir mineralų apdirbimo pramonei – suteikė išskirtinę galimybę betarpiškai susipažinti su šiuolaikinės stambiosios pramonės keliamais uždaviniais ir nagrinėjamomis problemomis. „Metso Minerals Industries Inc.“ technikos direktoriaus Vyto Svalbono pasiūlyta šio darbo tema yra aktuali ir neišnagrinėta problema, su kuria susiduriama eksploatuojant didelių gabaritų rutulinių uolienų malūnus. Ankstesnio bendravimo ir gamybinės praktikos, trukusios 2008–2009 metais, metu, dirbant stipruminės analizės specialistu, buvo surinkta daug eksploatacinių duomenų, perprasta „Metso“ bendrovėje naudojama skaičiavimo metodika bei sukurtas originalus, nagrinėjamai problemai pritaikytas modeliavimo metodas. Šia tema buvo skaityti 2 pranešimai vidinių „Metso“ bendrovės konferencijų metu bei parašytas techninis raportas.

1. Problemos formulavimas

1.1 Įranga ir jai keliami reikalavimai

Šiuolaikinė kalnakasybos pramonė, norėdama patenkinti žaliavų (geležies ir kitų metalų rūdų) poreikį, yra priversta orientuotis į stambius, didelio našumo uolienų kasybos ir apdirbimo centrus, veikiančius maksimaliu pajėgumu. Apdirbimo gamyklose montuojamos automatizuotos nepertraukiamo veikimo technologinio proceso linijos. Būtina užtikrinti visų linijos komponentų sklandų darbą, nes prastovos, atsirandančios net ir dėl nežymaus komponentų remonto, būna labai nuostolingos.



1.1 pav. Tipinė nepertraukiamo veikimo uolienų apdirbimo linija

Uolienų apdirbimo liniją sudarantys elementai gali skirtis priklausomai nuo to, kokios uolienos apdirbamos ir to, koks (kokie) elementai yra išskiriami, tačiau faktiškai visos linijos susideda iš: pirminio uolienų smulkinimo įrenginio (trupintuvo) ir vieno arba kelių etapų antrinio smulkinimo įrenginių (malūnų). Iš malūnų išeinanti susmulkinta medžiaga yra rūšiuojama pagal smulkumą dalelių klasifikatoriuose (hidrociklonuose). Sausas susmulkintas uolienas arba uolienų – vandens mišinį (pulpą) varinėja specialūs

pūstuvai arba siurbliai. Uolienos, priklausomai nuo susmulkinimo kokybės, nukreipiamos pakartotinam malimui arba į tolesnį apdirbimą ar saugojimą.

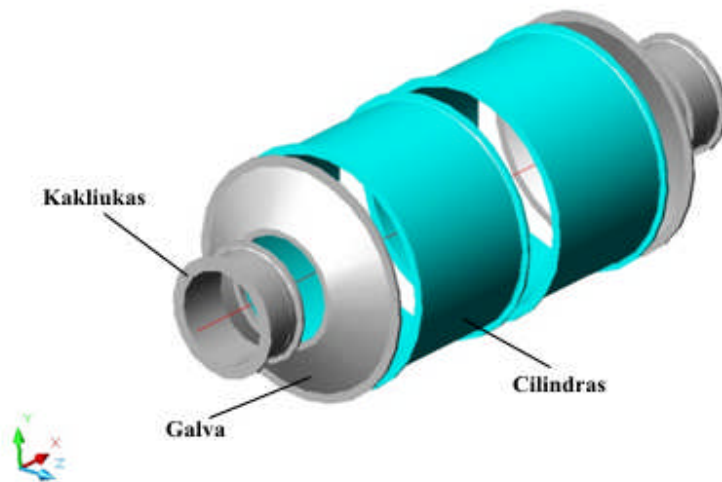
Apdirbant uolienas mineralų smulkinimas yra neatskiriama ir brangiai kainuojanti technologinio proceso dalis. Nuo uolienų susmulkinimo kokybės labai priklauso tolimesnių technologinių operacijų, skirtų išskirti norimą mineralą iš uolienos, taikymas ir kokybė. Smulkinant uolienas didelis vaidmuo tenka antriniams uolienų smulkinimui specialiuose malūnuose. Uolienų malimas laiko ir energijos požiūriu yra labai imli operacija, todėl malimo efektyvumas turi būti maksimalus. Esant dideliame apdirbamų uolienų kiekiui (ypač geležies ir vario kasyklose) efektyvu naudoti didelių gabaritų nepertraukiamai veikiančius malūnus. Dabartinių uolienų malūnų gabaritai siekia iki 40 pėdų (12,2 m) skersmens (pusiau savaiminio malimo SAG malūnai) ir 41 pėdų (12,5 m) ilgio (rutuliniai malūnai), o numatomas darbo resursas viršija 20 metų. Per ilgą eksploatacijos laiką neišvengiamai įvyksta didesnių ar mažesnių incidentų, išryškėja projektavimo, gamybos, surinkimo ar eksploatacinio režimo klaidos.

1.2 Varžtų irimo mechanizmas ir jam įtakos turintys veiksniai

Rutulinių malūnų cilindro ilgis paprastai gerokai viršija skersmenį. Malūno cilindras transportavimo sumetimais surenkamas iš kelių, flanšinėmis jungtimis sujungtų sekcijų.



1.2 pav. Rutulinių malūnų baterija uolienų apdirbimo gamykloje



1.3 pav. Rutulinio malūno būgno pagrindinės dalys

Malūno cilindro flanšinės jungtys (ypač centrinė) eksploatacijos metu patiria dideles apkrovas, kurios neretai viršija projektines. Todėl šių jungčių varžtų trūkimai yra viena iš nedaugelio moderniuose malūnuose pasitaikančių struktūros problemų. Varžtų trūkimo mechanizmas nėra pakankamai išnagrinėtas. Dėl šios priežasties, nepaisant griežtų reikalavimų flanšinių jungčių suveržimui ir priežiūrai, malūno surinkimo ir eksploatacijos metu neretai yra padaroma klaidų, smarkiai sutrumpinančių varžtų ir visos jungties naudojimo laiką.

Yra žinoma, kad malūnų flanšinių jungčių varžtų trūkinėjimo problema būdinga tik keletui iš „Metso“ bendrovės eksploatuojamų malūnų. Vertinant bendrą eksploatacijoje esančių malūnų imtį nagrinėjama problema pasitaiko gan retai (apytikriai vienam iš dešimties rutulinių malūnų su daugiasekciniais cilindrais), tačiau visada turi tokį patį pobūdį, kuris labai smarkiai pablogina malūno eksploatacinius rodiklius ir ženkliai padidina eksploatavimo kaštus. Tipiškas problemos vystymosi scenarijus yra toks: keletą metų be didesnių defektų veikęs malūnas patikrinimo metu aptinkamas su keletu nutrūkusių flanšinės jungties varžtų, kuriems būdingas nuovarginis suirimas su lenkimo apkrovos požymiais. Varžtus pakeitus naujais po kurio laiko vėl aptinkami varžtų lūžiai toje pačioje zonoje. Varžtų darbo laikas tarp keitimų vis trumpėja. Norint pagerinti situaciją įprastiniai varžtai keičiami ilgesnėmis, nuovargiui atsparesnėmis smeigėmis. Išimtiniais atvejais, pirminėje problemos vystymosi stadijoje, varžtų pakeitimas smeigėmis ir kruopšti jų priežiūra pašalina varžtų trūkumus ilgam laikui. Daugeliu atvejų

varžtų pakeitimas neišsprendžia problemos ir priverstinės malūno prastovos vis dažnėja, kol malūnas tampa faktiškai nefunkcionalus ir tenka atlikti jo kapitalinį remontą. Kapitalinio remonto metu, išardžius malūną, varžtų trūkimo zonos flanšinės jungties paviršiuose yra aptinkami erozijos pėdsakai (1.4 pav.).



1.4 pav. Erozijos pažeistas rutulinio malūno flanšinės jungties paviršius

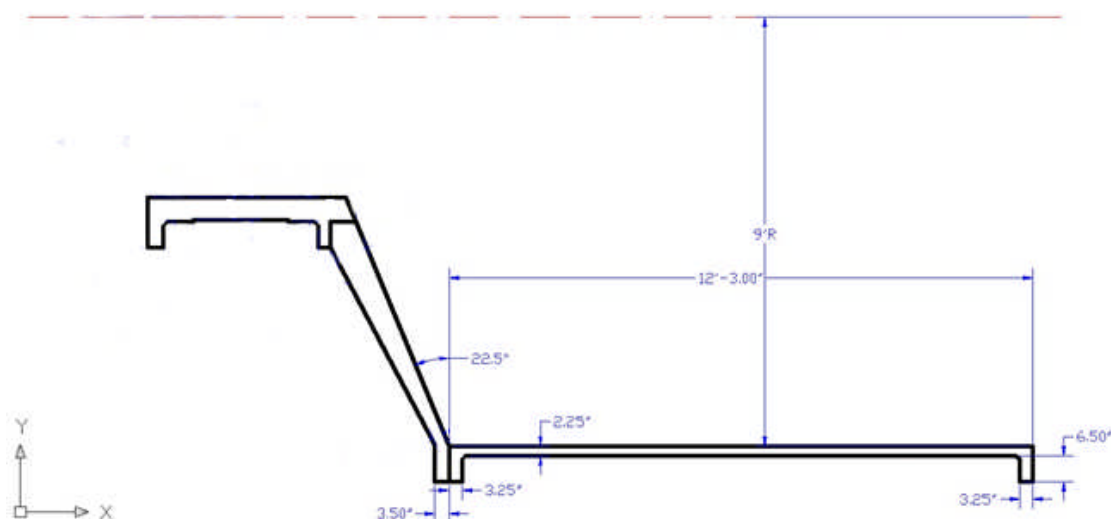
Jeigu erozija nėra labai gili bei flanšinė jungtis neturi kitų defektų (įtrūkių suvirinimo siūlėse ar metale) flanšinį paviršių galima mechaniškai apdirbti vietoje (1.5 pav.). Priešingu atveju tenka keisti visą malūno cilindro sekciją nauja.



1.5 pav. Rutulinio malūno cilindro sekcijos flanšo paviršiaus frezavimas

1.3 Nagrinėjamas malūnas

Darbe, kaip konstrukcinis pavyzdys, nagrinėjamas „Metso Minerals“ 18 x 24,5 pėdų (5,49x7,47 m) rutulinis vario rūdos malūnas. Malūno būgno pjūvis su charakteringais matmenimis pateikiamas 1.6 paveiksle:



1.6 pav. Rutulinio 18 x 24,5 pėdų malūno pjūvis (viena pusė)

Per daugiau kaip 20 šio tipo malūnų eksploatacijos metų „Metso Minerals“ bendrovė fiksavo šio tipo gedimus ir jų aplinkybes, todėl darbe matematinio eksperimento būdu gautus rezultatus galima palyginti su realios eksploatacijos sąlygomis surinktais duomenimis.

Pagrindiniai (projektiniai) malūno parametrai pateikiami 2 priede.

1.4 Mokslinių tyrimų istorija ir tendencijos

Rutulinis uolienu malūnas, kuris buvo išrastas ir užpatentuotas 1876 metais, greitai tapo vienu iš labiausiai tiriamų ir nagrinėjamų kalnakasybos pramonės objektų. Dvidešimto amžiaus pirmoje pusėje buvo suformuluotos užpildo judėjimo malūne (rutulių balistikos), reikalingos variklio galios, uolienu malimo kinetikos ir produkto granuliometrinės sudėties teorijos (Олевский В. А. 1963). Struktūros stiprumui nebuvo skiriama daug dėmesio dėl santykinai nedidelių to meto malūnų matmenų ir didelio konstrukcijos atsargos koeficiento.

Septintajame praėjusio amžiaus dešimtmetyje uolienu malūnų galia smarkiai išaugo (nuo šiek tiek daugiau kaip 1000 kW dešimtmečio pradžioje iki 6000 kW ir daugiau dešimtmečio pabaigoje). Iki tol taikyti malūnų projektavimo principai turėjo būti iš pagrindų peržiūrėti (Technical Seminar on Grinding Mills. 1977). Septintajame ir aštuntajame praėjusio amžiaus dešimtmetyje aktualios uolienu malūnų struktūros stiprumo problemos buvo sprendžiamos naudojant natūrinius sumažintus modelius ir kevalų teorija paremtus analitinius skaičiavimus. Tenzometriniai jutikliai ir vėliau atsiradusi radijotelemetrija įgalino nustatyti realius įtempius veikiančiame malūne, tačiau dėl eksperimento kainos, vidinių įtempių įtakos matavimų tikslumui ir praktiškai nebeįsistatomo matavimo rezultato, ši metodika nebuvo plačiai taikoma. Devintajame dešimtmetyje išpopuliarėjęs baigtinių elementų metodas (BEM) ir sparčiai tobulėjanti kompiuterinė technika greitai pakeitė visus anksčiau naudotus uolienu malūnų struktūros stiprumo skaičiavimo metodus ir išsprendė uolienu malūno svarbiausių komponentų (kakliukų, galvų ir cilindrų) struktūros stiprumo problemas. Anksčiau minėti tenzometriniai veikiančių malūnų bandymai parodė aukštą šio metodo tikslumą ir patikimumą, todėl baigtinių elementų metodas iki šių dienų išlieka uolienu malūnų projektinių skaičiavimų standartu.

Dauguma dabartinėje mokslinėje literatūroje esančių straipsnių apie uolienu malūnus nagrinėja malimo efektyvumo tyrimus, kurie savo ruožtu susideda iš užpildo judėjimo (Buchholtz et al. 2000; Govender et al. 2004; Manai et al. 2002; Oger et al. 2005; Reichardt et al. 2007) bei malamų uolienu ir malančiųjų kūnų irimo (Austin L. G. 1999; Burger et al. 2005; Bushmanova et al. 2004; Kolari K. 2007; Kudryashov et al. 2006; Martynyuk et al. 2004; Tsai B. N. 2004; Yusupov et al. 2007; Zaikin A. D. 2006)

tyrimo ir modeliavimo. Taip pat yra nemažai mokslinių straipsnių, skirtų elektros variklių ir pavarų parametrų (Green et al. 2000; Swardt H. 2004), malūnų projektavimo kriterijams (Crispell C. 1982; Petraitis G. 2007; Svalbonas et al. 1982; Svalbonas V. 1997) ir evoliucijos tendencijoms (Errath et al. 2003; Sams C. M. 1999; Sweeney J. W. 1997; Wipf E. H. 1999) nagrinėti. Eksploatacijos metu pasitaikančioms problemoms yra skiriamas mažesnis dėmesys ir dauguma straipsnių yra apžvalginio pobūdžio (Svalbonas V. 2001; Svalbonas et al. 2003). Tokia situacija susidarė dėl ilgą laiką vyravusio uolienų smulkinimo įrangos gamintojų požiūrio, kuomet įmonė orientuojasi tik į gaminio konstrukcinius parametrus ir efektyvumą, eksploatacinę įrenginių priežiūrą palikdama vartotojui. Pastaruoju metu, ypatingai pasibaigus ekonomikos kilimui, daugelis gamintojų ėmė orientotis į pilno įrangos naudojimo ciklo priežiūrą. Daugelis eksploatacinių problemų, kurios anksčiau buvo laikomos antraeilėmis, dabar, siekiant įgauti konkurencinį pranašumą, tapo prioritetinėmis.

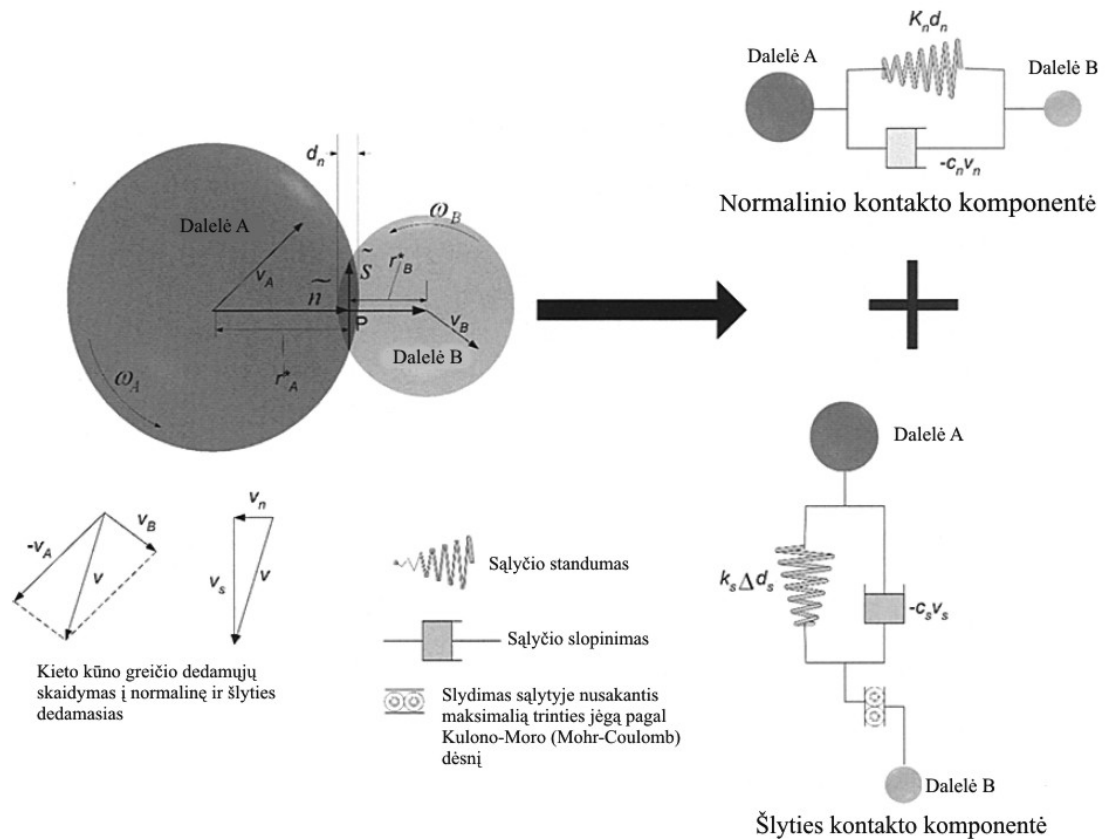
Kalbant apie flanšinius sujungimus dauguma mokslinėje literatūroje esančių darbų gilinasi į projektinio pobūdžio skaičiavimus, skirtus užtikrinti sklandų sujungimo darbą, esant projekte numatytoms apkrovoms (Aaronson S. F. 1982; Bickford J. H. 2007; Guerguerian R. L. 2001; Dreher R. R. 1999). Smarkiai išaugus skaičiuojamosios technikos pajėgumams anksčiau naudotus analitinius ir empirinius skaičiavimo metodus išstumia skaitiniai metodai, iš kurių plačiausiai paplitęs baigtinių elementų metodas (BEM). BEM panaudojimas suteikia galimybę tiksliau įvertinti varžto pradinę įvaržą (Al-Huniti N. S. 2005), sujungiamų paviršių ir jungiančios detalės (varžto) standumus ir kontaktą (Kim et al. 2007).

1.5 Malimo efektyvumo tyrimai

Malimo efektyvumas vertinamas nagrinėjant procesus, vykstančius rutuliniame uolienų malūne. Tam pasitelkiami dinaminiai malūno užpildo judėjimo ir sąveikos modeliai. Šiuo metu populiariausias ir plačiausiai taikomas yra diskrečiųjų elementų metodas (DEM).

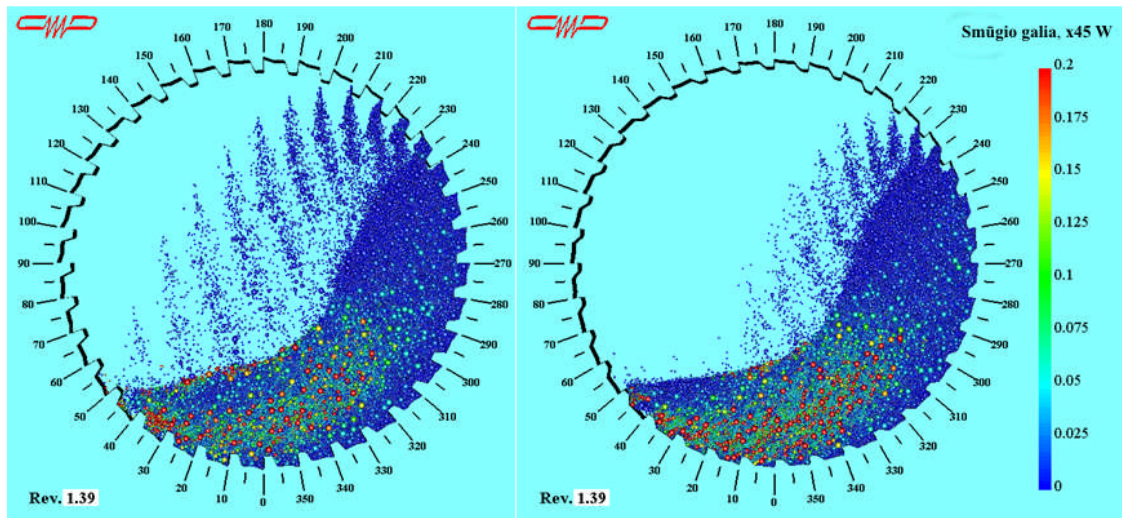
DEM yra skaitmeninio modeliavimo metodas, skirtas didelio kiekio dalelių judėjimo ir tarpusavio sąveikos tyrimui. Aprašantis kiekvieną dalelę kaip atskirą elementą su žinomomis fizikinėmis savybėmis diskrečiųjų elementų metodas (DEM) yra

giminingas baigtinių elementų metodui (BEM). Diskrečiųjų elementų sąveikos pavyzdys pateiktas 1.7 paveiksle:



1.7 pav. Diskrečiųjų elementų tarpusavio sąveikos modeliavimas

Malūno užpildo sąveikos modeliavimas, naudojant diskrečiuosius elementus, yra kompiuterinių resursų atžvilgiu labai imlus procesas, todėl, naudojant didelį kiekį diskrečiųjų elementų, dažniausiai taikomas lygiagreto skaičiavimo algoritmas. Pasitelkus šiuolaikines kompiuterines sistemas galima pakankamu tikslumu sumodeliuoti užpildo sąveiką malūno būgne ir gauti norimus parametrus, pavyzdžiui dalelių smūgio energiją, kaip parodyta 1.8 paveiksle:



a)

b)

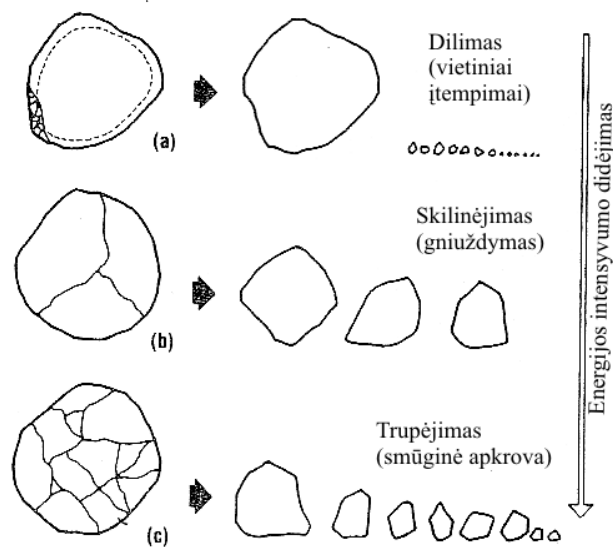
1.8 pav. Diskrečių elementų metodu gautas smūgio energijos pasiskirstymas malūno būgne, esant naujiems (a) ir susidėvėjusiems (b) įdėklams

Nors DEM yra pažangus ir plačiai šiuolaikiniame moksle naudojamas metodas jis nėra visiškai tikslus kuomet modeliuojama užpildo sąveika didelės energijos malūnuose, kuriuose dalelių kontakte vyrauja ženklios plastinės deformacijos. Energijos grąžos koeficientas ε_n – santykis tarp realiatyvių greičių normaline kryptimi prieš ir po dalelių susidūrimo – parodo ar kontaktas yra tamprus ($\varepsilon_n = 1$) ar plastiškas ($\varepsilon_n = 0$). Realioje sąveikoje šis koeficientas nėra pastovus (Reichardt et al; 2007). Šiame straipsnyje didelės energijos rutulinio mentinio malūno užpildo sąveikos analizė buvo atlikta naudojant diskrečių įvykių modeliavimą (angl. *Discrete event simulation*).

Kaip teigiama (Manai et al. 2002) šaltinyje nelinejinė malūno rutulių trajektorijų analizė parodė komplikotą rutulių dinamikos malūne prigimtį. Kuomet energijos grąžos koeficientas yra keičiamas intervale tarp 0 ir 1, atitinkamai keičiasi sistemos dinamika, pereidama į chaotinį būvį.

Malamų uolienų irimas vyksta analogiškai kitų trapių medžiagų irimui. Medžiagų atsparumo požūriui suirimo priežastis – apkrovimo įtakoje susidarantys įtempiai, viršijantys medžiagos stiprumo ribą. Reali medžiaga nėra vienalytė, o su defektais, kurie, veikiant apkrovoms, ir lemia medžiagos suirimą. Kaip teigiama (Tsai B. N. 2004) bendru atveju kieto kūno suirimas yra įvairių procesų, vykstančių įvairiuose hierarchiniuose

lygiuose nuo tarpatominių ryšių susilpnėjimo iki makroplyšių formavimosi, pasekmė. Greitkelių tyrimo programos raporte (Prowell et al. 2005) pateikiami trys pagrindiniai uolienų irimo mechanizmai (1.9 pav.)



1.9 pav. Pagrindiniai uolienų irimo mechanizmai

Uolienų ir kitų trapių medžiagų irimas nagrinėjamas daugelyje literatūros šaltinių (Kolari K. 2007; Martynyuk et al. 2004; Tsai B. N. 2004; Zaikin A. D. 2006), kuruose nagrinėjamas plyšių atsiradimas ir plitimas įvairaus apkrovimo sąlygomis. Nors atskiri irimo atvejai tiksliai aprašo realybėje pasitaikanti irimą, modeliuojant uolienų malūne vykstančius procesus jie nėra tinkami dėl malūno užpildo tarpusavio sąveikos stochastiškumo.

1.6 Struktūros stiprumo tyrimai

Projektavimo ir kokybės kontrolės metu vertinamas malūno komponentų stiprumas pagal daugiacyklio nuovargio kriterijus. Eksploatuojant įrangą virš numatyto resurso (25–50 metų) pereinama į hipercyklio nuovargio sritį (Petraitis G. 2007). Vertinant malūno struktūros stiprumą projektavimo stadijoje labai svarbų vaidmenį vaidina BEM analizė. BEM pagalba objektyviai ir vienareikšmiškai nustatomos labiausiai apkrautos (pavojingiausios) malūno struktūros vietos. Leistinių įtempių verčių (stiprumo kriterijų) nustatymas yra žymiai kontraversiškesnis. Standartuose (pvz Britų BS7608) pateikiamos

leistinųjų įtempių vertės ne visada tiksliai atspindi nagrinėjamą objektą, be to gali būti netinkamai interpretuotos (Svalbonas V. 1997). Todėl specifinės didelių matmenų įrangos gamintojai dažnai atlieka atskirus bandymus gaminamos produkcijos stiprumui patikrinti (Crispell C. 1982; Svalbonas et al. 1982).

Pagal tinkamus stiprumo kriterijus gerai suprojektuotas malūnas negarantuoja reikiamo pagamintos konstrukcijos stiprumo nesant kokybės kontrolei, paremtai visiškai ir nuodugnia gaminio patikra. Stambios uolienu malūnų dalys, ypač gaminamos liejimo būdu iš ketaus (kakliukai ir galvos), dažnai turi neišvengiamų gamybinių defektų, kurių įtaką reikia įvertinti kiekvienam gaminiui atskirai.

1.7 Savybių kitimas eksploatacijos metu

Netgi turint visapusiškai kokybišką naują gaminį (malūną) ne visuomet pavyksta išlaikyti norimas savybes eksploatacijos metu. Dalis neišvengiamo dėvėjimosi, kaip malūno įdėklų dilimas, bloginantis malimo efektyvumą, yra numatyta malūno gamintojo ir paprastai būna ištaisoma planinio aptaravimo metu.

Flanšinės jungtys malūno eksploatacijos metu reikalauja itin didelės priežiūros. Eksploatacijos metu atsipalaidavus flanšinės jungtis veržiantiems varžtams į atsiradusį tarpą gali patekti malūno užpildas. Laiku neišvalius sujungimo prasideda flanšinio sujungimo paviršių erozija, kuri pakeičia varžtų apkrovimo sąlygas ir labai sutrumpina varžtų naudojimo laiką.

Flanšinius sujungimus veržiantys varžtai gali atsipalaiduoti savaime dėl malūno vibracijų arba būti staigiai plastiškai deformuoti avarinės apkrovos atveju. Savaiminis atsilaisvinimas yra ilgas procesas, dažniausiai aptinkamas ir pašalinamas planinio patikrinimo metu, dažniausiai nesukeliantis rimtų problemų. Staigus avarinis atsilaisvinimas yra daug pavojingesnis, nes žala padaroma iškart. Labai svarbu kuo greičiau nustatyti incidento įvykimo faktą ir kiek įmanoma tiksliau nustatyti žalos dydį. Deja ne visuomet pavyksta tai padaryti ir neretai tenka eksploatuoti malūną su pažeista ir erozijos veikiama flanšine jungtimi. Tokiu atveju svarbu turėti greitą esamos flanšinio sujungimo būklės patikros metodiką, kuri leistų prognozuoti likutinį resursą ir planuoti kapitalinį remontą.

1.8 Darbo tikslas ir metodika

Išanalizavus mokslinę literatūrą galima daryti išvadą, kad šiame darbe nagrinėjama problema nėra išnagrinėta. Darbo tikslas – išnagrinėti cilindrinį flanšų varžtų trūkinėjimo problemos atsiradimo sąlygas ir veikimo mechanizmą. Taip pat sudaryti matematinį modelį, kuris leistų prognozuoti malūnų darbą su minėta problema, taipogi numatyti jos pasireišimo tikimybę projektavimo stadijoje ir pasiūlyti būdus šiai problemai spręsti projektavimo ir/arba eksploatacijos metu.

Darbe kaip matematinio modeliavimo priemonė buvo naudojamas baigtinių elementų metodas (BEM). Malūno būgno apkrovoms nustatyti naudojama „Metso Minerals“ bendrovės skaičiavimo metodika naudojant BEM programinį paketą „Ansys“. Pereinant prie varžtų įtempių būvio naudojamas submodelis (angl. *Cut boundary displacement model*). Tai inžineriniuose skaičiavimuose plačiai naudojama metodika, kuomet iš pirminio grubaus modelio apkrovimo uždavinio gauti įtempiai ir deformacijos perkeliama į tam tikrą detalizuotą to modelio detalę.

Abrazyvinių dalelių poveikis pasireiškia kaip flanšinės jungties paviršių erozija (pats erozijos mechanizmas nenagrinėjamas), dėl kurios pasikeičia varžtų apkrova. Modeliuojant erozijos pažeistą flanšinę jungtį naudojamas originalus metodas, kuomet erozijos zonoje esančių elementų medžiagos savybės pakeičiamos iš konstrukcinės medžiagos (plieno) į savybes, atitinkančias malūno užpildo medžiagą.

Analizuojant „Metso“ bendrovės surinktus nagrinėjamo malūno eksploatacijos duomenis modeliuojamas laipsniškas eksploatacinių savybių blogėjimas (flanšinės jungties varžtų naudojimo laiko trumpėjimas), taip pat ieškoma paprastos ir malūno periodinėje patikroje lengvai pritaikomos metodikos, leidžiančios įvertinti pažeisto malūno būklę.

2. Matematiniai malūno savybių tyrimo metodai

2.1 Molekulinės dinamikos metodas

Siekiant išanalizuoti malūno užpildo sąveiką ir užtikrinti maksimalų malimo efektyvumą reikalingi specializuoti modeliavimo metodai. Vienas iš pavyzdžių yra aprašomas molekulinės dinamikos metodas (Buchholtz et al. 2000). Nagrinėjant malūno

užpildo dalelių sąveiką ir irimą molekulinės dinamikos metodu sudaromas matematinis modelis:

Pora 2 dimencijų sferinių dalelių i ir j sąveikauja tarpusavyje jėga:

$$F_{ij} = F_{ij}^N n + F_{ij}^T t; \quad (2.1)$$

Jeigu atstumas mažesnis negu jų spindulių suma $R_i + R_j - |r_i - r_j| = \xi_{ij} > 0$, tai vienetiniai vektoriai normaline ir tangentine kryptimi aprašomi taip:

$$\begin{aligned} n &= r_{ij} / |r_{ij}|, \\ t &= \begin{pmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{pmatrix} \cdot r_{ij} / |r_{ij}|; \end{aligned} \quad (2.2)$$

čia $r_{ij} \equiv r_i - r_j$. Jėgos normaline ir tangentine kryptimi atitinkamai lygios:

$$\begin{aligned} F_{ij}^N &= Y \xi_{ij} - m_{ij}^{eff} \gamma_N \dot{r}_{ij} \cdot n, \\ F_{ij}^T &= \text{sign}(v_{ij}^{rel}) \min(m_{ij}^{eff} \gamma_T |v_{ij}^{rel}|, \mu |F_{ij}^N|); \end{aligned} \quad (2.3)$$

kai:

$$\begin{aligned} v_{ij}^{rel} &= \dot{r}_{ij} \cdot t + R_i \Omega_i + R_j \Omega_j, \\ m_{ij}^{eff} &= \frac{m_i m_j}{m_i + m_j}; \end{aligned} \quad (2.4)$$

čia $R_i, m_i, r_i, \dot{r}_i, \Omega_i$ – atitinkamai i -tosios dalelės spindulys, masė, padėtis, linijinis ir kampinis greičiai. $Y = 8 \cdot 10^6 \text{ gs}^{-2}$ – tamprumo konstanta, o $\gamma_N = 800 \text{ s}^{-1}$ ir $\gamma_T = 3000 \text{ s}^{-1}$ – slopinimo parametrai normaline ir tangentine kryptimi, $\mu = 0,5$ – Kulono trinties konstanta. Empirinės parametrų reikšmės nustatytos kaip gerai atspindinčios tikrovę modeliuojant granuliuotos medžiagos sąveiką.

Normalinė jėga susideda iš dalelės atstumiančios tamprumo dalies ir slopinimo dalies, nukreiptos priešinga judėjimui kryptimi. Dviejų išmatavimų sferų (diskų) kontaktui Herco kontakto dėsnis $F_{ij}^N \sim \xi_{ij}^{3/2}$ pervedamas į:

$$\xi_{ij} \sim F_{ij}^N \left(\frac{2}{3} + \ln \frac{4(R_i + R_j)E_r}{F_{ij}^N} \right); \quad (2.5)$$

čia E_r – dalelės medžiagos tamprumo modulis.

Modeliuojant dalelių sąveiką normalinė jėga turi būti išreikšta iš (2.5) formulės kiekvienam laiko momentui naudojant skaitinius metodus.

Tangentinės jėgos išraiška (2.3) formulėje įvertina Kulono trinties dėsnį: jeigu dalelių kontakte tangentinė jėga μ kartų viršija normalinę jėgą, dalelės praslysta viena kitos atžvilgiu.

Stebint medžiagų stipruminių savybių tyrimo eksperimentus matyti, kad vienodų matmenų ir medžiagos bandiniai suyra prie nevienodų jėgos verčių. Tai reiškia, kad fiksuota jėga gniuždant dalelių imtį, bus suardyta tik jos dalis. Esant didelei imčiai ta dalis gali būti nustatyta suirimo tikimybe. Tai paaiškinama tuo, kad skirtingos dalelės turi skirtingus struktūrinius defektus, kurie yra irimo židiniai. Dalelės suirimo tikimybė yra glaudžiai susijusi su paviršinių defektų, lemiančių plyšių atsiradimą, tikimybe. R spindulio dalelės, veikiamos jėgos, turinčios specifinę tamprumo energiją $\Gamma_m = \Gamma/m$, suirimo tikimybė P išreiškiama:

$$P(R, \Gamma_m) \sim 1 - \exp(-cR^2\Gamma_m^z); \quad (2.6)$$

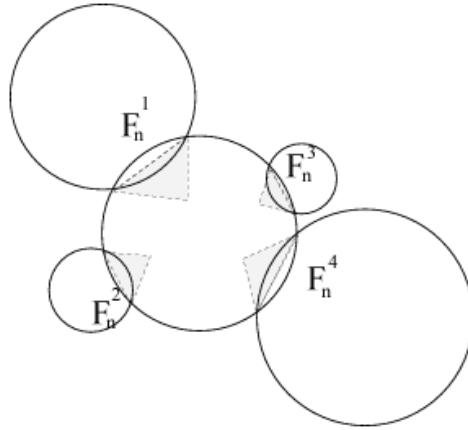
čia c ir z – konstantos, priklausančios nuo dalelių medžiagos. Tikimybė nustatoma remiantis Veibulo dėsniu. Šio dėsnio tinkamumas buvo nustatytas lyginant eksperimentinius duomenis. z ir c konstantos gali būti išskaičiuotos iš matavimų, braižant $\ln \ln(1 - P)^{-1} - \ln \Gamma_m$ priklausomybę. Tipinės z reikšmės dažniausiai yra 1,5...2,5 intervale.

Sferinei dalelei, turinčiai tiesinę tamprumo charakteristiką, naudojant Herco teoriją, galima apskaičiuoti priklausomybę tarp sferoje sukauptos tamprumo energijos ir atstumiančios kontakto jėgos F :

$$\Gamma = \frac{2}{5}\xi F = \frac{2}{5}\left(\frac{D^2 F^5}{R}\right)^{\frac{1}{3}}; \quad (2.7)$$

čia ξ – dalelės deformacija, D – medžiagos konstanta, priklausanti nuo Puasono koeficiento ir tamprumo modulio.

Išvardinti dėsniai modeliuojant rutulinio malūno užpildo dalelių sąveiką, pritaikomi atitinkamai: pavyzdžiui 2.1 paveiksle pavaizduota centrinė dalelė yra gniuždoma keturių į ją smūgiuojančių dalelių.



2.1 pav. Tipinė situacija, kuomet viena dalelė yra gniuždoma keturių į ją smūgiuojančių dalelių

Didžiausi gniuždymo įtempiai yra dalelių sąlyčio taške. Centrinės dalelės suirimo tikimybė yra susijusi su pakankamo dydžio defekto tikimybe netoli kurio nors kontakto zonos. Todėl skirtingų smūgiuojančių dalelių poveikiai gali būti traktuojami kaip nepriklausomi įtempių šaltiniai. Tai reiškia, kad dalelės irimo tikimybė yra nustatoma pagal kiekvienos smūgiuojančios dalelės tamprumo energiją ir yra funkcija, priklausanti nuo tiriamos dalelės dydžio ir maksimalios normalinės jėgos F_N :

$$P(R, F^N) \sim 1 - \exp\left(-\bar{c}R^{\left(2-\frac{10}{3}\right)}(F^N)^{\frac{5z}{3}}\right); \quad (2.8)$$

Kuomet dalelės defektas aktyvuojamas, jis suformuoja plyšį, kuris greitai išplinta dalelės ribose. Suirusios dalelės fragmentų dydis ir kiekis priklauso nuo plyšio šakotumo. Šakotumas apsprendžiamas pusiausvyra tarp energijos atpalaidavimo koeficiento G ir taip vadinamos plyšėjimo varžos B . Dėl nepaprastai trumpo irimo proceso išorinių energetinių veiksnių šiam balansui galima nepaisyti. Energijos atpalaidavimo koeficientas priklauso nuo plyšėjimo greičio ir plyšio ilgio, tuo tarpu, kai plyšėjimo varža priklauso nuo plyšėjimo greičio ir plyšio šakų skaičiaus. Pagal didžiausią plyšėjimo greitį, kuris yra lygus garso greičiui nagrinėjamoje medžiagoje, balanso β tarp G ir B sąlygoje susidaro nauji plyšiai. Iš šių pasvarstymų galima teigti, kad suirusios dalelės

fragmentų dydžių pasiskirstymas Q yra funkcija sandaugos $R_f \Gamma_m$, čia R_f nurodo fragmento dydį pvz. $Q = Q(R_f \Gamma_m)$.

Eksperimentiniai dalijimosi dėsnio $Q \sim R_f^\beta$ duomenys sutampa su empiriniu Šumano dėsniu

$$Q \sim \left(\frac{R_f}{k} \right)^\beta; \quad (2.9)$$

kuris savo ruožtu yra Rosinio-Ramlerio (Rosin-Rammmler) dėsnio aproksimacija:

$$Q \sim 1 - \exp \left[- Q \sim \left(\frac{R_f}{k} \right)^\beta \right]; \quad (2.10)$$

čia k – pradinės dalelės matmuo, β – eksponentės rodiklis, naudojant Puasono pasiskirstymą $\beta = 1$

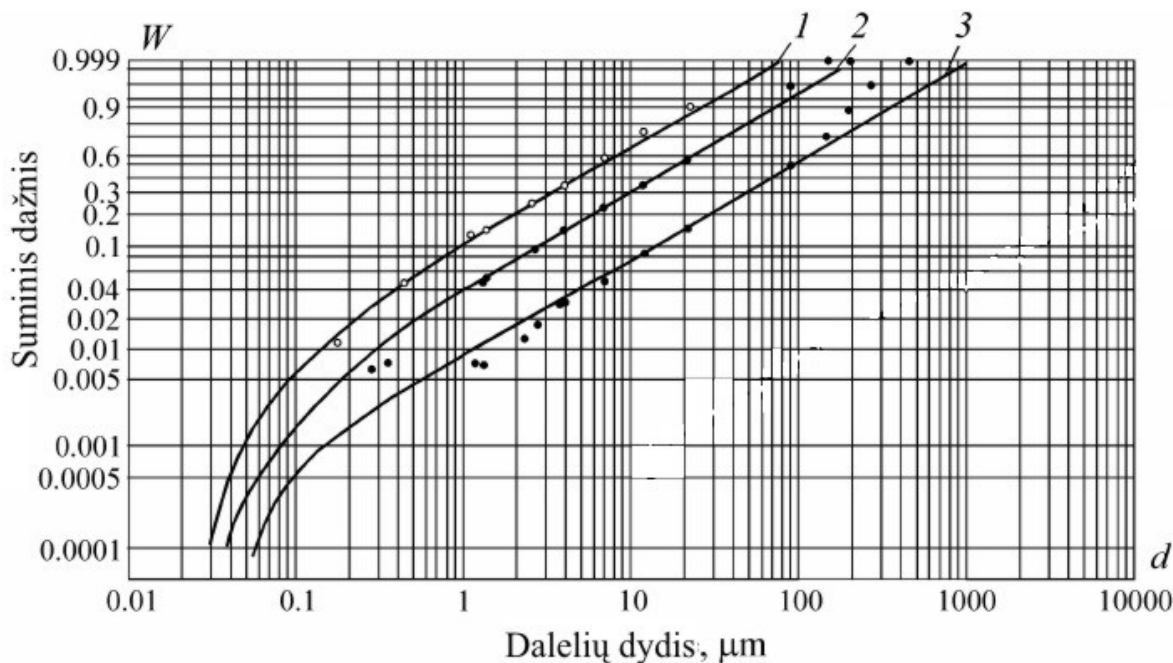
Malamų uolienu dydžių pasiskirstymas gali būti naudojamas darbe nagrinėjamos problemos modeliavimo galutinėje stadijoje, kuomet reikia nustatyti tam tikro smulkumo dalelių kiekį ir jų patekimo į flanšinę sujungimą dėsningumą.

Naudojant anksčiau minėtą Rosinio-Ramlerio dėsnį ir tikimybinį Veibulo skirstinį skirtingų matmenų dalelių pasiskirstymas lygus:

$$W = 1 - \exp(-\lambda d^m); \quad (2.11)$$

čia W – d dydžio dalelių dalis uolienu malimo produktuose, λ – smulkumo skaičius, priklausantis nuo irimo tipo, m – parametras, apibūdinantis medžiagos malamumą.

Parametras m , kaip medžiagos charakteristika, apimanti trapumą ir stiprumą, yra skirtingas nehomogeniškuose uolienu fragmentuose. Šis parametras nusako funkcijos (2.10) nuolydį koordinačių sistemoje $\ln \ln(1-W)^{-1} - \ln d$. 2.2 paveiksle pateiktas (Kudryashov et al. 2006) darbe eksperimento būdu gautas grūdelių dydžių pasiskirstymas Veibulo logaritminėje skalėje:



2.2 pav. Dalelių išeigos priklausomybė nuo dydžio Veibulo logaritminėje skalėje: 1, 2, 3 – atitinkamai po 256, 64 ir 16 min malimo

Kaip matyti iš eksperimento duomenų, Veibulo dėsnio galiojimas yra ribotas. Kuomet dalelių skersmuo sumažėja iki 1–2 μm ir mažesnių matmenų, nuolydis m pradeda didėti. Nepaisant ilgesnio malimo laiko linijų nuolydis išlieka vienodas (linijos lygiagrečios), kuomet skersmuo daugiau nei 1–2 μm . Tai parodo, kad medžiagos malamumo rodiklis (parametras m) šiame dydžių intervale nepriklauso nuo malimo darbo ir yra nulemtas medžiagos struktūrinių savybių, susijusių su stiprumo charakteristikomis.

Uolienų malamumo kitimą, priklausomai nuo dalelių matmenų, (Kudryashov et al. 2006) siūlo įvertinti remiantis parametru m yra proporcingumu dalelės stiprumo ribos įtempiams σ . Stiprumo ribos įtempiai su dalelės matmenimis surišti tokia priklausomybe:

$$\sigma = \frac{a}{d} + b; \quad (2.12)$$

čia a ir b – skaitiniai koeficientai. Tada Veibulo dėsnis gali būti perrašytas taip:

$$W = 1 - \exp\left(-\lambda d^{\left(\frac{a+b}{d}\right)^k}\right); \quad (2.13)$$

Skaitiniai koeficientai a ir b gaunami iš lygčių sistemos:

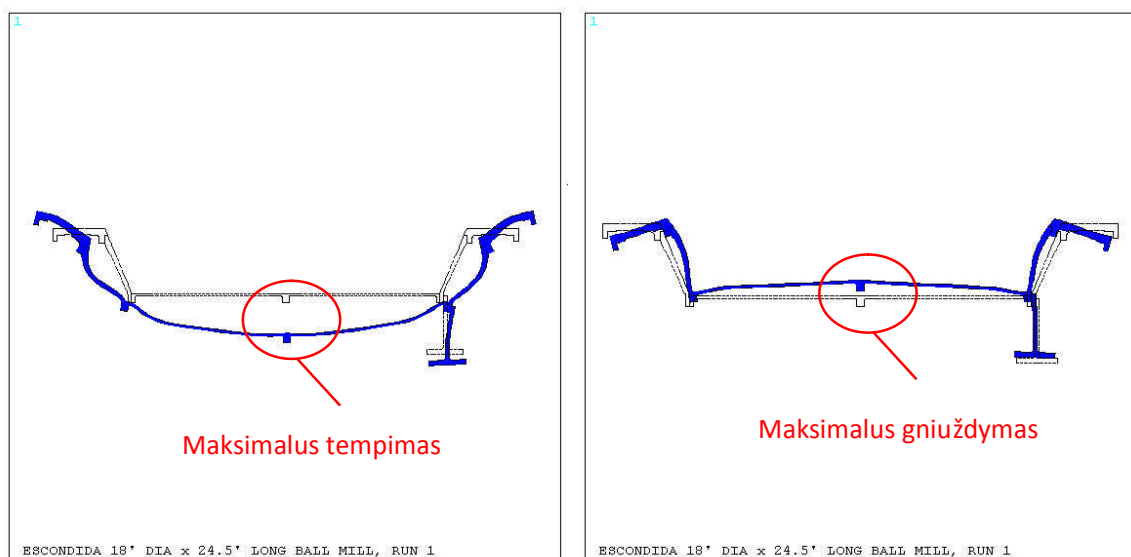
$$\begin{cases} \sigma_0 = \frac{a}{d_0} + b \\ \sigma = \frac{a}{d} + b \end{cases} \quad (2.14)$$

čia σ_0 – teorinė medžiagos monokristalo stiprumo riba; d_0 – elementaraus kristalo dydis.

2.2 Baigtinių elementų metodas

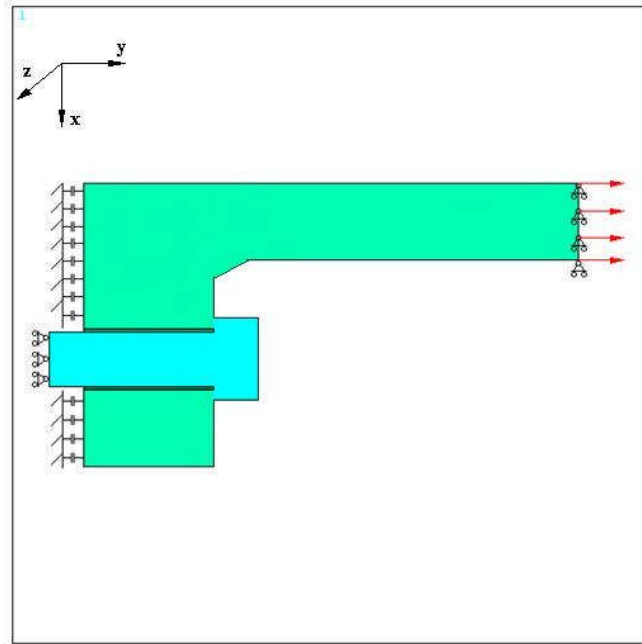
Vertinant uolienų malūno dalių apkrovas patogiausias ir tiksliausias šiuo metu esantis būdas yra baigtinių elementų metodas. taikant BEM sudėtinga malūno geometrija yra padalijama (diskretizuojama) į mažus elementarius elementus, kuriuose žinomas nagrinėjamos funkcijos kitimo dėsnis. Tokia diskretizuota struktūra yra apkraunama projekte numatytais (nominaliomis) apkrovomis, iš kurių gaunami įtempiai bei deformacijos (arba tarpelementinės sąveikos apkrovos) elementų sandūros taškuose (mazguose).

Nagrinėjant rutulinio malūno flanšinę jungtį jos projektines darbo sąlygas, esant nominaliai apkrovai, galima nustatyti iš malūno struktūros modelio panaudojant submodelį tiksliai diskretizuoti flanšo zoni (Barauskas et al. 2004). Kaip matyti iš 2.3 paveikslo, kiekviena malūno flanšo zona per vieną malūno apsisukimą patiria didžiausią tempimą (180°) ir didžiausią gniuždymą ($\sim 65^\circ$).



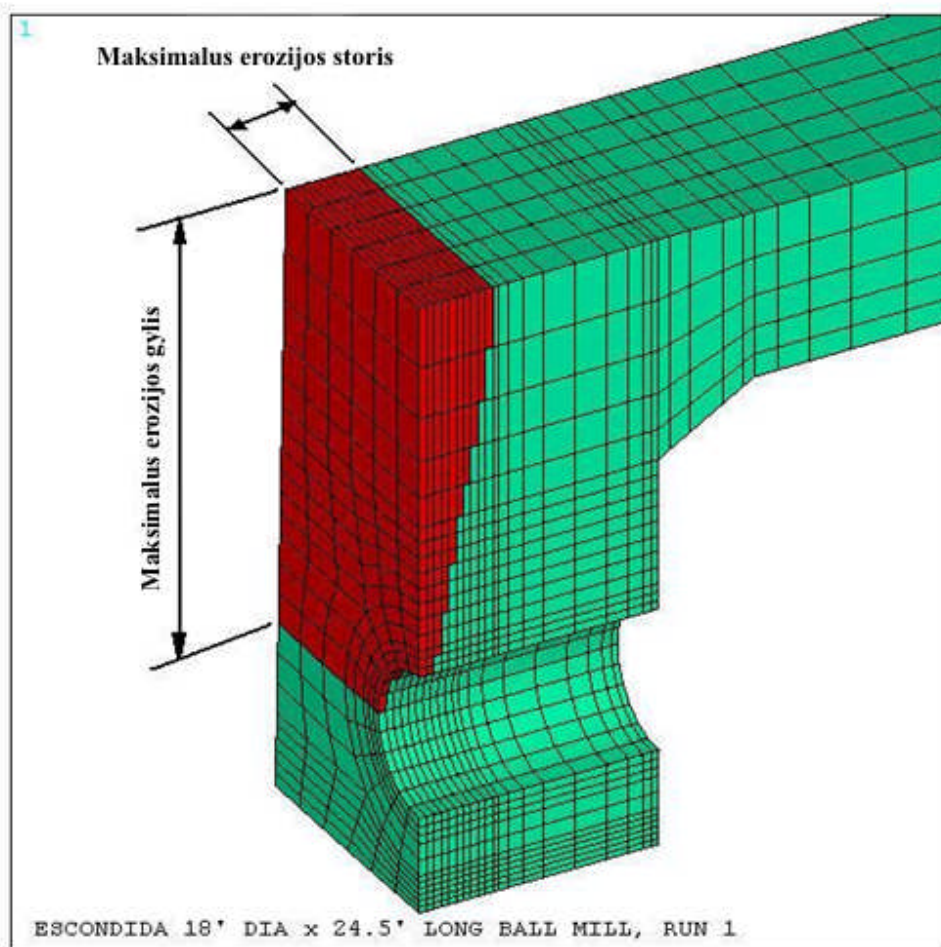
2.3 pav. Rutulinio malūno flanšinės jungties deformacijos (padidintos 1000 kartų)

Detali flanšinė jungtis modeliuojama pagal mokslinėje literatūroje (Kim et al. 2007) aptinkamą praktiką. Iš malūno struktūros modelio ties pjūvio plokštuma perkeliamos apkrovos (2.4 pav.).



2.4 pav. Flanšinės jungties submodelio skaičiuojamoji schema

2.4 paveiksle pavaizduotas modelis įvertina jungtį suspaudžiančio varžto pradinę įvaržą bei flanšinės jungties paviršių kontaktą. Flanšinės jungties paviršiaus erozija gali būti įvertinta mažesnio tamprumo modulio (atitinkančio į erozijos vietą patekusio malūno užpildo standumą) elementais spėjamoje pažeidimo vietoje. Tokio modelio pavyzdys pateiktas 2.5 paveiksle:

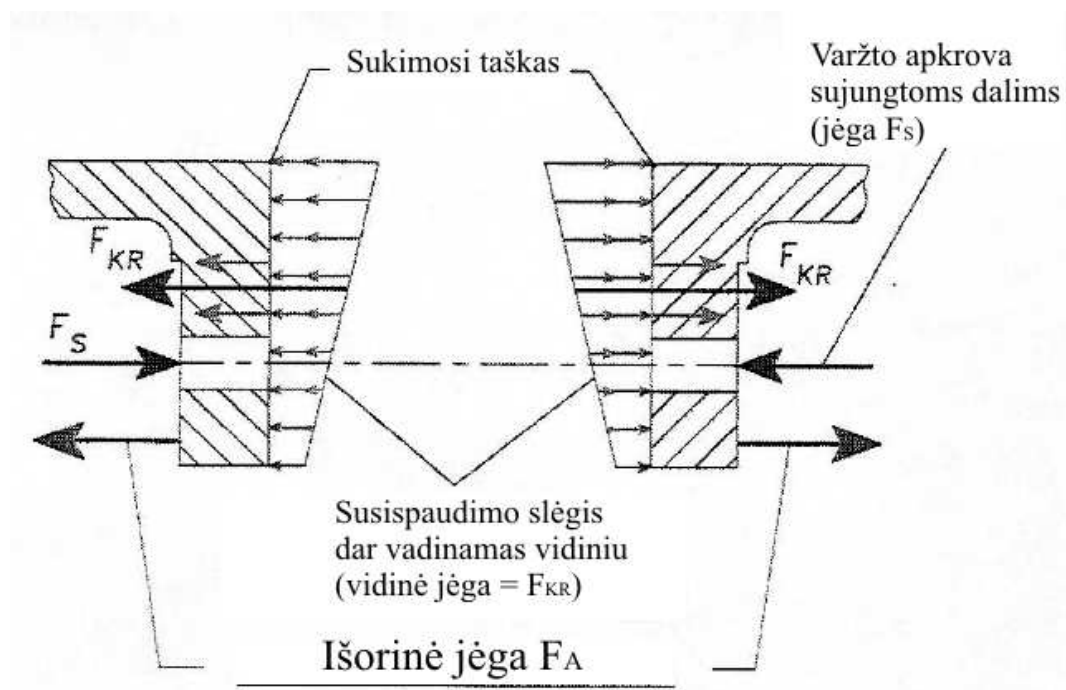


2.5 pav. Erozijos pažeisto flanšo modeliavimas (pleišto formos erozija)

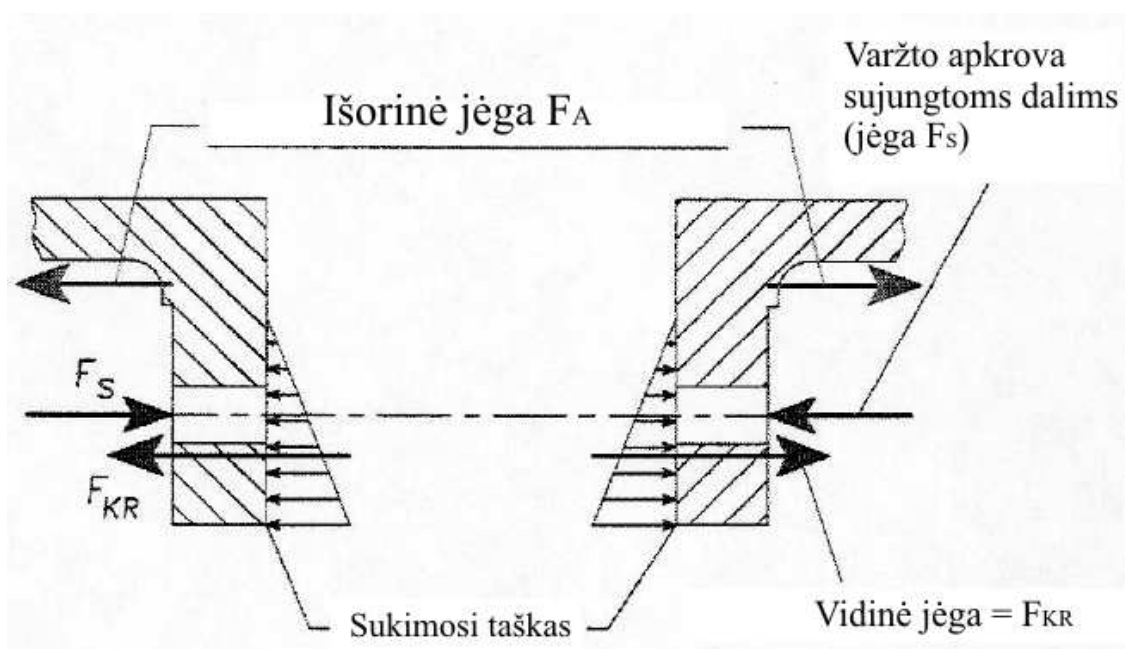
2.3 Flanšinės jungties stiprumo tyrimas baigtinių elementų metodu

2.3.1 Jungties darbo parametrai, esant nominaliai apkrovai

Tiriamo malūno centriniam flanšui apsisukus vieną kartą jungtis yra veikiamas kintančios apkrovos. Toliau pateikiami iš (Dreher R. R. 1999) paimti jėgų, veikiančių malūno cilindro flanšinę jungtį, grafikai, esant gniuždančiai (2.6 pav.) ir tempiančiai (2.7 pav) apkrovai.

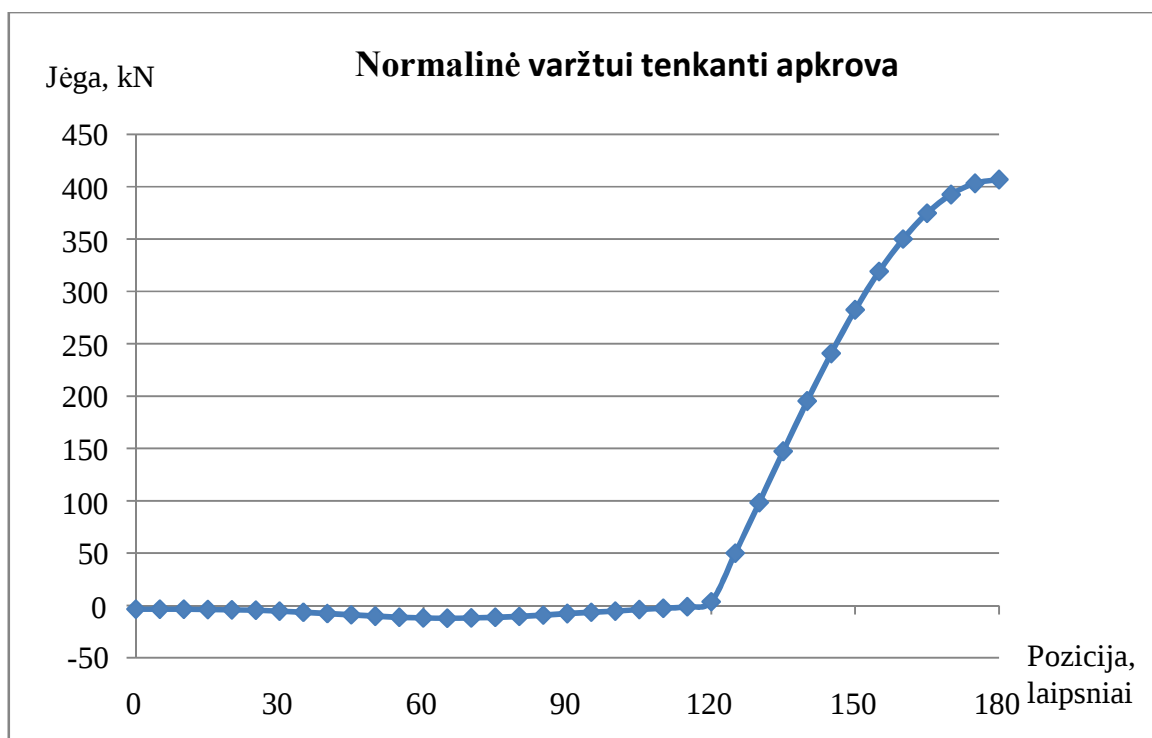


2.6 pav. Malūno cilindrinio flanšo jėgų grafikas, esant gniuždančiai apkrovai



2.7 pav. Malūno cilindrinio flanšo jėgų grafikas, esant tempiančiai apkrovai

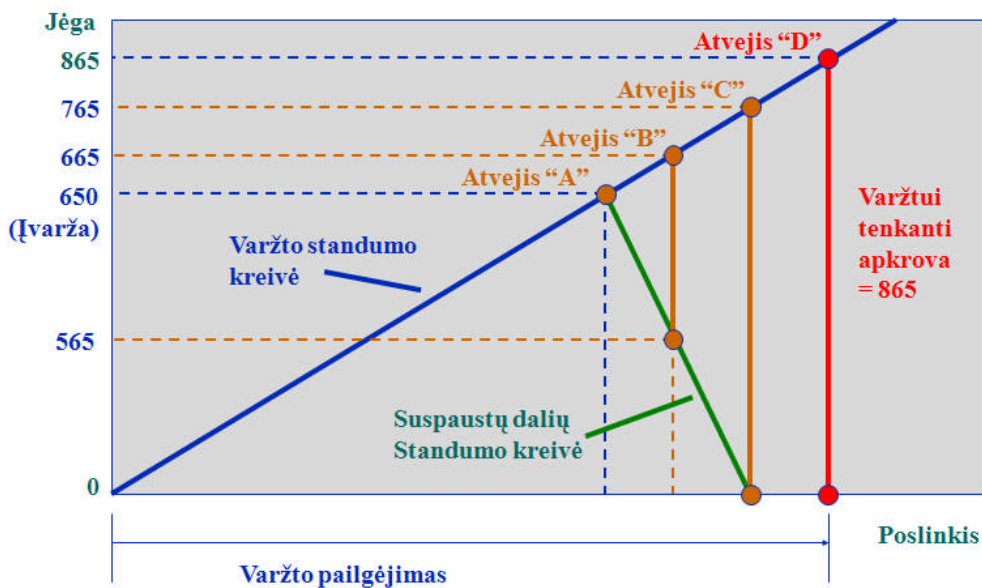
Iš malūno struktūros modelio skaičiuojant pagal aukščiau pateiktas schemas gaunamas normalinės varžtui tenkančios apkrovos grafikas:



2.8 pav. Normalinė centrinio cilindrinio flanšo varžtui tenkanti apkrova

Veikiant nominalioms apkrovoms jungtis patiria didžiausią tempimą ties 180° apatinio rimties taško (ART) pozicija ir 65° pozicija į abi puses nuo viršutinio rimties taško (VRT). Įvertinant malūno sukimąsi šie kampai turėtų būti šiek tiek pasukti priešinga malūno sukimosi kryptimi, tačiau tokio nesimetriškumo įtaka yra maža ir paprastai nėra vertinama.

Tvarkingam flanšiniam sujungimui gniuždanti išorinė apkrova dažniausiai nėra pavojinga, be to jos reikšmės dažniausiai būna nedidelės. Projektuojant flanšinę jungtį į jos įtaką atsižvelgiama tik vertinant įtempių kitimo intervalą varžtų nuovarginiam stiprumui. Išorinė tempianti apkrova kelia žymiai daugiau reikalavimų. 2.9 paveiksle pavaizduota tipinė teorinė varžtais suveržtos jungties darbo, esant tempiančiai apkrovai, diagrama. Ši klasikinė diagrama yra sutinkama daugelyje darbų, nagrinėjančių varžtinius sujungimus (Aaronson S. F. 1982; Bickford J. H. 2007; Dreher R. R. 1999).



2.9 pav. Varžtinio sujungimo, veikiamo tempiančios apkrovos, darbo kreivė

Kaip matyti iš diagramos, suveržus flanšinę jungtį numatyta pradine įvarža (atvejis A), varžtas yra deformuojamas tempimu, o sujungiamos dalys – gniuždymu. Deformacijos priklauso nuo varžto ir jungiamų detalių standumo. Sujungiamų dalių standumas paprastai būna žymiai didesnis už varžto. Apkrovus tokią jungtį nedidele tempiančia apkrova (atvejis B) varžtas yra dar labiau ištempiamas, o sujungtų dalių suspaudimas atsileidžia. Varžtui tenka tik dalis apkrovos, o jungiami paviršiai išlieka suspausti. Apkrovus didesne tempiančia jėga (atvejai C ir D) jungiami paviršiai gali atsipalaiduoti (atvejis C) arba net atsidaryti (atvejis D). Abiem atvejais sujungtos dalys nebedalyvauja jėgų pasiskirstyme ir visa apkrova tenka varžtui.

Malūno projektavimo metu skaičiuojamas nominalios (projektinės) apkrovos poveikis flanšiniams sujungimams. Dažniausiai tam naudojama klaskinė varžtinių sujungimų teorija, flanšiniam sujungimui tenkanti išorinė apkrova apskaičiuojama iš pilnutinio malūno modelio (2.3 pav.). Paprastai projektavimo metu yra patikrinami 3 stiprumo kriterijai: 1) ar pradine varžto įvarža yra pakankama užtikrinti flanšo paviršių suspaudimą, 2) ar maksimalūs varžtui tenkantys įtempiai neviršija varžto medžiagos takumo ribos ir 3) ar kintančios varžto apkrovos sukeltas įtempių kitimo intervalas nėra didesnis už varžto nuovarginio stiprumo ribą. Šių stiprumo kriterijų tenkinimas malūno projektavimo stadijoje užtikrina sklandų ir saugų flanšinių jungčių darbą esant

nominaliam malūno apkrovimui. Deja malūno eksploatacijos metu neišvengiamai įvyksta incidentų sukeliančių avarines apkrovas, viršijančias projektavimo metu numatytas vertes.

2.3.2 Jungties darbo parametrai, esant avariniam apkrovimui

Pagrindinė avarinės apkrovos priežastis – susicementavusio užpildo kritimas. Dažniausiai užpildas susicementuoja kuomet molingas uolienas smulkinantis malūnas sustabdomas ilgesniam laikui. Veikiamas savojo svorio jėgos toks užpildas nejudėdamas susėda, sulipdamas į vieną ar keletą kietų gniužulų. Malūno paleidimo metu nesiėmus papildomų saugumo priemonių, toks užpildas pakeliamas iki aukščiausio taško, iš kurio krinta kaip kietas kūnas, sukeldamas smūgį ir dideles dinamines apkrovas malūno konstrukcijai.

Nesant variklio sukimo momentą ribojančių įtaisų variklis gali pakelti susicementavusio užpildo kiekį, kurio pasipriešinimo momentas lygus maksimaliam momentui variklio paleidimo metu (stabdant rotorį). Iš projektinių parametrų yra žinoma, kad tiriamasis malūnas komplektuojamas su vienu sinchroniniu 5500 arklio galių (~4100 kW) varikliu prie nominalių 13,29 aps/min malūno būgno sūkių. Nominalus variklio sukimo momentas, tenkantis malūno būgnui, gali būti apskaičiuotas pagal formulę:

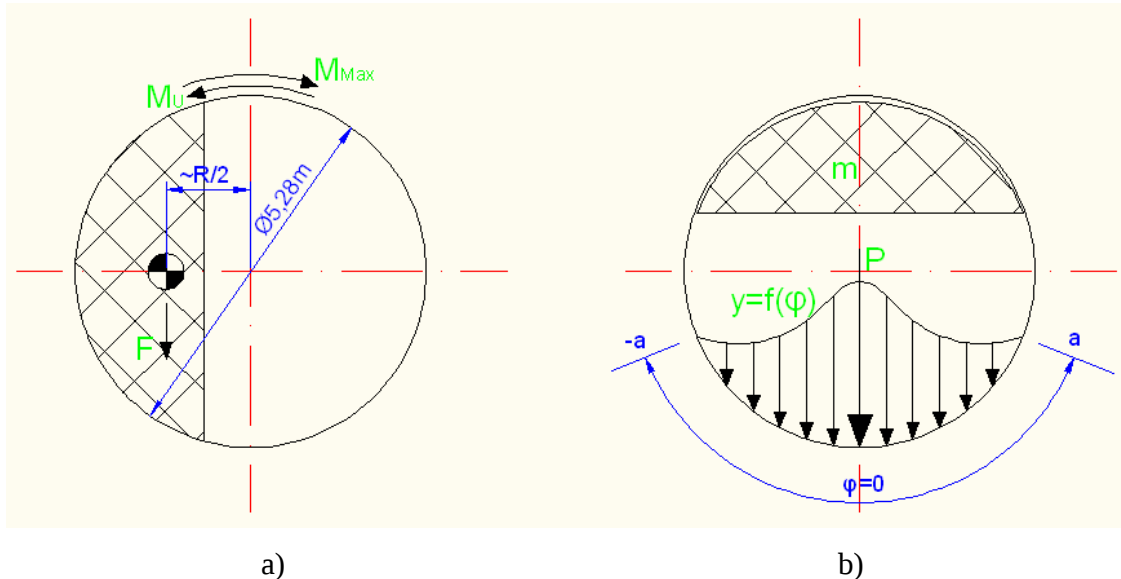
$$M_{nom} = \frac{P_{nom} \cdot 60}{n_{nom} \cdot 3,14 \cdot 2}; \quad (2.15)$$

čia P_{nom} – nominali variklio galia, n_{nom} – nominalūs malūno būgno sūkiai. Skaitinė nominalaus momento reikšmė:

$$M_{nom} = \frac{4,1 \cdot 10^6 \cdot 60}{13,29 \cdot 3,14 \cdot 2} = 2,95 \cdot 10^6 \text{ Nm};$$

Kaip teigiama (Swardt H. 2004) maksimalus tokio tipo variklio sukimo momentas paleidimo metu būna 1,4–2 kartus didesnis už nominalų. Priimant, kad malūno pavaros naudingumo koeficientas lygus 0,8, maksimalus malūno būgnui perduodamas sukimo momentas paleidimo metu yra ne mažesnis kaip $M_{max} = 2,95 \cdot 10^6 \cdot 1,4 \cdot 0,8 = 3,30 \cdot 10^6 \text{ Nm}$.

Viso užpildo, kaip vientiso kieto kūno, maksimalus pasipriešinimo sukimui momentas esti malūno būgnui pasisukus 90° kampu nuo apatinio rimties taško, kaip parodyta 2.10 paveiksle:



2.10 pav. Užpildo schema malūno būgne maksimalaus pasipriešinimo (a) ir užpildo kritimo (b) metu

Maksimalus malūno užpildo pasipriešinimo momentas, darant prielaidą, kad malūno būgno vidinis skersmuo, įskaitant 4 colių storio įdėklus, lygus 208 coliams (5,28 m) ir užpildo masės centras yra nutolęs apytikriai 1,32 m nuo būgno sukimosi ašies, yra lygus:

$$M_U = m_u \cdot 9,81 \cdot l; \quad (2.16)$$

čia m_u – užpildo masė (839000 lbs = 381000kg), l atstumas nuo sukimosi centro – 1,32m.

$$M_U = 3,81 \cdot 10^5 \cdot 9,81 \cdot 1,32 = 4,93 \cdot 10^6 \text{ Nm};$$

Kaip matyti iš skaičiavimų nagrinėjamas malūnas, nesant sukimo momento ribotuvo, paleidimo metu gali pakelti mažiausiai 66% užpildo masės.

Kuomet susicementavęs užpildas yra perkeliamas per 90° poziciją, susidaro sąlygos jam pasiekus aukščiausią tašką kristi kaip vientisam kietam kūnui. Smūgio metu patiriama apkrova gali būti išreikšta (2.17) formule:

$$P = m \frac{dv}{dt}; \quad (2.17)$$

arba:

$$P = \frac{m(v_p - v_g)}{\Delta t}; \quad (2.18)$$

čia m – krintančio kūno masė kg, v_p ir v_g – atitinkamai greičiai impulso pradiniu ir galiniu momentu, Δt impulso trukmė.

Greitis v_g impulso pabaigoje priimamas kaip 0. Greitis prieš impulsą apskaičiuojamas pagal laisvai krintančio kūno judėjimo lygtis. Žinant, kad greitis yra pagreičio integralas:

$$v = \int g dt = gt + C_1; \quad (2.19)$$

o poslinkis – greičio integralas:

$$h = \int v dt = \frac{gt^2}{2} + C_1 t + C_2; \quad (2.20)$$

bei, kad pradiniu laiko momentu poslinkis ir greitis yra lygūs 0, greitis prieš impulso pradžią yra lygus:

$$v = \sqrt{2hg}; \quad (2.21)$$

Smūgio metu atsiradęs slėgis poveikio zonoje (2.10 pav. b) pasiskirsto pagal iš anksto nežinomą funkciją y . Šios funkcijos integralas tarp rėžių $-a$ ir a yra lygus smūginei jėgai P :

$$\int_{-a}^a y d\varphi = P; \quad (2.22)$$

Funkcijos reikšmės kraštiniuose taškuose $-a$ ir a yra lygios 0, o viduriniame taške ($\varphi=0$) funkcija pasiekia ekstreminę vertę (pirmoji funkcijos išvestinė lygi 0):

$$y(-a) = y(a) = 0; \quad (2.23)$$

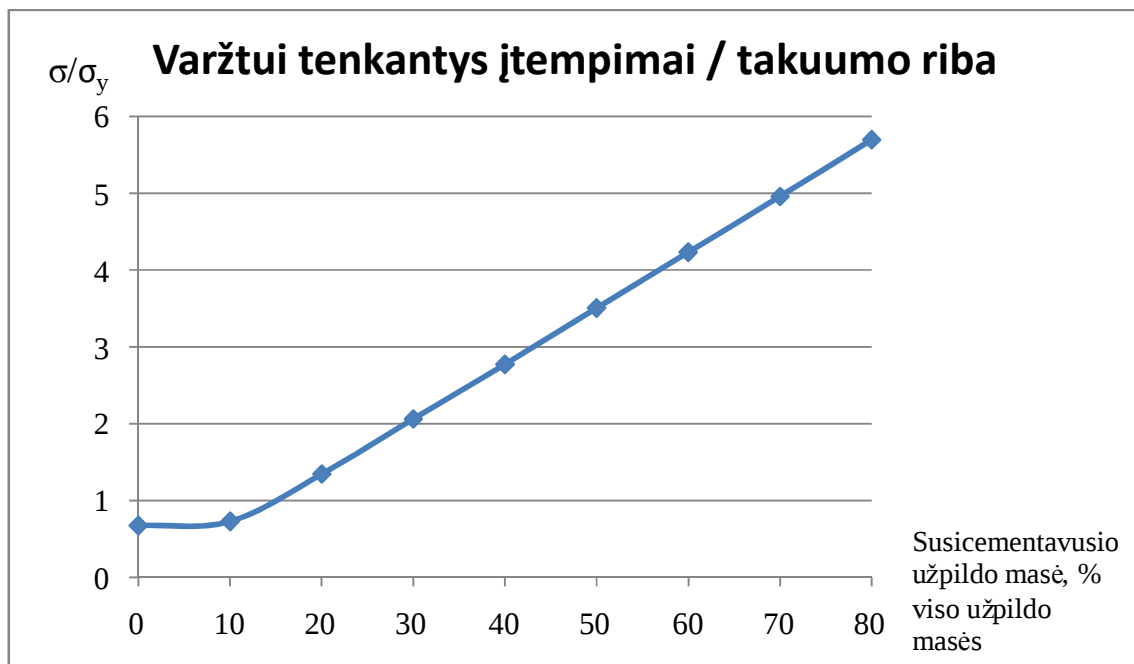
$$\frac{\partial y}{\partial \varphi}(\varphi = 0) = 0; \quad (2.24)$$

Visus šiuos kriterijus atitinkanti funkcija:

$$y = \frac{P\pi}{4a} \cos\left(\frac{\pi}{2a} \cdot \varphi\right); \quad (2.25)$$

Pasinaudojus malūno flanšinės jungties submodeliu ir atitinkamai pakeitus nominalią užpildo apkrovą į susicementavusio užpildo kritimo metu patiriamą apkrovimą, patikrinamas nagrinėjamo malūno flanšo jautrumas perkrovai. Kritimo aukštis priimamas lygus $h = 3,18$ m, impulso trukmė $\Delta t = 0,1$ s. Smūgio poveikio laukas (slėgio funkcijos pasiskirstymo kampas) lygus 120° . Nagrinėjamas kūno, siekiančio nuo 0% (nominali projektinė apkrova) iki 80% užpildo masės kritimas.

Gaunami ART taške esančiam varžtui tenkantys įtempiai. Kaip matyti iš 2.11 paveikslo, 20% viso užpildo atitinkančio kūno kritimas gali būti pakankamai stiprus, kad sukeltų varžtų plastines deformacijas. Maksimali smūginė apkrova gali sukelti varžtų įtempius daugiau negu 5 kartus viršijančius takuumo ribą, kas sukeltų neišvengiamą varžtų nutraukimą ir flanšinės jungties atsivėrimą. Kaip teigiama (Svalbonas V. 2001) panašios konstrukcijos ir matmenų rutulinio uolienų malūno avarijos tyrime susicementavusio užpildo kritimo metu buvo nustatyta perkrova 5,5 karto viršijanti projektinę.

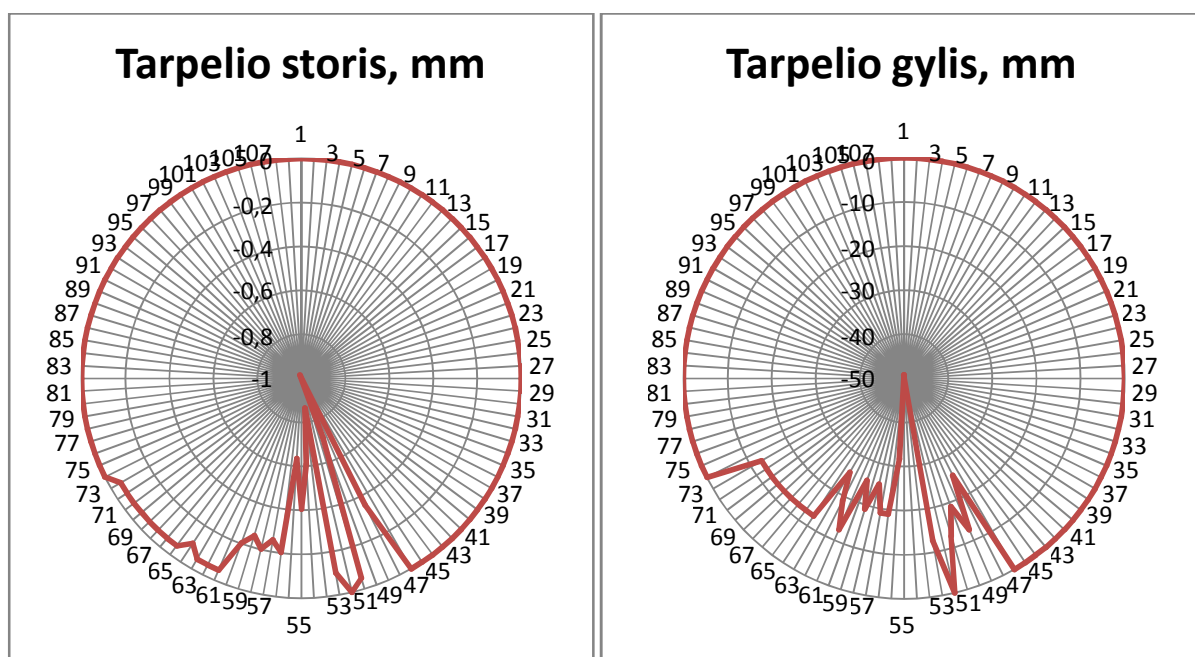


2.11 pav. Rutulinio malūno centrinio cilindrinio flanšo jautrumas smūginei apkrovai

3. Eksperimentinė dalis (erozijos paveikta flanšinė jungtis)

3.1 Eksploataciniai duomenys

Naudojami 18 pėdų (5,49 m) skersmens ir 24,5 pėdų (7,47 m) ilgio rutulinio malūno, analogiško pavaizduotiems 1.2 – 1.3 paveiksluose, tarpo tarp centrinio apskritiminio flanšo paviršių matavimo duomenys. Minėti matavimai buvo atlikti 1999 metais po incidento, kurio metu buvo nutraukti 9 varžtai. Matavimo priežastis – po flanšinės jungties paviršių pakartotinio suveržimo pastebėtas jungties atsivėrimas. 3.1 paveiksle pateikti grafiniai matavimo rezultatai:



3.1 pav. Tarpo tarp centrinio apskritiminio flanšo matavimo rezultatai

Kaip matyti iš 3.1 paveikslo, pažeista flanšo vieta apima zoną tarp varžtų 47 ir 73. Vizualiai šią zoną galima suskirstyti į 2 dalis: pastovų atsivėrimą tarp varžtų 62 – 73 ir dantytą tarp 47 – 61. Pastovi zona parodo atsivėrimą dėl erozijos, dantyta – tarp flanšų paviršių įstrigusias kietas daleles.

Tiriamasis malūnas buvo sumontuotas ir paleistas 1992 metais. Kurį laiką prieš minėtą matavimą buvo nustatomi varžtų trūkimai, tačiau šie duomenys nebuvo sistemingai registruojami ir kaupiami. Po minėto incidento 1999 metais malūno operatorius gavo nurodymą kruopščiai registruoti visus trūkusius varžtus. Duomenys

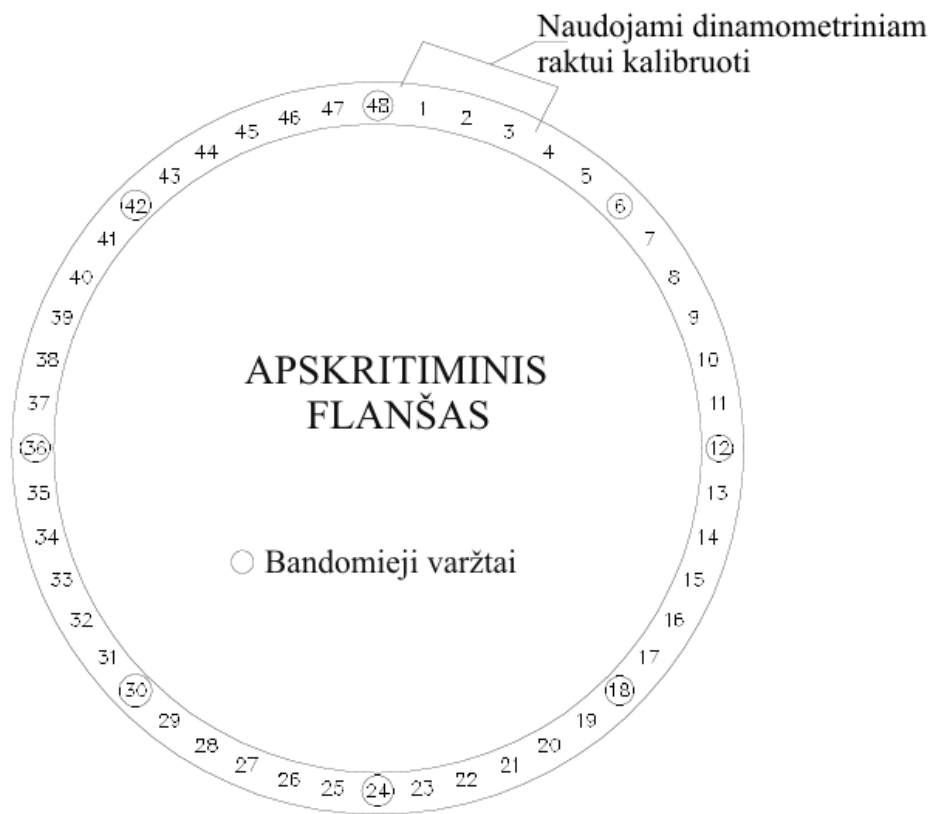
buvo kaupiami iki 2001 metų vidurio, kada malūnas buvo kapitaliai suremontuotas. Užregistruoti varžtų trūkimai ir keitimai pateikti 1 priede.

3.2 Bandymai rutulinių malūnų flanšinių sujungimų būklei įvertinti

Bandymus, skirtus rutulinių malūnų flanšinių sujungimų būklei įvertinti, galima suskirstyti į dvi grupes:

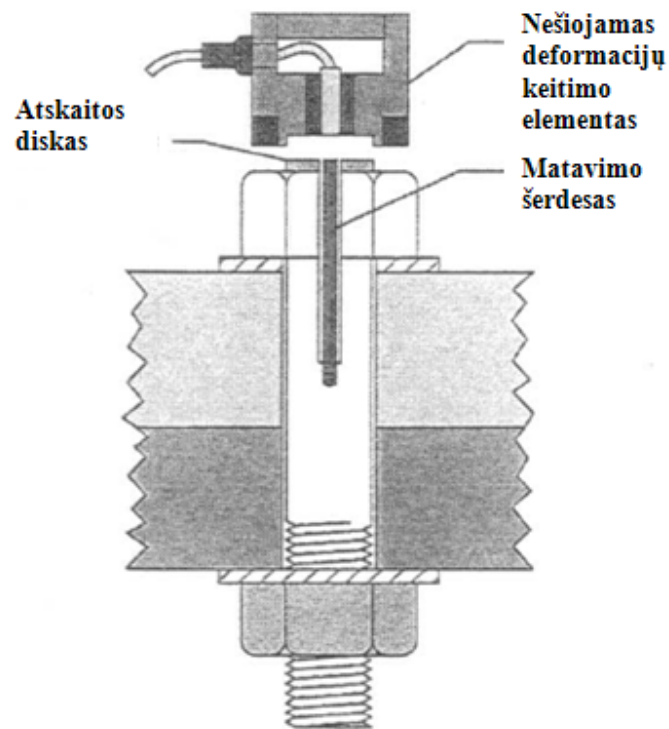
- 1) Bandymai, įvertinantys flanšinio sujungimo varžtų būklę
- 2) Bandymai, įvertinantys flanšinio sujungimo paviršių pažeidimus

Pirmajai grupei priskiriami bandymai, kurių metu nustatoma flanšinę jungtį laikančių varžtų įvarža. Varžto įvaržos reikšmė nusako tampriąsias sujungtų dalių deformacijas tuo pačiu apibrėždama kintamos išorinės apkrovos pasiskirstymą tarp varžto ir suspaustų flanšo paviršių. Projektinė įvaržos vertė užtikrina standų flanšinį sujungimą, neleisdama flanšų paviršiams atsidaryti ar slysti vienas kito atžvilgiu. Nominalios varžtų įvaržos flanšiniuose malūno sujungimuose užtikrinimas yra vienas pagrindinių eksploatacinių reikalavimų. Flanšinių sujungimų varžtų įvarža tikrinama ir reguliuojama surinkus malūną (visų varžtų) ir planinių patikrinimų metu nustatytu dažnumu (pirminis visų varžtų patikrinimas po 1–3 savaitių, antrinis – po šešių mėnesių ir vėlesni daliniai profilaktiniai patikrinimai kas 6 mėnesiai). Įprastai 3–5 vieno flanšo varžtų įvarža (pailgėjimas) patikrinama ultragarsiniu matavimu arba mikrometru ir pagal gautus duomenis kalibruojamas dinamometrinis raktas. Tada pakartotinai suveržiamas kas 5–6 varžtas (3.2 paveikslas). Aptikus atsilaisvinusį varžtą patikrinama jam gretimų varžtų, o aptikus kelis – visų flanšo varžtų įvarža.



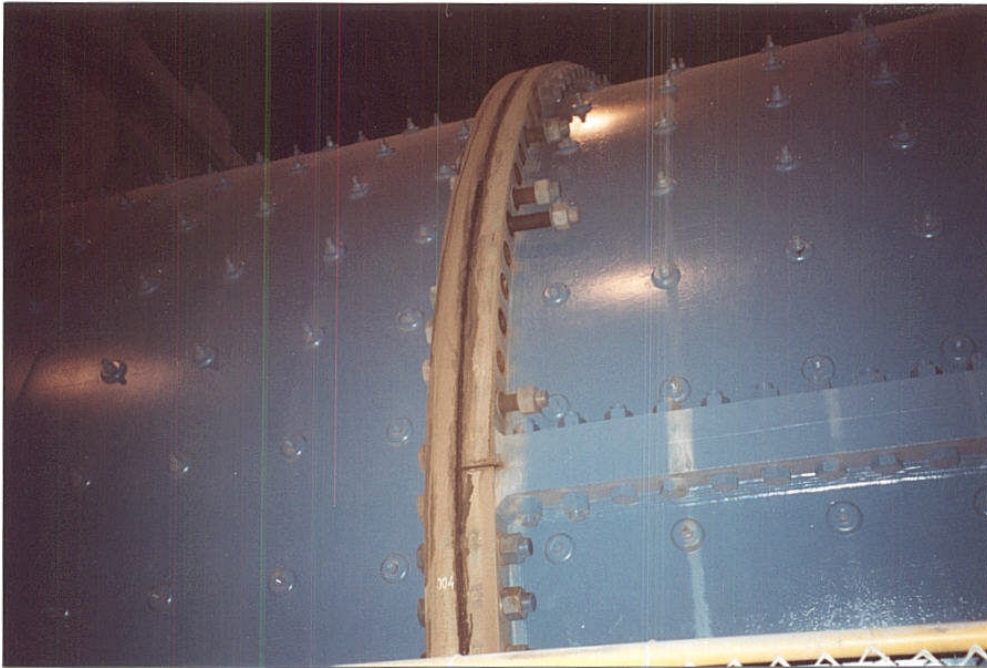
3.2 pav. Apskritiminio malūno flanšo varžtų planinio patikrinimo schema

Varžto įvaržos matavimas mikrometru yra lėtas ir kruopštumo reikalaujantis darbas. Matavimas ultragarsiniu prietaisu kelia griežtus reikalavimus matuojamo varžto galiniams paviršiams (lygumo, lygiagretumo, glotnumo), kurie uolienų apdirbimo cecho sąlygomis ne visada įvykdomi. Naujas, bet kol kas mažai paplitęs metodas yra specialių tenzometrinių varžtų, registruojančių įvaržą, naudojimas. Tokių bandomųjų varžtų įvaržos duomenys lengvai ir greitai nuskaitomi prie varžto galvutėje esančio atskaitos disko prijungus nešiojamą deformacijų keitimo elementą (3.3 paveikslas).



3.3 pav. Įvaržos matavimo tenzometriniu varžtu schema

Varžtų būklė taipogi turi būti nuolat stebima vizualiai, nes trūkę varžtai aiškiausiai indikuoja įvykusią avariją (3.4 pav.) ir flanšinės jungties eksploatacinių savybių prastėjimą.

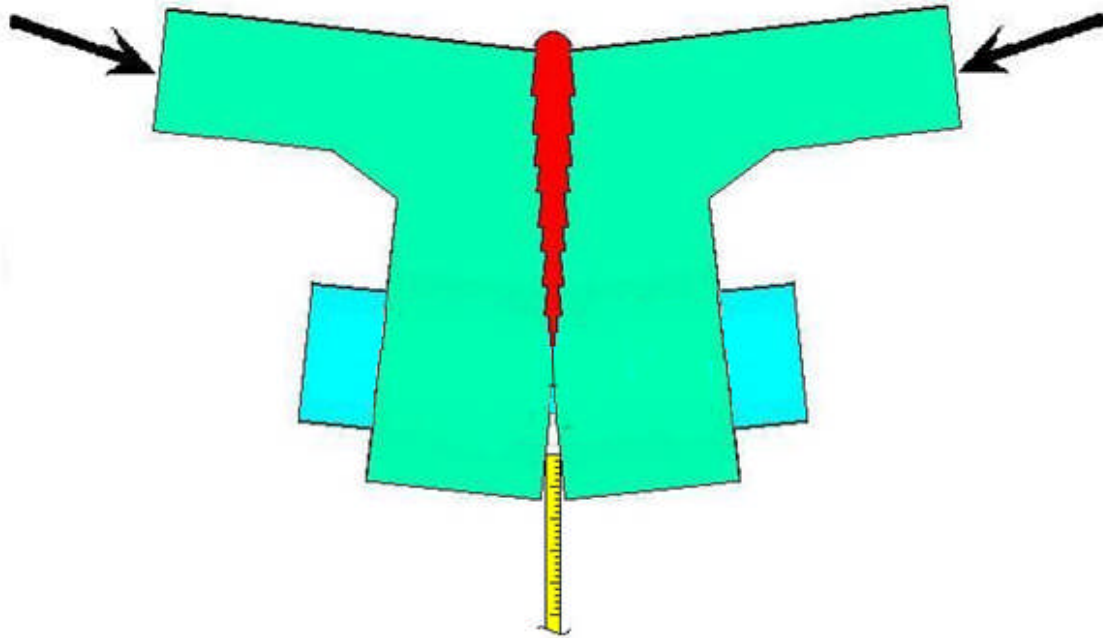


3.4 pav. Rutulinio malūno flanšinė jungtis po avarijos

Malūnų eksploatavimo praktikoje iki šiol nėra bandymų metodikos, kuria būtų galima įvertinti flanšinių sujungimų paviršių pažeidimus neišardžius malūno. Pažeidimo faktas nustatomas vizualiai pagal užpildo nuotekį tarp flanšų paviršių (3.4 pav), o erozijos laipsnis įvertinamas kapitalinio remonto metu išardžius malūną (1.4 pav.). Norint įvertinti eksploatuojamo malūno su pažeista flanšine jungtimi būklę reikalinga bandymų metodika, kuri leistų greitai įvertinti pagrindinius parametrus, įtakančius flanšinės jungties stiprumą. Flanšinių sujungimų paviršių pažeidimus tikslinga įvertinti surinkus malūną (galimos flanšų deformacijos dėl gamybos ar surinkimo klaidų) po avarijų, iš naujo suveržus flanšus ir tam tikru periodiškumu nustatčius flanšų paviršiaus erozijos faktą.

Vienas paprasčiausių metodų flanšinių sujungimų būklei įvertinti yra tarpo tarp flanšų paviršių matavimas tarpumačiu. Įprastai ši metodika yra taikoma išmatuoti flanšo atsivėrimo dydį po įvykusios avarijos ir nustatyti ar pakartotinai suveržta flanšinė jungtis buvo tinkamai išvalyta, nes tarp flanšų paliktos kietos užpildo dalelės trukdo susiglausti paviršiams ir po suveržimo fiksuojamas plyšys. Kartais net po kruopštaus pakartotino

paviršių išvalymo tam tikrose zonose fiksuojamas plyšys. Šio plyšio prigimtis gali būti flanšo atsivėrimas gniuždymo zonoje dėl paviršių erozinio išdilimo (3.5 pav.).



3.5 pav. Flanšinės jungties paviršių atsivėrimo matavimas tarpumačiu

3.3 Daugiafaktorinis virtualus eksperimentas

3.3.1 Pagrindiniai parametrai

Siekiant teisingai įvertinti modeliuojamos flanšinės jungties būklę ir darbo sąlygas reikia žinoti tam tikrus įvesties parametrus. Kaip jau buvo minėta, apkrovos yra perkeliamos iš struktūrinio malūno modelio, kuris savo ruožtu yra apkrautas nominalia (projektine) apkrova. Ši apkrova, susidedanti iš malūno konstrukcijos savojo svorio ir užpildo masės, gali būti koreguojama, tačiau įprasta manyti, kad ji malūno darbo metu yra pastovi. Labai svarbus varžtinių jungčių darbo parametras yra pradinė varžto įvarža. Projektinė įvaržos reikšmė dažniausiai siekia 65% varžto medžiagos takumo ribos. Tačiau malūno darbo metu dėl vibracijų ir pasitaikančių smūginių apkrovų varžtai neretai atsilaisvina. Šis defektas yra lengvai nustatomas ir pašalinamas malūno planinių patikrinimų metu, tačiau net laikinas varžtų atsipalaidavimas turi labai didelę įtaką flanšinės jungties darbui ir turi būti įvertintas.

Modeliuojant flanšinės jungties paviršiaus eroziją reikia apriori užsiduoti maksimalų erozijos gylį bei storį, o taip pat žinoti malūno užpildo tamprumo modelį. Tikslus erozijos profilis gali būti išmatuotas tik išardžius malūną, todėl modeliavimo metu galima tik nuspėti jo geometriją. Užpildo, kuris savo konsistencija primena gruntą, tamprumo modulis galėtų būti nustatytas gniuždymo bandymais (pavyzdžiui karšto asfalto mišinių stiprumui nustatyti naudojamu Maršalo bandymu), tačiau atsižvelgiant į nestabilią užpildo būseną tarp flanšų paviršių (užpildas gniuždymo metu gali būti išspaustas) ir nežinomą erozijos geometriją, tikslus užpildo tamprumo modulio nustatymas netenka prasmės.

Iš geotechninių bandymų (http://www.geotechnicalinfo.com/youngs_modulus) yra žinoma, kad grunto tamprumo modulis gali kisti plačiose ribose pvz. 1400 – 3500 psi (9,65 – 24,13 Mpa) lakiam smėliui ir 3500 – 14000 psi (24,13 – 96,53 Mpa) sutankintam smėliui.

Turint įvesties parametrus, panaudojus flanšinės jungties submodelį, gaunami šie pagrindiniai išeities parametrai: varžtui tenkanti įtempių amplitudė ir erozijos pažeistos flanšinės jungties paviršių atsivėrimas, esant maksimaliam gniuždymui. Briaunos atsivėrimas suprantamas kaip dėl metalo praradimo flanšo paviršiuose atsiradęs laisvumas, kuris, esant gniuždančiai apkrovai, verčia jungties paviršius pasisukti vienas kito atžvilgiu. Tokiu atveju varžtai apkraunami lenkimo apkrova, kurios požymių buvo rasta tiriant trūkusius varžtus. Flanšinės jungties briaunos atsivėrimas gali būti išmatuotas tarpumačiu (3.5 pav.).

Nors nagrinėjamas virtualus eksperimentas, esant vienodiems įvesties parametrams, duoda vienodus rezultatus, priklausomybės tarp įvesties ir išvesties parametrų nėra žinomos. Siekiant gauti minėtas priklausomybes (regresijos lygtis) ir patikrinti sukurtą modelį, atliekant tai optimaliai panaudojant laiką ir kompiuterinius resursus, tikslinga remiantis laboratorinių ir natūrinių eksperimentų planavimo metodika sudaryti virtualaus eksperimento planą.

3.3.2 Regresijos lygčių išvedimas

Erozijos pažeisto flanšo modelis yra sukurtas su tikslu nustatyti varžtams tenkančias apkrovas, kurios išreiškiamos įtempių kitimo intervalu. Šis išvesties parametras pažymimas y_1 . Įtempių kitimo intervalas išreiškiamas svarais kvadratiniam

coliuui psi (1 psi = 0,00689 Mpa). Pažeistos flanšinės jungties paviršių atsivėrimas, esant maksimaliam gniuždymui yra vienas svarbiausių išorinių flanšinės jungties paviršiaus erozijos rodiklių. Iš modelio gauta šio išvesties parametro vertė coliais pažymima y_2 .

Iš daugybės modelio įvesties parametrų kaip kintantys faktoriai parenkami: užpildo tamprumo modulis x_1 , maksimalus erozijos storis x_2 , maksimalus erozijos gylis x_3 ir pradinė varžtų įvarža x_4 .

Sudaroma faktorių lygių lentelė:

3.1 lentelė. Erozijos pažeisto flanšo modeliavimo eksperimento faktorių lygiai

Lygiai	x_1 , psi	x_2 , coliai	x_3 , coliai	x_4 , % takumo ribos
bazinis	6000	0,10	6,00	65
viršutinis	9000	0,15	6,75	80
apatinis	3000	0,05	5,25	50
variavimo intervalas/žingsnis	3000	0,05	0,75	15

Sudaroma faktorių kombinacijų lentelė:

3.2 lentelė. Erozijos pažeisto flanšo modeliavimo eksperimento faktorių kombinacijos

Bandymo Nr.	x_1	x_2	x_3	x_4
1	-1	-1	-1	-1
2	+1	-1	+1	-1
3	-1	-1	+1	+1
4	-1	+1	-1	+1
5	+1	+1	-1	-1
6	+1	-1	-1	+1
7	-1	+1	+1	-1
8	+1	+1	+1	+1

Atlikus virtualų eksperimentą rezultatai surašomi į 3.3 lentelę:

3.3 lentelė. Erozijos pažeisto flanšo modeliavimo eksperimento rezultatai

Bandymo Nr.	y ₁	y ₂
1	12406	0,000694
2	14769	0,000470
3	29447	0,002396
4	14353	0,001417
5	12560	0,000710
6	6718	0,000260
7	66946	0,006108
8	30048	0,002442

Regresijos koeficientai nustatomi iš regresijos lygčių:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4; \quad (3.1)$$

$$y_0 = b_0x_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{14}x_1x_4; \quad (3.2)$$

Atskirų koeficientų reikšmės:

$$b_j = \sum_{i=1}^N y_i \cdot x_{ji} / N; \quad (3.3)$$

$$b_{nj} = \sum_{i=1}^N y_i \cdot x_{ji} \cdot x_{ni} / N; \quad (3.4)$$

čia n – lygiagretaus bandymo numeris, i – matricos eilutės numeris, j – faktoriaus numeris, N – bandymų skaičius.

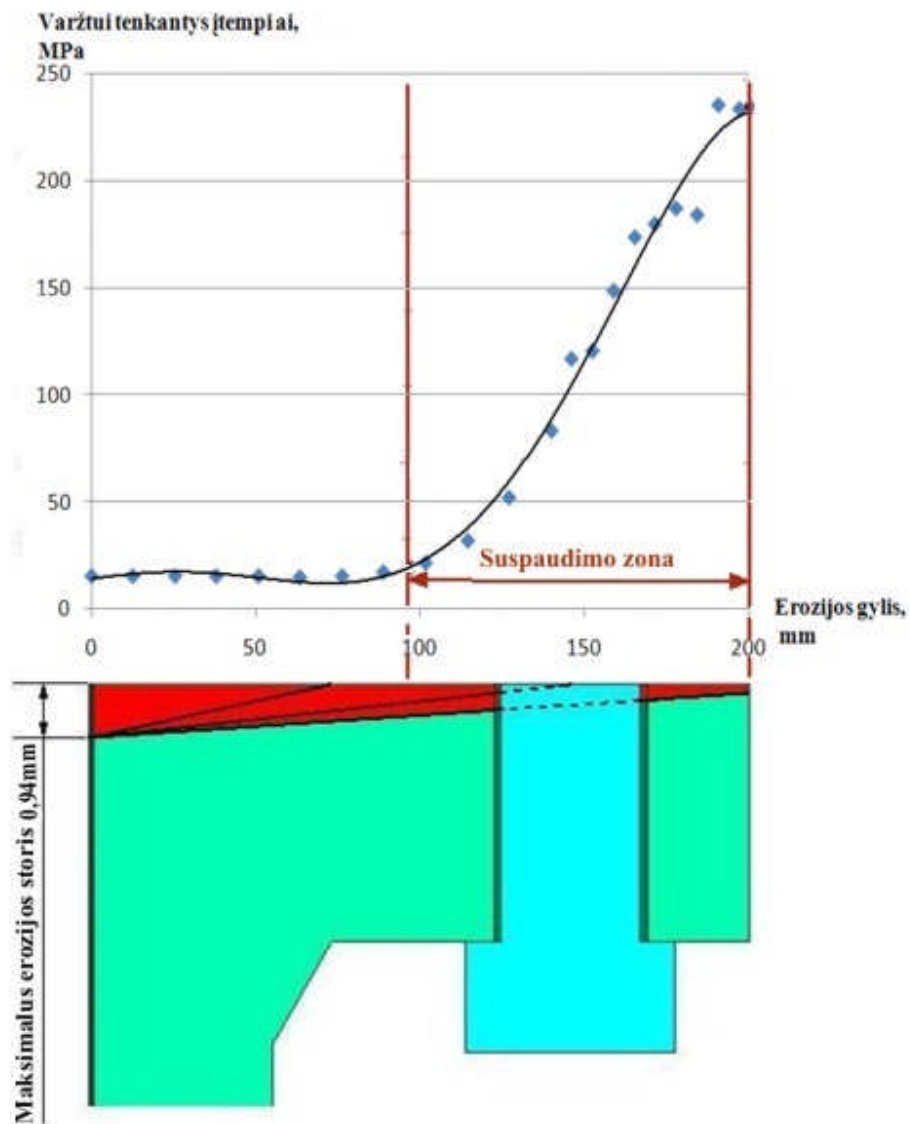
Pagal (3.3–3.4) formules apskaičiuoti regresijos koeficientai surašomi į 3.4 lentelę. Varžtui tenkančių įtempių kitimo intervalas (y₁) 3.4 lentelėje išreiškiamas įtempių reikšmės santykiu su įtempiais, atitinkančiais varžtų medžiagos (ASTM A193 Grade B7) stiprumo ribą, lygią 133750 psi (922 Mpa).

Pertvarkytos reikšmės kartu su apskaičiuotais regresijos koeficientais surašomos į 3.4 lentelę:

3.4 lentelė. Erozijos pažeisto flanšo modeliavimo eksperimento rezultatai ir regresijos koeficientai

Band. Nr.	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1x_2=$ x_3x_4	$x_1x_3=$ x_2x_4	$x_1x_4=$ x_2x_3	y_1	y_2
1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	0,09	0,00069
2	+1	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	0,11	0,00047
3	+1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	-1	0,22	0,00240
4	+1	-1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	0,11	0,00142
5	+1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	0,09	0,00071
6	+1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	+1	0,05	0,00026
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	-1	+1	0,50	0,00611
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	0,22	0,00244
$b_i(1)$	0,175	-0,055	0,057	0,089	-0,024	-0,017	-0,041	0,042		
$b_i(2)$	0,0018	- 0,0008	0,0009	0,0010	- 0,0002	- 0,0003	- 0,0006	0,0006		

Kaip matyti iš regresijos koeficientų, varžtui tenkančią apkrovą, o kartu ir flanšinės jungties paviršių atsivėrimą, labiausiai įtakoja maksimalus erozijos gylis. Maksimalaus erozijos storio ir užpildo tamprumo modulio vertės viena kitą kompensuoja. Flanšinės jungties jautrumą erozijos gyliui gerai iliustruoja 3.6 paveikslas. Kaip rodo 3.6 paveiksle pateiktas iš modeliavimo duomenų gautas grafikas, erozijos įtaka smarkiai išauga maksimaliam erozijos gyliui pasiekus flanšo paviršių suspaudimo zoną, kuri paprastai skaičiuojama kaip nupjauto kūgio pagrindo apskritimas. Kūgio pjūvis – varžto galvutės (poveržlės) kontakto apskritimas, kūgio sienelės kampas nuo vertikalės $\sim 10^\circ$. Erozijai progresuojant flanšo suspaudimo zonoje varžtui tenkanti apkrova staigiai didėja. Šias prielaidas patvirtina malūnų eksploatacijos duomenys, kuomet netikėtai atsiradusi cilindro flanšus jungiančių varžtų trūkinėjimo problema laikui bėgant ima sparčiai progresuoti.

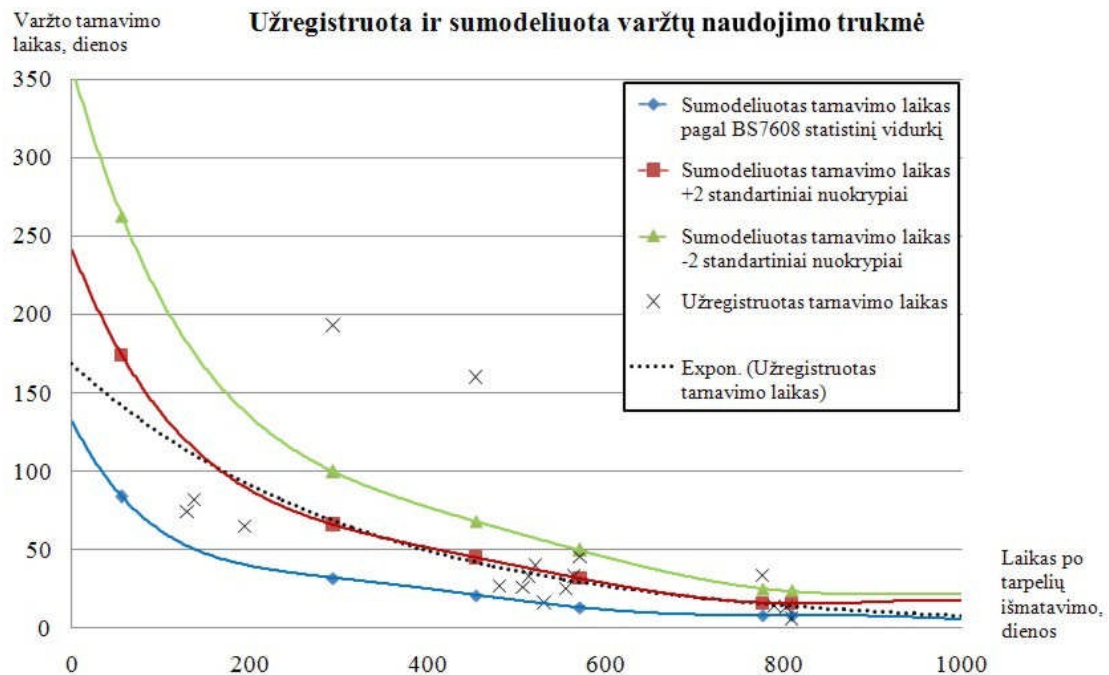


3.6 pav. Varžtui tenkančios apkrovos priklausomybė nuo erozijos gylio

3.4 Rezultatų palyginimas

Zonai 62–73 pagal apskaičiuotą flanšinės jungties paviršių atsivėrimą buvo priimtas erozijos pažeisto flanšo modelis su sekančiais parametrais: užpildo tamprumo modulis 3000 psi, maksimalus erozijos storis 0,05 colio (1,27 mm), gylis – 5,75 colio (146 mm). Gautas erozijos pažeisto flanšo detaliojo submodelio su minėtais parametrais paviršių atsivėrimas yra lygus 0,002 colio (0,05 mm), kas atitinka tarp varžtų 60–71 tarpumačiu išmatuotą vertę (3.1 pav). Darant prielaidą, kad erozijos intensyvumas pastovus ir siekia $1,5 \cdot 10^{-3}$ colio/d ($3,81 \cdot 10^{-3}$ mm/d) gylėjimą ir $1,25 \cdot 10^{-3}$ colio/d ($3,18 \cdot 10^{-3}$ mm/d)

storėjimą buvo gautos nuspėjamos varžtų darbo sąlygos. Remiantis britiško standarto BS 7608 varžtų nuovargio kreivėmis buvo gautas prognozuojamas 60–71 varžtų naudojimo laikas, kuris palyginamas su malūno operatoriaus užregistruotais gedimais (atmetus labiausiai išsiskiriančias reikšmes) 3.7 paveiksle:



3.7 pav. Užregistruota ir sumodeliuota varžtų naudojimo trukmė

4. Rekomendacijos

Daugelio malūnų visame pasaulyje eksploatavimo praktika rodo, kad šiame darbe nagrinėjama problema atsiranda dėl pažeistų malūno eksploatacijos rekomendacijų, turinčių užtikrinti avarijų prevenciją.

Susicementavusio užpildo kritimo metu apkrova gali daugiau kaip 5 kartus viršyti varžtų medžiagos takumo ribą, tai garantuoja rimtus malūno struktūros pažeidimus. Kai kurių malūno operatorių požiūris, kad malūnas yra pakankamai tvirtas atlaikyti tokio pobūdžio smūgius, yra klaidingas ir turi būti pašalintas. Šiuo metu yra sukurta nemažai įrenginių, užtikrinančių apsaugą nuo susicementavusio užpildo kritimo malūno paleidimo metu. Malūno operatorių švietimas šioje srityje ir minėtos įrangos diegimas naujai statomose ir jau veikiančiose uolienų apdirbimo gamylose yra prioritetinga sritis.

Svarbu užtikrinti aukštą malūno eksploatavimo kultūrą ir profesionalius planinius malūno būklės patikrinimus.

Nustačius varžtų atsileidimo faktą po pakartotinio varžtų užveržimo reikia tiriamą flanšo zoną pastatyti į gniuždymo apkrovos poziciją ir išmatuoti tarpą tarp flanšinės jungties paviršių (3.5 paveikslas). Tarpumačiu registruojant tarpo plotį ir gylį galima nustatyti flanšų paviršiaus pažeidimo faktą ir apytiksliai apskaičiuoti flanšinės jungties paviršių atsivėrimą bei varžtų darbo sąlygas. Prieš suveržiant atsilaisvinusio flanšo varžtus svarbu įsitikinti, kad tarp flanšinių paviršių nėra nešvarumų, nes kietos dalelės neleidžia flanšų paviršiams priglusti vienas prie kito, taip iškraipydamos jungties atsivėrimo matavimo rezultatus ir smarkiai pablogindamos sujungimo sandarumą bei paspartindamos paviršių eroziją. Norint turėti bendrą vaizdą taip pat yra būtina kruopščiai ir tiksliai registruoti profilaktinių varžtų įvaržos bandymų rezultatus ir ypač eksploatavimo metu nutrūkusius varžtus.

Pastaruoju metu populiarėjančios visos malūno naudojimo trukmės priežiūros sutartys (angl. *life-long service*) tarp kliento ir įrangos gamintojo suteikia galimybę įgyvendinti daugelį pateiktų rekomendacijų.

Išvados

1. Darbe analizuojamas 5,49 x 7,47 m rutulinis vario rūdos malūnas, skaičiuojama nominali ir avarinė apkrova, pagal flanšų atsivėrimo matavimo duomenis modeliuojama flanšų paviršių erozija, jos progresavimas ir poveikis varžtų ilgaamžiškumui.
2. Modeliuojant galimą avariją (susicementavusio užpildo kritimą) nustatyta, kad maksimali smūginė apkrova gali sukelti varžtų įtempius daugiau negu 5 kartus viršijančius takumo ribą, o tai garantuoja varžtų nutraukimą.
3. Malūno užpildui patekus tarp flanšinės jungties paviršių gali prasidėti išorės link plintanti erozija, kurios poveikis varžto apkrovai smarkiai padidėja erozijos frontui pasiekus paviršių suspaudimo zoną (erozijos gyliui viršijus 100 mm).
4. Modeliuojant 1,27 mm storio ir 146 mm gylio erozijos tiesinį progresavimą ir jo poveikį varžtams tenkančiai apkrovai, per 800 dienų sumodeliuotas varžtų naudojimo trukmės kitimas, artimas eksploatacijos metu užfiksuotiems duomenims.

Literatūros sąrašas

- Aaronson S. F. 1982. Analyzing Critical Joints, *Machine Design*, January 21, 1982. 95–101.
- Al-Huniti N.S. 2005. Computation of Member Stiffness in Bolted Connections Using the Finite Element Analysis, *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, Volume 33, Issue 3 & 4 July 2005 , 331 – 342
- Austin L. G. 1999. Some Suggestion for Research on SAG Mills. *Workshop SAG '99*, 12–14 de Mayo – Vina del Mar – Chile.
- Barauskas R., Belevičius R., Kačianauskas R. 2004. Baigtinių elementų metodo pagrindai. Vadovėlis. Vilnius: Technika. 612p.
- Bickford J. H. 2007. Introduction to the Design and Behaviour of Bolted Joints. Four Edition – Non-Gasketed Joints, CRC Press, 568p.
- Burger R., Karlsen K. H., Towers J. D. 2005. Closed – form and finite difference solutions to a population balance model of grinding mills. *Journal of Engineering Mathematics*. Vol 51. 2005. 165–195.
- Bushmanova O. P., Revuzhenko O. A. Prelimiting plastic deformation of loose medium in a rotary drum. *Journal of mining science*. Vol 40, No 6. 2004. p588–596.
- Buchholtz V., Freund J. A., Poschel T. 2000. Molecular dynamics of cominution in ball mills. *The European physical journal B*. Vol 16. 2000. 169–182.
- Crispell C. 1982. New Data on Fastener Fatigue. *Machine Design*, April 22, 1982. 71–74.
- Dreher R. R. 1999. Sag Mill Design: Considerations for Installation, Operation and Maintenance. *Workshop SAG '99*, 12–14 de Mayo – Vina del Mar – Chile.
- Errath R. A., Riezinger F. M., Knecht J. 2003. Exploring Today's Limits of SAG and Ball Mill Technology. *Workshop SAG '2003*, 8–10 de Octubre – Vina del Mar – Chile.
- Govender J., McBride A. T., Powell M. S. 2004. Improved experimaental tracking techniques for validating discrete element method simulation of tumbling mills. *Society for experimental mechanics*. Vol 44. 2004. 593–607.
- Green J. H., Stroker J. J. 2000. Ball Mill Drive Motor Choices. *IEEE/PCA Cement Industry Technical Conference*. May 2000. Salt Lake City. 39–55.
- Guerguerian R. L. 2001. Large Grinding Mill Bolted Joints – a Topic of Concern, *SME Annual Meeting*, Denver, Colorado, Feb. 26–28, 2001.

- Kim J., Yoon J., Kang B. 2007. Finite Element Analysis and Modeling of Structure with Bolted Joints, *Applied Mathematical Modelling* Vol. 31. Issue 5. 895–911.
- Kolari K. 2007. Damage mechanics model for brittle failure of transversely isotropic solids. Vtt publications. helsinki. 195p.
- Kudryashov V. V., Viktorov S. D., Kochanov A. N. 2006. Rock failure. On particle size distribution in rocks under failure. *Journal of mining science*. Vol 42, No 6. 583–586.
- Manai G., Delogu F., Rustici M. 2002. Onset of chaotic dynamics in a ball mill: attractors merging and crisis induced intermittency. *Chaos*. Vol 12, No 3. 601–609.
- Martynyuk P. A., Sher E. N. 2004. Features of normal tension cracks forming in rocks under compression. *Journal of mining science*. Vol 40, No 6. 605–614.
- Oger L., Ammi M., Valance A., Beladjine D. 2005. Discrete element method studies of the collision of one rapid sphere on 2D and 3D packings. *The European physical journal E*. Vol 17. 467–476.
- Petraitis G. 2006. Daugiakliklio nuovargio plyšių susidarymo ir plitimo sluoksniuotame ketuje tyrimas. Daktaro disertacija. Vilnius.
- Prowell B. D., Brown E. R. 2005. NCHRP Report 539: Aggregate Properties and the Performance of Superpave-Designed Hot Mix Asphalt. Transportation Research Board. Washington D. C. 92p.
- Reichardt R. Wiechert W. 2007. Event driven algorithms applied to a high energy ball mill simulation. *Granular matter*. Vol 9. 251–266.
- Sams C. M. 1999. Advances in Crushing and Milling System Designs. *Workshop SAG '99*, 12–14 de Mayo – Vina del Mar – Chile.
- Svalbonas V., Harris C. L. 1982. The Use of Detailed Testing in Obtaining Failure Criteria for Grinding Mill Structures. *SME*. 82–87.
- Svalbonas V. 1997. Mechanical Design Criteria for High-power Mills. *Workshop SAG '97*, 14–16 de Mayo – Vina del Mar – Chile.
- Svalbonas V. 2001. Updates in Design for Large SAG and Ball Mills. *Workshop de Molienda SAG 2001*, 16, 17 y 18 de Mayo – Vina del Mar – Chile.
- Svalbonas V., Fresko M. 2003. Expertise – What You Need to Evaluate FEA and Fabrication in Replacing Large Structural Mill Parts. *Workshop SAG '2003*, 8–10 de Octubre – Vina del Mar – Chile.

de Swardt H. 2004. The Locked Rotor Test Explained. *Vector*. October 2004. Available from Internet: < http://www.mandc.co.za/pdfs/Locked_rotor_test_explained.pdf>

Sweeney J. W. 1997. Grinding Mill Designs for the 21st Century. *Workshop SAG '97*, 14–16 de Mayo – Vina del Mar – Chile.

Tsai B. N. Rock failure. 2004. Physical aspects of mechanism of rock failure. *Journal of mining science*. Vol 40, No 1. 67–73.

Wipf E. H. 1999. Modern SAG Mill Designs Offer Improved Mechanical & Process Possibilities. *Workshop SAG '99*, 12–14 de Mayo – Vina del Mar – Chile.

Yusupov T. S., Kirillova E. A., Shumskaya L. G. 2007. Mineral hardness effect on the combined mineral grinding. *Journal of mining science*. Vol 43, No 4. 450–454.

Zaikin. A. D. 2006. Effective action of concentrated forces on a crack directed along the normal to the elastic half-plane boundary. *Journal of mining science*. Vol 42, No 1. 63–67.

British Standard BS-7608 Code of Practice for Fatigue Design and Assessment of Steel Structures, 1993. 82p.

Technical Seminar on Grinding Mills. Vol. 1. Dominion Engineering Works Limited. May, 1977. 200p.

Олевский В. А. Размольное оборудование обогатительных фабрик. Государственное научно-техническое издательство литературы по горному делу. Москва 1963. 448с.

http://www.geotechnicalinfo.com/youngs_modulus.html

Priedai

1 priedas: užregistruoti varžtų trūkimai ir keitimai

Varžto Nr.	30.Bal.99 Varžtai		23.Geg.99 Varžtai		25.Bir.99 Smeigės		07.Rgs.99 Smeigės		15.Rgs.99 Smeigės		11.Lap.99 Smeigės		18.Vas.00 Smeigės	
	Pakeista	Sulūžę	Pakeista	Sulūžę	Pakeista	Sulūžę	Pakeista	Sulūžę	Pakeista	Sulūžę	Pakeista	Sulūžę	Pakeista	Sulūžę
36	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
37	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
38	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
39	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
40	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
41	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
42	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
43	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
44	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
45	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
46	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
47	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
48	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
49	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
50	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
51	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
52	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
53	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
54	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0	1	1	1	0
55	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
56	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
57	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
58	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
59	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
60	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0	1	1	1	0
61	1	0	1	0	1	0	1	1	0	0	1	1	1	0
62	1	0	1	0	1	0	1	0	0	0	1	1	1	0
63	1	0	1	1	1	0	1	1	0	0	1	1	1	0
64	1	0	1	0	1	0	0	0	1	1	0	0	1	0
65	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
66	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
67	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
68	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
69	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
70	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
71	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
72	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
73	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
74	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
75	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
76	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
77	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0
Iš viso	42	0	19	7	42	0	3	2	1	1	5	5	42	0

Varžo Nr.	27.Lie.00 Smeigės		23.Rgp.00 Smeigės		18.Rgs.00 Smeigės		25.Rgs.00 Smeigės		02.Spl.00 Smeigės		12.Spl.00 Smeigės		28.Spl.00 Varžtai	
	Pakeista	Sulūžę	Pakeista	Sulūžę	Pakeista	Sulūžę	Pakeista	Sulūžę	Pakeista	Sulūžę	Pakeista	Sulūžę	Pakeista	Sulūžę
36	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
37	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
38	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
39	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
40	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
41	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
42	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
43	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
44	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
45	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
46	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
47	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
48	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
49	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
50	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
51	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
52	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
53	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
54	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
55	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
56	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
57	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
58	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
59	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
60	1	0	1	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0
61	1	0	1	0	1	0	0	0	1	0	1	0	0	0
62	1	0	1	1	0	0	0	0	1	1	1	0	0	0
63	1	0	1	1	0	0	0	0	1	1	1	0	0	0
64	1	0	1	0	0	0	0	0	1	0	1	0	0	0
65	1	1	1	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0
66	1	0	1	0	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0
67	1	0	1	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	0
68	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0
69	1	0	1	1	1	1	0	0	0	0	30	0	0	0
70	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	31	0	0	0
71	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	32	0	0	0
72	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
73	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
74	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
75	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
76	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
77	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Iš viso	15	1	13	4	8	2	3	1	4	2	9	0	2	1

Varžto Nr.	02.Lap.00 Varžtai		06.Lap.00 Varžtai		14.Lap.00 Varžtai		21.Lap.00 Smeigės		03.Geg.01 Smeigės		09.Geg.01 Smeigės		16.Geg.01 Smeigės	
	Pakeista	Sulūžę	Pakeista	Sulūžę	Pakeista	Sulūžę	Pakeista	Sulūžę	Pakeista	Sulūžę	Pakeista	Sulūžę	Pakeista	Sulūžę
36	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
37	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
38	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
39	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
40	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
41	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
42	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
43	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
44	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
45	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
46	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
47	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
48	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
49	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
50	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
51	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
52	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
53	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
54	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
55	0	0	1	1	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0
56	0	0	1	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0
57	0	0	1	0	0	0	1	1	1	0	0	0	0	0
58	0	0	1	1	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0
59	0	0	1	0	1	1	1	0	1	0	0	0	0	0
60	1	1	0	0	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
61	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	1	0	0	0
62	0	0	0	0	1	0	1	1	1	0	1	0	0	0
63	0	0	1	1	1	1	1	1	0	0	1	1	0	0
64	0	0	0	0	1	0	1	0	0	0	1	1	0	0
65	0	0	0	0	1	1	1	0	0	0	1	0	0	0
66	0	0	0	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	0
67	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0
68	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1	1
69	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	1	0
70	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
71	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
72	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
73	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
74	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
75	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
76	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
77	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Iš viso	1	1	7	4	8	4	24	5	8	1	6	2	3	1

Varžto Nr.	14.Bir.01 Smeigēs		28.Bir.01 Smeigēs		04.Lie.01 Smeigēs		11.Lie.01 Smeigēs		17.Lie.01 Smeigēs	
	Pakeista	Sulūžē	Pakeista	Sulūžē	Pakeista	Sulūžē	Pakeista	Sulūžē	Pakeista	Sulūžē
36	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
37	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
38	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
39	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
40	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
41	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
42	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
43	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
44	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
45	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
46	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
47	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
48	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
49	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
50	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
51	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
52	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
53	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
54	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0
55	1	0	1	0	0	0	1	0	0	0
56	1	0	1	1	0	0	1	0	0	0
57	1	0	1	1	0	0	1	0	0	0
58	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0
59	1	0	1	1	1	1	1	0	0	0
60	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0
61	1	0	1	1	0	0	1	0	0	0
62	1	0	1	1	0	0	1	1	0	0
63	1	0	1	1	0	0	1	0	0	0
64	1	0	1	1	0	0	1	1	1	1
65	1	0	1	1	0	0	1	1	1	1
66	1	0	1	1	0	0	1	0	1	1
67	1	0	1	1	0	0	1	0	1	1
68	1	0	1	1	0	0	0	0	0	0
69	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0
70	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
71	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
72	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
73	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
74	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
75	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
76	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
77	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Iš viso	42	0	15	12	3	1	12	3	4	4

2 priedas: pagrindiniai (projektiniai) malūno parametrai

Date 1/25/89

GLOBAL ANALYSIS

Size 18'x24.5' Type Ball Mill
 Job No. 20735 Job Name Escondida
 Type of Construction Demountable Drum, cast cone,
bolting flange @ cone/cyl. joint.
 Run Conditions:
 Ore - Copper S.G. - 2.82 Bulk Density - 110.0 #/ft³
 % Total Charge - 40% % Balls, Rods, Other Grinding Media 40%
 S.G. Charge - 5.45 HP - 5560 RPM - 13.29 Liners - 4.16" cone
40" cyl.
 Main Bearings 102"x24" H.S. Nominal Pressure 357 Psi
 Deflection Across Bearings 0.0183" (F. End)

Component	Thickness	Material	Stresses Max. Alt./Tensile
Journal	<u>5.5"</u>	<u>A-278 Gray Iron</u>	<u>8000/4900</u>
Filler Ring	<u>—</u>	<u>—</u>	<u>—</u>
Knuckle	<u>6.05"</u>	<u>" " "</u>	<u>7100/4600</u>
Cone	<u>5.5"-3.0"</u>	<u>" " "</u>	<u>5600/3600</u>
Cylinder	<u>2.25"</u>	<u>A-36 Steel plate</u>	<u>8200/5300</u>
Total Weight -	<u>1,630,350 #</u>	Mill Weight -	<u>755,960 #</u>
Charge Weight -	<u>874,390 #</u>	z-c.g. -	<u>239.38"</u>

Total Resultant Vectors

<u>T1</u>	<u>T2</u>	<u>T3</u>	<u>R1</u>	<u>R2</u>	<u>R3</u>
<u>1.541E6</u>	<u>2.381E4</u>	<u>0.0</u>	<u>-1.232E6</u>	<u>3.4487E8</u>	<u>6.827E4</u>

Comments: