

ANALYSIS OF CONTACT PROBLEMS IN ELASTIC—PLASTIC METAL SEALS

V. Eidukynas & R. Barauskas

To cite this article: V. Eidukynas & R. Barauskas (1997) ANALYSIS OF CONTACT PROBLEMS IN ELASTIC—PLASTIC METAL SEALS, *Statyba*, 3:10, 37-42, DOI: [10.1080/13921525.1997.10531682](https://doi.org/10.1080/13921525.1997.10531682)

To link to this article: <https://doi.org/10.1080/13921525.1997.10531682>



Published online: 26 Jul 2012.



Submit your article to this journal [↗](#)



Article views: 81

TAMPRIŲJŲ METALINIŲ SANDARIKLIŲ KONTAKTINĖS SĄVEIKOS TYRIMAS

V. Eidukynas, R. Barauskas

1. Įvadas

Kompiuterinių projektavimo metodų plėtojimas leidžia kritiškai vertinti nusistovėjusias kai kurių techninių objektų projektavimo metodikas. Projektuojant įmanoma atlikti sudėtingesnius skaičiavimus, nei buvo įprasta inžinerinėje veikloje. Realu, kad šiaip jau gana sudėtingi tamprumo ir plastiškumo teorijos kontaktiniai uždaviniai artimiausiu laiku gali tapti sandarinimo įrenginių projektavimo pagrindu.

Apžvelgus sandarinimo įrenginių projektavimo metodikas galima pasakyti, kad daugeliu atvejų skaičiavimams taikomos labai supaprastintos empirinės formulės. Kontakte vykstantys procesai dažniausiai visai nevertinami, nes analitiškai tai padaryti labai sunku. Skaitiniai metodai ir sparčiai besivystanti kompiuterinė technika leidžia spręsti tokius uždavinius be didesnių supaprastinimų. Sprendžiant kontaktinius uždavinius pasinaudota žymių mokslininkų G. Herco, V. Aleksandrovo, K. Džonsono, J. Lubliner ir kt. darbuose sukaupia patirtimi [1, 2, 3].

2. Tyrimų tikslas ir metodas

Šio darbo tikslas - ištirti tipinių metalinių eksploatacinių apkrovų veikiamų sandariklių deformuotųjų būvių parametrus, paruošiant rekomendacijas praktinėms projektavimo reikmėms.

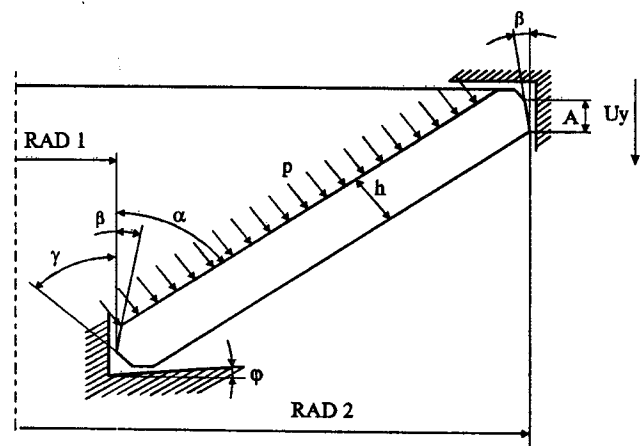
Sandarinimo elementų kontaktinės sąveikos uždaviniai dažniausiai būna fiziškai ir geometriškai netiesiniai, todėl labai svarbu teisingai aprašyti sandariklio medžiagos tampriąsias plastines savybes, įvertinant galimas dideles deformacijas ir aukštas temperatūras. Labai svarbu ir teisingai aprašyti kontaktinio uždavinio parametrus.

Todėl nors skaičiavimams ir naudota pažangi baigtinių elementų sistema ANSYS 5.0A [4], tik po

jos testavimo buvo parinkti medžiagos tampriai plastinių savybių bei kontakto aprašymo parametrai, apskaičiuojant labiausiai paplitusius, veikiamus eksploatacinių apkrovų, tipinius tampriuosius metalinius sandariklius (kūginius, V ir λ tipo) ir jų dangų deformuotųjų būvių parametrus.

3. Kūginiai sandarikliai

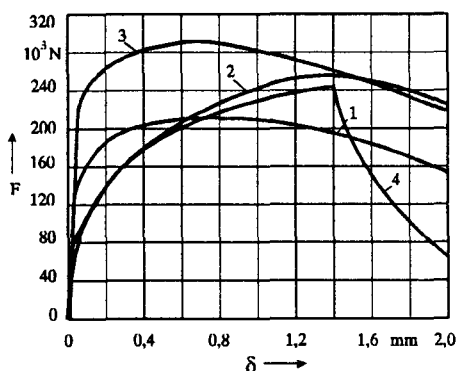
Kūginis sandariklis naudojamas vamzdynų flanšiniuose sujungimuose [5]. Sandarinimo principas čia grindžiamas nemažomis į sandarinamus paviršius remiančiomis sandariklio briaunų plastinėmis deformacijomis ir sandariklio konstrukcijos tampriosiomis savybėmis, kompensuojančiomis sandarinamų paviršių geometrijos netobulumus ir sujungimą veikiančių jėgų sukeltus poslinkius. Kūginio sandariklio skaičiavimo schema parodyta 1 pav.



1 pav. Kūginio sandariklio skaičiavimo schema

Fig 1. Computational scheme of conical seal

Sudarytos kontaktinės jėgos priklausomybės nuo įveržimo δ (sandinimo paviršių suartėjimo), esant skirtingoms medžiagos (nerūdijančio plieno) stiprėjimo charakteristikoms, rodo, kad kontaktinė jėga nėra tiesiog proporcinga įveržimo dydžiui. 2 pav. pateikiamos kūginio sandariklio (sąlyginis skersmuo 300 mm) kontaktinės jėgos priklausomybės nuo įveržimo 1 - $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa, $\sigma_y = 280$ MPa, $E_{k1} = 7000$ MPa ($\epsilon \leq 0,0125$), $E_{k2} = 2500$ MPa ($0,0125 < \epsilon \leq 0,0125$), $E_{k3} = 600$ MPa ($0,1 < \epsilon \leq 0,3$), $E_{k4} = 1000$ MPa ($\epsilon > 0,3$), 2 - $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa, $\sigma_y = 200$ MPa, $E_k = 5 \cdot 10^3$ MPa; 3 - $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa, $\sigma_y = 500$ MPa, $E_k = 3 \cdot 10^3$ MPa.

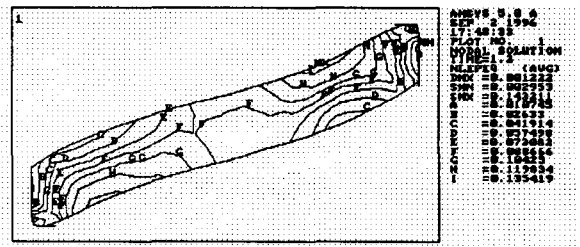


2 pav. Kūginio sandariklio kontaktinės jėgos priklausomybės nuo įveržimo

Fig 2. The relation between contact force and deformation in conical seal

Nustatytas svarbiausias standartizuotų didesnių nei 100 mm skersmens kūginių sandariklių deformavimo dėsningumas: kai apspaudimo dydis pagal medžiagos takumo ribą ir stiprėjimo dėsnį viršija 0,7 - 1,3 mm, sandariklis suklumpa, paprastai antrąją nestabilumo formą. Praktiškai tai reiškia, kad sandariklis arba visiškai sugniuždomas, arba gerokai sumažėja kontaktinė jėga, ir sujungimas gali išsihermetinti.

Tokio kūginio sandariklio ($RAD1 = 0,153$ m, $RAD2 = 0,159$ m, $h = 0,001$ m, $A = 0,0007$ m, $\alpha = 60^\circ$, $\beta = 0^\circ$, $\varphi = 10^\circ$, $\gamma = 45^\circ$, $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa, $\sigma_y = 280$ MPa, $E_{k1} = 7000$ MPa ($\epsilon \leq 0,0125$), $E_{k2} = 2500$ MPa ($0,0125 < \epsilon \leq 0,0125$), $E_{k3} = 1600$ MPa ($0,1 < \epsilon \leq 0,3$), $E_{k4} = 1000$ MPa ($\epsilon > 0,3$), $\nu = 0,3$) deformuota forma ir plastinių deformacijų izolinijos vieno iš apkrovimo žingsnių metu (sandariklis įveržtas 1,2 mm) parodyti 3 pav.



3 pav. Kūginio sandariklio plastinių deformacijų izolinijos, kai jis įveržtas 1,2 mm

Fig 3. Contours of equivalent plastic strains of conical seal

Galima daryti išvadą, kad standartizuotose, nors ir nepakankamai ištirtose šio tipo sandariklių konstrukcijose kraštinės sąlygos pasireikšti pirmajai nestabilumo formai yra nepalankios. Tokie skaičiavimų rezultatai, kai pasireiškia tik antroji nestabilumo forma, padėjo suprasti eksperimentų rezultatus, nes ir jų metu deformuotojo sandariklio skerspjūvis buvo S formos. Panašiai sandariklis deformuojasi ir veikiamas skirtingų temperatūrų darbo slėgių. Tačiau kai slėgiai dideli (didesni nei 10 MPa), S forma tampa netaisyklinga ir yra geometriškai panašesnė į pirmąją nestabilumo formą. 2 pav. (kreivė 4) pateikiama įveržimo jėgos priklausomybė nuo deformavimo dydžio, kai darbo terpės slėgis 40 MPa. Matome, kad kontaktinė jėga padidėja ne daugiau kaip 10%, nors stabilumas prarandamas kiek vėliau (1,4 mm).

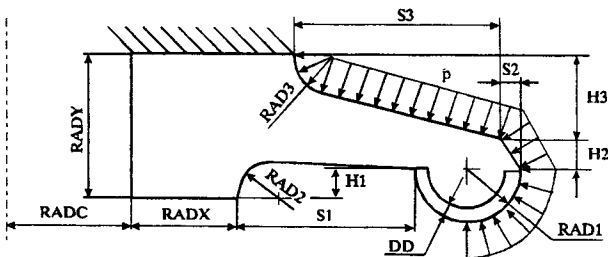
Tai patvirtina ir mažesnių skersmenų sandariklių skaičiavimai. Pavyzdžiui, esant sąlyginiam 70 mm skersmeniui, kritinės įveržimo jėgos sumažėja maždaug du kartus, o stabilumą toks sandariklis praranda apspaudžiamas 0,7 mm sandarinamo paviršiaus eiga.

Realių kūginių sandariklių matmenų sklaida gali būti nemaža. Pavyzdžiui, kai sandarinimo įrenginio lizdo ir sandariklio matmenys yra $\varnothing 306H8/e9$ ir $\varnothing 318H8/f9$, kampas α svyruoja nuo $61,50$ iki $65,7^\circ$, o bendras sandariklio aukštis H atitinkamai yra $2,784 - 3,288$ mm (prieš sandariklį apspaudžiant). Taigi sandariklio posvyrio kampas kinta iki $4,2^\circ$, o aukštis - iki $0,5$ mm. Akivaizdu, kad dėl tokios matmenų sklaidos kūginis sandariklis greitai praras stabilumą ir daugeliu atvejų veiks nestabiliai. Be to, kūginiai sandarikliai greičiau gali prarasti stabilumą ir dėl formos nuokrypių. Tą puikiai iliustruoja sandariklių su nežymiai nusklembtomis briaunomis skaičiavimai.

4. V ir λ tipų sandarikliai

V ir λ tipų sandarikliai dėl didelio elastingumo gali kompensuoti statinius ir net 0,1 - 0,4 mm dinامينius poslinkius ir geometrinės formos nuokrypius [5]. Juos naudojant stabilumo problemos nekyla. Šio tipo sandarikliai paprastai gaminami su minkštomis metalinėmis ar polimerinėmis dangomis. Sandarinimo ketera deformuojasi labai sudėtingai, nes kontaktuojantis paviršius, padengtas danga, slysta ir rieda sandarinamu paviršiumi. Šiame darbe toks uždavinys sprendžiamas kompleksiskai, dangai skaičiuoti taikant submodeliavimo principą.

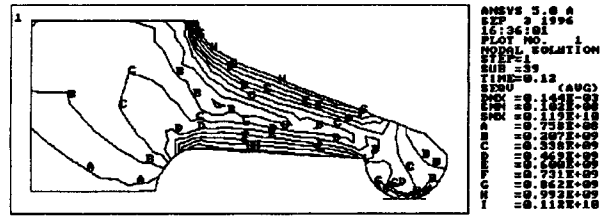
Kadangi linginis sandariklis pagal savo funkcinę paskirtį turi ne mažiau kaip du dažniausiai identiškus tamprūs elementus, skaičiuoti galima tik vieną iš jų. Tai sumažina uždavinio apimtį. Tipinio tampraus elemento V ar λ tipo sandariklio geometrija ir ją nusakantys parametrai pateikti 4 pav. Modelis sudarytas taip, kad lengvai būtų galima keisti sandariklio geometriją ir apkrovas. Pateikiami vieno tokio sandariklio (RADX = 3 mm, S1 = 5 mm, H1=1,7 mm, H2 = 0,5 mm, S2 =0,5 mm, H3=2,8mm, S3 = 5,5 mm, RAD1 = RAD2 = RAD3 = 1 mm, RADY = 4mm, RADC = 30 mm, DD = 0,1 mm, δ = 0,12 mm, E = 2,1·10⁵ MPa, ν = 0,3) skaičiavimo rezultatai.



4 pav. V ir λ tipo sandariklių skaičiavimo schema

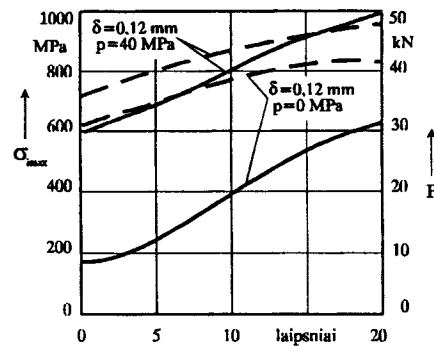
Fig 4. Computational scheme of V and λ form seal

Sprendžiant iš įtempimų pasiskirstymo (5 pav.), tampraus elemento forma ir matmenys yra parinkti racionaliai, nes nėra ryškios įtempimų koncentracijos skerspjuvio perėjimo zonose. Siekiant jį dar pagerinti, lingės kūgiškumą, kuris šiuo atveju sudaro 16°, derėtų šiek tiek padidinti, tada būtų galima priartėti prie beveik tolygaus įtempimų pasiskirstymo paviršiniuose kevalo sluoksniuose (6 pav.).



5 pav. Linginio sandariklio įtempimų intensyvumo izolinijos, kai jis įveržtas 0,12 mm

Fig 5. Contours of stresses intensity of cantilever spring seal

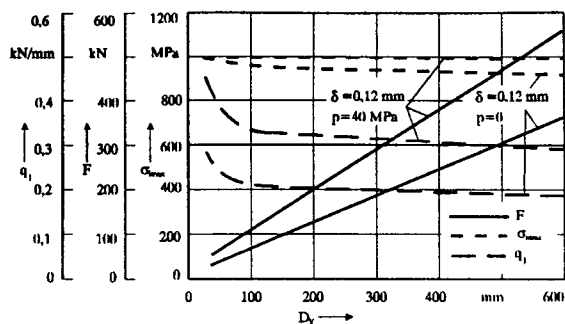


6 pav. Linginio sandariklio maksimalaus įtempimų intensyvumo priklausomybė nuo jo pagrindo tampriosios dalies kūgiškumo

Fig 6. The maximum stress intensity dependence upon cantilever spring seal elastic zone cone

Įdomu pažymėti, kad esant dideliame darbo terpės slėgiui, nagrinėjamu atveju 40 MPa, maksimalus įtempimų intensyvumas padidėja tik apie 6%, o kontaktinė jėga - iki 50%. Tai rodo, kad slėgis veikia kitas zonas nei kontakte koncentruota apkrova.

Sandariklio santykinis skersmuo D_s , kaip ir buvo tikėtasi, turi įtakos įtempimų intensyvumui σ_1 , kontaktinio slėgio jėgai F ir kontaktiniam slėgiui q_1 tik tada, kai jis mažas (mažesnis nei 80 mm). Kaip matyti 7 paveiksle, kai sandariklio skersmuo didesnis nei 150 mm (santykinis skersmuo matuojamas viduriniame sandarinimo zonos taške), jo įtakos galima nepaisyti. Nagrinėjamu atveju maksimalūs tamprūs poslinkiai pasiekiami, kai lingė (medžiagos takumo riba 1200 MPa) įveržiama iki 0,12 mm. Jeigu leistume nedideles plastines deformacijas, tai tamprų jų dalis taip pat padidėtų, tačiau didinti įveržimą daugiau nei 0,15 mm vargu ar tikslinga, nes tada plastiškai deformuosis visa lingė.



7 pav. Linginio sandariklio maksimalių įtempimų intensyvumo σ_1 , kontaktinio slėgio jėgos F ir kontaktinio slėgio q_1 reikšmių priklausomybė nuo jo santykinio skersmens

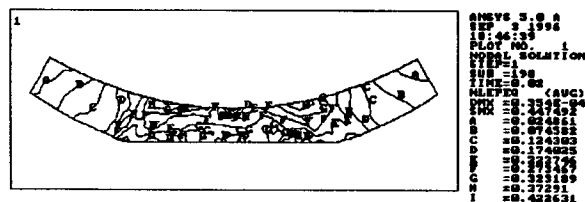
Fig 7. Numerical solution profiles for cantilever spring seal problem: ratio of relative seal radius against maximal stress intensity σ_1 , pressure force F and contact pressure q_1

5. Sandariklių dangų deformavimas

Toliau apžvelkime dangos deformavimo procesą. Pastebėta, kad esant nedidelėms apkrovoms įtempimų ir deformacijų laukai, tiek įvertinant trintį, tiek jos nepaisant yra būdingi klasikinei pusplokštumės ir cilindro sąveikai [1]. Toliau deformuojant vaizdas smarkiai keičiasi. Labai padidėja kontakto plotis, o dangoje esanti centrinė įtempimų intensyvumo ir deformacijų zona (plastinis branduolys) išsiplečia į kontakto kraštus ir net išeina į kontaktinį paviršių (kai apkrovos mažesnės, ši zona glūdi šiek tiek giliau ir nuo kontaktinio paviršiaus ją skiria plona tampri zona). Esant didelėms kontaktinėms jėgoms aiškiai išsiskiria trys maksimalių įtempimų ir deformacijų zonos, išsidėsčiusios kontakto centre ir kraštuose.

Jei danga plona (50 μm ir plonesnė), didelių įtempimų ir deformacijų zona susiformuoja ties skiriamuoju dangos ir keteros paviršiumi (8 pav.) ir esant nedidelėms kontaktinėms jėgoms, todėl danga gali būti atplėšta nuo keteros.

Norint detaliau ištirti trinties įtaką (kontakto poroje) sandariklio dangos deformuotojo būvio parametrus, buvo atlikti kitų tipų sandariklių skaičiavimai, kuriuose dangų plastinės deformacijos siekia iki 100%. Paaiškėjo, kad trintis kontakto poroje turi įtakos tiek deformuotos dangos formai, tiek kitiems jos būvio parametrus. Ši įtaka tuo didesnė, kuo didesnės apkrovos ir kuo didesnis sausosios trinties koeficientas μ .

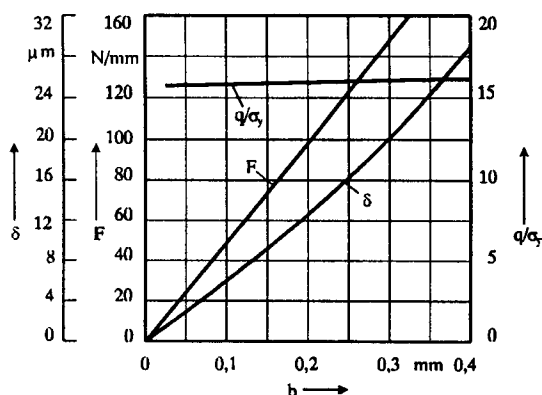


8 pav. 0,1 mm storio dangos plastinių deformacijų izolinijos

Fig 8. Contours of equivalent plastic strains of coating which thickness is 0,1 mm

Apibendrinus visus skaičiavimų rezultatus, gautos priklausomybės tarp paviršių suartėjimo, kontaktinės jėgos bei sandarinimo kokybę nusakančio parametro santykio q/σ_y (q - vidutinis kontaktinis slėgis, σ_y - medžiagos takumo riba) ir kontakto pločio. Pažymėtina, kad santykis q/σ_y , kai dengiamo paviršiaus suapvalinimo spindulys 0,5 mm, praktiškai yra pastovus dydis ir lygus ≈ 16 . (9 pav.) Didėjant keteros suapvalinimo spinduliui santykis q/σ_y jau nelieka pastovus ir didėja didėjant kontaktinei jėgai.

Taigi projektuojant sandariklius su dangomis reikia atsižvelgti į tai, kad plastinės deformacijos artimiausiuose indentoriui sluoksniuose didėja, didinant kontaktinį slėgį F_k , mažinant indentoriaus spindulį ir dangos storį.



9 pav. Sandarinamų paviršių suartėjimo δ , santykinės kontaktinės jėgos F_k ir santykio q/σ_y priklausomybės nuo kontakto pločio, kai vario danga yra 0,14 mm storio, o indentoriaus suapvalinimo spindulys lygus 0,5 mm

Fig 9. Numerical solution profiles for seals coating problem: ratio contact with against approach off contact surfaces δ , relative contact force F_k and relation q/σ_y , when coating thickness is 0,14 mm and radius of indenter 0,5 mm

6. Išvados

Atlikti skirtingų tipų sandariklių skaičiavimai leidžia daryti tokias išvadas:

- kūginiams sandarikliams yra būdingas geometrinis ir plastinis nestabilumas esant palyginti nedidelėms apkrovoms. Be to, plastinis nestabilumas sukelia konstrukcijos antrosios formos geometrinį nestabilumą. Dėl sandariklio nusėdimo ši forma geometriškai nėra taisyklinga. Todėl labai apspausti kūginį sandariklį netikslinga, nes tampri konstrukcija gali tapti nesimetriška ašiai. Pagal standarto GOST 19755-84 reglamentuojamus matmenis kūginio sandariklio stabilumas paprastai prarandamas, kai apspaudimas didesnis kaip 1,2 mm. Naudojant tokius sandariklius:

- būtina tinkamai parinkti sandariklio medžiagą. Geriau tinka medžiagos, kurių aukštesnė takumo riba ir didesnis stiprėjimo koeficientas;

- reikia siekti, kad sandariklis ir sugniuždytas išlaikytų ašiai simetrišką formą. Tam galima padidinti sandarinimo įrenginiui keliamus tikslumo reikalavimus (H8/e9 ir H8/f9 galima pakeisti bent atitinkamai į H8/f7 ir H8/e7).

- tikslinga šio tipo sandariklius padengti minkštomis dangomis, kas leistų sumažinti reikiamą hermetiškumui pasiekti įveržimo jėgą. Tokiu atveju plastiškai deformuotą tik dangą, o pati konstrukcija išliktų tampri.

- Projektuojant sandariklius su dangomis, reikia įvertinti tai, kad plastinės deformacijos artimiausiuose indentoriui sluoksniuose didėja didinant kontaktinį slėgį F_k , mažinant indentoriaus spindulį ir dangos storį.

Literatūra

1. К.Джонсон. Механика контактного взаимодействия / Пер. с англ. М.: Мир, 1989. 510 с.
2. J.Lubliner. Plasticity theory. New York, 1990. 495 p.
3. В.М.Александров, С.М.Мхитарян. Контактные задачи для тел с тонкими покрытиями и прослойками. М.: Наука, 1983. 488 с.
4. ANSYS Engineering Analysis System - Rev. 5.0A, Vol.IV. Theory. Swanson Analysis Systems, Inc. Houston, PA 15342-0065, 1992.
5. Уплотнение и уплотнительная техника: Справочник / Л.А.Кондаков, А.И.Голубев, В.Б.Овандер и др. Под общ. ред. А.И.Голубева, Л.А.Кондакова. М.: Машиностроение, 1986. 464 с.

Įteikta 1997 03 04

ANALYSIS OF CONTACT PROBLEMS IN ELASTIC - PLASTIC METAL SEALS

V. Eidukynas, R. Barauskas

S u m m a r y

One of the most important problems in the design of seal joints is the optimisation of their shape and the material properties. This paper presents the results of the numerical simulation of conical and cantilever seal joints contact problems by using the finite element system ANSYS 5.0A. The temperature and friction have been taken into account.

The sealing principle of conical seals, which are usually used as flange joints in networks of pipes, is based on large plastic deformations of seal edges and maintaining the highly elastic property of the whole construction of the seal. Fig 1 presents the scheme of the conical seal used as a base for numerical simulations.

The relation between the contact force and displacement in conical seals with various material hardening shows that the contact force is not proportional to the displacement. The latter statement is demonstrated by Fig 2, presenting the results of the numerical simulations, where the curves 1, 2, 3 correspond to the following numerical values of material properties curve 1 - $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa, $\sigma_y = 280$ MPa, $E_{k1} = 7000$ MPa ($\epsilon \leq 0,0125$), $E_{k2} = 2500$ MPa ($0,0125 < \epsilon \leq 0,0125$), $E_{k3} = 600$ MPa ($0,1 < \epsilon \leq 0,3$), $E_{k4} = 1000$ MPa ($\epsilon > 0,3$), curve 2 - $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa, $\sigma_y = 200$ MPa, $E_k = 5 \cdot 10^3$ MPa; curve 3 - $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa, $\sigma_y = 500$ MPa, $E_k = 3 \cdot 10^3$ MPa.

Under displacement 0,7 - 1,3 mm, the cone seal usually loses stability by exhibiting the second form of instability. Such a sealing joint is not suitable for the practical application as it is not hermetic. Fig 3 shows the deformed shape and contours of the equivalent plastic strains of the above-mentioned conical seal ($RAD1=0,153$ m, $RAD2=0,159$ m, $h=0,001$ m, $A=0,0007$ m, $\alpha = 60^\circ$, $\beta=0^\circ$, $\varphi = 10^\circ$, $\gamma = 45^\circ$, $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa, $\sigma_y=280$ MPa, $E_{k1}=7000$ MPa ($\epsilon \leq 0,0125$), $E_{k2}=2500$ MPa ($0,0125 < \epsilon \leq 0,0125$), $E_{k3} = 1600$ MPa ($0,1 < \epsilon \leq 0,3$), $E_{k4} = 1000$ MPa ($\epsilon > 0,3$), $\nu = 0,3$) in one of the loading steps of the solution process.

Numerous numerical simulations have shown that the second form of instability is caused by unfavourable loading and boundary conditions for the first instability form. Such numeric results correspond exactly to the experiments.

Under high pressure of the working medium (over 40 MPa), such seals collapse by exhibiting the first form of instability. The contact force increases only by 10%, and the collapse occurs when the seal is loaded more than 1,4 mm.

V - and λ - form (cantilever) seals may recover from static and 0,1 - 0,4 mm dynamic displacements due to their high elasticity. Usually such seals possess soft metallic or polymeric coats. The process of the seal deformation is very complex because the contact surface slides and rolls upon the basic surface.

In this paper the problem has been solved by using the submodelling techniques of ANSYS. The submodelling involves analysing a coarse model and by subsequently creating the finely meshed "submodel" of the region of interest. The coarse model displacements are applied as constraints on the cut boundary of submodel. In this problem, we will use the region of the whole cantilever seal as the coarse model. The region of interest is the contact zone, so we create the submodel of this region. Due to symmetry, only half a seal needs to be modelled (Fig 4), where $RADX = 3 \text{ mm}$, $S1 = 5 \text{ mm}$, $H1 = 1,7 \text{ mm}$, $H2 = 0,5 \text{ mm}$, $S2 = 0,5 \text{ mm}$, $S3 = 2,8 \text{ mm}$, $S3 = 5,5 \text{ mm}$, $RAD1 = RAD2 = RAD3 = 1 \text{ mm}$, $RADY = 4 \text{ mm}$, $RADC = 30 \text{ mm}$, $DD = 0,1 \text{ mm}$, $\delta = 0,12 \text{ mm}$, $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$, $\nu = 0,3$.

After numerous numerical simulations, the base relations were defined. The maximum stress intensity dependence against the parameters of the arms of the cantilever spring seal elastic zone (Fig 6); ratio of relative seal radius against maximal stress intensity σ_1 , pressure force F and contact pressure q_1 (Fig 7). The analysis enabled to obtain the optimised construction of the seal.

The elastic-plastic deformation analysis of the coating has been performed. When the loads are small, the stress and strain contours are characteristic of classic Hertzian [1] contact theory. With higher loads, the picture changes significantly. After increasing the contact area width, the plastic zone grows and develops through to the boundaries of the interacting region.

By summarising the simulation results were obtained: the relations between the contact width, the approach of the contact surfaces δ , relative contact force F_k and ratio q/σ_y , when coating thickness is $0,14 \text{ mm}$ and radius of the indenter $0,5 \text{ mm}$. The relation q/σ_y in this case is constant, approximately equal to 16. With the increase of the indenter radius, the ratio q/σ_y is not constant and increases with an increase of the contact force.

The numerical simulations of various seals allow to arrive to the following conclusions:

1. For cone seals the geometric instability (usually in the second form) is exhibited even at computatively small loads. When the loading exceeds $1,2 \text{ mm}$, the elastic structure may acquire an unaxisymmetric form. In the usage of such seals, the following points should be taken into account:

- it is necessary to match the materials properly. Best suitable materials have higher yield point and higher stiffness hardening;

- try to keep axisymmetric form of a seal even under the collapse. For this reason it is necessary to keep high requirements;

- good results are obtained by covering the seals with soft coatings, thus reducing the force. In such way only the coating is subjected to the plastic deformation, while the whole structure remains elastic.

2. Cantilever seals have good elastic properties and do not lose stability. After summarising the numerical simulations results, the suggestions for the rational geometric shape of the cantilever seal have been made.

3. In the design of coated seals it is necessary to take into account that the equivalent plastic strains in the coat layers close to the indenter increase with increasing contact force, decreasing the indenter radius and the coat thickness.

Rimantas BARAUSKAS. Doctor Habil, Professor. Department of Engineering Mechanics. Kaunas University of Technology. 37 Mickeviaus, 3000 Kaunas.

Doctor's degree in mechanics in 1981. Doctor's Habil degree in 1992. Research interests: non-linear dynamic analysis, finite element programming

Valdas EIDUKYNAS. Doctor. Department of Engineering Mechanics. Kaunas University of Technology. 37 Mickeviaus, 3000 Kaunas.

Doctor's degree in mechanics in 1996. Research interests: non-linear structural analysis, finite element programming.