

mr. sc. Branislav Orčić¹

mr. sc. Marina Tevčić²

ANALIZA POJAVE PUKOTINA NA KOMPONENTAMA TURBINE

Analysis of Crack Initialization on Gas Turbine Components

SAŽETAK: Plinska turbina namijenjena je za brzi start i postiže nominalno opterećenje u vrlo kratkom vremenu. Uslijed takvog rada turbine, turbinske lopatice, rotor, dijelovi komore izgaranja, visokotlačni pregrijač itd., podvrgnuti su visokim toplinskim i mehaničkim opterećenjima koja mogu oštetiti komponente stvarajući na njima inicijalne pukotine. Pojava i ocjene propagacije pukotine neizostavni su dio analiza planiranog vijeka trajanja turbine. U radu je dan prikaz jedne od metoda analize bazirane na Neuberovoj zakonitosti, koja za aproksimaciju krivulje naprezanja koristi Ramberg-Osgoodov model za elastično i plastično područje ponašanja materijala. Metoda je testirana na modelima primjenom MKE linearnom i nelinearnom analizom izotropnih materijala sa i bez srednjeg/prosječnog efekta naprezanja.

Ključne riječi: propagacija pukotine, vijek trajanja, Ramberg-Osgoodov model, Neuberova zakonitost

ABSTRACT: Gas turbine is able to start quickly and reach the nominal load in a very short time. Therefore, turbine blades, rotor, combustor, high pressure super heater, undergo high thermal and mechanical loads that can provoke initial cracks and damage components. Analysis of crack initialization and their propagation is a mandatory portion of gas turbine life assessment. The paper presents one of various methods of strength analysis based on Neuber rule that is using Ramberg-Osgood model for elastic-plastic area of material properties. Method was tested on models by FEM linear and non-linear analysis of isotropic materials.

Keywords: crack propagation, life assessment, Ramberg-Osgood rule, Neuber rule

1. UVOD

Zahvaljujući svojstvima termomehaničkog ciklusa i kompaktnoj konstrukciji, plinska turbina može u vrlo kratkom vremenu postići nominalno opterećenje. Uslijed

¹ Alstom Hrvatska d.o.o., branislav.orcic@power.alstom.com

² Veleučilište u Karlovcu, marina.tevcic@vuka.hr

takvog radnog ciklusa turbinske komponente, kao npr. lopatice, rotor, komora izgaranja, podvrgnute su visokim toplinskim i mehaničkim opterećenjima. Ta opterećenja mogu stvoriti visoke amplitude naprezanja i deformacija na nekim mjestima komponenata, koja su iznad granice elastičnosti materijala.

Uzastopnim ponavljanjem radnog ciklusa: start - rad pri nominalnom opterećenju - stop, na tim mjestima mogu se pojaviti oštećenja u vidu inicijalnih mikro pukotina. Tako nastale mikro pukotine posljedica su nisko cikličkog zamora (NCZ)³ materijala. Daljnjim uzastopnim ponavljanjem radnog ciklusa, nastale mikro pukotine se produbljuju ili produžuju do kritične veličine opasne za daljnji rad. Svaka komponenta turbinske konstrukcije ima planirani radni vijek. Radni vijek određen je brojem radnih ciklusa i satima rada.

U današnjim uvjetima primjenom određenih metoda i odgovarajućih kompjutorskih programa, moguće je procijeniti vijek rada svakog konstruiranog elementa. Iznosi naprezanja i deformacija potrebni za ocjenu vijeka rada mogu se za jednostavnije modele izračunati analitičkim putem, a za složenije koriste se numeričke metode. Jedna od najčešće korištenih numeričkih metoda je metoda konačnih elemenata (MKE). Primjenom MKE moguće je simulirati tranzijentna toplinska i mehanička opterećenja, te odrediti mjesta s najvećim napreznjima. Osnovni zadatak tih analiza je procijeniti broj radnih ciklusa do pojave mikro ili kritične pukotine, te odrediti potrebne konstrukcijske izmjene u cilju povećanja broja radnih ciklusa ili radnih sati do pojave pukotine.

Za analizu naprezanja iznad granice elastičnosti aproksimira se promjena čvrstoće u ovisnosti o deformaciji prema zakonitosti Ramberg-Osgooda⁴ ili Von Misesa. Kod većih modela takve analize zahtijevaju desetak i više sati rada računala. Radi skraćivanja potrebnog vremena obavljaju se proračuni čvrstoće na osnovi linearne teorije elastičnosti materijala. Tako dobiveni rezultati na kritičnim mjestima preračunavaju se primjenom Neuberove⁵ i Ramberg-Osgoodove zakonitosti na elastične i plastične komponente. Dobivene vrijednosti ulazni su podaci za procjenu broja ciklusa i sati rada do pojave mikro ili kritične pukotine.

2. OPIS MODELA CIKLIČKOG OPTEREĆENJA

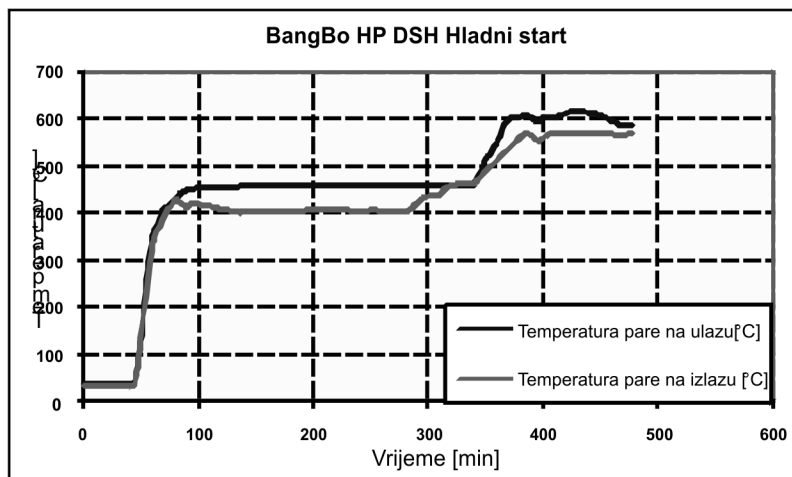
Radni ciklus je cikličko opterećenje turbinskih komponenti tijekom rada. Tijekom jednog radnog ciklusa u ovisnosti o vremenu mijenjaju se temperature, tlakovi, količine medija, brzine vrtnje rotirajućih komponenti, itd. Primjer promjene temperature kod visoko tlačnog grijača u kombiniranom postrojenju plinske i parne turbine u jednom radnom ciklusu dan je Slikom 1.

³ **ASM Handbook**, Volume 19, Fatigue and Fracture, ASM International, Metals Park, 1996., str. 527-543.

⁴ Dowling, N. E.: **Mechanical Behaviour of Materials**, Prentice-Hall, New Jersey, 2001., str. 565-568.

⁵ Dowling, N. E.: **Mechanical Behaviour of Materials**, Prentice-Hall, New Jersey, 2001., str. 626-629.

Slika 1. Promjena temperature pare na ulazu i izlazu iz grijača



Izvor: Obrada autora u programskom alatu Microsoft Excel

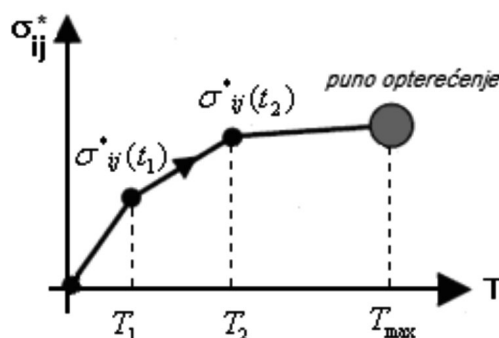
Termički proračuni neke komponente provode se MKE⁶ u elastičnom području materijala u jednoj od varijanti:

- tranzijentni termički proračuni;
- proračuni za stacionarno termičko stanje.

2.1. Tranzijentni termički proračun

Tranzijentni termički proračuni rade se za različita vremena tijekom starta, punog opterećenja i faze zaustavljanja. Rezultati takvih pojednostavljenih proračuna su cikličke temperature i termomehanička naprezanja (TMN) komponentata u ovisnosti o vremenu, kao što je prikazano na Slici 2.

Slika 2. Prikaz TMN pri tranzijentnim ciklusima rada komponente



Izvor: Obrada autora u programskom alatu Paint

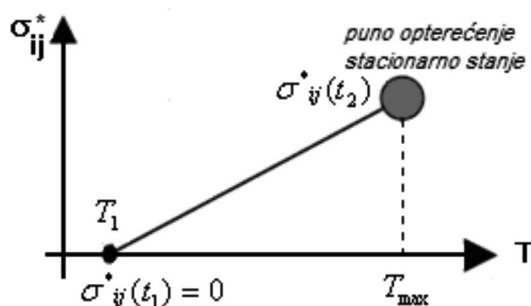
⁶ Spyarakos, C., Raftoyiannis, J.: **Linear and nonlinear finite elements analysis in engineering practice**, Algor publishing, Pittsburgh, 1995., str. 152-160.

$\sigma^*_{ij}(t_1), \sigma^*_{ij}(t_2)$ - tenzori naprežanja u karakterističnim točkama komponente;⁷
 t_1, t_2 - vrijeme;
 T_1, T_2 - temperature.

2.2. Proračun za stacionarno termičko stanje

Proračun se aproksimira na dvije radne točke turbinske komponente. Prva točka u vremenu t_1 ima temperaturu okoline T_1 i nema naprežanja u komponenti. Druga točka u vremenu t_2 ima temperaturu okoline T_{\max} i komponenta je maksimalno opterećena. Rezultati takvih proračuna grafički se predočavaju pravcem kao što je prikazano na Slici 3.

Slika 3. Prikaz TMN pri stacionarnom radu turbinske komponente



Izvor: Obrada autora u programskom alatu Paint

3. PRORAČUN AMPLITUDE NAPREZANJA I DEFORMACIJA U ELASTIČNO-PLASTIČNOM PODRUČJU

MKE najviše se koristi za izračunavanje toplinskih ili mehaničkih veličina u nekoj komponenti turbine. Proračunski modeli su prostorni, a rezultati naprežanja i deformacija dani su u čvorovima modela. Svaki čvor takvog modela opisan je tenzorima naprežanja i deformacija. Da bi utvrdili da li su izračunate veličine niže ili više od granice tečenja materijala potrebno ih je usporediti s mehaničkim karakteristikama materijala. Mehaničke karakteristike materijala dobivaju se ispitivanjima specijalno izrađenih uzoraka iz tog materijala u laboratorijskim uvjetima. Ispitivanja uzoraka su jednoosna i dobiveni podaci su za jednoosno stanje naprežanja i deformacija. Za usporedbu izračunatih podataka s laboratorijski dobivenim podacima, potrebno je svih šest veličina naprežanja i deformacija u jednom čvoru preračunati na ekvivalentne jednoosne veličine.

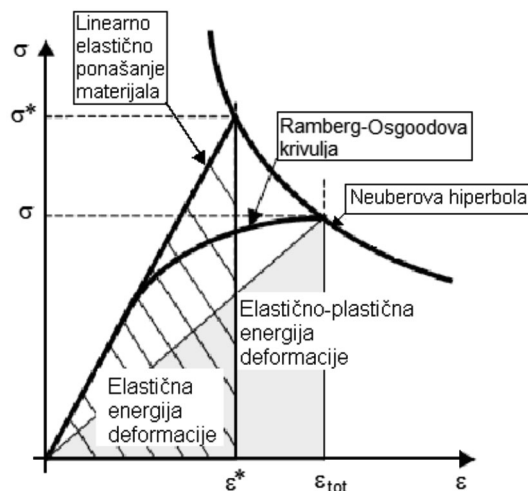
Proračuni za procjenu broja ciklusa do pojave mikro pukotine mogu se provesti na modelu koji uzima u obzir elastično-plastičnu promjenu materijala. Međutim, takva analiza zahtijeva dosta radnog vremena računala, pa se u praksi većinom izvode pro-

⁷ Lematie, J., Chabache, J.: **Mechanics of solid Materials**, Cambridge University Press, 1999., str. 51-58.

računi koji se temelje na linearnoj teoriji elastičnosti materijala. Nedostatak tih proračuna je što ne uzimaju u obzir granicu tečenja i elastično-plastično područje deformacija materijala komponente. Da bi se dobilo stvarno stanje naprezanja i elastično-plastičnih deformacija, proračunom dobiveni podaci preračunavaju se primjenom Ramberg-Osgoodove i Neuberove zakonitosti⁸.

Princip Ramberg-Osgoodove i Neuberove zakonitosti temelji se na održivosti unutarnje potencijalne energije nastale djelovanjem vanjskih opterećenja kao što je prikazano na Slici 4.

Slika 4. Prikaz Ramberg-Osgoodove i Neuberove zakonitosti



Izvor: Obrada autora u programskom alatu Paint

Na Slici 4. unutarnja elastična potencijalna energija označena je šrafiranim trokutom i iznosi:

$$U = \frac{1}{2} \cdot \sigma^* \cdot \varepsilon^* \quad (1)$$

gdje su:

σ^* - linearno elastično naprezanje;

ε^* - linearna elastična deformacija.

Iznad granice tečenja materijala ne vrijedi Hookova linearna elastična zakonitost, pa će daljnja elastično-plastična promjena deformacije ε_{tot} biti aproksimirana krivuljom koja se bazira na Ramberg-Osgoodovoj zakonitosti:

$$\varepsilon_{tot} = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (2)$$

⁸ ASM Handbook, Volume 19, Fatigue and Fracture, ASM International, Metals Park, 1996., str. 428-430.

gdje su:

ε_{tot} - ukupna deformacija;

E - modul elastičnosti materijala;

σ - stvarno naprezanje;

K - koeficijent čvrstoće;

n - deformacijski faktor ukrućenja.

Dakle, elastično-plastična deformacija ε_{tot} zbroj je elastične ε^* i plastične ε_p deformacije:

$$\varepsilon_{tot} = \varepsilon^* + \varepsilon_p \quad (3)$$

U elastično-plastičnom području unutarnja potencijalna energija U odgovara površini zasjenčenog trokuta (v. Slika 4.) i iznosi:

$$U = \frac{1}{2} \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{tot} \quad (4)$$

Budući da je unutarnja potencijalna energija posljedica reakcije unutarnjih napetosti i deformacija na vanjska opterećenja, vrijedi:

$$\sigma^* \cdot \varepsilon^* = \sigma \cdot \varepsilon_{tot} = const \quad (5)$$

U području linearne elastičnosti materijala deformacija ε^* iznosi:

$$\varepsilon^* = \frac{\sigma^*}{E} \quad (6)$$

pa iz jednakosti (5) vidimo da u tom području vrijedi:

$$(\sigma^*)^2 = \sigma \cdot \varepsilon_{tot} \cdot E \quad (7)$$

Daljnijim uvrštavanjem jednakosti (2) u jednakost (7) dobivamo izraz:

$$(\sigma^*)^2 = \sigma \cdot \left(\sigma + E \cdot \left(\frac{\sigma}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \right) \quad (8)$$

Pokazalo se da je prihvatljivije⁹ ukupnu deformaciju ε_{tot} računati prema izrazu:

$$\varepsilon_{tot} = \frac{\sigma}{E} + \alpha \cdot \left(\frac{\sigma}{r \cdot R_{p02}} \right)^m \quad (9)$$

gdje su:

α - faktor koji opisuje ponašanje materijala u plastičnom području;

R_{p02} - granica tečenja materijala;

⁹ Muecke, R., Bernhardt, O.E.: **A Method to Estimate the Inelastic Response in Notched Structures of Anisotropic Materials with Elastic-Plastic Behavior**, Proceeding Applied Mechanics 2, 2003., str. 284-295.

m - eksponent ukrućenja;

r - faktor ukrućenja.

Nadalje, uvrštavanjem jednakosti (9) u jednakost (7) dobivamo izraz:

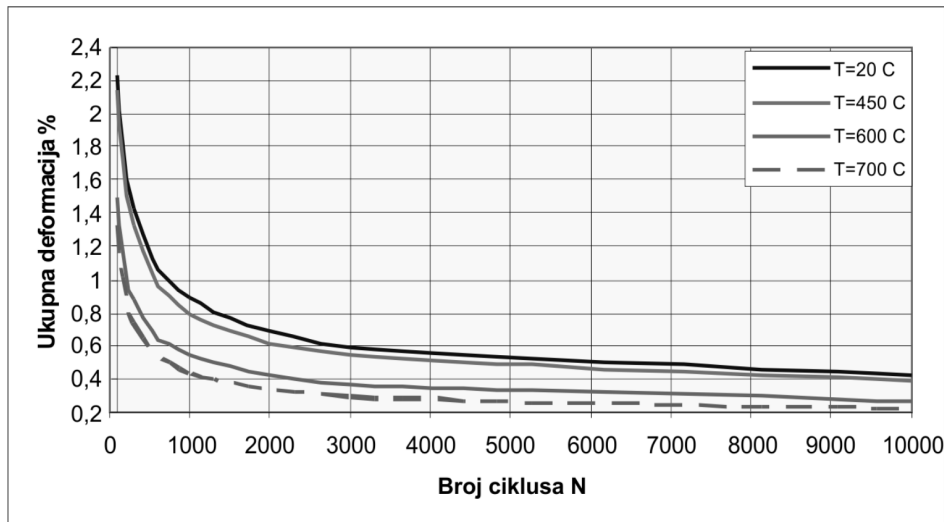
$$(\sigma^*)^2 = \sigma \cdot \left(\sigma + E \cdot \alpha \cdot \left(\frac{\sigma}{r \cdot R_{p02}} \right)^m \right) \quad (10)$$

Iz jednakosti (10) nekom od iterativnih metoda nalazimo nepoznatu veličinu, stvarno naprezanje σ , a zatim iz jednakosti (2) nalazimo ukupnu deformaciju ϵ_{tot} .

4. BROJ CIKLUSA DO POJAVE PUKOTINE

Nisko ciklička opterećenja javljaju se u ciklusima od 1 do 30000 ciklusa u radnom vijeku neke komponente. Obavljen je velik broj pokusa i analiza da se utvrde zakonitosti pojave pukotina i loma kod tako opterećenih materijala. Analize upućuju da je za ocjenu mogućeg broja radnih ciklusa do pojave pukotine potrebno promatrati Goodmanov ili Smithov dijagram naprezanja. Međutim, u praksi se pokazalo da je kod elastično plastičnih deformacija povoljnije mjerilo za ocjenu mogućeg broja ciklusa do pojave pukotine ukupna deformacija ϵ_{tot} . Iznos broja ciklusa N ne ovisi samo o veličini deformacije, već i temperaturi materijala. Ovisnost broja radnih ciklusa N o deformaciji i temperaturi ispitivanog uzorka materijala grijača pare iz primjera danog u radu, predložen je na Slici 5.

Slika 5. Ovisnost broja radnih ciklusa N do pojave oštećenja materijala



Izvor: Obrada autora u programskom alatu Microsoft Excel

Sigurnost da se u predviđenom radnom vijeku neće pojaviti pukotina na komponenti uslijed nisko cikličkog opterećenja računamo sljedećim izrazom:

$$S_{i,j} = \frac{N_{i,j}}{n_{i,j}} \quad (11)$$

gdje su:

$S_{i,j}$ - sigurnost u odnosu na broj ciklusa do pojave pukotine;

$N_{i,j}$ - broj ciklusa koje materijal može izdržati do pojave pukotine kod „i“- tog nivoa deformacija i „j“-tog uvjeta temperature;

$n_{i,j}$ - broj radnih ciklusa koje ima komponenta kod „i“- tog nivoa deformacija i „j“-tog uvjeta temperature.

Iz praktičnih razloga povoljnije je definirati iscrpljenost materijala komponente $D_{i,j}$ kao recipročnu vrijednost sigurnosti na način:

$$D_{i,j} = \frac{n_{i,j}}{N_{i,j}} \quad (12)$$

U slučaju da cikličko opterećenje sadrži više različitih nivoa opterećenja, za izračunavanje sigurnost koristi se Minerova metoda linearne sumacije iscrpljenosti¹⁰:

$$S_{i,j} = \frac{1}{D_{i,j}} = \frac{1}{\sum \frac{n_{i,j}}{N_{i,j}}} \quad (13)$$

U praksi se pokazalo da sigurnost broja ciklusa do pojave pukotine treba biti $S_{i,j} \geq 10$.

5. PRIMJER

Na primjeru visoko tlačnog grijača pare u sklopu kombiniranog postrojenja plinske i parne turbine prikazat ćemo izračun naprezanja i deformacija korištenjem Ramberg-Osgoodove i Neuberove zakonitosti, te procijeniti sigurnost do pojave pukotine. Komponenta je opterećena nisko cikličkim opterećenjem s povišenjem temperature, tlaka i protoka medija tijekom jednog radnog ciklusa. Na Slici 1. prikazane su promjene temperatura pare na ulazu i izlazu iz grijača.

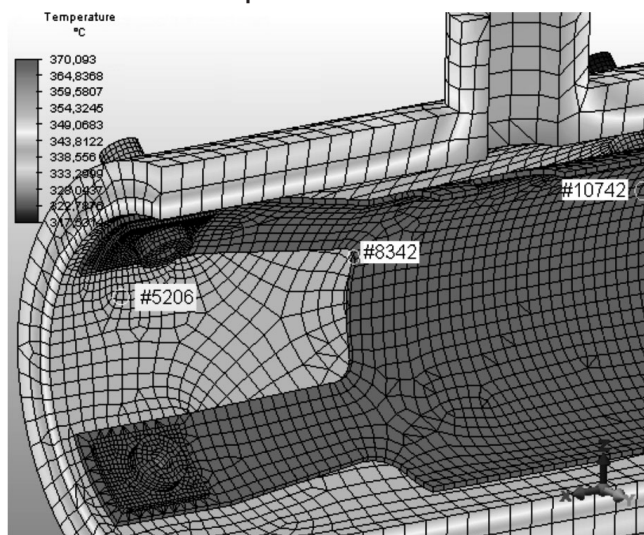
Proračuni su provedeni u vremenskom rasponu od 44. do 87. minute, a potom s drugim nivoom opterećenja u vremenskom rasponu od 336. do 386. minute. U vremenskim rasponima od starta do 44. minute, od 87. do 336. minute, te od 386. minute do početka zaustavljanja, opterećenje komponente se ne mijenja.

Programskim paketom Autodesk Multiphysics 2012, metodom konačnih elemenata izvršeni su tranzijentni termički i proračuni naprezanja za linearno elastičan model.

¹⁰ Dowling, N. E.: **Mechanical Behaviour of Materials**, Prentice-Hall, New Jersey, 2001., str. 402-406.

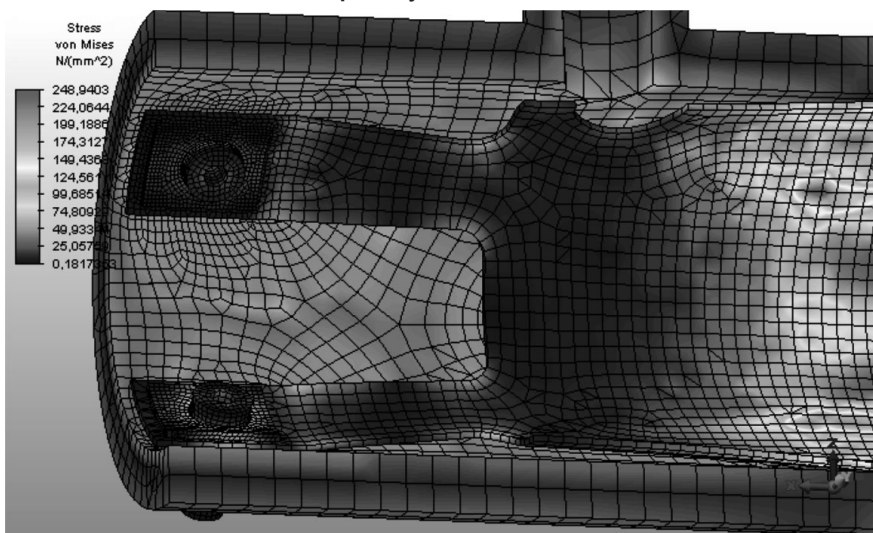
Na Slici 6. prikazane su temperature modela u 71. minuti, a na Slici 7. naprezanja u tom vremenu.

Slika 6. Temperature modela u 71. minuti



Izvor: Obrada autora u programskom paketu Autodesk Multiphysics 2012

Slika 7. Naprezanja u modelu u 71. minuti



Izvor: Obrada autora u programskom paketu Autodesk Multiphysics 2012

Iz rezultata proračuna vidljivo je da se najveća naprezanja i deformacije nalaze na unutarnjem plaštu grijača na mjestu kontakta s graničnikom, označenog s brojem čvora #10742. Dobivene vrijednosti naprezanja i deformacije dane su u Tablici 1.

Tablica 1. Vrijednosti najvećih naprezanja i deformacije u plaštu

Vrijeme u minuti (min)	Temperatura (°C)	Mjesto oko čvora #10742	
		σ^* (MPa)	ϵ^* (%)
71	366	198	0,116
386	600	276	0,184

Funkcija graničnika je da onemogući vibracije plašta pobuđene nestacionarnim strujanjem medija i Carmanovim vrtlozima. Kontakt (plašt-graničnik) prikazan je na Slici 8.

Slika 8. Prikaz kontakta plašta grijača i graničnika



Izvor: Obrada autora u programskom paketu Autodesk Multiphysics 2012

Naprezanja dobivena proračunom viša su od granice tečenja materijala. Stvarni iznosi naprezanja i deformacija računaju se prema formulama (9) i (10). Broj radnih ciklusa očitava se, iz dijagrama prikazanog na Slici 5., u ovisnosti o temperaturi i ukupnoj deformaciji. Procjena sigurnosti do pojave pukotine računa se korištenjem formule (13).

Potrebni podaci za izračun stvarnih naprezanja i deformacija kao i mogući broj ciklusa do pojave pukotine predodčen je u Tablici 2.

Tablica 2. Podaci za čvor #10742

Vrijeme u minuti	Temperatura	E	R_{p02}	r	m	α	σ	ϵ_{tot}	N
(min)	(°C)	(MPa)	(MPa)	(-)	(-)	(-)	(MPa)	(%)	(-)
71	366	170000	130	1,34	12,3	0,2	156	0,147	100000
386	600	150000	114	1,15	12	0,2	135	0,38	2900

Procjena sigurnosti do pojave pukotine prema izrazu (13) iznosi:

$$S_{2,2} = \frac{1}{\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2}} = \frac{1}{\frac{10000}{100000} + \frac{10000}{2900}} = 0,282$$

Procijenjena sigurnost je prema izračunu 0,282 i u odnosu na preporučenu vrijednost ($S_{i,j} \geq 10$) vrlo je niska. Provedeni proračuni ukazali su na kritična mjesta s visokim deformacijama. Konstrukcija tog visoko tlačnog grijača pare izmijenjena je u cilju snižavanja deformacija i povećanja sigurnosti do preporučene vrijednosti. Nakon provedene rekonstrukcije, ponovno su obavljeni svi proračuni koji su dali sljedeće zadovoljavajuće rezultate:

Tablica 3. Podaci za čvor #10742 nakon rekonstrukcije

Vrijeme u minuti	Temperatura	E	R_{p02}	σ^*	ϵ_{tot}	N_2
(min)	(°C)	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(%)	(-)
386	600	150000	114	59,6	0,039	10^6

Izračunato naprezanje iznosi 59,6 MPa, niže je od granice tečenja materijala i nema plastične deformacije. Za tako izmijenjenu konstrukciju sigurnost je veća od 10 i u granicama je preporučene vrijednosti.

6. ZAKLJUČAK

Analize naprezanja metodom konačnih elemenata za slučajeve nisko cikličkog opterećenja uz primjenu Ramberg-Osgoodove i Neuberove zakonitosti, koriste se u fazi konstruiranja turbinskih komponenata. Taj postupak ubrzava dobivanje relevantnih podataka za procjenu radnog vijeka konstruiranih komponenata i ukazuje na dijelove komponenti koje zahtijevaju rekonstrukciju u cilju povećanja broja radnih ciklusa.

Literatura

1. **ASM Handbook**, Volume 19, Fatigue and Fracture, ASM International, Metals Park, 1996.
2. Boyer, E. H.: **Atlas of Stress-Strain Curves**, ASM International, Metals Park, Ohio, 1997.
3. Collins, J. A.: **Failure of materials in mechanical design**, Wiley&Sons, New York, 1998.
4. Dowling, N. E.: **Mechanical Behaviour of Materials**, Prentice-Hall, New Jersey, 2001.
5. Lematie, J., Chabache, J.: **Mechanics of solid Materials**, Cambridge University Press, 1999.
6. Muecke, R., Bernhardt, O. E.: **A Method to Estimate the Inelastic Response in Notched Structures of Anisotropic Materials with Elastic-Plastic Behavior**, Proceeding Applied Mechanics 2, 2003., str. 284-295
7. Neuber, H.: **Kerbspanungs-lehre**, Springer Verlag, Berlin, 1985.
8. Spyarakos, C., Raftoyiannis, J.: **Linear and nonlinear finite elements analysis in engineering practice**, Algor publishing, Pittsburgh, 1995.