

UNIVERZITET U BEOGRADU
MAŠINSKI FAKULTET

NIKOLA A. MILOVANOVIĆ

**PROCENA INTEGRITETA ROTACIONE
OPREME PRIMENOM PARAMETARA
MEHANIKE LOMA**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Beograd, Septembar 2020

UNIVERSITY OF BELGRADE
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

NIKOLA A. MILOVANOVIĆ

**ESTIMATION OF ROTARY EQUIPMENT
INTEGRITY USING FRACTURE MECHANICS
PARAMETERS**

DOCTORAL DISSERTATION

Belgrade, September 2020

Mentor:

dr Aleksandar Sedmak, redovni profesor

Mašinski fakultet u Beogradu

Članovi komisije:

dr Gordana Bakić, redovni profesor

Mašinski fakultet u Beogradu

dr Aleksandar Grbović, redovni profesor

Mašinski fakultet u Beogradu

dr Emil Veg, docent

Mašinski fakultet u Beogradu

dr Simon Sedmak, naučni saradnik

Inovacioni centar Mašinskog fakulteta u Beogradu

Datum odbrane: ____ . ____ . 2020.

PREDGOVOR

Ova doktorska disertacija je nastala nakon višegodišnjeg istraživanja na projektima tehnološkog razvoja (projekat: TR 35040) finansiranim od strane Ministarstva prosvete nauke i tehnološkog razvoja Republike Srbije.

Ovaj rad ne bi bio moguć bez dragocenih saveta i stalne podrške mog mentora, prof. dr Aleksandra Sedmaka redovnog profesora na Mašinskom fakultetu Univerziteta u Beogradu kome se iskreno zahvaljujem na moralnoj i stručnoj podršci.

Posebnu zahvalnost dugujem prof. dr Aleksandru Grboviću i dr Simonu Sedmaku na pomoći i sugestijama tokom izrade šestog i sedmog poglavlja ove doktorske disertacije. Zahvalnost dugujem i članovima komisije prof. dr Gordani Bakić i dr Emilu Vegu na pomoći i sugestijama tokom izrade doktorske disertacije.

Cenjenim kolegama Branislavu Dorđeviću, Mihajlu Arandjeloviću i Lazaru Jeremiću se zahvaljujem na pomoći, sugestijama i pomoći oko tehničkog uređivanja ove doktorske disertacije.

Veliku zahvalnost dugujem svojoj porodici na neizmernoj podršci svih ovih godina.

I na kraju, svega ovoga ne bi bilo bez podrške, strpljenja i razumevanja moje Dunje koja mi je svih ovih godina bila najveća podrška da istrajem na pravom putu i kojoj ovim putem posvećujem ovaj rad.

PROCENA INTEGRITETA ROTACIONE OPREME PRIMENOM PARAMETARA MEHANIKE LOMA

Rezime

Integritet konstrukcija kao naučna i inženjerska disciplina kao deo mehanike loma obuhvata analizu stanja i dijagnostiku ponašanja i otkaza, procenu veka i revitalizaciju konstrukcija, kao što je poznato od ranije. Primenom metoda definisanih ovom naučnom disciplinom mogu se odrediti „slaba“ mesta u konstrukciji, pre nastanka prsline kao i u prisustvu prsline kod konstrukcija koje su izložene različitim tipovima opterećenja.

Procena integriteta rotacione opreme, kao što je vratilo turbine, predstavlja poseban izazov zbog prirode njegovog opterećenja. Kada se na u ceo problem doda i uticaj prsline problem postaje još složeniji i zahteva uključivanje više naučnih disciplina i alata, poput softverskih paketa kojima je moguće simulirati radne uslove opreme, tačnije, dinamičko opterećenje koje može izazvati zamor materijala.

Tema ove doktorske disertacije je istraživanje ponašanja rotacione opreme, konkretno vratila turbine, Hidroelektrane „Đerdap II“ u prisustvu prsline sa ciljem određivanja integriteta i preostalog radnog veka vratila turbine. Opasnost u slučaju prisustvu prsline kod ovog tipa opreme je mogućnost pojave krtoeg loma koji je, po prirodi, nepredvidiv i često sa fatalnim posledicama. Posebna pažnja u ovoj studiji posvećena je mestima koja izazivaju koncentraciju napona.

U rešavanju problema procene integriteta rotacione opreme vratila hidroelektrane korišćeni su softverski paketi Abaqus i MORFEO, odnosno principi proširene metode konačnih elemenata (eng. XFEM). Kao ulazni podaci u primeni XFEM metode primenom ovih paketa korišćeni su eksperimentalni rezultati primenom koncepta elasto-plastične mehanike loma kao i primena poznatog Parisovog zakona sa ciljem određivanja brzine rasta zamorne prsline. Dobijeni podaci eksperimentalnim ispitivanjima, konkretno vrednosti parametara C i m poznatog Parisovog zakona, poslužili su kao osnova za urađene numeričke simulacije rasta zamorne prsline u samom vratilu turbine primenom zakona linealno-elastične mehanike loma. Pored toga, u ovoj studiji urađena je naponska analiza vratila turbine kao i neposredno poređenje analitičkih i numeričkih rezultata.

Osnovni cilj celokupne studije može se svesti na objašnjenje kompleksnog stanja i generalno ponašanje rotacione opreme, odnosno vratila turbine u prisustvu prsline nastalih zamornim opterećenjem i u prisustvu koncentratora napona. Može se istaći da je i akcenat ove studije utvrđivanje zavisnosti brzine rasta prsline od veličine prsline za određenu geometriju vratila na osnovu čije je moguće proceniti integritet i vek vratila, pored svih poznatih osobina materijala. Indirektno, razvijeni i predstavljeni numerički modeli u ovoj disertaciji, kao i eksperimentalne procedure koji imaju veliku primenljivost u oblasti procene integriteta generalno kod opreme ovog tipa takođe su imali za cilj davanje naučnom i

inženjerskom doprinosu analize ove studije sa ciljem utvrđivanja integriteta i preostalog radnog veka opreme izložene zamarajućem opterećenju u prisustvu prsline.

KLJUČNE REČI:

Integritet, Mehanika loma, Rast zamorne prsline, Proširena metoda konačnih elemenata, Vratilo turbine, Krti lom.

Naučna oblast: Tehničke nauke – Mašinsko inženjerstvo.

Uža naučna oblast: Tehnologija materijala.

UDK 539.42 : 620.1 : 621.224(043.3)

ESTIMATION OF ROTARY EQUIPMENT INTEGRITY USING FRACTURE MECHANICS PARAMETERS

Abstract

As it is known, structural integrity as a scientific and engineering discipline as part of fracture mechanics includes structure analysis, its behavior and failure diagnostics, life assessment as well as structural revitalization. By applying the methods defined by this scientific discipline, it is possible to determine "weak" places in the structure, before crack occurs and in the presence of a crack in structures that are exposed to a different types of loads.

Assessing the integrity of rotary equipment, such as turbine shafts, is a particular challenge due to the nature of its load. Presence of the crack makes the whole problem becoming even more complex and requires the inclusion of more scientific disciplines and tools, such as software packages that can simulate the working conditions of equipment, more precisely, dynamic load that can cause material fatigue of the structure.

The topic of this doctoral dissertation is the research of the behavior of rotary equipment, specifically turbine shafts, Hydroelectric Power Plant "Đerdap II" in the presence of cracks with the aim of determining the integrity and remaining service life of turbine shafts. The danger in the presence of a crack with this type of equipment is the possibility of a brittle fracture which is, by its nature, unpredictable, and often with fatal consequences. Special attention in this study is dedicated to the places on the structure that cause stress concentration.

The Abaqus and MORFEO software packages, i.e. the principles of the extended finite element method (eng. XFEM), were used to solve the problem of assessing the integrity of the rotary equipment of the hydroelectric shaft. As input data in application of XFEM method using aforementioned packages, experimental results obtained by using concept of elastic-plastic fracture mechanics i.e. application of the well-known Paris law with the aim of determining the fatigue crack growth rate are used. The data obtained by experimental tests, specifically the values of parameters C and m of the well-known Paris law, were the basis for numerical simulations of fatigue crack growth in the turbine shaft using the law of linear-elastic fracture mechanics. In addition, in this study, a stress analysis of the turbine shaft was performed, as well as a direct comparison of analytical and numerical results.

The main goal of the entire study can be reduced to the explanation of the complex state and general behavior of the rotary equipment, i.e. the turbine shaft in the presence of cracks caused by fatigue load and in the presence of a stress concentrator. It can be pointed out that the main objective of this study is to determine the dependence of crack growth rate on crack size for a certain shaft geometry on the basis of which it is possible to estimate the integrity and life of the shaft, in addition to all known material properties. Indirectly, the developed and presented numerical models in this dissertation, as well as experimental procedures that have great applicability in integrity assessment of this type equipment,

also provide scientific and engineering contributions of this study analysis, like determining integrity and remaining life of the equipment exposed to a fatigue load in the presence of a crack.

KEYWORDS

Integrity, Fracture mechanics, Fatigue crack growth, xFEM, Turbine shaft, Brittle fracture

Scientific Field: Technical Sciences – Mechanical Engineering.

Subfield: Materials science.

UDK 539.42 : 620.1 : 621.224(043.3)

Sadržaj

1.	UVOD	1
2.	PREGLED RADOVA KORIŠĆENIH PRILIKOM IZRADE DOKTORSKE DISERTACIJE	3
2.1	Analiza oštećenja – case study sa aspekta mehanike loma	3
2.2	Analiza oštećenja sa aspekta analitičkih i numeričkih proračuna	7
2.3	Analiza oštećenja sa aspekta integriteta konstrukcija	8
2.4	Pregled radova u vezi oštećenja turbinskog vratila na Hidroelektrani „Đerdap II“ kao i metode za sanaciju	10
3.	OŠTEĆENJA, OTKAZ I ISPITIVANJE TURBINSKOG VRATILA NA HE „ĐERDAP II“	14
3.1	Hidroenergetski sistem „Đerdap“	14
3.2	Hidroelektrana “Đerdap II”	16
	3.2.1 Osnovna elektrana – mašinska zgrada	17
	3.2.2 Brana	18
	3.2.3 Brodska prevodnica	18
	3.2.4 Dodatna elektrana	19
	3.2.5 Turbina	19
	3.2.6 Generator	20
3.3	Oštećenje vratila na HE „Đerdap II“	21
	3.3.1 Opšti podaci o agregatima	21
	3.3.2 Podaci o turbinskim vratilima	22
	3.3.3 Antikorozijska zaštita zone velike prirubnice	22
	3.3.4 Ispitivanja vratila pre ugradnje i tokom eksploatacije	23
	3.3.5 Pojava prslina na prelaznim radijusima R80 prema glavčini Radnog kola	23
	3.3.6 Ispitivanja prelaznog radijusa R80 vratila A6 februara 2007. godine	23
	3.3.7 Program ispitivanja	25

	3.3.8 Analiza hemijskog sastava	28
	3.3.9 Ispitivanje zatezanjem	29
	3.3.10 Ispitivanje energije udara	30
	3.3.11 Ispitivanje tvrdoće	33
	3.3.12 Metalografska ispitivanja	33
	3.3.13 Ispitivanje trajne dinamičke čvrstoće	35
4	ISPITIVANJE PARAMETARA MEHANIKE LOMA NA VRATILU TRUBINE AGREGATA A6 NA HE “ĐERDAP II”	37
	4.1 Analiza zamora sa stanovišta mehanike loma	37
	4.2 Brzina rasta zamorne prsline da/dN i ΔK_{th} – Parisov zakon	38
	4.3 Osnovni model propagacije prsline za konstantu amplitudu	40
	4.4 Drugi modeli propagacije prsline	41
	4.5 Ispitivanja parametara mehanike loma na vratilu turbine agregata A6 HE „Đerdap II“	42
	4.6 Eksperimentalno određivanje žilavosti loma K_{Ic}	43
	4.7 Određivanje parametara rasta zamorne prsline	46
5.	PRIKAZ NAPONSKE ANALIZE - ANALITIČKI I NUMERIČKI PRORAČUN VRATILA U KRITIČNOM PRESEKU	51
	5.1 Analitički model naponskog stanja u kritičnom preseku vratila	51
	5.2. Statički numerički proračun	56
	5.3 Numerički model vratila	56
	5.4 Analiza rezultata	59
6.	METODA KONAČNIH ELEMENATA I NJENA PRIMENA NA INTEGRITET	61
	6.1 Osnove metode konačnih elemenata	61
	6.2 Proširena metoda konačnih elemenata (PMKE)	62
	6.3 Simulacija prsline funkcijama poboljšanja	64
	6.4 Izbor vrste čvorova konačnih elemenata	67
	6.5 Primena PMKE na procenu parametara mehanike loma	69

6.6	Određivanje pravca rasta prsline	71
6.7	Primena PMKE na simulaciju rasta zamorne prsline	72
7.	NUMERIČKA SIMULACIJA I ANALITIČKI PRORAČUN RASTA ZAMORNE PRSLINE U VRATILU TURBINE	73
7.1	Simulacija rasta zamorne prsline	73
7.2	Diskusija dobijenih rezultata	87
8.	ZAKLJUČAK	89
9.	LITERATURA	91
	BIOGRAFIJA	96
	Prilog 1 – Izjava o autorstvu	97
	Prilog 2 - Izjava o istovetnosti štampane i elektronske verzije doktorskog rada	98
	Prilog 3 - Izjava o korišćenju	99

SPISAK SLIKA

- Slika 2.1: Vratilo turbine u predobradi, Fabrika LMZ, Sankt Petersburg, Rusija
- Slika 2.2: Demontirano vratilo turbine sa glavčinom i lopaticama
- Slika 2.3 : Oštećenja na prelaznom radijusu R80 vratila turbine
- Slika 2.4: a) Poređenje prelomljenog vratila sa ispravnim vratilom; b) Tragovi habanja na vratilima
- Slika 2.5: 3D model vratila sa unetom prslinom
- Slika 2.6: Šema osnovnih komponenata generatora i izgled prelomne površine
- Slika 2.7: Kontrola prelaznog radijusa šablonom R90
- Slika 2.8: Izgled prelaznog radijusa nakon obrade pneumatskim čekićem sa zaobljenim vrhom
- Slika 3.1: Osnovna elektrana, HE “Đerdap II”
- Slika 3.3: Karta toka Dunava i HE “Đerdap II”
- Slika 3.4: Turbina tzv “Kapsula”
- Slika 3.5: Osnovni delovi agregata PL-15/826-G-750
- Slika 3.6: Turbinsko vratilo agregata - presek
- Slika 3.7: PT Ispitivanje obima vratila u dužini od 1200 – 1600 mm
- Slika 3.8: PT ispitivanje na obimu od 2200 – 2600 mm
- Slika 3.9: MT ispitivanje na radijusu vratila
- Slika 3.10: Izgled prelomne površine vratila turbine A6
- Slika 3.11: Priprema za isecanje uzoraka
- Slika 3.12: Šema isecanja isečka iz dela prirubnice vratila

- Slika 3.13: Šema isecanja ispitnih uzoraka iz isečka
- Slika 3.14: Dimenzije uzoraka iz kojih su izrađivane epruvete
- Slika 3.15: Šema uzorkovanja epruveta za ispitivanje zatezanjem
- Slika 3.16: Šema uzorkovanja epruveta za ispitivanje energije udara prema SRPS EN ISO 148-1:2012
- Slika 3.17: Šema uzorkovanja epruveta za ispitivanje energije udara prema GOST 9454-78
- Slika 3.18: Mesta merenja tvrdoće na dostavljenim uzorcima
- Slika 3.19: Zone isecanja uzoraka za metalografski pregled
- Slika 3.20: a) Krupne greške u mikrostrukturi. Polirana površina, bez nagrivanja. b) Grupisane greške u mikrostrukturi. Polirana površina, bez nagrivanja c) Livena, feritno-perlitna, pretežno dendritna mikrostruktura materijala sa nemetalnim uključcima oksidnog i sulfidnog tipa. Nagrizano u nitalu. d) Mikroprsrline koje kreću od krupne livačke greške (sa slike 1) - poroznosti u različitim pravcima. Nagrizano u nitalu. e) Krupni nemetalni uključak u mikrostrukturi. Nagrizano u nitalu. f) Krupni nemetalni uključak u mikrostrukturi. Nagrizano u nitalu.
- Slika 3.21: a) Nemetalni uključci u nizu. Nagrizano u Nitalu. b) Krupne livačke greške u mikrostrukturi. Polirana površina, bez nagrivanja. c) Grupisane livačke greške u mikrostrukturi. Polirana površina, bez nagrivanja. d) Livena, feritno-perlitna, pretežno dendritna mikrostruktura materijala sa nemetalnim uključcima oksidnog i sulfidnog tipa. Nagrizano u Nitalu.
- Slika 3.22: Skica mesta uzorkovanja epruveta za ispitivanje trajne dinamičke čvrstoće
- Slika 3.23: Oblik i dimenzije epruveta za ispitivanje trajne dinamičke čvrstoće
- Slika 3.24: Velerov dijagram za ispitani čelični liv 20GSL
- Slika 4.1: Zavisnost rasta prsline $a = f(N)$ za tri nivoa opsega opterećenja $\Delta P = \text{const}$ pri čemu je $\Delta P_1 < \Delta P_2 < \Delta P_3$
- Slika 4.2.: Oblik promene brzine rasta $da/dN = f(\Delta K)$ za $R = 0$ i pravci pomeranja S-krive za odnose $R \neq 0$
- Slika 4.3: Osnovni model propagacije prsline za konstantu amplitudu
- Slika 4.4.: Epruveta za ispitivanje mehanike loma

- Slika 4.5: Položaj uzorkovanja SEB epruvete
- Slika 4.6: Induktivnog davača DD1
- Slika 4.7: Dijagram $J - \Delta a$ epruvete iz uzorka ML – 1
- Slika 4.8: Visokofrekventni pulzator CRACKTRONIC
- Slika 4.9: Šema merne folije i načina registrovanja rasta prsline
- Slika 4.10: Izgled pripremljene epruvete za ispitivanje parametara rasta zamorne prsline
- Slika 4.11: Šema uzorkovanja epruveta za ispitivanje brzine rasta zamorne prsline
- Slika 4.12: Dijagram zavisnosti $da/dN - \Delta K$ epruvete - Uzdužan pravac
- Slika 4.13: Dijagram zavisnosti $da/dN - \Delta K$ epruvete – Poprečan pravac
- Slika 5.1: Horizontalna Kaplanova turbina od 28 MW
- Slika 5.2: Zona kritičnog preseka
- Slika 5.3: Prikaz kritičnih preseka
- Slika 5.4: Šema opterećenje vratila
- Slika 5.5: Faktori koncentracije napona za stepenasto vratilo pri zatezanju
- Slika 5.6: Faktori koncentracije napona za stepenasto vratilo pri uvijanju
- Slika 5.7: Faktori koncentracije napona za stepenasto vratilo pri savijanju
- Slika 5.7: Faktori koncentracije napona za stepenasto vratilo pri savijanju
- Slika 5.8: Mreža konačnih elemenata (kombinacija C3D10 i C3D6)
- Slika 5.9: Granični uslovi u numeričkom modelu vratila
- Slika 5.10: Naponsko stanje u kritičnom preseku vratila
- Slika 6.1: Čvorovi konačnih elemenata dobijeni primenom Heaviside-ove (krugovi u okolini prsline) i NT funkcije (kvadrati oko vrhovima prsline)

- Slika 6.2: Konačni element oko vrha prsline pre i posle uvođenja funkcija poboljšana
- Slika 7.1: Položaj inicijalne zamorne prsline na jednoj od iteracija numeričkog modela za simulaciju njenog rasta kroz vratilo.
- Slika 7.2: Novi granični uslovi i opterećenje za dinamički model (polovina vratila je usvojena za geometriju radi pojednostavljenja)
- Slika 7.3: Koncentracija napona u vrhu zamorne prsline u kritičnom preseku vratila
- Slika 7.4: Raspodela deformacija u okolini prsline
- Slika 7.5: Novi granični uslovi i opterećenje za dinamički model (polovina vratila je usvojena za geometriju radi pojednostavljenja)
- Slika 7.6: Mreža konačnih elemenata
- Slika 7.7: Mreža konačnih elemenata za dinamički model (HEX elementi)
- Slika 7.8: Rast zamorne prsline u vratilu kroz kritični presek
- Slika 7.9: Raspodela ekvivalentnih napona u okolini prsline u kritičnom preseku
- Slika 7.10: Raspodela deformacija u okolini prsline
- Slika 7.11: Dijagram a-N (dužina prsline – broj ciklusa), dobijen numeričkom simulacijom
- Slika 7.12: Promena faktora intenziteta napona u zavisnosti od broja ciklusa dobijena numeričkom simulacijom

SPISAK TABELA

- Tabela 3.1: Tehnički podaci generatora tipa SG kV 776-125/96
- Tabela 3.2: Materijali korišćeni za izradu turbinskih vratila na HE “ĐERDAP II”
- Tabela 3.3: Rezultati hemijske analize dostavljenog uzorka
- Tabela 3.4: Rezultati ispitivanja zatezanjem prema SRPS EN 10002-1
- Tabela 3.5: Rezultati ispitivanja prema zahtevima GOST 1497-84
- Tabela 3.6: Rezultati određivanja energije udara prema SRPS EN ISO 148-1:2012 – Uzdužni pravac
- Tabela 3.7: Rezultati određivanja energije udara prema SRPS EN ISO 148-1:2012 – Uzdužni pravac – poprečni pravac
- Tabela 3.8: Rezultati određivanja energije udara prema GOST 9454-8
- Tabela 3.7: Rezultati merenja tvrdoće prema zahtevima SRPS C.A4.003
- Tabela 4.1: Vrednosti parametara mehanike loma
- Tabela 4.2: Koeficijenti u Parisovoj jednačini za uzdužni pravac
- Tabela 4.3: Koeficijenti u Parisovoj jednačini za poprečni pravac
- Tabela 6.1: Funkcije poboljšanja u zavisnosti od preseka prsline i konačnog elementa
- Tabela 7.1: Numerički određene vrednosti broja ciklusa u odnosu na dužinu prsline
- Tabela 7.2 : Numerički određene vrednosti faktora intenziteta napona u zavisnosti od broja ciklusa

SPISAK OZNAKA

a	Dužina prsline
a_{kr}	Kritična dužina prsline
A_k	Kritični presek vratila
a^j	Dodatni stepeni slobode funkcije poboljšanja
da/dN	Brzina rasta prsline
α_k	Faktor koncentracije napona pri zatezanju
α_s	Faktor koncentracije napona pri savijanju
α_τ	Faktor koncentracije napona pri uvijanju
B	širina epruvete,
b	ligament,
β	Ugao koji zavisi od faktora intenziteta napona za prva dva slučaja otvaranja prsline
C	Koeficijent Paris-ove jednačine
D	Prečnik vratila
Dp	Prečnik velike prirubnice vratila
E	Modul elastičnosti
f	Faktor geometrije prsline
Fa	Aksijalna hidraulična sila
FIN	Faktor intenziteta napona
F_L	granična sila
ϕ	Funkcija rastojanja od vrha prsline
$\phi_\alpha(x)$	Funkcija poboljšanja sa NT konačnim elementima
Γ	Kontura oko vrha prsline
$H(x)$	Heaviside-ova funkcija
HEX	Konačni elementi četvorougane oblika
θ	Polarna koordinata za ugao
θ_c	Ugao rasta prsline

$I^{(1, mod I)}, I^{(1, mod II)}$	Integrali interakcije za odgovarajuća naponska stanja
J	J-integral
J_{Ic}	kritični J integrala za prvi mod otvaranja prsline
K	Matrica krutosti
K_I, K_{II}, K_{III}	Faktori intenziteta napona za tri moda otvaranja prsline
K_{eq}	Ekvivalentni faktor intenziteta napona
K_{Ic}	Kritični factor intenziteta napona za prvi mod otvaranja prsline
ΔK	Opseg faktora inteziteta napona
ΔK_{th}	Minimalni kritični faktor intenziteta napona / Prag zamora
L	raspon između oslonaca
$LEML$	Linearno-elastična mehanika loma
λ	Lame-ova konstanta
m	Eksponent Paris-ove jednačine
MKE	Metoda konačnih elemenata
M_o	Moment savijanja od aksijalne hidrauličke sile
M_s	Moment savija od težine radnog kola turbine
M_t	Torzioni moment
MT	Ispitivanje magnetnim česticama
n	Jedinični vektor pravca (poglavlje 6.3.1)
n	Broj obrtaja vratila pri normalnom režimu rada turbine
N	Broj ciklusa zamornog opterećenja
N_i	Interpolacijske funkcije (poglavlje 6.3)
N_i	Broj ciklusa potrebnih da zamorna prslina nastane
N_p	Broj ciklusa da prslina poraste do kritične veličine za lom
NT	Near Tip čvorovi
P	Snaga turbina
$PMKE$	Proširena metoda konačnih elemenata
PT	Ispitivanje tečnim penetrantima
q	Vektor opterećenja

r	Polarna koordinata za rastojanje
R	Prelazni radijus
R	Odnos minimalnog i maksimalnog napona u ciklusu opterećenja (Poglavlje 7.1)
RK	Radno kolo
R_T	Efektivni napon tečenja
s	Odnos faktora intenziteta napona za zadatu vrednost rasta prsline
S_{amp}	Amplitudni napon ciklusa
SEB	Epruveta za savijanje u tri tačke
σ_o	Napon na savijanje od aksijalne sile i sile pritiska u servomoturu radnog kola
σ_a	Dinamičko opterećenje
σ_m	Statički napon
σ_M, R_m	Zatezna čvrstoća
σ_{max}	Maksimalni napon
σ_T, R_p ili R_{eH}	Napon tečenja
σ_z	Napon na zatezanje od aksijalne hidrauličke sile
TET	Konačni elementi trougaonog oblika
τ	Napon na uvijanje
$u_1^I, u_1^{II}, u_3^{III}$	Trigonometrijske funkcije za odgovarajuće modove otvaranja prsline (I, II i III)
u^h	Stepen slobode konačnih elemenata
UT	Ultrazvučno ispitivanje
ν	Poasonov koeficijent
ν^j	Funkcije poboljšanja u j-tom čvoru
$\nu^i(x)$	Korigovana funkcija poboljšanja u i-tom čvoru
W	Širina (visina) epruvete (poglavlje 5)
W	Gustina relativne deformacije
W_o	Otporni moment po jedinici dužine kritičnog preseka
$W^{(1,2)}$	Interaktivna gustina deformacije

$W\tau$	Polarni otporni moment kritičnog preseka
x^*	Koordinata tačke preseka prsline i konačnog elementa
x_p	Koordinata vrha prsline
γ	Ugao koji zavisi od faktora intenziteta napona za prva dva slučaja otvaranja prsline, za zadatu vrednost brzine rasta prsline da/dN
ψ	Funkcija normalnog rastojanja
$\Psi(x)$	Funkcija poboljšanja za Level Set metodu

1. UVOD

Predmet ove doktorske disertacije je istraživanje ponašanja rotacione opreme (u ovom slučaju vratila turbine na Hidroelektrani „Đerdap II“), u prisustvu prslina u cilju određivanja njenog integriteta i veka.

Pod pojmom procena integriteta konstrukcija podrazumeva se sledeće:

- analiza postojećeg stanja konstrukcije, koja obuhvata dijagnostiku, ponašanja i otkaz, uz procenu preostale čvrstoće i radnog veka.
- revitalizacija konstrukcije, uz primenu mera u cilju očuvanja operativne gotovosti.

U tom cilju posebna pažnja će se posvetiti mestima koncentracije napona kao što su promena radijusa, jer krti lomovi rotacione opreme se po pravilu događaju na takvim mestima. Ovaj problem loma konstrukcije je najizraženiji kod relativno velikih vratila kao što su vratila u hidroeletranama napravljenih od ugljeničnog čelika povišene čvrstoće (kaljenih i otpuštanih čelika), koji imaju relativnu malu žilavost i žilavost loma, odnosno relativno malu otpornost na nastanak i rast prsline, uključujući zamorni rast prsline. Imajući u vidu veliki rizik tokom eksploatacije rotacione opreme, čije povremene havarije često izazivaju teške posledice, neophodno je detaljnije proučavati njen integritet.

U svrhu proučavanja integriteta rotacione opreme koriste se softverski paketi kao što su: ANSYS, Abaqus, FRANC3D, NASGRO, MORFEO i drugi. Ovi programski paketi, pored opcija modeliranja, imaju i opciju numeričke analize primenom metode konačnih elemenata. Ovo zahteva izradu modela u adekvatnom softverskom paketu, kao što su CATIA ili Solid Works, a potom unošenjem graničnih uslova i karakteristika materija vrši se proračun strukture (naponi i deformacije), pa čak i ponašanje konstrukcije pod uticajem zamornog opterećenja. Na osnovu dobijenih rezultata moguće je odrediti stvarno ponašanje konstrukcije prilikom eksploatacije, proceniti vek eksploatacije, ali isto tako mogu se identifikovati „slaba“ mesta u konstrukciji kao i mesta velike koncentracije napona. Na bazi ovako dobijenih rezultata mogu se donositi odluke u cilju poboljšanja konstrukcije čime se i radni vek same konstrukcije povećava.

Problemi koji se javljaju u konstrukcijama u toku eksploatacionog perioda prvenstveno su posledica nepovoljno projektovane geometrije – lošeg projektovanja. Takođe može biti i odabir neadekvatnog materijala tj. materijal koji ima nedovoljnu otpornost na nastanak i rast prsline. Primena numeričkih metoda u inženjerskoj analizi ovakvog tipa konstrukcija, preciznije rotacione opreme, našla je opravdanje prvenstveno iz ekonomskih razloga jer postiže visok nivo rezultata uz relativno male troškove. Ako se uzme u obzir cena opreme za ispitivanje, kao i veliki broj ciklusa tokom ispitivanja, svakako sa ekonomske strane numeričke metode pružaju mnogo elegantniji i komforniji pristup da se dobiju relativno tačni rezultati u odnosu na eksperimentalne rezultate. Dakle primena numeričkih metoda je dobro rešenje za dobijanje naponsko-deformacione analize stanje kao i proračun nastanka i širenje prsline u strukturi.

U rešavanju ovih problema primenjuje se klasična mehanika loma, jer klasičan pristup pri konstruisanju (projektovanju) preko faktora koncentracije napona i čvrstoće u ovom slučaju nije dovoljan. Mehanikom loma, i to sa uporednom analizom sile rasta prsline (sa jedne strane) i otpornosti materijala (sa druge strane), daje relativno dobre i realne rezultate ponašanje konstrukcije. Na osnovu ovako dobijenih rezultata moguće je izvršiti procenu daljeg ponašanja konstrukcije.

Primenom parametara mehanike loma, kao što je faktor inteziteta napona, čiji opseg definiše brzinu rasta prsline (Parisov zakon), a čija kritična veličina (žilavost loma), određuje kritičnu dućinu prsline. Posebno je potrebno utvrditi zavisnost brzine rasta prsline od veličine prsline za datu geometriju i material, na osnovu čega je moguće proceniti integritet i vek rotacione opreme, naravno uz poznata svojstva materijala.

Imajući u vidu sve navedeno, jasno je da je za procenu integriteta i veka rotacione opreme neophodno detaljno i sveobuhvatno odrediti ponašanje materijala u prisustvu koncentratora napona i prsline, jer samo tako se omogućava bezbedan rad i eksploatacija.

Imajući u vidu rezultate dobijene eksperimentalnim istraživanjem i numeričkom simulacijom, očekuje se sledeći dobrinos:

- Pouzdana i precizna procena integriteta i veka rotacione opreme, ilustrovan na primeru vratila turbine,
- Određivanje otpornosti na krti lom materijala vratila turbine u zavisnosti od njegovog stanja,
- Primena Parisovog zakona za oblike prsline koje su tipične za rotacionu opremu, a u zavisnosti od veličine prsline.

2. PREGLED RADOVA KORIŠĆENIH PRILIKOM IZRADE DOKTORSKE DISERTACIJE

U ovom poglavlju biće predstavljeni pregledni i referentni radovi koji se tiču ove doktorske disertacije. Radovi koji će biti prezentovani su podeljeni u 4 kategorije. Sva referentna i korišćena literatura, što u ovom poglavlju, što u ostalom delu teksta, tačnije u ostalim poglavljima, navedena je u poglavlju broj 9 Literatura.

Glavni akcenat u ovom poglavlju biće na metode otkrivanja grešaka i defekata na rotacionoj opremi, prvenstveno na vratila turbine. Ako se uzme u obzir da ova vrsta opreme zbog same tehnologije proizvodnje hidroenergije zahteva da oprema bude velikih dimenzija (slika 2.1), otkazi same opreme takođe mogu biti sa katastrofalnim posledicama.



Slika 2.1: Vratilo turbine u predobradi, Fabrika LMZ, Sankt Petersburg, Rusija

2.1 Analiza oštećenja – case study sa aspekta mehanike loma

U radu Dejana Momčilovića i ostalih [1] dat je osvrt na aspekte i značaj preventivnog održavanja opreme u hidroelektranama. Informacije o prslinama i kvarovima na vratilima turbine generalno su poverljive i drže se u tajnosti što od strane rukovodstva samih elektrana što od proizvođača opreme. Iz ovih razloga nisu svi slučajevi otkaza zabeleženi i analizirani u literaturi. Katastrofalni kvarovi u hidroelektranama su retki uglavom zbog same činjenice da glavni problemi kod hidro opreme su izazvani kavitacijom, erozijom i greškama u samom materijalu. Ozbiljni kvarovi, tačnije otkaz opreme, se očekuje kod hidroelektrana koje imaju veliki pad vode, veći od 250 m. Iz ovih razloga jasni postupci i procedure preventivnog održavanja hidromehaničke opreme su od velikog značaja u hidroelektranama kako bi se sprečili veći otkazi opreme.



Slika 2.2: Demontirano vratilo turbine sa glavčinom i lopaticama [1]

U radu D. Momčilovića [1] prezentovan je otkaz vratila turbine (slika 2.3) na Hidroelektrani Đerdap II, od kojeg je i proistekla ideja za ovu doktorsku disertaciju. Prilikom otkaza vratila turbine na Hidroelektrani “Đerdap II” proizašli su neki od navedenih predloga koje bi bilo dobro uvrstiti u sam redizajn i program preventivnog održavanja.



Slika 2.3 : Oštećenja na prelaznom radijusu R80 vratila turbine [1]

Neki od predloga koji su proizašli iz analize otkaza vratila turbine su:

- Redizajn zaptivne kutije kako bi se eliminisalo curenje vode u prelaznu zonu vratilo-prirubnica,
- Preispitivanje procedura za periodične preglede metodama bez razaranja u prelaznoj zoni vratilo-prirubnica,
- Periodično obnavljanje antikorozivne zaštite na prirubnici vratila, posebno u prelaznoj zoni vratilo-prirubnica,
- Provera mogućnosti redizajniranja prelaznog radijusa za smanjenje nivoa napona pri kritičnom radijusu.

U radu A.P. Bovsunovsky [2] prikazan je pristup otkrivanja oštećenja kod rotacione opreme vibro-dijagnostikom. Otkrivanje oštećenja zasnovano na vibracijama praktično nema drugu alternativu na vratilima parnih turbina tokom rada. Mnogo metoda otkrivanja oštećenja su razvijene do danas, ali efikasnost svih ovih metoda zavisi prvenstveno od vrste konstrukcije, načina njene deformacije i vrste oštećenja. Praktičniji pristup trenutno nije dostupan inženjerima.

Uporedna procena efikasnosti različitih metoda dijagnoze vibracija do otkrivanja oštećenja podkritične veličine je složen i dugotrajan proces. Tako se i razvio sasvim jednostavan metod izbora najefikasnije vibracione metode oštećenja detekcija za određenu strukturu sa određenom vrstom prsline i pri određenoj vrsti deformacije. Kao primer je izvedena uporedna analiza osetljivosti nekoliko vibracionih metoda otkrivanja oštećenja na prisustvo uzdužne i poprečne prsline u osovini pri savijanju i uvijanju vibracija.

Teorijski model razvijen za proračun faktora inteziteta napona K za eliptične površinske prsline na vratilu koje su opterećene konstantnim momentom predstavljen je u radu Torben Lorentzen-a i ostalih [3]. Teorijski model je koristan za predviđanje kritične dubine i vek prsline za određenu geometriju, oblik prsline i konfiguraciju opterećenja za dalje istraživanje.

Ekspereimenti na vratilu od čelika visoke čvrstoće su pokazali da se životni vek vratila može predvideti sa maksimalnim odstupanjem od 12%, dok srednje odstupanje dubine prsline može odrediti sa maksimalnim odstupanjem od 15%. Dobra veza između rezultata dobijenih predloženim modelom i rezultati dobijenih eksperimentom mogu se razviti za druge konfiguracije geometrije i drugačije vrste opterećenja. Takve metode proširile bi upotrebu mehanike loma u projektovanju i u održavanju komercijalnih vratila.

U radu Evgeniia Georgievsiaa [4] koji je predstavljen na konferenciji ECF22 predstavljena je opravdanost procene životnog veka turbina sa aspekta mehanike loma. Pouzdana procena životnog veka hidrauličkih turbina je od velike važnosti zbog planiranja rekonstrukcija, popravki, modernizacije kao i zamene vitalnih delova. Pod pojmom turbina ovde se misli na sve delove hidroagregata (turbina, vratilo, ležajevi itd.)

Dugogodišnje pozitivno iskustvo rada hidrauličnih agregata dokazalo je njihovu pouzdanost i mogućnost vrlo dugog eksploatacionog veka. Međutim, nezgode i kvarovi na opremi podržavaju potrebu za razvojem novih pristupa procena životnog veka hidrauličkih turbina s obzirom na savremene tehničke mogućnosti i naučna dostignuća. Danas, kako u Rusiji, koja je jedan od lidera u eksploataciji hidroenergetskog potencijala, tako i u drugim zemljama sa razvijenim hidroenergetskim potencijalima, ne postoje uspostavljene metode niti normativne metode za procenu životnog veka

hidro-turbina. Korišćenje metoda proračuna primenjenih u fazi projektovanja opreme, nije izvodljivo zbog visoke cene i složenosti njihovog prilagođavanja radnim uslovima određene jedinice. Predstavljen je pristup primene principa mehanike loma na čvorove koji određuju životni vek hidrauličkih turbina i uzimajući u obzir konstruktivne, tehnološke i operativne osobine. Procena radnog veka zasniva se na matematičkim modelima koji opisuju promenu tehničkog stanja opreme u reanom vremenu i pri stvarnim, realnim uslovima rada opreme. Veličina i položaj početnih defekata određuje se pomoću metoda bez razaranja. Predloženi pristup projektnoj proceni radnog veka omogućava sagledavanje svih potrebnih pojedinačnih karakteristika hidro-mehaničke opreme koje utiču na njen vek trajanja, ne precizira prevelike zahteve za računarskom opremom, troškove i vreme projektnih postupaka. Ovakav pristup pruža mogućnost dobijanja potrebne inženjerske tačnosti za procenu karakteristika životnog veka i planiranje blagovremene popravke ili zamene dotrajalih elemenata.

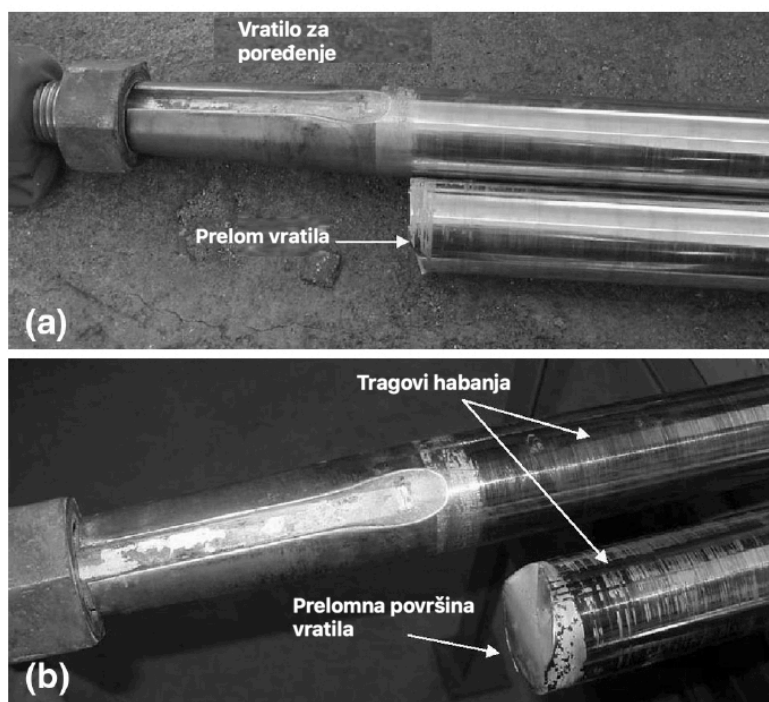
U radu Zerbs-a i ostalih [5] predstavljeno je kako se mehanika loma može koristiti kao alat prilikom analiza otkaza. Iako prslina od zamora uzrokuju veliki deo kvarova u industrijskoj praksi čini se da se mehanika loma u analizi otkaza ne koristi dovoljno u toj meri u kojoj bi trebalo. Polazeći od uvoda u važna osnovna pitanja analize kvarova, autori preciziraju kakve problemi mogu biti efikasno rešeni primenom mehanike loma. Svoju diskusiju ilustruju sa 13 studija slučaja iz literature.

Autori diskutuju o različitim aspektima i pružaju neke od osnovnih informacija koje će, kako tvrde, biti korisne za bolje razumevanje mehanike loma u analizi otkaza i uslovi njene primene. Cilj ovog rada je bio pružiti uvid kako se mehanika loma može koristiti prilikom analize otkaza opreme.

U radu G. Pantazopoulos. i ostalih [6] obrađena je analiza otkaza tj. preloma broskog vratila – vijka u radu. Prečnik vijka iznosio je 50,8 mm odnosno nominalni prečnik 2 inča. Prelomljeno vratilo broskog vijka u radu (50,8 mm, tj. nominalni prečnik od 2 inča). Osnovni cilj u ovom radu je bio utvrditi uzrok preloma vratila kao i preporučiti mere za smanjenje rizika od ponavljanja iste situacije. Istragom je utvrđeno da je vratilo otkazalo usled kombinovanog opterećenja tj. rotacionog zamora savijanjem i torzijom u blizini područja udubljenja (slika 2.4). Inicijalna prslina je locirana na površini u udubljenju. Dubina inicijalne prsline iznosila je 100 μm . Predpostavlja se da je inicijalna prslina nastala tokom montaže opreme.

Prisustvo površinskog defekta polueliptičnog oblika omogućilo je širenje zamornih prslina za primenjeni prag zateznog napona iznad 590 MPa za amplitudu $R=0$. Potpuno obrnuti uslovi napona (Amplituda $R = -1$) dovode do a prag naizmeničnog naprezanja (355 MPa) reda veličina 30% približno predviđene zatezne čvrstoće. Potencijalne korektivne akcije koje se preporučuju kako bi se ponavljanje smanjilo na minimum kvara su:

1. Inspekcija prekomernih zazora kao i odstupanje saosnosti vratila potrebno je obavezno proveriti prilikom montaže kako ponovo ne bih došlo do oštećenja prilikom montaže.
2. IBR ispitivanja – primena periodičnih ispitivanja bez razaranja (kao što je vizuelna kontrola, ispitivanje tečnim penetrantima ili ultrazvučno ispitivanje) komponenata motora tokom planiranog održavanja broda.



Slika 2.4: a) Poređenje prelomljenog vratila sa ispravnim vratilom; b) Tragovi habanja na vratilima [6]

2.2 Analiza oštećenja sa aspekta analitičkih i numeričkih proračuna

U radu W.S. Blacburn-a i ostalih [7] prikazan je proračun faktora inteziteta napona (K) metodama konačnih elemenata. Opterećenja / naponi su dobijeni metodama konačnih elemenata za prslinu sa pravim ivicama u ravni normalnoj na osu rotacije kružnog cilindra usled dejstva savijanja i napona koje to savijanje stvara, i za sličnu prslinu na dnu simetričnog žleba u vratilu usled savijanja i naponom savijanjem, kao i pod pritiskim opterećenjem na cilindričnoj površini.

Zadovoljavajuće slaganje sa rezultatima pojednostavljenih aproksimacija pronađeno je u većini slučajeva. Jednostavna formula za određivanje uticaja prsline na krutost osovine pri savijanju je takođe izvedena. Za prslinu u neobrađenom cilindru, faktor intenziteta napona usled zateznih ili opterećenja usled savijanja bio je najviši u centru. Za savijanje opterećenja na prslinama dubine do desetine prečnika cilindra, naprezanje faktor intenziteta je približno:

$$K = \frac{3}{2} \sigma \sqrt{1-l} \quad (3.1)$$

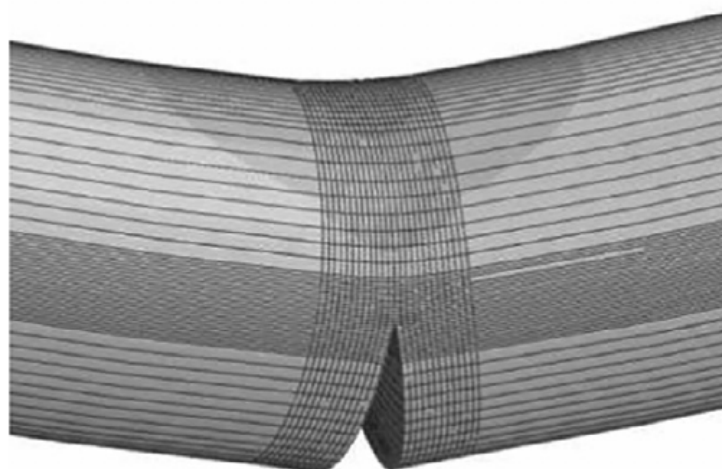
Gde je:

σ - maksimalni napon u odsustvu prsline

l - maksimalna dubina prsline

Za prsline u plitkim žlebovima, maksimalni intenzitet napona pri zatezanju i savijanju je u centru, ali za prsline u dubokim žlebovima maksimalni intenzitet napona pri zatezanju i savijanju je na površini. Maksimalni faktor intenziteta napona usled skupljanja je blizu površine, dok da je zbog zateznih opterećenja i savijanja u središtu za plitke žlebove, ali blizu površine za duboke žlebove.

U radu P. Rubia i ostalih [8] razvijen je novi analitički model koji omogućava da se dobije faktor intenziteta napona u tački na prsline konkavnog oblika koja se nalazi na rotirajućem vratilu u zavisnosti od karakteristika prsline (dubina i aspekt), položaj tačke na prednjoj strani prsline i ugla rotacije. Na slici 2.5 je prikazan 3D model vratila sa unetom prslinom. Model se može koristiti za sve vrste linearnih elastičnih materijala. Metoda konačnih elemenata (MKE) je korišćena za izradu trodimenzionalnog kvazistatičnog modela vratila koji sadrži konkavni oblik prsline u centralnom delu, podvrgnuta rotacionom savijanju. Različiti uglovi rotacije uzeti su u obzir kako bi se simulirala rotacija vrtila i kako bi se faktor intenziteta napona odredio u svakom položaju.



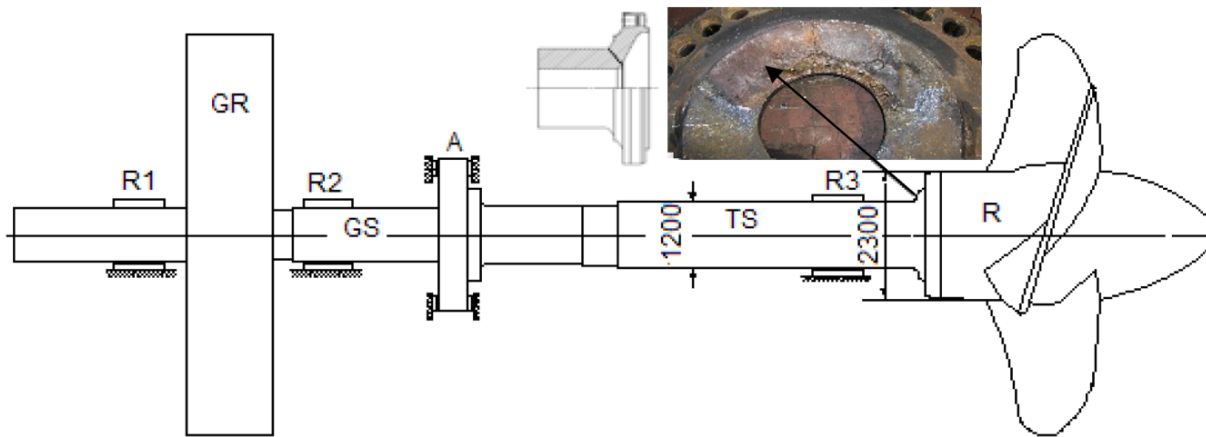
Slika 2.5: 3D model vratila sa unetom prslinom [8]

Na žalost, autori nisu uspeali da razviju relaciju faktora intenziteta napona za prsline konkavnog oblika. Da bi se dobili podaci na kojima se zasniva analitički izraz, potrebna je dublja analiza ovog parametra mehanike loma. Izrađen je 3D numerički model rotirajućeg vratila pomoću metode konačnih elemenata i softvera Abaqus, a faktor intenziteta napona je izračunat u svakoj tački konkavne prsline za svaki ugao rotacije i svaku geometriju prsline. Iz svih ovih numeričkih rezultata utvrđeno je da za faktor intenziteta napona za analitički model konkavne prsline, koji je upoređen sa drugim rezultatima dobijenim u prethodnim radovima, pokazuju dobar stepen podudarnosti. Ovaj analitički model može biti od velike pomoći za analizu širenje stvarnih udubljenih prsline u rotirajućim osovina, jer u literaturi postoji vrlo malo modela za dobijanje faktora intenziteta napona za konkavne prsline.

2.3 Analiza oštećenja sa aspekta integriteta konstrukcija

U radu M. Arsića i ostalih [9] je obrađena tema metodološkog pristupa procene integriteta rotacione opreme tj. vratilo turbine horizontalne Kaplanove turbine instalisane snage od 28 MW koje se nalazi u hidroelektrani „Đerdap 2“. Naime u radu je opisano kako se zamor pojavio na mnogim

komponentama hidro-agregata, a sprovedena je i analiza režima opterećenja, radnih uslova i oštećenja koja su se pojavila u toku radnog veka hidro-agregata.



Slika 2.6: Šema osnovnih komponenta generatora i izgled prelomne površine [9]

U ovom pristupu korišćeni su analitički izrazi da bi se dobili naponi savijanja koji deluju na vratilo turbine. Dobijeno je da naponi koji deluju na vratilo turbine iznose 25 MPa, odnosno u kritičnom preseku tj. na velikoj prirubnici vratila, čak i 40 MPa. Na osnovu ovih teorijskih razmatranja, zatim ispitivanja čvrstoće na zamor, parametara mehanike loma i uticaja koncentracije napona, došlo je se do zaključka šta je sve uticalo na otkaz, odnosno loma vratila turbine hidroagregata na HE „Đerdap II“. Faktori koji su uticali na otkaz, odnosno lom vratila turbine su:

- Visoka koncentracija napona na prelaznom radijusu turbinskog vratila. Prelazni radijus na velikoj prirubnici iznosi 80 mm, gde su se i stvorile inicijalne prsline. Inicijalne prsline su se stvorile jer je vratilo radilo u veoma korozivnoj sredini.
- Mala površina kritičnog preseka prelaznog radijusa, rad u korozivnoj sredini i procurivanje vode u radno okruženje dovelo je do stvaranja inicijalnih prslina na prelaznom radijusu.
- Loše rešenje u vezi zaptivanja koje je prouzrokovalo izlaganje prirubnice vratila korozivnoj sredini
- Loše izvedena antikoroziivna zaštita.
- Odsustvo kontrole tj. periodičnog ispitivanja bez razaranja.

U radu autora M. Arsića i ostalih [10] dat je osvrt na značaj upotrebe IBR metoda (ispitivanja bez razaranja) na hidromehaničku opremu. Dijagnostika hidromehaničke opreme tj. stanje u kojem se oprema nalazi zasniva se na postupcima ispitivanja kao i na praćenju istorije eksploatacije sa „stručnim znanjem“ o samoj konstrukciji tj. opremi kao i uslovima eksploatacije. Pod pojmom „stručnog znanja“ misli se na odgovarajuće iskustvo i znanje u projektovanju, održavanju, pouzdanosti, primena metoda mehanike loma i poznavanju i razumevanju samih uslova eksploatacije.

Kao zaključak, autori navode da je potrebno upotrebiti IBR metode kako bi se procenilo stanje hidromehaničke opreme i tek onda donosti odluke kako izvršiti reparaciju ili popravku opreme. Upotreba IBR metoda je takođe složen proces, jer je potrebno napraviti adekvatne programe ispitivanja i izabrati odgovarajuće metode kako bi se stanje opreme procenilo što je moguće realnije. Nakon pravilno upotrebljenih IBR metoda pristupa se rehabilitaciji opreme i popravkama. Popravke se izvode zavarivanjem, sanacijom oštećenih površina, hladnom metalizacijom, pa čak i korekcijama postojećih konstruktivnih rešenja u samoj konstrukciji, a sve u cilju da se životni vek opreme produži.

2.4 Pregled radova u vezi oštećenja turbinskog vratila na Hidroelektrani „Đerdap II“ kao i metode za sanaciju

U radu Vistica [11] opisana je tehnologija reparaturnog zavarivanja turbinskog vratila na HE „Đerdap II“. Sanacija vratila je izvršena bez demontaže agregata. Šuplje vratilo turbine agregata 8 na hidroelektrani „Đerdap II“, izrađeno je iz tri dela, zavarivanjem velike prirubnice i cilindričnog dela vratila i cilindričnog dela i male prirubnice. Vratilo kao i ostala oprema je bilo u radu oko 160.000 sati. Izvršena su detaljna ispitivanja zavarenih spojeva i osnovnog materijala vratila, metodama bez razaranja (vizuelno ispitivanje, ispitivanje penetrantima, ispitivanje magnetnim česticama i ultrazvučno ispitivanje). Tim ispitivanjima utvrđeno je da u zoni prelaznog radijusa (R80) između cilindričnog dela vratila i velike prirubnice, po čitavom obimu, postoji veliki broj površinskih prslina, različitih dužina i dubina. Maksimalna dužina pojedinačne prsline iznosila je $L = 430$ mm, a maksimalna dubina $a = 20$ mm. U cilju produženja radnog veka vratila turbine urađena je tehnologija reparaturnog zavarivanja. S obzirom da je sanaciju prslina na prelaznom radijusu vratila trebalo uraditi bez njegove demontaže, u radu je pored tehnologije zavarivanja data i procedura pripreme vratila sa redosledom izvođenja radova. Reparaturno zavarivanje prelaznog radijusa vratila turbine završeno je novembra 2009.god. Reparaturno zavarivanje prelaznog radijusa je izvršeno uspešno, i sam radijus zavarivanjem je povećan sa R80 na R100 u cilju smanjenja uticaja koncentracije napona.

U radu Gostovaića i njegovih kolega [12] obrađena je tema reparature turbinskog vratila na hidroagregatu A8 na HE „Đerdap II“. U HE „Đerdap II“ prilikom godišnjeg remonta u 2007. godini uočeno je postojanje prslina po celom obimu vratila u širini do 100 mm u zoni radijusa R80 na prelazu sa cilindričnog dela vratila na prirubnicu glavčine radnog kola agregata A8. Merenjem dubine prslina došlo se do maksimalne dubine od oko 15 mm. Vratilo turbine je izrađeno iz 3 dela (cilindričnog dela i 2 prirubnice). Materijal prirubnica je 20GSL, a cilindričnog dela vratila je 20GS. Za sanaciju prslina na vratilu odabran je postupak reparature obloženom elektrodom, koja daje šav austenitnog tipa. Sanacija je izvedena oktobra 2009. godine na licu mesta u vrlo komplikovanim uslovima, bez demontaže i prva je koja je primenjena na sličnim objektima u Evropi. Postupkom sanacije odstranjeni su defekti iz zone prelaznog radijusa, izvršeno je zavarivanje dodatnim materijalom otpornim na zamor i koroziju. Prelazni radijus je takođe povećan sa R80 na R90 kako bi se smanjila koncentracija u toj zoni (slike 2.7 i 2.8). Takođe nakon zavarivanja prelaznog radijusa uneti su pritisni naponi na mestu dejstva cikličnog savijanja, a sve to bez primetnih deformacija vratila.



Slika 2.7: Kontrola prelaznog radijusa šablonom R90 [12]

Prva provera uspešnosti sanacije bila je mogućnost montaže zaptivača. Da je bilo značajnijih deformacija izazvanih zavarivanjem, centriranje zaptivače bilo bi otežano. Druga provera su bile vibracije pri pokretanju i radu agregata. Nisu primećene promene u odnosu na stanje pre izvedene popravke vratila.



Slika 2.8: Izgled prelaznog radijusa nakon obrade pneumatskim čekićem sa zaobljenim vrhom [12]

Nakon 14 dana ponovo je izvršeno ispitivanje penetrantima šire zone prelaznog radijusa. Rezultat je bio zadovoljavajući. Vratilo je ponovo ispitano nakon 6 meseci uz rezultat da nije bilo nikakvih promena u odnosu na stanje posle završetka sanacije. Odabrani postupak sanacije vratila u ovom slučaju pokazao se u potpunosti ispravan i podoban. Posebno treba napomenuti da je sam proces demontaže/montaže vratila trajao 3-5 meseca. Sam proces reparture, poštujući sve korake i sigurnosne mere, izveden je za 24 dana bez demontaže vratila.

U radu Zorana Odanovića i ostalih [13], dat je primer izbora optimalnog dodatnog materijala za reparaturno zavarivanje vratila turbine bez demontaže. Najznačajniji delovi hidroelektrana, vratila turbine izložena su tokom rada visokim naprezanjima, puzanju, zamoru i koroziji. Zbog toga je korisno preduprediti oštećenja tokom rada, povećati pouzdanost i produžiti radni vek postrojenja. Eksploatacioni uslovi mogu da dovedu do prslina i loma u homogenom materijalu, tako da postoji potreba za reparaturom dela postrojenja, a ona može biti skupa ili dugotrajna. U okolnostima kada se reparatura izvodi na licu mesta, potrebno je pažljivo definisati tehnologiju reparaturnog zavarivanja, parametre postupka i posebno izbor dodatnog materijala. U ovom istraživanju glavni focus je bio upravo izbor dodatnog materijala. Vratilo je izrađeno od čeličnog liva 20Mn5 i na njemu su metodama IBR, otkrivena oštećenja tipa prslina dužine do 400 mm i dubine do 20 mm. Kako je planirano da se reparatura izvede bez demontaže vratila, primena termičke obrade nije bila izvodljiva. Analiza zavarljivosti osnovnog materijala urađena je korišćenjem analitičkih jednačina. Rezultati su pokazali da je zavarljivost ovog čelika ograničena. Za reparaturno zavarivanje izabran je postupak REL i dve obložene austenitne elektrode sa ciljem određivanja pogodnosti za upotrebu kao potencijalnih dodatnih materijala za reparaturu.

U ovom istraživanju [13] ispitane su Fe-Ni-Cr-Mo elektroda i elektroda na bazi Ni. Njihove osobine su upoređene. Ispitivanje zatezanjem, ispitivanje apsorbovane energije, ispitivanje savijanjem, merenje tvrdoće i ispitivanje osetljivosti kao što su „CTS“ i „Y“ probe, izvedeni su na ispitnim spojevima dobijenim zavarivanjem osnovnog materijala, 20Mn5. Dobijeni rezultati su analizirani i na osnovu toga, odabrana je elektroda na bazi Ni kao pogodnija za reparaturno zavarivanje. Izvršene su sledeća eksperimentalna istraživanja pre samog zavarivanja:

- Analiza osnovnog materijala vratila
- Analiza zavarljivosti vratila na osnovu analitičkih metoda
- Izbor mogućih postupaka zavarivanja i dodatnih materijala
- Izrada probnih zavarenih sučeonih spojeva
- Izrada tehnoloških proba za definisanje sklonosti ka stvaranju prslina osnovnog i dodatog materijala
- Ispitivanja mehaničko - tehnoloških osobina probnih zavarenih spojeva
- Ispitivanja u cilju ocene sklonosti ka stvaranju prslina:
- "CTS" proba
- Metoda japanskog društva za zavarivanje -"Y" proba

Ocena metalurške zavarljivosti osnovnog metala vratila turbine sa elektrodama na bazi nikla je obavljena kroz ispitivanja mehaničko– tehnoloških karakteristika zavarenih spojeva, kao i kroz ispitivanje sklonosti prema pojavi prslina primenom niza tehnoloških proba zavarljivosti. Detaljno ispitivanje osnovnog materijala prirubnice vratila pokazalo je da su srednje vrednosti zatezne čvrstoće i izduženja nešto niže od zahtevanih prema ruskom GOST standardu. Ostale zatezne osobine, energija udara i tvrdoća su u okviru zahteva standarda. Dijagram kontinuiranog hladjenja (KH) za ispitivani

čelični liv 20GSL, sa odgovarajućim temperaturama transformacije, strukturama i tvrdoćama ukazuje na neke karakteristike koje se moraju uzeti u obzir pri proučavanju njegove zavarljivosti.

Proračuni su ukazali i na neophodnu potrebu predgrevanja i eventualnog žarenja nakon zavarivanja. Izračunata temperatura predgrevanja, za čelik 20 GSL, iznosi od 150-200 °C. Generalno posmatrajući, predmetni čelični liv spada u grupu zavarljivih čelika koji mogu uspešno da se zavaruju samo uz upotrebu odgovarajućih dodatnih materijala, primenom predgrevanja i niza drugih mera predostrožnosti. Polazeći od ocene strukturno mehaničkih osobina osnovnog materijala i postavljenih zahteva za kvalitet, odgovornost zavarenih spojeva i složenost izvođenja procesa, za zavarivanje izabran je postupak zavarivanja ručno elektrolučno obloženom elektrodom.

Na osnovu izabranog postupka, geometrijskog oblika prirubnice vratila, konstruktivnog rešenja, otežanih tehnoloških mogućnosti uslovljenih mogućom reparaturom na licu mesta, kritičnih mehaničko strukturnih osobina osnovnog materijala, hemijskog sastava osnovnog materijala i raspoložive opreme, za reparaturno zavarivanje izabrani su i dodatni i potrošni materijali za zavarivanje. Izabrana je elektroda na bazi Nikla. Eksperimentalno zavarivanje sučeonih probnih uzoraka izvedeno je parametrima zavarivanja preporučenim od strane oba proizvođača elektroda, strujom jačine 100A za elektrode prečnika $\varnothing 3,00\text{mm}$ i $\varnothing 3,25\text{mm}$, odnosno 140A za elektrode prečnika $\varnothing 4\text{mm}$. Zavarivanje je urađeno bez predgrevanja, sa ciljem ostvarenja oštrijih uslova zavarivanja i verovatnu nemogućnost primene predgrevanja pri izvodjenju reparaure. Zatezna čvrstoća zavarenih spojeva, određivana na epruvetama sa paralelnim bokovima iznosi oko 510 MPa za oba dodatna materijala, a mesto prekida je u osnovnom metalu, što ukazuje da su parametri zavarivanja dobro izabrani.

Obavljena su opsežna ispitivanja metalurške zavarljivosti materijala prirubnice vratila hidroturbine HE „Djerdap II“ na reci Dunav, Srbija, izrađene od čeličnog liva 20GSL (20Mn5) sa ciljem ocene mogućnosti reparaturnog zavarivanja postojećih prslina na prirubnici vratila agregata bez demontaže vratila, na licu mesta. Rezultati ocene zavarljivosti, dobijene primenom analitičkih izraza, ukazuju da je predmetni čelični liv zavarljiv primenom konvencionalnih postupka zavarivanja, ali uz primenu mera predostrožnosti. Proračunte vrednosti zasnovane na hemijskom sastavu čelika su na nivou koji ukazuje na sklonosti ka formiranju hladnih prslina, kao i mogućnost formiranja toplih prslina, posebno i zbog velike debljine (300 mm) zida vratila. Proračuni su ukazali i na neophodnu potrebu predgrevanja, pa je izračunata temperature predgrevanja, koja za čelik 20 GSL iznosi od 150-200 °C.

Generalni zaključak je da se materijal vratila može reparaturno zavariti uz primenu tehnologije zavarivanja koja zahteva niz mera predostrožnosti i strogo poštovanje tehnološke discipline. To znači da tehnologija zavarivanja treba da obuhvati kontrolisano predgrevanje, odnosno količinu unete energije zavarivanja i brzinu hlađenja, kao i zavarivanje sa malim količinama tečnog kupatila, uz međuprolaznu i konačno, završnu kontrolu stanja i kvaliteta oblasti obuhvaćene reparaturom što treba da bude obuhvaćeno predloženom tehnologijom reparaure. Posle izvedene reparaure biće neophodno metodama bez razaranja registrovati stanje zavarenih spojeva i to kasnije redovno periodično pratiti.

3. OŠTEĆENJE, OTKAZ I ISPITIVANJE TURBINSKOG VRATILA NA HE „ĐERDAP II“

U ovom poglavlju biće obrađen slučaj oštećenja i otkaza vratila turbine na HE „Đerdap II“. Inicijalna ideja ove doktorske disertacije je i potekla od studije oštećenja i otkaza vratila turbine koja je ugrađeno na HE „Đerdap II“. Treba uzeti u obzir da ovakvi otkazi opreme se ne dešavaju veoma često i da se ne mogu mnogo sresti i naći u literaturi. U samom poglavlju biće reči o samom hidroenergetskom sistemu „Đerdap“, kao i opis oštećenja koja su dedektovana na opremi.

3.1 Hidroenergetski sistem „Đerdap“

Privredno društvo „Đerdap“ posluje u okviru energetskog sistema Republike Srbije. Glavno sedište Privrednog Društva „Đerdap“ nalazi se u Kladovu. Primarna delatnost privrednog društva „Đerdap“ je proizvodnja električne energije [16, 17].



Slika 3.1: Osnovna elektrana, HE “Đerdap II” [16].



Slika 3.2: Dodatna elektrana, HE „Đerdap II” [17].

Pored svoje primarne gore pomenute delatnosti, PD „Đerdap“ obavlja i sledeće funkcije:

- Iskorišćenje i upotreba vode,
- Sakupljanje, prečišćavanje i distribucija vode,
- Izgradnja hidrograđevinskih objekata
- Saobraćaj u unutrašnjim vodenim putevima,
- Usluge u rečnom i jezerskom saobraćaju (prevođenje brodova brodskim prevodnicama).

Privredno društvo „Đerdap“ se sastoji od više hidroelektrana u svom Hidroenergetskom sistemu [16]:

- HE „Đerdap I“, Kladovo,
- HE „Đerdap II“, Negotin,
- „Vlasinske HE“, Surdulica
- HE „Priot“, Priot.

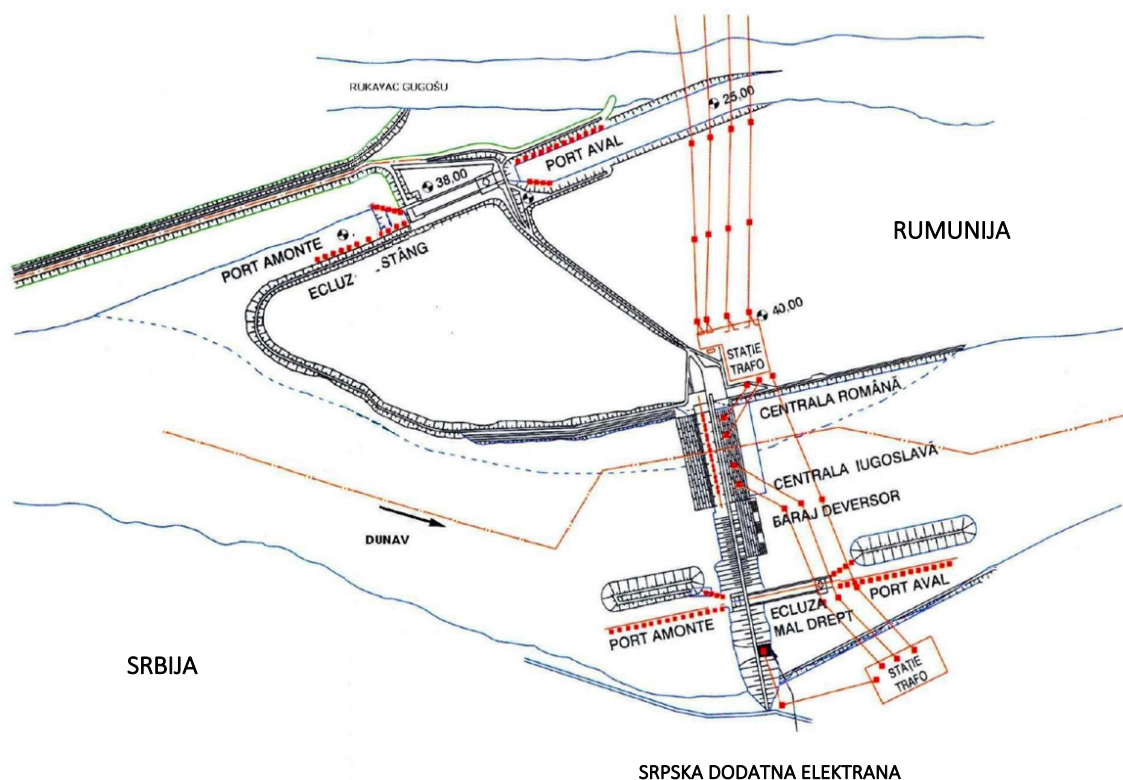
Hidroenergetski i plovidbeni sistemi „Đerdap I” i „Đerdap II” izgrađeni su na Dunavu, drugoj po veličini reci u Evropi, zajedničkim ulaganjem Rumunije i tadašnje Socijalističke Federativne Republike Jugoslavije. Sporazum o zajedničkoj izgradnji sistema „Đerdap” – „Portile de Fier” („Gvozdena vrata”) potpisali su šefovi dveju država novembra 1963. godine. Izgradnja HE „Đerdap II” započela je 1977. godine, a završena je 1987. godine. Dodatna elektrana sa dva hidroagregata izgrađena je kasnije. Prvi agregat na HE „Đerdap II” ušao je u pogon 1985. godine.

Hidroenergetski i plovidbeni sistem „Đerdap II” sastoji se od delova koji pripadaju Srbiji i Rumuniji. Mašinska zgrada je podeljena na srpski i rumunski deo. Deo hidroenergetskog i

plovidbenog sistema „Đerdap II” koji pripada Srbiji smešten je na glavnom toku Dunava između ostrva Mare i crpske obale. Čine ga:

- Osnovna hidroelektrana sa osam hidroagregata na srpskoj obali Dunava,
- Komandno-administrativna zgrada, u sklopu srpskog dela mašinske zgrade na osnovnoj elektrani,
- Prelivna brana, disponirana u koritu reke između osnovne elektane i nasute brane,
- Nasuta brana između prelivne brane i desne obale Dunava koju presecaju brodska prevodnica i dodatna elektrana
- Jednostepena brodska prevodnica između prelivne brane i dodatne elektrane
- Dodatna elektrana (dva hidroagregata)
- Razvodno postrojenje na srpskoj obali Dunava.

Preko objekta u glavnom toku Dunava je izgrađen put, tj. most (slika 3.3) koji povezuje dve obale, a predviđeno je i tehničko rešenje za izgradnju železničke pruge normalnog koloseka.



Slika 3.3: Karta toka Dunava i HE „Đerdap II” [14]

3.2 Hidroelektrana „Đerdap II”

U ovom poglavlju biće predstavljen način funkcionisanja kao i sama organizacija HE „Đerdap II”. Većina podataka u ovom poglavlju dobijeni su prilikom razgovora sa zaposlnima na samoj hidroelektrani. Biće predstavljena sama struktura elektrane kao i opis najvažnijih delova hidroelektrane.

3.2.1 Osnovna elektrana – mašinska zgrada

Osnovna Hidroelektrana „Đerdap II” ima 8 agregata i podeljena je u 4 bloka (agregati 1 i 2 čine blok 1 itd.) [3.5]. Za blokove 1 i 4 koristi se oprema „Rade Končar”, a za blokove 2 i 3 oprema puskog proizvođača LMZ „Leningradsky Metallichesky Zavod”. Agregati su cevnog tipa i svaki ostvaruje instalisanu snagu od 27 MW, što ukupno čini na osnovnoj elektrani instalisanu snagu od 216 MW [16, 17].

Na nizvodnom aneksu smeštena je uglavnom elektro oprema. Na koti 40,70 m postavljeni su: razvod 6,3 kV bloka, komandne table sa ormanima pobude agregata, ormani sopstene potrošnje agregata i razvoda 0,4 kV bloka. U blokovima 1 i 4 nalaze se 6,3 kV i 0,4 kV razvodi za napajanje sopstvene potrošnje elektrane. U bloku 3 nalazi se prostorija u kojoj su smeštene dve akumulatorske (AKU) baterije, dok se u bloku 2 nalazi razvod jednosmerne struje (JSS), 3 invertora i 4 ispravljača (po 2 za svaku AKU-bateriju) [14].

Ispod ove kote (na koti 38,00 m) celom dužinom nalazi se kablovska prostorija, u blokovima 1 i 4 smeštene su prigušnice za ograničenje struje kratkog spoja, a u blokovima 2 i 3 elektrokontaktne termometri i manometri za hlađenje tiristora pobude, kao i otpornici i trafoi za sopstvenu potrošnju sistema pobude agregata 3, 4, 5 i 6 [19].

Kota poda mašinske hale je 32,75 m. Na ovoj koti, gledajući nizvodno s leva na desno, smešteni su pomoćni pogoni elektrane: kompresorska stanica niskog i visokog pritiska, alatnica, oprema za hlađenje blok transformatora tehničkom vodom, skladište transformatorskog ulja, filteri i diferencijalni manometri za hlađenje pobude, prostorija za prečišćavanje ulja, skladište hidrauličnog ulja, prostorija za smeštaj boca sa ugljen-dioksidom (CO₂) za gašenje požara, skladište turbinskog ulja i kotlarnica.

Nizvodno od montažnog prostora nalaze se mašinska radionica i fekalna stanica. Opsluživanje opreme mašinske hale vrši se pomoću dve mosne dizalice nosivosti 2500/500 kN, raspona 23 m. Pod mašinske hale ispresecan je sa 8 kanala koji služe za postavljanje šinskih veza koje povezuju generator sa razvodom 6,3 kV bloka, kao i kablovsku vezu uzvodnog i nizvodnog aneksa.

Na uzvodnom aneksu na istoj koti nalaze se pomoćni uređaji agregata, a na delu montažnog prostora nalaze se rezervoari, kompresori i komandni orman sistema za gašenje požara generatora. Na koti 37,25 m nalaze se ormani pomoćnih uređaja agregata, rezervoari i pumpe uljno-hidrauličnih agregata i hidraulični deo regulatora turbine, a na delu montažnog bloka nalazi se laboratorija za hemijsku pripremu demineralizovane vode.

Na koti 42,65 m smešteni su rezervoari sistema za podmazivanje agregata, rezervoari demineralizovane vode statora, kao i postrojenje za grejanje i ventilaciju kapsule. U montažnom bloku (kota 41,50 m) smešteni su rezervoari sa uljem i pumpe visokog pritiska ulja za potrebe brzih predturbinskih zatvarača [19].

Sa uzvodne strane ulazi se u galeriju brzih predturbinskih zatvarača, u kojoj se nalaze magistralni cevovodi koji spajaju brze predturbinske zatvarače na kotama 41,50 i 50,90 m. Na osnovnoj elektrani, u sklopu mašinske zgrade, kao aneks je predviđena i komandno-administrativna zgrada, koja je od kote 46,00 izgrađena u 5 etaža. Pošto ova kota (ulaz u elektranu) odgovara 4. spratu mašinske zgrade, komandno-administrativni deo zgrade nalazi se, praktično, od 4. do 9. sprata mašinske zgrade.

3.2.2 Brana

Brana je sastavljena iz prelivnog i neprelivnog dela. U nastavku mašinske zgrade smeštena je betonska prelivna brana ukupne dužine 196 m. Ona se sastoji od sedam prelivnih polja, a njihova širina iznosi 21 m. Za regulisanje protoka i nivoa u jezeru predviđene su segmentne ustave. Srednje tri ustave su projektovane sa klapnama čije su dimenzije 15,19x23,5m [19]. Klapne su predviđene radi evakuacije tj. uklanjanje leda i drugih plivajućih predmeta. Širina stubova je 7 m, dužine 58,72 m do kote 42 m. Iznad ove kote stub je produžen za izgradnju mosta za potrebe saobraćaja. Pogon segmentnih zatvarača je elektro-hidraulični. Uređaji za proizvodnju ulja pod pritiskom smešteni su u odgovarajućim prostorijama u vrhu stubova brane.

Radi sprečavanja zaleđivanja predviđeni su uređaji za električno zagrevanje vođica i dela konstrukcije zatvarača. Za potrebe zagrevanja i ostale potrebe na brani, projektovane su dve trafo stanice snage 1000 kVA, prenosnog odnosa 6,3/0,4 kV/kV, locirane na stubovima 2 i 5 [19]. Neprelivna (nasuta) brana se nalazi između prelivne brane i obale. Presecaju je brodska prevodnica i dodatna elektrana. Plato pored prevodnice je na koti 43,50 m i širok je 31,50 m.

3.2.3 Brodska prevodnica

Brodska prevodnica preseca nasutu branu i nalazi se između prelivne brane sa leve strane i dodatne elektrane sa desne strane. Prevodnica je jedostepena (sa jednom komorom). Podužna osa prevodnice upravna je na osu brane, a udaljena je oko 300 m od obale. Dimenzije prevodnice su 390x34x5 m.

Prevodnicu sačinjavaju sledeći glavni elementi:

- ulazna građevina u gornjoj vodi (gornja glava), kroz koju se provodi voda za napajanje prevodnice, sa dva zahvata u odnosu na osu prevodnice svaki sa tri osnovna ulazna otvora,
- glavne podužne galerije koje povezuju ulazne građevine i pružaju se po celoj dužini prevodnice,
- ulazna građevina u donjoj vodi (donja glava).

Uzvodna glava prevodnice opremljena je ravnim vratima od kojih su jedna radna, a druga remontna, dok je nizvodna glava opremljena dvokrilnim vratima. Komandovanje, kontrola rada i upravljanje opremom brodske prevodnice vrši se iz komandne prostorije smeštene u tornju. U komandnoj prostoriji su smešteni između ostalog radarski uređaji za osmatranje plovnog puta, sistem

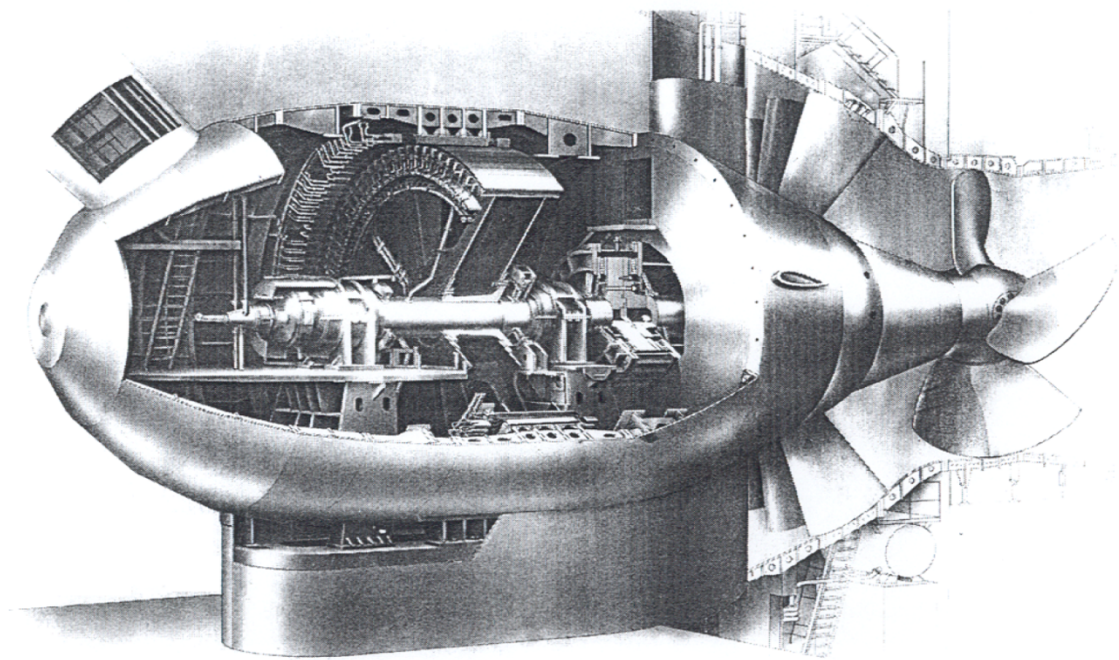
televizorskog posmatranja položaja vrata i plovnih objekata u komori prevodnice, sistem za snimanje razgovora na sve tri radio stanice, tj. tri brodska kanala i sistem za upravljanje semaforском signalizacijom. Snabdevanje brodske prevodnice električnom energijom obezbeđeno je preko trafo stanice 6,3/0,4 kV/kV smeštene u prostorijama na uzvodnoj, odnosno nizvodnoj glavi [19].

3.2.4 Dodatna elektrana

Dodatna elektrana nalazi se pored brodske prevodnice. Dispozicija opreme je uglavnom indentična kao i na osnovnoj elektrani, uz određene izmene. Za razliku od osnovne elektrane, na kojoj se ulaz nalazi na koti 46,00 m, na dodatnoj je ulaz na koti 40,70 m, a moguć je i direktan ulaz u prostoriju za dotur opreme na koti 37,85 m. Dodatna elektrana ima 2 agregata (agregati 9 i 10), tj. samo 1 blok, numerisan kao blok 5. Od opreme su jedino generator i pobuda ostali rumunski, dok je druga oprema nedavno zamenjena opremom različitih proizvođača. Najveće razlike u odnosu na osnovnu elektranu su u dispoziciji objekata na koti 40,70 m nizvodnog aneksa. Dodatna elektrana ostvaruje instalisanu snagu 54 MW, što znači da ukupna instalisana snaga za slučaj rada svih agregata na obe elektrane iznosi 27 MW [16, 17, 18].

3.2.5 Turbina

Na HE „Đerdap II“ sa srpske strane Dunava ugrađena su 8 agregata na osnovnoj i 2 agregata na dodatnoj elektrani. Tip turbine je: cevna horizontalna sa konzolno postavljenim radnim kolom tip Kaplan (PL 15 – G-750) [14].



Slika 3.4: Turbina tzv “Kapsula”

Osnovni parametri agregata su [14]:

- Neto padovi:
 - Maksimalni statički pad $H_{\max} = 12,75 \text{ m}$
 - Računski po snazi $H_r = 7,45 \text{ m}$
 - Minimalni eksploatacioni pad $H_{\min} = 2,50 \text{ m}$

 - Nominalna snage na neto padu 7,45 m $P = 28 \text{ MW}$
 - Maksimalni protok kroz turbiniu pri proizvodnji el. energije $Q = 425 \text{ m}^3/\text{s}$
 - Nominalni broj obrtaja $n = 62,50 \text{ min}^{-1}$
 - Prečnik radnog kola turbine $D = 7,50 \text{ m}$
 - Step en korisnosti u normalnoj pogonskoj tački $H = 91,0 \%$
- (H=7,45 m; P=28 MW)

3.2.6 Generator

U kapsuli cevnog agregata nalazi se horizontalni trofazni sinhroni generator tipa SG kV 776/125-96, koji je neposredno, sparenim vratilima u kadi aksijalnog/kontraaksijalnog ležaja, povezan sa turbinom. Hidrogenerator je postavljen u dovodnom delu protočnog trakta. Stator hidrogeneratorsa se spaja uz međuprstenove turbine, zauzimajući centralni deo kapsule i oslanja se na betonski stub. Tehnički podaci generatora tipa SG kV 776-125/96 dati su u tabeli 3.1:

Tabela 3.1: Tehnički podaci generatora tipa SG kV 776-125/96

aktivna snaga	27000 kW
prividna snaga	27550 kVA
faktor snage ($\cos\varphi$)	0,98
linijski napon	6300 V
nominalna struja	2527 A
učestanost	50 Hz
nominalna brzina obrtanja	62,5 min^{-1}
brzina obrtanja pri pobegu	147 min^{-1}
spoljašnji prečnik jezgra statora	7760 mm

3.3 Oštećenje vratila na HE „Đerdap II“

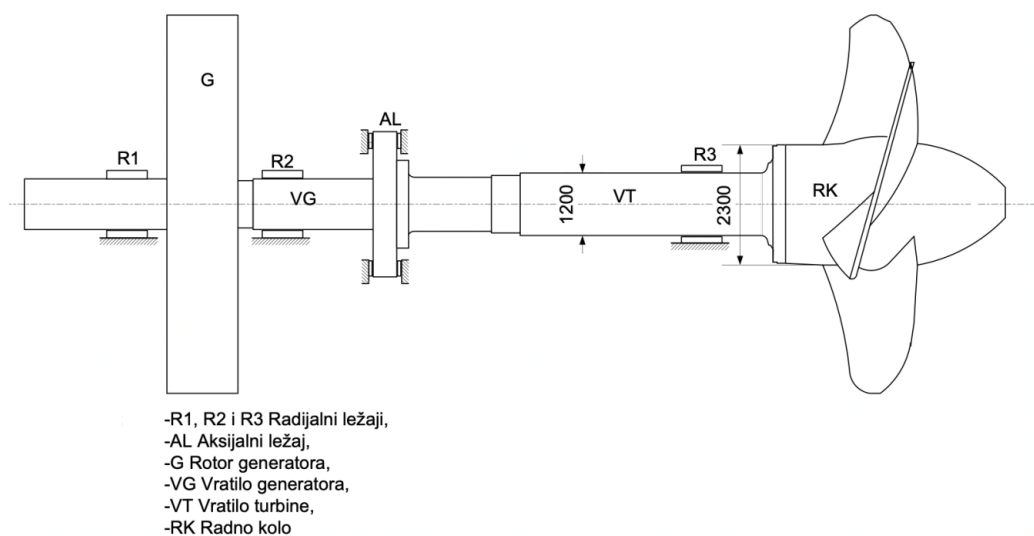
U Poglavlju 3.3 ove disertacije, biće predstavljena oštećenja kao i mehanička ispitivanja koja su urađena na vratilu turbine koje je otkazalo. Podaci koji su ovde predstavljeni – mehanička ispitivanja kasnije će biti korišćeni kao ulazni parametri prilikom numeričke analize napona kao i prilikom numeričke simulacije zamora.

3.3.1 Opšti podaci o agregatima

Na HE „Đerdap II“, u periodu od 1984. do 1987. godine, pušteno je u rad 8 agregata PL-15/826-G-750 proizvodnje LMZ, sovjetske proizvodnje sa sledećim parametrima [14, 16, 17]:

- Max. napor 12,75 m
- Proračunski napor 7,45 m,
- Minimalni napor 5 m,
- Snaga turbine, pri proračunskom naporu 28 MW,
- Pečnik radnog kola 7500 mm,
- Broj obrtaja $62,5 \text{ min}^{-1}$,
- Broj lopatica radnog kola, kom 4.

U kasnijem periodu, od 1998. do 2000. godine, puštena su u rad još dva agregata istog tipa proizvedenih po licenci LMZ, od strane UCM Rešica, Rumunija. Na slici 3.5 prikazani su osnovni delovi agregata PL-15/826-G-750.



Slika 3.5: Osnovni delovi agregata PL-15/826-G-750 [14]

3.3.2 Podaci o turbinskim vratilima

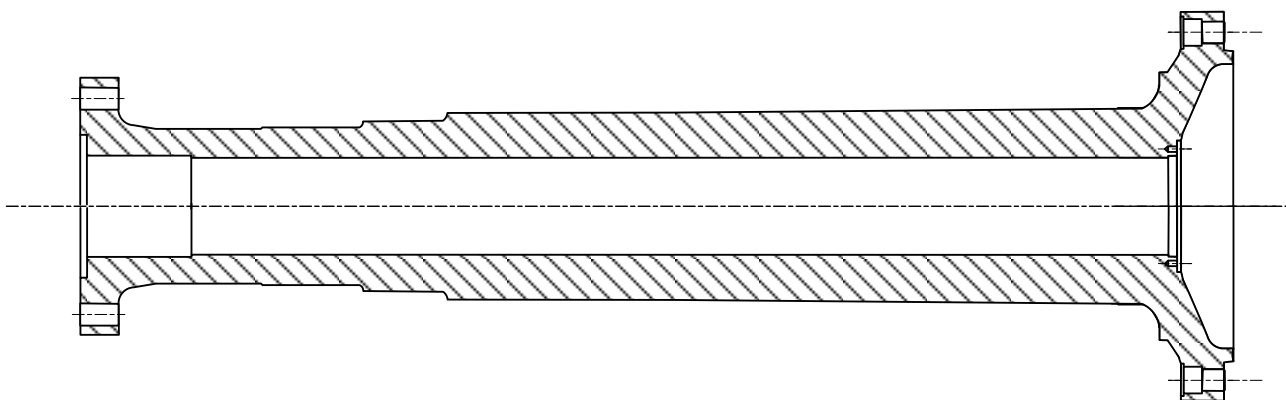
Turbinska vratila izrađena su zavarivanjem, iz tri dela, velika prirubnica, telo vratila – cilindrični deo vratila i mala prirubnica. [14, 15]. Tehnički podaci vratila tj. materijali od kojih su turbinska vratila izrađena navedeni su u tabeli 3.2. Velika prirubnica na koju se vijcima spaja glavčina radnog kola (RK), izrađena je od čeličnog liva 08GDNFL ili 20GSL, osim A8, A2, A10 i A9 na kojima je i velika prirubnica izrađena kovanjem od čelika 20GS. Mala prirubnica i cilindrični deo vratila od čelika 20GS (Tabelu 3.2)

Tabela 3.2: Materijali korišćeni za izradu turbinskih vratila na HE „Đerdap II” [14]

Hidroelektrana „Đerdap II”			
Agregat-fabr.br.turb.	Mala prirubnica	Cilindrični deo	Velika prirubnica
A3 - 748	20GS	20GS	08GDNFL
A4 - 749	20GS	20GS	08GDNFL
A5 - 750	20GS	20GS	20GSL
A6 - 751	20GS	20GS	20GSL
A7 - 752	20GS	20GS	08GDNFL
A8 - 753	20GS	20GS	20GS
A1 - 754	-	-	-
A2 - 755	20GS	20 GS	20GS
A 10	20GS		20GS
A 9	20GS		20GS

3.3.3 Antikorozijska zaštita zone velike prirubnice

Zona prirubnica prema glavčini RK i prelaznog radijusa R80, pošto se nalaze pod uticajem vode koja je procurela kroz zaptivaču vratila, pre početka eksploatacije, zaštićene su sistemom SOV (sistem otporan na vodu, po TU AKZS-200, ukupne debljine 400 µm). Priprema površina za nanošenje prvog osnovnog premaza sastojala se samo od odmašćivanja (premda je, po TU, predviđeno peskarenje do stepena Sa 2,5 po SIS 05 59 00 1967), pošto se radilo o mašinski fino obrađenim površinama, privremeno zaštićenim mineralnom mašću, bez tragova korozije. Na slici 3.6 izgled predmetnog vratila [14].



Slika 3.6: Turbinsko vratilo agregata-presek [14]

3.3.4 Ispitivanja vratila pre ugradnje i tokom eksploatacije

Sva vratila su, pre montaže, prošla ispitivanja metodama bez razaranja na gradilištu, bez obzira na izveštaje iz fabrike i, kao podobna, bez reparacija, ugrađena su pod nadzorom stručnjaka proizvođača opreme [14].

Tokom eksploatacije, zone prelaznog radijusa nisu ispitivane, ni vizualno kao ni drugim drugim IBR metodama, niti je obnavljana antikoroziivna zaštita. Na opremi su urađeni samo planirani redovni godišnji remont, ali sama oprema vratila nije bila predmet detaljnijeg pregleda.

3.3.5 Pojava prslina na prelaznim radijusima R80 prema glavčini radnog kola

U januaru 2007. godine, posle 163411 h eksploatacije, u toku rada agregata A6, primećen je veliki gubitak ulja iz sistema regulacije. Nakon zaustavljanja agregata i vizuelnog pregleda svih mesta gde bi mogao da se pojavi gubitak, otkrivena je prslina, dužine 2100 mm, kroz koju je isticalo turbinsko ulje iz servomotora RK, na prelaznom radijusu R80, sa cilindričnog dela vratila prema glavčini RK [14]. Izvršeno je kompletno IBR ispitivanje zone prelaznog radijusa metodama magnetnog, penetranstskog i ultrazvučnog ispitivanja, odnosno u daljem tekstu, MT, PT i UT, respektivno.

3.3.6 Ispitivanja prelaznog radijusa R80 vratila A6 februara 2007. godine

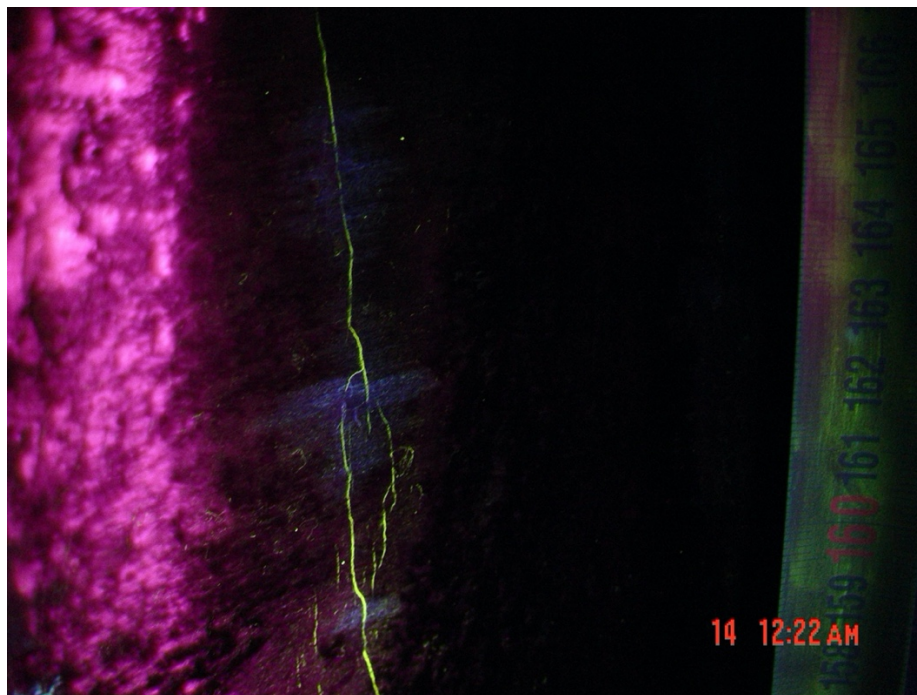
Ispitivanjem prelaznog radijusa R80, metodama bez razaranja, utvrđen je veći broj prslina po čitavoj širini radijusa. Na slikama 3.7 do 3.9 prikazani su nalazi ispitivanja metodama PT, kao i ispitivanje MT. Na slikama 3.7 i 3.8 se može videti ispitivanje metodom tečnim penetrantima prelaznog radijusa vratila R80 u segmentima u dužini od 400 mm. Sami uslovi ispitivanja bili su u skladu sa važećim standardima i propisima za ovu metodu. Ispitivanje je izvršeno od strane obučenog osoblja Instituta IMS Beograd.



Slika 3.7: PT Ispitivanje obima vratila u dužini od 1200 – 1600 mm [15]



Slika 3.8: PT ispitivanje na obimu od 2200 – 2600 mm [15]



Slika 3.9: MT ispitivanje na radijusu vratila [15]

3.3.7 Program ispitivanja

Imajući u vidu da su se pri proračunu kao karakteristike materijala 20 ГСЛ користиле вредности из стандарда ГОСТ 977 – 88 [20], јер се није располагало са стварним структурним карактеристикама одливка и механичким карактеристикама да би се doneo konačan zaključak o uzroku loma turbinskog vratila agregata 6, izvršena su sledeća ispitivanja:

- Ispitivanja hemijskog sastava,
- Ispitivanje zateznih karakteristika u uzdužnom i poprečnom pravcu odlivka,
- Ispitivanja energije udara u uzdužnom i poprečnom pravcu odlivka,
- Ispitivanje tvrdoće,
- Metalografska ispitivanja,
- Utvrđivanje karakteristike zamora materijala (krive zamorne čvrstoće),
- Utvrđivanje vrednosti kritičnog faktora intenziteta napona K_{Ic} ,
- Utvrđivanje brzine rasta prsline da/dN .

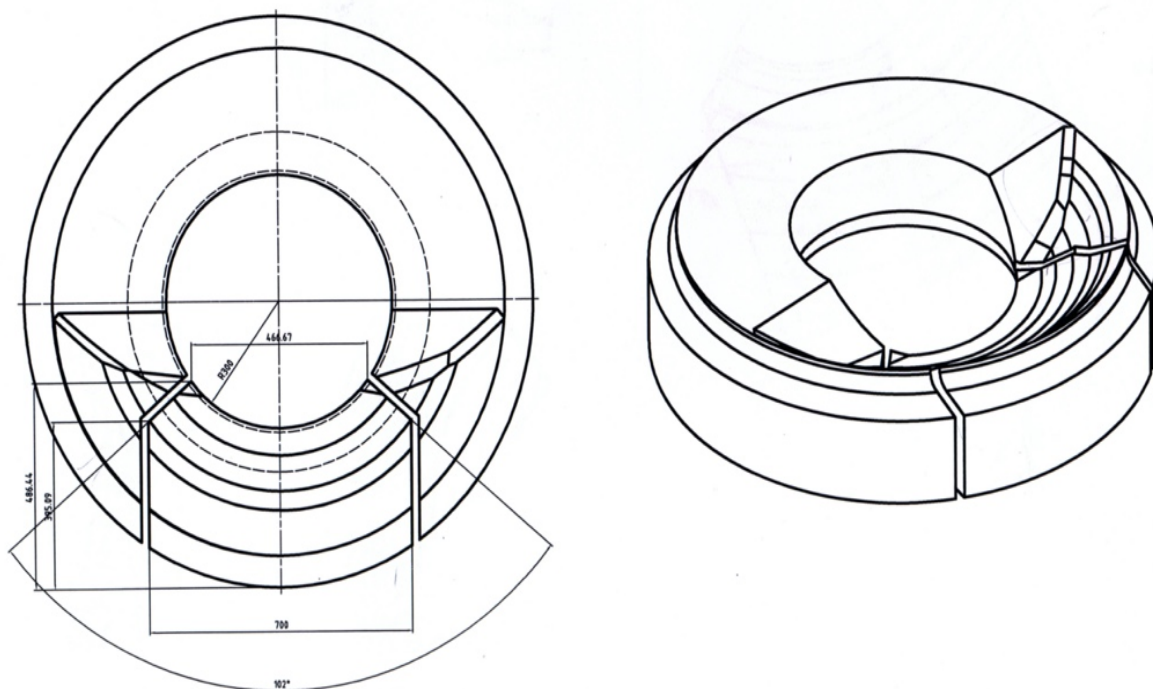
Do loma vratila je došlo decembra 2007. godine. Izgled prelomne površine vratila turbine A6 je prikazan na slici 3.10. Šema isecanja uzoraka iz „velike” prirubnice vratila prikazana na slikama 3.11 do 3.12. Dimenzije isečenih predobradaka iz kojih su izrađene epruvete za ispitivanja razaranjem su prikazane na slici 3.13.



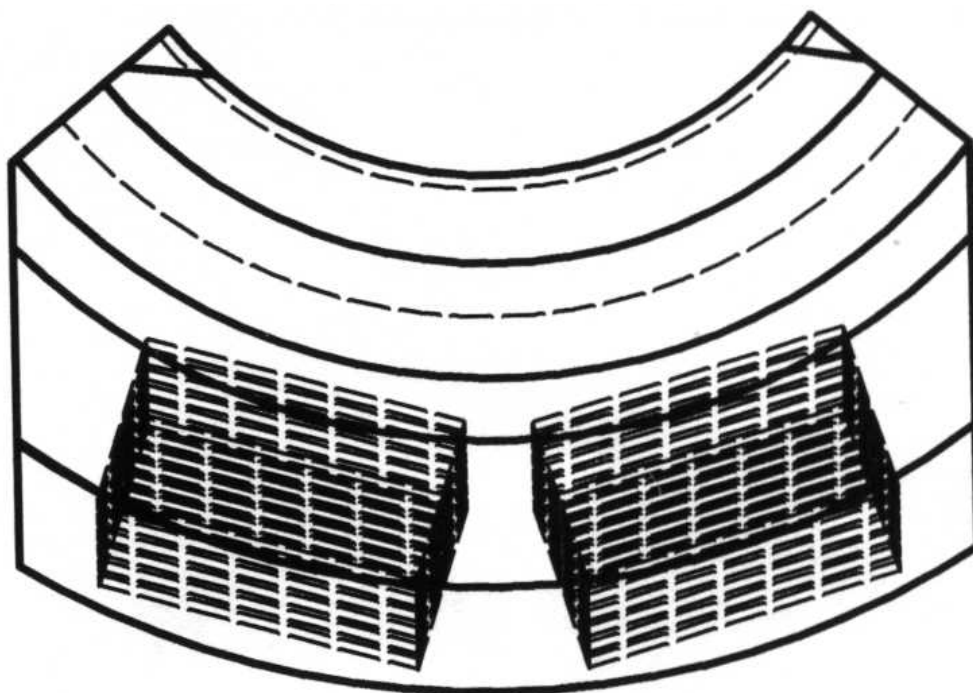
Slika 3.10: Izgled prelomne površine vratila turbine A6 [15]



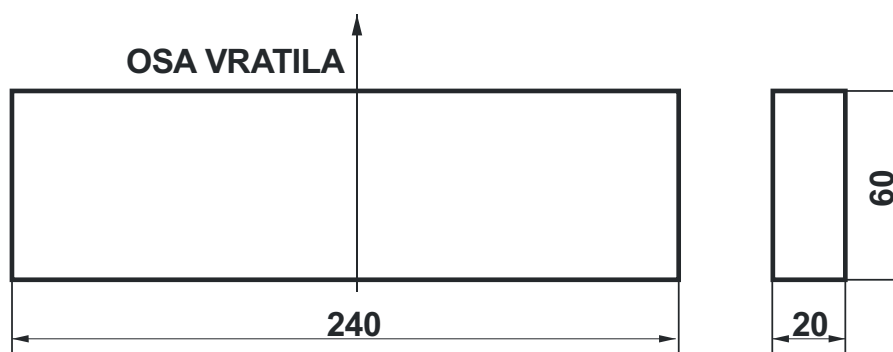
Slika 3.11: Priprema za isecanje uzoraka [15]



Slika 3.12: Šema isecanja isečka iz dela prirubnice vratila



Slika 3.13: Šema isecanja ispitnih uzoraka iz isečka



Slika 3.14: Dimenzije uzoraka iz kojih su izrađivane epruvete

3.3.8 Analiza hemijskog sastava

Analiza hemijskog sastava materijala izvršena na uzorku prikazanom na slici 3.14 izvršena je u laboratoriji podizvođača „Livnica - Ljig“ i u Institutu IMS - Beograd. Rezultati analize su dati u tabeli 3.3. Kao što se može i videti iz tabele 3.3 vrednosti koje su dobijene nakon ispitivanja u Institutu IMS su u granicama koje su propisane prema GOST 977-8, osim za ugljenik čiji je procentualni udeo nešto manji nego što je propisano pomenutim standardom. Rezultati dobijeni ispitivanjem u „Livnica - Ljig“ takođe su u granicama koje propisuje standard, osim procenat Mangana, koji je dosta manji nego što je propisan standardom GOST 977-8.

Odstupanja između ispitivanja koja su urađena „Livnica - Ljig“ i u Institutu IMS Beograd imaju odstupanja što se može pripisati različitim metodama ispitivanja. Ispitivanje u „Livnica - Ljig“ izvršeno je metodom ICP/OES (eng. Inductive Coupled Plasma – Optical Emission Spectrometer, ICP/OES), a ispitivanje u Institutu IMS Beograd metodom XRF (eng. X-ray fluorescence).

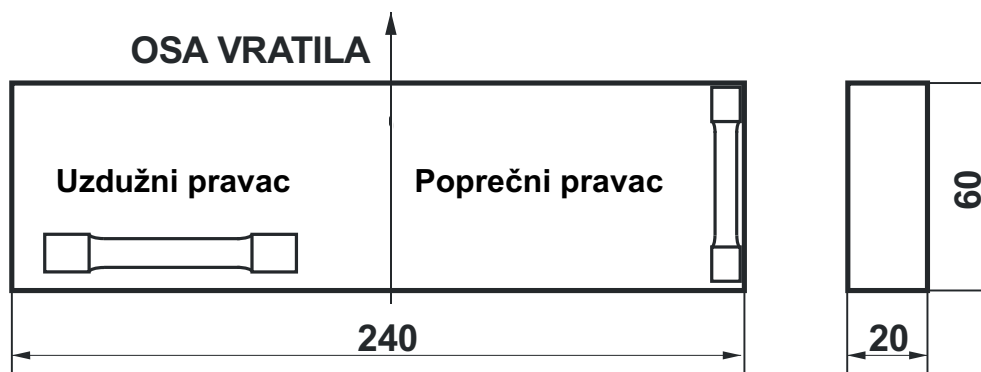
Tabela 3.3: Rezultati hemijske analize dostavljenog uzorka

	C (%)	Si (%)	Mn (%)	S (%)	P (%)	Ni (%)	Cr (%)	Mo (%)	V (%)	Ti (%)	Al (%)
Rezultati-Livnica Ljig	0,19	0,72	0,28	0,02	0,02	0,27	0,27	0,04	0,009	0,008	0,038
Rezultati Institut IMS	0,12	0,63	1,10	0,02	0,01	0,22	0,23	0,03	-	-	0,038
Hemijski sastav prema GOST 977-88	0,16 – 0,22	0,60 – 0,80	1,00 – 1,30	max 0,03	max 0,03	-	-	-	-	-	

3.3.9 Ispitivanje zatezanjem

U cilju ispitivanja zateznih osobina u dva pravca, iz dostavljenih uzoraka izrađene su po tri epruvete za ispitivanje zatezanjem. Epruvete su izrađene kao standardne prema zahtevima SRPS EN 10002-1:1996 [21], koji je u vreme ispitivanja bio važeći standard, a kasnije zamenjen sa SRPS EN ISO 6892-1:2012 [22], prečnika mernog dela 6 mm. Ispitivanje je izvršeno na univerzalnoj mašini za ispitivanje materijala zatezanjem, pritiskanjem i savijanjem, proizvod firme A.J. Amsler - Švajcarska, maksimalnog opsega 98,1 kN, pri opsegu ispitivanja do 29,4 kN, na sobnoj temperaturi ($T=+20^{\circ}\text{C}$). Šema uzorkovanja epruveta je prikazana na slici 3.15, a rezultati ispitivanja su prikazani u tabeli 3.4.

Nakon razmatranja dobijenih rezultata ispitivanja izvršeno je ponovljeno ispitivanje na epruvetama prečnika mernog dela 15 mm, izrađenim i ispitanim prema zahtevima GOST 1497-84 [23]. Ispitivanje je izvršeno takođe na univerzalnoj mašini za ispitivanje materijala zatezanjem, pritiskanjem i savijanjem, proizvod firme A.J. Amsler - Švajcarska, maksimalnog opsega 294,3 kN, na sobnoj temperaturi ($T=+20^{\circ}\text{C}$). Rezultati ovih ispitivanja na epruvetama uzorkovanim iz poprečnog pravca su prikazani u tabeli 3.5.



Slika 3.15: Šema uzorkovanja epruveta za ispitivanje zatezanjem

Tabela 3.4: Rezultati ispitivanja zatezanjem prema SRPS EN 10002-1

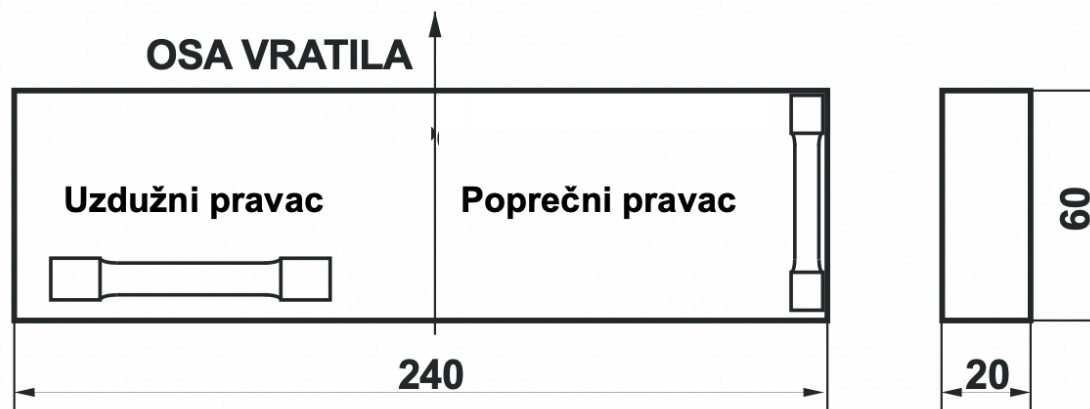
Pravac	Epruveta	Prečnik mernog dela	Napon na granici tečenja R_e (N/mm^2)	Zatezna čvrstoća R_m (N/mm^2)	Izduženje A_5 (%)	Kontraktcija Z (%)
Poprečan	1	6 mm	336	591	22,0	56,3
	2		333	586	16,7	48,6
	3		297	502	26,3	59,8
Uzdužan	1	6 mm	309	547	16,0	36,5
	2		314	545	22,0	53,5
	3		318	482	8,0	27,7
Srednja vrednosti za poprečan pravac			322	560	21,6	54,9
Srednja vrednosti za uzdužan pravac			314	525	15,3	39,2

Tabela 3.5: Rezultati ispitivanja prema zahtevima GOST 1497-84

Epruveta	Prečnik mernog dela	Napon na granici tečenja R_e (N/mm ²)	Zatezna čvrstoća R_m (N/mm ²)	Izduženje A_5 (%)	Kontrakcija Z (%)
1	15 mm	311	527	20,5	43,2
2		311	515	20,4	42,2
3		309	484	12,0	20,2
Srednja vrednosti za poprečan pravac		310	509	17,6	35,2
Propisano prema GOST 977-88		min 294	min 540	min 18	min 30

3.3.10 Ispitivanje energije udara

Iz uzorka prirubnice vratila izrađene su standardne epruvete za ispitivanje energije udara, dimenzija 10x10x55 mm, prema zahtevima SRPS EN ISO 148-1:2012 [24]. Ispitivanje je izvršeno na Šarpi klatnu u Vojno Tehničkom Institutu Žarkovo, čije opseg 0 - 300 J i na Šarpi klatnu istog opsega 0 – 300 J Instituta IMS. Šema uzorkovanja je prikazana na slici 3.16, a rezultati ispitivanja su prikazani u tabelama 3.6 i 3.7.



Slika 3.16: Šema uzorkovanja epruveta za ispitivanje energije udara prema SRPS EN ISO 148-1:2012

Tabela 3.6: Rezultati određivanja energije udara prema SRPS EN ISO 148-1:2012 – Uzdužni pravac

Pravac ispitivanja	Broj epruvete	T(°C)	KV ₃₀₀ (J)	Srednja vrednost (J)	Energija stvaranja (J)	Energija širenja (J)	Napomena
UZDUŽNI PRAVAC	1	+20 °C	103,9*	64,0	-	-	Ispitano u IMS
	2		54,9*		-	-	
	3		33,3		-	-	
	4		70,7	52,1	55,2	15,5	Ispitano u VTI
	5		38,7		28,1	10,6	
	6		46,0		-	-	
	1	0 °C	25,0	30,0	19	6	Ispitano u VTI
	2		12,0		-	-	
	3		53,0		50	3	
	1	-20 °C	8,6	18,6	6,1	2,5	Ispitano u VTI
	2		18,5		14,1	4,4	
	3		29,5		24,4	5,1	

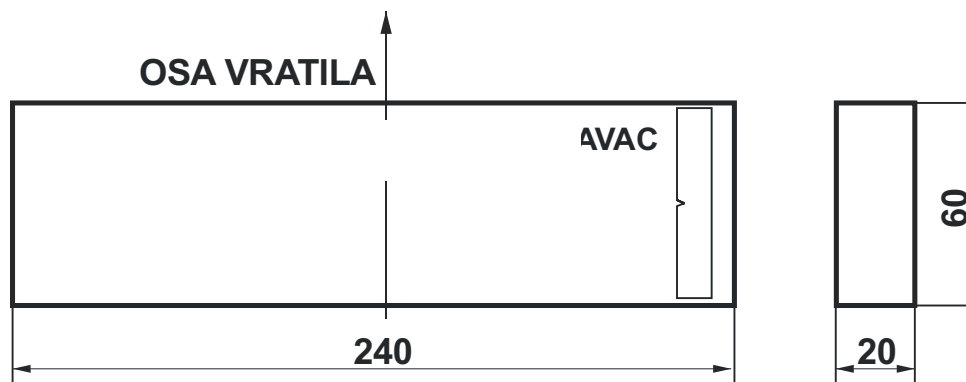
Tabela 3.7: Rezultati određivanja energije udara prema SRPS EN ISO 148-1:2012 – Poprečni pravac – poprečni pravac

Pravac ispitivanja	Broj epruvete	T (°C)	KV 300 (J)	Srednja vrednost (J)	Energija stvaranja (J)	Energija širenja (J)	Napomena
POPREČNI PRAVAC	1	+20 °C	46,1	50,0	-	-	Ispitano u IMS
	2		68,7*		-	-	
	3		36,3		-	-	
	4		25,0	48,8	10,7	14,3	Ispitano u VTI
	5		72,0		65	7	
	6		49,6		41	8,6	
	1	0 °C	42,0	37,0	37	5	Ispitano u VTI
	2		23,0		13,5	9,5	
	3		47,0		41	6	
	1	-20 °C	14,0	19,4	9	5	Ispitano u VTI
	2		11,7		7,2	4,5	
	3		32,7		29	3,7	

*NEPOTPUN PRELOM

Nakon razmatranja dobijenih rezultata ispitivanja izvršeno je ponovljeno ispitivanje na epruvetama, izrađenim i ispitanim prema zahtevima GOST 9454-78 [25]. Epruvete su izrađene kao tip 1 prema GOST 9454-78, dimenzija 10 x 10 x 55 mm, sa „U” zarezom dubine 2 mm i poluprečnikom na vrhu zareza od 1 mm, iz poprečnog pravca kao nepovoljnijeg.

Ispitivanje je izvršeno na Šarpi klatnu Instituta IMS (proizvođač A.J. Amsler – Švajcarska), maksimalnog opsega 300 J, na različitim temperaturama. Položaj uzorkovanja epruveta je dat na slici 3.17, a rezultati ovih ispitivanja su prikazani u tabeli 3.8. Rezultati ispitivanja su preračunati u vrednost kJ/m^2 radi poređenja sa vrednostima iz GOST 977-88 [3.6].



Slika 3.17: Shema uzorkovanja epruveta za ispitivanje energije udara prema GOST 9454-78

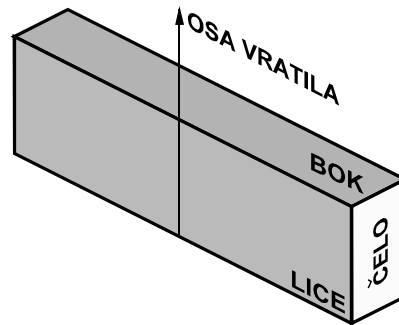
Tabela 3.8: Rezultati određivanja energije udara prema GOST 9454-8

Pravac	Broj epruvete	T (°C)	KU _{300/2} (J)	KCU (J/cm ²)	Srednja vrednost (J)	Srednja vrednost (J/cm ²)
POPREČNI PRAVAC	1	+20°C	98.1	122,6	74,4	92,7
	2		42.1	52,6		
	3		82.4	103		
	1	+10°C	35.3	44,1	44,4	55,4
	2		41.2	51,5		
	3		24.5	30,6		
	4		76.5	95,6		
	1	0°C	67.8	84,7	36,7	45,9
	2		32.3	40,3		
	3		29.4	36,7		
	4		17.6	22,0		
	1	-10°C	9.81	12,2	42,9	53,6
	2		98.1	122,6		
	3		36.3	45,3		
	4		27.5	34,4		

Prema GOST 977 – 88 minimalno dozvoljena vrednost energije udara za čelični odlivak 20GSL iznosi 294 kJ/m^2 odnosno $29,4 \text{ J/cm}^2$ odnosno $36,7 \text{ J}$.

3.3.12 Ispitivanje tvrdoće

Ispitivanje tvrdoće je izvršeno na mestima prikazanim na slici 3.18. Ispitivanje je izvršeno prema zahtevima SRPS C.A4.003 [26], koji je u vreme ispitivanja bio važeći standard, a kasnije zamenjen sa SRPS EN ISO 6506-1:2011 [27], a rezultati izvršenih ispitivanja su prikazani u tabeli 3.9. Izmerene vrednosti su predstavljeni u Brinelimima.



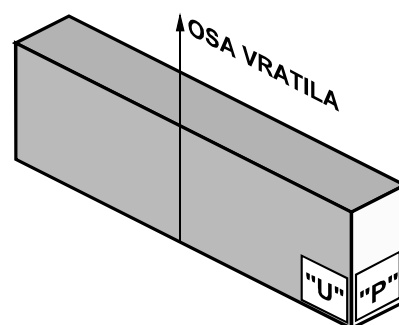
Slika 3.18. Mesta merenja tvrdoće na dostavljenim uzorcima

Tabela 3.9: Rezultati merenja tvrdoće prema zahtevima SRPS C.A4.003

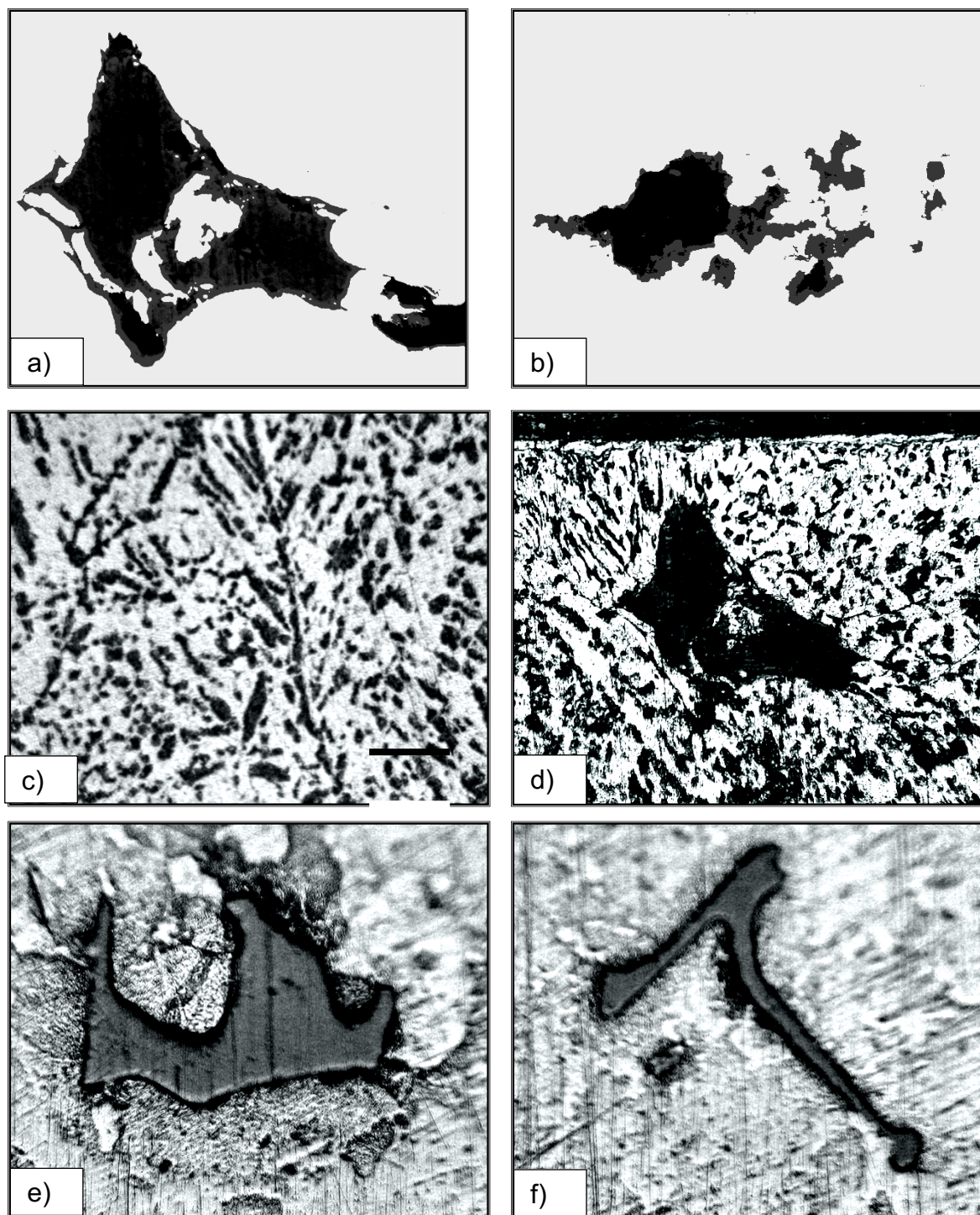
Merno mesto	Izmerene vrednosti (HB)	Srednja vrednost (HB)
Lice	166 – 164 – 160	163
Bok	151 – 157 – 160	156
Čelo	154 – 155 – 151	153

3.3.13 Metalografska ispitivanja

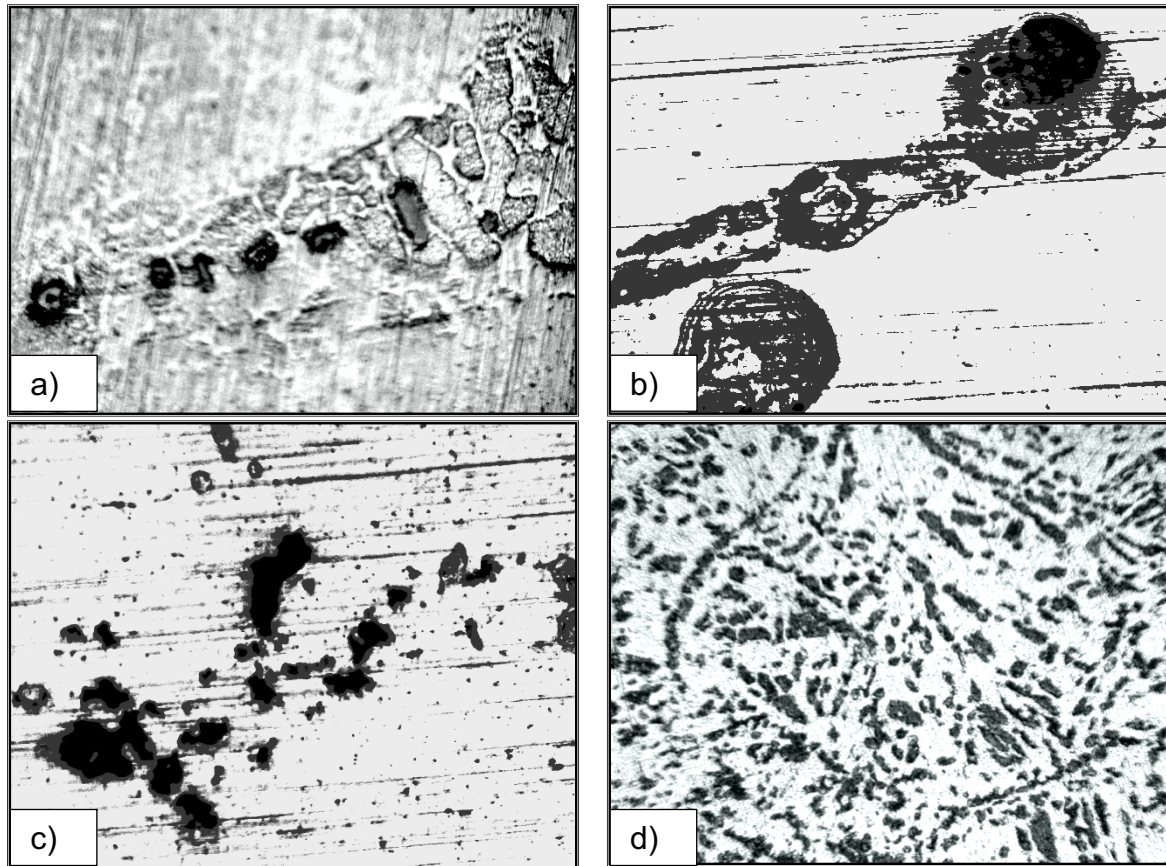
Analiza mikrostrukture izvršena je na optičkom metalografskom mikroskopu marke „METAVAL“ proizvođača "Carl Zeiss" iz Jene, Nemačka, korišćenjem tehnike svetlog polja. U cilju pouzdanog određivanja stvarne mikrostrukture materijala vratila, ispitivanja su izvršena na deset uzoraka, uzorkovanih iz različitih predobradaka po shemi uzorkovanja, u dva međusobno upravna pravca, U i P, kako je pokazano na slici 3.19. Ispitivanje je, nakon brušenja i poliranja uzoraka, izvršeno sa i bez nagrizanja površina u rastvoru 3% nitala [15]. Na slikama 3.20 i 3.21 prikazana je analiza mikrostrukture.



Slika 3.19. Zone isecanja uzoraka za metalografski pregled



Slika 3.20: a) Krupne greške u mikrostrukтури. Polirana površina, bez nagrizanja. b) Grupisane greške u mikrostrukтури. Polirana površina, bez nagrizanja c) Livena, feritno-perlitna, pretežno dendritna mikrostrukтура materijala sa nemetalnim uključcima oksidnog i sulfidnog tipa. Nagrizano u nitalu. d) Mikroprsline koje kreću od krupne livačke greške (sa slike 1) - poroznosti u različitim pravcima. Nagrizano u nitalu. e) Krupni nemetalni uključak u mikrostrukтури. Nagrizano u nitalu. f) Krupni nemetalni uključak u mikrostrukтури. Nagrizano u nitalu.

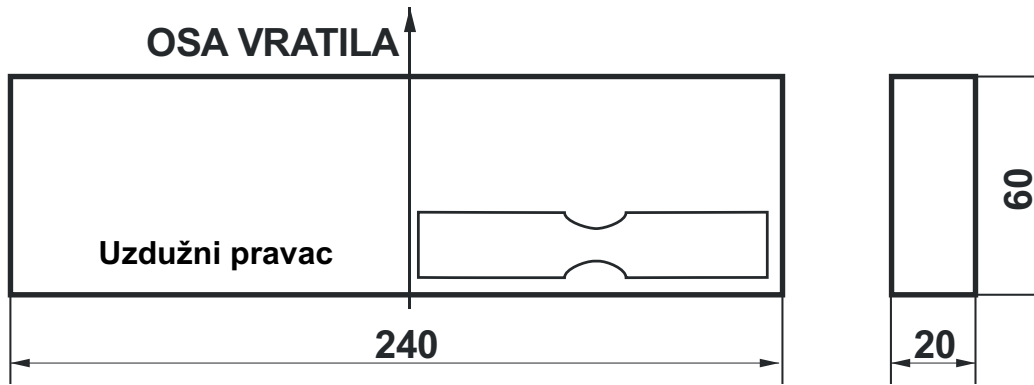


Slika 3.21: a) Nemetalni uključci u nizu. Nagrizano u Nitalu. b) Krupne livačke greške u mikrostrukturi. Polirana površina, bez nagrizanja. c) Grupisane livačke greške u mikrostrukturi. Polirana površina, bez nagrizanja. d) Livena, feritno-perlitna, pretežno dendritna mikrostruktura materijala sa nemetalnim uključcima oksidnog i sulfidnog tipa. Nagrizano u Nitalu.

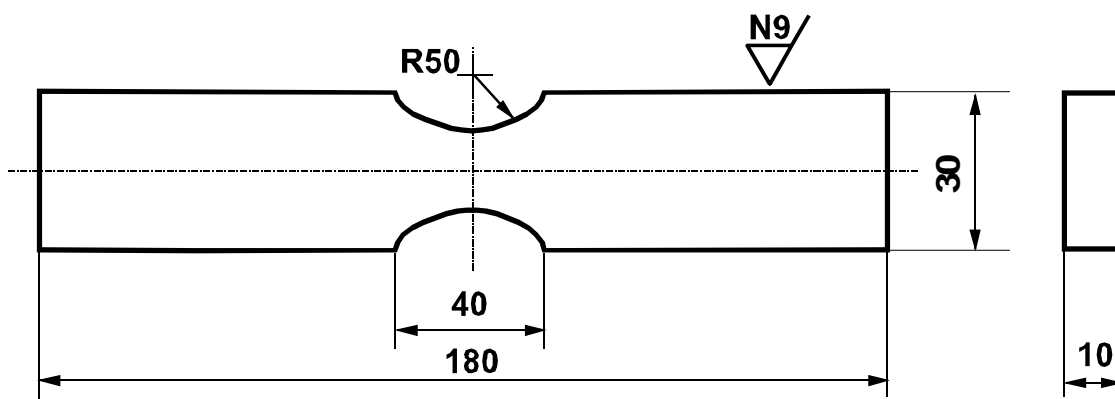
3.3.13 Ispitivanje trajne dinamičke čvrstoće

Iz dostavljenog uzorka izrađeno je 14 standardnih epruveta za određivanje trajne dinamičke čvrstoće i izradu Velerove krive. Ispitivanje je izvedeno prema standardu GOST 25.502/79 [28], na visokofrekventnom pulzatoru AMSLER tip 10 HFP 422.

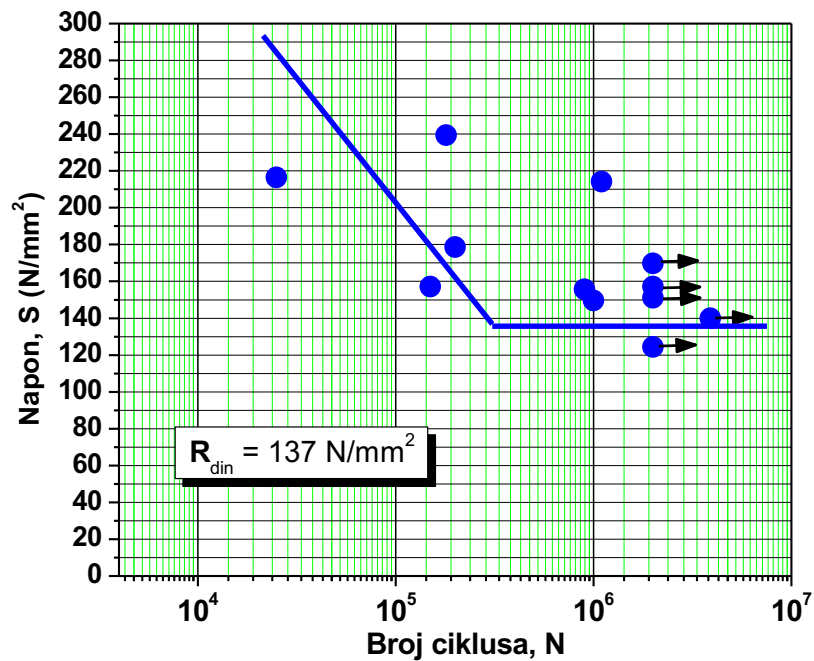
Dinamičko ispitivanje epruveta vršeno je simetrično naizmjenično promenljivim opterećenjem ($\sigma_{SR} = 0$, tj. $R = -1$) za granični broj od 2×10^6 ciklusa. Skica mesta uzorkovanja je prikazana na slici 3.22, a dimenzije ispitnih uzoraka na slici 3.23. Rezultati izvršenih ispitivanja, na sobnoj temperaturi, prikazani su na slici 3.24. Na osnovu dobijenih rezultata određena je trajna dinamička čvrstoća R_{din} koja iznosi 137,0 MPa [15].



Slika 3.22: Skica mesta uzorkovanja epruveta za ispitivanje trajne dinamičke čvrstoće



Slika 3.23: Oblik i dimenzije epruveta za ispitivanje trajne dinamičke čvrstoće



Slika 3.24: Velerov dijagram za ispitani čelični liv 20GSL

4. ISPITIVANJE PARAMETARA MEHANIKE LOMA NA VRATILU TRUBINE AGREGATA A6 NA HE „ĐERDAP II”

U ovom poglavlju biće prikazani rezultati ispitivanja parametara mehanike loma na vratilu turbine agregata A6 koje je otkazalo na HE „Đerdap II”. Takođe će biti predstavljen i teorijski model ispitivanja, kao i prezentovani rezultati ispitivanja iz elaborata o ispitivanju materijala i analiza uzroka loma vratila turbine A6 [15].”

4.1 Analiza zamora sa stanovišta mehanike loma

Greške u metalima i razni oblici koncentratora napona kao što su zarezi, žlebovi, otvori, zavareni i mehanički spojevi itd. u elementima se ne mogu izbeći, a imajući u vidu eksploatacione uslove, misleći se pre svega na opterećenja koja se javljaju u radu (statička i dinamička), za sigurnost bilo koje konstrukcije prslina imaju poseban značaj zbog koncentracije napona na njihovom vrhu. Kada se nađu u polju kritičnih napona, prslina u mnogim slučajevima rastu do loma konstrukcije. S obzirom da se na brzinu rasta makroskopske prslina ne može uticati promjenom strukture, preostaje da se za dati materijal epruvete ili elementa odredi brzina rasta prslina u laboratorijskim uslovima i da se, nakon što se povremenim inspekcijama odredi veličina prslina proceni preostali vek mašine ili konstrukcije.

Osnovni napredak koji je mehanika loma napravila u sferi zamora (usled dinamičkog opterećenja) materijala je u analitičkom rasčlanjavanju fenomena loma usled zamora na period stvaranja, u kome zamorna prslina nastaje i na period rasta ili širenja koji mu sledi i u kome se nastala prslina povećava do kritične veličine pri kojoj dolazi do naglog loma. Time se ukupan broj ciklusa, posle koga dolazi do loma, deli na broj ciklusa potrebnih da zamorna prslina nastane (N_i) i broj ciklusa da ona poraste do kritične veličine za lom (N_p), što je prikazano u izrazu (4.1).

$$N_u = N_i + N_p \quad (4.1)$$

Razvoj u proučavanju ponašanja materijala pri dejstvu promenljivog opterećenja je omogućen paralelnim uvođenjem eksperimentalnog i teorijskog pristupa, jer samo teorijski pristup ne može potpuno da objasni nastanak i rast zamorne prslina.

Danas se intenzivno istražuje koji sve faktori utiču na zavisnost $da/dN = f(\Delta K)$, u tzv. nisko cikličnom zamoru, kada se u petlji histerezisa jednog ciklusa uspostavlja plastična deformacija. Analiza stanja napona i deformacija na vrhu rastuće zamorne prslina postupcima linearno-elastične mehanike loma je dovela do formulisanja Parisove jednačine za sve metale i legure, koja dovodi u vezu brzinu rasta zamorne prslina sa opsegom faktora intenziteta napona na vrhu prslina o kojoj će biti reči u daljem delu ove disertacije i čiji su principi korišćeni u eksperimentalnom delu ove disertacije.

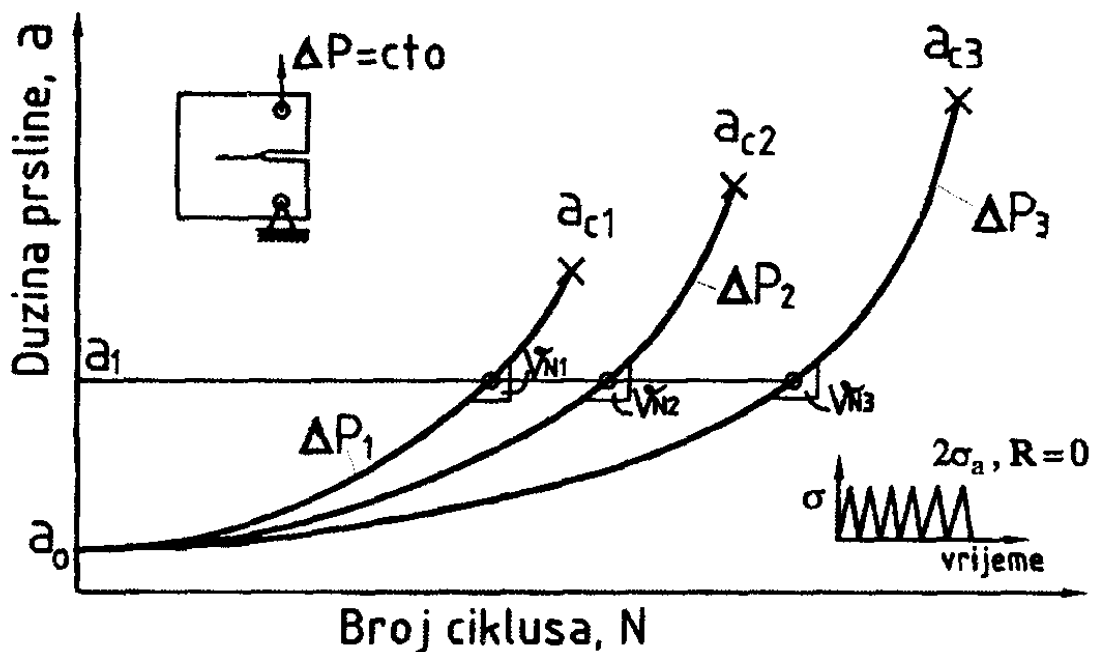
4.2 Brzina rasta zamorne prsline da/dN i ΔK_{th} – Parisov zakon

Opšte je poznato da je najveći konstrukcija u radu izloženo dejstvu promjenljivog opterećenja, pa je udeo zamornog loma u ukupnom broju otkazivanja konstrukcija u odnosu na sve druge vrste eksploatacionih lomova generalno najveći, što je detaljnije objašnjeno u poglavlju broj 2 pregled literature ove disertacije [1, 6, 9].

Rast prsline pri zamoru je veoma složen proces koji zavisi od niza promjenljivih i to [29]:

- Intenzitet efektivnog polja napona na vrhu prsline definisan K-faktorom
- Tip i oblik opterećenja
- Radna sredina (agresivnost, temperatura, vlažnost)
- Mehaničke i metalurške karakteristike metala

Eksperimentalno određivanje krivih brzine rasta prsline za svaki tip komponente, uslova opterećenja i veličine, oblika i orijentacije prsline u strukturi i za razne sredine je vrlo nepraktično, pa se najveća pažnja u istraživanjima poklanjala opterećenjima koja otvaraju prslinu kao dominantnom načinu makroskopskog rasta prsline. Pri tome su mnogi podaci o rastu zamornih prsline dobijeni ispitivanjem C(T) eruveta, koje su bile izložene opterećenjima sa konstantnom amplitudom ΔP (slika 4.1).



Slika 4.1 : Zavisnost rasta prsline $a = f(N)$ za tri nivoa opsega opterećenja $\Delta P = \text{const}$ pri čemu je

$$\Delta P_1 < \Delta P_2 < \Delta P_3 \quad [29]$$

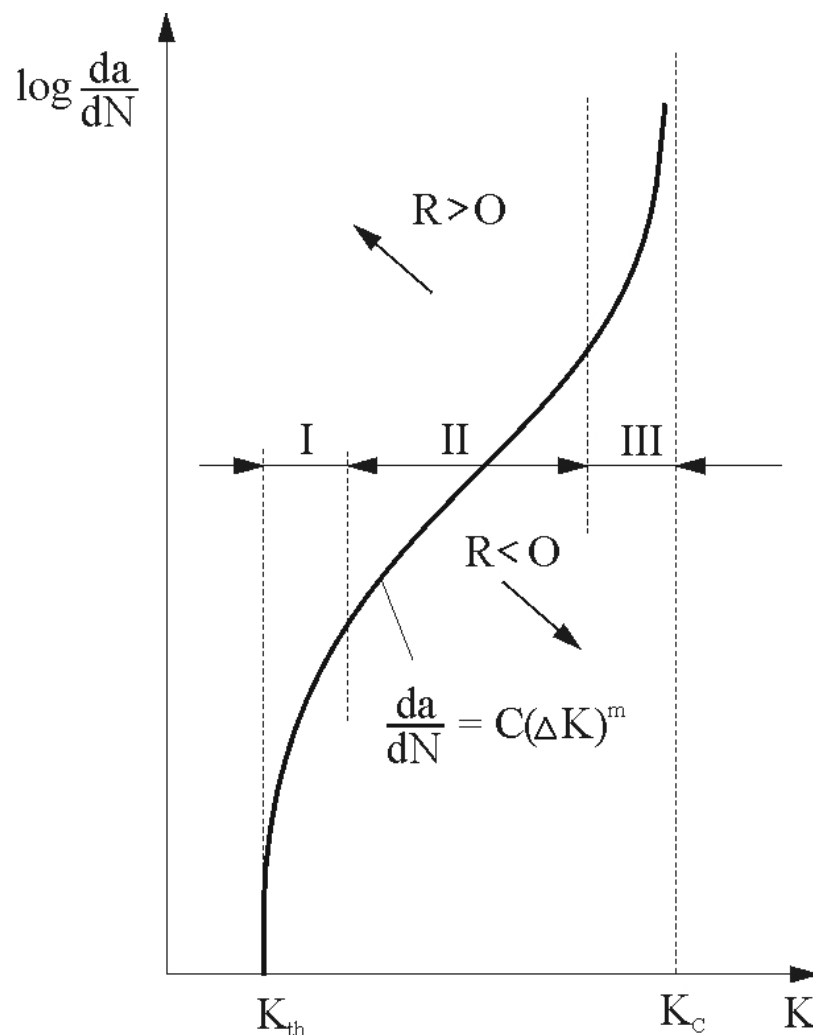
Na slici 4.1 je prikazan tipičan oblik zavisnosti dužine prsline od broja ciklusa opterećenja $a-N$ za tri nivoa opsega opterećenja $\Delta P = \text{const}$ pri čemu je $\Delta P_1 < \Delta P_2 < \Delta P_3$. Porast prsline se tokom eksperimenta može meriti raznim tehnikama: optičkom, metodom popustljivosti, ultrazvučnom,

metodom pada električnog potencijala ili akustičnom emisijom. Uočljivo je da se sa povećanjem broja ciklusa N i dužine prsline „ a ” brzina rasta prsline definisana nagibom tangente, stalno raste. Takođe sa povećanjem opsega opterećenja ΔP dolazi i do bržeg povećanja gradijenta brzine. Drugim riječima, prslina brže raste pri amplitudi opterećenja ΔP_3 nego pri opterećenju ΔP_2 odnosno ΔP_1 .

U literaturi se mogu naći brojne teorijski i empirijski definisane zavisnosti u obliku $da/dN=f(P, a)$, kojima se naglašava važnost opterećenja i dužine prsline. Prvi koji su kao osnovni parametar koji kontroliše brzinu rasta zamorne prsline definisali opseg faktora intenziteta napona $\Delta K = f(\sigma, a)$ u obliku (4.2) bili su Paris i saradnici [30]. Ukoliko je pri tome $\sigma_{\min} < 0$ usvaja se da je $K_{\min} = 0$ jer K -faktor ne egzistira za napone na pritisak.

$$\Delta K = K_{\max} - K_{\min} = Y (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) (\pi a)^{1/2} = Y \Delta \sigma \sqrt{\pi a} \quad (4.2)$$

Brzine rasta prsline da/dN u funkciji od ΔK se određuju sa odgovarajuće krive $a - N$, grafičkim ili numeričkim postupkom. Eksperimentalni rezultati predstavljeni na dvostruko-logaritamskoj skali najčešće imaju karakterističan S-oblik šematski prikazan na slici 4.2.



Slika 4.2: Oblik promene brzine rasta $da/dN = f(\Delta K)$ za $R = 0$ i pravci pomeranja S-krive za odnose $R \neq 0$ [30]

Sa stanovišta mehanizma rasta prsline i različitih intenziteta uticajnih faktora mogu se uočiti tri oblasti na ovoj krivoj. U oblasti I sa smanjenjem opsega ΔK dolazi do naglog smanjenja brzine rasta prsline. Vrijednost ΔK pri kojoj su te brzine reda 10^{10} m/ciklusu ili manje definiše prag osjetljivosti opsega faktora intenziteta napona ΔK_{th} . Ispod ΔK_{th} zamorne prsline se ponašaju kao prsline bez tendencije porasta. U oblasti II zavisnost $\log(da/dN)$ od $\log \Delta K$ je u osnovi linearna i predstavljena pravom linijom koju su Paris i saradnici opisali stepenom funkcijom oblika (4.3).

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad (4.3)$$

U okviru oblasti III dolazi do naglog rasta prsline pre konačnog loma. Ta prividna nestabilnost je povezana sa približavanjem maksimalne vrednosti K-faktora, K_{max} , kritičnoj vrednosti žilavosti loma K_{Ic} , za dati materijal, što je povezano sa ranom fazom krtoeg loma. Ova mogućnost je izražena kod materijala visoke čvrstoće, a male žilavosti loma, gde veličine kompaktnih epruveta za zatezanje (C(T) epruvete) omogućavaju linearno-elastično ponašanje i pri nivoima K-faktora bliskim žilavosti loma u uslovima ravnog stanja deformacije K_{Ic} .

Standard ASTM E647 [31] propisuje merenje brzine rasta zamorne prsline da/dN , koja se razvija iz postojeće prsline i proračun opsega faktora intenziteta napona ΔK i ovaj standard je korišćen u eksperimentalnom delu ove disertacije. Epruveta treba da ima zamornu prslinu čije se unošenje takođe odvija prema ovom standardu. Dva bitna ograničenja ovog ASTM E647 su:

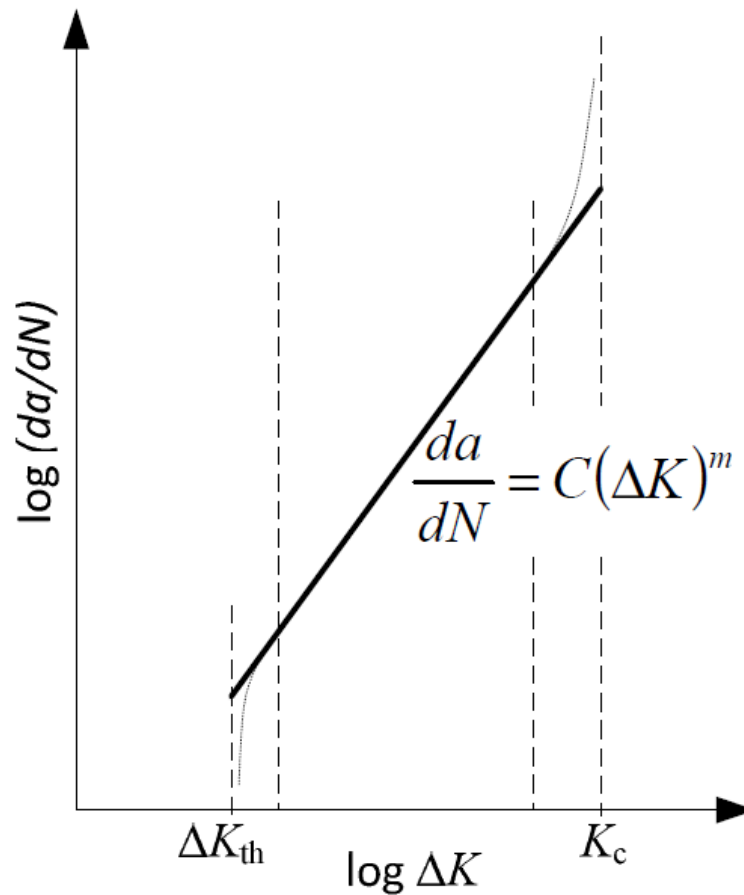
- brzina rasta mora da je veća od 10^{-8} m/ciklus da bi se izbeglo područje praga zamora, ΔK_{th}
- opterećenje treba da bude konstantne amplitude.

4.3 Osnovni model propagacije prsline za konstantu amplitudu

Osnovni model za propagaciju prsline pri dinamičkom opterećenju postavio je Paris, kao što je već rečeno u prethodnom delu ove disertacije, i taj model daje linearnu vezu u log-log dijagramu. Parisov model je dat izrazom (4.3) kod kojeg su C i m empirijske konstante dobijene prilagođavanjem Parisove jednačine eksperimentalnim podacima. Linearna veza u log-log dijagramu data je izrazom (4.4).

$$\log\left(\frac{da}{dN}\right) = \log C + m \cdot \log(\Delta K) \quad (4.4)$$

Model tačno opisuje područje II slike 4.3, odnosno tačno opisuje samo područje stabilnog rasta prsline. U tom području rast prsline primarno zavisi od vrste materijala, uslova okoline i od raspona faktora intenziteta napona ΔK . Zbog linearne veze (log-log), rast u područjima I i III nije moguće tačno predstaviti ovim modelom, odnosno model linearno ekstrapolira krivu za ta područja.



Slika 4.3: Osnovni model propagacije prsline za konstantu amplitudu [32]

4.4 Drugi modeli propagacije prsline

Pored osnovnog Parisovog modela koji često daje dovoljno dobre rezultate, ali nije moguće predstaviti efekte koji su posledica srednjeg napona ni opistati ponašanja prsline u oblastima I III, razvijeni su drugi modeli poput:

- Valkerov model [33] koji predstavlja proširenje Parisovog modela. Njegov model daje linearnu zavisnost u log–log dijagramu time što je Parisvu jednačinu modifikovao.
- Formanov model [34] model koji osim efekta srednjeg napona i područja II, opisuje i područje III, odnosno nestabilnu propagaciju prsline.

Pored osnovnog i ova dva gore spomenuta modela razvijeni su i mnogi drugi koji su manje ili više komplikovani i o njima se nešto više može videti u [33].

4.5 Ispitivanja parametara mehanike loma na vratilu turbine agregata A6 HE „Đerdap II“

Analizom krtoeg ponašanja tela sa prslinom mehanika loma je otvorila nove mogućnosti u obezbeđenju sigurnosti metalnih konstrukcija. Standardima BS7448 deo-1 i ASTM E399 [35, 36] za određivanje žilavosti loma pri ravnoj deformaciji, K_{Ic} , proces razvoja linearno-elastične mehanike loma (LEML) je zaokružen do njene primene na realne konstrukcije, izrađene od materijala visoke čvrstoće, kod kojih se u prisustvu prsline ostvaruje ravno stanje deformacije.

Uslov važenja tih ispitivanja je da plastična deformacija zahvata samo zanemarljivo malo područje oko vrha prsline pre nego što dođe do razvoja prsline i loma. U većini konstrukcijskih materijala oko vrha prsline uglavnom se razvija veliko područje plastične deformacije, to direktno određivanje parametra K_{Ic} nije moguće, i njegova je primena u realnim uslovima ograničena.

Analiza plastičnog ponašanja materijala, kojom se bavi elasto-plastična mehanika loma, dovela je do definisanja dva sledeća parametra, konturnog J-integrala i pomeranje otvora na vrhu prsline - δ (CTOD).

Pogodnost primene parametara δ i J je u mogućnosti njihove analize i posle razvoja značajnih plastičnih deformacija, sa jedne strane, te u pogodnosti njihovog eksperimentalnog određivanja. Prva standardni metoda ispitivanja J-integrala se svodila na određivanje J_{Ic} , kao mere žilavosti loma, prema ASTM E813 standardu iz 1989. godine koji više nije aktivan. Zatim je usledio ASTM E1152 iz 1991. godine kao standardni postupak određivanja J-R krive. Standard koji ih je objedinio je standard ASTM E1737 iz 1996. godine. Na posletku, svi ovi gore opisani standardi su zamenjeni još opštijim standardom ASTM E1820 [37] koji je korišćen i za određivanje parametra J_{Ic} u ovoj disertaciji čiji su rezultati prikazani u eksperimentalnom delu.

Ispitivanje epruveta sa prslinom pokazuje lokalno ponašanje materijala oko vrha prsline i polazi od pretpostavke da je materijal epruvete dovoljno homogen, što znači da se rezultati lokalnog ponašanja mogu tretirati globalno, odnosno da se mogu neposredno preneti na odgovarajuću konstrukciju.

U uslovima delovanja statičkog opterećenja faktor koji u potpunosti opisuje ponašanje materijala u prisustvu greške tipa prsline, je kritični faktor intenziteta napona, K_{Ic} , ili žilavost loma pri ravnoj deformaciji, koji predstavlja karakteristiku materijala.

Kako je materijal u eksploataciji u većini slučajeva izložen delovanju promjenljivog opterećenja, odnosno delovanju kombinovano statičkog i dinamičkog opterećenja, ponašanje materijala pri delovanju promenljivog opterećenja u prisustvu prsline je definisano parametrima koji se dobijaju ispitivanjem rasta zamorne prsline, a to su:

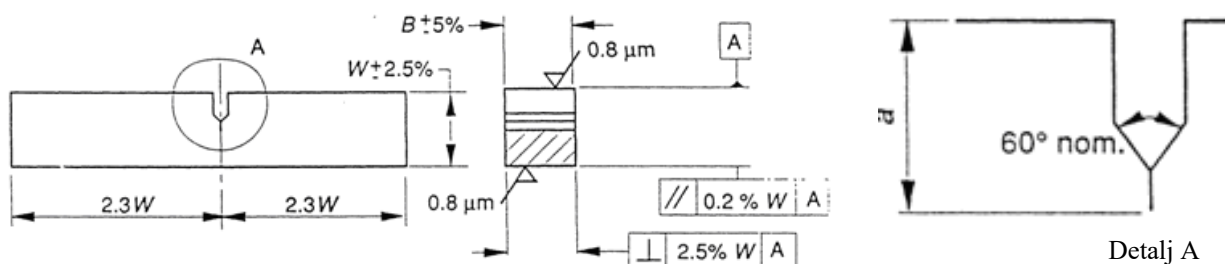
- Brzina rasta zamorne prsline, da/dN ,
- Minimalni kritični faktor intenziteta napona pri kojem nema rasta postojeće prsline ili prag zamora, ΔK_{th} .

4.6 Eksperimentalno određivanje žilavosti loma K_{Ic}

U periodu razvoja postupaka za određivanje žilavosti loma najpogodnije analize za karakterizaciju otpornosti materijala prema nestabilnom rastu prsline bile su one bazirane na linearno-elastičnoj mehanici loma (LEML). Iako se znalo da se većina strukturnih materijala pri lomu ne ponaša potpuno elastično, smatralo se da je plastična zona na vrhu prsline dovoljno ograničena da i male epruvete mogu biti korišćene za opisivanje pojave nestabilnog rasta prsline kod velikih komponenti.

Iz navedenih razloga se morala propisati standardna procedura za određivanje žilavosti loma K_{Ic} u laboratorijskim uslovima, analogno postupcima za dobijanje mehaničkih karakteristika kao što su napon tečenja, σ_T , (standardna oznaka R_p ili R_{eH}), ili zatezna čvrstoća, σ_M (standardna oznaka R_m). Pod kontrolom američkog društva za ispitivanje i materijale (American Society for Testing and Materials-ASTM), ASTM E-24 bili su razmotreni razni oblici epruveta i metode ispitivanja u cilju dobijanja konzistentnih vrednosti K_{Ic} . Takođe su bili detaljno ispitani uticaji mašinskih zarez, debljine epruveta, pojavni oblici loma, nivoi napona za stvaranje zamorne prsline. To je na kraju rezultiralo uspostavljanjem standardne metode za određivanje karakteristike materijala, K_{Ic} .

Epruveta za savijanje u tri tačke (SEB) čija geometrija je definisana standardom BS7448 Deo-1 i data je na slici 4.4 se pokazala veoma prikladnom za praksu, pa se i najviše koristi.



Slika 4.4.: Epruveta za ispitivanje mehanike loma

Kako je definisao standard BS7448 Deo-1, prvo se pristupilo pripremanju epruvete, odnosno stvaranju zamorne prsline na epruvetama za savijanje u tri tačke. Zamorna prsline je potrebna da bi se stvorili uslovi ravne deformacije, jer se oko vrha zamorne prsline može ostvariti željeno polje napona na reproduktivnan način, ali pod uslovom da je zamorna prsline obezbedila odgovarajuće uslove. Određivanje nazivne granične sile, F_L , odnosno maksimalne sile početka zamaranja je definisano izrazom (4.5):

$$F_L = \frac{B \cdot b^2 \cdot R_T}{2 \cdot L} \quad (4.5)$$

gde je:

- B - širina epruvete,
- b - ligament,
- L - raspon između oslonaca, i
- R_T - efektivni napon tečenja

Efektivni napon tečenja se određuje prema izrazu 4.6:

$$R_T = \frac{R_{p0,2} + R_m}{2} \quad (4.6)$$

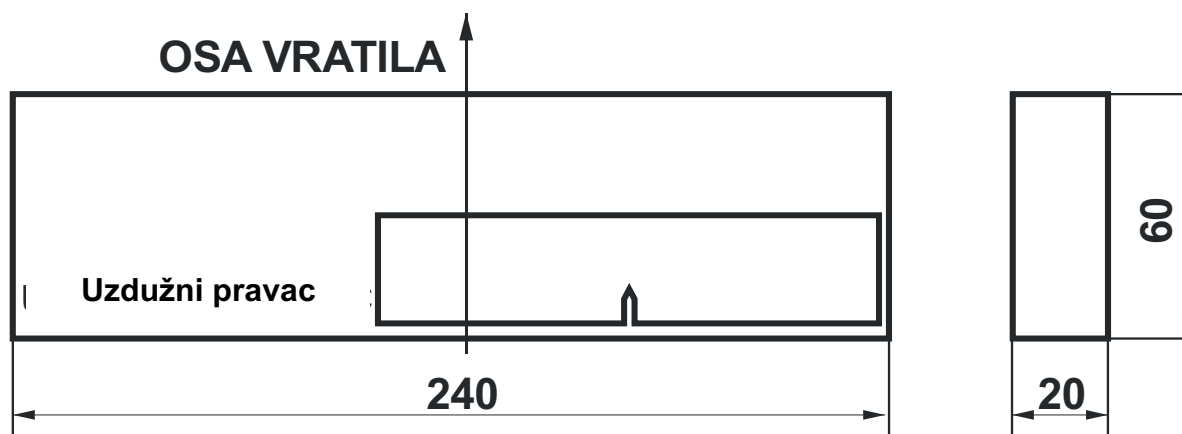
Približno 50% završne dužine zamorne prsline je izvedeno pri maksimalnoj sili zamaranja $F_{\max} = 0,4 \cdot F_L$. U oba slučaja je minimalna sila bila $F_{\min} = 0,1 \cdot F_{\max}$. Sam postupak stvaranja zamorne prsline je izveden na visokofrekventnom pulzatoru „AMSLER“, na sobnoj temperaturi i pri vlažnosti vazduha od 70% [14].

Kako zahtevi za ispunjenje uslova ravnog stanja deformacije:

$$B \geq 2,5 \cdot \left(\frac{K_{Ic}}{R_T} \right)^2 \quad (4.7)$$

nisu zadovoljeni, umesto primene linearno-elastične mehanike loma, pristupilo se korišćenju elasto-plastične mehanike loma takođe definisane standardom BS7448 Deo-1 i ASTM E1820-16. Cilj korišćenja elasto-plastične mehanike loma je da se vrednost kritičnog faktora intenziteta napona, K_{Ic} , odredi posredno preko kritičnog J integrala, J_{Ic} , odnosno da se prati razvoj prsline u uslovima izražene plastičnosti.

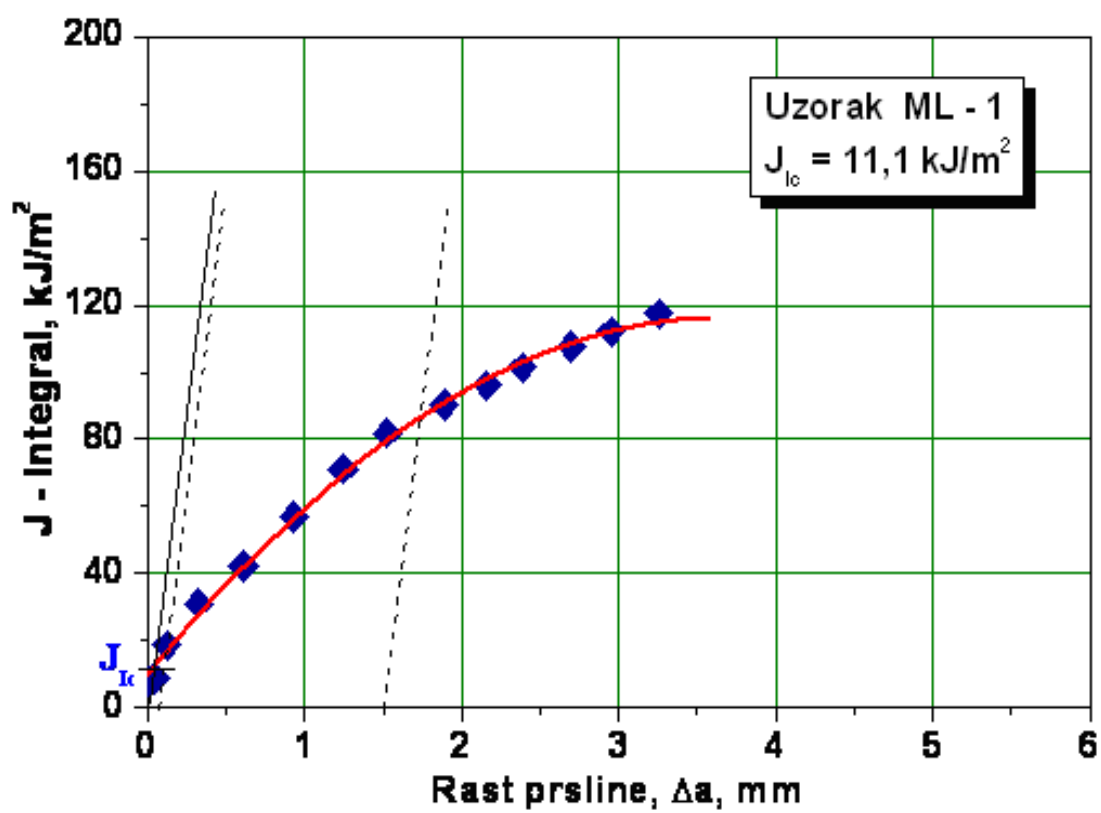
Položaj uzorkovanja SEB epruveta je prikazan na slici 4.5. Samo ispitivanje epruveta za savijanje u tri tačke je rađeno na sobnoj temperaturi na elektromehaničkoj kitalici SCHENCK TREBEL RM 100 (slika 4.6). Pomeranje napadne tačke vrha prsline je registrovano pomoću specijalnog induktivnog davača DD1, čija je tačnost merenja $\pm 0,01$ mm.



Slika 4.5: Položaj uzorkovanja SEB epruvete [15]



Slika 4.6: Induktivni davač DD1

Slika 4.7: Dijagram J - Δa epruvete iz uzorka ML - 1 [15]

Poznavajući vrednosti kritičnog J_{Ic} integrala može se izračunati vrednost kritičnog faktora intenziteta napona ili žilavost loma pri ravnoj deformaciji, K_{Ic} , pomoću relacije (4.8):

$$K_{Ic} = \sqrt{\frac{J_{Ic} \cdot E}{1 - \nu^2}} \quad (4.8)$$

Izračunate vrednosti žilavosti loma pri ravnoj deformaciji, K_{Ic} , su date u tab. 4.1.

Tabela 4.1: Vrednosti parametara mehanike loma

Oznaka epruvete	Kritični J-integral, J_{Ic} , kJ/m ²	Kritični faktor intenziteta napona, K_{Ic} , MPa√m	Kritična dužina prsline a_c , mm
ML – 1	11,1	50,4	10,2
ML – 2	9,9	47,9	9,6
ML – 2	9,2	46,3	9,3

Dobijene vrednosti žilavosti loma pri ravnoj deformaciji K_{Ic} su relativno niske i svrstavaju ovaj čelik u kategoriju materijala slabo otpornih na prisustvo prsline. Primenom osnovne formule mehanike loma (4.9):

$$K_{Ic} = \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a_c} \quad (4.9)$$

te unošenjem vrednosti konvencionalnog napona tečenja, $R_{p0,2} = \sigma$, uz pretpostavku da je faktor oblika jednak jedinici, izračunate su približne vrednosti za kritičnu dužinu prsline a_c i ove vrednosti prikazane su takođe u tabeli 4.1.

4.7 Određivanje parametara rasta zamorne prsline

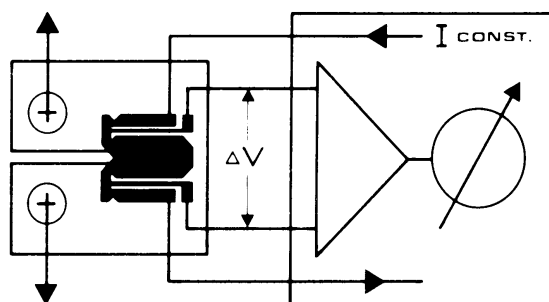
Ispitivanje u cilju određivanja brzine rasta zamorne prsline da/dN i praga zamora ΔK_{th} izvedeno je na standardnim Šarpi epruvetama metodom savijanja epruvete u tri tačke na rezonantnom visokofrekventnom pulzatoru CRACKTRONIC (slika 4.8). Samo ispitivanje je rađeno u kontroli sile.

Na mehanički pripremljene epruvete sa obe strane su zalepljene merne trake-folije RUMUL RMF A-5 merne dužine 5 mm, pomoću kojih je praćen rast prsline (slika 4.9) uređajem FRACTOMAT, baziranom na promeni električnog potencijala trake. Traka je tanka otporna merna folija zalepljena na epruvetu na isti način kao i klasične merne trake za merenje deformacije.

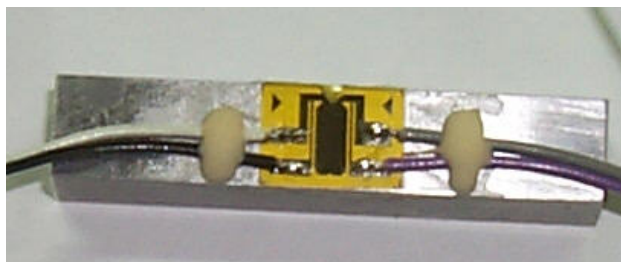


Slika 4.8: Visokofrekventni pulzator CRACKTRONIC

Izgled pripremljene epruvete za ispitivanje je dat na slici 4.10. Kako zamorna prslina raste ispod merne folije, ova se cepa prateći vrh zamorne prsline, čime se električni otpor folije menja linearno sa promjenom dužine prsline. Rast prsline je meren sa obe strane epruvete, tako da je za proračun korišćena srednja vrednja priraštaja prsline.



Slika 4.9: Šema merne folije i načina registrovanja rasta prsline [15]



Slika 4.10: Izgled pripremljene epruvete za ispitivanje parametara rasta zamorne prsline [15]

Određivanje zavisnosti brzine rasta zamorne prsline po ciklusu da/dN i opsega faktora intenziteta napona ΔK se svodi na određivanje koeficijenta C i eksponenta m u jednačini Parisa. Brzini rasta zamorne prsline treba za trenutnu dužinu prsline, a , pripisati opseg faktora intenziteta napona, ΔK , koji zavisi od geometrije epruvete i dužine prsline, i od opsega promjenljive sile, $\Delta P = P_g - P_d$.

Za određivanje opsega faktora intenziteta napona koristi se izraz (4.10):

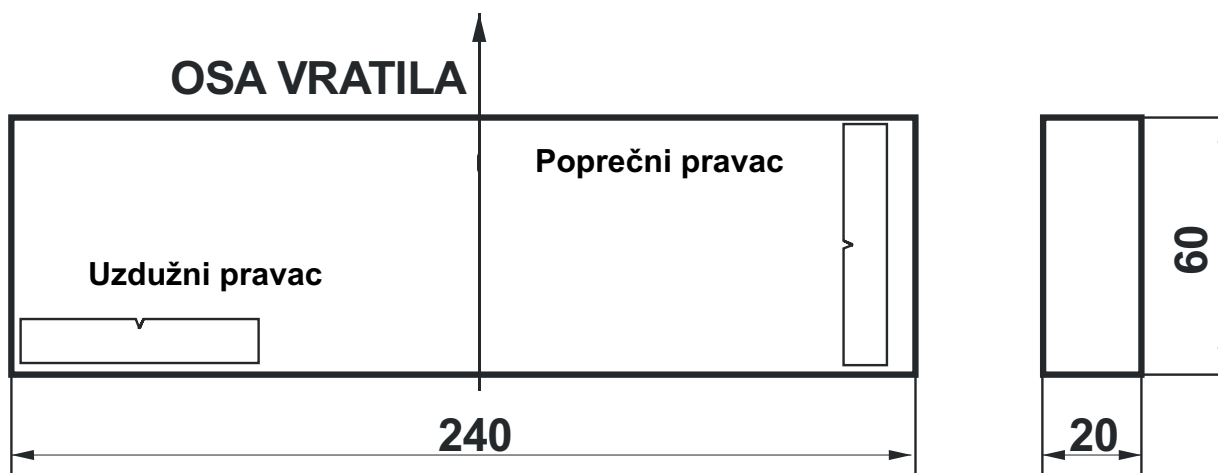
$$\Delta K = \frac{\Delta P \cdot L}{B\sqrt{W^3}} \cdot f(a/W) \quad (4.10)$$

gde je:

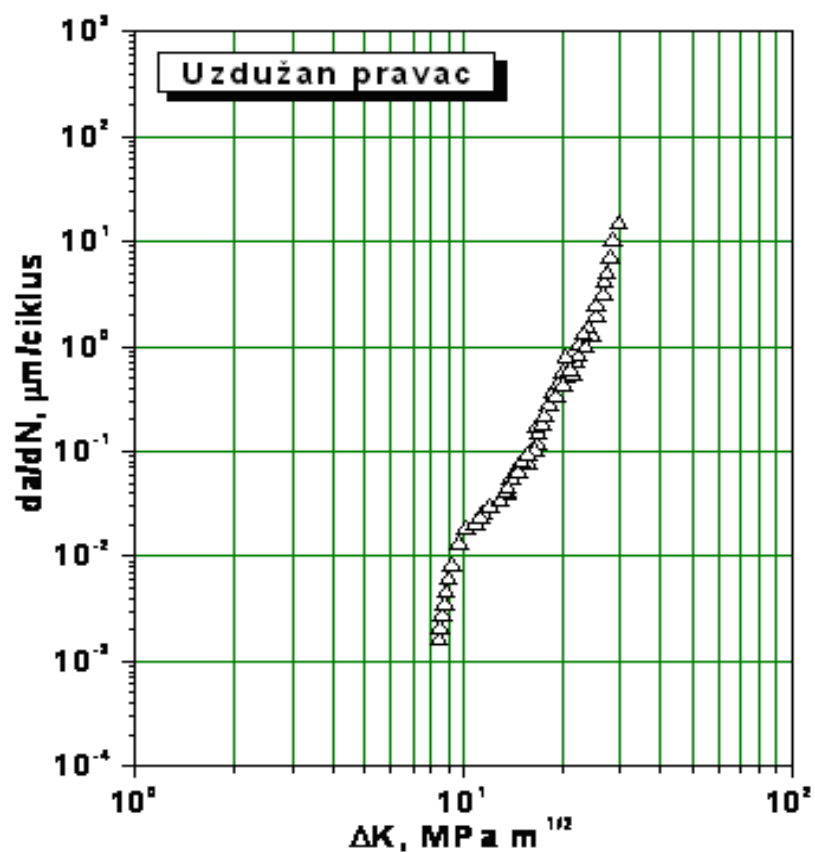
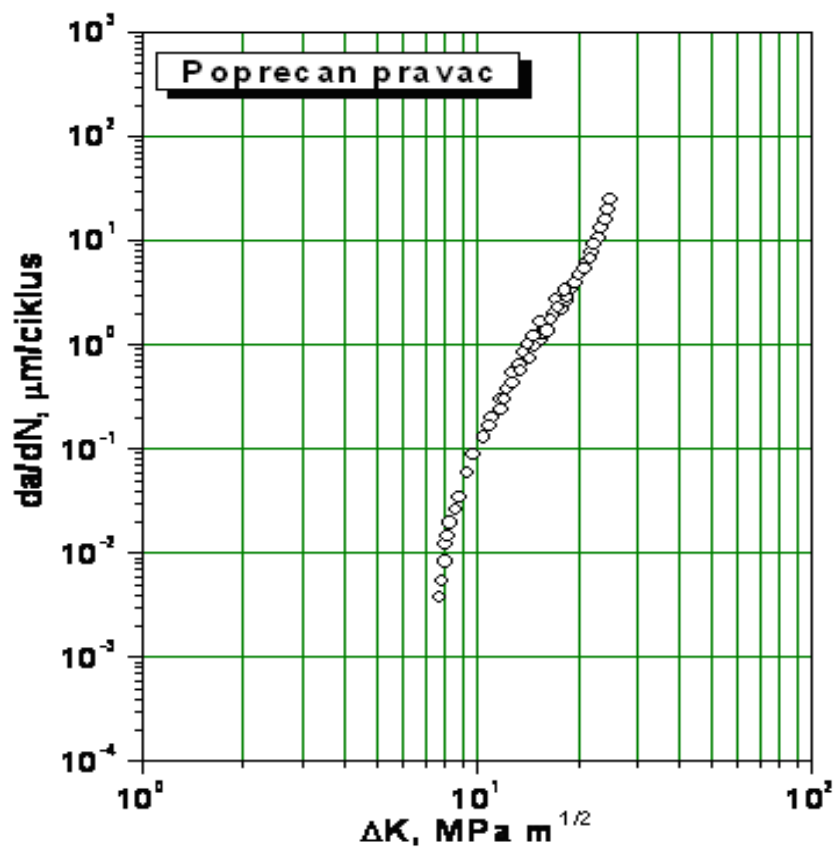
$$f(a/W) = \frac{3 \cdot \sqrt{\frac{a}{W}}}{2 \left(1 + 2 \frac{a}{W}\right) \left(1 - \frac{a}{W}\right)^{3/2}} \left[1,99 - \frac{a}{W} \left(1 - \frac{a}{W}\right) \left(2,15 - 3,93 \frac{a}{W} + 2,7 \left(\frac{a}{W}\right)^2 \right) \right] \quad (4.10)$$

- L - raspon oslonaca, mm;
- B - debljina epruvete, mm;
- W - širina (visina) epruvete, mm, i
- a - dužina prsline.

Šema uzorkovanja epruveta za ispitivanja $\log da/dN - \log \Delta K$ je prikazana na slici 4.11. Na osnovu toka ispitivanja izračunate su i nacrtane zavisnosti $\log da/dN - \log \Delta K$. Tipični dijagrami zavisnosti da/dN od ΔK su dati na slici 4.12 za epruvetu uzetu iz uzdužnog pravca i na slici 4.13 za epruvetu uzetu iz poprečnog pravca.



Slika 4.11: Šema uzorkovanja epruveta za ispitivanje brzine rasta zamorne prsline [15]

Slika 4.12: Dijagram zavisnosti da/dN - ΔK epruvete - Uzdužan pravac [15]Slika 4.13: Dijagram zavisnosti da/dN - ΔK epruvete – Poprečan pravac [15]

Rezultati određivanja koeficijenta C i m u Parisovoj jednačini su dati u tabelama 4.2 i 4.3.

Tabela 4.2: Koeficijenti u Parisovoj jednačini za uzdužni pravac

Oznaka epruvete	Zona merenja	Prag zamora ΔK_{th} , MPa m ^{1/2}	Koeficijent C	Koeficijent m	da/dN, m/ciklus pri $\Delta K = 10$ MPa m ^{1/2}
Uzdužno	A	8,7	$3,3 \cdot 10^{-11}$	3,02	$5,11 \cdot 10^{-08}$
	B		$3,0 \cdot 10^{-11}$	3,14	$5,62 \cdot 10^{-08}$

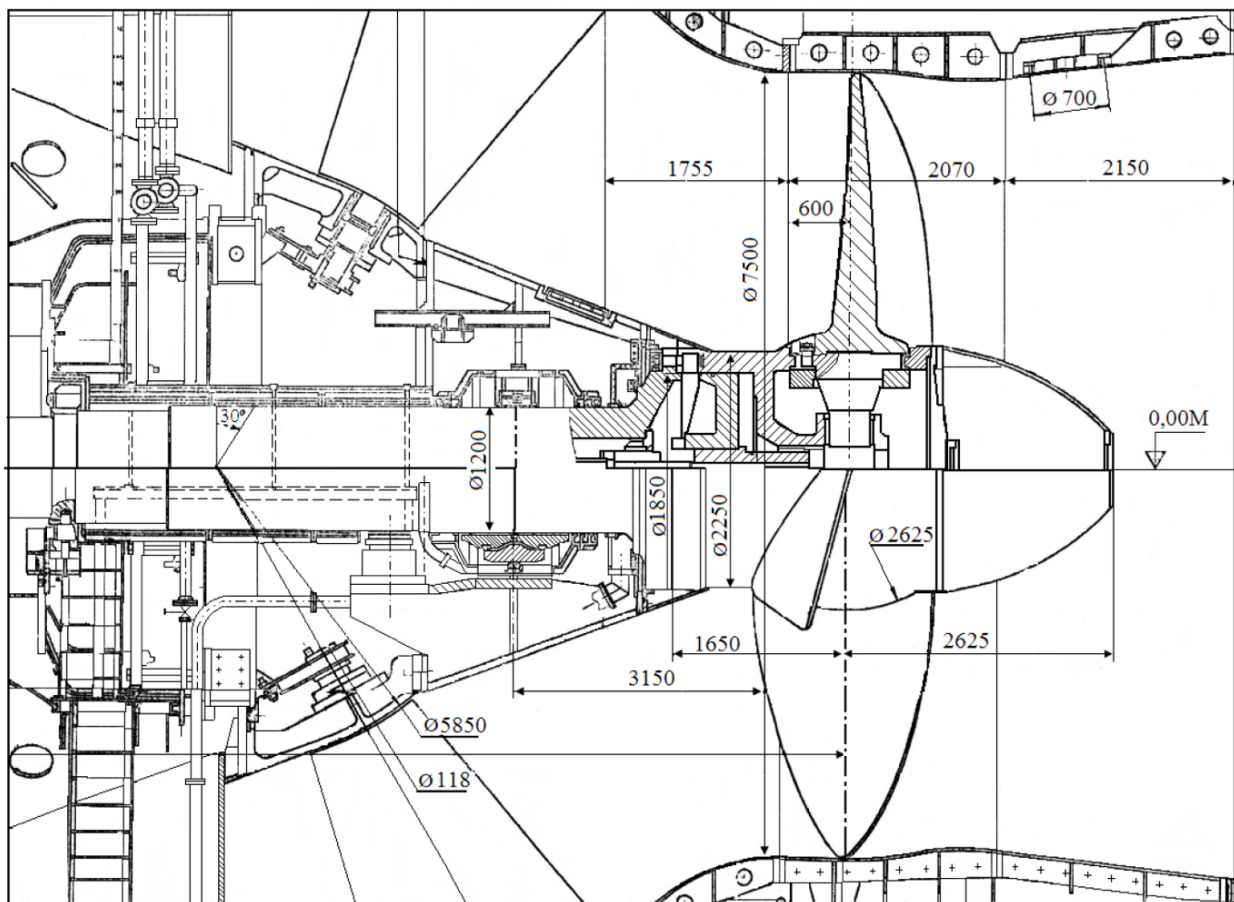
Tabela 4.3: Koeficijenti u Parisovoj jednačini za poprečni pravac

Oznaka epruvete	Prag zamora ΔK_{th} , MPa m ^{1/2}	Koeficijent C	Koeficijent m	da/dN, m/ciklus pri $\Delta K = 10$ MPa m ^{1/2}
Poprečno	7,4	$3,2 \cdot 10^{-11}$	3,1	$6,36 \cdot 10^{-08}$

Eksperimentalnim ispitivanjem epruveta dobijeni su koeficijenti u Parisovoj jednačini za uzdužni i poprečni pravac, koji će biti kasnije iskorišćeni u poglavlju 7 prilikom numeričke simulacije unete zamorne prsline u vratilu turbine.

5. PRIKAZ NAPONSKE ANALIZE - ANALITIČKI I NUMERIČKI PRORAČUN VRATILA U KRITIČNOM PRESEKU

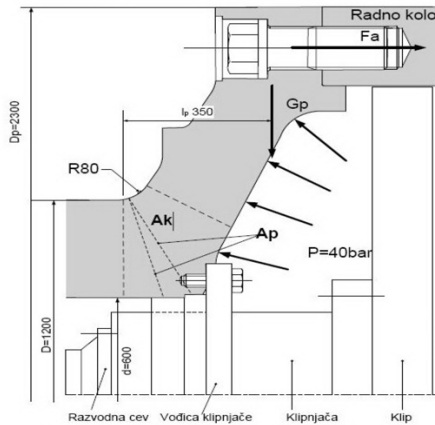
U ovom poglavlju biće predstavljena naponska analiza dobijena analitičkim i numeričkim proračunom vratila turbine od 28 MW u kritičnom preseku. Biće predstavljena opterećenja vratila koja su izračunata analitičkim putem kao i naponske dobijene numeričkom simulacijom koji je urađen u programskom paketu ABAQUS Dassault Systemes, verzija 6.11-3. Na slici 5.1 prikazan je model Horizontalne Kaplanove turbine od 28 MW koja je instalirana na Hidroelektrani „Đerdap II“.



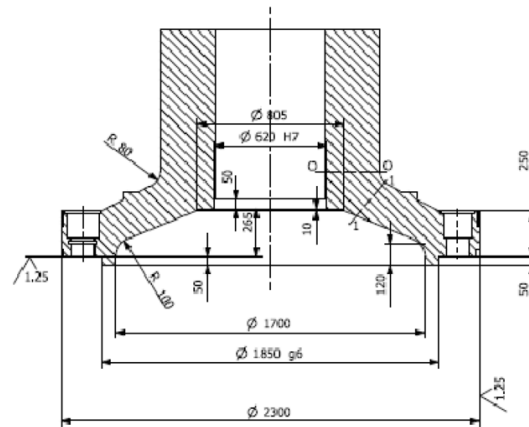
Slika 5.1: Horizontalna Kaplanova turbina od 28 MW [14]

5.1 Analitički model naponskog stanja u kritičnom preseku vratila

Na slikama 5.2 i 5.3 prikazan je kritični presek vratila. Najopterećeniji deo vratila je prelazni radijus R80 kod velike prirubnice. Takođe i prilikom otkaza vratila turbine agregata A6 na HE „Đerdap II“, defekti su se upravo i pojavili u zoni prelaznog radijusa.



Slika 5.2: Zona kritičnog preseka



Slika 5.3: Prikaz kritičnih preseka

Kritični presek vratila opterećen je prema podacima iz proračuna proizvođača LMZ St. Petersburg, Rusija [14] je sledeći:

Aksijalna hidraulična sila kojom je opterećeno vratilo:

$$F_a = 5,5426 \times 10^6 \text{ N} \quad (5.1)$$

Torzioni moment M_t koji je dobijen prema jednačini 5.2:

$$M_t = \frac{P}{2\pi n} = \frac{28000}{2 \cdot \pi \cdot 1,04166} = 4,278 \times 10^6 \text{ Nm} \quad (5.2)$$

Gde je:

$P = 28000 \text{ kW}$ – Snaga turbina [14]

$n = 62,5 \text{ min}^{-1} = 1,04166 \text{ s}^{-1}$ – broj obrtaja vratila pri normalnom režimu rada turbine [14]

Moment savijanja od aksijalne hidrauličke sile i sile pritiska ulja u cilindru servomotora RK, prema proračunu proizvođača turbine LMZ St. Petersburg, Rusija (SSSR) [3.1] iznosi :

$$M_o = 337768 \frac{\text{Nm}}{\text{m}} \quad (5.3)$$

Moment savija od težine radnog kola turbine i dela prirubnice do kritičnog preseka dobijen je iz izraza 5.4:

$$M_s = G_{rk} l_{rk} + G_p l_p = 941760 \times 2,05 + 98100 \times 0,35 = 1964943 \text{ Nm} \quad (5.4)$$

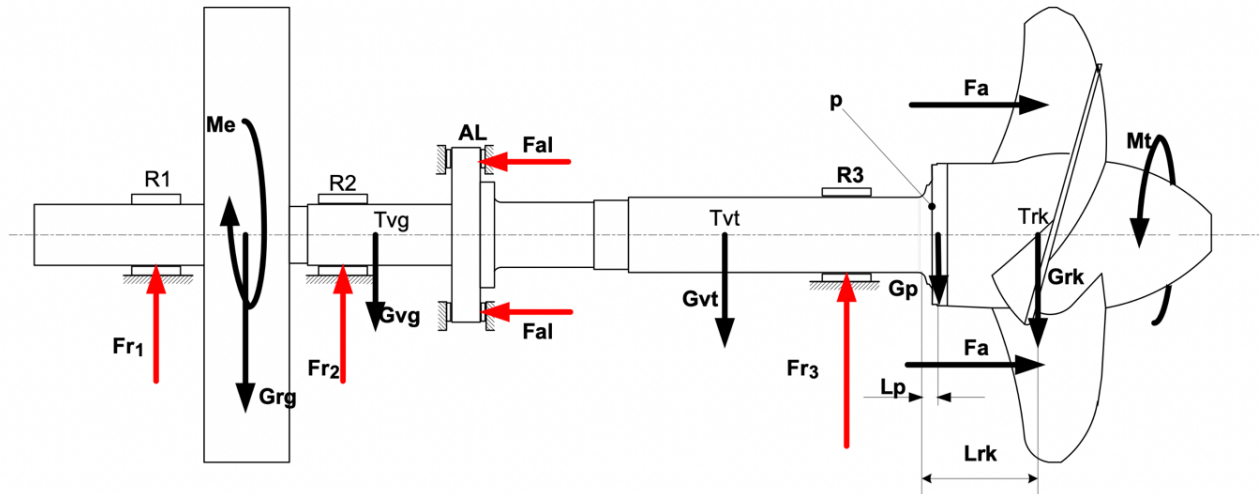
Težine radnog kola i prirubnice kao i rastojanja su usvojena prema dokumentaciji proizvođača [14]. Šema opterećenja vratila prikazana je na slici 5.4.

$G_{rk} = 941.760 \text{ N}$ – Težina radnog kola

$l_{rk} = 2050 \text{ mm}$ – Rastojanje od ležišta RK do kritičnog preseka

$G_p = 98100 \text{ N}$ – Težina prirubnice sa vijcima do kritičnog preseka

$l_p = 350 \text{ mm}$ – Rastojanje težišta prirubnice od kritičnog preseka.



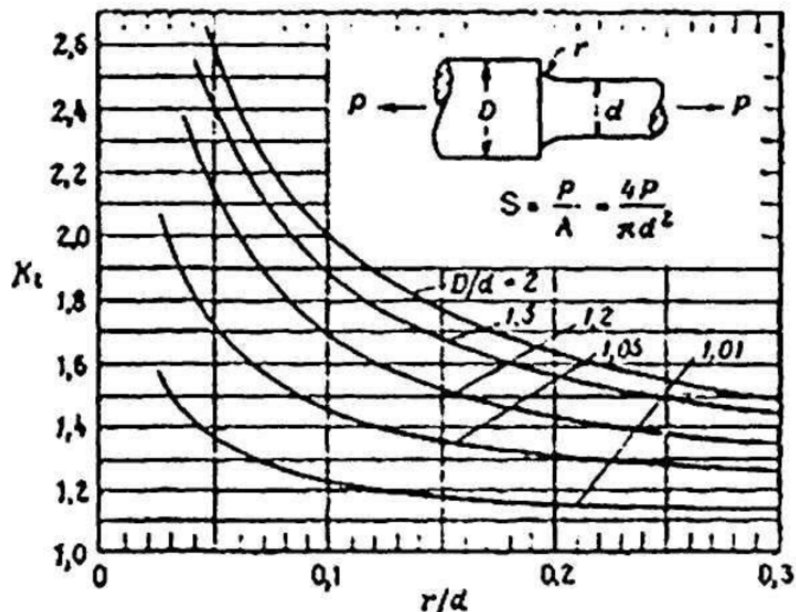
Slika 5.4: Šema opterećenje vratila

Napon na zatezanje od aksijalne hidrauličke sile dobijen je prema jednačini 5.5:

$$\sigma_z = \alpha_k \frac{F_a}{A_k} = 2,19 \frac{5,5426 \cdot 10^6}{0,8482} = 14,3 \text{ MPa} \quad (5.5)$$

Gde je $\alpha_k = 2,19$ – faktor koncentracije napona pri zatezanju usvojen prema slici 5.5 [38]:

$$\frac{D_p}{D} = \frac{2300}{1200} = 1,916 \text{ i } \frac{R}{D} = \frac{80}{1200} = 0,066 \rightarrow \alpha_k = 2,19$$



Slika 5.5: Faktori koncentracije napona za stepenasto vratilo pri zatezanju [38]

Površina kritičnog preseka:

$$A_k = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} (1,2^2 - 0,6^2) = 0,8482 \text{ m}^2 \quad (5.6)$$

Gde su:

D [m] – Prečnik vratila

d [m] – Unutrašnji otvor vratila

Napon na savijanje od aksijalne sile i sile pritiska u servomotoru radnog kola (RK) dobijena je prema jednačini 5.7:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{h}{6}} = \frac{337768}{\frac{0,3^2}{6}} = 22,52 \text{ MPa} \quad (5.7)$$

gde je:

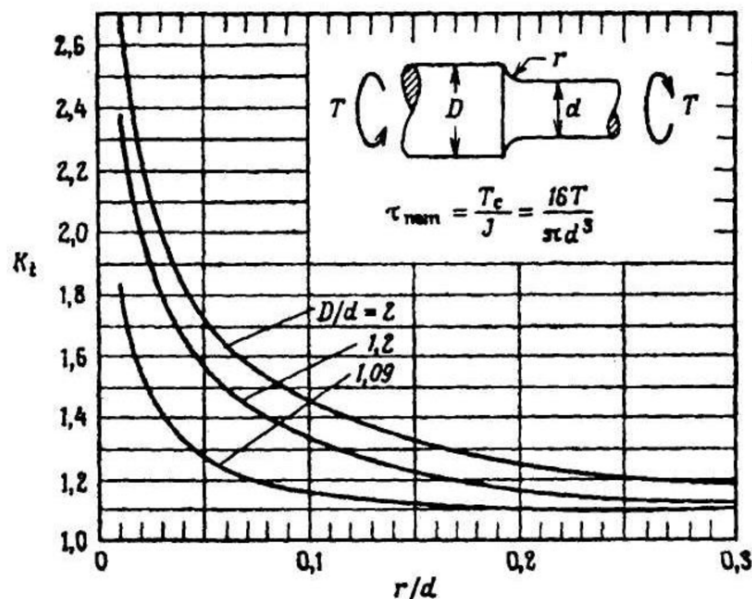
W_o $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{m}}\right]$ – otporni moment po jedinici dužine kritičnog preseka

Napon na uvijanje izračunat je prema izrazu (5.8) :

$$\tau = \alpha_\tau \frac{M_t}{W_t} = \alpha_\tau \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot D^3}{16} \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right]} = 1,55 \frac{4,278 \cdot 10^6}{\frac{\pi \cdot 12^3}{16} \left[1 - \left(\frac{0,6}{1,2}\right)^4\right]} = 20,85 \text{ MPa} \quad (5.8)$$

gde je $\alpha_\tau = 1,55$ – faktor koncentracije napona pri uvijanju izračunat prema slici 5.6:

$$\frac{D_p}{D} = \frac{2300}{1200} = 1,916 \text{ i } \frac{R}{D} = \frac{80}{1200} = 0,066 \rightarrow \alpha_k = 1,55$$



Slika 5.6: Faktori koncentracije napona za stepenasto vratilo pri uvijanju [38]

$W_t \left[\frac{m^3}{m} \right]$ – polarni otporni moment kritičnog preseka

Ekvivalentni statički napon u kritičnom preseku vratila izračunat je prema jednačini 5.9:

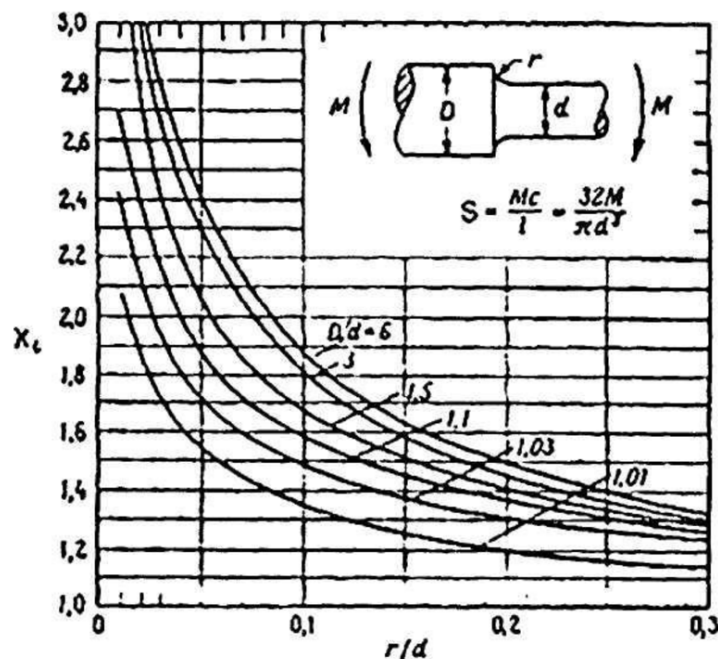
$$\sigma_m = \sqrt{(\sigma_z + \sigma_o)^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(14,3 + 22,52)^2 + 420,85^2} = 55,6 \text{ MPa} \quad (5.9)$$

Ciklični napon u kritičnom preseku potiče od momenta savijanja izazvanog težinama radnog kola i dela prirubnice vratila do kritičnog preseka izračunat je prema jednačini 5.10 [15]:

$$\sigma_a = \alpha_s \frac{M_s}{\frac{\pi D^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]} = 1,98 \frac{1964943}{\frac{\pi 1,2^3}{32} \left[1 - \left(\frac{0,6}{1,2} \right)^4 \right]} = 24,4 \text{ MPa} \quad (5.10)$$

Gde je $\alpha_s = 1,98$ – faktor koncentracije napona pri savijanju izračunat prema slici 5.7 [38]:

$$\frac{D_p}{D} = \frac{2300}{1200} = 1,916 \text{ i } \frac{R}{D} = \frac{80}{1200} = 0,066 \rightarrow \alpha_k = 1,98$$



Slika 5.7: Faktori koncentracije napona za stepenasto vratilo pri savijanju [38]

Analitičkim proračunom dobijeno je stanje napona u kritičnom preseku vratila turbine. Ovim putem je definisano opterećenje kojim je vratilo turbine izloženo tokom rada. Kao što je gore navedeno, opterećenje je podeljeno na ekvivalentno statičko opterećenje (statičko opterećenje) kao i na ciklično opterećenje (dinamičko opterećenje). Ovi naponi su bitne veličine koje će kasnije biti korišćene kao ulazni parametri prilikom izrade numeričkog modela vratila i simulacije zamora.

5.2. Statički numerički proračun

U ovom delu poglavlja će biti prikazan numerički model čija je svrha bila da simulira rast zamorne prsline u predmetnom vratilu. Biće prikazane sve faze numeričkog proračuna, izvedenog u programskom paketu ABAQUS Dassault Systemes, verzija 6.11-3, uz primenu dodatnog paketa Morfeo/Crack za definisanje zamornih parametara. Konkretno, faze razvoja i izrade numeričkog modela su obuhvatale:

- Unošenje ulaznih parametara za statički proračun, što se pre svega odnosi na mehaničke osobine upotrebljenog materijala, čelika 20GS [3.2] koji su dobijeni eksperimentalnim putem i objašnjeni su u poglavlju 3 ove disertacije.
- Ubacivanje geometrije modela, izrađene u softveru SolidWorks.
- Definisanje graničnih uslova i opterećenja, u skladu sa realnim uslovima rada vratila.
- Prilagođavanje graničnih uslova i opterećenja nakon određenih pojednostavljenja geometrije i zamene svih delujućih sila odgovarajućim ekvivalentnim naponima.
- Generisanje mreže konačnih elemenata, sa posebnim fokusom na oblast u kojoj su se javili kritični naponi i gde će biti postavljena inicijalna prslina.
- Simulacija statičkog proračuna, sa ciljem da se utvrdi validnost modela i lokacija najveće koncentracije napona, u kojoj će naknadno biti definisana prslina.
- Definisanje same prsline i domena u kojem se očekivao njen rast.
- Unos parametara za Morfeo, odnosno definisanje Paris-ovih koeficijenata (C i m) i odnosa napona, određenog na osnovu statičkog i amplitudnih napona iz prethodnih proračuna.
- Optimizacija modela i variranje veličine konačnih elemenata, kako bi se potvrdila konvergencija i dobili rezultati zadovoljavajuće tačnosti.

Poslednje tri faze će biti detaljnije opisane u narednom poglavlju, u okviru kojeg će se uporediti sa analitičkim proračunom zamora vratila. Sve vrednosti ulaznih parametara korišćene u proračunima koji će biti prikazani su određene na osnovu podataka iz literature vezanih za vratilo, uključujući i ulazne podatke za zamor. Na osnovu rezultata proračuna iz tačke 5.1 ovog poglavlja su takođe definisani i statički i dinamički naponi, sa kojima su upoređene numerički dobijene vrednosti u slučaju statičkog modela. Cilj je bio da se prvo utvrdi da li naponsko stanje dobijeno simulacijom u dovoljnoj meri odgovara računski dobijenim vrednostima. Iz gore pomenute literature su usvojene i vrednosti ekvivalentnog opterećenja koje je kasnije definisano u modelima.

S obzirom da je statički proračun predstavljao osnovu za simulaciju rasta zamorne prsline, ova faza numeričkih proračuna će biti predstavljena prva.

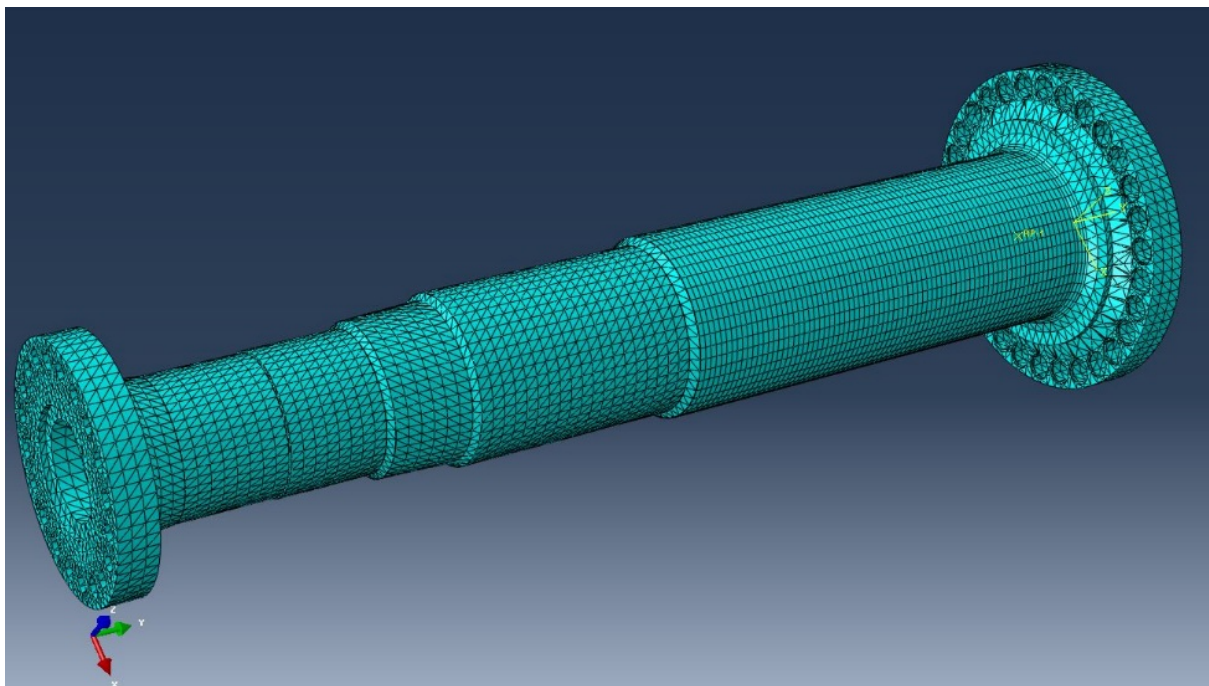
5.3 Numerički model vratila

Prva faza numeričke analize obuhvatala je izradu statičkog modela, sa ciljem da se dobije naponsko stanje u vratilu uz odgovarajuće opterećenje i granične uslove, kako bi se uporedile vrednosti i raspodela napona sa analitički određenim vrednostima. Geometrija modela je definisana u SolidWorks-u i uvežena u ABAQUS u .step formatu, kako bi se ista u što većoj meri očuvala i kako bi se eliminisala potreba za dodatnim popravljanjem geometrije, s obzirom da je ABAQUS u tom pogledu dosta nepraktičan.

Granični uslovi su definisani u skladu sa realnim uslovima, pri čemu je kraj vratila na suprotnoj strani od kritičnog preseka fiksiran, dok su u kritičnom preseku ograničena pomeranja u svim pravcima osim u podužnom, kao i sve rotacije osim oko ose vratila. Ovo je urađeno kako bi se simulirao uticaj pokretnog oslonca koji se u stvarnosti nalazio veoma blizu kritičnog preseka i koji je omogućavao pomeranje/rotaciju u prethodno pomenutim pravcima. Takođe je uveden i granični uslov na krajnjoj površini vratila sa strane poprečnog preseka, kako bi se kompenzovalo uklanjanje glavčine turbine, zarad jednostavnosti proračuna (ovaj deo vratila je takođe uzet u obzir kod definisanja opterećenja, što će biti pomenuto kasnije). Ovaj deo je ograničen na isti način kao i kritični presek vratila.

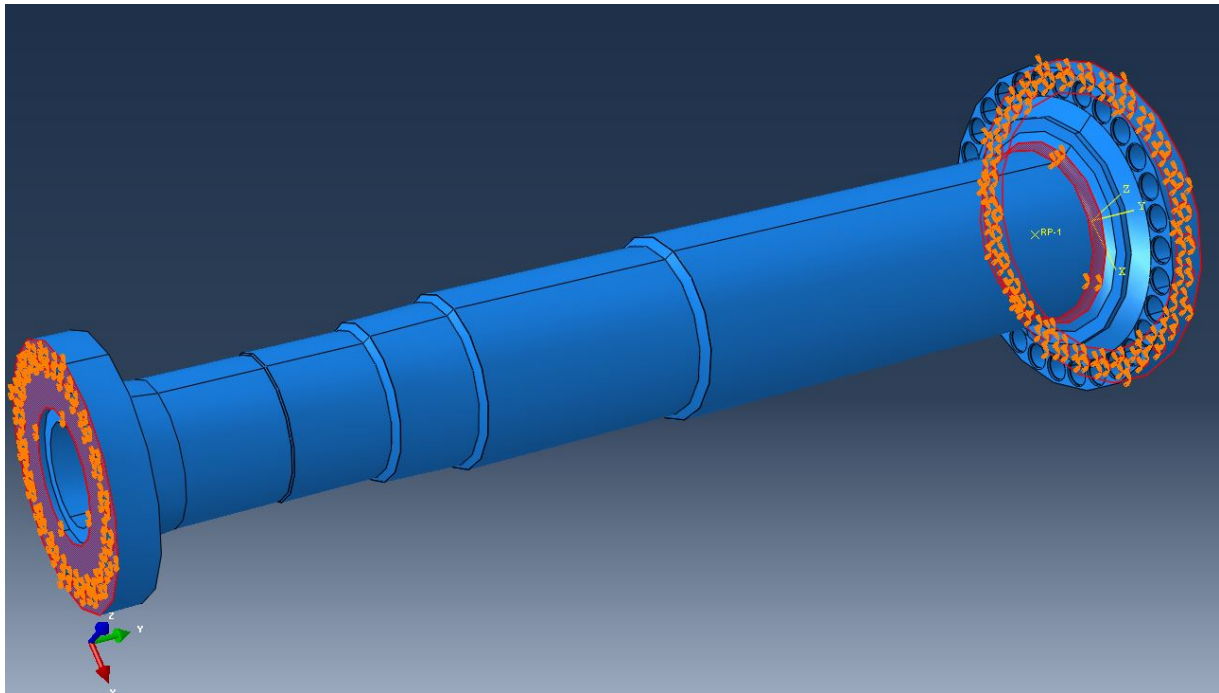
Generisanje mreže je predstavljalo izazov usled relativno složene geometrije, uprkos osnoj simetriji preseka. U slučaju statičkog modela, kao najbolje rešenje se pokazala kombinacija TET (C3D10) i HEX (C3D6) elemenata, s obzirom da je u prvom slučaju dolazilo do prevelike distorzije elemenata, a u drugom nije bilo moguće generisati mrežu.

Naravno, mreža je bila finija (tačnije, elementi su bili manji) u oblasti kritičnog poprečnog preseka, kako bi se poboljšala tačnost rezultata. Isprobano je nekoliko različitih mreža kako bi se obezbedila konvergencija rezultata. Na kraju, mreža konačnih elemenata se sastojala od 90002 elemenata i 119052 čvora. Na slici 5.8 je prikazana mreža konačnih elemenata, dok su granični uslovi prikazani na slici 5.9.



Slika 5.8: Mreža konačnih elemenata (kombinacija C3D10 i C3D6)

Opterećenje je definisano na osnovu proračuna prikazanih u ovom poglavlju, pri čemu su u obzir uzete sve sile koje deluje u vratilu, uključujući reakcije oslonaca, sopstvenu težinu svih elemenata, radno opterećenje, itd. i redukovane su na dva momenta savijanja – moment usled sopstvene težine, koji deluje oko x ose u modelu (koja leži u istoj ravni kao i osa vratila, y u ovom slučaju), i moment torzije, usled radnog opterećenja, koji deluje oko ose vratila. Vrednost momenta usled težine je $4,274 \times 10^9$ Nmm, dok je vrednost momenta torzije, usled rotacije vratila, iznosila $1,964 \times 10^9$ Nmm.



Slika 5.9: Granični uslovi u numeričkom modelu vratila

Ovakve jedinice su usvojene usled činjenice da su i dimenzije vratila definisane u milimetrima i stoga su i opterećenja usvojena u Njutn-milimertima, kako bi se dobio izlaz u MPa (ABAQUS nema opciju striktnog definisanja jedinica, već se one na početku „sporazumno“ usvajaju). Oba momenta su definisana u težištu poprečnog preseka vratila, na njegovom kraju bližem kritičnom preseku.

Rezultat naponske analize vratila je prikazan na slici 5.10. Kao što se može videti, naponi u kritičnom preseku su oko 48 MPa (zelena boja na slici), uz koncentraciju napona od maksimalnih 86 MPa u oblasti koja je i u stvarnosti bila izložena najvećem savijanju i u kojoj su očekivani najveći naponi. Računska vrednost napona u kritičnom preseku je bila 55,6 MPa, što potvrđuje da je model dovoljno precizan, pošto je razlika u numeričkim i računskim rezultatima oko 14%.

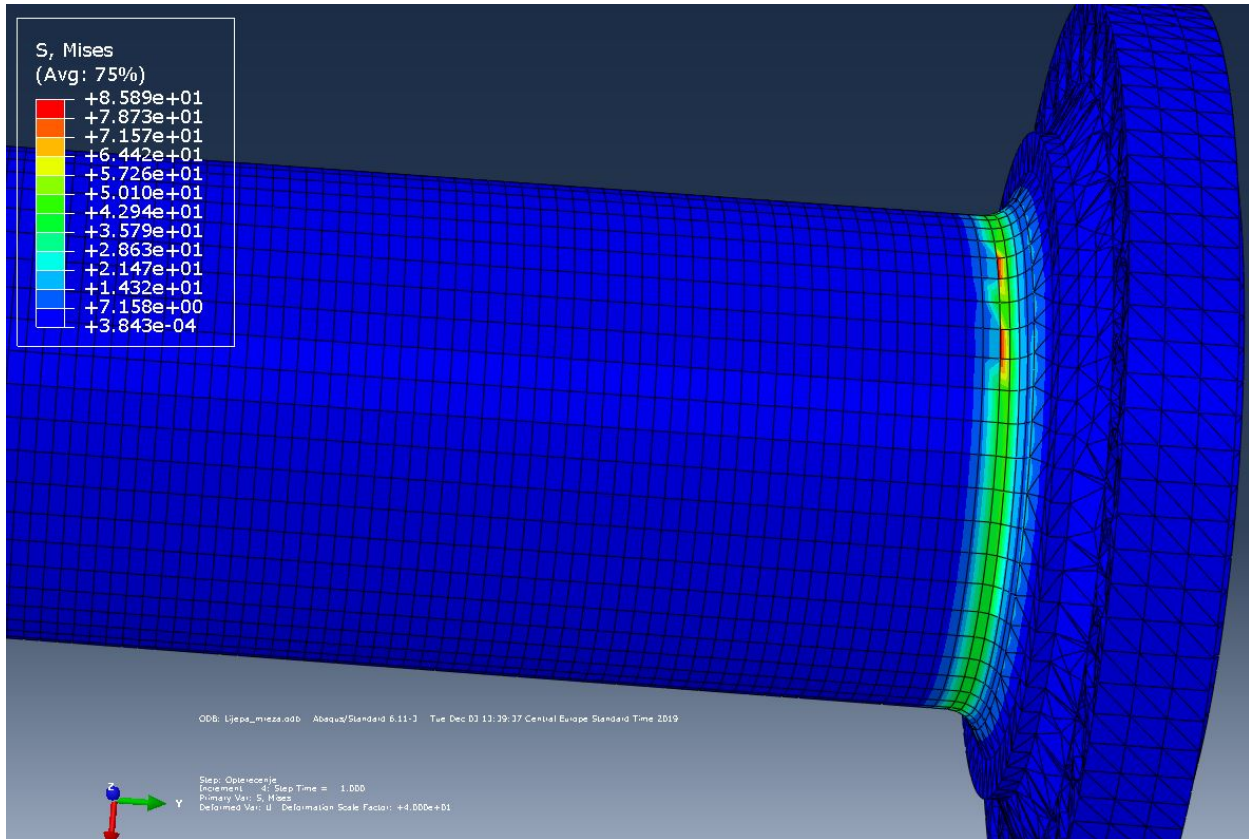
Što se maksimalnog napona u oblasti koncentracije, ona je bila nešto veća u slučaju numeričke simulacija je bila nešto veća od računске (80 MPa). Do ovog rezultata se došlo nakon određenog broja iteracija tokom kojih je varirana veličine konačnih elemenata, kako bi se potvrdila konvergencija rešenja, odnosno njegova tačnost. Nakon što su razlike u rezultatima dve uzastopne iteracije postale zanemarljive, zaključeno je da je odabrana veličina konačnog elementa zadovoljila uslov konvergencije i usvojena je kao merodavana.

Dalje usitnjavanje mreže bi samo povećalo vreme trajanja proračuna, bez ikakvog dodatnog uticaja na preciznost dobijenih rezultata. Kao što se može videti iz slike 5.10, napon u oblastima dalje od kritičnog preseka je zanemarljiv, bez obzira na prisustvo otvora i naglih promena poprečnog preseka. Ovakva raspodela napona je takođe u skladu sa rezultatima dobijenim tokom primene analitičkog postupka određivanja naponskog stanja u vratilu.

Može se zaključiti da je statički model vratila zadovoljio željene kriterijume u pogledu tačnosti, pošto je dobijeno naponsko stanje veoma slično analitički dobijenim rezultatima, kako u pogledu vrednosti prosečnog i maksimalnog napona, tako i u pogledu raspodele duž kritičnog poprečnog preseka. Ovaj model je predstavljao osnovu za simulaciju rasta zamorne prsline, pošto je sam položaj početne prsline bio određen na osnovu lokacije maksimalnog napona, koja je takođe

odgovarala mestu inicijacije prsline na stvarnom vratilu, u delu kritičnog preseka izloženom najvećim naponima savijanja.

U narednim poglavljima će biti detaljno prikazan numerički model za simulaciju rasta zamorne prsline.



Slika 5.10: Naponsko stanje u kritičnom preseku vratila

5.3 Analiza rezultata

Analizom dobijenih rezultata može se zaključiti da naponi koji su dobijeni analitičkim putem (poglavlje 5.1), statičko i dinamičko opterećen su:

$\sigma_m = 55,6$ MPa - ekvivalentno statičko opterećenje vratila

$\sigma_a = 24,4$ MPa - ciklično opterećenje vratila

Zbirom ova dva napona dobija se maksimalni napon koji deluje u kritičnom preseku vratila:

$$\sigma_{a,max} = \sigma_m + \sigma_a = 55,6 + 24,4 = 80 \text{ MPa}$$

Rezultat naponske analize vratila koji je prikazan na slici 5.10. može se videti da napon u kritičnom preseku iznosi približno 48 MPa (zelena boja na slici), uz koncentraciju napona od maksimalnih 86 MPa u oblasti koja je i u stvarnosti bila izložena najvećem savijanju i u kojoj su očekivani najveći naponi.

Računska vrednost napona u kritičnom preseku je bila 55,6 MPa, i kao što je već navedeno potvrđeno je da je model dovoljno precizan, pošto je razlika u numeričkim i računskim rezultatima oko 14%. Ova razlika se može pripisati tome da je analitički pristup previše konzervativan pa samim tim i vrednosti koje su dobijene su veće od numerički dobijenih vrednosti napona.

Kao što je već bilo reči, maksimalni napon u oblasti koncentracije napona analitičkim proračunom je nešto manji u odnosu na numeričku dobijenu vrednost. Analitičkim proračunom dobijeno je da je maksimalni napon u oblasti koncentracije napona iznosi $\sigma_{a,max} = 80$ MPa, dok numerička vrednost je $\sigma_{n,max} = 86$ MPa. Razlika iznosi nekih 7% između numeričke vrednosti u odnosu na analitički dobijenu vrednost napona.

Prilikom daljeg proračuna odlučeno je da se koriste parametri analitički dobijenog proračuna, iz razloga što su vrednosti koje su dobijene konzervativnije u odnosu na numeričke vrednosti. Samim tim se ostavlja i prostora da se takođe uradi i simulacija zamora sa vrednostima napona koji su dobijeni numeričkim putem.

6. METODA KONAČNIH ELEMENATA I NJENA PRIMENA NA INTEGRITET

U ovom poglavlju će biti predstavljena metoda konačnih elemenata čiji su osnovni principi detaljno objašnjeni u knjizi [39] i koja je primenjena u izradi numeričkih modela o kojima će biti reči kasnije. S obzirom na samu prirodu problema, odnosno simulaciju rasta zamorne prsline, u ovom slučaju je korišćena takozvana proširena metoda konačnih elemenata, čiji su principi detaljnije objašnjeni u [40], te će stoga i ona biti pomenuta u okviru ovog poglavlja doktorske disertacije.

Razvoj metode konačnih elemenata (u daljem tekstu MKE) je započeo sredinom pedesetih godina prošlog veka. Osnove ovog koncepta su razvili Clough (koji je zvanično i uveo termin „konačni element“), Turner, Martin i Topp [41]. Primena MKE se pokazala veoma raznovrsnom, i ova metoda se brzo proširila na rešavanje jedno- i višdimenzionalnih problema iz različitih oblasti. Na početku, ova primena se uglavnom odnosila na oblasti otpornosti materijala i statike/dinamike, mehaniku fluida, kao i prenos toplote. Sa njenim daljim razvojem, MKE se proširila i na mnoge druge oblasti, poput vazduhoplovstva [42 - 44] i biomedicine [45 - 47].

Suština MKE je u diskretizaciji fizičkih modela (uz određene pretpostavke i aproksimacije vezane pre vezane za granične uslove i opterećenja, kao i za sam materijal) na konačan broj manjih elemenata jednostavnije geometrije, povezanih u tačkama koje se zovu čvorovi. Nakon faze diskretizacije i definisanja graničnih uslova i opterećenja, određuju se polje pomeranja i deformacija, kako za svaki element zasebno, tako i za model kao celinu, i na osnovu tako dobijenih rezultata se proračunava i naponsko stanje. Sve faze proračuna su vezane za čvorove, i prvo se određuju lokalno za svaki konačni element, da bi se nakon toga prethodno pomenuti rezultati odredili i globalno, za ceo model. Budući da je MKE zasnovana na matematici [48], njena efikasna primena zahteva upotrebu odgovarajućih softvera (poput ABAQUS-a ili ANSYS-a), s obzirom da se polja pomeranja/deformacija/napona određuju rešavanjem sistema algebarskih jednačina, što u zavisnosti od složenosti problema može biti jednostavan, ali neretko i dugotrajan process, koji umnogome zavisi i od definisanja ulaznih parametara i izbora mreže konačnih elemenata. U narednom delu ovog poglavlja će biti dat pregled osnova same metode i objašnjenje načina na koji ona funkcioniše.

6.1 Osnove metode konačnih elemenata

Prvi korak metode konačnih elemenata je diskretizacija fizičkog modela koji se želi simulirati. Sam pojam diskretizacija se odnosi na podelu na konačan broj elemenata, koji zavisi od dimenzija modela i prirode problema (u principu važi pravilo da veći broj malih elemenata daje preciznije rezultate, ali ovo je tačno samo do određene mere). Ovi elementi u zavisnosti od problema koji se rešava mogu biti jednodimenzionalni, dvodimenzionalni ili trodimenzionalni. U slučaju standardne MKE, neophodno je diskretizovati model na način koji će očuvati njegovu neprekidnost. S obzirom na ovo, postavlja se logično pitanje šta onda uraditi sa problemima koji podrazumevaju diskontinuitete, poput prsline, odnosno teme kojom se ova disertacija prvenstveno bavi. Kao odgovor, osmišljena je unapređena, modernija verzija

MKE, poznatija pod nazivom proširena metoda konačnih elemenata (u daljem tekstu PMKE), ali kako bi se razumela njena suština, neophodno je pozabaviti uobičajenom metodom.

Problemi koji se rešavaju primenom metode konačnih elemenata se mogu definisati na različite načine, uključujući metode definisanja problema teorije elastičnosti, koji se mogu definisati preko direktnih metoda (pomeranje, sile, kombinacija pomeranje-sile), kao i preko varijacionih definicija (princip minimuma potencijalne energije, princip minimuma komplementarne energije i princip stacionarnosti energije). Usled faktora poput komplikovanijih uslova opterećenja, kao i graničnih uslova, geometrije samog modela, heterogene strukture (što je naročito izraženo kod zavarenih spojeva, gde su prisutna bar 3 različita materijala u pogledu svojih osobina), modeliranje metodom konačnih elemenata uvek obuhvata i usvajanje određenih aproksimacija, u cilju pojednostavljenja proračuna, pri čemu treba voditi računa o tome da usvajanje ovakvih aproksimacije ne ugrozi tačnost rezultata analize.

Pored diskretizacije, proračun primenom metode konačnih elemenata obuhvata i sledeće faze, koje će biti detaljno predstavljene u nastavku, a prikazane su u [39]:

- Izbor interpolacionog modela za određivanje pomeranja
- Formiranje lokalnih matrica krutosti i vektora opterećenja
- Formiranje globalne matrice krutosti i vektora opterećenja
- Određivanje nepoznatih pomeranja čvorova
- Proračun lokalnih deformacija i napona
- Proračun pomeranja/deformacija/naponskog stanja za ceo model

6.2 Proširena metoda konačnih elemenata (PMKE)

Nakon uvoda i osnova MKE, sledi deo koji će se baviti njenom specifičnom primenom, odnosno deo o PMKE. Suština ove metode, osmišljene pre oko trideset godina je bila da se omogući rešavanje problema koji su obuhvatali prisustvo diskontinuiteta u modelu koji se diskretizuje, što uobičajena metoda konačnih elemenata nije mogla da reši. Samim tim, primena MKE na probleme vezane za mehaniku loma, koji su tema ovog istraživanja je bilo veoma ograničeno, i javila se potreba za postupkom koji bi mogao da verodostojno simulira uticaj prisustva diskontinuiteta u modelu, u konkretnom slučaju u obliku prslina. Jedna od primena PMKE u mehanici loma je simulacija ponašanja konstrukcija opterećenih na zamor [40, 43, 44, 49], kako građevinskih i mašinskih, tako i vazduhoplovnih. Pre nego što se pažnja posveti praktičnoj primeni ove metode na mehaniku loma, potrebno je najpre osvrnuti se na njene osnove i teorijske postavke, kako bi se bolje razumeli principi koje ova metoda koristi [50].

Suštinu PMKE predstavlja svojstvo nazvano „partition of unity“ [51], odnosno svojstvo konačnog elementa da je zbir svih interpolacijskih funkcija u njemu jednak 1. To znači da postoji mogućnost dodavanja novih interpolacijskih funkcija u konačni element, dokle god zbir njih i prethodno postojećih funkcija ostaje jednak 1. Zahvaljujući tome, uvedene su takozvane funkcije poboljšanja [52], koje se biraju na način koji omogućava prikazivanje diskontinuiteta, npr. Heaviside-ova funkcija skoka [53] o kojoj će biti više reči kasnije.

Naravno, uvođenje velikog broja funkcija poboljšanja bi zakomplikovalo sam proračun, tako da se ovde primenjuje princip kao i kod dimenzionisanja mreže konačnih elemenata – dodatne interpolacijske funkcije se uvode samo u elementima u neposrednoj blizini diskontinuiteta (prslina), odnosno samo u delu modela kroz koji se očekuje da će prslina da raste. U ostalim elementima nema potrebe za ovim, budući da u njima nisu prisutni diskontinuiteti. Prednost ovakvog pristupa se ogleda u tome što nema potrebe za ponovnim generisanjem mreže konačnih elemenata u okolini prslina, što je svojstveno drugim srodnim postupcima simuliranja rasta prslina [54]. Jednačina (6.1) prikazuje uopšteni oblik funkcije poboljšanja [52]:

$$u^h(x) = \sum_i N_i(x) u_i + \sum_j v^j(x) a_i^j \quad (6.1)$$

gde u predstavlja klasične stepene slobode konačnih elemenata:

N_i - interpolacijske funkcije, poslednji član, koji zavisi od promenljivih

v^j - član funkcija poboljšanja u j -tom čvoru,

a_i^j - predstavlja dodatne stepene slobode koji odgovaraju toj funkciji.

Međutim, ova formula ne zadovoljava u potpunosti svojstvo interpolacije zbog dodatnih stepeni slobode, tako da su potrebne određene korekcije kako bi ovaj izraz postao primenljiv. Ove izmene obuhvataju definisanju oslonace i kontakta, odnosno graničnih uslova. Ovo se može postići primenom sledeće funkcije za korekciju (6.1):

$$v_i^j(x) = v^j(x) - v_j^i(x) \quad (6.2)$$

Gde su:

$v_j^i(x)$ - vrednost j -te funkcije poboljšanja u i -tom čvoru.

Nakon ove korekcije, funkcija poboljšanja ima vrednost nula u svim čvorovima, čime je zadovoljen uslov interpolacije, i ima sledeći (korigovani) oblik:

$$\mathbf{u}^h(x) = \sum_i N_i(x) \left[\mathbf{u}_i + \sum_j V_i^j(x) a_i^j \right] \quad (6.3)$$

Gde je:

$V_i^j(x)$ j -ta korigovana funkcija poboljšanja u i -tom čvoru.

Na ovaj način korigovana funkcija koja aproksimira pomeranje u čvorovima se može predstaviti kao sistem linearnih jednačina koje imaju oblik kao i jednačina $\mathbf{K} \cdot \mathbf{q} = \mathbf{f}$, gde su \mathbf{K} i \mathbf{q} matrica krutosti i vektor stepeni slobode, dok je \mathbf{f} vektor sila u čvorovima.

6.3 Simulacija prsline funkcijama poboljšanja

Detaljno objašnjenje primene funkcije poboljšanja na probleme sa diskontinuitetima zahteva podelu na [55]:

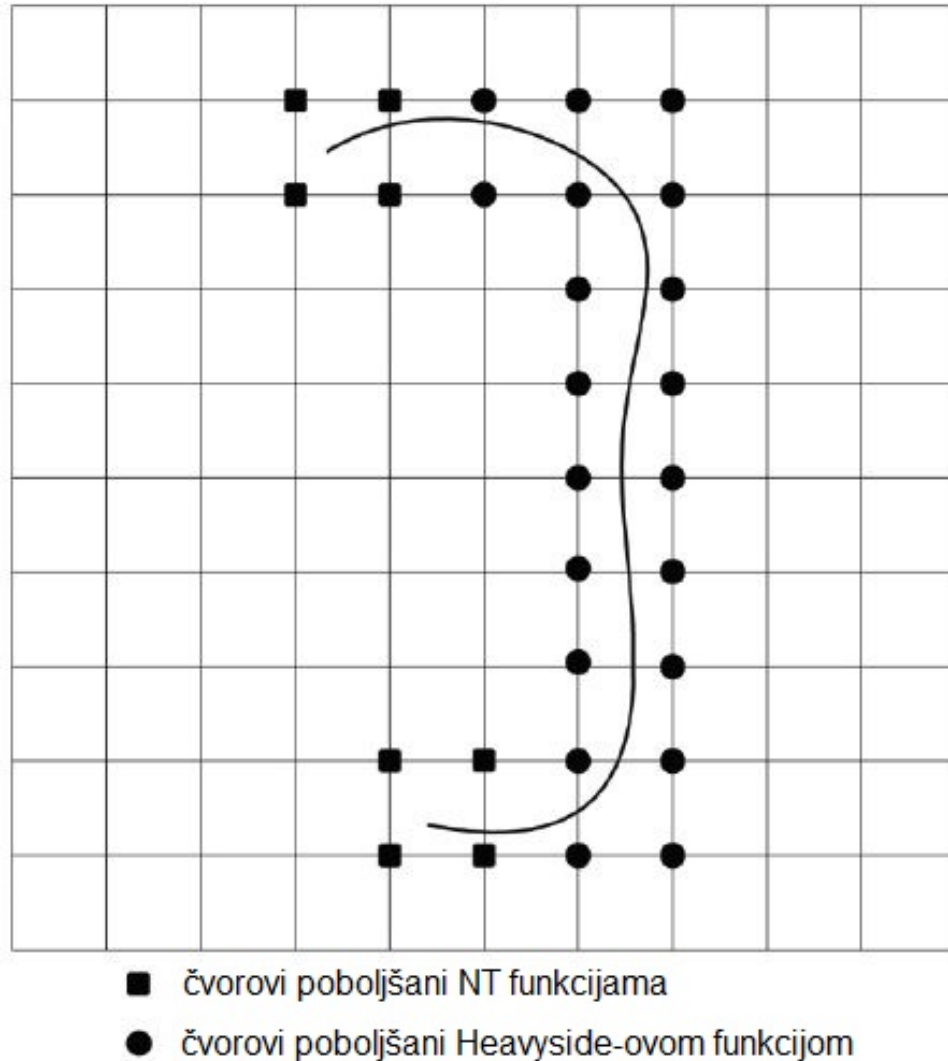
- Slabe diskontinuitete, kod kojih su samo relativne deformacije diskontinualne i
- Jake diskontinuitete, kod kojih su i relativne deformacija i pomeranja diskontinualni

Primenom odgovarajućih funkcija poboljšanja, u zavisnosti od prirode diskontinuiteta, se dobija mogućnost unošenja prsline proizvoljnog oblika u mrežu konačnih elemenata, kao celinu nezavisnu od same mreže. Treba napomenuti da su funkcije poboljšanja u osnovi globalnog karaktera, i da njihovo prebacivanje u lokalni sistem svakog konačnog elementa zahteva množenje sa odgovarajućim interpolacijskim funkcijama. Ovo je od velike važnosti u slučaju jakih diskontinuiteta jer omogućava analizu diskontinualnih polja i deformacija, i to unutar konačnog elementa.

Prethodno je napomenuto da od vrste problema koji se numerički analizira zavisi izbor konačnog elementa. Ovo važi i za primenu PMKE, koja zahteva određene posebne konačne elemente, razvijene upravo u tu svrhu. U većini slučajeva, PMKE će zahtevati primenu jednog od tri tipa posebnih konačnih elemenata:

- 1) klasični čvorovi sa 2 stepena slobode (u domenu prsline), koji se koriste za jednostavnije modele. Heaviside-ova funkcija je u ovom slučaju definisana na sledeći način:
 - $H(x) = 1$, ukoliko je tačka iznad prsline
 - $H(x) = -1$, ukoliko je tačka ispod prsline
- 2) H čvorovi, sa 4 stepena slobode – u ovom slučaju se kao funkcija poboljšanja koristi Heaviside-ova funkcija, poznata i kao funkcija skoka. Konačni elementi sa H čvorovima su naročito pogodni za simulaciju rasta prsline čiji se vrh ne nalazi u tim elementima.
- 3) NT (Near Tip) čvorovi sa 10 stepeni slobode. Ovi elementi se često koriste kao poboljšana verzija konačnih elemenata vrha prsline, koji predstavlja jedan od najkritičnijih faktora pri simulaciji rasta prsline.

Primena ovih specijalnih konačnih elemenata se može videti na slici 6.1 ispod. Budući da je ovde u pitanju prsline koja seče mrežu konačnih elemenata, elementi u njenoj okolini će biti generisani kao H tip, dok će elementi u neposrednoj blizini vrha prsline (vrhova u slučaju sa slike), biti Near Tip elementi.



Slika 6.1: Čvorovi konačnih elemenata dobijeni primenom Heaviside-ove (krugovi u okolini prsline) i NT funkcije (kvadrati oko vrhovima prsline)

Ukoliko koordinate izabrane tačke označimo sa $\mathbf{x} = (x, y)$, položaj te tačke u odnosu na prslinu se može odrediti na sledeći način:

$$H(\mathbf{x}) = \begin{cases} 1, & (\mathbf{x} - \mathbf{x}^*) \cdot \mathbf{n} \geq 0 \\ -1, & (\mathbf{x} - \mathbf{x}^*) \cdot \mathbf{n} < 0 \end{cases} \quad (6.4)$$

gde su:

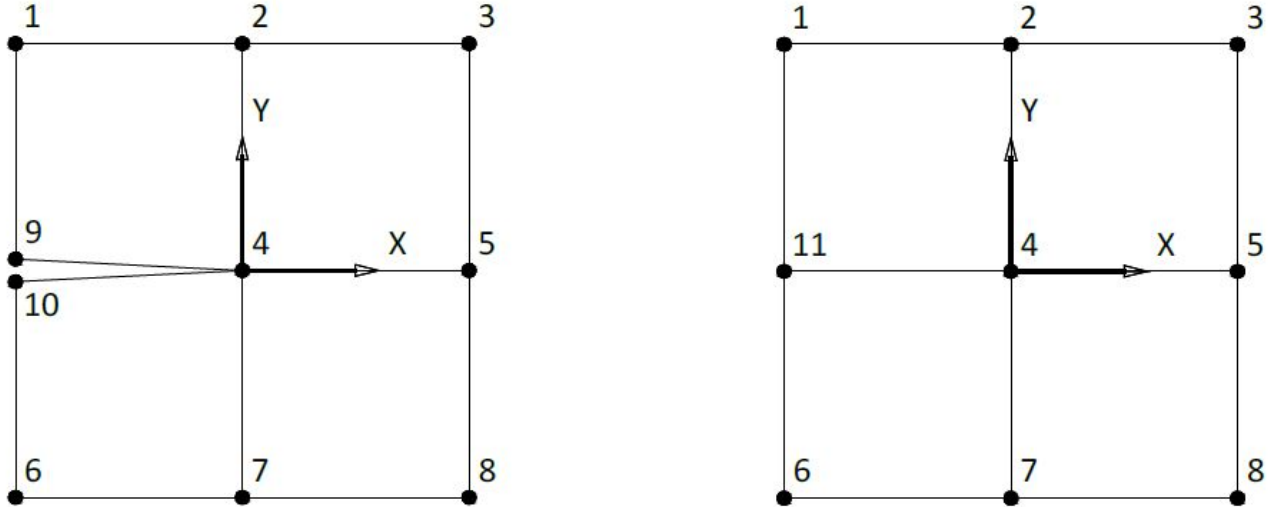
$H(\mathbf{x})$ prethodno definisana Heaviside-ova funkcija,

\mathbf{n} jedinični vektor pravca,

\mathbf{x}^* je koordinate tačke preseka prsline i odgovarajućeg konačnog elementa.

Jednačinom (6.5) se uvodi diskontinuitet u polje pomeranja duž prsline, i predstavlja posmatrani čvor tokom procesa numeričke integracije.

Što se konačnih elemenata tipa NT (10 čvorova) tiče, njihova primena se može videti na slici 6.2 ispod. Na levoj slici se vidi prslina, koja predstavlja diskontinuitet koji je neophodno poboljšati, kako bi se proračun uradio. Ova prslina ima vrh u čvoru obeleženom brojem 4. Na desnoj slici se može videti konačni element nakon što su mu dodate odgovarajuće funkcije poboljšanja, i gde je prslina sa čvorovima 9, 10 i 4 zamenjena čvorom broj 11.



Slika 6.2 Konačni element oko vrha prsline pre i posle uvođenja funkcija poboljšana

Ovakve funkcije poboljšanja naravno imaju složeniji oblik od Heaviside-ove funkcije, i mogu se napisati kao (6.5):

$$\phi_{\alpha}(x)_{,\alpha=1-4} = \sqrt{r} \left[\sin \frac{\theta}{2}, \cos \frac{\theta}{2}, \sin \theta \sin \frac{\theta}{2}, \sin \theta \cos \frac{\theta}{2} \right] \quad (6.5)$$

gde su r i θ polarne koordinate u lokalnom koordinatnom sistemu vezanom za vrh prsline ($\theta = 0$ predstavlja pravac paralelan prslini).

Polje pomeranja oko vrha prsline se može predstaviti u sledećem obliku, za slučaj izotropnih materijala predstaviti preko faktora intenziteta napona [56, 57]:

$$\begin{cases} 2\mu u_1(r, \theta) \\ 2\mu u_2(r, \theta) \end{cases} = K_I \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \begin{cases} u_1^I(\theta) \\ u_2^I(\theta) \end{cases} + K_{II} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \begin{cases} u_1^{II}(\theta) \\ u_2^{II}(\theta) \end{cases}; \quad \mu u_3(r, \theta) = K_{III} \sqrt{\frac{2r}{\pi}} u_3^{III}(\theta) \quad (6.6)$$

pri čemu su:

u_1^I , u_1^{II} i u_3^{III} - trigonometrijske funkcije za svaki od odgovarajućih modova otvaranja prsline,
 λ - Laméova konstanta,

K_I , K_{II} i K_{III} - faktori intenziteta napona za tri oblika otvaranja prsline.

Za slučajeve koji će biti obrađeni u okviru ove disertacije, najznačajniji je prvi oblik otvaranja prsline, pa će fokus biti pre svega na faktoru intenziteta napona K_I .

Gore pomenuti izrazi važe za područje linearno-elastične mehanike loma, što se može videti iz formula vezanih za faktor intenziteta napona, kao glavni parametar LEML. Za potrebe proračuna koji se bave elasto-plastičnom mehanikom loma (kod koje je plastična zona u okolini vrha prsline značajno veća), polje deformacija se opisuje pomoću takozvanog Hutchinson-Rice-Rozengren singulariteta [58]. Funkcije poboljšanja koje se koriste za EPML su date sledećim izrazom:

$$\phi_\alpha(x)_{,\alpha=1-6} = r^{\frac{1}{n+1}} \left[\sin \frac{\theta}{2}, \cos \frac{\theta}{2}, \sin \theta \sin \frac{\theta}{2}, \sin 3\theta \cos \frac{\theta}{2}, \sin 3\theta \right] \quad (6.7)$$

pri čemu treba napomenuti da se rezultati dobijeni primenom ovih funkcija često ne razlikuju značajno od vrednosti dobijenih klasičnom metodom konačnih elemenata, uz značajno duži i zahtevniji proračun. Kod ovako definisanih funkcija poboljšanja, koeficijent n u eksponentu predstavlja koeficijent deformacionog ojačanja materijala (Ramberg-Ozgdov eksponent [59]).

6.4 Izbor vrste čvorova konačnih elemenata

Radi jednostavnosti, pri generisanje mreže konačnih elemenata za potrebe PMKE, neophodno je definisati koji su konačni elementi presečeni prsline, kao i u kom elementu se nalazi vrh prsline. Na osnovu toga se pristupa izboru odgovarajućih vrsta čvorova, na osnovu prethodno izloženih principa. Ovo se najčešće postiže primenom takozvane Level Set (LS) metode [60], koja jednoznačno definiše elemente pomoću dve funkcije:

- ϕ , koja predstavlja funkciju rastojanja od vrha prsline:

$$\phi_p(x, 0) = (x - x_p) \cdot \mathbf{t} \quad (6.8)$$

- ψ , koja predstavlja funkciju normalnog rastojanja,

$$\psi_p(x, 0) = (x - x_i) \cdot \mathbf{n} \quad (6.9)$$

gde x_p predstavlja koordinate tačke vrha prsline. Tangenta i normala svakog segmenta prsline su određeni koordinatama početka i kraja tog konačnog elementa. Kombinovanjem izraza (6.8) i (6.9) sa Heaviside-ovom funkcijom poboljšanja se dobija sledeći izraz:

$$H(x) = H(\Psi(x)) = \begin{cases} 1, & \Psi(x) > 0 \\ -1, & \Psi(x) < 0 \end{cases} \quad (6.10)$$

U tabeli 6.1 su prikazane funkcije poboljšanja u zavisnosti od međusobnog položaja prsline i elementa. PMKE se međusobno dopunjuje sa „Level Set“ metodom PMKE, što ih čini pogodnim za praćenje položaja prsline. Razvoj naprednijih metoda za poboljšavanje funkcija koje simuliraju vrh prsline je doveo do značajnog poboljšanja u pogledu brzine konvergencije PMKE [61, 62].

Konkretno, brzina konvergencije je povećana uvođenjem modela relativnih deformacija, vezanog za same funkcije poboljšanja. Ovaj model je uspešno eliminisao takozvane „parazitske“ članove u aproksimiranom polju pomeranja. Ovi članovi su se javljali usled prisustva delimično poboljšanih elemenata oko vrha prsline. Daljim unapređenjem ovih funkcija su unapređena i poboljšanja, i suvišni članovi su eliminisani, čime je proračun pojednostavljen. Zahvaljujući ovakvim metodama, brzina konvergencije PMKE polako ali sigurno dostiže nivo brzine konvergencije klasične metode konačnih elemenata, uprkos značajno većem stepenu složenosti.

Tabela 6.1: Funkcije poboljšanja u zavisnosti od preseka prsline i konačnog elementa

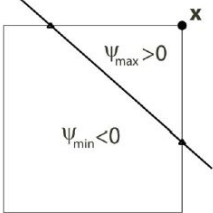
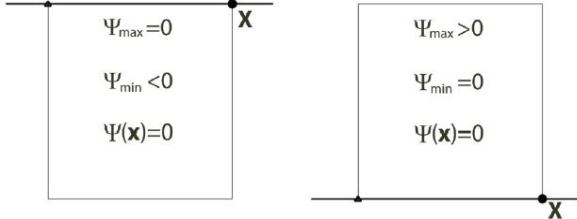
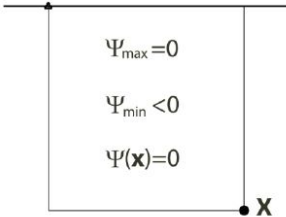
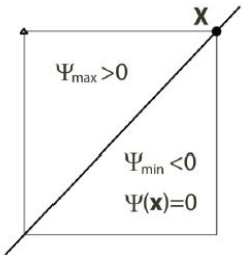
Međusobni položaj	Vrednosti odgovarajućih funkcija
Prslina seče susedne (ili naspramne) strane	
Prslina se poklapa sa ivicom u kojoj je čvor	
Prslina se poklapa sa ivicom u kojoj nije čvor	

Tabela 6.1 (nastavak): Funkcije poboljšanja u zavisnosti od preseka prsline i konačnog elementa

Međusobni položaj	Vrednosti odgovarajućih funkcija
Prsline seče element dijagonalno u čvoru	

6.5 Primena PMKE na procenu parametara mehanike loma

U ovom delu poglavlja o PMKE će biti prikazani načini određivanja odgovarajućih parametara mehanike loma (faktor intenziteta napona i J-integral). Kako bi se ovo ostvarilo, prvo je nepходно uvesti određene modifikacije J-integrala, kojima se on prevodi u oblik površinskog integrala.

Ovim postupkom se J-integral čini pogodnijim za simulaciju primenom metoda konačnih elemenata, i ovakva modifikacija se naziva integral interakcije [63, 64]. Šta više, integral interakcije se pokazao univerzalno korisnim pri rešavanju problema koji sadrže i druge vrste diskontinuiteta (npr. kontakti između različitih materijala, prsline koje se račvaju...). Naravno, ova metoda ipak nije savršena i ima svojih nedostataka, poput veoma preciznog i pravilnog generisanja mreže konačnih elemenata.

Kako bi se ilustrovao proces prevođenja klasičnog J-integrala u integral interakcije, posmatraćemo relativno jednostavan slučaj dvodimenzionalne homogene prsline. U ovom slučaju se J-integral može smatrati kao brzina oslobađanja energije, odnosno veličina koja zavisi od faktora intenziteta napona i efekativnog modula elastičnosti. Efektivni modul elastičnosti je ustvari vrednost stvarnog modula elastičnosti u slučaju ravnog stanja deformacija ($\frac{E}{1-\nu^2}$).

Ovim pristupom dobija se sledeći oblik J-integrala, izražen u zavisnosti od gustine relativne deformacije, W :

$$J(s) = \lim_{\Gamma \rightarrow 0} \int_{\Gamma} \left(W n_1 - \sigma_{jk} n_j \frac{\partial u_k}{\partial x_1} \right) d\Gamma \quad (6.11)$$

Sledeći korak u implementaciji J-integrala u metodu konačnih elemenata sastoji se u uvođenju Dirak-ove delta funkcije [65]. Na taj način se dobija sledeći izraz:

$$J(s) = \lim_{\Gamma \rightarrow 0} \int_{\Gamma} \left(W \delta_{1j} - \sigma_{jk} n_j \frac{\partial u_i}{\partial x_1} \right) n_j d\Gamma \quad (6.12)$$

Gornji izraz se zatim koristi kao osnova za određivanje faktora intenziteta napona, i ovaj postupak zahteva supoerpoziciju stanja pomeranja i stanja napona. U tu svrhu se uvode takozvani pomoćni naponi i pomeranja uz pomoć kojih se dolazi do sledećeg izraza:

$$J^{(1+2)}(s) = \lim_{\Gamma \rightarrow 0} \int_{\Gamma} \left[\frac{1}{2} \left(\sigma_{ij}^{(1)} + \sigma_{ij}^{(2)} \right) \left(\varepsilon_{ij}^{(1)} + \varepsilon_{ij}^{(2)} \right) \delta_{ij} - \left(\sigma_{ij}^{(1)} + \sigma_{ij}^{(2)} \right) \frac{\partial \left(u_i^{(1)} + u_i^{(2)} \right)}{\partial x_1} \right] n_j d\Gamma \quad (6.13)$$

gde su:

$u_{ij}^{(1)}$, $\varepsilon_{ij}^{(1)}$ i $\sigma_{ij}^{(1)}$ - polja pomeranja, deformacija i napona primenom PMKE,

$u_{ij}^{(2)}$, $\varepsilon_{ij}^{(2)}$ i $\sigma_{ij}^{(2)}$ - predstavljaju prethodno pomenuta pomoćna stanja, odnosno polja.

J-integral prikazan izrazom (6.13) se može podeliti na: PMKE stanje, pomoćno stanje, i stanje interakcije, koje predstavlja kombinaciju prva dva. Stanje interakcije je definisano sledećom jednačinom:

$$I^{(1,2)} = \lim_{\Gamma \rightarrow 0} \int_{\Gamma} \left[W^{(1,2)} \delta_{1j} - \sigma_{ij}^{(1)} \frac{\partial u_i^{(2)}}{\partial x_1} - \sigma_{ij}^{(2)} \frac{\partial u_i^{(1)}}{\partial x_1} \right] n_j d\Gamma \quad (6.14)$$

gde je $W^{(1,2)}$ takozvana interaktivna gustina deformacije.

Interaktivna gustina deformacije, naravno, predstavlja proizvod naponskog stanja dobijenog na osnovu PMKE i pomoćne deformacije, kao i PMKE stanja deformacije i pomoćnih napona:

$$W^{(1,2)} = \sigma_{ij}^{(1)} \varepsilon_{ij}^{(2)} = \sigma_{ij}^{(2)} \varepsilon_{ij}^{(1)} \quad (6.15)$$

Dva superimponirana naponska stanja se dalje mogu predstaviti u obliku:

$$J^{(1+2)} = J^{(1)} + J^{(2)} + \frac{2 \left(K_I^{(1)} K_I^{(2)} + K_{II}^{(1)} K_{II}^{(2)} \right)}{E} \quad (6.16)$$

Vrednosti faktora intenziteta napona $K_I^{(1)}$ i $K_{II}^{(1)}$ za odgovarajuće naponsko stanje dobijeno primenom PMKE se određuju usvajanjem graničnih uslova $K_I^{(2)}=1$ i $K_{II}^{(2)}=0$, odnosno $K_I^{(2)}=0$ i $K_{II}^{(2)}=1$. Za ovako definisane vrednosti FIN se može napisati:

$$K_I^{(1)} = \frac{I^{(1, \text{mod } I)} E^*}{2}, \quad K_{II}^{(1)} = \frac{I^{(1, \text{mod } II)} E^*}{2} \quad (6.17)$$

gde su $I^{(1, \text{mod } I)}$ integral interakcije za slučaj $K_I^{(2)}=1$ i $K_{II}^{(2)}=0$, odnosno $I^{(1, \text{mod } II)}$ integral interakcije za slučaj $K_I^{(2)}=0$ i $K_{II}^{(2)}=1$.

Postoje i drugi načini definisanja faktora intenziteta napona, koji se koriste u slučajevima kada je model izložen složenom kombinovanom opterećenju, ali s obzirom da se ovo istraživanje ne bavi takvom tematikom, oni neće biti detaljno opisane u ovom poglavlju. Ove metode su takođe ograničene na dvodimenzionalne probleme, što je još jedan razlog zašto neće biti razmatrane [66].

6.6 Određivanje pravca rasta prsline

Pravac rasta prsline se može odrediti na više načina – preko maksimalnog radijalnog napona, maksimalne brzine oslobađanja energije, maksimalne gustine energije relativne deformacije. [67].

U slučaju Proširene Metode Konačnih Elemenata, najčešće se koristi kriterijum maksimalnog radijalnog napona, koji obuhvata određivanje ugla rasta prsline θ_c [68] i koji je definisan sledećim izrazom:

$$\theta_c = -\arccos \left[\frac{2K_{II}^2 + K_I \sqrt{K_I^2 + 8K_{II}^2}}{K_I^2 + 9K_{II}^2} \right] \quad (6.18)$$

U slučajevima kada se putanje prsline razlikuju u zavisnosti od vrste opterećenja (na primer za aksijalno i torziono opterećenje), PMKE primenjuje kriterijum određivanja kritične ravni. Pri određivanju kritične ravni, ugao rasta prsline (u ovom slučaju obeležen sa α) se određuje kao zbir uglova β i γ , koji zavise od faktora intenziteta napona za prvi i drugi oblik otvaranja prsline:

$$\beta = \frac{1}{2} \arctan \left(\frac{2K_{II}}{K_I} \right) \quad (6.19)$$

$$\gamma = \begin{cases} \frac{1}{2} \arccos \frac{-2 + \sqrt{4 - 4\left(1/s^2 - 3\right)\left(5 - 1/s^2 - 4s^2\right)}}{2\left(5 - 1/s^2 - 4s^2\right)}, & s \leq 1 \\ 0, & s > 1 \end{cases} \quad (6.20)$$

parametar s predstavlja odnos ova dva faktora intenziteta napon, za odgovarajuću vrednost brzine rasta prsline, da/dN :

$$S = \frac{K_{II, da/dN}}{K_{I, da/dN}} \quad (6.21)$$

Određivanje faktora intenziteta napona u zavisnosti od brzine rasta prsline može predstavljati komplikovan postupak, i stoga se ovaj kriterijum ređe primenjuje u PMKE u odnosu na kriterijum maksimalnog radijalnog napona.

6.7 Primena PMKE na simulaciju rasta zamorne prsline

Jedan od glavnih razloga zašto je razvijena PMKE je upravo modeliranje konstrukcija opterećenih na zamor. Ponašanje konstrukcija u prisustvu zamorne prsline se najčešće definiše Paris-ovom jednačinom, prethodno pomenutom u poglavlju 4 ove disertacije. Takođe postoje i drugi načini definisanja zamora, ali su oni značajno složeniji [69].

Kod Paris-ovog modela je neophodno eksperimentalno određivanje vrednosti koeficijenata C i m , kao i definisanje odnosa napona R , pri čemu ovaj odnos zavisi od vrste opterećenja koje prouzrokuje zamor.

U praksi, primena PMKE na zamor obuhvata definisanje ekvivalentnog faktora intenziteta napona, koji predstavlja kombinaciju faktora intenziteta napona za prvi i drugi oblik otvaranja prsline. U slučajevima kada postoji samo jedan od ova dva slučaja otvaranja prsline, ekvivalentni FIN će biti jednak odgovarajućem faktoru intenziteta napona (K_I ili K_{II}). Efektivni FIN se može definisati na više načina – kao $K_{eq} = \sqrt{K_I^2 + K_{II}^2}$ (model brzine oslobađanja energije [70]), kao $K_{eq} = \sqrt[4]{K_I^4 + 8K_{II}^4}$. Pored odgovarajućih koeficijenata, takođe je neophodno definisati i početni raspon faktora intenziteta, ΔK_{th} . Raspon FIN se računa i potom unosi tokom eksperimentalne faze, i može biti konstantan ili promenljiv, pri čemu je druga varijanta povoljnija, jer omogućava lakše i preciznije određivanje Paris-ovih koeficijenata C i m .

U okviru ove disertacije je urađena simulacija rasta zamorne prsline u ABAQUS-u, što je zahtevalo primenu Morfeo/crack ekstenzije [71], koja upravo služi za modeliranje zamora (PMKE se inače može koristiti i u samom ABAQUS-u, ali za modele izložene statičkom opterećenju). Ulazni parametara za proračun zamora, odnosno Paris-ovi koeficijenti i odnosa napona se definišu u okviru Morfea.

7. NUMERIČKA SIMULACIJA I ANALITIČKI PRORAČUN RASTA ZAMORNE PRSLINE U VRATILU TURBINE

U ovom poglavlju, biće obrađena numerička simulacija rasta zamorne prsline u vratilu turbine. Ovo poglavlje je nastavak poglavlja 4 i 5. U poglavlju 4 predstavljeno je ispitivanje parametara mehanike loma na vratilu turbine agregata A6 na HE „Đerdap II“ na kojem je došlo do loma. U pomenutom poglavlju 5 obrađena je naponska analiza vratila turbine, kao i poređenje analitičkih i numeričkih rezultata. Dobijeni rezultati u poglavljima 4 i poglavlja 5 su poslužili kao ulazni parametri za simulaciju rasta zamorne prsline.

7.1 Simulacija rasta zamorne prsline

Naredna faza numerička analize ponašanja vratila obuhvatala je simulaciju rasta zamorne prsline na novom, prilagođenom modelu, primenom proširene metode konačnih elemenata (koja je detaljno objašnjena u poglavlju 6). U ovom slučaju je, pored softverskog paketa ABAQUS v6.11-3 korišćen i dodatni softver Morfeo/Crack, koji je neophodan kako bi se simulirao zamor u numeričkim modelima. Preko ovog softvera se definišu ulazni parametri za zamor, odnosno Paris-ovi koeficijenti C i m , kao i odnos napona R (količnik minimalnog i maksimalnog napona koji se javlja tokom jednog ciklusa opterećenja). Usvojene su sledeće vrednosti Paris-ovih koeficijenata:

- $C = 7.16 \times 10^{-13} \frac{mm}{(MPa \cdot \sqrt{mm})^m}$, pri čemu je ovde neophodno napomenuti da se ova vrednost razlikuje od vrednosti koja je dobijena u poglavlju 4, pošto je usvojena u milimetrima umesto u metrima, iz praktičnih razloga.
- $m = 3$.

Što se odnosa napona R tiče, on je određen na osnovu proračunskog statičkog napona i maksimalnog napona u prvoj iteraciji, uz zamisao da se u sledećem modelu iskoriste vrednosti dobijene numeričkom simulacijom statičkog modela iz prethodne stavke. U ovom slučaju, kao amplitudni napon je usvojena vrednost $S_{amp} = 55,4$ MPa, koji je ujedno i ekvivalentni statički napon u kritičnom preseku vratila σ_m , koji je definisan u poglavlju 5.

Maksimalni napon iznosio 80 MPa (zbir statičkog i dinamičkog napona), koji je definisan jednačinom 7.1:

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a = 55,6 + 24,4 = 80 \text{ MPa} \quad (7.1)$$

Na osnovu toga je određeno da je minimalni napon 31,2 MPa, prema jednačini 7.2:

$$\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a = 55,6 - 24,4 = 31,2 \text{ MPa} \quad (7.2)$$

Tako da je odnos napona definisan prema jednačini 7.3:

$$R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = 31,2/80 = 0,39 \quad (7.3)$$

Usvojene su analitičke vrednosti za dinamički proračun usled činjenice da su imale nepovoljnije vrednosti u odnosu na numeričke, iako su bile veoma slične. Jedan od daljih koraka u izradi ovakvih simulacija bi mogao da obuhvati upravo unošenje numerički određenih napona iz statičkog proračuna, što bi takođe zahtevalo i korekciju odnosa napona. Ovaj korak je planiran za nastavak istraživanja nakon završetka izrade predmetne teze. Kritična dužina prsline određena je na osnovu linearno elastične jednačine:

$$K_{Ic} = f \sigma_{\max} \sqrt{\pi a} \rightarrow a_{kr} = \left(\frac{K_{Ic}}{f \sigma_{\max}} \right)^2 \pi^{-1} = 66,7 \text{ mm} \quad (7.4)$$

Gde je:

$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a = 80 \text{ MPa}$ – Maksimalni napon

$\sigma_m = 55,6 \text{ MPa}$ – Statičko opterećenje

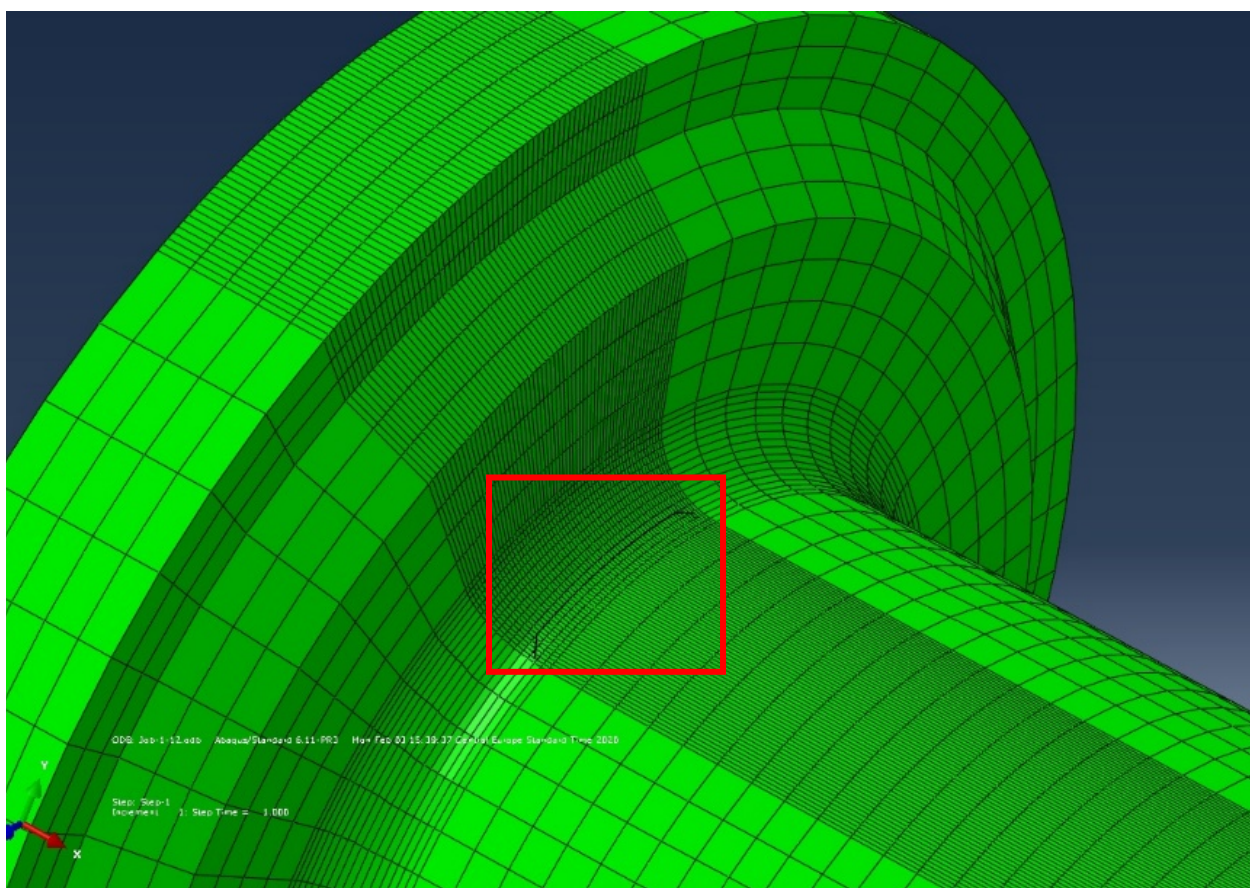
$\sigma_a = 24,4 \text{ MPa}$ – Dinamičko opterećenje

$f = 1,12$ za 2D ivičnu prslinu

$K_{Ic} = 1296,42 \text{ Mpa}\sqrt{\text{mm}}$

Pretpostavljena je inicijalna dužina tj dubina zamorne prsline od 37 mm, i ova prslina je postavljena na prethodno definisanoj lokaciji najveće koncentracije napona, kao što se može videti na slici 7.1 [72]. Dužina od 37 mm biće objašnjena kasnije u ovom delu disertacije. Dužina prsline po obimu vratila iznosila je 1/4 obima vratila, tj . oko 900 mm. Pri tom je za ovu dužinu prsline, kao i za njenu kritičnu vrednost od oko 66.7 mm takođe određen i analitički broj ciklusa, koji je iznosio oko 24,150 i koji je korišćen kao referentna vrednost za poređenje sa numeričkim rezultatima. Analitički broj ciklusa je dobijen prema izrazu (7.2).

$$N = \frac{2}{(m-2) \cdot C \cdot 1,12 \cdot \Delta\sigma^m \cdot \pi^{\frac{m}{2}}} \cdot \left(\frac{1}{a_0^{\frac{m-2}{2}}} - \frac{1}{a_{cr}^{\frac{m-2}{2}}} \right) \quad (7.2)$$



Slika 7.1: Položaj inicijalne zamorne prsline na jednoj od iteracija numeričkog modela za simulaciju njenog rasta kroz vratilo.

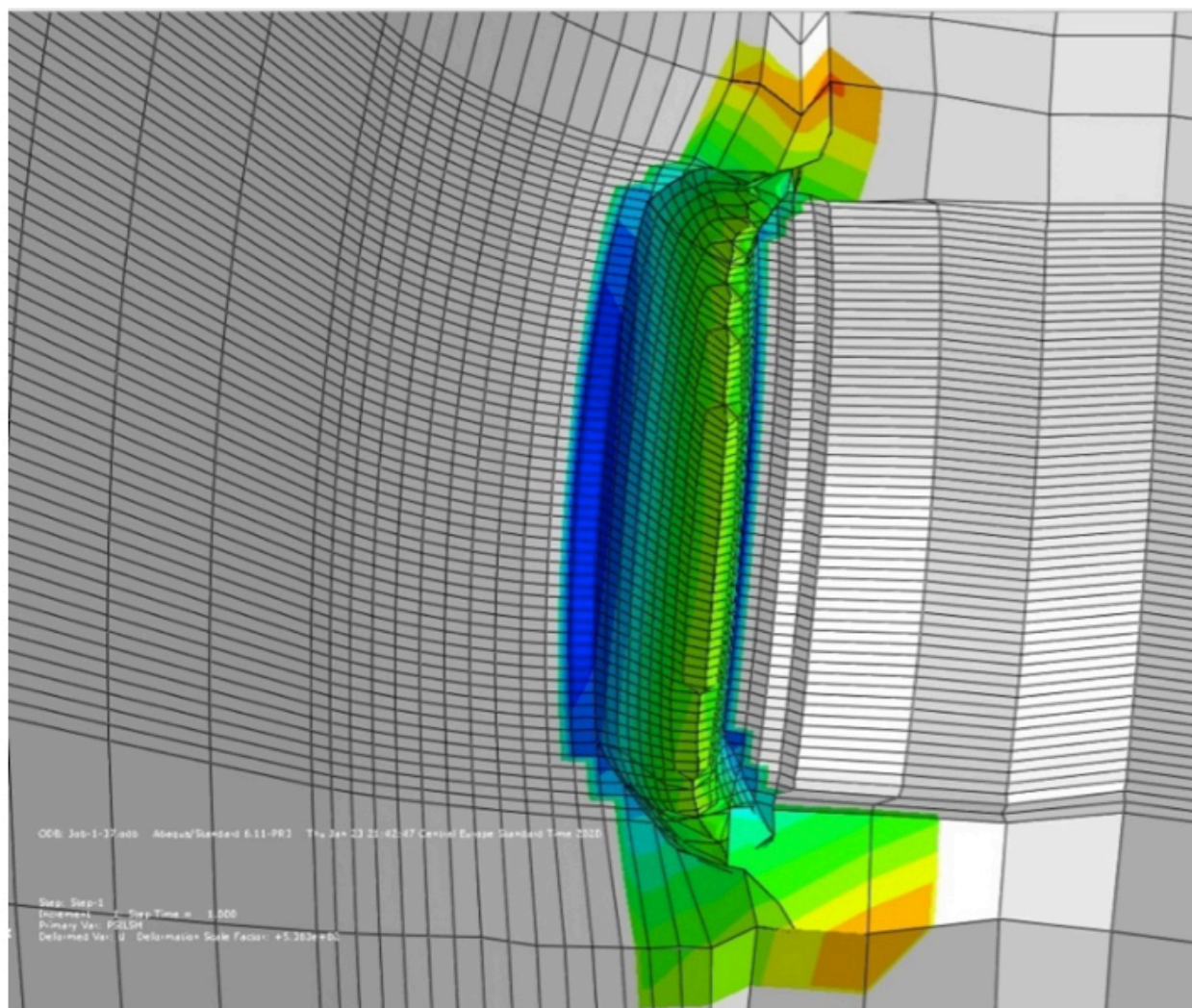
Što se graničnih uslova i opterećenja tiče, javila se potreba za određenim daljim aproksimacijama, usled nemogućnosti da se proračun uradi sa već postojećim uslovima definisanim za statički model. Jedan od najvećih problema vezan za izradu numeričkog modela za zamor je bio vezan za generisanje mreže, između ostalog zbog činjenice da se kod modela sa prslinom ne mogu koristiti kombinacije različitih tipova elemenata, već moraju svi biti ili HEX (Slika 7.7) ili TET. Uprkos osnovnoj simetriji modela, generisanje zadovoljavajuće mreže je postalo moguće tek nakon što su usvojene sledeće promene:

Sve rupe za zavrtnejeve su uklonjene sa vrha vratila, s obzirom da su komplikovale geometriju a nisu imale nikakav značaj što se rezultata tiče, jer su se nalazile dovoljno daleko od domena rasta zamorne prsline.

- Ukupna dužina vratila je smanjena, budući da i u tim delovima samog vratila nije bilo uticaja rasta prsline usled dovoljno velike udaljenosti.
- Promene poprečnog preseka duže ose vratila su takođe uklonjene iz istog razloga – nisu imale presudan (ili bilo kakav) uticaj na rezultate, ali su značajno komplikovale generisanje mreže konačnih elemenata.
- Ograničeno je i pomeranje površina po kojima je vratilo presečeno na pola, kako bi se zamenio uticaj nedostajućeg dela modela.

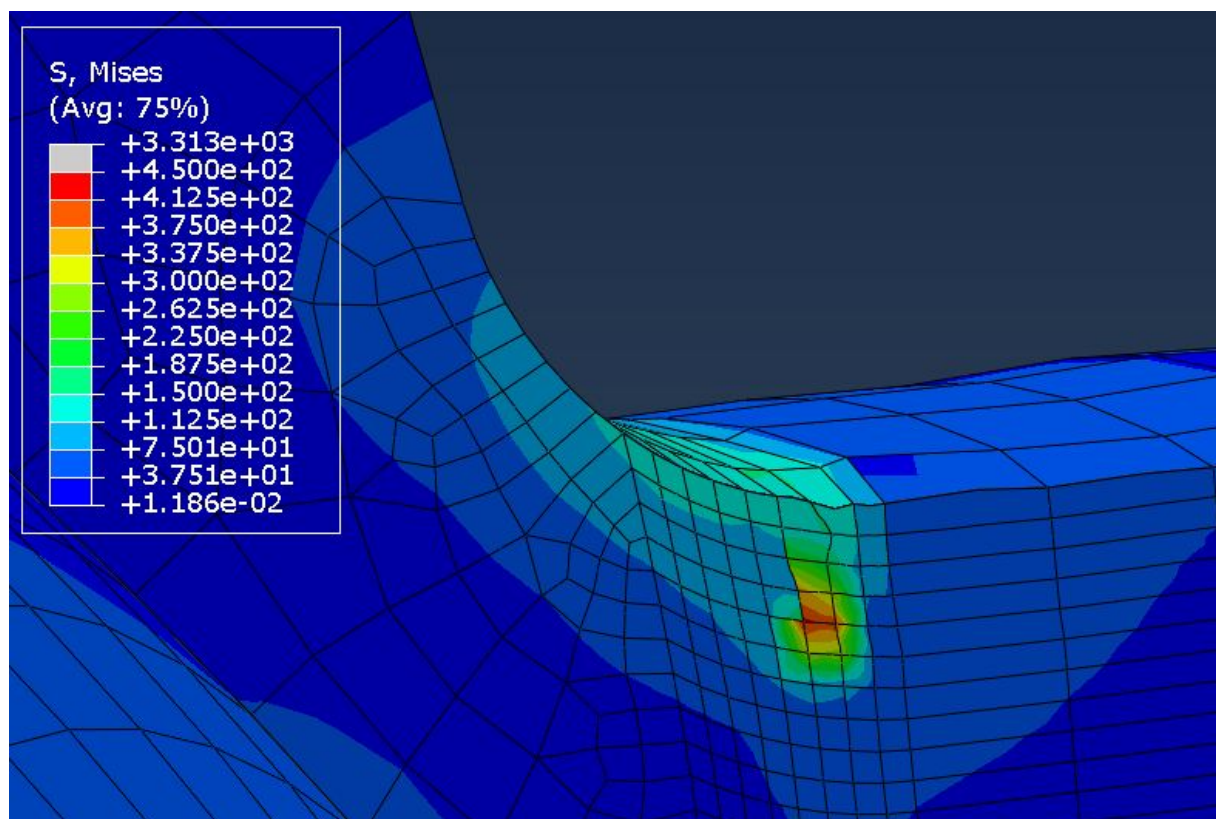
- Model korišćen za simulaciju zamora je podeljen na pola kako bi se ubrzalo trajanje proračuna (oko duplo manje konačnih elemenata, samim tim i čvorova), i kako bi se olakšalo generisanje mreže konačnih elemenata.

Nakon svih usvojenih aproksimacija, izvedena je numerička simulacija i nakon nekoliko iteracija, koje su za cilj imale da se potvrdi konvergencija modela, dobijeni su rezultati koji su pokazali dobro slaganje sa realnim slučajem. Rast zamorne prsline kroz kritični presek vratila se može videti na slici 7.2.



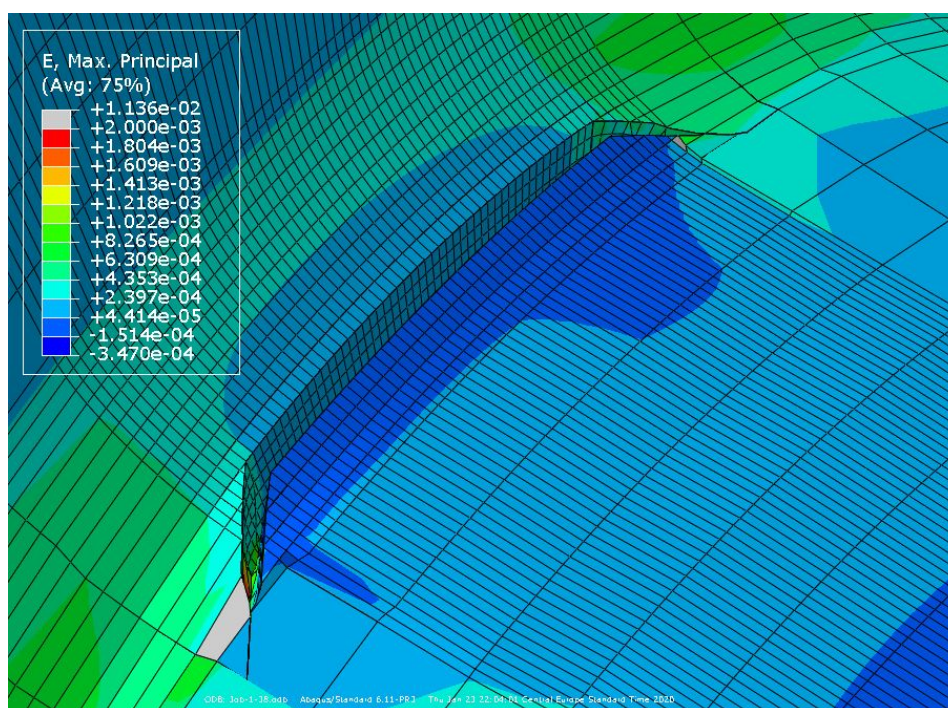
Slika 7.2: Rast zamorne prsline u vratilu kroz kritični presek

Na slikama koje slede se mogu videti raspodela napona i deformacija u okolini prsline, pri čemu se može videti da su vrednosti napona značajno veće od granice tečenja/zatezne čvrstoće materijala korišćenog pri izradi vratila. Ovakav rezultat je i očekivan, u pogledu vrednosti napona u okolini vrha prsline, gde se javila značajna koncentracija napona. Ovo se može detaljnije videti na slici 7.3.



Slika 7.3: Koncentracija napona u vrhu zamorne prsline u kritičnom preseku vratila

Deformacija su takođe bile najizraženije u samoj okolini prsline, kao što je i očekivano, i njihov red veličine je odgovarao očekivanim deformacijama za ovakav slučaj opterećenja i prisustva prsline (slika 7.4).

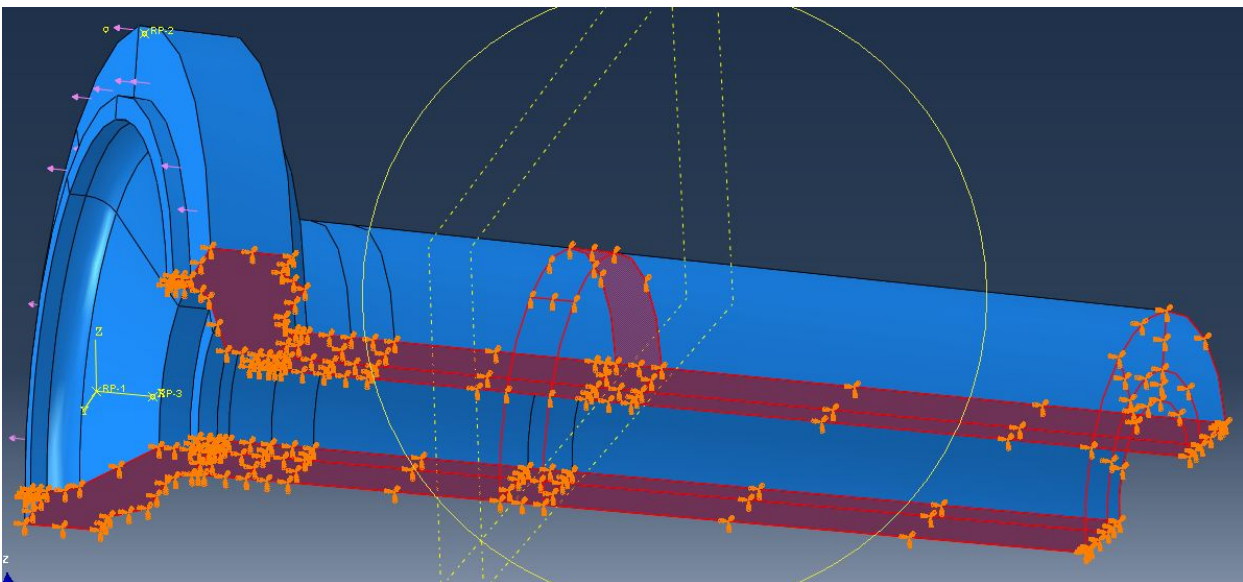


Slika 7.4: Raspodela deformacija u okolini prsline

Iz rezultata se može videti da je prslina prvo napredovala u pravcu dubine i u širinu, da bi u jednom trenutku prestala da se širi i nastavila da napreduje samo u dubinu. Ovde je potrebno napomenuti da je koncentracija napona na drugim mestima gde je dolazilo do nagle promene geometrije bila zanemarljiva ili čak nepostojeća, čime je potvrđena pretpostavka da te oblasti neće biti od značaja za ovu simulaciju.

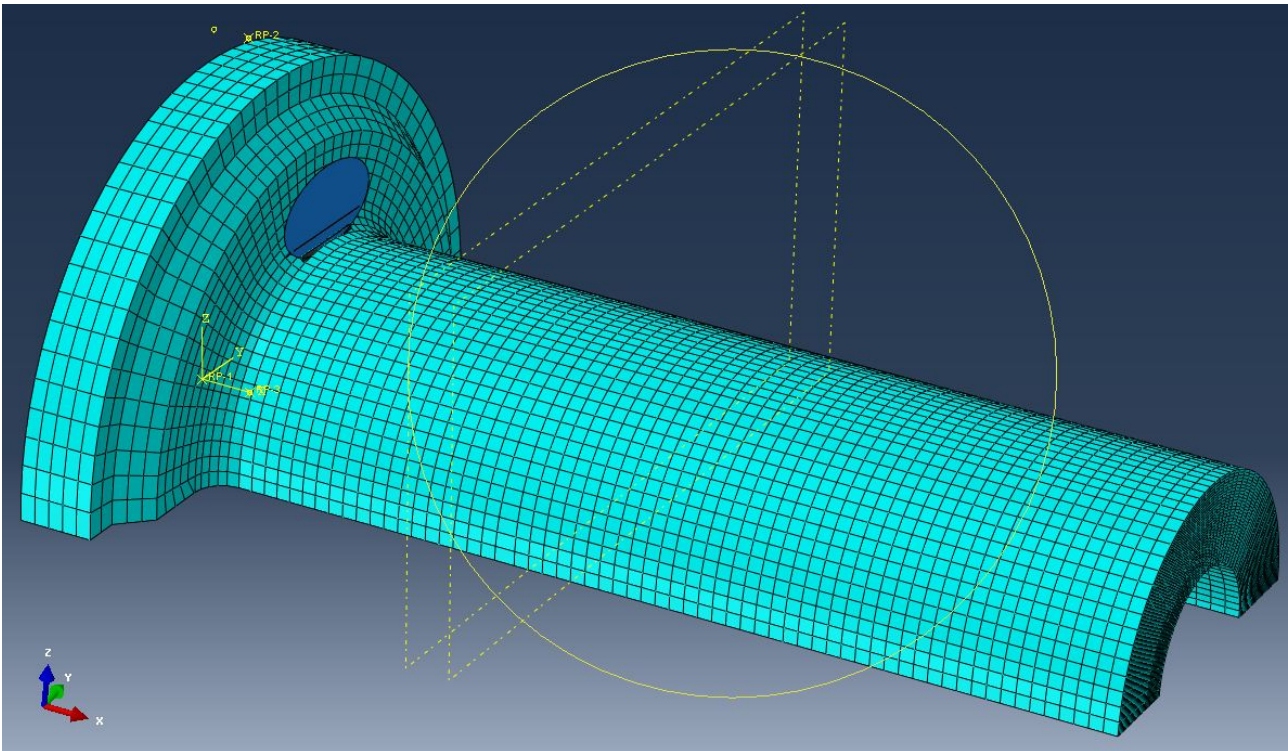
Gore pomenute aproksimacije su omogućile generisanje mreže HEX konačnih elemenata, ali se javio drugi problem koji je trebalo rešiti – model nije mogao da uradi ceo proračun. U prvobitnim varijantama je korišćena progušćena mreža u domenu prsline, kao što se i može videti na slikama 7.2, 7.3 i 7.4, ali se od ovog pristupa odustalo, nakon što je utvrđeno da u ovakvim slučajevima zapravo nema preke potrebe da se mreža dodatno usitnjava. Pristup sa konačnim elementima u domenu rasta zamorne prsline čija je veličina slična elementima oko domena je počeo da daje daleko bolje rezultate. Novousvojeni granični uslovi se mogu videti na slici 7.5 ispod.

Takođe je promenjen i način definisanja opterećenja, nakon što je urađeno nekoliko različitih pokušaja i nakon što je utvrđeno da se pouzdaniji i realniji rezultati dobijaju kada se umesto momenata torzije usvoje odgovarajuće sile, koje na poprečni presek vratila deluje kao raspodeljeno opterećenje po njegovoj spoljnoj površini. Izračunato je da je vrednost ovakvog ekvivalentnog opterećenja oko 20 N/mm^2 , što je definisano kao novo opterećenje. Kao posledica, došlo je do realnijeg rasta prsline, koja je napredovala u pravcu vrlo sličnom onome koji je utvrđen na stvarnom vratilu nakon njegovog loma. Ovako definisano opterećenje je prikazano na slici 7.2, u vidu ljubičastih strelica na krajnjoj površini modela vratila.



Slika 7.5: Novi granični uslovi i opterećenje za dinamički model (polovina vratila je usvojena za geometriju radi pojednostavljenja)

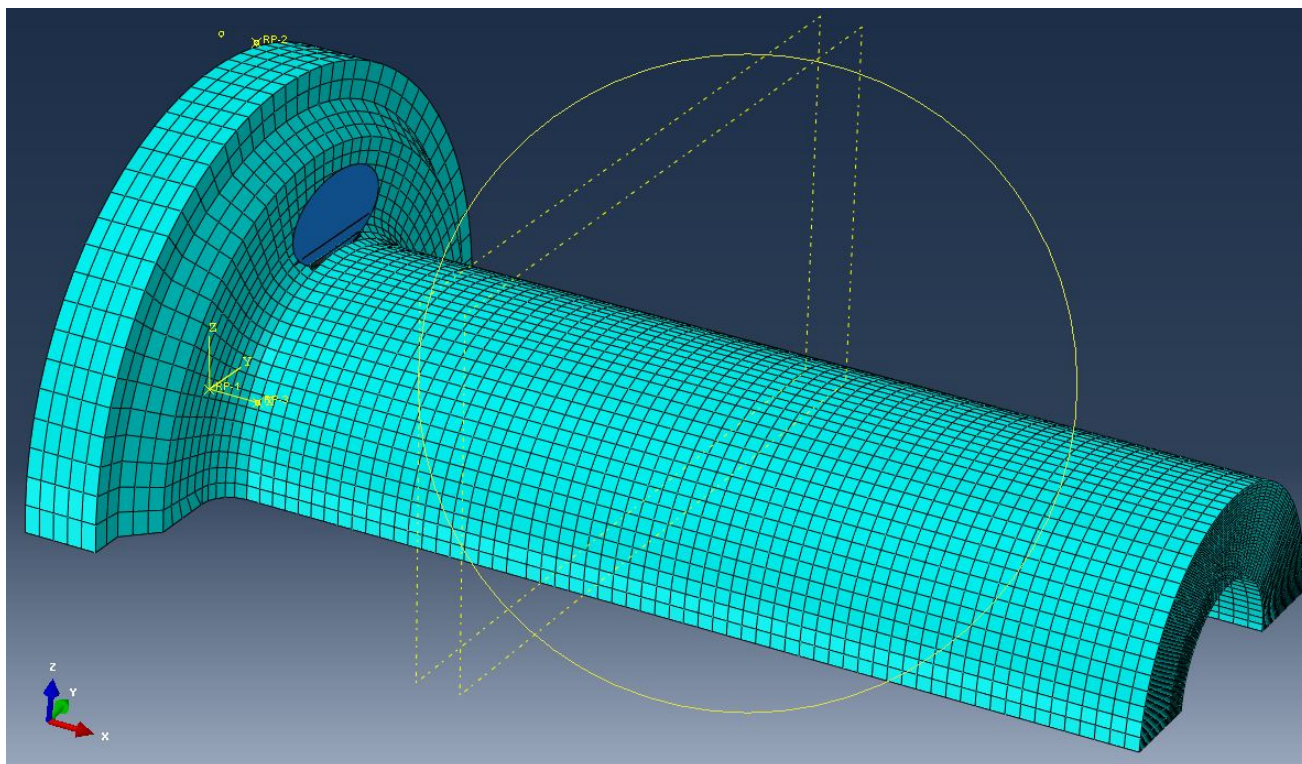
Na slici 7.6 je prikazana nova mreža konačnih elemenata. Naravno, uklanjanje određenih promena poprečnog preseka i većeg dela vratila udaljenog od kritičnog preseka je značajno smanjilo ukupan broj elemenata, odnosno čvorova, čime je ubrzan postupak numeričkog proračuna što je omogućilo značajno veći broj manje ili više uspešnih iteracija tokom vremena.



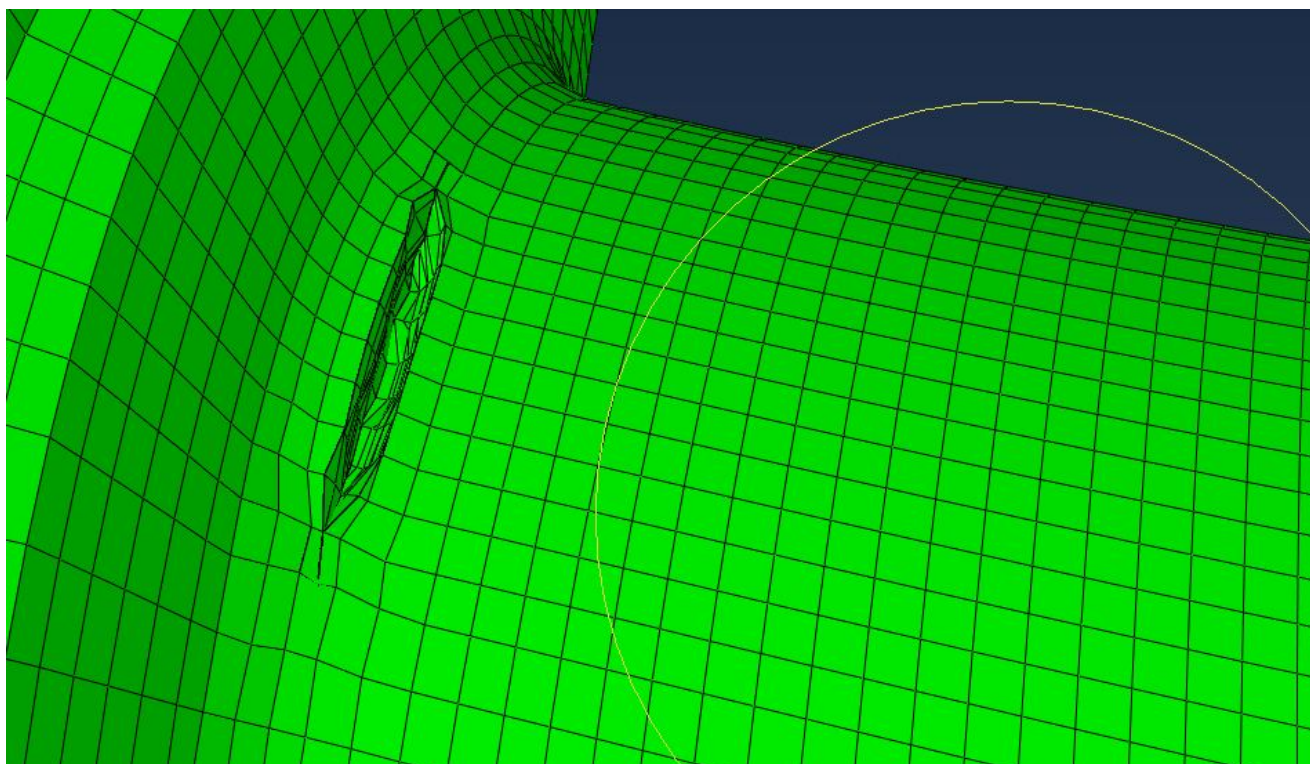
Slika 7.6: Mreža konačnih elemenata

Nakon novousvojenih aproksimacija, izvedena je ponovo numerička simulacija sa novim граниčnim uslovima i sa novim načinom definisanja opterećenja i novom mrežom Slika 7.7. Nakon nekoliko iteracija, koje su za dobijeni su rezultati koji su pokazali dobro slaganje sa realnim slučajem. Rast zamorne prsline kroz kritični presek vratila se može videti na slici 7.8.

Proračun je obuhvatio ukupno 43 koraka, tokom kojih je prsline dostigla svoju kritičnu dužinu. Na slikama koje slede se mogu videti raspodela napona i deformacija u okolini prsline, pri čemu se može videti da su vrednosti napona značajno veće od granice tečenja/zatezne čvrstoće materijala korišćenog pri izradi vratila. Ovakav rezultat je i očekivan, u pogledu vrednosti napona u okolini vrha prsline, gde se javila značajna koncentracija napona. Ovo se može detaljnije videti na slikama 7.9 i 7.10, koje prikazuju napone unutar poprečnog preseka, duž same prsline, koja se nažalost, usled ograničenja korišćenog softverskog paketa (ABAQUS 6.11-3) ne može prikazati na dovoljno detaljan način, pošto nije moguće prikazati presek kroz model istovremeno sa prsline, mada se položaj vrha prsline može orijentaciono odrediti na osnovu raspodele napona, odnosno izgleda konačnih elemenata u njegovoj okolini, koji će uvek biti приметно deformisani.



Slika 7.7: Mreža konačnih elemenata za dinamički model (HEX elementi)



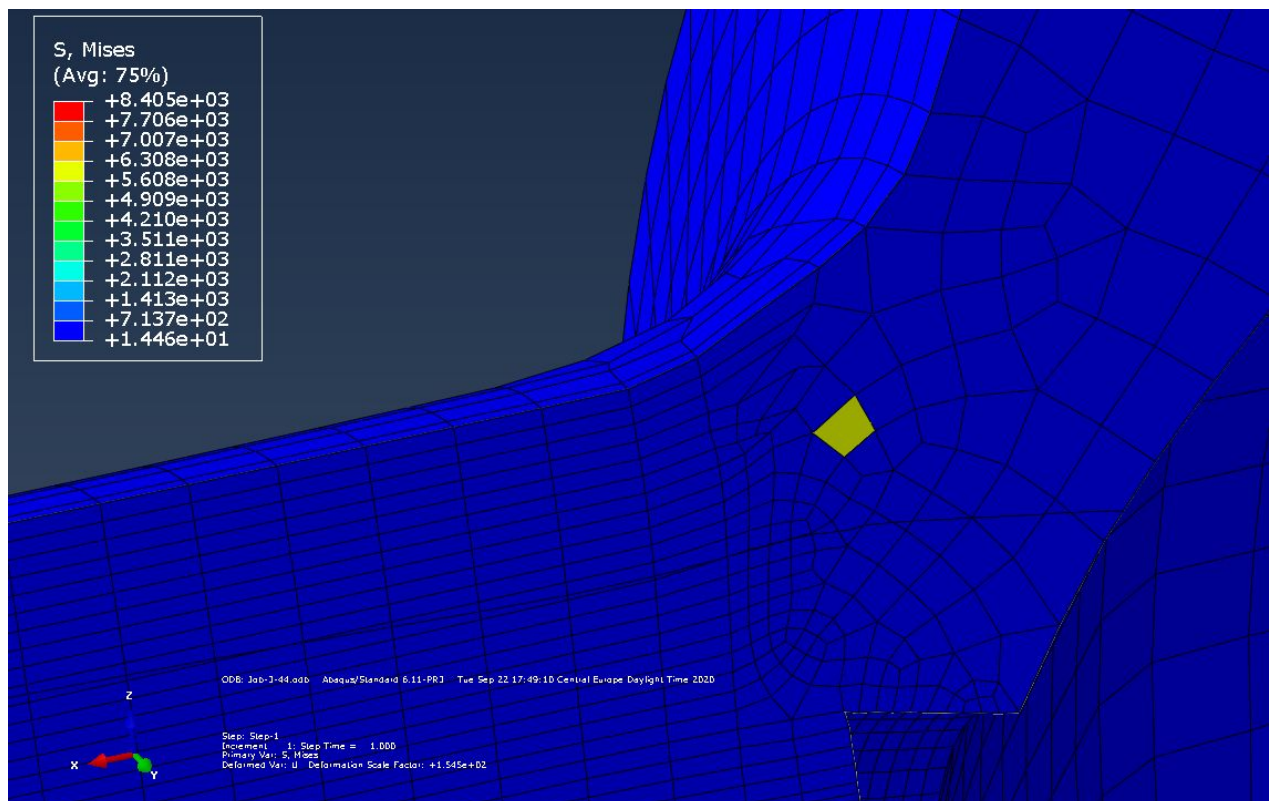
Slika 7.8: Rast zamorne prsline u vratilu kroz kritični presek

Deformacije su takođe bile najizraženije u samoj okolini prsline, kao što je i očekivano, i njihov red veličine je odgovarao očekivanim deformacijama za ovakav slučaj opterećenja i prisustva

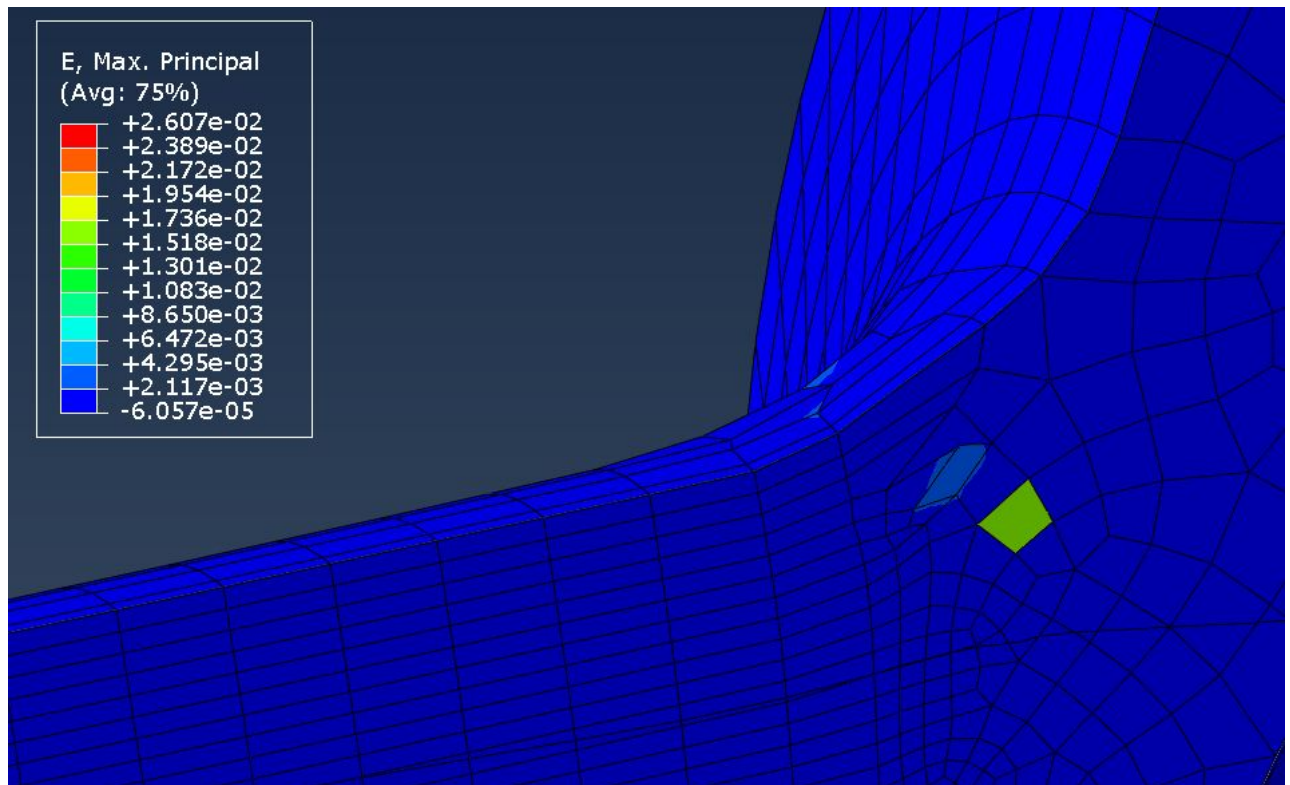
prslina. Iz rezultata se može videti da je prslina prvo napredovala u pravcu dubine i u širinu, da bi u jednom trenutku prestala da se širi i nastavila da napreduje samo u dubinu. Prvobitno je pretpostavljeno da je ovaj efekat izazvan kombinacijom opterećenja koje se sastojalo od dva momenta (moment savijanja usled sopstvena težina i torzija), da bi se pokazalo da to ipak nije bio slučaj – u varijantama modela gde je moment torzije isključen i zamenjen ekvivalentnim opterećenjem, dobilo se identično ponašanje prslina u pogledu pravacu njenog rasta.

Uprkos tome, primena raspodeljenog opterećenja, koja je dala ponašanje približnije čistom savijanju, je poboljšala ponašanje modela u smislu da je omogućilo da prslina dodatno raste čak i nakon što počne da „skreće“. Takođe treba napomenuti da je ovakav način definisanja opterećenja u značajnoj meri smanjio i ograničio skretanje prslina, što je značajno doprinelo realnijoj simulaciji njenog rasta. Drugim rečima, sa nešto drugačije usvojenim opterećenjem, numerički simulirani rast prslina je izgledao mnogo približnije stvarnom stanju u vratilu.

Ovde je potrebno napomenuti da je koncentracija napona na drugim mestima gde je dolazilo do nagle promene geometrije bila zanemarljiva ili čak nepostojeća, čime je potvrđena pretpostavka da te oblasti neće biti od značaja za proračun, pre svega zbog njihove udaljenosti od kritičnog preseka. Nakon toga je zaključeno da postoji mogućnost da se poprečni presek vratila udaljen od kritičnog preseka sa prslinom aproksimira kao jedna ravna površina, čime je sam proces generisanja mreže konačnih elemenata ne samo pojednostavljen, već i omogućen.



Slika 7.9: Raspodela ekvivalentnih napona u okolini prslina u kritičnom preseku



Slika 7.10: Raspodela deformacija u okolini prsline

Kao što je prethodno pomenuto, najvažniji parametar ovog proračuna je bio broj ciklusa potreban da prslina naraste od početne dužine 37 mm do kritične dužine od 66,7 mm. Treba istaći da je ovako velika početna dužina prsline izabrana pre svega iz praktičnih razloga i da predstavlja ulazni parametar koji se može jako lako promeniti po potrebi, što opet predstavlja veliku prednost primene proširene (kao i klasične) metode konačnih elemenata. Sve ovo naravno važi pod uslovom da su ulazni parametri prethodno određeni analitički (broj ciklusa) ili eksperimentalno (koeficijenti Paris-ove jednačine, C i m), jer bez realne osnove u ovom slučaju nema ni dovoljno merodavne numeričke simulacije.

Što se samih praktičnih razloga za ovakav izbor početne dužine prsline, ona je usvojena kao 37 mm zbog:

- Činjenice da se ova dužina dobro uklapala sa veličinom konačnih elemenata, pošto je poželjno da prslina zahvati bar nekoliko elemenata. Zbog velike dimenzije samog vratila, i sami konačni elementi su bili mnogo veći nego što je uobičajeno, čak i u okolini same prsline. Početna i kritična dužina prsline imaju izrazito velike vrednosti, ali one su i dalje male u poređenju sa samom debljinom vratila u kritičnom preseku, koja je iznosila 290 mm. Stoga je ukupan broj konačnih elemenata u samom modelu, sa svim skraćanjima i aproksimacijama i dalje bio veoma veliki.
- Trajanja samog proračuna; sa manjom početnom dužinom prsline, broj ciklusa do otkaza bi se značajno povećao, što bi za rezultat imalo i mnogo veći broj koraka i

proračun koji bi trajao značajno duže. S obzirom na prosečno trajanje proračuna u ovakvim slučajevima (koje može da traje i do jednog dana), jasno je da je u interesu bilo da se usvoji dužina koja će omogućiti razumno dug proračunski period, kako bi se u kasnijim fazama simulacije oslanjali na prvobitne rezultate, koji nisu toliko vremenski zahtevni.

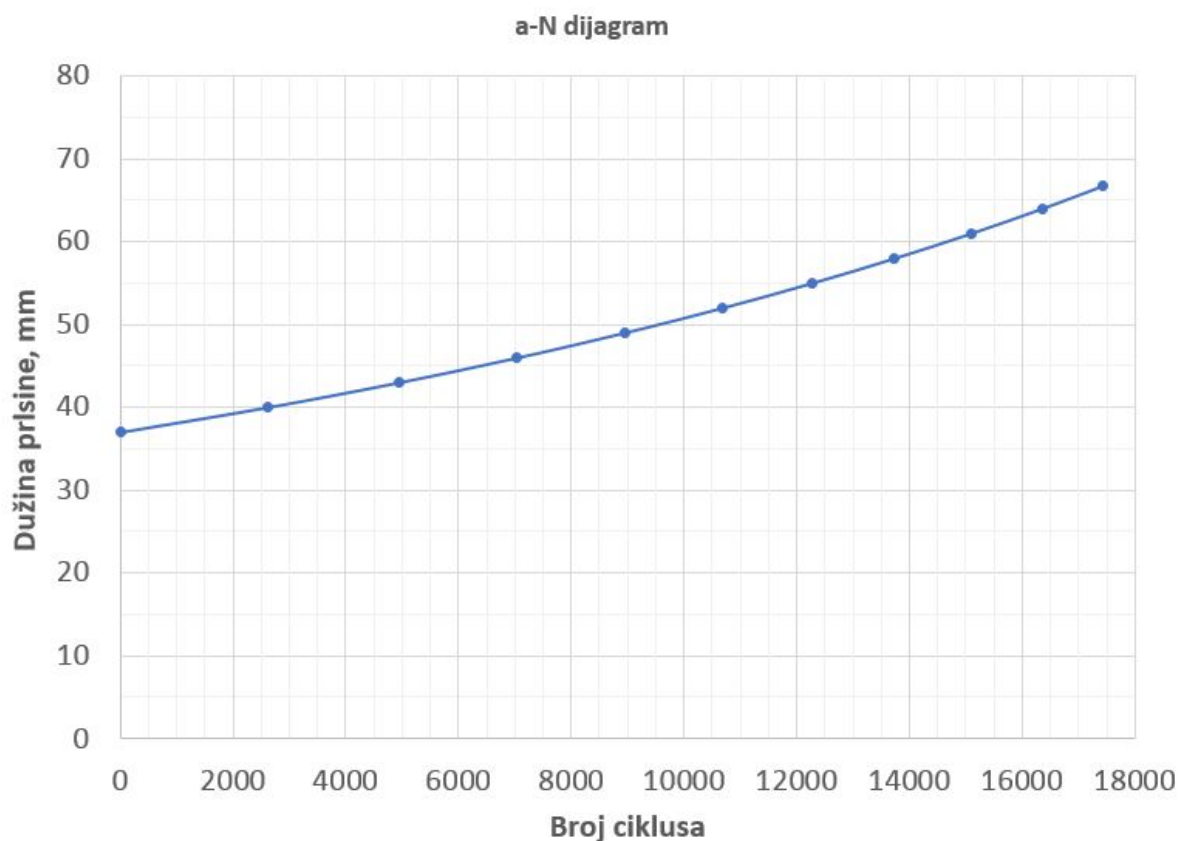
Još jedna napomena vezana za veličinu konačnih elemenata, u ovom slučaju mreža u okolini vrha prsline, mreža nije bila značajno progušćena, kao što je inače praksa u metodi konačnih elemenata, što se tiče kritičnih lokacija čiji rezultati su bili najbitniji za ovo istraživanje. U slučaju proračuna zamora, utvrđeno je da značajno usitnjavanje mreže neće u velikoj meri uticati na konvergenciju, ali će zato imati veoma nepovoljan uticaj na trajanje i uopšte izvodljivost proračuna.

Mreža konačnih elemenata prikazana na slici 7.6 je usvojena nakon nekoliko pokušaja sa značajno manjim elementima (jedna od tih iteracija se može videti na slici 7.4, gde je mreža primetno gušća u okolini prsline). Ova serija pokušaja je pokazala da nema smisla preterano usitnjavati konačne elemente u slučaju ovakve analize, te se od te prakse odustalo i usvojeni su elementi sličnih dimenzija kao i u ostatku vratila. Tako da je sam proračun značajno poboljšan u pogledu efikasnosti, preciznosti i izvodljivosti. Zanimljivo je napomenuti da je ovakav pristup definisanju mreže konačnih elemenata u slučaju simulacija zamora relativno novijeg datuma, i da je ovo jedini autoru poznati slučaj u kom pristup obrnut od uobičajenog (uobičajni pristup je finija mreža u kritičnim mestima) daje primetno bolje rezultate.

U pogledu rezultata vezanih za zamorni vek, odnosno parametre mehanike loma, dobijeni su brojevi ciklusa po koraku, kao i odgovarajući faktori intenziteta napona, pri čemu je najznačajniji naravno bio K_I , s obzirom na prirodu opterećenja kojem je vratilo izloženo, odnosno na ponašanje materijala pri lomu (krto, odnosno u području linearno-elastične mehanike loma). U ovom slučaju vrednosti K_{II} i K_{III} su bile zanemarljivo male, i rezultujući efektivni faktor intenziteta napona je bio neprimetno veći od K_I .

Na osnovu rezultata koje ABAQUS generiše u formi .txt fajlova su napravljene odgovarajuće tabele, koje su zatim upotrebljene kao osnova za izradu dijagrama koji pokazuju zavisnost faktora intenziteta napona K_I , odnosno dužine prsline (od početnih 37 do kritičnih 66,7 mm) od broja ciklusa opterećenja.

Konkretno, rezultati su prikazani u formi tabela za FIN (tabela 7.1) i dužinu prsline (tabela 7.2), u zavisnosti od broja ciklusa, odnosno u formi dijagrama na slikama 7.11 i 7.12 (broj ciklusa – dužina prsline i broj ciklusa – faktori intenziteta napona, respektivno).



Slika 7.11: Dijagram a-N (dužina prsline – broj ciklusa), dobijen numeričkom simulacijom

Dužina prsline je data u milimetrima i u skladu sa time je odabrana i jedinica za faktore intenziteta napona - $\text{MPa}\sqrt{\text{mm}}$. U slučaju tabele vezane za a-N dijagram, prikazane su vrednosti dužine prsline sa korakom od 3 mm, s obzirom na njen značajan rast tokom simulacije.

Tabela 7.1: Numerički određene vrednosti broja ciklusa u odnosu na dužinu prsline

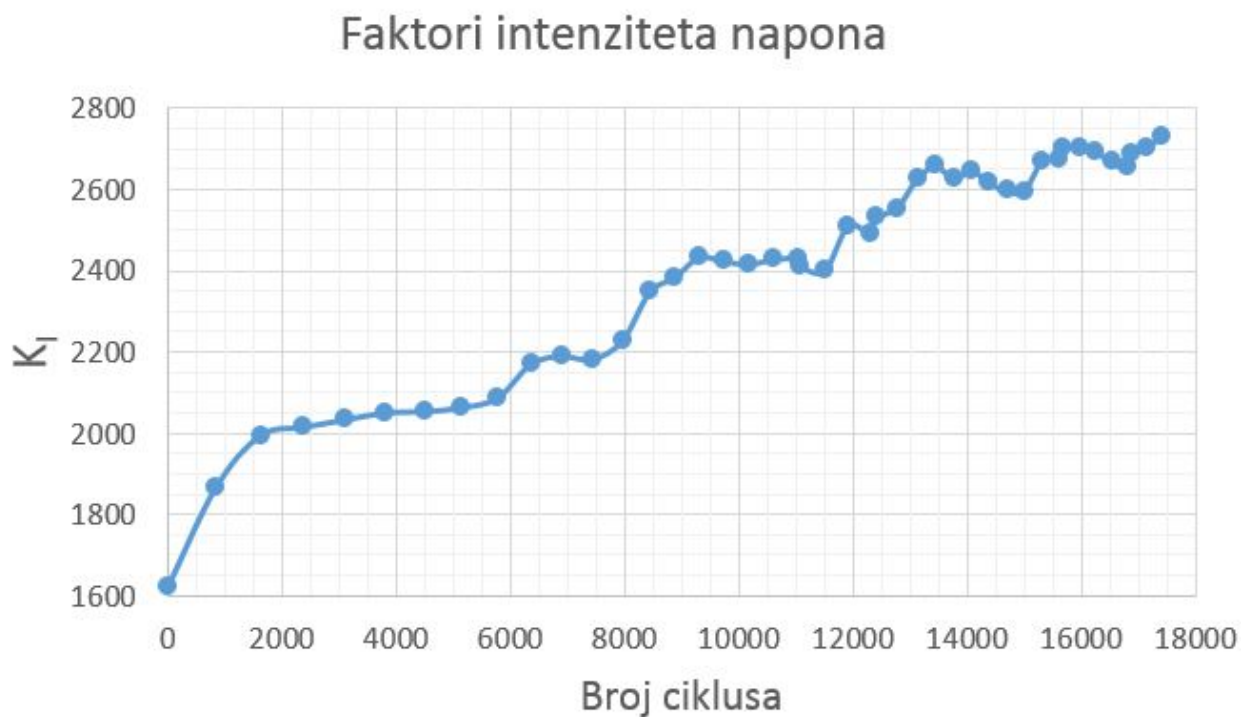
Dužina prsline	Broj ciklusa	Dužina prsline	Broj ciklusa
37	0	55	12273
40	2609	58	13740
43	4941	61	15097
46	7043	64	16358
49	8944	66.7	17419
52	10680		

Tabela 7.2: Numerički određene vrednosti faktora intenziteta napona u zavisnosti od broja ciklusa

Broj ciklusa	Faktor intenziteta napona
0	1623,2
842	1868,25
1623	1995,65
2369	2015,81
3099	2034,06
3806	2051,13
4490	2054,21
5150	2063,82
5779	2087,84
6354	2170,63
6888	2190,83
7428	2182,84
7958	2227,91
8445	2349,23
8879	2383,84
9299	2433,62
9729	2425,1
10163	2416,63
10596	2428,44
11024	2431,29
11066	2413,29
11506	2401
11920	2512,06
12312	2492,19
12399	2532,36
12771	2554,59
13123	2626,09
13454	2658,76
13776	2626
14079	2648,61

Tabela 7.2 (nastavak): Numerički određene vrednosti faktora intenziteta napona u zavisnosti od broja ciklusa

Broj ciklusa	Faktor intenziteta napona
14387	2617,71
14699	2597,67
15005	2597,21
15315	2670,69
15610	2677,05
15688	2703,35
15965	2703,8
16244	2696,16
16525	2668,05
16810	2654,14
16884	2687,09
17150	2703,54
17419	2733,53



Slika 7.12: Promena faktora intenziteta napona u zavisnosti od broja ciklusa dobijena numeričkom simulacijom

7.2 Diskusija dobijenih rezultata

U ovom delu biće analizirani rezultati koji su dobijeni numeričkim i analitičkim pristupom.

Što se samog broja ciklusa tiče, može se videti da je rezultat dobijen numerički sa konzervativne strane, odnosno da su vrednosti nešto niže u odnosu na analitički broj ciklusa. Analitički određen broj ciklusa je iznosio 24,158, dok je numerički dobijen broj ciklusa bio 17,419 što znači da je razlika između dva proračuna bila oko 28%, što je i dalje prihvatljiva preciznost kada se poredе numerički i analitički i/ili eksperimentalni rezultati, pre svega usled potreba za aproksimiranim uslovima opterećenja i graničnih uslova, kao i činjenice da se u metodi konačnih elemenata pretpostavlja da je materijal idealan i homogen, što u realnim uslovima neće nikad biti slučaj.

U pogledu vrednosti faktora intenziteta napona, koji je usvojen kao merodavan parametar mehanike loma usled činjenice da je u pitanju prevashodno krt lom, odnosno da se materijal ponašao u skladu sa zakonima linearno-elastične mehanike loma, one su postepeno rasle, sa приметnim skokovima u pojedinim trenucima, pri čemu je početna vrednost faktora intenziteta napona je iznosila $1623 \text{ MPa}\sqrt{\text{mm}}$. Pri kraju proračuna, neposredno pre dostizanja kritične dužine prslina, faktor intenziteta napona je porastao do vrednosti od $2733 \text{ MPa}\sqrt{\text{mm}}$. U kasnijim fazama napredovanja zamorne prslina, faktori intenziteta napona su se ujednačili, a nagib krive se smanjio, uz povremeno neznatno smanjenje u vrednostima. Ovakvi rezultati ukazuju na mogućnost dalje optimizacije modela, kako bi se dobila kriva lepšeg i pravilnijeg izgleda.

Dobijeni rezultati su pokazali solidno slaganje sa analitičkim vrednostima, čime je primena ovakvog pristupa simuliranja ponašanja vratila sa zamornom prslinom u kritičnom poprečnom preseku potvrđena. Naravno, sve ovo je bilo zasnovano na eksperimentalno određenim mehaničkim osobinama materijala, kao i vrednostima koeficijenata Paris-ove jednačine, koji su izraženi u milimetrima iz praktičnih razloga, što je bio slučaj i sa faktorima intenziteta napona. Ne treba zaboraviti brojne aproksimacije koje su usvojene kako bi se proračun pojednostavio, a u nekim slučajevima i kako bi uopšte bilo moguće da se izvede.

Cilj ovog proračuna je bio da se dobije dovoljno precizan rezultat, nakon čega bi se on koristio kao osnova za druge, slične modele. Ovde se pojavljuje veliki broj mogućnosti za dalje istraživanje, pre svega u pogledu drugih materijala (promena ulaznih mehaničkih osobina materijala je veoma jednostavan i brz proces), geometrije (veće ili manje zaobljenje), ali i početne dužine prslina, čije variranje bi u značajnoj meri uticalo na broj ciklusa. Naravno, simulacija koja bi obuhvatala druge materijale bi takođe zahtevala izmene u pogledu parametara mehanike loma, pošto bi kritična dužina prslina, određena u skladu sa prethodno pominjanom formulom, bila drugačije usled različite vrednosti kritičnog faktora intenziteta napona, odnosno žilavosti loma.

Stoga se može zaključiti da bi dalja istraživanja u ovom pravcu obuhvatala promene početne dužine prsline, kako bi se potvrdilo da model funkcioniše za različite početne uslove u slučaju istog materijala. Nakon ovoga bi usledela faza gde se koriste drugačije geometrije i/ili materijali. Dodatni motiv za ovakav pristup leži u činjenici da je jedan od zaključaka koji će kasnije biti nešto detaljnije opisani bio da je prelazno zaobljenje u okolini kritičnog poprečnog preseka bio manji nego što je trebalo. Ovo je potvrđeno i u praksi, nakon što je usvojen nešto veći radijus zaobljenja tokom reparaturnog zavarivanja predmetnog vratila.

8. ZAKLJUČAK

Danas je praktično nezamislivo da u bilo kojoj oblasti industrije se ne koristi rotaciona oprema (pumpe, ventilatori, vratila turbina na hidroelektranama, automobilska industrijam, kompresori, rotaciona oprema u petrohemijskoj industriji itd.). Predmet ove doktorske disertacije je istraživanje i ponašanje rotacione opreme u prisustvu prsline u cilju ocene njenog integriteta i veka. Posebna pažnja je posvećena mestima koncentracije napona (kao što su promene radijusa), jer se krti lomovi rotacione opreme po pravilu događaju upravo na takvim mestima. Radi detaljnog proučavanja nastanka i rasta prsline, primenjeni su principi mehanike lome, jer klasičan pristup konstruisanju i projektovanju opreme preko faktora koncentracije napona u ovom slučaju nije dovoljan. Primenom parametara mehanike loma, kao što je faktor intenziteta napona čiji opseg definiše brzinu rasta prsline (Parisov zakon), a čija kritična veličina (žilavost loma) određuje kritičnu dužinu prsline, je određen zamorni vek vratila, kako analitičkim, tako i numeričkim metodama.

Osnovni cilj disertacije je bio da se utvrdi i objasni kompleksno ponašanje rotacione opreme, odnosno vratila turbine u prisustvu prsline nastalih usled zamornog opterećenja na mestima koncentracije napona. Poseban cilj je bio da se utvrdi zavisnost brzine rasta prsline od veličine prsline za datu geometriju na osnovu čega je moguće proceniti integritet i vek rotacione opreme, ukoliko su naravno poznata svojstva materijala. Na osnovu ranije urađenih ekperimentalnih rezultata, urađena je simulacija ponašanja modela, u ovom slučaju vratila turbine u nešto prisustvu zamorne prsline na mestu koncentracije napona. Prilikom izrade simulacije korišćen je programski paket ABAQUS i njegov dodatak koji se koristi za simulaciju zamora primenom proširene metode konačnih elemenata, Morfeo/Crack. U okviru disertacije urađeno je sledeće:

- Detaljno je sakupljena, proučena i sistematizovana naučna literatura iz oblasti vezanih za sve aspekte ove disertacije.
- Izrada realnog modela vratila turbine u programskom paketu SolidWorks, analizirana su opterećenja vratila, kako analitičkim tako i proširenom metodom konačnih elemenata u programskom paketu ABAQUS 6.11-3.
- Detaljno je analizirano ponašanje turbinskog vratila na zamor u prisustvu prsline, kao i određivanje vremena do nastanka kritične dužine prsline u programskom paketu Morfeo/Crack.
- Integracija Parisovog zakona u svakom koraku rasta prsline.
- Rezultati dobijeni numeričkim putem upoređeni su sa analitičkim izrazima i data je detaljna analiza dobijenih rezultata.

Na osnovu rezultata dobijenih u ovoj doktroskoj disertaciji može se zaključiti da turbinsko vratilo sa inicijalnom prsline od 37 mm će dostići kritičnu dužinu od 66,7 mm za samo 17419 ciklusa, što je negde nešto manje od 5 radnih časova. Manja inicijalna prsline (koja bi odgovarala realnijim uslovima eksploatacije 1-2 mm), sa naravno manjim amplitudama napona dala bi mnogo veći broj ciklusa.

Treba naglasiti da je ostalo prostora da se numerički modeli dodatno unaprede, budući da su rađeni sa dosta aproksimacija (što je česta praksa u numerici), uglavnom uslovljenih geometrijom i graničnim uslovima. Takođe prilikom izrade numeričke simulacije kao ulazni parametri su korišćeni naponi koji su dobijeni analitičkim putem, jer su konzervativniji.

Dalje istraživanje u ovom pravcu bi obuhvatilo variranje početne dužine prsline, njen položaj, kao i izradu modela od materijala sa značajno drugačijim mehaničkim i zamornim osobinama. Ono što je očigledno jeste da turbinsko vratilo (pod ovim se podrazumeva materijal od kojeg je napravljeno, kao i sama geometrija vratila) koje je korišćeno prilikom ove simulacije ne može da izdrži prsline veoma dugo. Ovo nameće zaključak da je za ovakav tip opreme potrebno redovno i detaljno ispitivanje metodama bez razaranja, najbolje kombinovanjem površinskih metoda kao što su tečni penetranti ili magnetne čestice, kao i zapremiskim metodama, npr. ultrazvučno ispitivanje, posebno ako se uzme u obzir da ovakav tip opreme radi u veoma korozivnim sredinama (voda) i sa velikim amplitudama napona.

Osim prethodno navedenih osnovnih zaključaka, treba napomenuti da se u orginalne naučne doprinose ove doktorske disertacije mogu svrstati razvijeni numerički modeli i eksperimentalne procedure koji imaju veliku primenljivost u oblasti procene integriteta rotacione opreme.

Naučni doprinosi, imajući u vidu rezultate dobijene eksperimentalnim istraživanjem i numeričnom simulacijom, su sledeći:

- Pouzdan i relativno precizana procena integriteta i veka rotacione opreme, ilustrovana na primeru vratila turbine,
- Određivanja otpornosti na krti lom materijala vratila u zavisnosti od njegovog stanja,
- Određivanje veka opreme za oblike prsline koji su tipični za rotacionu opremu, a u zavisnosti od veličine prsline.

9. LITERATURA

- [1] Dejan Momcilovic, Zoran Odanovic, Radivoje Mitrovic, Ivana Atanasovska, Tomaz Vuherer, Failure analysis of hydraulic turbine shaft, 'Engineering Failure Analysis 20 (2012) 54–66
- [2] A.P. Bovsunovsky, Efficiency analysis of vibration based crack diagnostics in rotating shafts, Engineering Fracture Mechanics, <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfracmech.2017.01.014>
- [3] TORBEN LORENTZEN, NIELS E. KJAERS and TORBEN K. HENRIKSEN, Primena mehanike loma na površinske prsline na vratilu, Engineering Fracture Mechanics Vol. 23, No. 6, pp. 1005-1014, 1986
- [4] Evgeniia Georgievskaiia, Justification of the hydraulic turbines lifetime from the standpoint the fracture mechanics, Structural Integrity Procedia 13 (2018) pp 971–975
- [5] U. Zerbst, C. Klinger, R. Clegg, FRACTURE MECHANICS AS A TOOL IN FAILURE ANALYSIS – PROSPECTS AND LIMITATIONS, Engineering Failure Analysis, Volume 55, September 2015, Pages 376-410
- [6] G. Pantazopoulos . S. Papaefthymiou, Failure and Fracture Analysis of Austenitic Stainless Steel Marine Propeller Shaft, DOI 10.1007/s11668-015-0024-7
- [7] W. S. BLACKBURN CA., CALCULATION OF STRESS INTENSITY FACTORS FOR STRAIGHT CRACKS IN GROOVED AND UNGROOVED SHAFTS, Engineering Fracture Mechanics Vol. 8, No. 6, pp. 731-736, 1976
- [8] P. Rubio, J. Bernal, B. Muñoz-Abella, L. Rubio, A closed expression for the Stress Intensity Factor of concave fatigue cracks in rotating shafts, Engineering Fracture Mechanics 214 (2019) 233–247
- [9] *Miodrag Arsić, Radovan Karić, Aleksandar Sedmak, Meri Burzić, Brane Vistić, METODOLOŠKI PRISTUP PROCENE I INTEGRITETA I VEKA ROTACIOANE OPREME U HIDROELEKTRANI TURBINSKO VRATILO,*
UDK /UDC: 620.172.24:621.224
- [10] Miodrag Arsić, Srđan Bošnjak, Vencislav Grabulov, Mladen Mladenović¹, Zoran Savić, Use of Non-Destructive Tests for the Assessment of Integrity and Service Life of Hydro-Mechanical Equipment, Advanced Materials Research, ISSN: 1662-8985, Vol 1146, pp 9-16, 2018
- [11] BRANE VISTAĆ, MIODRAG ARSIĆ, VUJADIN ALEKSIĆ, MLADEN MLADENović I DRAGAN JAKOVIĆ, Tehnologija reparaturnog zavarivanja vratila turbine na hidroelektrani Đerdap bez demontaže agregata, Zbornik Međunarodnog kongresa o procesnoj industriji – Procesing, [S.l.], Vol. 23, No. 1, Maj 2017.
- [12] NEMANJA GOSTOVIĆ, ALEKSANDAR ĐORĐEVIĆ REPARATURA TURBINSKOG VRATILO A8 NA HE ĐERDAP II, Zbornik Međunarodnog kongresa o procesnoj industriji – Procesing, [S.l.], Vol. 23, No. 1, Maj 2017.

- [13] Z. Odanović, V. Grabulov, M. Arsić, M. Djurdjević, B. Katavić, IZBOR OPTIMALNOG DODATNOG MATERIJALA ZA REPARATURNO ZAVARIVANJE VRATILA TURBINE HIDROCENTRALE NA LICU MESTA, SCIENCE-RESEARCH-DEVELOPMENT, UDK / UDC: 621.791:621.224-233.1
- [14] Dokumentacija proizvođača turbinskog vratila agregata 6, LMZ St Petrburg
- [15] ELABORAT O ISPITIVANJU MATERIJALA I ANALIZI UZROKA LOMA VRATILA TURBINE A6 – HE ĐERDAP 2 Br. 421116 – 147, *Institut za ispitivanje materijala a.d. Beogradn Laboratorija za ispitivanje metala*
- [16] https://www.eps.rs/lat/djerdap/Stranice/he_djerdap2.spx
- [17] https://www.wikipedia.org/wiki/Hidroelektrane_u_Srbiji
- [18] https://www.wikipedia.org/sr-el/Hidroelektrana_Djerdap_II
- [19] Podaci o HE Đerdap II dobijeni od zaposlenih na HE
- [20] ГОСТ 977-88 Отливки стальные. Общие технические условия
- [21] SRPS EN 10002-1:1996 Metalni materijali - Ispitivanje zatezanjem - Deo 1: Metoda (ispitivanja na sobnoj temperaturi)
- [22] SRPS EN ISO 6892-1:2012 Metalni materijali — Ispitivanje zatezanjem — Deo 1: Metoda ispitivanja na sobnoj temperaturi
- [23] ГОСТ 1497-84. Металлы. Методы испытаний на растяжение (с Изменениями N 1, 2, 3) МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ МЕТАЛЛЫ, Методы испытаний на растяжение - Metals. Methods of tension test
- [24] SRPS EN ISO 148-1:2012 Metalni materijali — Ispitivanje udarom Šarpijevim klatnom — Deo 1: Metoda ispitivanja
- [25] ГОСТ 9454-78 Металлы. Метод испытания на ударный изгиб при пониженных, комнатной и повышенных температурах (с Изменениями N 1, 2)
- [26] SRPS C.A4.003:1986 Mehanička ispitivanja metala - Ispitivanje tvrdoće po Brinelu
- [27] SRPS EN ISO 6506-1:2011 Metalni materijali — Ispitivanje tvrdoće po Brinelu — Deo 1: Metoda ispitivanja
- [28] ГОСТ 25.502-79. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость (с Изменением N 1)
- [29] Manjgo, M.Š., *Kriterijumi prihvatljivosti prslina u zavarenom spoju posuda pod pritiskom od mikrolegiranih čelika*, in *Mašinski Fakultet u Beogradu*. 2008, Univerzitet u Beogradz: Beograd.
- [30] P. Paris, G.S., *Stress Analysis of Cracks*, in *Fracture Toughness Testing and its Applications (West Conshohocken, PA: ASTM International, 1965)*. 1965. p. 30-81.
- [31] *ASTM E647-08 Standard Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates*.

- [32] Krščanski, S., *ANALIZA UVJETA NASTANKA PUKOTINA I MODEL PROCJENE VIJEKA TRAJANJA KONSTRUKCIJA*. 2013: Rijeka.
- [33] Beden, S.M.A., S.; Ariffin, A.K., *Review of Fatigue Crack Propagation Models for Metallic Components*. European Journal of Scientific Research, 2009. 3(28): p. 364-397.
- [34] Forman, R.G., *Numerical Analysis of Crack Growth Propagation in Cyclic-Loaded Structures*. Trans. ASME, J. Basic Eng., 1967. 89(3).
- [35] BS 7448-1:1991 Fracture mechanics toughness tests. Method for determination of K_{Ic} , critical CTOD and critical J values of metallic materials
- [36] ASTM E399 - 20 Standard Test Method for Linear-Elastic Plane-Strain Fracture Toughness of Metallic Materials
- [37] *ASTM E1820-16 Standard Test Method for Measurement of Fracture Toughness*. 2016.
- [38] Miroslav Ognjanović, *Mašinski elementi*, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, 2007
- [39] Taško Maneski: *Kompjutersko modeliranje i proračun struktura*, Mašinski Fakultet, 1998.
- [40] Aleksandar Grbović: *Istraživanje zamornog veka nosećih strukturalnih elemenata izrađenih od superlegura*, doktorska disertacija, Mašinski Fakultet Univerziteta u Beogradu, 2012.
- [41] M. J. Turner, R. W. Clough, H. C. Martin, L. J. Topp, *Stiffness and Deflection Analysis of Complex Structures*, Journal of the Aeronautical Sciences, 23 (9), September 1956.
- [42] K.A. Eldwaib, A. Grbović, A. Sedmak, G. Kastratović, D. Petrašinović, S.A. Sedmak: *Fatigue Life Estimation of Damaged Integral Wing Spar Using XFEM*, Tehnički Vjesnik, Vol. 25, No. 6, 2018
- [43] A. Kreadegh, A. Sedmak, A. Grbović, S.A. Sedmak: *Stringer effect on fatigue crack propagation in A2024-T351 aluminum alloy welded joint*, International Journal of Fatigue, No. 105, pp. 276-282, ISSN 0142-1123, pp. 1837-1842.
- [44] J. Lua et al, *Life Prediction of Aerospace Structures by Combined XFEM and Advanced Fatigue Models*, 51st AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, Orlando, 2010.
- [45] T. Mijatović, A. Milovanović, A. Sedmak, Lj. Milović, K. Čolić: *Integrity assessment of reverse engineered Ti-6Al-4V total hip replacement implant*, Structural Integrity and Life, Vol. 19, No. 3, pp. 237-242
- [46] Katarina Čolić: *Analiza otpornosti na lom biomaterijala za veštački kuk*, doktorska disertacija, Mašinski Fakultet Univerziteta u Beogradu, 2012.
- [47] T. Zhang, N.M. Harrison, P.F. McDonnell, P.E. McHugh, S.B. Leen: *A finite element methodology for wear-fatigue analysis for modular hip implants*, Tribology International, Vol. 65, 2013, pp. 113-127

- [48] D. Kuzmanović, A. Sedmak, I. Obradović, D. Nikolić, Matematička Fizika, Rudarsko-Geološki Fakultet, Beograd, 2003
- [49] Bashir Younise: Micromechanical fracture analysis of high strength steel weldments, doktorska disertacija, Mašinski Fakultet, Univerzitet u Beogradu, 2013.
- [50] A. R. Khoei: Extended Finite Element Method, theory and applications, Wiley, 2015.
- [51] Melenk J. M., Babuška I., The partition of unity finite element method: basic theory and applications, Computational Methods in Applied Mechanics and Engineering, 139, 1996, pp. 289-314.
- [52] Y. Wang, H. Waisman: Material-dependent crack-tip enrichment functions in XFEM for modeling interfacial cracks in bimetals, Int. Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 112, No. 11, 2017
- [53] S. Kumar et al.: New enrichments in XFEM to model dynamic crack response of 2-D elastic solids, International Journal of Impact Engineering, Vol. 87, 2016, pp. 198-211
- [54] <https://www.ansys.com/-/media/ansys/en-gb/presentations/2019-innovation-conference-presentations/2019-inn-conf-day2-failure-crack-initiation-propagation.pdf?la=en&hash=626B30CC46A45FCAF71EF19FEA8B468CEE9269F8>
- [55] G. Jovičić, M. Živković, D. Jovičić, D. Milovanović: Improvement of algorithm for numerical crack modelling, Archives of Civil and Mechanical Engineering, Vol. 10, No. 3, 2010, pp. 19-35.
- [56] E. Džindo, S.A. Sedmak, A. Grbović, N. Milovanović, B. Đorđević: XFEM simulation of fatigue crack growth in a welded joint of a pressure vessel with a reinforcement ring, Archive of Applied Mechanics, Vol. 89, No. 5, pp. 919-926
- [57] Saouma V. E., Lecture Notes in Fracture Mechanics, CVEN-6831, Dept. Of Civil, Environmental and Architectural Engineering, Univ. of Colorado, 2000.
- [58] F.P. Chiang & T.V. Hareesh: Three-dimensional crack tip deformation: an experimental study and comparison to HRR field, International Journal of Fatigue, Vol. 36, 1988, pp. 243-257
- [59] L.A. James: Ramberg-Osgood strain-hardening characterization on an ASTM A302-B steel, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 117, 1995, pp. 341-345
- [60] D. Adalsteinsson, J.A. Sethian: A fast Level Set method for propagating interface, 1994
- [61] Ventura G., Gracie R., Belytschko T., Fast integration and weight function blending in the extended finite element method, International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 77, No. 1, 2008, pp. 1-29.
- [62] Chanine E., Laborde P., Renard Y., Crack tip enrichment in the XFEM using a cutoff function, International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol 75, No. 6, 2008, pp. 629-646.
- [63]. Moës N., Dolbow J., Belytschko T., A finite element method for crack growth without remeshing, International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 4

- [64] C., Dolbow J. E., Sukumar N., Belytschko T., Arbitrary branched and intersecting cracks with the extended finite element method. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 48, No. 12, 2000, pp. 1741-1760.6, No. 1, 1999, pp. 131-150.
- [65] V. Balakrishnan: *All about the Dirac Delta Function, Resonance*, 2003
- [66] Duarte C., Hamzeh O. H., Lyszka T. J., Tworzydło W. W., A generalized finite element method for the simulation of three-dimensional dynamic crack propagation, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 190, No. 15-17, 2001, pp. 2227-2262.
- [67] Narayana, K.B.; Dattaguru B.; Ramamurthy, T.S.; Vijayakumar, K.: „Modified Crack Closure Integral Using Six-noded Isoparametric Quadrilateral Singular Elements”, *Eng. Fract. Mech.*, 6, 36, 945-955, 1990
- [68] Sukumar N., Huang Z. Y., Prvost J. H., Suo Z., Partition of unity enrichment for bimaterial interface cracks, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 59, No. 8, 2004, pp. 1075-1102.
- [69] <https://www.mssoftware.com/product/msc-nastran-embedded-fatigue>
- [70] Rhee H., Salama M., Mixed-mode stress intensity factors solutions for a warped surface flaw by three-dimensional finite element analysis, *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 28, No. 2, 1987, pp. 203-209.
- [71] http://www.cenaero.be/Page_Generale.asp?DocID=27331&la=1&langue=EN
- [72] N. Milovanović, A. Sedmak, M. Arsic, S.A. Sedmak, Ž. Božić, Structural integrity and life assessment of rotating equipment, *Engineering Failure Analysis*, Volume 113, July 2020

BIOGRAFIJA

Ime i prezime: Nikola Milovanović
Datum rođenja: 26.12.1988.
Mesto rođenja: Valjevo
Porodično stanje: Oženjen

Školovanje:

1995 – 2003 Osnovna škola „Milan Munjas“, Ub, Srbija
2003 – 2007 Srednja škola - Tehnička škola „Ub“, Ub, Srbija
2007 – 2010 Osnovne akademske studije Mašinski fakultet, Univerzitet u Beogradu
2010 – 2012 Master akademske studije, Mašinski fakultet, Univerziteta u Beogradu, katedra za termotehniku
2014 - trenutno Doktorske studije Mašinski fakultet, Univerziteta u Beogradu, katedra za tehnologiju materijala

Radno iskustvo:

2012 - 2013 Eurometal d.o.o., Ub – Inženjer projektant
2013 – 2014 Markant d.o.o., Valjevo – Inženjer u proizvodnji
2014 – 2016 Institut za Ispitivanje Materijala Srbije – IMS a.d. – diplomirani inženjer saradnik
2016 – 2018 Termoenergetik plus d.o.o., Imenovano telo za OPP – Inspektor za opremu pod pritiskom – part time
2016 - 2019 Istraživač pripravnik, Inovacioni centar, Mašinski fakultet Beograd
2019 – trenutno Istraživač saradnik / Kontrolor za opremu pod pritiskom, Inovacioni centar, Mašinski fakultet Beograd

Prilog 1

Izjava o autorstvu

Potpisan

Nikola Milovanović

broj indeksa

D16/2014

Izjavljujem:

da je doktorska disertacija pod naslovom:

***PROCENA INTEGRITETA ROTACIONE OPREME PRIMENOM
PARAMETARA MEHANIKE LOMA***

- rezultat sopstvenog istraživačkog rada,
- da predložena disertacija u celini ni u delovima nije bila predložena za dobijanje bilo koje diplome prema studijskim programima drugih visokoškolskih ustanova,
- da su rezultati korektno navedeni i
- da nisam kršio autorska prava i koristio intelektualnu svojinu drugih lica.

Potpis doktoranda

Beograd, 09.09.2020.

Prilog 2

Izjava o istovetnosti štampane i elektronske verzije doktorskog rada

Ime i prezime autora : Nikola Milovanović

Broj indeksa : D16/2014

Studijski program : Doktorske Akademske Studije - DAS

Naslov rada : ***PROCENA INTEGRITETA ROTACIONE OPREME PRIMENOM***

PARAMETARA MEHANIKE LOMA

Mentor Prof. dr Aleksandar Sedmak

Potpisan: Nikola Milovanović

Izjavljujem da je štampana verzija mog doktorskog rada istovetna elektronskoj verziji koju sam predao za objavljivanje na portal **Digitalnog repozitorijuma Univerziteta u Beogradu**.

Dozvoljavam da se objave moji lični podaci vezani za dobijanje akademskog zvanja doktora nauka, kao što su ime i prezime, godina i mesto rođenja i datum odbrane rada.

Ovi lični podaci mogu se objaviti na mrežnim stranicama digitalne biblioteke, u elektronskom katalogu i u publikacijama Univerziteta u Beogradu.

Potpis doktoranda

Beograd, 09.09.2020.

Prilog 3

Izjava o korišćenju

Ovlašćujem Univerzitetsku biblioteku „Svetozar Marković“ da u Digitalni repozitorijum Univerziteta u Beogradu unese moju doktorsku disertaciju pod naslovom:

PROCENA INTEGRITETA ROTACIONE OPREME PRIMENOM PARAMETARA MEHANIKE LOMA

koja je moje autorsko delo.

Disertaciju sa svim priložima predao sam u elektronskom format pogodnom za trajno arhiviranje.

Moju doktorsku disertaciju pohranjenu u Digitalni repozitorijum Univerziteta u Beogradu mogu da koriste svi koji poštuju odredbe sadržane u odabranom tipu licence Kreativne zajednice (Creative Commons) za koju sam se odlučio.

1. Autorstvo
 2. Autorstvo - nekomercijalno
 3. **Autorstvo – nekomercijalno – bez prerade**
 4. Autorstvo – nekomercijalno – deliti pod istim uslovima
 5. Autorstvo – bez prerade
 6. Autorstvo – deliti pod istim uslovima
- (Molimo da zaokružite samo jednu od šest ponuđenih licenci, kratak opis licenci dat je na poleđini lista).

Potpis doktoranda

Beograd, 09.09.2020.

Autorstvo - Dozvoljavate umnožavanje, distribuciju i javno saopštavanje dela, i prerade, ako se navede ime autora na način određen od strane autora ili davaoca licence, čak i u komercijalne svrhe. Ovo je najslobodnija od svih licenci.

2. Autorstvo – nekomercijalno. Dozvoljavate umnožavanje, distribuciju i javno saopštavanje dela, i prerade, ako se navede ime autora na način određen od strane autora ili davaoca licence. Ova licenca ne dozvoljava komercijalnu upotrebu dela.

3. Autorstvo - nekomercijalno – bez prerade. Dozvoljavate umnožavanje, distribuciju i javno saopštavanje dela, bez promena, preoblikovanja ili upotrebe dela u svom delu, ako se navede ime autora na način određen od strane autora ili davaoca licence. Ova licenca ne dozvoljava komercijalnu upotrebu dela. U odnosu na sve ostale licence, ovom licencom se ograničava najveći obim prava korišćenja dela.

4. Autorstvo - nekomercijalno – deliti pod istim uslovima. Dozvoljavate umnožavanje, distribuciju i javno saopštavanje dela, i prerade, ako se navede ime autora na način određen od strane autora ili davaoca licence i ako se prerada distribuira pod istom ili sličnom licencom. Ova licenca ne dozvoljava komercijalnu upotrebu dela i prerada.

5. Autorstvo – bez prerade. Dozvoljavate umnožavanje, distribuciju i javno saopštavanje dela, bez promena, preoblikovanja ili upotrebe dela u svom delu, ako se navede ime autora na način određen od strane autora ili davaoca licence. Ova licenca dozvoljava komercijalnu upotrebu dela.

6. Autorstvo - deliti pod istim uslovima. Dozvoljavate umnožavanje, distribuciju i javno saopštavanje dela, i prerade, ako se navede ime autora na način određen od strane autora ili davaoca licence i ako se prerada distribuira pod istom ili sličnom licencom. Ova licenca dozvoljava komercijalnu upotrebu dela i prerada. Slična je softverskim licencama, odnosno licencama otvorenog koda