

# Modeliranje dinamike suhe dvostruke spojke

---

**Hoić, Matija**

**Doctoral thesis / Disertacija**

**2015**

*Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj:* **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:721686>

*Rights / Prava:* [In copyright](#) / [Zaštićeno autorskim pravom.](#)

*Download date / Datum preuzimanja:* **2025-02-18**

*Repository / Repozitorij:*

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)





Sveučilište u Zagrebu

Fakultet strojarstva i brodogradnje

Matija Hoić

# **MODELIRANJE DINAMIKE SUHE DVOSTRUKE SPOJKE**

DOKTORSKI RAD

Zagreb, 2015.



Sveučilište u Zagrebu

Fakultet strojarstva i brodogradnje

Matija Hoić

# **MODELIRANJE DINAMIKE SUHE DVOSTRUKE SPOJKE**

DOKTORSKI RAD

Mentor:  
Prof. dr. sc. Zvonko Herold

Zagreb, 2015.



University of Zagreb

Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture

Matija Hoić

# **MODELING OF DRY DUAL CLUTCH DYNAMICS**

DOCTORAL THESIS

Supervisor:  
Prof. dr. sc. Zvonko Herold

Zagreb, 2015



## Podaci za bibliografsku karticu

UDK:	629.3.028:519.8:531.4
Ključne riječi:	suha dvostruka spojka, matematičko modeliranje, eksperimentalna identifikacija, toplinska dinamika, trenje, trošenje, podrhtavanje
Znanstveno područje:	TEHNIČKE ZNANOSTI
Znanstveno polje:	Strojarstvo
Institucija:	Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje
Mentor:	Prof. dr. sc. Zvonko Herold
Broj stranica:	210
Broj slika:	158
Broj tablica:	22
Broj korištenih bibliografskih jedinica:	114
Datum obrane:	11.03.2015.
Povjerenstvo:	Prof. dr. sc. Zvonko Herold (FSB, Zagreb) Prof. dr. sc. Nenad Kranjčević (FSB, Zagreb) Prof. dr. sc. Joško Deur (FSB, Zagreb) Izv. prof. dr. sc. Krešimir Grilec (FSB, Zagreb) Prof. dr. sc. Neven Lovrin, (Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci)
Institucija u kojoj je rad pohranjen:	Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu

## Informacije o mentoru

Zvonko Herold rođen je u Osijeku 25. studenog 1953. godine. Osnovnu školu pohađao je u Podravskoj Slatini, a Srednju tehničku strojarskog smjera u Osijeku. Fakultet strojarstva i brodogradnje u Zagrebu upisao je 1974/75. godine, a diplomirao je 1979. godine na usmjerenju Mehaničke konstrukcije s odličnim uspjehom. Po završetku studija zaposlio se u poduzeću "Graditelj" iz Podravske Slatine, gdje je radio godinu dana u Sektoru za razvoj. Od 1. studenog 1980. stalno je zaposlen na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu na Katedri za elemente strojeva i konstruiranje kao asistent, a od 1998. kao viši asistent. Početkom 2001. godine izabran je za docenta, 2006. za izvanrednog profesora, te 2012. za redovitog profesora. Od 2005. godine radi na Zavodu za motore i transportna sredstva, pri Katedri za transportne uređaje i konstrukcije. Bio je Predstojnik Zavoda u jednom mandatnom razdoblju, a trajno je Voditelj Katedre. Na FSB-u je predavao kolegije: Tehničku dokumentaciju, Računalnu i inženjersku grafiku, Tehničko crtanje, Znanost o konstruiranju, Elemente strojeva, Proračun i oblikovanje zavarenih konstrukcija, Proračun spojeva konstrukcija, Prenosila i dizala, Tehnologično oblikovanje, a sad predaje Transportne uređaje, Projektiranje transportnih uređaja, Žičare i Građevinske strojeve.

Aktivno je sudjelovao u realizaciji osam znanstvenih projekata, te objavio 35 znanstvenih radova, ali treba posebno istaći i opsežan stručan rad ostvaren u suradnji s gospodarstvom na razvoju novih konstrukcija te izradi studija, elaborata i ekspertiza. Radio je u autorskom timu projekta "Hrvatska baština drvene brodogradnje" na poslovima istraživanja, snimanja brodskih formi i gradnji modela brodova. Od 2005. godine uspješno surađuje sa interdisciplinarnim timom na međunarodnim bilateralnim projektima u istraživanju mehatroničkih sustava vozila (financiranih od Ford Motor Company i Jaguar-Land Rover Research).

Stručni ispit položio je pred komisijom Ministarstva zaštite okoliša i prostornog uređenja Republike Hrvatske 08. veljače 2000. godine. Član je Hrvatskog društva za elemente strojeva i konstruiranje, Hrvatske komore inženjera strojarstva i međunarodnog udruženja The Design Society.

## Zahvala

*Tokom provođenja istraživanja opisanih u ovom radu imao sam sreću što su mi pomogli brojni profesori i kolege. Bez njihove pomoći ovaj rad bi svakako puno izgubio na kvaliteti i opsegu.*

*Na početku, zahvaljujem se mentoru, **prof. dr. sc. Zvonku Heroldu** na pruženoj pomoći, stručnim savjetima i kritičkom osvrtu na rad. Poseban naglasak moram staviti na pomoć i savjete vezane uz formiranje mjernih postava.*

*Tvrtka Ford Motor Company financijski je i logistički poduprla istraživanje predstavljeno u ovom radu kroz uspješnu suradnju s istraživačkim centrima u Dearbornu, MI te Koelnu, SR Njemačka. Posebnu zahvalnost dugujem **dr. sc. Vladimiru Ivanoviću, gosp. Hongu Jiangu, dr. sc. Ericu Tsengu** te **dr. sc. Davoru Hrovatu** iz Ford Research and Innovation Center, Dearborn za brojne korisne rasprave te ustupljene komponente sustava potrebnih za predmetno istraživanje. Također, zahvalnost dugujem i **gosp. Christianu Meyeru, Andreasu Tissotu** te **Torstenu Sude** iz istraživačkog centra u Koelnu na ustupljenim uzorcima tarnih materijala.*

*Veliku zahvalnost dugujem **prof. dr. sc. Jošku Deuru** na brojnim uputama i prijedlozima u smjeru istraživanja. Svakako se moram zahvaliti i na pomoći u formiranju procedura za obradu eksperimentalnih rezultata te za programiranje upravljačkih procedura za izvođenje pokusa. Njegov kritički osvrt na tekstove članaka i izvještaja, te stoga posljedično i na tekst ovog rada, znatan je doprinos njihovoj kvaliteti.*

***Prof. dr. sc. Nenadu Kranjčeviću** zahvaljujem na vremenu koje je utrošio na brojne rasprave i pomoć u radu vezanom uz mehanizam za kompenzaciju trošenja. Također, potrebno je naglasiti njegov značajan doprinos uz **doc. dr. sc. Milana Kostelca** na konstrukciji ovjesa glave tribometra. Zahvalnost dugujem i **doc. dr. sc. Danijelu Pavkoviću** koji je sudjelovao u programiranju sustava upravljanja vertikalne osi tribometra.*

*Kolegama dugujem zahvalnost za pomoć u pripremi postava i izvođenju pokusa. **Dr. sc. Mario Hrgetić** uvelike mi je pomogao pripremom i ugradnjom odgovarajućih osjetnika za svaki od postava uključujući i ugradnju većeg broja termoparova što je zahtijevalo puno strpljenja i mirnu ruku. **Anti Komljenoviću, mag. ing. mech.**, veliku zahvalnost dugujem za pomoć u izvođenju pokusa, posebice tokom dugotrajnih pokusa trošenja, kako na spojci, tako i na tribometru.*

*Također vezano uz pokuse trošenja provedene na tribometru, **doc. dr. sc. Tatjani Haramini, Lovri Fulanoviću, mag.ing.mech.** te tehničkoj suradnici **Vesni Đurđi** zahvaljujem na pomoći u vaganju uzoraka tokom pokusa trošenja te određivanju gustoće tarnih materijala. Moram izraziti zahvalnost i kolegi **Mirku Čoriću, mag. ing. el. techn. inf.** na određivanju aproksimativne funkcije funkcionalne ovisnosti faktora trenja o operativnim parametrima.*

***Prof. dr. sc. Janoš Kodvanj i Martin Surjak, mag. ing. mech.** odvojili su vremena za validacijska mjerenja opružnih komponenti koristeći opremu Laboratorija za eksperimentalnu mehaniku na čemu sam im jako zahvalan.*

***Prof. dr. sc. Zoranu Luliću** kao i svim ostalim djelatnicima Katedre za motore i vozila te Laboratorija za motore i vozila zahvalan sam na ustupljenom prostoru za smještaj postava spojke.*

*Na kraju, zahvaljujem svojim roditeljima što su mi omogućili školovanje i pružali podršku tokom svih godina. Svakako se na potpori moram zahvaliti svojoj sestri te bratu.*

*"Nothing is particularly hard if  
you divide it into small jobs."*

Henry Ford

*"The whole is greater than the  
sum of its parts."*

Aristotel

---

## Ključne riječi – Keywords

- Suha dvostruka spojka
- Matematičko modeliranje
- Eksperimentalna identifikacija
- Toplinska dinamika
- Trenje
- Trošenje
- Podrhtavanje

- Dry dual clutch
- Mathematical modeling
- Experimental identification
- Thermal dynamics
- Friction
- Wear
- Shudder

---

## Skraćeni sadržaj

Predgovor .....	vii
Sažetak .....	viii
Extended summary .....	ix
Popis oznaka.....	xiv
Popis slika .....	xxiii
Popis tablica .....	xxix
1 Uvod .....	1
2 Opis sustava.....	11
3 Eksperimentalni postavi .....	23
4 Postojeći model aktuatora i aksijalne dinamike spojke.....	33
5 Karakteristike tarnog materijala .....	38
6 Toplinska dinamika spojke.....	78
7 Toplinsko širenje spojke.....	96
8 Trošenje spojke .....	121
9 Opružne karakteristike komponenti spojke.....	147
10 Novi model aksijalne dinamike spojke .....	161
11 Zaključak.....	173
Literatura .....	179
Dodatak A Umjeravanje senzora sile .....	186
Dodatak B Dimenzije tarnih ploča .....	188
Dodatak C Usporedba statičkih i kvazistatičkih pokusa na tribometru.....	189
Dodatak D Dodatni rezultati eksperimentalne identifikacije faktora trenja .....	191
Dodatak E Usrednjene karakteristike faktora trenja tokom trošenja.....	195
Dodatak F Usporedba statičkih i kvazistatičkih pokusa na spojci .....	198
Dodatak G Dodatni modeli toplinske dinamike spojke.....	199
Dodatak H Dimenzije korištene za inicijalnu analizu toplinskog širenja.....	203
Dodatak I Razvoj novog modela aksijalne dinamike.....	204
Kratki životopis (Curriculum vitae) .....	205
Bibliography (Curriculum vitae).....	208

---

# Sadržaj

Predgovor .....	vii
Sažetak .....	viii
Extended summary .....	ix
Popis oznaka.....	xiv
Popis slika .....	xxiii
Popis tablica .....	xxix
<b>1 Uvod.....</b>	<b>1</b>
1.1 Motivacija.....	1
1.2 Dosadašnje spoznaje .....	4
1.2.1 Istraživanje komponenata spojke .....	4
1.2.2 Istraživanje pojedinih efekata spojke .....	5
1.2.3 Razvoj modela i sustava upravljanja spojke .....	7
1.3 Hipoteza .....	8
1.4 Znanstveni doprinos .....	8
1.5 Pregled rada.....	8
<b>2 Opis sustava .....</b>	<b>11</b>
2.1 Opća struktura DCT sustava .....	11
2.1.1 Općenita struktura dvostrukih spojki .....	11
2.1.2 Općenita struktura aktuatora .....	13
2.2 Struktura suhe dvostruke spojke .....	14
2.3 Struktura aktuatora za razmatranu spojku .....	20
2.4 Spojke korištene tokom istraživanja .....	21
<b>3 Eksperimentalni postavi .....</b>	<b>23</b>
3.1 Postav spojke.....	23
3.1.1 Postav spojke – konfiguracija 1 .....	23
3.1.2 Postav spojke – konfiguracija 2 .....	26
3.2 Postav tribometra.....	27
3.2.1 Vertikalna os tribometra.....	28
3.2.2 Rotacijska os tribometra.....	29
3.2.3 Mjerenje sila na uzorku .....	30
3.2.4 Ostali podsustavi .....	31
3.3 Postav ručne preše .....	31



---

<b>4</b>	<b>Postojeći model aktuatora i aksijalne dinamike spojke.....</b>	<b>33</b>
4.1	Opis postojećeg modela .....	33
4.2	Validacija postojećeg modela za novu spojku .....	36
<b>5</b>	<b>Karakteristike tarnog materijala.....</b>	<b>38</b>
5.1	Odabir tarnih materijala .....	39
5.2	Faktor trenja tarnog materijala .....	40
5.2.1	Dosadašnje spoznaje o faktoru trenja.....	40
5.2.2	Određivanje potrebnog opsega utjecajnih parametara .....	41
5.2.3	Organizacija pokusa eksperimentalne identifikacije faktora trenja .....	43
5.2.4	Rezultati eksperimentalne identifikacije faktora trenja.....	45
5.2.5	Modeliranje faktora trenja.....	47
5.3	Skлонost podrhtavanju tarnog materijala.....	49
5.3.1	Dosadašnje spoznaje o sklonosti podrhtavanju.....	49
5.3.2	Eksperimentalna identifikacija sklonosti podrhtavanju na uzorku .....	51
5.4	Trošenje tarnog materijala.....	54
5.4.1	Dosadašnje spoznaje o trošenju tarnog materijala .....	54
5.4.2	Planiranje pokusa eksperimentalne identifikacija trošenja .....	57
5.4.3	Postupak eksperimentalne identifikacije trošenja tarnog materijala .....	59
5.4.4	Rezultati eksperimentalne identifikacije stupnja trošenja.....	61
5.5	Utjecaj trošenja na faktor trenja i skлонost podrhtavanju.....	62
5.6	Eksperimentalna identifikacija sklonosti podrhtavanju na spojci .....	64
5.6.1	Organizacija pokusa .....	65
5.6.2	Obrada rezultata .....	67
5.7	Usporedba rezultata sklonosti podrhtavanju na spojci i na tribometru .....	71
5.7.1	Usporedba za nove spojke.....	71
5.7.2	Usporedba tribometra s trošenim spojkama .....	74
5.8	Kratki zaključak .....	76
<b>6</b>	<b>Toplinska dinamika spojke .....</b>	<b>78</b>
6.1	Dosadašnje spoznaje o toplinskoj dinamici .....	78
6.2	Spojka kao toplinski sustav .....	80
6.3	Predloženi model toplinske dinamike .....	82
6.4	Parametriranje modela.....	84
6.4.1	Određivanje toplinskih masa.....	84
6.4.2	Organizacija pokusa toplinske dinamike.....	85

---

---

6.4.3	Identifikacija faktora prijenosa topline .....	87
6.4.4	Podršavanje parametara modela .....	90
6.4.5	Empirijsko proširenje modela .....	92
6.5	Validacija modela.....	93
6.6	Kratki zaključak .....	94
<b>7</b>	<b>Toplinsko širenje spojke .....</b>	<b>96</b>
7.1	Eksperimentalna identifikacija.....	96
7.1.1	Organizacija pokusa .....	96
7.1.2	Rezultati pokusa .....	98
7.1.3	Analiza toplinskog širenja za otvorenu spojku .....	101
7.1.4	Analiza toplinskog širenja za zatvorenu spojku.....	106
7.1.5	Ugrađivanje temperaturne ovisnosti faktora trenja .....	109
7.1.6	Pojednostavljeni model kompenzacije toplinskog širenja .....	110
7.2	Modeliranje utjecaja toplinskog širenja na normalnu silu/moment .....	114
7.3	Kratki zaključak .....	119
<b>8</b>	<b>Trošenje spojke.....</b>	<b>121</b>
8.1	Utjecaj trošenja tarne obloge.....	122
8.1.1	Organizacija i provedba pokusa .....	122
8.1.2	Rezultati pokusa .....	125
8.2	Utjecaj mehanizma za kompenzaciju trošenja .....	127
8.2.1	Organizacija pokusa .....	127
8.2.2	Rezultati pokusa .....	130
8.3	Modeliranje trošenja.....	131
8.3.1	Validacija malog trošenja.....	132
8.3.2	Validacija dubokog trošenja.....	134
8.3.3	Određivanje točke aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja.....	135
8.4	Trošene spojke.....	136
8.4.1	Provedba i rezultati pokusa .....	137
8.4.2	Procjena potrošenosti .....	138
<b>9</b>	<b>Opružne karakteristike komponenti spojke .....</b>	<b>147</b>
9.1	Organizacija i provedba pokusa .....	148
9.2	Određivanje opružnih karakteristika .....	149
9.2.1	Tarna ploča .....	149
9.2.2	Tanjurasta opruga.....	151

---

---

9.2.3	Povratna opruga.....	153
9.2.4	Oslonci mehanizma za kompenzaciju trošenja .....	155
9.2.5	Krutost oslonca zamašnjaka .....	156
9.3	Razlike rezultata između spojki .....	157
9.4	Kratki zaključak .....	159
<b>10</b>	<b>Novi model aksijalne dinamike spojke .....</b>	<b>161</b>
10.1	Razlozi za formiranje novog modela .....	161
10.2	Struktura novog modela .....	161
10.3	Validacija novog modela.....	166
10.4	Kratki zaključak .....	171
<b>11</b>	<b>Zaključak .....</b>	<b>173</b>
11.1	Rezultati istraživanja provedenih u ovom radu .....	173
11.2	Moguća daljnja istraživanja .....	176
11.3	Budući razvoj (suhe) dvostruke spojke .....	177
	Literatura .....	179
Dodatak A	Umjeravanje senzora sile .....	186
Dodatak B	Dimenzije tarnih ploča .....	188
Dodatak C	Usporedba statičkih i kvazistatičkih pokusa na tribometru.....	189
Dodatak D	Dodatni rezultati eksperimentalne identifikacije faktora trenja .....	191
Dodatak E	Usrednjene karakteristike faktora trenja tokom trošenja.....	195
Dodatak F	Usporedba statičkih i kvazistatičkih pokusa na spojci.....	198
Dodatak G	Dodatni modeli toplinske dinamike spojke.....	199
Dodatak H	Dimenzije korištene za inicijalnu analizu toplinskog širenja.....	203
Dodatak I	Razvoj novog modela aksijalne dinamike.....	204
	Kratki životopis (Curriculum vitae) .....	205
	Bibliography (Curriculum vitae).....	208

---

## Predgovor

Razvoj upravljačke tehnike omogućio je unapređenje postojećih mehaničkih sustava preciznim sustavima upravljanjima koji oslobađaju operatera od napora upravljanja pritom povećavajući udobnost, ali i stupanj korisnosti upravljanog sustava uslijed održavanja upravljanog sustava u rasponu optimalnih operativnih parametara. Jedan od primjera ovakve nadogradnje postojećih sustava je i automatizacija ručnih transmisija.

Pored nadogradnje postojećih, široko primijenjenih mehaničkih sustava, primjena upravljanja omogućila je i eksploataciju prethodno predloženih sustava koji nisu bili primjenjivi zbog toga što bi upravljanje sustavom bili problematično ili nemoguće za ljudskog operatera. Primjer jednog takvog sustava, a koji se razmatra u ovom radu, je sustav dvostruke spojke baziran na suhoj manualnoj spojci. Transmisija na bazi dvostruke spojke može se razmatrati kao sustav dvije manualne transmisije pri čemu jedna spojka i pripadajući set stupnjeva prijenosa predstavljaju parne, a drugi set neparne stupnjeve prijenosa. Pritom se odabir sljedećeg višeg/nizjeg stupnja prijenosa odvija paralelno s prijenosom snage u trenutačno odabranom stupnju prijenosa te se potom sam prelazak na sljedeći stupanj prijenosa odvija paralelnim uključivanjem/isključivanjem spojki. Ovakav princip rada omogućava vožnju bez propada u prijenosu okretnog momenta tokom izmjena stupnjeva prijenosa što ima pozitivan učinak na udobnost i potrošnju goriva ali bi, bez primjene sustava upravljanja, ovakav sustav transmisije tražio od vozača da istovremeno koristi dvije ručice mjenjača i dvije papučice spojke.

Sustav koji se razmatra u ovom radu je servo upravljana suha dvostruka spojka sa elektromehaničkim aktuatorom kod koje se izmjena brzina i uključivanje spojki vrši pomoću elektromotora što ovaj sustav efektivno čini dvostrukom automatiziranom transmisijom. Ovakav sustav je zbog niske cijene i malih dimenzija primjeren za ugradnju u manja vozila kao što su mali gradski automobili. Kvaliteta vožnje pritom ovisi o točnosti i brzini s kojom sustav upravljanja predviđa vrijednosti okretnog momenta koji spojka prenosi. Pritom je u slučaju suhe spojke, u odnosu na uljnu, zbog slabijeg odvođenja topline povećan utjecaj temperature na toplinsko širenje, ali i trošenje spojke. Cilj je istraživanja opisanog u ovom radu formulirati dinamički model spojke koji može opisati izgradnju okretnog momenta za široki raspon operativnih uvjeta kao bazu za razvoj sustava upravljanja. Pritom će razvijene procedure i postavi biti općenito primjenjivi i za druge suhe spojke ali i za druge sustave koji uključuju suho trenje kao što su kočnice.

---

## Sažetak

U radu se razmatra problematika modeliranja i eksperimentalne identifikacije karakteristika suhe dvostruke spojke s ciljem formiranja dinamičkog modela spojke te skupa eksperimentalnih procedura i postava za potrebe identifikacije i validacije modela.

Razvoj više-fizikalnog modela suhe dvostruke spojke proveden je kao nastavak prethodnog istraživanja tokom kojeg su razvijeni i eksperimentalno validirani dinamički model pripadajućeg elektromehaničkog aktuatora te bazni model aksijalne dinamike spojke. Pritom je naglasak stavljen na proširenje postojećeg modela aksijalne dinamike spojke različitim efektima (npr. toplinsko širenje uslijed porasta temperature). Zajedno, ova dva modela (model aktuatora i model spojke) omogućavaju predviđanje karakteristike okretnog momenta suhe dvostruke spojke u funkciji pozicije motora aktuatora za široki raspon radnih parametara uključujući promjenu temperature i trošenje spojke.

Model je strukturiran kao niz koncentriranih masa, opruga i poluga između kojih se odvija prijenos sila, topline te suho trenje. Struktura modela dobivena je razmatranjem strukture spojke dok su pojedini parametri modela eksperimentalno utvrđeni (uključujući mase, toplinske kapacitete, dimenzije i opružne karakteristike) primjenom razvijenih i nadograđenih eksperimentalnih postava.

Pored mehanizma izgradnje normalne sile spojke u funkciji pozicije motora aktuatora, model ujedno uključuje toplinski model spojke koji omogućava predikciju temperatura komponenata spojke iz drugih operativnih parametara te eksperimentalno identificirane karakteristike tarnog materijala.

Eksperimentalna identifikacija tarnog materijala uključuje dvije karakteristike ugrađene u model: (i) faktor trenja u funkciji triju operativnih parametara: temperature, brzine klizanja i normalne sile te (ii) trošenje tarnog materijala u funkciji disipirane energije i temperature. Dodatno, istražena je (iii) sklonost tarnog materijala podrhtavanju eksperimentalnom identifikacijom na malom uzorku i čitavoj spojci uz razmatranje korelacije između rezultata te (iv) utjecaj dubine trošenja tarnog materijala na faktor trenja i sklonost podrhtavanju.

Predložen je novi model aksijalne dinamike s ciljem daljnjeg povećanja preciznosti predikcije okretnog momenta te pozicija pojedinih komponenti spojke tokom prijenosa momenta. Validacija novog modela pokazuje povećanu točnost u modeliranju pojedinih efekata u odnosu na postojeći model.

---

## Extended summary

The thesis deals with modeling and experimental characterization of dry dual clutch characteristics with the goal of forming the clutch dynamical model as well as a set of experimental procedures and test rigs required for experimental identification and validation of the model.

The development of a multi-physical model of a dry dual clutch is conducted as an extension of a previous research during which a dynamical model of a related electromechanical actuator and basic clutch axial dynamics model were developed and experimentally validated with the emphasis on expansion of the existent axial dynamics model by various effects (e.g. thermal expansion due to temperature increase). Together, these two models (actuator model and clutch model) enable the prediction of clutch torque characteristics as a function of actuator motor for a wide range of operating parameters including temperature change and clutch wear.

Model is structured as a series of masses, springs, and levers in between which a transfer of forces and heat as well as dry friction occurs. Structure of the model is obtained by consideration of clutch structure while individual model parameters were experimentally identified (including masses, heat capacities, dimensions and spring characteristics) using the developed and upgraded test rigs.

Torque transfer over dry dual clutch is a function of (i) normal force, (ii) coefficient of friction, (iii) clutch friction plate radius, and (iv) the number of friction surfaces. It should be noted that the first two parameters are dependent on various operating parameters, while the second two are constant for a given clutch.

Normal force characteristics is influenced by various effects whose precise modeling is a necessary prerequisite for the development of the overall model which can be used as a base for the development of clutch control system. The effects which influence the normal force, i.e. the clutch axial dynamics include: (i) subsystem which generates the normal force including the effects of elasticity, friction and clearance of individual elements, (ii) effects of thermal dynamics on key components temperatures, (iii) effects of clutch thermal expansion effects on normal force development, and (iv) wear compensation mechanism influence.

Coefficient of friction typically depends on three operating parameters: temperature, slip speed, and normal force. Additionally, coefficient of friction can also depend on friction material wear.

---

The thesis is therefore separated into several chapters, where, in general, each chapter describes one of the effects which influence either the normal force or the coefficient of friction.

Thus, the thesis consist of eleven chapters: (i) Introduction, (ii) System description, (iii) Test rigs, (iv) The existing actuator and clutch axial dynamics model, (v) Friction material characteristics, (vi) Clutch thermal dynamics, (vii) Clutch thermal expansion, (viii) Clutch wear, (ix) Clutch components spring characteristics, (x) New clutch axial dynamics model, and (xi) Conclusion.

The **Introduction chapter** describes the basic principle of dual clutch based transmissions including the general advantages and disadvantages of such system as well the challenges related to the development of control system, specifically for system based on dry dual clutches.

The **System description** chapter provides general description and the structure of transmissions based on dual clutches with the appropriate actuators as well as the specifics of dry dual clutches. The dry dual clutch which is investigated in this thesis is thoroughly described including the associated electromechanical actuator.

The third chapter describes the **Test rigs** which were developed or significantly upgraded with the goal of supporting the modeling of dry dual clutch effort. The test rigs include (i) the clutch setup which includes the associated transmission, (ii) the CNC pin-on-disc type tribometer machine and the (iii) manually powered spindle based press.

The structure of the **Existing actuator and clutch axial dynamics model** is presented in the fourth chapter. The existing axial dynamics model was developed during the effort to develop the model of the associated electromechanical actuator. Herein, the entire clutch/actuator model is validated against experimental data obtained from new clutch at room temperature. Previously, the actuator portion of the model was thoroughly validated, while the entire model was only validated for room temperature and static clutch conditions (without torque generation).

Experimental characterization of three **Friction material characteristics** is given in chapter five: (i) the coefficient of friction, (ii) tendency towards shudder and (iii) wear. Experiments are conducted on a small friction material sample using a CNC pin-on-disc type tribometer machine.

The coefficient of friction is characterized as a function of three operating parameters: (i) temperature, (ii) slip speed and (iii) normal force. The results of the experiments are used to

---

calculate the coefficient of friction vs. slip speed gradient which is typically used as a measurement of tendency towards shudder.

Friction material wear is modeled using the Archard's law for which it can be shown that it is possible to reformulate the said law into a form which states that the worn volume depends on (i) temperature dependent parameter named wear rate and (ii) dissipated energy. Thus, experimental characterization of friction material wear was conducted by determining the wear rate values over a targeted span of temperatures.

In-between the wear experiments, the coefficient of friction experiments were conducted. Thus the influence of wear depth on the coefficient of friction and tendency towards shudder was also investigated.

Additionally, friction material tendency towards shudder was investigated on the entire clutch. The correlation of the tendency towards shudder results on both test rigs indicate that the results obtained on a small friction material sample can be used to predict the behavior of the clutch with respect to tendency towards shudder, although additional experiments are required to confirm/improve this capability.

**Clutch thermal dynamics** modeling is presented in chapter six. The goal of this model is the prediction of clutch components temperatures from other operational parameters. It is necessary to know these temperatures due to their influence on thermal expansion and coefficient of friction, however, their measurement during regular clutch exploitation is technically problematic. Model is based on concentrated parameters, i.e. the clutch is described as a series of concentrated thermal masses with thermal fluxes appearing in-between them. Model validation has shown that the model error is below 10% of full clutch temperature range.

Chapter seven presents the results of research related to **Clutch thermal expansion** of clutch components and its influence on the clutch axial dynamic. Initial modeling was conducted by a simplified analysis of individual components thermal expansion, i.e. initially the thermal expansion was only treated as a change of components position for two extreme cases: (i) fully open and (ii) fully locked clutch. Based on acquired results, the expansion of basic axial dynamic model was carried out by individual modeling of the decrease of clearance and the increase of force in the return spring. Model validation shows that the model describes the thermal expansion qualitatively well although significant possibilities for quantitative improvement exist, especially in the low torque region.

Chapter eight presents the effort related to experimental characterization and modeling of **Clutch wear** related effects. Wear influences the clutch axial dynamic through two separate



---

effects: (i) by decreasing the friction plate thickness due to loss of friction material and (ii) through the activation of the wear compensation mechanism which periodically compensates the effects of friction material wear (i.e. reduces the increased clearance). Initial experimental characterization was conducted by direct wear of the clutch using the clutch setup. The clutch was worn from approximately non-worn condition up to first mechanism activation. The results show that the torque characteristic falls as the friction material is worn (due to loss of normal force caused by the increase of clearance) and then is (approximately) restored after the wear compensation mechanism activation.

In order to determine the influences of wear compensation mechanism activation, static characteristics were recorded at the initial mechanism position and at the position the mechanism should achieve after 10 and 20 activations (relates to fully worn clutch). Wear was emulated with machining, i.e. by mechanical removal of material in order to avoid lengthy clutch wear. The results show that the wear compensation mechanism activation influences the axial dynamics by lowering the torque characteristics. This can be explained with the increase of force in return springs due to change of press plate initial position.

Clutch wear modeling was conducted through separate modeling of the two described effects. The friction plate loss of thickness was modeled as the increase of clearance where worn volume, thus also the reduction of friction plate thickness calculates from dissipated energy, temperature and wear rate. Wear compensation mechanism activation was modeled as a change in press plate initial position (i.e. reduction of clearance) which is activated each time the increase in clearance reaches targeted value. Model validation shows that the model describes the clutch wear qualitatively well although significant possibilities for quantitative improvement exist.

The experimental characterization of the **Clutch components spring characteristics** is shown in chapter nine. The experiments were conducted using the manually powered spindle based test rig. Additionally, two components (one with soft and with steep characteristics) were also characterized using universal testing machine. The correlation showed that the press test rig is sufficiently precise for the intended application. Five different characteristics were obtained, namely the characteristics of (i) friction plate woven spring, (ii) the diaphragm spring, (iii) the return leaf type spring, (iv) the diaphragm spring lever support points, and (v) the flywheel bearing pack.

The tenth chapter presents the **new axial dynamics** model which is developed with the goal of a further improvement of precision of torque prediction as well as the positions of

---

individual clutch components. The validation of the new model show increased precision related to modeling of individual effects with respect to the existing model.

Final, eleventh chapter presents the main **Conclusions** which can be made based on the results of the research presented herein including the summary of all results. Possible future research is shortly discussed.

# Popis oznaka

## ALFANUMERIČKE OZNAKE

Oznaka	Jedinica	Opis
$A_{fp}$	$\text{mm}^2$	Površina tarne plohe potisne ploče
$A_{sam}$	$\text{mm}^2$	Površina tarne plohe uzorka
$b$	mm	Širina pravokutne konzole
$b_1, \dots, b_{12}$	-	Parametri polinomske aproksimativne funkcije faktora trenja
$C$	J/K	Toplinska masa
$C_{cl}$	J/K	Toplinska masa čitave spojke
$C_{fp1}$	J/K	Toplinska masa tarne ploče 1
$C_{fp2}$	J/K	Toplinska masa tarne ploče 2
$C_{fw}$	J/K	Toplinska masa čitavog zamašnjaka
$C_{fw,n}$	J/K	Nominalna toplinska masa zamašnjaka
$C_{pp1}$	J/K	Toplinska masa potisne ploče 1
$C_{pp1,n}$	J/K	Nominalna toplinska masa potisne ploče 1
$C_{pp2}$	J/K	Toplinska masa potisne ploče 2
$C_{pp2,n}$	J/K	Nominalna toplinska masa potisne ploče 2
$c_{sp}$	J/kgK	Specifični toplinski kapacitet
$c_{step}$	-	Kompenzacijski korak razine trošenja
$C_{yo}$	J/K	Toplinska masa jarma (uključujući komponente mehanizma za kompenzaciju trošenja)
$C_{yo,n}$	J/K	Nominalna toplinska masa jarma
$ds_{ds2}$	mm	Pomak tanjuraste opruge na mjestu kontakta s potisnim ležajem
$ds_{pp2}$	mm	Toplinsko širenje potisne ploče 2
$ds_{ys2}$	mm	Aksijalna promjena pozicije oslonca jarma uslijed radijalnog širenja
$E$	$\text{N/mm}^2$	Youngov modul elastičnosti

---

$E_{cl}$	MJ	Energija disipirana tokom klizanja na spojci
$E_{dis}$	MJ	Energija disipirana tokom klizanja u uvjetima suhog trenja
$E_{tr}$	MJ	Energija disipirana tokom klizanja uzorka na tribometru
$F_b$	N	Sila kojom aktuator djeluje na potisni ležaj
$F_{ds}$	N	Sila na kontaktu tanjuraste opruge s potisnim ležajem
$F_{f,ds}$	N	Sila trenja na kontaktima tanjuraste opruge s drugim komponentama spojke
$F_{fw}$	N	Sila na ležaju zamašnjaka
$F_n$	N	Normalna sila
$F_{n,cl}$	N	Normalna sila na spojci
$F_{n,tr}$	N	Normalna sila na ravninu klizanja na tribometru
FP1	-	Tarna ploča 1
FP2	-	Tarna ploča 2
$F_{pp}$	N	Sila koja se prenosi s tanjuraste opruge na potisnu ploču
$F_{pp,l}$	N	Sila koja se prenosi na potisnu ploču preko poluge
$F_{pp,s}$	N	Sila koja se prenosi na potisnu ploču preko opruge
$F_{rs}$	N	Ukupna sila u povratnim oprugama spojke
$F_{rs,1}$	N	Sila u povratnoj opruzi kod zatvorene spojke na sobnoj temperaturi
$F_{rs,2}$	N	Sila u povratnoj opruzi kod zatvorene spojke pri temperaturi različitoj od sobne
$F_{sup,b}$	N	Reaktivna sila oslonca potisnog ležaja na kućištu transmisije
$F_t$	N	Tangencijalna sila
$F_{t,tr}$	N	Tangencijalna sila na ravninu klizanja na tribometru
FW	-	Zamašnjak
$F_x$	N	Izmjerena sila u osi x osjetnika sile vertikalne osi tribometra
$F_y$	N	Izmjerena sila u osi y osjetnika sile vertikalne osi tribometra
$F_z$	N	Izmjerena sila u osi z osjetnika sile vertikalne osi tribometra

---

---

$H$	W/K	Faktor prijenosa topline
$h$	mm	Visina pravokutne konzole
$H_1$	W/K	Faktor prijenosa topline duž listova povratne opruge
$H_2$	W/K	Faktor prijenosa topline između listova povratne opruge
$H_{cl,bh}$	W/K	Faktor prijenosa topline sa spojke prema kućištu
$H_{ds2}$	W/K	Visina tanjuraste opruge
$H_{fp1,tr}$	W/K	Faktor prijenosa topline s tarne ploče 1 prema transmisiji
$H_{fp2,tr}$	W/K	Faktor prijenosa topline s tarne ploče 2 prema transmisiji
$H_{fw,bh}$	W/K	Faktor prijenosa topline sa zamašnjaka prema zvonolikom kućištu
$H_{fw,fp1}$	W/K	Faktor prijenosa topline sa zamašnjaka prema tarnoj ploči 1
$H_{fw,fp2}$	W/K	Faktor prijenosa topline sa zamašnjaka prema tarnoj ploči 2
$H_{fw,yo}$	W/K	Faktor prijenosa topline sa zamašnjaka prema jarmu
$H_{fw2,yo}$	W/K	Faktor prijenosa topline sa dijela zamašnjaka spojke 2 prema jarmu
$H_{mat}$	-	Tvrdoća materijala
$H_{pp1,fp1}$	W/K	Faktor prijenosa topline s potisne ploče 1 prema tarnoj ploči 1
$H_{pp1,yo}$	W/K	Faktor prijenosa topline s potisne ploče 1 na jaram
$H_{pp2,bh}$	W/K	Faktor prijenosa topline s potisne ploče 2 prema zvonolikom kućištu
$H_{pp2,fp2}$	W/K	Faktor prijenosa topline s potisne ploče 2 prema tarnoj ploči 2
$H_{pp2,yo}$	W/K	Faktor prijenosa topline s potisne ploče 2 na jaram
$H_{yo,bh}$	W/K	Faktor prijenosa topline s jarma prema kućištu
$H_{yo,en}$	W/K	Faktor prijenosa topline s jarma prema motoru
$I$	mm <sup>3</sup>	Moment inercije presjeka konzole
$i$	-	Redni broj zapisa podataka
$i_{ds}$	-	Prijenosni omjer poluge tanjuraste opruge
$K$	-	Faktor trošenja,
$k$	N/mm	Krutost opruge

---

---

$k_{ds}$	N/mm	Opružna karakteristika tanjuraste opruge
$k_{eq}$	N/mm	Ekvivalentna krutost
$k_{fp}$	N/mm	Krutost tarne ploče
$k_{fw}$	N/mm	Krutost zamašnjaka
$k_{rs}$	N/mm	Krutost povratne opruge
$k_{rs2}$	N/mm	Krutost povratne opruge spojke 2
$k_{sup,b}$	N/mm	Krutost oslonca potisnog ležaja na kućištu transmisije
$k_{tot}$	N/mm	Ukupna krutost paketa lisnatih opruga
$k_{ts}$	N/mm	Krutost oslonca okidača
$k_{ys}$	N/mm	Krutost oslonca jarma
$L$	mm	Put klizanja
$L_{fw}$	mm	Debljina zamašnjaka
$L_{leaf}$	mm	Duljina konzole
$L_{pp2}$	mm	Ukupna debljina potisne ploče 2
$L_{pp2,a}$	mm	Debljina “uha” potisne ploče
$L_{rs2}$	mm	Debljina povratne opruge spojke 2
$L_{yo}$	mm	Aksijalna duljina jarma
$M_{actR}$	Nm	Referenca okretnog momenta aktuatora
$\max M_{cl}$	Nm	Najveća vrijednost okretnog momenta spojke
$\max s_{pp2}$	mm	Najveća pozicija potisne ploče 2
$\max s_{ds,0}$	mm	Najveća vrijednost karakteristike potisnog ležaja spojke za duboko trošenje kod 0 mm istrošenosti
$\max s_{ds2}$	mm	Najveća vrijednost karakteristike potisnog ležaja
$\max s_{ds2,2}$	mm	Najveća vrijednost karakteristike potisnog ležaja spojke za duboko trošenje kod 2 mm istrošenosti
$\max s_{ds2,shift}$	mm	Pomak najveće pozicije potisnog ležaja
$\max s_{ds2,start}$	mm	Najveća pozicija potisnog ležaja snimljena prije pokusa vezanih uz trošenje na osnovnoj spojci

---

---

$\max S_{ds2,sw,0}$	mm	Najveća vrijednost karakteristike potisnog ležaja osnovne spojke kod 0 mm istrošenosti
$\max S_{ds2,sw,0.1}$	mm	Najveća vrijednost karakteristike potisnog ležaja osnovne spojke kod 0,1 mm istrošenosti
$\max S_{pp2,sw,0}$	mm	Najveća vrijednost karakteristike potisne ploče osnovne spojke kod 0 mm istrošenosti
$\max S_{pp2,sw,0.1}$	mm	Najveća vrijednost karakteristike potisne ploče osnovne spojke kod 0,1 mm istrošenosti
$M_{cl}$	Nm	Okretni moment koji se prenosi preko spojke
$m_{fw}$	kg	Masa čitavog zamašnjaka
$M_{fw2}$	Nm	Okretni moment generiran na kontaktu tarne ploče 2 i zamašnjaka
$m_{pp}$	kg	Masa potisne ploče
$m_{pp1}$	kg	Masa potisne ploče 1
$m_{pp2}$	kg	Masa potisne ploče 2
$M_{pp2}$	Nm	Okretni moment generiran na kontaktu tarne ploče 2 i potisne ploče 2
$m_{yo}$	kg	Masa jarma
$p$	N/mm <sup>2</sup>	Tlak između tarnog materijala i klizeće plohe
PP1	-	Potisna ploča 1
PP2	-	Potisna ploča 2
R	mm	Radijus zamišljene kružnice koju opisuje savijanje lisnate opruge
$r_{eb2}$	mm	Radijus potisnog ležaja spojke 2
$r_{ef}$	mm	Efektivni radijus spojke
$R_{f.ds}$	Ns/m	Specifični gubici trenja na kontaktima tanjuraste opruge s potisnom pločom i potisnim ležajem
$R_{f.fw}$	Ns/m	Specifični gubici trenja na kontaktu zamašnjaka s njegovim ležajem
$R_{f.pp}$	Ns/m	Specifični gubici trenja na kontaktu potisne ploče s povratnom oprugom
$R_{f.ys}$	Ns/m	Specifični gubici trenja na kontaktu poluge tanjuraste opruge s osloncem na unutarnjem prstenu

---

---

$r_{in}$	mm	Najmanji (unutarnji) radijus tarne ploče
$r_{out}$	mm	Najveći (vanjski) radijus tarne ploče
$r_{p,0}$	mm	Pozicija vanjskog prstena spojke za duboko trošenje kod 0 mm istrošenosti
$r_{p,2}$	mm	Pozicija vanjskog prstena spojke za duboko trošenje kod 2 mm istrošenosti
$r_{p,used}$	mm	Pozicija vanjskog prstena pojedine trošene spojke
$r_{pp2}$	mm	Radijus oslonca potisne ploče 2
$r_s$	mm	Srednji radijus spojke
$r_{tb}$	mm	Radijus na kojem je smješten uzorak
$r_{tr}$	mm	Radijus stola tribometra na kojem klizi sredina uzorka
$r_{ys2}$	mm	Radijus oslonca jarma spojke 2
$s_{cl}$	mm	Zračnost spojke
$s_{cl,T}$	mm	Zračnost spojke pri temperaturi T
$s_{ds}$	mm	Pomak tanjuraste opruge / potisnog ležaja
$s_{pp}$	mm	Pomak potisne ploče
$s_{pp2}$	mm	Pomak potisne ploče 2
$T$	°C	Temperatura
$T_{bh}$	°C	Temperatura zvonolikog kućišta spojke
$T_{cl}$	°C	Temperatura spojke
$T_d$	°C	Temperatura diska tribometra
$T_{fs}$	°C	Temperatura površine troosnog senzora sile
$T_{fw1}$	°C	Temperatura zamašnjaka prema tarnoj ploči 1
$T_{fw2}$	°C	Temperatura zamašnjaka prema tarnoj ploči 2
$T_m$	°C	Srednja temperatura između potisne ploče i zamašnjaka
$t_{max}$	s	Vrijeme završetka snimanja
$t_{od}$	min	Odabrano vrijeme trošenja uzorka na danoj temperaturi
$T_{pp1}$	°C	Temperatura potisne ploče 1

---



---

$T_{pp2}$	°C	Temperatura potisne ploče 2
$t_s$	s	Vrijeme uzorkovanja
$T_{sen}$	°C	Temperatura troosnog osjetnika sile
$T_{yo}$	°C	Temperatura jarma
$T_{ys2}$	°C	Temperatura oslonca jarma spojke 2
$v_{ds}$	m/s	Brzina tanjuraste opruge na kontaktu s potisnim ležajem
$v_{fw}$	m/s	Brzina pomaka zamašnjaka
$v_{pp}$	m/s	Brzina aksijalnog pomaka potisne ploče
$v_{sl}$	m/s	Brzina klizanja
$V_w$	mm <sup>3</sup>	Istrošeni volumen,
$w$	mm <sup>3</sup> /MJ	Stupanj trošenja
$w_{lev}$	mm	Razina trošenja spojke
$w_{sp}$	mm	Progib opruge
$w_{step}$	mm	Aksijalni pomak vanjskog prstena po jednom koraku aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja
YO	-	Jaram

## OZNAKE GRČKOG ALFABETA

Oznaka	Jedinica	Opis
$\alpha_m$	rad	Pozicija motora aktuatora
$\alpha_{m2}$	rad	Pozicija motora aktuatora spojke 2
$\alpha_{mR}$	rad	Referenca pozicije motora aktuatora suhe dvostruke spojke
$\alpha_T$	K <sup>-1</sup>	Faktor toplinskog širenja
$\beta$	°	Kut nagiba lisnate opruge
$\delta$	°	Kut nagiba tanjuraste opruge
$\Delta L_{ds2}$	mm	Promjena debljine tanjuraste opruge
$\Delta L_{fw}$	mm	Promjena debljine zamašnjaka

---

---

$\Delta L_L$	mm	Ukupna promjene duljine
$\Delta L_{pp2}$	mm	Promjena ukupne debljine potisne ploče 2
$\Delta L_{pp2,a}$	mm	Promjena debljine “uha” potisne ploče
$\Delta L_R$	mm	Udaljenost koju prelazi slobodan kraj lisnate opruge tokom efekta savijanja
$\Delta L_{rs2}$	mm	Deformacija povratne opruge od posve otvorene do posve zatvorene spojke na sobnoj temperaturi
$\Delta L_{rs2,a}$	mm	Širenje povratne opruge u smjeru osi spojke
$\Delta L_{rs2,b}$	mm	Aksijalna komponenta ukupne promjene duljine povratne opruge
$\Delta L_{rs2,c}$	mm	Aksijalna komponenta ukupne promjene pozicije uslijed efekta savijanja
$\Delta L_{T,rs2}$	mm	Pomak povratne opruge uslijed temperaturno induciranog efekta savijanja
$\Delta L_{y0}$	mm	Promjena aksijalne duljine jarma
$\delta_{max}$	°	Najveći kut nagiba tanjuraste opruge
$\Delta max_{spp2}$	mm	Promjena najvećeg pomaka trošene spojke uslijed trošenja tarne ploče
$\delta_{min}$	°	Najmanji kut nagiba tanjuraste opruge
$\Delta m_{sam}$	g	Razlika u masi uzorka
$\Delta r_{pp2}$	mm	Promjena radijusa oslonca potisne ploče 2
$\Delta r_{ys2}$	mm	Promjena radijusa oslonca jarma
$\Delta s$	mm	Promjena pozicije potisne ploče uslijed efekata toplinskog širenja
$\Delta s_{cl}$	mm	Promjena zračnosti spojke
$\Delta s_{fp,used}$	mm	Ukupna istrošenost tarne ploče za svaku trošenu spojku
$\Delta s_{pp,w}$	mm	Promjena početne pozicije potisne ploče uslijed aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja
$\Delta s_{pp2}$	mm	Aksijalni utjecaj na poziciju potisne ploče uslijed radijalnog toplinskog širenja komponenti spojke
$\Delta s_T$	mm	Povećanje preklopa spojke
$\Delta s_w$	mm	Promjena debljine potisne ploče (zračnosti) uslijed trošenja tarnog

---

---

		materijala
$\Delta T_1$	$^{\circ}\text{C}$	Promjena temperature lista opruge koji je u kontaktu s jarmom
$\Delta T_8$	$^{\circ}\text{C}$	Promjena temperature lista opruge koji je u kontaktu s potisnom pločom
$\Delta T_{fw}$	$^{\circ}\text{C}$	Promjena temperature zamašnjaka
$\Delta T_{pp2}$	$^{\circ}\text{C}$	Promjena temperature potisne ploče 2
$\Delta T_{sen}$	$^{\circ}\text{C}$	Promjena temperature osjetnika sile vertikalne osi tribometra
$\Delta T_{yo}$	$^{\circ}\text{C}$	Promjena temperature jarma
$\Delta T_{ys2}$	$^{\circ}\text{C}$	Promjena temperature oslone točke jarma
$\Delta V_{sam}$	$\text{mm}^3$	Razlika u volumenu uzorka
$\Delta\mu$	-	Standardna devijacija faktora trenja
$\mu$	-	Faktor trenja
$\mu_{fw2}$	-	Faktor trenja između zamašnjaka i tarne ploče 2
$\mu_{pp2}$	-	Faktor trenja između potisne ploče 2 i tarne ploče 2
$\rho$	$\text{kg/m}^3$	Gustoća tarnog materijala
$\varphi$	$^{\circ}$	Kut savijanja lisnate opruge
$\omega_{cl}$	$\text{rad/s}$	Relativna brzine vrtnje tarne ploče u odnosu na zamašnjak spojke
$\omega_{tr}$	$\text{rad/s}$	Brzina vrtnje rotacijske osi tribometra
$\Phi$	W	Generirani toplinski tok
$\Phi_{fw2}$	W	Toplinski tok generiran na kontaktu tarne ploče 2 i zamašnjaka
$\Phi_{pp2}$	W	Toplinski tok generiran na kontaktu tarne ploče 2 i potisne ploče 2

## POPIS KRATICA

AMT – Automatizirana manualna transmisija (eng. *Automated Manual Transmission*)

DCT – Transmisija dvostruke spojke (eng. *Dual Clutch Transmission*)

LVDT - Linearni Varijabilni Diferencijalni Transformator (eng. *Linear Variable Differential Transformer*)

---

## Popis slika

Slika 1-1: Osnovna shema DCT sustava .....	2
Slika 2-1: Osnovna shema DCT sustava s aksijalno razmaknutim spojkama.....	11
Slika 2-2: Uobičajeni raspored komponenti dvostruke spojke ([62]) .....	12
Slika 2-3: Raspored glavnih komponenata suhe dvostruke spojke s elektromehaničkim aktuatorom - presjek 3D modela u ravnini aktuatora spojke 1 ([66]) .....	15
Slika 2-4: Fotografija detalja suhe dvostruke spojke s prikazanim lisnatim oprugama.....	17
Slika 2-5: Komponente mehanizma za kompenzaciju trošenja spojke 2 .....	18
Slika 2-6: Shema rasporeda glavnih komponenata suhe dvostruke spojke.....	19
Slika 2-7: Građa ([62]) (a) i smještaj aktuatora u zvonolikom kućištu ( <a href="http://www.schaeffler.com/">http://www.schaeffler.com/</a> ) (b).....	21
Slika 3-1: Sheme i fotografije ispitnog postava spojke u konfiguraciji 1 .....	24
Slika 3-2: Izvadak iz tehničke dokumentacije i fotografije detalja ispitnog postava spojke u konfiguraciji 1 .....	25
Slika 3-3: Potisni ležaj s ugrađenim osjetnikom pomaka .....	26
Slika 3-4: Shema i fotografija ispitnog postava spojke u konfiguraciji 2 .....	26
Slika 3-5: Fotografije postava tribometra.....	27
Slika 3-6: Sekcija tribometra tipa uzorak-na-disku.....	28
Slika 3-7: Rotacijska os tribometra .....	29
Slika 3-8: Detalj tehničke dokumentacije tribometra s prikazom presjeka rotacijske osi .....	29
Slika 3-9: Fotografije ručne preše (a) i univerzalne kidalice (b).....	32
Slika 4-1: Shema aktuatora i aksijalne dinamike spojke postojećeg modela ([69]).....	33
Slika 4-2: Vezni dijagram postojećeg modela aktuatora i aksijalne dinamike spojke ([69])...	35
Slika 4-3: Inicijalna validacija postojećeg modela.....	36
Slika 5-1: Uzorci tarnih materijala – Materijal A (a) i Materijal B (b).....	39
Slika 5-2: Vremenski odziv glavnih varijabli tokom jednog snimanja .....	43
Slika 5-3: Pristupi filtriranju vrijednosti faktora trenja .....	44
Slika 5-4: Usrednjavanje karakteristike faktora trenja po brzini klizanja .....	44
Slika 5-5: Karakteristike faktora trenja u funkciji brzine klizanja za različite normalne sile i temperature – uzorak 1 (Materijal A).....	45
Slika 5-6: Karakteristike fatora trenja u funkciji temperature za različite brzine klizanja i normalne sile – uzorak 1 (Materijal A) .....	46

---

Slika 5-7: Karakteristike faktora trenja u funkciji normalne sile različite brzine klizanja i temperature – uzorak 1 (Materijal A).....	46
Slika 5-8: Usporedba usrednjenih vrijednosti faktora trenja za Uzorke 1, 2 i 3 .....	47
Slika 5-9: Veza karakteristike faktora trenja i pojave podrhtavanja .....	49
Slika 5-10: Karakteristike gradijenta faktora trenja u funkciji temperature za različite brzine klizanja i normalne sile – uzorak 1 (Materijal A) .....	52
Slika 5-11: Karakteristike gradijenta faktora trenja u funkciji temperature za različite brzine klizanja i normalne sile – uzorak 2 (Materijal A) .....	52
Slika 5-12: Karakteristike gradijenta faktora trenja u funkciji temperature za različite brzine klizanja i normalne sile – uzorak 3 (Materijal B).....	53
Slika 5-13: Glavni podaci snimljeni tokom jednog snimanja trošenja.....	61
Slika 5-14: Ovisnost stupnja trošenja o temperaturi za Materijal A i Materijal B.....	61
Slika 5-15: Srednja vrijednost i pripadajuća standardna devijacija faktora trenja za Materijal A i Materijal B u funkciji dubine trošenja uzorka.....	63
Slika 5-16: Srednja vrijednost i pripadajuća standardna devijacija gradijenta faktora trenja za Materijal A i Materijal B u funkciji dubine trošenja uzorka .....	64
Slika 5-17: Snimljene statičke karakteristike okretnog momenta u funkciji brzine za različite periode izmjene brzine klizanja (a) i vremenski odzivi temperatura (b).....	66
Slika 5-18: Promjena brzine klizanja i pozicije aktuatora tokom jednog snimanja .....	67
Slika 5-19: Temperature potisne ploče tokom jednog multi-snimanja .....	67
Slika 5-20: Ilustracija filtriranja signala brzine klizanja (a) i okretnog momenta (b).....	68
Slika 5-21: Ilustracija postupka usrednjavanja karakteristika okretnog momenta.....	68
Slika 5-22: Ilustracija efekta stabilizacije okretnog momenta .....	69
Slika 5-23: Sve usrednjene karakteristike okretnog momenta tokom jednog multi-snimanja. 70	
Slika 5-24: Gradijenti okretnog momenta na gornjoj (a) i donjoj razini (b) okretnog momenta za osnovnu spojku (Materijal A).....	71
Slika 5-25: Usporedba sklonosti podrhtavanju za nove obloge od Materijala A – na tribometru (a) i na spojci (b) .....	72
Slika 5-26: Usporedba sklonosti podrhtavanju za nove obloge od Materijala B – na tribometru (a) i na spojci (b) .....	73
Slika 5-27: Usporedba gradijenta tokom trošenja – Materijal B.....	75
Slika 6-1: Pojednostavljena ilustracija suhe dvostruke spojke s pozicijama toplinskih masa . 80	
Slika 6-2: Shema toplinskog modela (a) i pripadajući vezni dijagram (b).....	83

---

Slika 6-3: Okretni moment, brzina i temperature spojke za tipični pokus toplinske dinamike: grijanje (a i b) te hlađenje (c i d). .....	87
Slika 6-4: Eksperimentalna identifikacija faktora prijenosa topline iz pokusa grijanja.....	88
Slika 6-5: Faktori prijenosa topline za fazu hlađenja pokusa.....	89
Slika 6-6: Rezultati simulacije s identificiranim i podešenim vrijednostima faktora predloženog toplinskog modela za fazu grijanja (gore) i hlađenja (dolje).....	90
Slika 6-7: Empirički proširena shema modela toplinske dinamike (a) i pripadajući vezni dijagram (b).....	92
Slika 6-8: Faktori prijenosa topline modela 3.1 u funkciji brzine klizanja .....	93
Slika 6-9: Eksperimentalna validacija modela toplinske dinamike .....	94
Slika 7-1: Vrijednosti glavnih parametara zabilježeni tokom jednog snimanja pokusa toplinskog širenja .....	97
Slika 7-2: Snimljena, filtrirana i usrednjena statička karakteristika okretnog momenta .....	98
Slika 7-3: Glavni rezultati pokusa toplinskog širenja .....	99
Slika 7-4: Početne pozicija potisne ploče (a) i potisnog ležaja (b) .....	100
Slika 7-5: Statičke karakteristike pozicija potisne ploče (a) i pozicija potisnog ležaja (b)....	100
Slika 7-6: Shema spojke u otvorenom stanju .....	102
Slika 7-7: Ilustracija toplinskog širenja za otvorenu spojku .....	103
Slika 7-8: Toplinsko širenje lisnate opruge.....	104
Slika 7-9: Ilustracija efekta savijanja lisnate opruge.....	105
Slika 7-10: Shema spojke u zatvorenom položaju .....	107
Slika 7-11: Ilustracija radijalnih komponenti toplinskog širenja .....	108
Slika 7-12: Validacija pojednostavljenog modela toplinskog širenja .....	111
Slika 7-13: Detalji validacije pojednostavljenog modela toplinskog širenja .....	112
Slika 7-14: Pojednostavljeni model kompenzacije toplinskog širenja bez (a) i s (b) kompenzacijom temperature ovisnosti faktora trenja. ....	113
Slika 7-15: Modeliranje efekta savijanja lisnate opruge .....	115
Slika 7-16: Proširenje modela aksijalne dinamike efektima toplinskog širenja.....	115
Slika 7-17: Validacija modeliranja toplinskog širenja .....	116
Slika 7-18: Validacija modeliranja toplinskog širenja – detalj A .....	117
Slika 7-19: Validacija modeliranja toplinskog širenja – detalj B.....	117
Slika 7-20: Validacija modeliranja toplinskog širenja – detalj C.....	118
Slika 7-21: Validacija modeliranja toplinskog širenja – detalj D .....	118
Slika 7-22: Validacija modeliranja toplinskog širenja – detalj E.....	118

---

Slika 7-23: Validacija modeliranja toplinskog širenja – detalj F .....	119
Slika 8-1: Glavni parametri snimljeni tokom pokusa malog (lokalnog) trošenja .....	123
Slika 8-2: Snimljene, filtrirane i usrednjene karakteristike .....	123
Slika 8-3: Fotografija postava za ručnu aktivaciju mehanizma za kompenzaciju trošenja ....	125
Slika 8-4: Usrednjene karakteristike snimljene tokom pokusa malog (lokalnog) trošenja .....	126
Slika 8-5: Najveće vrijednosti karakteristika snimljenih tokom pokusa malog (lokalnog) trošenja .....	126
Slika 8-6: Rastavljanje spojke i zamjena zakovica vijcima i maticama .....	128
Slika 8-7: Karakteristike osnovne spojke snimljene neposredno prije i nakon rastavljanja ..	129
Slika 8-8: Karakteristike spojke za duboko trošenje snimljene neposredno prije i nakon rastavljanja .....	129
Slika 8-9: Shema emulacije trošenja .....	130
Slika 8-10: Rezultati pokusa dubokog trošenja .....	130
Slika 8-11: Postojeći model aksijalne dinamike proširen efektima trošenja .....	131
Slika 8-12: Validacija modela trošenja – 0 mm trošenja .....	132
Slika 8-13: Validacija modela trošenja – 0 do 0,1 mm trošenja .....	133
Slika 8-14: Validacije modela trošenja – malo trošenje – detalj A .....	134
Slika 8-15: Validacije modela trošenja – malo trošenje – detalj B .....	134
Slika 8-16: Validacije modela trošenja – malo trošenje – detalj C .....	134
Slika 8-17: Validacija dubokog trošenja .....	135
Slika 8-18: Referenca okretnog momenta motor aktuatora tokom pokusa malog trošenja ...	136
Slika 8-19: Filtrirane statičke karakteristike trošenih spojki i maksimalne vrijednosti u funkciji kilometraže vozila .....	138
Slika 8-20: Mjerenje pozicije vanjskog prstena mehanizma za kompenzaciju trošenja .....	139
Slika 8-21: Izračunate razine potrošenosti spojke .....	139
Slika 8-22: Filtrirane statičke karakteristike trošenih spojki i maksimalne vrijednosti u funkciji kilometraže vozila .....	140
Slika 8-23: Procedura određivanja malog trošenja .....	141
Slika 8-24: Filtrirane statičke karakteristike okretnog momenta trošenih spojki .....	142
Slika 8-25: Filtrirane statičke karakteristike pozicije potisnog ležaja trošenih spojki .....	142
Slika 8-26: Fotografija 37k spojke .....	143
Slika 8-27: Filtrirane statičke karakteristike okretnog momenta trošenih spojki – najbolje poklapanje .....	144

---

Slika 8-28: Filtrirane statičke karakteristike pozicije potisnog ležaja trošenih spojki – najbolje poklapanje .....	145
Slika 8-29: Filtrirane statičke karakteristike trošenih spojki i maksimalne vrijednosti u funkciji kilometraže vozila .....	146
Slika 9-1: Shema spojke s naznačenim izraženim opružnim karakteristikama .....	148
Slika 9-2: Karakteristika tarne ploče spojke 2 .....	151
Slika 9-3: Karakteristika tanjuraste opruge spojke 2 .....	153
Slika 9-4: Modeli lisnate opruge .....	153
Slika 9-5: Karakteristika povratne (lisnate) opruge spojke 2 .....	155
Slika 9-6: Karakteristika oslonca mehanizma za kompenzaciju trošenja .....	156
Slika 9-7: Karakteristika oslonca zamašnjaka .....	157
Slika 9-8: Karakteristika tarne ploče 2 različitih spojki .....	158
Slika 9-9: Karakteristika tanjuraste opruge 2 različitih spojki .....	159
Slika 10-1: Nova shema komponenti aksijalnog mehanizma spojke .....	162
Slika 10-2: Postojeći model aksijalne dinamike s modeliranim utjecajnim efektima .....	164
Slika 10-3: Novi model aksijalne dinamike s modeliranim utjecajnim efektima .....	165
Slika 10-4: Ekvivalentna krutost opružnih elemenata vezanih uz jaram .....	165
Slika 10-5: Validacija novog modela za osnovnu spojku .....	167
Slika 10-6: Validacija novog modela za spojku za duboko trošenje .....	167
Slika 10-7: Validacija modeliranja toplinskog širenja .....	168
Slika 10-8: Validacija modeliranja toplinskog širenja – detalji A i B .....	168
Slika 10-9: Validacija modeliranja toplinskog širenja – detalji C i D .....	168
Slika 10-10: Validacija modeliranja toplinskog širenja – detalji E i F .....	169
Slika 10-11: Validacija modela trošenja – 0 do 0,1 mm trošenja .....	169
Slika 10-12: Validacije modela trošenja – malo trošenje – detalji A, B i C .....	170
Slika 10-13: Validacija dubokog trošenja .....	170
Slika 10-14: Predviđanje utjecaja trošenja novog modela .....	171
Slika 11-1: Shema predloženog novog tipa suhe dvostruke spojke ([24]) .....	177
Slika A-1: Vremensko klizanje signalna izmjerenih sila .....	186
Slika A-2: Utjecaj temperature na osjetnik temperature tokom zagrijavanja .....	187
Slika B-1: Tarna ploča 1 .....	188
Slika B-2: Tarna ploča 2 .....	188
Slika C-1: Vremenski odazivi statičkih pokusa eksperimentalne identifikacije faktora trenja – uzorak 1 (Materijal A) .....	189

---



---

Slika C-2: Usporedba faktora trenja iz statičkih i kvazistatičkih pokusa – uzorak 1 (Materijal A).....	190
Slika D-1: Karakteristike faktora trenja u funkciji brzine klizanja za temperature i normalne sile – uzorak 2 (Materijal A) .....	191
Slika D-2: Karakteristike faktora trenja u funkciji temperature za različite brzine klizanja i normalne sile – uzorak 2 .....	192
Slika D-3: Karakteristike faktora trenja u funkciji normalne sile za različite brzine klizanja i temperature – uzorak 2 (Materijal A).....	192
Slika D-4: Karakteristike faktora trenja u funkciji brzine klizanja za temperature i normalne sile – uzorak 3 (Materijal B) .....	193
Slika D-5: Karakteristike faktora trenja u funkciji temperature za različite brzine klizanja i normalne sile – uzorak 3 (Materijal B) .....	193
Slika D-6: Karakteristike faktora trenja u funkciji normalne sile za različite brzine klizanja i temperature – uzorak 3 (Materijal B).....	194
Slika E-1: Usrednjeni faktor trenja snimljen između pokusa trošenja – Uzorak 2 (Materijal A) .....	195
Slika E-2: Usrednjeni gradijent faktora trenja snimljen između pokusa trošenja – Uzorak 2 (Materijal A).....	196
Slika E-3: Usrednjeni faktor trenja snimljen između pokusa trošenja – Uzorak 3 (Materijal B) .....	196
Slika E-4: Usrednjeni gradijent faktora trenja snimljen između pokusa trošenja – Uzorak 3 (Materijal B).....	197
Slika F-1: Usporedba statičkih i kvazistatičkih pokusa na spojci .....	198
Slika G-1: Shematski prikaz modela toplinske dinamike 1 .....	199
Slika G-2: Pripadajući vezni dijagram modela toplinske dinamike 1 .....	199
Slika G-3: Shematski prikaz modela toplinske dinamike 2 .....	200
Slika G-4: Pripadajući vezni dijagram modela toplinske dinamike 2 .....	200
Slika G-5: Shematski prikaz modela toplinske dinamike 4 .....	201
Slika G-6: Pripadajući vezni dijagram modela toplinske dinamike 4.....	201
Slika G-7: Model toplinske dinamike za obje spojke s dvije toplinske mase zamašnjaka. ...	202
Slika G-8: Model toplinske dinamike za obje spojke s jednom masom zamašnjaka.....	202
Slika I-1: Razvoj novog modela aksijalne dinamike.....	204

---

## Popis tablica

Tablica 2-1: Glavne komponente suhe dvostruke spojke i aktuatora.....	16
Tablica 2-2: Popis spojki korištenih u ovom radu.....	21
Tablica 3-1: Glavne komponente postava spojke .....	24
Tablica 3-2: Glavne komponente tribometra .....	27
Tablica 3-3: Glavne karakteristike senzora sile .....	31
Tablica 5-1: Izrađeni uzorci iz tarnih materijala .....	39
Tablica 5-2: Odnosi vrijednosti ekvivalentnih parametara na spojci i na tribometru .....	42
Tablica 5-3: Srednje kvadratno odstupanje razmatranih aproksimacijskih funkcija .....	48
Tablica 5-4: Parametri polinomske aproksimativne funkcije faktora trenja .....	49
Tablica 5-5: Izmjerene gustoće tarnih materijala .....	60
Tablica 5-6: Procedure pokusa trošenja na tribometru.....	60
Tablica 5-7: Usporedba karakteristika tarnih materijala .....	76
Tablica 6-1: Parametri toplinskog sustava spojke.....	81
Tablica 6-2: Određene toplinske mase komponenata spojke.....	85
Tablica 6-3: Pokusi toplinske dinamike .....	86
Tablica 6-4: Vrijednosti faktora prijenosa topline za faze grijanja i hlađenja .....	91
Tablica 7-1: Rezultati pojednostavljene analize toplinskog širenja na 200°C.....	113
Tablica 8-1: Popis spojki i relevantnih podataka za pokuse trošenja.....	136
Tablica 8-2: Popis prethodno razmatranih spojki .....	143
Tablica 8-3: Varirane vrijednosti pozicije mehanizma za kompenzaciju trošenja.....	145
Tablica B-1: Dimenzije tarnih ploča suhe dvostruke spojke.....	188
Tablica H-2: Dimenzije korištene za inicijalnu analizu toplinskog širenja .....	203

# 1 Uvod

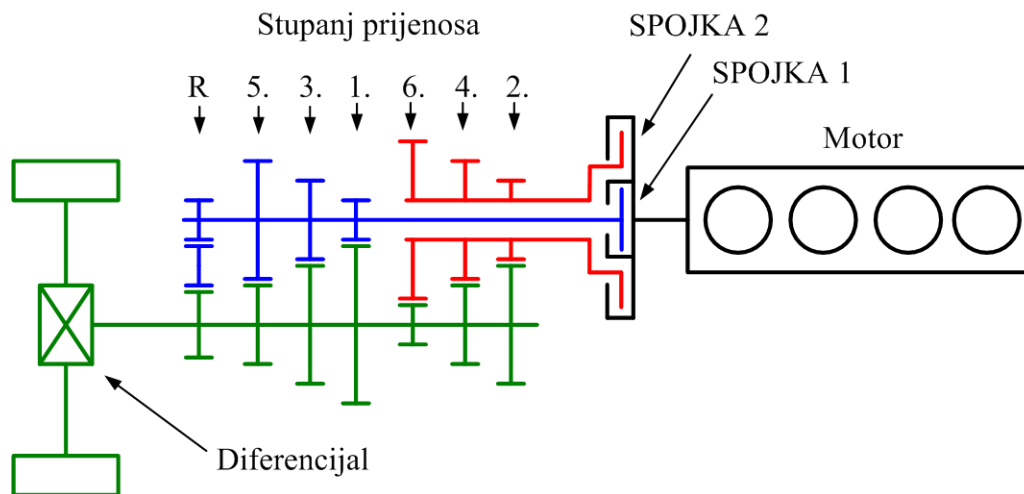
## 1.1 Motivacija

Automobilske transmisije sa stupnjevanom promjenom prijenosnog omjera se tradicionalno dijele na (i) ručne transmisije s tarnom spojkom kod kojih vozač vrši izmjenu stupnjeva prijenosa i adekvatan postupak uključivanja/isključivanja spojke te (ii) automatske transmisije opremljene hidrodinamičkom spojkom kod kojih sustav sam vrši izmjenu stupnjeva prijenosa. Svako od ova dva rješenja pritom ima određene prednosti i mane. Glavna prednost manualnih transmisija je veća učinkovitost ([1]) koja je u svim stupnjevima prijenosa veća od 90% dok je kod automatskih transmisija s pretvaračem momenta iskoristivost u prosjeku između 80 i 90% ([2], [3]) iako se u slučaju niskih stupnjeva prijenosa mogu spustiti i na 70% ([3]). Nadalje, manualne transmisije su lakše i manjih dimenzija ([1]) te posljedično imaju nešto niže proizvodne troškove. Glavna prednost automatskih transmisija je udobnost vožnje, posebice kod vožnje u gradskim uvjetima s učestalim izmjenama stupnjeva prijenosa te zaustavljanja/pokretanja vozila.

Napretkom upravljačke tehnike stvoreni su tehnički preduvjeti za formiranje automatskih transmisija baziranih na tarnim spjkama čime bi se zadržala visoka učinkovitost nužna za postizanje zahtijevane niske potrošnje goriva i smanjenih emisija ispušnih plinova uz povećanje udobnosti vožnje. Dva su predložena sustava: automatizirana ručna transmisija (AMT – eng. Automated Manual Transmission) te transmisije s dvostrukim spjkama (eng. Dual Clutch Transmission - DCT).

AMT sustavi se formiraju ugradnjom dvaju aktuatora (jednog za upravljanje spojkom i drugog za izmjenu stupnjeva prijenosa) na klasičnu ručnu transmisiju. S oba aktuatora upravlja odgovarajući sustav upravljanja. DCT sustavi se uobičajeno opisuju kao skup dvije standardne ručne transmisije ugrađene u isto kućište (Slika 1-1) pri čemu jedan komplet spojke i zupčanika predstavlja neparne, a drugi komplet parne stupnjeve prijenosa. Ovakav raspored omogućava uključivanje sljedećeg stupnja prijenosa dok se snaga još uvijek prenosi u prethodnom stupnju, te se potom paralelno isključuje jedna i uključuje druga spojka. Kako se motor nikad ne odvaja od transmisije, u odnosu na (automatizirani) ručni mjenjač ne postoji pad u prenesenom okretnom momentu. Spojkom i transmisijom upravlja sustav elektronske regulacije preko odgovarajućih aktuatora jer bi rukovanje dvjema transmisijama

(dvije papučice spojke i dvije ručice mjenjača) bilo presloženo za vozača. Posljedično, DCT sustavi se mogu promatrati kao dvije AMT transmisije u objedinjenom kućištu.



**Slika 1-1: Osnovna shema DCT sustava**

AMT tip transmisije općenito je jednostavnije razviti u odnosu na DCT ([2]), međutim zbog propada momenta kod izmjena stupnjeva prijenosa javljaju se određeni energetske gubici te pad udobnosti zbog trzaja kod uključivanja spojke. Stoga se tek za DCT sustave tvrdi da mogu dati kombinaciju dobrih osobina postojećih dokazanih sustava transmisija: (a) udobnost i jednostavnost upravljanja konvencionalnih automatskih transmisija s pretvaračem momenta te (b) ekonomičnost standardne ručne transmisije ([4], [5], [6]).

Sustav dviju paralelnih transmisija je inicijalno osmislio francuski inženjer Adolphe Kégresse neposredno prije Drugog svjetskog rata ([7]), ali nije realiziran do 1980-ih kad su Audi i Porsche ugradili dvostruke spojke u trkaće automobile dok je značajnija primjena u konvencionalnim vozilima počela s početkom novog stoljeća ([8]). Očekuje se da će do 2020. godine preko 10% svih osobnih vozila na području Europe ([9]) biti opremljeno DCT sustavima kao dio općenitog prodora različitih tipova automatskih transmisija na tržište koje je tradicionalno naklonjeno transmisijama s ručnim mjenjačima ([10]). Pored Europe, značajan porast prodaje dvostrukih spojki odvija se i u Kini ([11]).

Na tržištu trenutno postoje DCT rješenja bazirana i na uljnim ([12], [13]) i na suhim spojkama ([14], [15]). Rješenja bazirana na uljnim spojkama prva su se pojavila, te se mogu smatrati prihvaćenom tehnologijom. Naknadno su ponuđeni i sustavi bazirani na suhim spojkama. Glavna razlika između DCT sustava baziranih na uljnim i na suhim spojkama očito je izostanak ulja u samoj spojci. Ova razlika međutim uzrokuje i druge razlike suhih dvostrukih spojki u odnosu na sustave bazirane na uljnim spojkama:

- Manja potrošnja goriva ([16], [17], [10], [8]) uslijed izostanka gubitaka cirkulacije ulja u praznom hodu za otprilike 2 % ([18]) (potencijalno najmanji gubici u usporedbi sa svim ostalim tipovima automatskih transmisija ([19]));
- Tendencija primjene elektromehaničkih umjesto hidrauličkih aktuatora ([16]) kod suhих spojki što vodi daljnjem smanjenju potrošnje goriva zbog izostanka gubitaka na radu pumpe u praznom hodu ([17]) ali traži poznavanje pozicije pojedinih komponenti (u prvom redu potisne ploče) kod suhих spojki zbog utjecaja trošenja i proizvodnih odstupanja stvarne geometrije komponenti od idealne ([10]);
- Utjecaj kompleksne karakteristike istog elektromehaničkog aktuatora koja je pod značajnim utjecajem trenja i elastičnosti mehanizma aktuatora;
- Ograničeni toplinski kapacitet zbog slabijeg i neravnomjernijeg odvođenja topline zrakom u odnosu na odvođenje uljem ([17], [8]) što rezultira kompleksnijom toplinskom dinamikom i potencijalno kompleksnijim i značajnijim utjecajem toplinskog širenja;
- Pojačano trošenje suhих tarnih obloga u odnosu na uljne ([17], [8]);
- Veća varijabilnost faktora trenja uslijed kompleksne ovisnosti faktora trenja o različitim radnim parametrima poput normalne sile, brzine klizanja i temperature, te trošenja tarnog materijala ([19]);
- Podrhtavanje sustava najčešće uslijed javljanja stick-slip efekta zbog (i) nestabilnosti karakteristike suhog trenja te (ii) utjecaja tolerancija izrade spojke ([20], [21], [22]);
- Značajnije trošenje i slabije odvođenje topline uobičajeno ograničavaju primjenu suhих dvostrukih spojki na vozila s manjim momentom (primjerice mali gradski automobili ([16], [23])). Granično područje momenta je između 250 i 350 Nm ([18], [19]);
- Općenito jednostavnija konstrukcija same spojke ([17]), posebice zbog korištenja jedne tarne ploče po spojci ([10]);
- Potreban mehanizam za kompenzaciju trošenja ([19]);
- Niži proizvodni troškovi ([17]).

Ukratko, u odnosu na automatske transmisije s pretvaračem momenta, pa i hidraulički-aktuirane uljne dvostruke spojke, DCT sustavi bazirani na suhim spojkama imaju prednosti pred uljnim s ekonomskog i ekološkog stajališta, ali su problematičniji sa stajališta upravljanja i ograničenja prijenosa okretnog momenta. Međutim, ukoliko se uspije formirati dovoljno precizan dinamički model, u odnosu na ostale ponuđene sustave, suha DCT transmisija zbog malih dimenzija i troškova postaje najzanimljivija tehnologija koja

omogućava korištenje automatske transmisije u malim i srednjim gradskim automobilima ([22]), segmentu automobilske tržišta koji bilježi najveći apsolutni rast broja prodanih vozila kao i povećanje udjela u ukupnom broju prodanih vozila ([24]).

Važno je napomenuti kako se s porastom prodaje nastavlja razvoj DCT sustava, kako suhih tako i uljnih ([25], [22]) pri čemu je tendencija razvoja primjene električnog hidrostatskog aktuatora s neposrednim radnim cilindrom umjesto elektromehaničkih ili hidrauličkih aktuatora s polugom. Također, na temelju dvostrukih spojki razvijena su i rješenja pogona vozila s hibridnim pogonom pri čemu se električni motor spaja neposredno na ulazno vratilo transmisije. Pritom su predložena rješenja sa samo jednim električnim motorom koji prenosi snagu na vratilo parnih prijenosnih omjera ([26], [27]) kao i rješenje sa dva elektromotora ([28]) (po jedan na svako ulazno vratilo transmisije).

## 1.2 Dosadašnje spoznaje

Istraživanja u području suhih dvostrukih spojki odvijaju se u nekoliko karakterističnih smjerova. Prvi smjer odnosi se na utjecaj pojedine komponente spojke na ukupnu dinamiku. Drugi smjer odnosi se na istraživanje utjecaja pojedinih efekata kao što su varijabilnost faktora trenja ili toplinsko širenje. Treći pravac je formiranje sveukupnih dinamičkih modela spojke čija je primarna namjena korištenje za razvoj sustava upravljanja.

### 1.2.1 Istraživanje komponenata spojke

Istraživanja koja se odnose na utjecaj pojedinih komponenti spojke na ukupnu dinamiku u pravilu imaju cilj donijeti zaključke o potrebnim izmjenama u oblikovanju komponenti ili prilagodbi sustava upravljanja spojkom s ciljem poboljšanja kvalitete izvršavanja funkcije spojke. Istraživanja se većim dijelom temelje ne teorijskim analizama te su ponekad poduprta eksperimentalnim radom. Važno je naglasiti kako su od primarnog interesa komponente s izraženim opružnim i/ili prigušnim djelovanjem te komponente s utjecajem na faktor trenja. Kako su suhe dvostruke spojke razvijene s idejom duplikacije suhe tarne spojke, mnoge komponente su neposredno preuzete ili manjim dijelom prilagođene. Stoga je moguća primjena većine rezultata istraživanja koja su provedena za suhe spojke ručnih ili suhih AMT transmisija.

Prva komponenta je tarne ploče koja se sastoji od dvije tarne obloge između kojih je smještena valovita opruga dizajnirana s različitim radijalnom krutošću kako bi se osiguralo željeno glatko uključivanje ([5]), a čije precizno modeliranje traži primjenu metode konačnih

elemenata. Pritom su glavni izazovi vezani uz kompleksnu formu i kontinuirano varijabilne kontaktne površine, temperaturne efekte i utjecaj malih varijacija geometrije ([29]), pojavu oscilacija zbog geometrijske nesavršenosti tarne ploče ([30]), plastične deformacije tarne obloge ([31]), utjecaj ugrađenih spiralnih opruga čije su krutosti i prigušenja odabrani s ciljem suzbijanja prijenosa torzijskih vibracija motora na transmisiju ([32]).

Tanjurasta opruga druga je značajna komponenta spojke s elastičnim djelovanjem čija je glavna zadaća multiplikacija sile s potisnog ležaja ([32]). Tanjurasta opruga je uvedena kod manualnih spojki kao zamjena za prethodno korišteni sustav poluge i spiralne opruge obzirom da zbog svog oblika (niz radijalno postavljenih pera povezanih jednim prstenom) istovremeno djeluje i kao poluga i kao opruga. Istraživanja se pretežito bave optimiranjem geometrije, tj. određivanjem profila/izrezivanjem materijala iz standardne tanjuraste opruge koje će dati što bolju opružnu karakteristiku pri čemu je vidljiva tendencija prema korištenju konačnih elemenata umjesto eksperimentalne identifikacije ([33], [34], [35], [36]).

Suha dvostruka spojka opremljena je mehanizmom za kompenzaciju trošenja čija je zadaća održavanje približno jednake veličine zračnog raspora. Drugim riječima, ovaj mehanizam pomiče početnu poziciju potisne ploče prema zamašnjaku za iznos koji odgovara debljini potrošenog taranog materijala. Postoje brojni patenti vezani uz različita rješenja mehanizama ([37], [38], [39]), ali nedostaju adekvatni radovi i modeli. Mehanizmi za kompenzaciju trošenja općenito se ugrađuju u suhe manualne spojke sa zadatkom održavanja vrijednosti sile na papučici, međutim, primjena je pokazala da njihov rad nije posve predvidljiv ([40]).

Detaljnija razmatranja utjecaja pojedinih komponenata dana su u poglavlju o parametrizaciji modela aksijalne dinamike (poglavljje 9: Opružne karakteristike komponenti spojke).

### **1.2.2 Istraživanje pojedinih efekata spojke**

Smjer istraživanja vezan uz karakterizaciju pojedinih efekata u spojci kao što su toplinska dinamika i faktor trenja naginje većim dijelom prema eksperimentalnom radu.

Faktor suhog trenja općenito se, pa tako i za tarne obloge suhih spojki, karakterizira u funkciji tri promjenjiva parametra: temperatura, brzina klizanja i normalna sila ([41], [42]). Korištenje nekog od tribometarskih ispitnih strojeva (npr. tipa "uzorak na disku") može omogućiti brzu i preciznu karakterizaciju faktora trenja, no zbog složene geometrije i toplinskih efekata stvarne spojke nije jasno mogu li ovi rezultati vjerno oslikati realne uvjete rada spojke. Mjerenja pokazuju kako je faktor trenja za pojedine materijale dodatno pod utjecajem degradacije taranog materijala uslijed dugotrajnog izlaganja (deseci sati) povišenim temperaturama (oko

200°C) te uslijed trošenja ([43]). Više detalja o identifikaciji i modeliranju faktora trenja dano je u poglavlju 5.4: Trošenje tarnog materijala.

Drugi efekt koji je vezan uz tarni materijal odnosi se na njegovo trošenje pri čemu su dva glavna cilja istraživanja. Prvi cilj je formirati model trošenja spojke čime bi se riješio problem nemogućnosti neposrednog mjerenja istrošenosti tarne obloge koju je potrebno poznavati kako bi se kompenzirali njegovi utjecaji na karakteristiku momenta spojke. Drugi cilj je prikupljanje podataka koji će omogućiti konstruiranje spojke s životnim vijekom jednakim životnom vijeku čitavog vozila (otprilike 240 000 km) ([8]).

Složena priroda trošenja potakla je formiranje različitih modela. Dostupna opće korištena literatura raspoznaje 4 tipa trošenja ([42]) (iako autor naglašava kako ne postoji potpuni konsenzus) koje se u novije vrijeme pokušavaju objediniti u jedinstveni klasifikacijski sustav ([44]). Općenito se smatra da trošenje suhe spojke odgovara trošenju koje nastaje kod klizanja dviju glatkih površina bez prisutnosti treće supstance, a koje je definirano Archardovim zakonom ([42], [45], [46]) koji definira kako je trošenje proporcionalno tvrdoći materijala, te tlaku i brzini klizanja između tijela u dodiru. Više detalja o identifikaciji i modeliranju trošenja tarnog materijala dano je u poglavlju 5.4: Trošenje tarnog materijala.

Treći efekt koji se istražuje, a koji je vezan uz karakteristike tarnog materijala odnosi se na vibracije spojke, pa prema tome i cijelog pogonskog sustava uzrokovane vibracijama komponenti spojke ([20], [21], [47]). Vibracije koje se javljaju u ovim uvjetima dominantno imaju nisku frekvenciju i visoke amplitude, te imaju negativan utjecaj na udobnost vožnje zbog preklapanja s vlastitim frekvencijama vozila ([48]). Dva glavna uzroka oscilacija ovog tipa su ([20], [21], [22]): (i) varijacije tarnih karakteristika i (ii) utjecaj tolerancija izrade spojke. Vibracije koje se javljaju mogu se pritom dobro prigušiti ukoliko je gradijent faktora trenja spram brzine klizanja pozitivan ([21], [47], [48]) dok se u slučaju negativnog gradijenta vibracije pojačavaju. Više detalja o identifikaciji sklonosti materijala podrhtavanju dano je u poglavlju 5.3: Sklonost podrhtavanju tarnog materijala.

Toplinska dinamika četvrti je istraživani efekt, a riječ je o dinamici koja definira temperature komponenata spojke koje utječu na karakteristiku momenta ([49]), u svakom slučaju putem utjecaja na faktor trenja ([41], [50]), ali i putem promjene normalne sile uslijed toplinskog širenja komponenti spojke ([51]). Kako je neposredno mjerenje temperature spojke u stvarnoj transmisiji tehnički problematično zbog stalne rotacije komponenti, potrebno je postaviti model toplinske dinamike kojim bi se mogla predvidjeti temperatura spojke iz drugih radnih parametara ([52]). Jedna od izravnih primjena toplinskog modela je u procjeni temperature spojke tijekom vožnje za svrhe nadzora i upravljanja. U slučajevima kada je cilj dobiti



jednostavan model kao podlogu za regulaciju ([52], [53]), ali i kao osnovu za razvoj buduće spojke ([54]), koristi se formulacija s koncentriranim parametrima, tj. toplinskim masama između kojih se odvija prijenos topline ([55]). Dok je modeliranje toplinske dinamike uljnih spojki široko razmatrano u literaturi ([51]), praktično ne postoje modeli suhe spojke koji bi opisivali temperaturne razlike između pojedinih komponenti uzrokovane izostankom ulja kao i odgovarajuće efekte vezane uz toplinsko širenje pojedinih komponenti spojke. Više detalja o identifikaciji i modeliranju toplinske dinamike dano je u poglavlju 6: Toplinska dinamika spojke.

### 1.2.3 Razvoj modela i sustava upravljanja spojke

Treći smjer istraživanja usmjeren je neposrednom formiranju sveobuhvatnih matematičkih i simulacijskih modela spojke te generiranju strategija upravljanja iz istih. Modele namijenjene upravljanju karakterizira jednostavnost ([56]) te u pravilu zasnovanost na eksperimentalnoj identifikaciji parametara ([57]).

Sustavi upravljanja suhom spojkom već su razvijani/predloženi za automatizirani ručni mjenjač ([58]) kao i općenito za DCT sustave ([59]) pri čemu je upravljanje spojke izvedeno kao prijelaz iz uključene spojke u isključenu pri čemu se brzina uključivanja/isključivanja podešava tako da se ne prijeđe maksimalna dozvoljena vrijednost ubrzanja transmisije. Drugačiji pristup određivanja brzine uključivanja spojke ([60]) je iz ciljne brzine motora i „intenziteta šoka vozila“ (eng. Vehicle target shock intensity). Intenzitet šoka je definiran kao dozvoljeni gradijent ubrzanja s vrijednošću od  $10 \text{ m/s}^3$ . Napredniji predloženi sustavi upravljanja ([61]) bazirani su na modeliranju momenta na spojci kao funkciji faktora trenja, radijusa spojke i normalne sile, međutim faktor trenja je definiran kao konstantna vrijednost dok je karakteristika normalne sile po poziciji aktuatora neposredno eksperimentalno identificirana bez daljnjeg modeliranja mehanizma generiranja normalne sile.

Općenito, dinamički modeli su bazirani bilo na eksperimentalno identificiranim karakteristikama momenta u funkciji pozicije aktuatora i/ili na temelju procijene brzine zatvaranja spojke koje će omogućiti uključivanje spojke bez trzaja. Iako su ovakvi modeli zbog svoje jednostavnosti i neposrednog podešavanja prikladni za razvoj sustava upravljanja pojedinim tipom spojke, nisu pogodni za utvrđivanje općenitih zakonitosti dinamike spojke pa prema tome ni za donošenje zaključaka o poželjnim izmjenama u konstrukciji spojke s ciljem ostvarivanja veće preciznosti u prijenosu momenta.

### 1.3 Hipoteza

Ciljevi predloženog istraživanja su:

- a) Eksperimentalna identifikacija raznih parametara i karakteristika dinamike suhe dvostruke spojke s ciljem istraživanja fizikalne podloge prijenosa momenta trenjem za različite vrijednosti radnih parametara poput temperature, normalne sile, brzine klizanja i stupnja trošenja;
- b) Postavljanje eksperimentalno-provjerene više-fizikalnog matematičkog modela spojke, pogodnog za razvoj sustava upravljanja i nadzora spojke.

Hipoteza ovog rada je da se dinamičko ponašanje suhe dvostruke spojke može precizno opisati fizikalno utemeljenim i eksperimentalno identificiranim matematičkim modelima s koncentriranim parametrima, te da se dobivena saznanja mogu primijeniti na unapređenje kvalitete upravljanja spojkom.

### 1.4 Znanstveni doprinos

Očekuje se da će predloženo istraživanje rezultirati sljedećim izvornim znanstvenim doprinosima:

- 1) Postavljanje eksperimentalno-provjerene više-fizikalnog dinamičkog modela suhe tarne spojke uključujući višedimenzionalnu karakteristiku faktora trenja tarnih obloga, efekte toplinske dinamike i toplinskog širenja, utjecaje trošenja tarnih obloga i utjecaje mehanizma za kompenzaciju trošenja.
- 2) Istraživanje, razvoj i verifikacija namjenskih eksperimentalnih postava i prikladnih ispitnih procedura za izravnu identifikaciju gradijenta karakteristike momenta trenja tarnih obloga (postav spojke) ili njihovih uzoraka (tribometar) kao mjere podložnosti spojke podrhtavanju te uspostavljanje korelacije rezultata s oba postava.

### 1.5 Pregled rada

Modeliranje suhe dvostruke spojke opisano je u jedanaest poglavlja uključujući uvod i zaključak. U nastavku se sažeto opisuju pojedini dijelovi rada.

**Drugo poglavlje:** *Opis sustava.* Poglavlje daje opći opis i strukturu sustava transmisija baziranih na dvostrukim spojkama s pripadajućim aktuatorima te posebnosti suhih dvostrukih spojki. Opisana je suha dvostruka spojka razmatrana u ovom radu uključujući pripadajući elektromehanički aktuator.

**Treće poglavlje:** *Eksperimentalni postavi.* Daje se opis eksperimentalnih postava koji su razvijeni ili značajno nadograđeni za potrebe modeliranja dinamike suhe dvostruke spojke. Eksperimentalni postavi uključuju postav spojke s pripadajućom transmisijom, postav CNC tribometra tipa uzorak-na-disku te ručno pogonjenu prešu na bazi vretena.

**Četvrto poglavlje:** *Postojeći model aktuatora i aksijalne dinamike spojke.* Opisan je postojeći model aksijalne dinamike razvijen u sklopu istraživanja tokom kojeg je predložen i validiran model aktuatora. Postojeći model je validiran za slučaj prijenosa okretnog momenta na novoj spojci i sobnoj temperaturi.

**Peto poglavlje:** *Karakteristike tarnog materijala.* Opisana je eksperimentalna identifikacija karakteristika tarnog materijala: faktora trenja, sklonosti podrhtavanja i trošenja. Dodatno, istražen je utjecaj trošenja na faktor trenja i sklonost podrhtavanja. Istražena je korelacija rezultata sklonosti podrhtavanju na tribometru i na stvarnoj spojci. Opisano je modeliranje faktora trenja kao dijela sveobuhvatnog dinamičkog modela spojke.

**Šesto poglavlje:** *Toplinska dinamika spojke.* Predložena su četiri modela toplinske dinamike različitih stupnjeva složenosti. Model koji je ukazivao na najvišu razinu preciznosti predikcije temperatura komponenti spojke je parametriran i eksperimentalno validiran. Razvijeni model toplinske dinamike je ugrađen u cjelokupni model spojke.

**Sedmo poglavlje:** *Toplinsko širenje spojke.* Toplinsko širenje spojke te utjecaj na karakteristiku momenta je inicijalno analizirano uz pretpostavke koje omogućuju analizu na temelju izmjerenih pozicija te je formiran pojednostavljeni model koji je validiran. Na bazi rezultata pojednostavljene analize model aksijalne dinamike je proširen efektima toplinskog širenja i eksperimentalno validiran.

**Osmo poglavlje:** *Trošenje spojke.* Provedena su dva seta pokusa eksperimentalne identifikacije trošenja spojke. Prvi set pokusa proveden je neposrednim trošenjem unutar dva uzastopna koraka aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja s ciljem utvrđivanja utjecaja trošenja tarne obloge na statičke karakteristike spojke. Drugi set pokusa proveden je na spojci na kojoj je skidanjem materijala mehaničkim putem emulirano duboko trošenje s ciljem utvrđivanja utjecaja višekratne aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja na statičke karakteristike spojke. Model aksijalne dinamike je proširen efektima trošenja spojke i eksperimentalno validiran. Predikcije modela dodatno su uspoređene sa statičkim karakteristikama osam spojki koje su trošene u stvarnom vozilu.

**Deveto poglavlje:** *Opružne karakteristike komponenti spojke.* Postav ručne preše na bazi navojnog vretena primijenjen je za eksperimentalnu identifikaciju opružnih karakteristika komponenti spojke sa ciljem utvrđivanja utjecajnih parametara na aksijalnu dinamiku spojke.

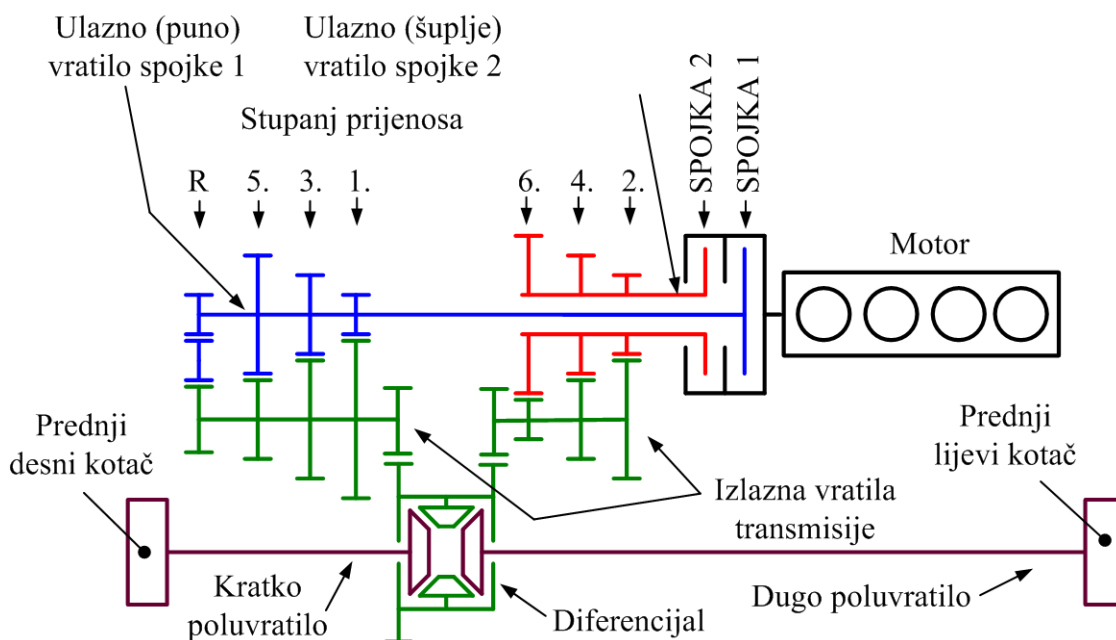
**Deseto poglavlje:** *Novi model aksijalne dinamike spojke.* Predložen je i eksperimentalno validiran novi model aksijalne dinamike koji uključuje zasebno modelirane komponente spojke.

## 2 Opis sustava

### 2.1 Opća struktura DCT sustava

#### 2.1.1 Općenita struktura dvostrukih spojki

Izgradnja DCT sustava, neovisno o tome da li su bazirani na suhim ili uljnim spojkama, traži raspoređivanje dviju transmisija u zajedničko kućište koje, kako bi se moglo primijeniti u vozilima bez značajnih dodatnih izdataka, mora imati približno iste dimenzije kao i postojeći sustavi transmisija koje DCT želi zamijeniti. U uvodnom poglavlju prikazana je principijelna shema rasporeda glavnih elemenata DCT sustava (Slika 1-1). Shema prikazuje jedan od dva načina projektiranja dvostrukih spojki kod kojeg su obje ravnine kontakta tarnih elemenata smještene u istoj ravnini dok spojke imaju različite radijuse, tj. prikazano je rješenje s radijalno razmaknutim spojkama. Druga mogućnost u primjeni je aksijalno razmicanje spojki (Slika 2-1) kod kojeg spojke imaju isti radijus, a razmaknute su aksijalno. Nadalje, slika prikazuje raspored glavnih elemenata transmisije za pogon na prednje kotače kakav je primijenjen u sustavu transmisije sa suhom dvostrukom spojkom istraženom u ovom radu.

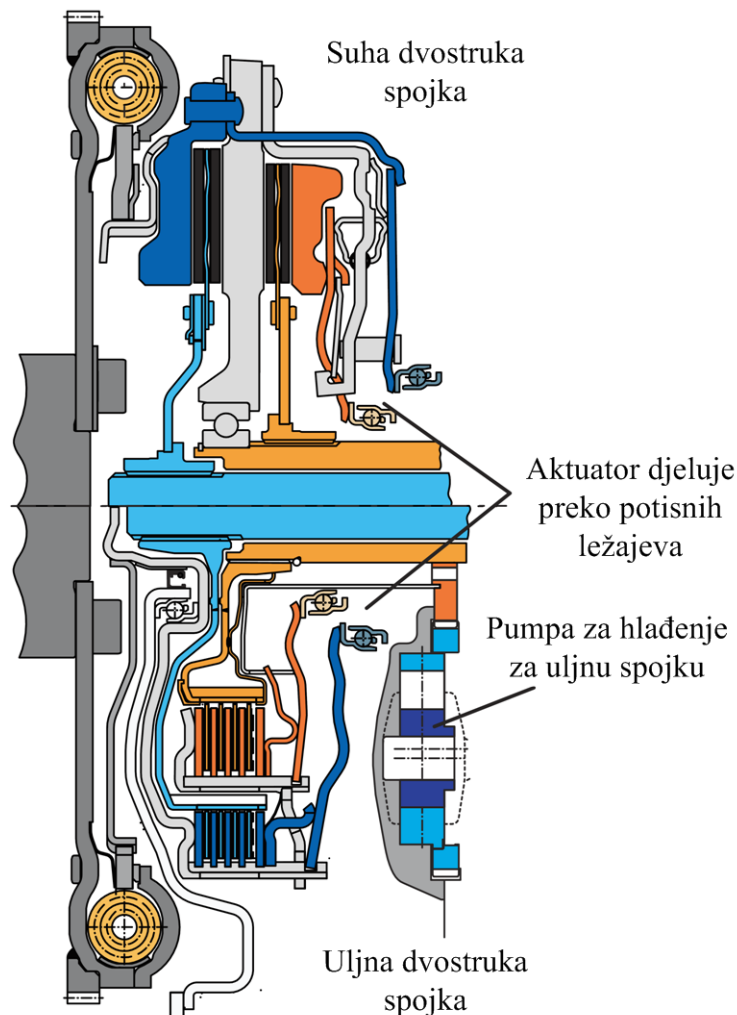


**Slika 2-1: Osnovna shema DCT sustava s aksijalno razmaknutim spojkama**

Aksijalno razmicanje omogućava održavanje manjih momenata inercije te zasebno hlađenje svake spojke ([25]). Međutim, čitava spojka traži više prostora u aksijalnom smjeru u

usporedbi s jednostrukom spojkom istog tipa i kapaciteta prijenosa okretnog momenta (iako zadržava isti radijus). Kod radijalnog razmicanja glavna prednost je zadržavanje približno iste aksijalne dimenzije u usporedbi s jednostrukom spojkom (ali uz povećanje radijusa).

Oba rasporeda načelno su primjenjiva i za uljne i za suhe spojke ([25]). Međutim, čini se kako su u primjeni suhi DCT sustavi s aksijalno razmaknutim spjkama te uljni DCT sustavi s radijalno razmaknutim spjkama ([25], [22]). Pretpostavka je da su ove kombinacije posljedica geometrijskih karakteristika suhih i uljnih spojki (Slika 2-2).



**Slika 2-2: Uobičajeni raspored komponenti dvostruke spojke ([62])**

Naime, suhe spojke pretežno se izvode s jednom tarnom pločom obzirom da već imaju veliki radijus i probleme s hlađenjem. Radijalno razmicanje bi po svojoj prilici uzrokovalo izrazito povećanje momenata inercije (kao i radijusa spojke) te uzrokovalo probleme s hlađenjem unutarnje spojke. Aksijalno razmicanje se stoga čini kao logičan odabir rješenja za DCT sustave sa suhim spjkama. S druge strane, uljne spojke već same po sebi imaju relativno veliku aksijalnu dimenziju jer se najčešće izvode kao spojke s višestrukim tarnim pločama.

Istovremeno, prisutnost i strujanje ulja predstavlja učinkovit sustav odvođenja topline. Radijalno razmicanje se stoga čini logičnim jer se povećava radijalna dimenzija koja je kod jednostrukih uljnih spojki relativno mala, dok će strujanje ulja održavati temperaturu unutarnje spojke na prihvatljivoj razini.

### 2.1.2 Općenita struktura aktuatora

Korištenje hidrauličkih aktuatora uobičajeno je kod automatskih transmisija kako za uključivanje spojke tako i za izmjenu brzina ([63]). Iako bi njihova primjena za automatizirane ručne transmisije i dvostruke spojke bila moguća (i donekle poželjna zbog dosadašnje uspješne primjene ([1]), uobičajeno se traže druga tehnička rješenja. Naime, hidraulički aktuatori karakterizirani su visokim parazitskim energetske gubicima ([1], [63]) (pumpa je stalno u pogonu) što se ne poklapa s ciljem visoke učinkovitosti (mogu sačinjavati 50% ukupnih gubitaka u transmisiji).

Inicijalno su predloženi elektromehanički sustavi ([64]) koje karakterizira visoka učinkovitost ali mogu poprimiti velike dimenzije ([1], [63]). Pogonska jedinica može dati rotacijsko ili linearno gibanje ([1], [63]) koje se potom najčešće prenosi preko mehaničkog sklopa koji vrši multiplikaciju sile (i pretvorbu rotacije u linearno gibanje). Mehanički sklopovi bazirani su na poluzi, navojnom vretenu ili pužnom prijenosniku, tj. nekoj kombinaciji ova tri osnovna mehanizma ([63], [36]). Naravno, primijenjeni mehanizam diktira prostorni raspored i udaljenost između spojke i motora aktuatora.

Osnovna zadaća aktuatora je generirati potrebnu silu za otvaranje/zatvaranje spojke. Ostvarenje ove zadaće bilo bi najpreciznije u slučaju primjene senzora sile, međutim primjena senzora najčešće nije moguća zbog ograničenja prostora te vezanih troškova ([63]). Umjesto toga, elektromehanički aktuatori se reguliraju po poziciji motora ili po struji na motoru. Ovakav pristup sa sobom nosi određene nepreciznosti vezane uz varijacije trenja između komponenata aktuatora koje su uzrokovane promjenom temperature te starenjem/trošenjem komponenti.

Primjena elektro-hidrauličkih hidrostatskih aktuatora predložena je kao rješenje za nedostatke elektromehaničkih aktuatora ([22]). Naime, zaseban električni pogon rješava problem parazitskih gubitaka dok je tlak u sustavu dovoljno velik za neposredno uključivanje spojke ([22]) čime se omogućava oblikovanje aktuatora s neposrednim radnim cilindrom (tj. bez ikakvih polužnih mehanizama između hidrauličkog cilindra i potisnog ležaja), ali i oblikovanje spojke bez tanjuraste opruge. Međutim, nije posve jasno kakav utjecaj ima primjena ovakvih sustava na ukupnu cijenu transmisije (AMT ili DCT tipa).

U primjeni su još i pneumatski aktuatori ([65]), međutim čini se kako je njihova primjena ograničena na teška gospodarska vozila što je vjerojatno vezano uz općenitu primjenu pneumatike za druge sustave takvih vozila kao što su kočnice, ovjes i sl.

Neovisno o tehničkom rješenju koji se primijeni, da bi se mogao primijeniti u DCT sustavima, aktuator mora zadovoljiti uvjet otvaranja spojke u slučaju gubitka napajanja (neovisno o tome da li je riječ o hidrauličkoj pumpi spojenoj na motor vozila ili zasebnom elektromotoru). Naime, kod DCT sustava traži se da normalna pozicija spojke bude otvorena za razliku od ručnih ili klasičnih automatskih transmisija gdje je normalan položaj spojke zatvorena spojka ([62]). Za DCT sustave procijenjeno je da je sigurnije za sam sustav ali i za vozača da se, u slučaju kvara transmisije, prekine prijenos momenta s motora na transmisiju. U obrnutom slučaju, gubitak napajanja uzrokovao bi zatvaranje obiju spojki što može dovesti do oštećenja transmisije, ali i nepredviđenog ponašanja vozila na koje vozač, zbog toga što je sustav automatiziran, nema utjecaja. Eventualne opasnosti, primjerice u slučaju gašenja cijelog pogona na uzbrdici/nizbrdici, mogu se riješiti oblikovanjem kočnica tako da im normalna pozicija bude zatvorena (ako automobil radi kako je predviđeno, sustav regulacije će otpustiti kočnice pri pokretanju). Ovakav zaključak obrnut je od klasičnih manualnih i automatskih transmisija gdje je prirodno stanje spojke bilo zatvoreno čime se omogućavalo kočenje motorom u slučaju gašenja vozila dok su kočnice normalno otvorene (kada bi bile zatvorene, vozač bi tokom cijele vožnje morao držati pritisnutu papučicu kočnice).

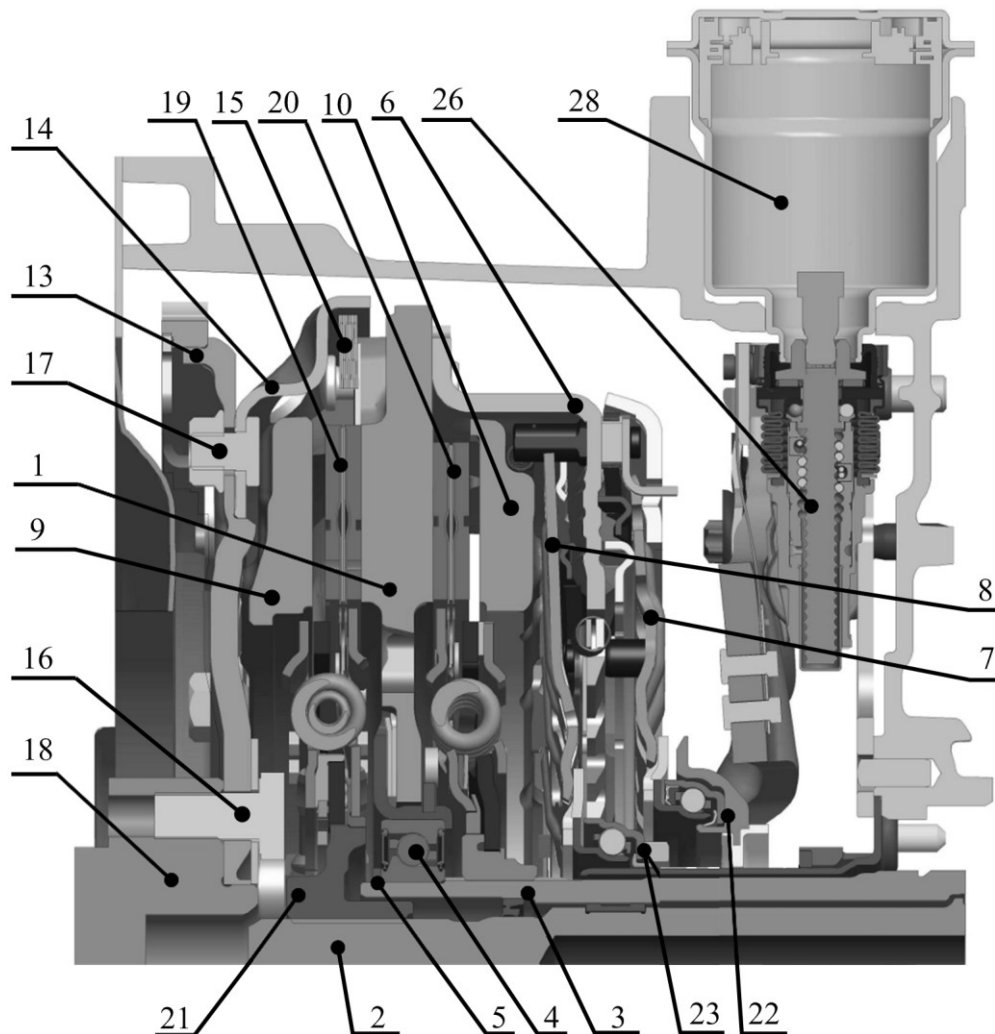
Ovakav raspored u prvom redu utječe na konstrukciju spojke. Naime, zatvaranje spojke kod klasičnih transmisija uzrokuje tanjurasta opruga što je ostvareno odgovarajućim pozicioniranjem oslonaca ([32]). Kod DCT sustava je stoga potrebno rasporediti oslonce tako da tanjurasta opruga otvara spojku. Naravno, aktuator mora biti oblikovan tako da ne onemogućava spojku da se sama otvori, tj. mehanizam aktuatora ne smije biti samokočan. Negativna strana ovakvog zahtjeva je što pogon aktuatora mora generirati silu (ili moment) dok god je spojka uključena ([62]).

## 2.2 Struktura suhe dvostruke spojke

DCT sustav razmatran u ovom radu je suha dvostruka spojka s elektromehaničkim aktuatorom, a namijenjen je za primjenu u vozilima s pogonom na prednje kotače pogonjene benzinskim ili dizel motorima sa 150 do 280 Nm okretnog momenta ([64]). Sustav razmatran u ovom radu sadržava osnovnu spojku kojoj se, ukoliko se planira koristiti s motorima s



izraženijim vibracijama mogu dodati dodatni sustavi za prigušivanje vibracija. Spojke su aksijalno razmaknute te svaka spojka ima po jednu tarnu ploču (Slika 2-3, Tablica 2-1).



**Slika 2-3: Raspored glavnih komponenta suhe dvostruke spojke s elektromehaničkim aktuatorom - presjek 3D modela u ravnini aktuatora spojke 1 ([66])**

Zamašnjak spojke (1) je oslonjen na ulazno vratilo transmisije spojke 2 (3) preko kugličnog ležaja (4). Uskočnik (5) na ulaznom vratilu onemogućava ležaju (posljedično i zamašnjaku) pomak prema motoru. Jaram spojke (6) spojen je zakovicama na zamašnjak te služi kao nosač oslonaca tanjurastih opruga (7, 8). Spojka 1 smještena je s „prednje“ strane spojke, tj. u prostoru između zamašnjaka i motora. Potisna ploča spojke 1 (9) se, zahvaljujući odgovarajućem rasporedu oslonaca tanjuraste opruge na jarmu, kod aktivacije povlači od motora prema zamašnjaku. Spojka 2 smještena je sa „stražnje“ strane spojke, tj. u prostoru od zamašnjaka prema aktuatorima. Potisna ploča spojke 2 (10) se kod zatvaranja spojke pomiče od aktuatora prema zamašnjaku, dakle, kao što je to slučaj kod klasične ručne spojke. Obje spojke su prirodno otvorene.

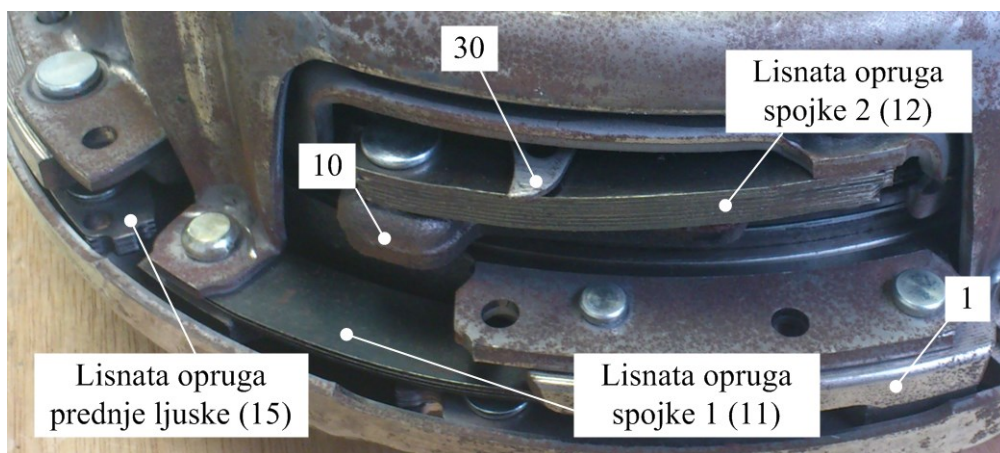
**Tablica 2-1: Glavne komponente suhe dvostruke spojke i aktuatora**

1 – Zamašnjak	20 – Tarna ploča spojke 2
2 – Ulazno vratilo spojke 1	21 – Glavina tarne ploče 1
3 – Ulazno vratilo spojke 2	22 – Potisni ležaj spojke 1
4 – Ležaj spojke (zamašnjaka)	23 – Potisni ležaj spojke 2
5 – Uskočnik	24 – Poluga aktuatora 1
6 – Jaram	25 – Poluga aktuatora 2
7 – Tanjurasta opruga spojke 1	26 – Navojno vreteno aktuatora 1
8 – Tanjurasta opruga spojke 2	27 – Navojno vreteno aktuatora 2
9 – Potisna ploča spojke 1	28 – Motor aktuatora 1
10 – Potisna ploča spojke 2	29 – Motor aktuatora 2
11 – Povratne opruge spojke 1	30 – Vanjski prsten spojke 2
12 – Povratne opruge spojke 2	31 – Unutarnji prsten spojke 2
13 – Ozubljeni disk	32 – Rampa vanjskog prstena spojke 2
14 – Prednja ljuska	33 – Rampa unutarnjeg prstena spojke 2
15 – Lisnate opruge prednje ljuske	34 – Opruga vanjskog prstena spojke 2
16 – Vijčana veza ozubljenog diska i koljenastog vratila	35 – Opruga unutarnjeg prstena spojke 2
17 – Vijčana veza prednje ljuske prema ozubljenom disku	36 – Okidač spojke 2
18 – Koljenasto vratilo	37 – Energetska opruga aktuatora 1
19 – Tarna ploča spojke 1	38 – Energetska opruga aktuatora 2
	39 – Valjci (kotačići) aktuatora 1
	40 – Valjci (kotačići) aktuatora 2

Otvaranje spojki provode povratne opruge (11, 12) koje su formirane kao paketi lisnatih opruga (Slika 2-4).

Kod ručnih spojki uobičajeno je zamašnjak oslonjen na koljenasto vratilo. Ova veza istovremeno vrši prijenos okretnog momenta te služi kao oslonac djelovanju aksijalne sile na spojci. Kako je u ovom slučaju spojka oslonjena na ulazno vratilo transmisije, veza prema koljenastom vratilu treba prenijeti samo okretni moment ([64]). Veza je ostvarena preko tri elementa: (i) ozubljenog diska (13), prednje ljuske (14) i lisnatih opruga (15). Ozubljeni disk spojen je na koljenasto vratilo vijcima (16), a pored prijenosa snage na spojku, ujedno prenosi snagu s elektropokretača na motor (preko obodnog ozubljenja). Prijenos snage s ozubljenog diska na spojku vrši se vijčanom vezom (17) prema prednjoj ljusci. Prednja ljuska je zakovicama spojena na lisnate opruge (15) koje su pak dalje zakovicama spojene na

zamašnjak spojke. Posljedično, samo je prednja ljuska kruto vezana na koljenasto vratilo (18) (te pod utjecajem svih vibracija motora) dok daljnji prijenos snage preko lisnatih opruga na zamašnjak omogućuju prijenos snage bez prijenosa aksijalnih i radijalnih vibracija (zbog cirkularne krutosti listova opruga torzijske vibracije se i dalje prenose). Dodatno, lisnate opruge (15) omogućavaju kompenzaciju svih odstupanja od koaksijalnosti osi koljenastog vratila i osi ulaznog vratila transmisije. Također, kako bi se smanjila naprezanja u ležaju spojke, između ležaja i zamašnjaka ostavljena je mala zračnost i elastični elementi ([64]) u formi limenog kaveza i dva polimerna diska (materijal je sličan bakelitu, ali je elastičan – pretpostavka ja da je namjena diskova toplinska izolacija ležaja od zagrijanog zamašnjaka). Svaka spojka ima po jednu tarnu ploču (19, 20) koje su vezane i oslonjene na ulazna vratila transmisije preko ozubljenja na glavini tarne ploče tj., na vratilu. Tarna ploča spojke 1 pritom se oslanja na puno vratilo (2) smješteno unutar šupljeg vratila (3) koje služi kao ulazno vratilo spojke 2 (ujedno služi i kao oslonac čitave spojke). Pritom se moment s tarne ploče 1 prenosi preko glavine (21) koja je zasebna komponenta (u odnosu na tarnu ploču 2 koja ima integriranu glavinu). Odvojiva glavina na tarnoj ploči 1 je nužna kako bi se nakon postavljanja spojke na vratilo transmisije mogao ubaciti uskočnik (5).

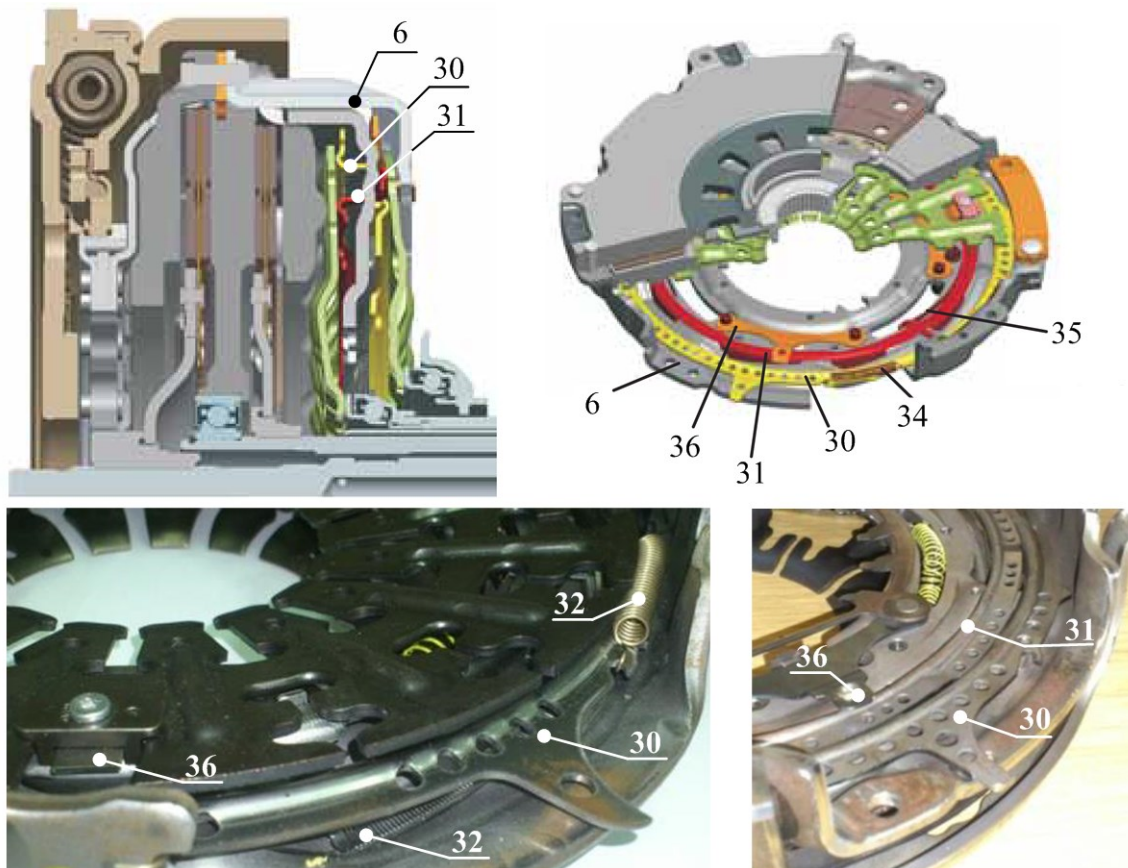


**Slika 2-4: Fotografija detalja suhe dvostruke spojke s prikazanim lisnatim oprugama**

Aktivacija spojke vrši se djelovanjem sile na tanjurastu oprugu (7, 8) koja zahvaljujući osloncima djeluje poput poluge te silu aktivacije dovedenu s potisnog ležaja (22, 23) multiplicira za prijenosni omjer poluge. Naravno, pomak potisnog ležaja se reducira s istim prijenosnim omjerom na pomak potisne ploče. Trošenjem tarnih obloga povećava se zračnost spojke, te posljedično i potrebni pomak potisne ploče za istu ostvarenu normalnu silu. Ovo povećanje potrebnog pomaka potisne ploče također se multiplicira preko poluge na pomak potisnog ležaja što općenito ima za posljedicu značajno povećanje potrebnog doseg a aktuatora. Kako bi se izbjegla ova dva efekta, spojka je opremljena mehanizmom za

kompenzaciju trošenja čija je zadaća održavanje približno iste zračnosti u svim fazama potrošenosti spojke (ugrađena su dva mehanizma iste strukture, jedan za spojku 1 i drugi za spojku 2).

Postoje brojni patenti vezani uz različita rješenja mehanizama ([37], [38], [39]), pri čemu se različiti mehanizmi za kompenzaciju trošenja općenito ugrađuju u suhe manualne spojke sa zadatkom održavanja vrijednosti sile i hoda na papučici ([64]), međutim, postoje naznake kako njihov rad nije posve predvidljiv ([40]). Mehanizam koji je primijenjen u ovom slučaju sastoji se od dva zasebna prstena (30, 31) koji kližu uz rampe (32, 33) postavljene u cirkularnom smjeru (Slika 2-5).

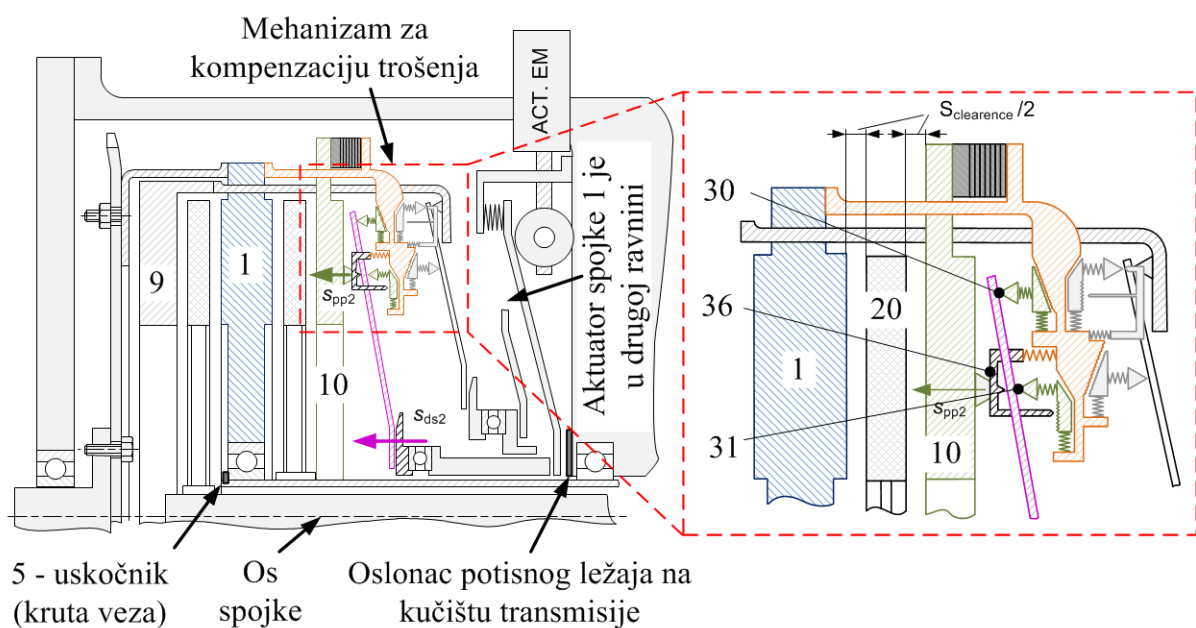


**Slika 2-5: Komponente mehanizma za kompenzaciju trošenja spojke 2**

Shematski prikaz mehanizma za kompenzaciju trošenja spojke 2 prikazuje Slika 2-6 na kojoj su rampe prikazane u radijalnom smjeru radi jednostavnijeg prikazivanja. Prstene uz rampe guraju/vuku opruge (34, 35) koje su također prikazane radijalno iako su postavljene u cirkularnom smjeru (Slika 2-5). Ovi prsteni ujedno služe i kao oslonci tanjuraste opruge te se njihovim pomakom po rampama ujedno dobiva i aksijalni pomak potisne ploče čime se smanjuje zračnost. Unutarnji prsten spojke 2 (31) zadržan je na trenutnoj poziciji okidačem (36), elastičnom komponentom sa zubom koji ulazi u zahvat s ozubljenjem na prstenu. Ovaj

kontakt onemogućava slobodno zakretanje prstena pod djelovanjem opruga. Okidač je oslonjen na tanjurastu oprugu na isti način na koje ostvaren i kontakt tanjuraste opruge s potisnom pločom. Posljedično, potisna ploča i okidač imaju isti pomak.

U slučaju otvorene spojke, tanjurasta opruga oslanja se o oslonac na unutarnjem prstenu (oslonac okidača) dok je oslonac na vanjskom prstenu (oslonac jarma) većim dijelom neopterećen, tj. opterećenje je posljedica uklinjanja prstena između rampe i tanjuraste opruge pod djelovanjem opruge za potiskivanje prstenova. Kada se spojka aktivira, pomak potisnog ležaja uzrokuje zakretanje poluge tanjuraste opruge te ona oslobađa oslonac okidača (potisna ploča i okidač se pomiču prema zamašnjaku) uz oslanjanje poluge na oslonac jarma.



**Slika 2-6: Shema rasporeda glavnih komponenata suhe dvostruke spojke**

U slučaju nepotrošene spojke, pomak potisne ploče, pa prema tome i pomak okidača je dovoljno malen da se ne prekine kontakt zubi na okidaču i na unutarnjem prstenu. Stoga, iako je prsten oslobođen pritiska oslanjanja tanjuraste opruge, opruga za potiskivanje prstena ga ne može pokrenuti. Međutim, u slučaju dovoljno velikog trošenja tarne obloge, otpori gibanju potisne ploče prema naprijed koji su posljedica pritiskanja tarne ploče su smanjeni dovoljno da omoguće dovoljno velik pomak okidača da se zubi na okidaču i prstenu razdvoje. Opruga za potiskivanje prstena sada više nema otpora te ona potiskuje unutarnji prsten dublje u zazor između rampe i tanjuraste opruge. Kada se spojka otvori, tanjurasta opruga se ponovo oslanja na oslonac okidača i opušta oslonac jarma. Međutim, kako je sada oslonac okidača pomaknut prema zamašnjaku, a početna pozicija potisnog ležaja je ostala ista (kod otvorene spojke ležaj je oslonjen uz kućište), u položaju potpuno otvorene spojke ostaje zazor između vanjskog

prstena (oslonca jarma) i tanjuraste opruge koji automatski biva zatvoren pomicanjem vanjskog prstena uslijed djelovanja njegove opruge za potiskivanje prstena.

Ovaj postupak se ponavlja svaki put kada trošenje tarne obloge bude dovoljno veliko da okidač oslobodi unutarnji prsten. Posljedično, mehanizam za kompenzaciju trošenja vrši kompenzaciju sekvencijalno dok se između svake aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja očekuju određeni utjecaji trošenja tarne obloge.

Naravno, mehanizam za kompenzaciju trošenja će kroz zatvaranje i otvaranje spojke kompenzirati preveliku zračnost neovisno o načinu na koji je ona nastala. Ova osobina primijenjenog mehanizma iskorištena je i za kompenzaciju proizvodnih tolerancija ([64]). Naime, mehanizam je oblikovan sa znatno većim brojem zubi od idealno potrebnog za kompenzaciju trošenja spojke te će nakon ugradnje spojke u transmisiju kompenzirati inicijalnu preveliku zračnost.

Važno je napomenuti kako se uobičajeno spojke sklapaju korištenjem vijaka što omogućava zamjenu tarne ploče. Međutim, ova je spojka dimenzionirana za korištenje tokom cjelokupnog životnog vijeka vozila ([64]) koje je procijenjeno na 240 000 km ([8]) te je stoga sklopljena primjenom zakovica. Rastavljanje i sastavljanje spojke stoga predstavlja određeni problem kako zbog potrebe skidanja zakovica i njihovom eventualnom zamjenom vijcima kao i mogućim utjecajem na mehanizam za kompenzaciju trošenja koji se može aktivirati uslijed razmicanja komponenti. Kako su prstenovi smješteni unutar jarma, njihova točna pozicija za slučaj sklopljene spojke nije neposredno mjerljiva.

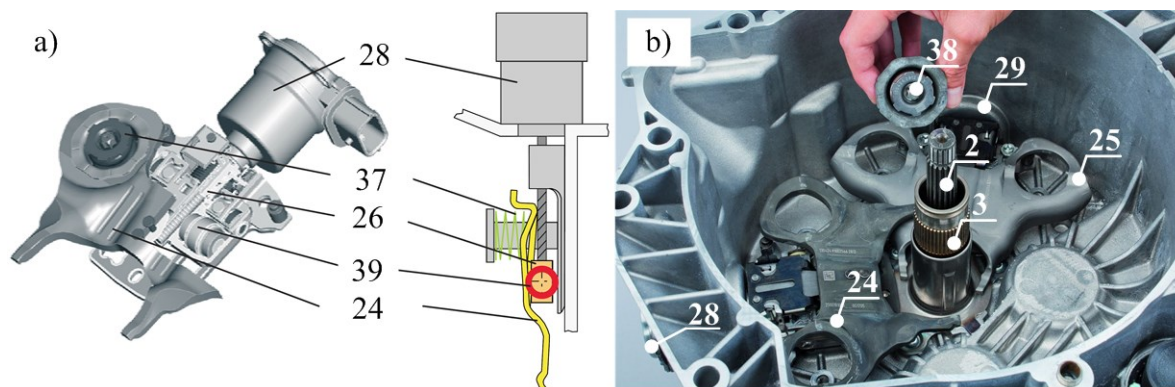
### **2.3 Struktura aktuatora za razmatranu spojku**

Elektromehanički aktuator koji se koristi u paru s razmatranom suhom dvostrukom spojkom (Slika 2-7) predstavlja složeni polužni mehanizam s pomičnim osloncem pogonjen servomotorom (28, 29) preko navojnog vretena (26, 27). Primjena energetske opruge (37, 38) umjesto krutog krajnjeg oslonca generira dio potrebne sile na kraju poluge prema potisnom ležaju dok sustav valjaka (39, 40) omogućava sustavu da umjesto s trenjem klizanja radi s trenjem valjanja. Sama poluga je profilirana s ciljem dobivanja različitih prijenosnih omjera u različitim položajima navojnog vretena pri čemu prijenosni omjer raste u pozicijama u kojima je potrebna veća sila na potisnom ležaju što omogućava približno jednoliki potrebni moment na motoru aktuatora ([64]).

Pritom trenje između pojedinih članova ima značajan utjecaj na karakteristiku normalne sile spojke i povratne informacije o momentu servomotora. Adekvatno modeliranje



elektromehaničkog akuatora provedeno je na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu ([67], [68], [69]) za statičku spojku (bez generiranje momenta spojke) i na sobnoj temperaturi. Proširenje i dorada ovog modela s ciljem obuhvaćanja različitih utjecajnih efekata jedan je od ciljeva ovog rada.



Slika 2-7: Građa ([62]) (a) i smještaj akuatora u zvonolikom kućištu (<http://www.schaeffler.com/>) (b)

## 2.4 Spojke korištene tokom istraživanja

Tokom istraživanja opisanog u ovom radu, pokusi su provedeni na različitim spojkama. Popis spojki daje Tablica 2-2 dok su detaljnije informacije dane u poglavljima u kojima su korištene pojedine spojke.

Tablica 2-2: Popis spojki korištenih u ovom radu

Redni broj	Oznaka spojke u ovom radu	Tarni materijal	Prijedena udaljenost [milje / km]	Područje istraživanja
1	Prototip	A	Nepoznato	Utvrdjivanje strukture, dimenzije, mase
2	Osnovna spojka	A	8097 / 12955	Validacija postojećeg modela, toplinska dinamika, toplinsko širenje, malo (lokalno) trošenje
3	Materijal A	A	0	Korelacija rezultata sklonosti trošenju na tribometru i spojci
4	Materijal B	B	0	
5	Duboko trošenje	B	562 / 900	Duboko trošenje
6	10k, 11k, 28k, 30k, 33k, 37k, 56k, 60k	B	10 000 do 60 000 / 16 000 do 96 000	Validacija modela trošenja

Sve spojke imaju istu strukturu uz manje izmjene u geometriji između prve spojke (prototip) te preostalih, a opremljene su jednim od dva tarna materijala (Materijal A i B). Prva spojka koja je korištena u ovom radu je preuzeta iz istraživanja vezanih uz modeliranje aktuatora. Ova je spojka na samom početku istraživanja prikazanih u ovom radu već bila rastavljena te je korištena samo za uvid u strukturu te za mjerenje dimenzija i masa pojedinih komponenti.

Osnovna spojka korištena u ovom radu uhodana je vožnjom na automobilu te je dostavljena Fakultetu zajedno s transmisijom, aktuatorima i poluvratilima koji su korišteni u vozilu tokom uhodavanja. Većina eksperimentalnog rada napravljena je na ovoj spojci (ukoliko nije drugačije navedeno, pokusi opisani u ovom radu provedeni su na ovoj spojci).

Dvije nove spojke (Materijal A i Materijal B) korištene su za uspostavu korelacije rezultata eksperimentalne identifikacije sklonosti podrhtavanju provedenih na dva postava (postav tribometra i spojke). Pokusi dubokog trošenja provedeni su primjenom nove spojke opremljen Materijalom B, dok je set od osam spojki trošenih na stvarnim vozilima korišten za validaciju modela trošenja spojke. Nazivi trošenih spojki slijede iz udaljenosti koju su prešla vozila u kojima su korištene ove spojke (npr. spojka iz vozila koje je prešlo 10 000 milja označena je kao 10k spojka itd.)



## 3 Eksperimentalni postavi

Za potrebe eksperimentalne identifikacije i validacije modela spojke, kroz ovaj rad razvijena su ili u značajnoj mjeri nadograđena tri eksperimentalna postava. Temeljni postav koji je projektiran za potrebe istraživanja odnosi se na postav suhe dvostruke spojke sa pripadajućom transmisijom koji uključuje suhu dvostruku spojku i pripadajuće elektromehaničke aktuatoru ugrađene u zvonoliko kućište te odgovarajuću transmisiju i poluvratila.

Također, kroz ovaj rad formirana su dva popratna postava. Prvi popratni postav je postojeći CNC tribometar ([70]) tipa uzorak-na-disku koji je kroz rad značajnije dograđen za potrebe precizne karakterizacije faktora trenja i trošenja tarnog materijala na širokom rasponu normalnih sila, brzina klizanja i temperatura. Drugi popratni postav je ručno pogonjena preša na bazi navojnog vretena opremljena osjetnikom sile i osjetnicima pomaka, koji je formiran za potrebe identifikacije pojedinih opružnih komponenti spojke (npr. tanjuraste opruge, povratne opruge i sl.).

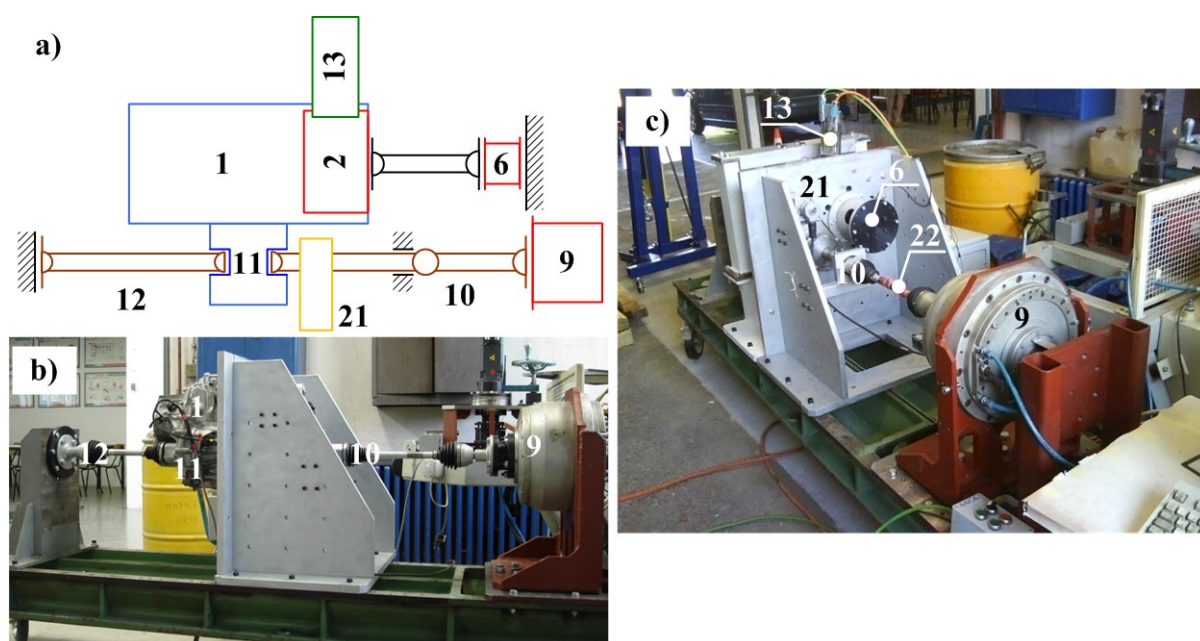
### 3.1 Postav spojke

Postav spojke uključuje suhu dvostruku spojku, pripadajuću transmisiju i elektromehaničke aktuatoru te poluvratila. Postav je formiran s mogućnošću rada u dvije konfiguracije. U konfiguraciji 1 zamašnjak spojke je uzemljen preko reaktivnog senzora momenta dok su tarne obloge pogonjene električnim servomotorom visokog momenta preko jednog poluvratila (drugo poluvratilo je uzemljeno) čime je omogućeno jednostavno mjerenje temperatura i aksijalnih pomaka glavnih komponenti spojke iako uz neprirodan tok snage kroz sustav. U konfiguraciji 2 spojka je neposredno pogonjena istim električnim servomotorom dok su oba poluvratila uzemljena. Ova je konfiguracija zbog prirodnijeg toka snage pogodnija za dugotrajne pokuse (npr. pokuse trošenja); međutim, mjerenje temperatura i aksijalnih pozicija nije moguće korištenjem raspoložive mjerne opreme.

#### 3.1.1 Postav spojke – konfiguracija 1

Postav spojke (2) s transmisijom (1) u konfiguraciji 1 (Slika 3-1, Tablica 3-1) primjeren je za karakterizaciju učinaka prijenosa momenta i toplinske dinamike spojke (2), gdje su nužna neposredna mjerenja momenta spojke, pozicije potisnih ploča te temperature tarnog kontakta

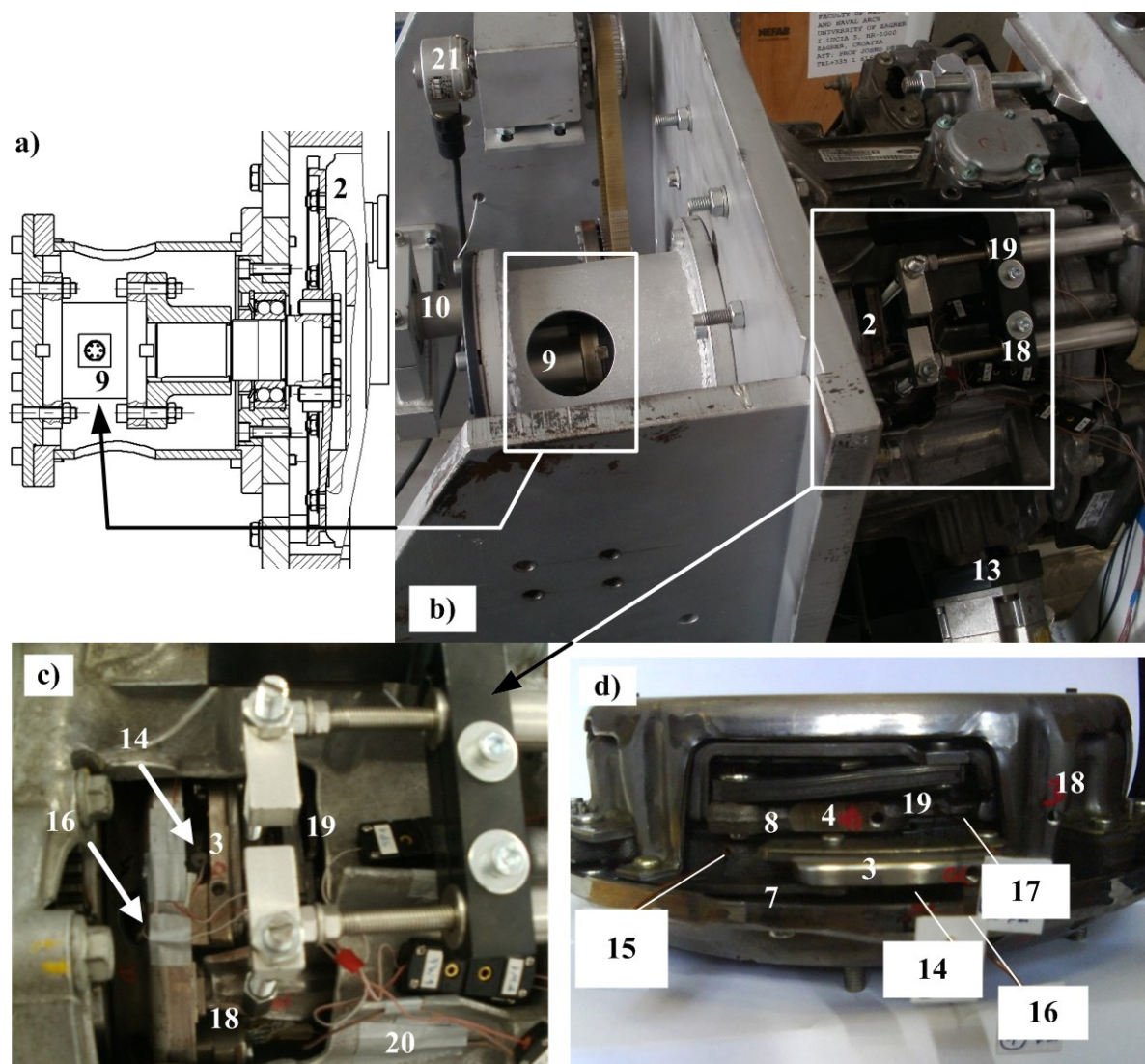
spojke. Zamašnjak (3) te pripadajuće potisne ploče (4, 5) vezane su na kućište postava preko reaktivnog senzora momenta (model TFF 600 tvrtke Futek s mjernim opsegom od 560 Nm) (6) (Slika 3-2). Tarne ploče (7, 8) su pogonjene sa strane kotača pomoću servo-motora s visokim okretnim momentom (880 Nm pri 150 okr/min, i 500Nm pri 250 okr/min) (9) preko jednog od poluvratila (10), diferencijala (11) i zupčanika transmisije, dok je drugo poluvratilo (12) uzemljeno. Aktuator spojke pokretan je izmjeničnim servomotorom (13). Upravljački i nadzorni sustav izgrađen je na bazi industrijskog PC-a, te je (zajedno sa servomotorom) preuzet s prethodno korištenog postava aktivnog diferencijala ([71]).



Slika 3-1: Sheme i fotografije ispitnog postava spojke u konfiguraciji 1

Tablica 3-1: Glavne komponente postava spojke

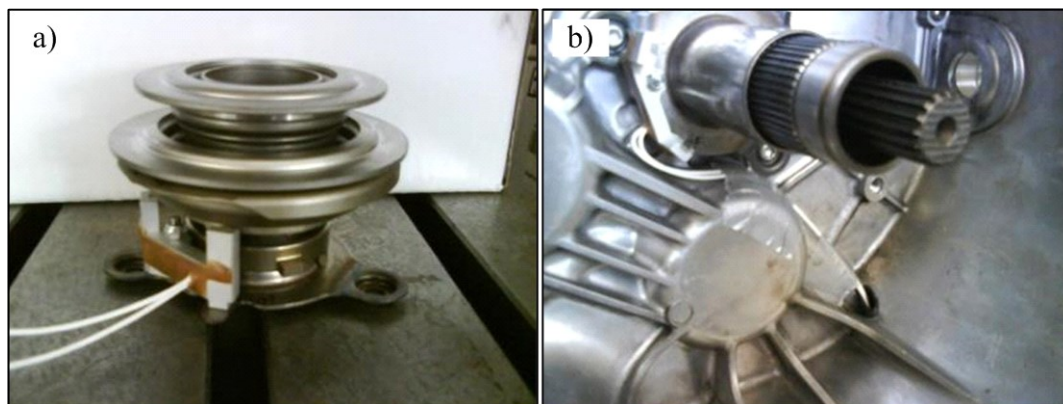
1 – Mjenjač brzina	14, 15 – Termoparovi zamašnjaka
2 – Spojka	16, 17 – Termoparovi potisnih ploča
3 – Zamašnjak spojke	18, 19 – LVDT senzori pomaka potisnih ploča
4, 5 – Potisne ploče spojke	20 – Samoljepljivi termoparovi na kućištu spojke
6 – Senzor momenta spojke	21 – Inkrementalni davač prijenosnika
7, 8 – Tarne ploče spojke	22 – Tenzometarski senzori momenata poluvratila
9 – Servomotor okretnog momenta	
10, 12 – Poluvratila	
11 – Diferencijal	
13 – Servomotor	



**Slika 3-2: Izvadak iz tehničke dokumentacije i fotografije detalja ispitnog postava spojke u konfiguraciji 1**

Željezo-konstantan J-tip termoparovi smješteni su u četiri konačna provrta na nerotirajućem zamašnjaku (14, 15) (2 provrta) te potisnim pločama (16, 17) (1 provrt u svakom) i to na srednjem radijusu spojke s 2 mm aksijalne udaljenosti od tarne površine (Slika 3-c). Aksijalni pomak obje potisne ploče (16, 17) mjeri se osjetnicima pomaka tipa LVDT (LD320-10 model, proizvođač Omega s mjernim područjem od  $\pm 10$  mm) (18, 19). K tome, pomak potisnog ležaja mjeri se namjenski izrađenim bezkontaktnim senzorom ugrađenim u zvonoliko kućište. Temperatura zvonolikog kućišta spojke mjeri se samoljepljivim termoparovima (20). Na ulazu u diferencijal smješten je inkrementalni davač (21) za mjerenje brzine klizanja spojke. Također, ugrađeni transmisijski senzori niske rezolucije mogu se upotrijebiti za neposredno mjerenje ulaznih i izlaznih vratila transmisije.

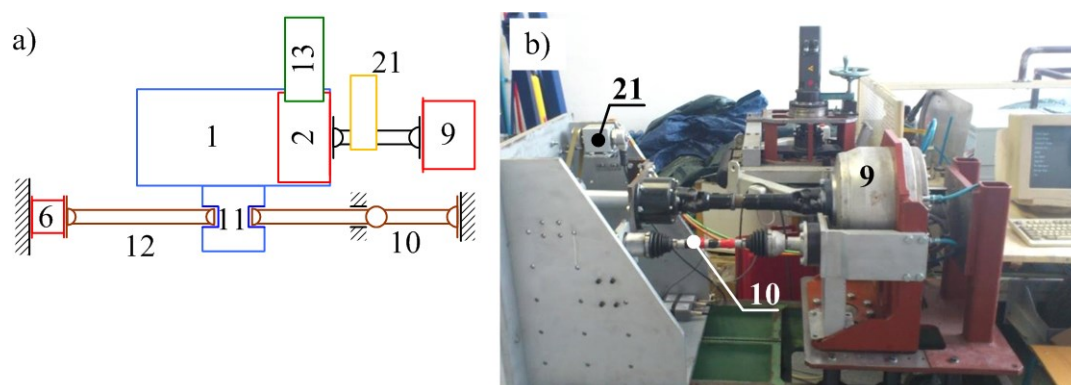
Mjerenje pozicije potisnog ležaja omogućeno je korištenjem sklopa potisnog ležaja (Slika 3-3) opremljenog bezkontaktnim osjetnikom pomaka čiji se rad bazira na magnetskoj indukciji. Sklop potisnog ležaja s osjetnikom pomaka ustupljen je od tvrtke Ford Motor Company.



**Slika 3-3: Potisni ležaj s ugrađenim osjetnikom pomaka**

#### 3.1.2 Postav spojke – konfiguracija 2

Konfiguracija 2 ispitnog postava (Slika 3-4) namijenjena je prevladavanju glavnih nedostataka konfiguracije 1 vezanih uz reverzni prijenos snage preko jednog poluvratila (nerealistično opterećenje može uzrokovati ubrzano trošenje zupčanika diferencijala). Stoga je ova konfiguracija primjerena za različita dugotrajna ispitivanja (npr. ispitivanje trošenja) te realistična ispitivanja torzijskih vibracija i upravljanja. Međutim, mjerenja temperature i pomaka potisnih ploča nije moguće, dok je mjerenje momenta na spojci manje precizno (može se računati iz mjerenja okretnog momenta na poluvratilu i prijenosnog omjera odabranog stupnja prijenosa ili estimirati iz referenca momenta na servomotoru).



**Slika 3-4: Shema i fotografija ispitnog postava spojke u konfiguraciji 2**

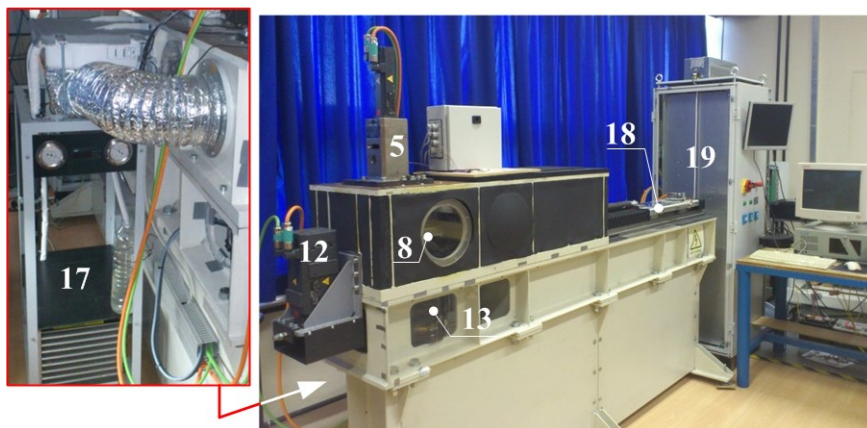
Zamašnjak (3) je direktno pokretan primjenom istog električnog servomotora visokog momenta (9). Oba poluvratila (10, 12) su uzemljena, od kojih jedan preko senzora reaktivnog momenta (6) korištenog u konfiguraciji 1 za uzemljenje zamašnjaka. K tome, momenti na



poluvratilima mogu se mjeriti namjenski izrađenim sustavom tenzometarskih traka (22) zalijepljenih na poluvratila.

### 3.2 Postav tribometra

CNC tribometar tipa uzorak-na-disku (Slika 3-5) razvijen je za potrebe ispitivanja statičkog i dinamičkog ponašanja faktora trenja u širokom rasponu radnih parametara i za razne tarne materijale kao i za karakterizaciju trošenja. Popis glavnih komponenti daje Tablica 3-2.



Slika 3-5: Fotografije postava tribometra

Tablica 3-2: Glavne komponente tribometra

1 – Tarni uzorak	10 – Termoizolacijski disk
2 – Nosač uzorka	11 – Nosač stola
3 – Troosni piezoelektrični senzor sile	12 – Električni servomotor pogona stola
4 – Vodovi termoparova	13 – Remenski prijenosnik
5 – Električni servomotor s navojnim vretenom	14 – Enkoder rotirajućeg stola
6 – Lisnate opruge	15 – Napojni klizni prsten
7 – Ispitni disk	16 – Podatkovni klizni prsten
8 – Rotirajući stol	17 – Klima uređaj
9 – PT sonda	18 – Linearni servomotor
	19 – Industrijski PC

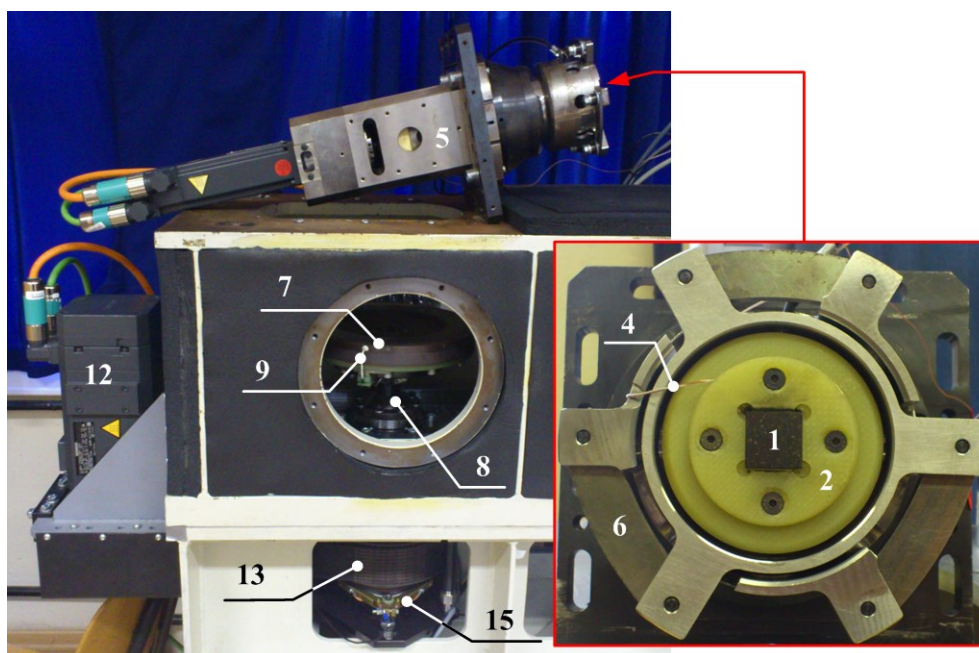
Tribometar je formiran kao dvojni ispitni postav. Naime, pored funkcionalnosti tribometra tipa uzorak na disku, postav sadrži i odgovarajuće podsustave i komponente koje omogućuju provođenje tribometarskih pokusa u konfiguraciji tipa uzorak-na-ploči (uzorak se pritišće o ploču s recipročnim linearnim gibanjem). Važno je naglasiti kako oba aspekta ispitnog postava koriste istu vertikalnu os, tj. isti podsklop prihvata i pogona uzorka može se koristiti

za pritiskanje uzorka na disk ili na ploču. Za potrebe istraživanja prikazana u ovom radu korišten je podsustav uzorak-na-disku te je stoga opisan samo ovaj aspekt čitavog sustava.

#### 3.2.1 Vertikalna os tribometra

Zadaća vertikalne osi (Slika 3-6) je pridržavanje uzorka, generiranje sile kojom je uzorak pritisnut o disk te neposredno mjerenje normalne i tangencijalne sile.

Za danu primjenu vezanu uz trenje suhe dvostruke spojke, tarni uzorak (1) pripremljen je izrezivanjem komada dimenzija 20x20x4 mm iz tarne ploče spojke. Uzorak je smješten u nosač (2) povezan s troosnim piezoelektričnim senzorom sile tvrtke Kistler (3), koji mjeri normalnu silu te dvije horizontalne sile. Nosač je izrađen od toplinski izolacijskog materijala kako bi se spriječilo da znatan toplinski tok dosegne senzor sile. Temperature uzorka i senzora sile mjere se termoparovima (4).



**Slika 3-6: Sekcija tribometra tipa uzorak-na-disku**

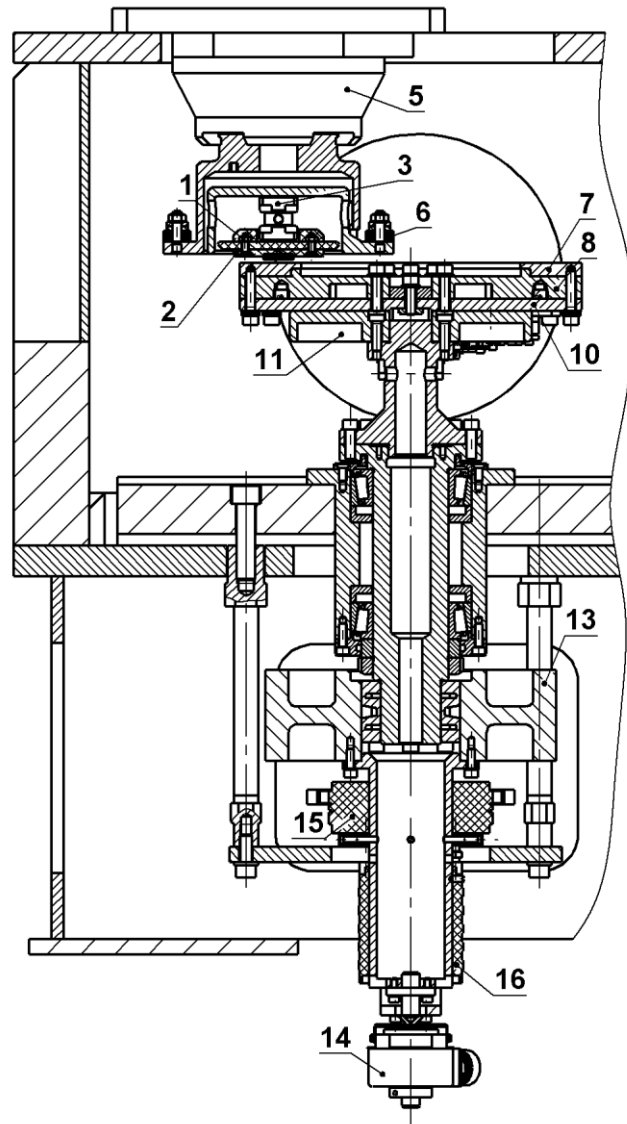
Tarni uzorak sa senzorom sile može se gibati u okomitom smjeru pogonjen modulom električnog servo motora s navojnim vretenom (5). Gibanje vertikalne osi upravlja se regulatorom okomite sile s ciljem preciznog podešavanja normalne sile uzorka. Kako bi se prigušile oscilacije normalne sile uzrokovane neravninama površine diska, razvijen je sustav lisnatih opruga (6) smješten između sklopa uzorka sa senzorom sile i planetarnog navojnog vretena. Više informacija o sustavu upravljanja normalnom silom može se naći u ([70]).

### 3.2.2 Rotacijska os tribometra

Zadaće rotacijske osi (Slika 3-7, Slika 3-8) su pridržavanje diska, prijenos rotacijskog gibanja sa servomotornog pogona na disk, mjerenje brzine rotacije, omogućavanja napajanje grijača tokom rotacije te prijenos signala osjetnika temperature.



Slika 3-7: Rotacijska os tribometra



Slika 3-8: Detalj tehničke dokumentacije tribometra s prikazom presjeka rotacijske osi

Ispitni disk (7) izrađen je izrezivanjem potisne ploče prethodno rastavljene spojke na odgovarajuće dimenzije, te je pričvršćen na rotirajući stol (8) koji uključuje električni grijač. U kombinaciji sa PT sondom (9) kao osjetnikom temperature ugrađenom u disk, omogućeno je brzo i precizno zagrijavanje pričvršćenog ispitnog diska. Termoizolacijski disk (10) smješten je između stola i nosača stola (11) kako bi se spriječilo/minimiziralo zagrijavanje ostatka rotacijske osi. Stol je pogonjen električnim servomotorom (12) preko zupčastog

remena (13) koji je upravljani regulatorom brzine vrtnje kako bi se precizno podesila brzina klizanja između uzorka i stola. Precizni enkoder (14) pričvršćen je na osovinu rotacijskog stola za potrebe neposrednog mjerenja brzine klizanja.

Ugrađena su dva zasebna sustava kliznih prstenova: napojni klizni prsten (15) koji spaja grijač u rotirajućem stolu s pretvaračem, te podatkovni klizni prsten (16), tvrtke HBM, koji spaja PT sondu sa sustavom upravljanja. Prijenos napajanja od napojnih prstenova do grijača kao i prijenos signala sa senzora temperature do podatkovnih prstenova vrši se pomoću odgovarajućih kablova koji su provedeni kroz središnji provrt u vratilu vertikalne osi te vratu stola (Slika 3-8). Na ovaj način omogućena je precizna regulacija temperature diska tijekom čitavog testa.

#### 3.2.3 Mjerenje sila na uzorku

Faktor trenja općenito se računa kao omjer tangencijalne sile uzrokovane trenjem (sila koja djeluje u ravnini diska) i normalne sile na uzorak koju u ovom slučaju generira vertikalna os:

$$\mu = \frac{F_{t,tr}}{F_{n,tr}} \quad (3.1)$$

Očekuje se da normalna sila bude veća od tangencijalne, obzirom na tipične vrijednosti faktora trenja kod suhih spojki od 0,35 ([72]). Posljedično, troosni senzor sile postavljen je u položaj u kojem se njegova z os poklapa s vertikalnom osi tribometra, obzirom na veći mjerni raspon z osi u odnosu na x i y os (Tablica 3-3). Normalna sila je stoga jednaka izmjerenoj sili u osi z.

$$F_{n,tr} = F_z \quad (3.2)$$

Tangencijalna sila izračunava se iz dviju mjerenih sila u horizontalnoj ravnini. Naime, iako su komponente vertikalne osi oblikovane tako da je y os senzora tangencijalna na kružnicu koju opisuje uzorak po disku, zbog proizvodnih tolerancija te značajne zračnosti između vertikalne osi i komore tribometra, veća točnost izmjerene tangencijalne sile dobiva se ukoliko se uzmu u obzir mjerenja u obje osi:

$$F_{t,tr} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (3.3)$$

Nadalje, nosač uzorka u sklopu sa samim uzorkom odmiče stvarnu kontaktnu plohu uzorka na 12 mm udaljenosti od prihvatne plohe na senzoru sile. Posljedično, tribometer u ovoj konfiguraciji ne smije mjeriti tangencijalne sile veće od 200 N. Međutim, za primjenu tribometra u ovom radu, ovaj doseg zadovoljava.



Primijenjeni troosni osjetnik sile čiji je rad baziran na piezoelektričnom efektu ima veliku ulogu u preciznosti mjerenja sila koje djeluju na uzorku. Drugi važan čimbenik je pozicija senzora u odnosu na uzorak, tj. njegova primjena kao jedine veze uzorka s ostatkom konstrukcije. Međutim, istovremeno ovakav raspored elemenata vertikalne osi tribometra ima određenih negativnih efekata vezanih uz značajan toplinski tok od uzorka prema senzoru ali i neposredno isijavanjem s rotacijske osi. Naime, iz dokumentacije i postupka umjeravanja senzora (vidi 0) vidljivo je kako je senzor istovremeno osjetljiv na promjenu temperature te ima relativno nisku gornju granicu dopuštenog temperaturnog raspona (Tablica 3-3). Posljedično, ova ograničenja utječu na organizaciju pokusa. Naime, svi pokusi su organizirani na način da se temperatura održava konstantnom tokom jednog snimanja (kako bi se umanjio utjecaj promjene temperature) te su vremenski ograničeni na cikluse unutar kojih temperatura senzora neće prijeći dopuštene vrijednosti.

**Tablica 3-3: Glavne karakteristike senzora sile**

Model osjetnika	KISTLER Type 9317B	
Mjerni opseg $F_z$	$\pm 2000$ N	
Mjerni opseg $F_{x,y}$	Djelovanje sile na veznoj plohi	$\pm 1000$ N
	Djelovanje sile na 12 mm od vezne plohe	$\pm 200$ N
Mjerni opseg temperatura	-50 .... 80°C	
Mehanička veza	Vijak M4x0.75	

#### 3.2.4 Ostali podsustavi

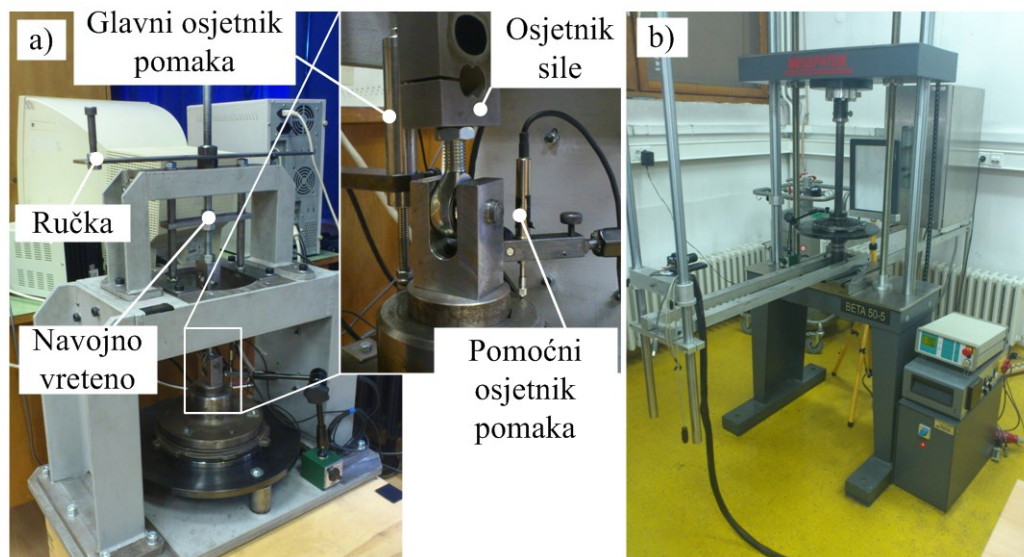
Klima uređaj (17) prigraden je na komoru tribometra, kako bi se omogućilo izvođenje pokusa na sniženim temperaturama te dulje izvođenje pokusa na povišenim temperaturama. Tribometar također uključuje izravni linearni servopogon (18), koji u alternativnoj konfiguraciji tribometra omogućuje preciznu regulaciju pravocrtnog gibanja stola u širokom rasponu brzina (za istu vertikalnu os s tarnim uzorkom). Upravljački i nadzorni sustav izgrađen je na bazi industrijskog PC-a (19).

### 3.3 Postav ručne preše

Treći postav primijenjen u ovom radu je ručno pogonjena preša na bazi navojnog vretena (Slika 3-9a) koja je primijenjena za potrebe eksperimentalne identifikacije opružnih

karakteristika pojedinih komponenti spojke (npr. tanjuraste opruge). Preciznost ovog postava potvrđena je usporedbom rezultata nekolicina mjerenja s rezultatima mjerenja karakteristika istih komponenti primjenom univerzalne kidalice (Slika 3-9b, za detalje usporedbe mjerenja pogledati poglavlje 9: Opužne karakteristike komponenti spojke). Ovaj model univerzalne kidalice je primijenjen za verifikaciju preciznosti zbog korištenja fotogrametrijske tehnologije za mjerenje pomaka koja sustavu omogućava mjerenje pomaka koje ne podliježe utjecaju deformacije samog mjernog postava.

Sila i linearni pomak generiraju se iz ručne sile na poluzi preko navojnog vretena. Između navojnog vretena i komponente koja se mjeri postavljen je osjetnik sile tipa S (S-9 model, proizvođač HBM s mjernim područjem od 10 kN). Ovakvim rasporedom omogućeno je neposredno mjerenje sile na komponenti. Mjerenje pomaka vrši se paralelno postavljenim osjetnikom pomaka tipa LVDT (LD320-10 model, proizvođač Omega s mjernim područjem od  $\pm 10$  mm) čime je ostvareno neposredno mjerenje pomaka točke opterećene normalnom silom. Dodatno, postavljen je još jedan osjetnik pomaka tipa LVDT (KAT5 model, proizvođač Inelta Sensorsysteme s mjernim područjem od  $\pm 2.5$  mm) koji se može koristiti za (i) potvrdu mjerenja glavnog LVDTa ili (ii) mjerenje pomaka neke druge točke na istoj komponenti. Svi podaci se spremaju automatski putem sustava za akviziciju podataka baziranom na PC-u.



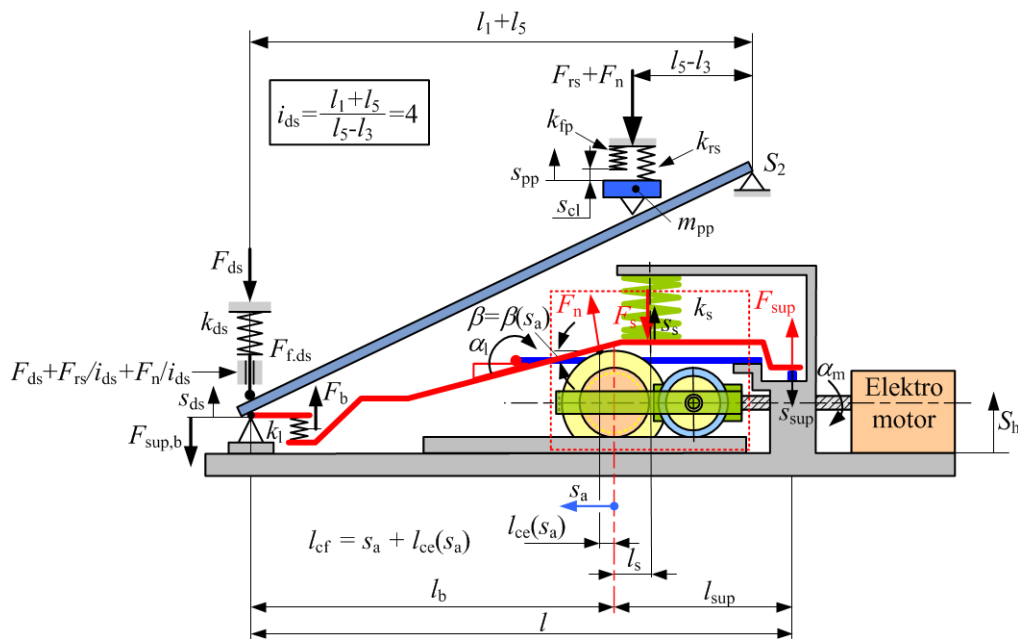
**Slika 3-9: Fotografije ručne preše (a) i univerzalne kidalice (b)**

## 4 Postojeći model aktuatora i aksijalne dinamike spojke

### 4.1 Opis postojećeg modela

Aksijalni mehanizam suhe dvostruke spojke (Slika 4-1) modeliran je u sklopu modeliranja elektromehaničkog aktuatora ([69]). Sam mehanizam sastoji se od aktuatora, potisnog ležaja, tanjuraste opruge, potisne ploče, jarma, povratnih opruga, tarne ploče i zamašnjaka.

Modeliranje aksijalne dinamike za cilj ima opisivanje dinamike funkcije normalne sile na spojki ( $F_n$ ) u ovisnosti o referenci pozicije motora aktuatora ( $\alpha_{mR}$ ). Model koji uključuje aktuator i aksijalnu dinamiku je predložen u ([69]) i validiran za mirujuću spojku (bez rotacije, tj. bez generiranja okretnog momenta) pri čemu su mjerenja dobivena primjenom mjernog postava koji sadržava aktuator i spojku, ali bez postavljanja spojke u uvjete ekvivalentne uvjetima u zvonolikom kućištu (spojka nije prednapregnuta).



Slika 4-1: Shema aktuatora i aksijalne dinamike spojke postojećeg modela ([69])

Model je izgrađen s početnim pozicijama potisnog ležaja ( $s_{ds}$ ) i potisne ploče ( $s_{pp}$ ) postavljenim na vrijednostima nula za poziciju motora aktuatora koja je definirana kao nulta pozicija ( $\alpha_{mR} = 0$ ). Kako je spojka prednapregnuta tokom ugradnje u zvonoliko kućište, stvarna početna pozicija pojedinih elemenata je drugačija, međutim, za potrebe modeliranja

dinamike spojke ovakva definicija početnih pozicija je zadovoljavajuća obzirom da dinamika spojke izvan uvjeta kakvi postoje kod spojke ugrađene u zvonoliko kućište nije bila predmet istraživanja.

U slučaju isključenog motora aktuatora, spojka se otvara do pozicije koju može ostvariti uslijed ograničenja koje postavljaju uskočnik na strani ležaja zamašnjaka te oslonca na kućištu o kojeg se oslanja potisni ležaj. U tom slučaju, postoji sila u osloncu potisnog ležaja ( $F_{\text{sup,b}} > 0$ ). Kada aktuator generira dovoljno veliku silu na viljušci poluge aktuatora da savlada opružnu silu spojke, potisni ležaj se podiže sa svog oslonca pri čemu sila oslonca potisnog ležaja pada u nulu ( $F_{\text{sup,b}} = 0$ ).

Sila aktuatora djeluje na tanjurastu oprugu te se potom prenosi na potisnu ploču. Modeliranje tanjuraste opruge provedeno je opisivanjem tanjuraste opruge kao kombinacije opruge i poluge. Pritom je opruga oslonjena između poluge i okoline što ne odgovara stvarnom stanju (opruuga djeluje između poluge i potisne ploče), ali je davalo zadovoljavajuće validacijske rezultate uz izbjegavanje problema s oscilacijama vrijednosti tokom izvođenja simulacije. Drugi kraj poluge je oslonjen na jaram preko prstenova mehanizma za kompenzaciju trošenja. Pritom je pretpostavljeno kako je krutost prstenova i jarma u odnosu na opružne elemente spojke dovoljno velika da se ovaj oslonac može smatrati krutim.

Poluga generira silu na potisnoj ploči kojoj se suprotstavlja povratna opruga te, nakon zatvaranja zračnosti, valovita opruga tarne ploče. Razlika sile generirane polugom i otpora povratne/valovite opruge je normalna sila spojke ( $F_n$ ). Najveći moment koji spojka sada može prenijeti ( $M_{\text{cl}}$ ) ovisi o normalnoj sili, efektivnom radijusu spojke ( $r_{\text{ef}}$ ) te faktoru trenja ( $\mu$ ) na svim tarnim plohama (u slučaju ove spojke postoje dvije tarne plohe):

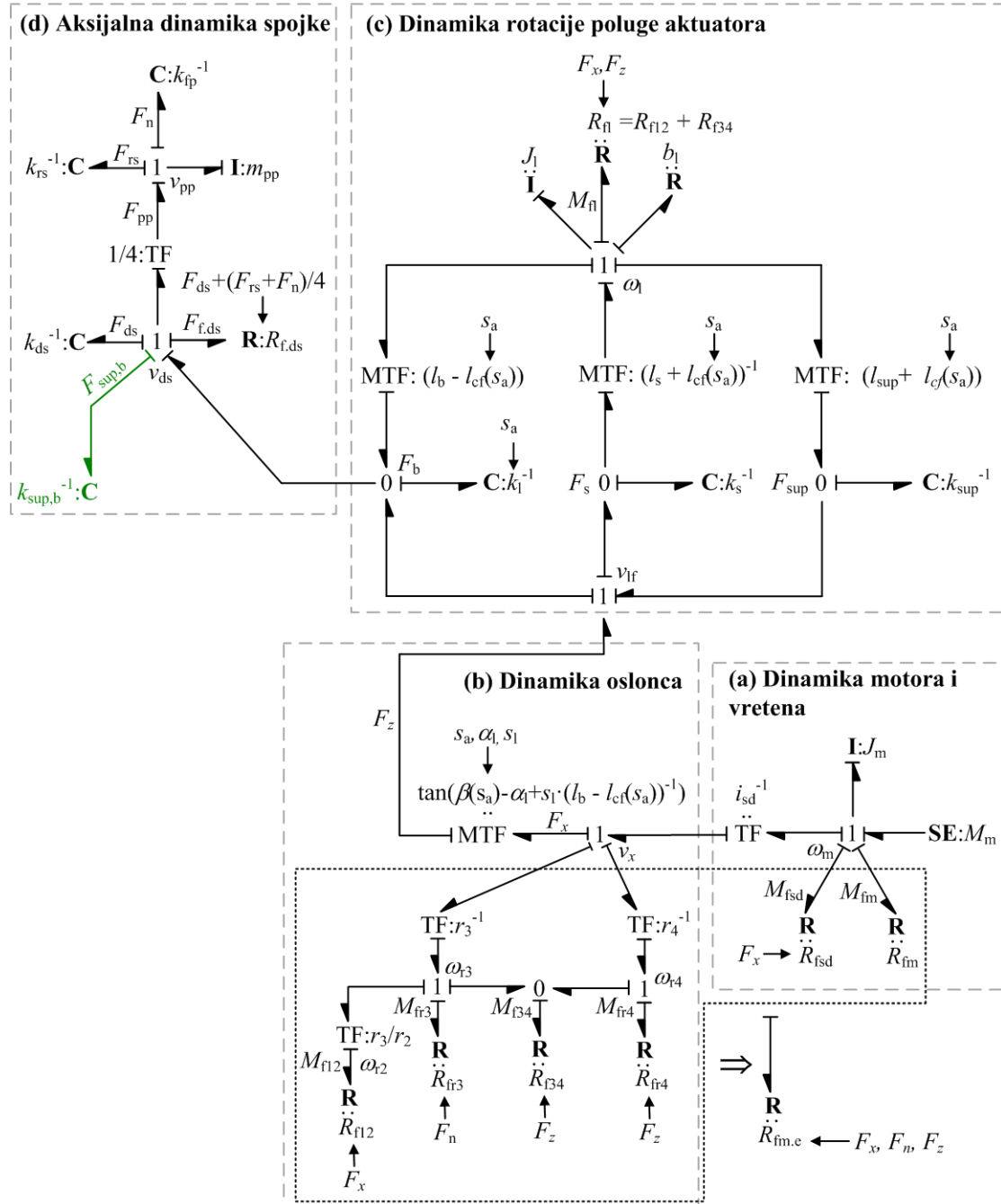
$$M_{\text{cl}} = 2 \cdot F_n \cdot r_{\text{ef}} \cdot \mu \quad (4.1)$$

Efektivni radijus slijedi iz pretpostavke jednolikog rasporeda kontaktnog tlaka ([72]), dok bi srednji radijus ( $r_s = (r_{\text{out}} - r_{\text{in}})/2$ ) slijedio u slučaju pretpostavke jednolikog radijalnog trošenja ([72]):

$$r_{\text{ef}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_{\text{out}}^3 - r_{\text{in}}^3}{r_{\text{out}}^2 - r_{\text{in}}^2} \quad (4.2)$$

Slika 4-2 prikazuje model aktuatora te model aksijalne dinamike izgrađen primjenom metode veznih dijagrama ([73]). Ova će metoda stoga biti primijenjena u ovom radu za potrebe proširenja postojećeg modela spojke. Model je generiran za jednu spojku dok bi za obje spojke bilo potrebno duplicirati model (struktura ostaje ista, ali je potrebno primijeniti druge vrijednosti pojedinih parametara). Kao što je već rečeno, model aktuatora je detaljno

parametriran u ([67], [68], [69]) dok je model spojke validiran samo u ([69]) za vrlo ograničene uvjete rada (bez prijenosa okretnog momenta i za spojku koja nije ugrađena u zvonoliko kućište). Posljedično, model aktuatora neće biti dalje razvijan, već će dio istraživanja predstavljen u ovom radu biti vezan uz validaciju modela za spojku u realnim uvjetima rada te njegovo proširenje utjecajnim efektima kao što su toplinsko širenje i trošenje.



**Slika 4-2: Vezni dijagram postojećeg modela aktuatora i aksijalne dinamike spojke ([69])**

Za početak, u model je ugrađen oslonac potisnog ležaja na koji se potisni ležaj oslanja kod isključenog aktuatora (Slika 4-2, zeleni dio veznog dijagrama). Ugradnjom oslonca koji

onemogućava potpuno otvaranje spojke modelirani su uvjeti spojke prednapregnute ugradnjom u zvonoliko kućište.

Iz veznog dijagrama modela aksijalne dinamike formiraju se jednačbe aksijalne dinamike spojke (jednako kao i za aktuator). Svaki od čvorova predstavlja točku zbrajanja toka snage. Kako čvorovi tipa 1 označavaju mjesta s jednakim pomakom, tj. brzinom, slijede redom izrazi za donji i gornji čvor 1:

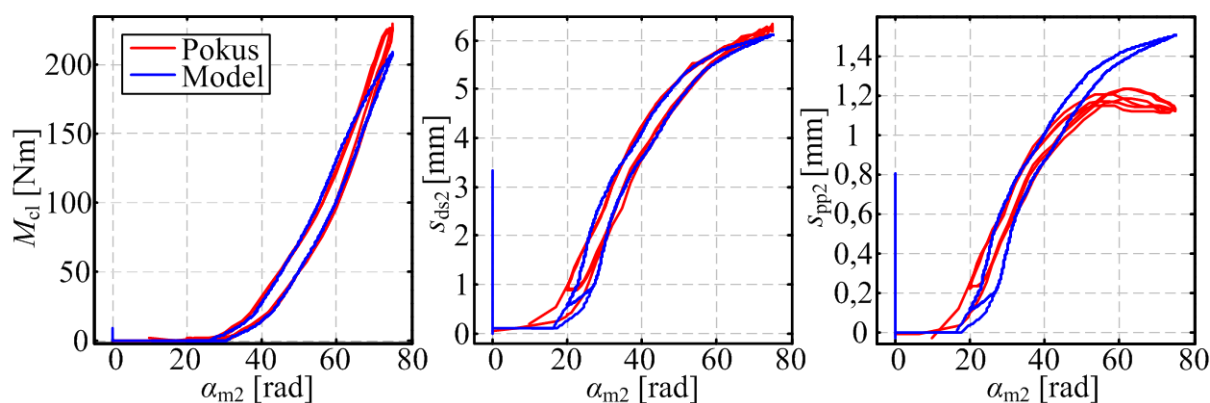
$$F_b - F_{\text{sup},b} - F_{\text{ds}} - F_{\text{f,ds}} = \frac{1}{4} F_{\text{pp}} \quad (4.3)$$

$$F_{\text{pp}} - F_{\text{rs}} - F_n = m_{\text{pp}} \dot{v}_{\text{pp}} \quad (4.4)$$

## 4.2 Validacija postojećeg modela za novu spojku

Formiranjem postava spojke s pripadajućim aktuatorima i transmisijom omogućena je validacija modela mjerenjima na postavu koji je bliži realnim operativnim uvjetima u kojima se spojka nalazi tokom eksploatacije.

Inicijalna validacija provedena je spram podataka snimljenim na novoj spojci pri sobnoj temperaturi na maloj brzini klizanja (30 okr/min) za spojku 2. Tokom pokusa, sustav upravljanja mijenja poziciju motora aktuatora od minimalne do maksimalne vrijednosti (0 do 75 rad) sa sinusoidalnim oblikom promjene vrijednosti s periodom promjene od 2,5 s te održava konstantnu brzinu klizanja (zapravo brzinu vrtnje tarnih ploča koja je jednaka brzini klizanja obzirom da je zamašnjak vezan za postolje preko senzora momenta). Slika 4-3 prikazuje validaciju postojećeg modela.



Slika 4-3: Inicijalna validacija postojećeg modela

Općenito, predikcija statičkih karakteristika pozicije potisnog ležaja, pozicije potisne ploče te okretnog momenta spojke je dobra za male i srednje vrijednosti pozicije motora aktuatora. Međutim, kod najvećih vrijednosti pozicije motora aktuatora model se primjetno razlikuje od

eksperimentalnih podataka. Pritom je relativna razlika najmanja kod pozicije potisnog ležaja te najveća kod pozicije potisne ploče. Sa stajališta sustava upravljanja, najvažnija je karakteristika okretnog momenta kod koje također postoji zamjetna razlika između modela i eksperimenta kod najvećih vrijednosti pozicije motora aktuatora.

Međutim, važno je napomenuti kako postojeći model u ovoj formi koristi konstantnu vrijednost faktora trenja te nema modeliran utjecaj različitih efekata koji utječu na aksijalnu dinamiku kao što je primjerice toplinska dinamika. U nastavku ovog rada prikazat će se rezultati istraživanja vezanih uz identifikaciju faktora trenja te pojedinih efekata koji utječu na aksijalnu dinamiku, a koja su rađena s ciljem poboljšanja preciznosti postojećeg modela u uvjetima u kojima se nalazila spojka tokom provedbe pokusa korištenih za validaciju modela u ovom poglavlju, ali i za omogućavanje modelu da predvidi promjene u dinamici spojke uslijed značajnih promjena temperature i trošenja spojke.

Pritom su pokusi eksperimentalne identifikacije kao i validacije modela provedeni na spojci 2 zbog nešto lakšeg pristupa potisnoj ploči te mogućnosti promatranja vanjskog prstena mehanizma za kompenzaciju trošenja kroz prorez napravljen na zvonolikom kućištu spojke. Model aksijalne dinamike, kao i njegova proširenja različitim efektima biti će stoga prikazani s poopcenim parametrima (npr. pomak potisne ploče -  $s_{pp}$ ) dok će eksperimentalni rezultati, kao i predviđanja modela biti prikazani za spojku 2 (npr., pomak potisne ploče 2 -  $s_{pp2}$ ).

## 5 Karakteristike tarnog materijala

Tarni materijali spojke imaju značajan utjecaj na rad spojke jer njihov sastav i struktura značajno utječu na operativne karakteristike spojke. Istraživanja kontakta dvaju materijala s međusobnim relativnim pomakom vrše se za mnogobrojne slučajeve koji su u primjeni u automobilskoj industriji, kao što su primjerice trenje u ležajevima, kontakt klip/cilindar u motorima s unutarnjim izgaranjem ili kontakt gume s asfaltom. Iako svi slučajevi klizanja imaju određene zajedničke karakteristike i sličnosti u istraživanjima, postoje i značajne razlike kako u pristupu, tako i u istraživačkoj opremi. Općenito, tarne spojke, posebice suhe sačinjavaju jednu grane istraživanja u koju se uobičajeno još pribrajaju i kočnice ([72]), poglavito zbog sličnosti parova materijala u kontaktu, ali i određenih sličnosti u geometriji. U ovom radu prikazani su rezultati istraživanja tarnog materijala suhe dvostruke spojke koji uključuju eksperimentalnu karakterizaciju triju karakteristika: (i) faktora trenja, (ii) trošenja i (iii) sklonosti podrhtavanju. Općenito, istraživanja tarnih materijala uključuju i druga svojstva kao što je primjerice čvrstoća materijala, međutim ona nisu vezana uz upravljanje već dimenzioniranje spojke.

Točan sastav primijenjenog tarnog materijala nije poznat. Iz neposrednog razmatranja i podataka koje je proizvođač objavio ([74]), riječ je o kompozitnom materijalu koji je kombinacija toplinski otpornog duromera i metalnih čestica. Pretpostavka je da upravo metalne čestice imaju kritični utjecaj na svojstva faktora trenja obzirom da su istraživanja na kompozitnim materijalima koji se koriste u kočnicama ([75]) pokazala kako dodavanje metalnih čestica pozitivno djeluje na iznos i stabilnost vrijednosti faktora trenja (smanjena ovisnost faktora trenja o tlaku, brzini klizanja i temperaturi). Pritom se metalna ispuna dodaje u formi čestica ili u formi žica ([76]).

Ujednačeno raspoređivanje ojačanja kroz kompozit je važno za ujednačenost svojstava. Kod čestica, odgovarajuće miješanje prije sinteriranja je dovoljno da se zadovolji ovaj zahtjev, međutim, kod vlaknastih ojačanja, postavlja se pitanje utjecaja orijentacije vlakana na tarne svojstva materijala. Numeričke analize toplinske dinamike pokazuju da položaj žica ima utjecaja čak i na rezultate toplinske dinamike ([77]), dok je iz prakse poznato da se ojačanja u formi žica ne koriste za kočione sustave zbog problema s pucanjem žica i neujednačenosti strukture i svojstava ([76]).

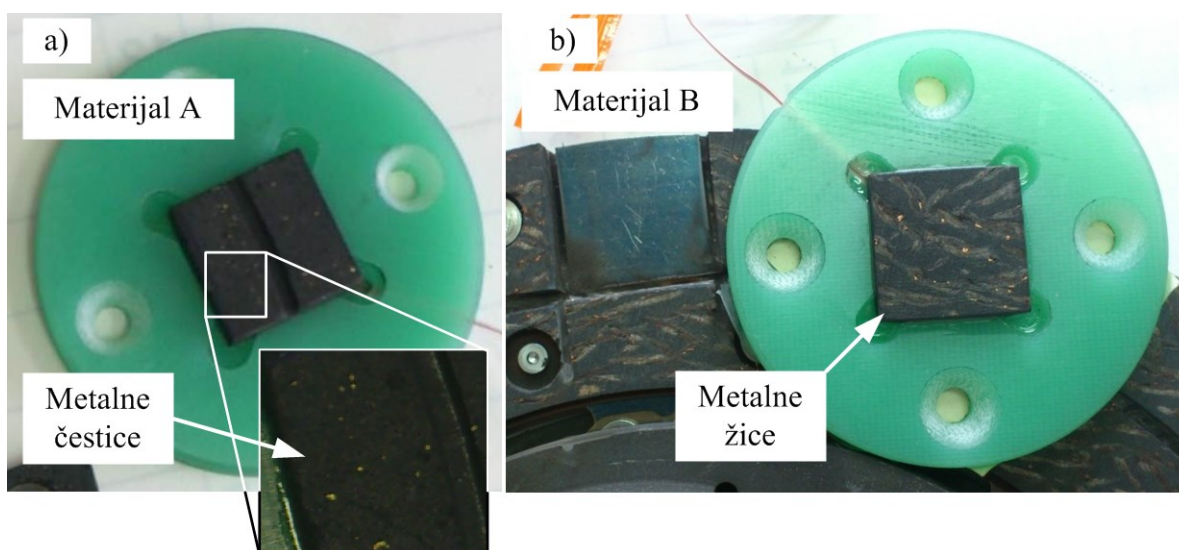


## 5.1 Odabir tarnih materijala

Suha dvostruka spojka proizvodi se sa dva tarni materijala za koje će se u ovom istraživanju koristiti nazivi Materijal A i Materijal B. Za Materijal A izrađena su tri, a za Materijal B dva uzorka (Tablica 5-1, Slika 5-1). Svi uzorci izrađeni su s istim dimenzijama (20 x 20 mm).

**Tablica 5-1: Izrađeni uzorci iz tarnih materijala**

Oznaka uzorka	Tarni materijal	Stanje na početku mjerenja	Korišteni u pokusima
Uzorak 1	Materijal A	Trošen	Faktor trenja
Uzorak 2	Materijal A	Uhodana površina	Trošenje
Uzorak 3	Materijal B	Uhodana površina	Trošenje
Uzorak 4	Materijal A	Uhodana površina	Korelacija sa spojkom
Uzorak 5	Materijal B	Uhodana površina	Korelacija sa spojkom



**Slika 5-1: Uzorci tarnih materijala – Materijal A (a) i Materijal B (b)**

Svih pet uzoraka izrađena su izrezivanjem iz tarnih ploča suhih dvostrukih spojki. Pritom je Uzorak 1 izrezan iz tarne ploče spojke koja je prethodno bile korištena u automobilu te je materijal prije same izrade uzorka već bio uglačan (spojka koja je korištena tokom modeliranja aktuatora). Dodatno, ovaj je uzorak korišten tokom razvoja procedura pokusa eksperimentalne identifikacije faktora trenja, ali i stupnja trošenja tarnog materijala. Posljedično, ovaj se uzorak smatra dobro uhodanim te se stoga rezultati eksperimentalne identifikacije dobiveni na ovom uzorku uzimaju kao referenca za sve ostale rezultate.

## 5.2 Faktor trenja tarnog materijala

### 5.2.1 Dosadašnje spoznaje o faktoru trenja

Faktor suhog trenja općenito se, pa tako i za tarne obloge suhih spojki, karakterizira u funkciji tri promjenjiva parametra: temperature, brzine klizanja i normalne sile ([41], [42]). Naravno, ako se tokom eksploatacije javljaju varijacije još nekog od parametara ([42]), potrebno je provesti eksperimentalnu identifikaciju i za te parametre. Primjerice, pojedina istraživanja ([78]) razmatranjem disipirane energije tokom klizanja spojke ukazuju na raspodjelu disipirane energije na tri područja: trošenje materijala, toplinu koja se preda okolini te energiju koja uzrokuje promjene u materijalu. Ukoliko se stoga sumnja na promjene u materijalu s dispiranom energijom, bilo bi potrebno razmotriti i utjecaj ove disipirane toplinske energije. Pojedina mjerenja pokazuju kako je faktor trenja za pojedine materijale dodatno pod utjecajem degradacije tarnih materijala uslijed dugotrajnog izlaganja (deseci sati) povišenim temperaturama (oko 200°C) te uslijed trošenja ([43]). Nadalje, postoji mogućnost dodatnih efekata kao što su histereza karakteristike faktora trenja spram normalne sile ([50]) uslijed različite stvarne kontaktne površine kod povećanja i smanjenja normalne sile.

Neovisno o broju parametara, korištenje nekog od tribometarskih ispitnih strojeva (npr. tipa "uzorak na disku") može omogućiti brzu i preciznu karakterizaciju faktora trenja, no zbog složene geometrije i toplinskih efekata stvarne spojke nije jasno mogu li ovi rezultati vjerno oslikati realne uvjete rada spojke.

Ispitivanje primjenom nekog od tribometarskih strojeva ima i određenih nedostataka. U prvom redu, zbog nestalnosti trenja tj. osjetljivosti trenja na potrošenost kontaktnih ploha uzorak se uobičajeno provodi kroz fazu uhodavanja kako bi dao reprezentativne rezultate ([41]). Problem ovakvog pristupa leži u izostanku rezultata za posve nov materijal. Iako je općenito moguće vršiti mjerenja sa posve novim uzorkom, pokazivanje ponovljivosti očito nije moguće izvršiti na istom uzorku već je nužno ponoviti mjerenja na relativno velikom broju uzoraka. Nadalje, pojedina istraživanja ([79]) pokazuju da kod mjerenja faktora trenja na uzorak-na-disku (eng. pin-on-disc) tipu tribometra, vrijednost faktora trenja kod suhog trenja značajno raste kod malih sila (ispod 5 N za uzorak od 30 mm<sup>2</sup>) te se kasnije stabilizira prema nazivnom opterećenju. Nadalje, kod prelaska iz mirovanja u klizanje moguća je pojava stick-slip efekta (pojedina mjerenja na tarnim materijalima kočnica ([80]) pokazuju da je stick-slip efekt izraženiji kod površina koje su manje hrapavosti i veće tvrdoće) što otežava mjerenja jer uzrokuje vibracije na uzorku. Naravno, stick-slip efekt se može izbjeći odgovarajućim planiranjem pokusa, tj. izbjegavanjem ispitivanja na vrlo malim brzinama.

### 5.2.2 Određivanje potrebnog opsega utjecajnih parametara

Faktor trenja u ovom radu eksperimentalno je identificiran u funkciji tri promjenjiva operativna parametra: temperaturi kontaktne plohe, brzini klizanja i normalnoj sili (tlaku). Eksperimentalna identifikacija faktora trenja je uobičajeni pristup određivanja utjecaja pojedinih promjenjivih parametara zbog složene fizikalne podloge varijabilnosti faktora trenja.

Za potrebe eksperimentalne identifikacije korišten je CNC tribometar tipa „uzorak na disku“ s ciljem identifikacije faktora trenja suhe dvostruke spojke kroz široki raspon vrijednosti navedenih utjecajnih parametara. Pritom bi opseg utjecajnih parametara na tribometru trebao odražavati, što je moguće bliže, vrijednosti koje se javljaju na spojci tokom regularne eksploatacije spojke.

Raspon temperatura na tribometru određen je na raspon od sobne temperature (otprilike 25°C) do otprilike 200°C. Donja granica pritom približno zadovoljava realne operativne uvjete obzirom da će, čak i u zimskim uvjetima, temperatura spojke zbog grijanja motora i zagrijavanja uslijed trenja u kratkom roku doseći (i prijeći) razinu sobne temperature. Gornja granica je svakako značajno niža od temperatura koje se mogu javiti tokom eksploatacije, ali je u granici poželjnih vrijednosti unutar kojih bi spojka trebala raditi obzirom na značajno povećanje stupnja trošenja u području iznad 200°C (vidi poglavlje 5.4: Trošenje tarnog materijala).

Potreban iznos najveće normalne sile određen je iz cilja ostvarivanja tlaka na uzorku kakav se javlja na samoj spojci. Pritom se pretpostavlja kako je tlak na tarnoj ploči u slučaju spojke jednak po cijeloj kontaktnoj površini (iako pojedine analiza primjenom metode konačnih elemenata ([81]) pokazuju da kontaktni tlak raste od najmanje vrijednosti na unutarnjem rubu do najveće vrijednosti na vanjskom rubu potisne ploče). Posljedično, za uzorak površine  $A_{\text{sam}} = 400 \text{ mm}^2$  (20x20 mm), poznate aktivne površine tarne ploče 2 ( $A_{\text{fp}} = 17637 \text{ mm}^2$ ) i ciljane najveće normalne sile na spojci  $F_{\text{n,cl}}$ , iznos normalne sile na uzorku slijedi iz:

$$F_{\text{n,tr}} = F_{\text{n}} \frac{A_{\text{sam}}}{A_{\text{fp}}} \quad (5.1)$$

Aktivna površina izračunata je iz površine diska tarne plohe ( $A_{\text{fp}} = (r_{\text{out}}^2 - r_{\text{in}}^2)\pi$ ) oduzimanjem površina provrta u kojima se nalaze zakovice te površina kanala koji su formirani za odstranjivanje odlomljenih čestica (vidi Dodatak B: Dimenzije tarnih ploča).

Iznos najveće normalne sile na spojci slijedi iz ciljanog najvećeg momenta na spojci ( $M_{cl}$ ), pretpostavke jednolikog rasporeda momenta i tlaka na obje plohe tarne ploče, pretpostavke o srednjoj vrijednosti faktora trenja  $\mu=0.35$ , te iznosa efektivnog radijus  $r_{ef}$  prema izrazu (4.1):

$$M_{cl} = 2 \cdot F_n \cdot r_{ef} \cdot \mu \Rightarrow F_n = \frac{M_{cl}}{2 \cdot r_{ef} \cdot \mu} \quad (5.2)$$

Raspon brzina određen je na temelju dobivanja približno slične brzine klizanja. Tokom pokretanja vozila, uobičajeno se simultano podiže brzina vrtnje motora s brzine praznog hoda (uobičajeno oko 700 okr/min) uz povećanje brzine vozila od nule prema gore. Preostale promjene stupnjeva prijenosa provode se sa sličnim ili manjim brzinama klizanja te je stoga procijenjeno da je brzina klizanja od 700 okr/min na stvarnoj spojci zadovoljavajuća najveća brzina klizanja. Najmanja brzina klizanja je naravno 0 okr/min. Brzina vrtnje rotacijske osi određuje se iz izjednačavanja linearne brzine klizanja na radijusu na kojem kliže uzorak na tribometru ( $r_{tr} = 90$  mm) te na efektivnom radijusu spojke:

$$\omega_{tr} = \omega_{cl} \cdot \frac{r_{ef}}{r_{tr}} \quad (5.3)$$

Ekvivalentna najveća brzina na tribometru bi stoga bila 760 okr/min. Tablica 5-2 pokazuje atipične kombinacije vrijednosti koje se javljaju u pojedinima pokusima.

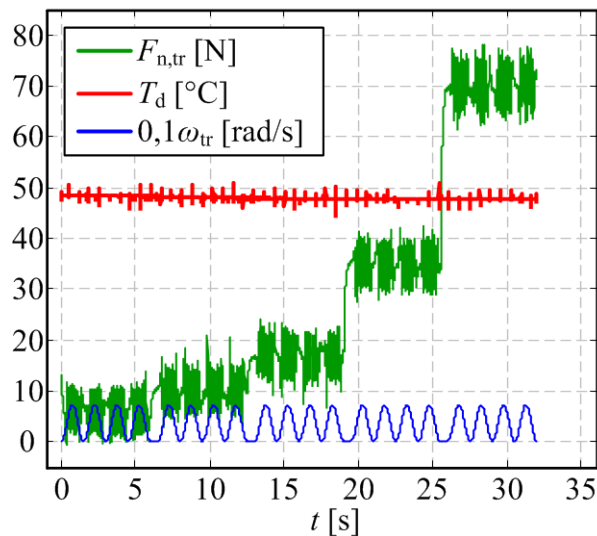
**Tablica 5-2: Odnosi vrijednosti ekvivalentnih parametara na spojci i na tribometru**

$M_{cl}$ [Nm]	$F_n$ [N]	$p$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$F_{n,tr}$ [N]	$\omega_{cl}$ [okr/min]	$v_{sl}$ [m/s]	$\omega_{tr}$ [rad/s]	$\omega_{tr}$ [okr/min]	$E_{cl}$ [MJ]	$E_{tr}$ [MJ]
220	3395	0,18	70	668	6,33	70	672	100	1,030
105	1620	0,09	33	573	5,37	60	570	80	0,824
82	1266	0,06	26	477	4,51	50	479	60	0,618
50	772	0,04	17	382	3,60	40	382	40	0,412
32	494	0,03	10	287	2,69	30	285	20	0,206
19	293	0,01	6	191	1,82	20	194		
8	123	0,04	2,5	95	0,91	10	97		

### 5.2.3 Organizacija pokusa eksperimentalne identifikacije faktora trenja

Pokusi identifikacije provode se kroz niz snimanja. Pritom je statičke karakteristike moguće dobiti snimanjem statičkih ili kvazistatičkih pokusa pri čemu je ukupno vrijeme potrebno za snimanje kvazistatičkih pokusa značajno kraće. Izbjegavanje dinamičkih utjecaja uslijed velikog gradijenta brzine ostvareno je primjenom sinusoidalne promjene brzine s dovoljno dugom periodom. Za usporedbu statičkih i kvazistatičkih pokusa vidi Dodatak C: Usporedba statičkih i kvazistatičkih pokusa na tribometru. Tokom svakog snimanja (Slika 5-2) normalna sila se mijenja stepenasto kroz pet razina (6, 10, 17, 35 i 70 N). Na svakoj razini normalne sile izvršavaju se četiri periode sinusoidalne promjene brzine klizanja u rasponu od 10 do 700 okr/min na rotacijskoj osi (brzina nije spuštana ispod 10 okr/min kako bi se izbjeglo pojavljivanja stick-slip efekta) s periodom od 1,25 s (0,8 Hz).

Sustav regulacije temperature održava konstantnu temperaturu tokom pojedinog snimanja (promjena temperature utječe na točnost senzora sile). Prvo snimanje provedeno je na sobnoj temperaturi (cca 25°C), te se za svako sljedeće snimanje temperatura dizala za 15°C do dostizanja 200°C.



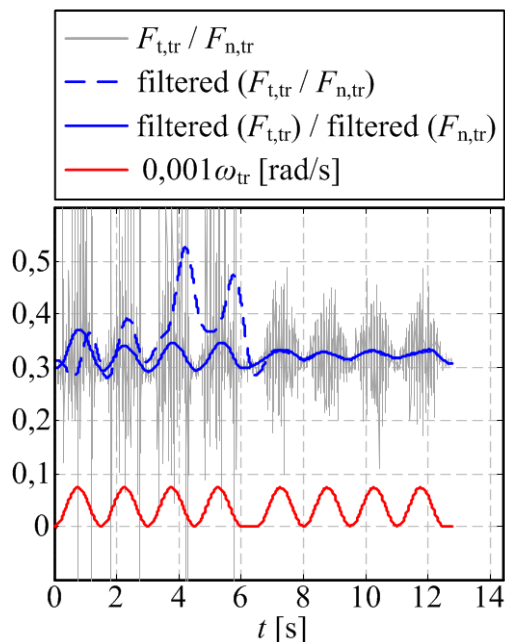
Slika 5-2: Vremenski odziv glavnih varijabli tokom jednog snimanja

Podaci dobiveni eksperimentalnom identifikacijom se naknadno obrađuju rutinama razvijenima u okruženju paketa Matlab. Rutine vrše filtriranje (Slika 5-3) i usrednjavanje karakteristike faktora trenja u ovisnosti o brzini klizanja (Slika 5-4) za svaku razinu normalne sile i temperature.

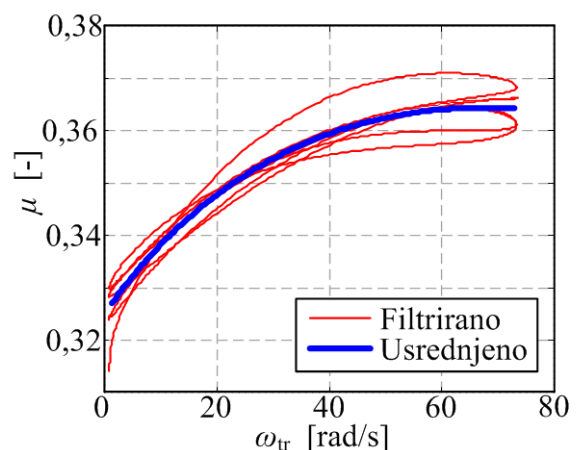
Primijenjeni postupak filtriranja vrijednosti faktora trenja za dvije najniže razine normalne sile (6 i 10 N) prikazuje Slika 5-3. Naime, uobičajeni postupak filtriranja faktora trenja vršio bi se tako da se faktor trenja prvo izračuna iz sirovih vrijednosti tangencijalne i normalne sile

te se potom filtrira ( $\text{filtered}(F_{t,\text{tr}}/F_{n,\text{tr}})$ ). Međutim, kako se kod najmanje nominalne vrijednosti normalne sile stvarno izmjerena vrijednost normalne sile približava nuli zbog oscilacija uzrokovanih neravninama stola, vrijednost faktora trenja izrazito oscilira što značajno utječe na proces filtriranja. Stoga je primijenjen alternativni pristup u kojem su prvo zasebno filtrirane pojedine sile te se potom faktor trenja računa iz dobivenih filtriranih vrijednosti ( $\text{filtered}(F_{t,\text{tr}}) / \text{filtered}(F_{n,\text{tr}})$ ). Može se uočiti kako kod prelaska na sljedeću razinu normalne sile (Slika 5-3, 10 N, perioda brzine klizanja br. 5 do 8) oba pristupa filtriranju daju gotovo identične rezultate što se nastavlja na svim daljnjim (višim) razinama normalne sile.

Filtrirani faktor trenja sada se može prikazati u funkciji brzine klizanja kroz sve četiri periode promjene brzine klizanje na svakoj razini temperature i normalne sile (Slika 5-4). Može se primijetiti određena varijabilnost vrijednosti od periode do periode ali i raspored vrijednosti unutar jedne periode koji nalikuje histereza koje spominje literatura ([50]). Važno je međutim naglasiti kako su histereze spominjane u literaturi primijećene spram promjene normalne sile, a ne brzine klizanja. Međutim, kako fizikalna podloga trenja nije tema ovog rada, a i rasipanje vrijednosti je u najgorem slučaju oko 2% (rasap vrijednosti od 0,007 oko srednje vrijednosti od 0,365), ova odstupanja se mogu zanemariti te se koristi samo srednja vrijednost za sve 4 periode (Slika 5-4, plava linija).



**Slika 5-3: Pristupi filtriranju vrijednosti faktora trenja**

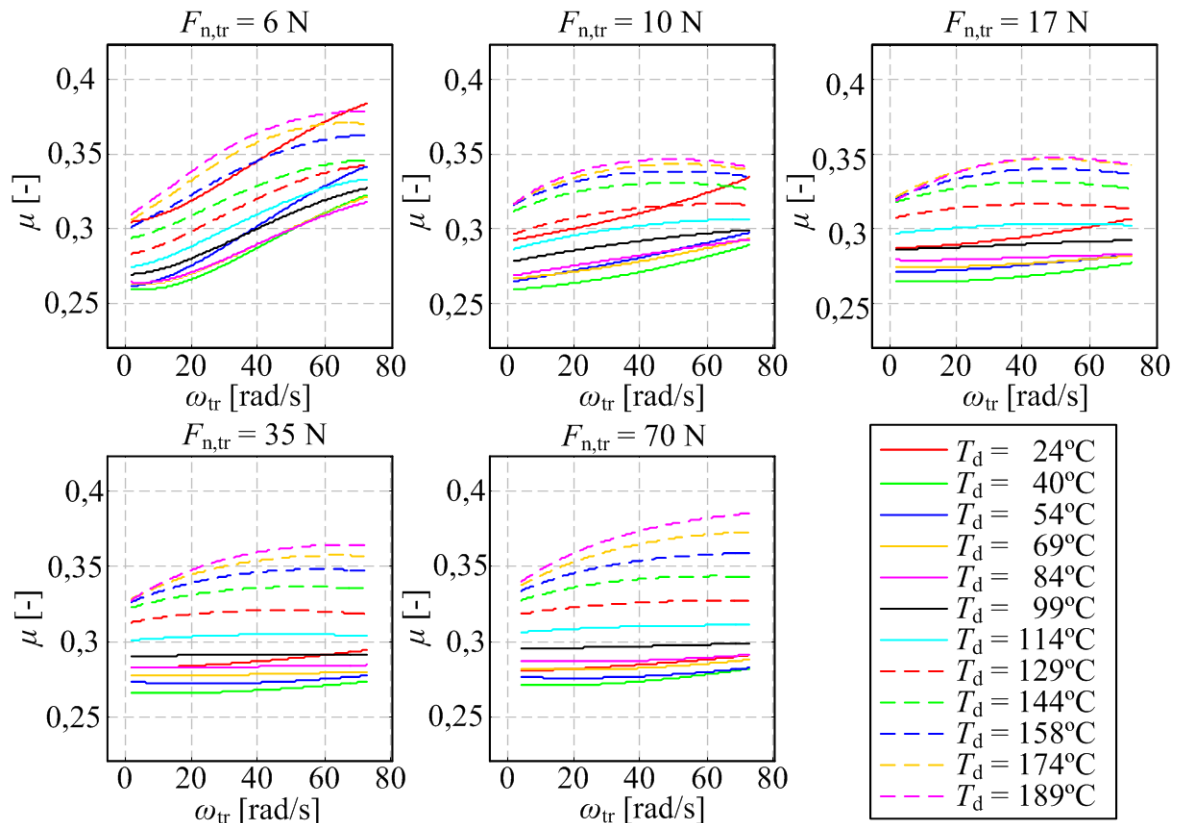


**Slika 5-4: Usrednjavanje karakteristike faktora trenja po brzini klizanja**

Razvijene rutine sada mogu prikazati usrednjene karakteristike faktora trenja u funkciji brzine klizanja za sve razine temperatura i normalne sile (Slika 5-5). Iz ovih karakteristika moguće je preračunavanjem dobiti i drugačije prikaze rezultata.

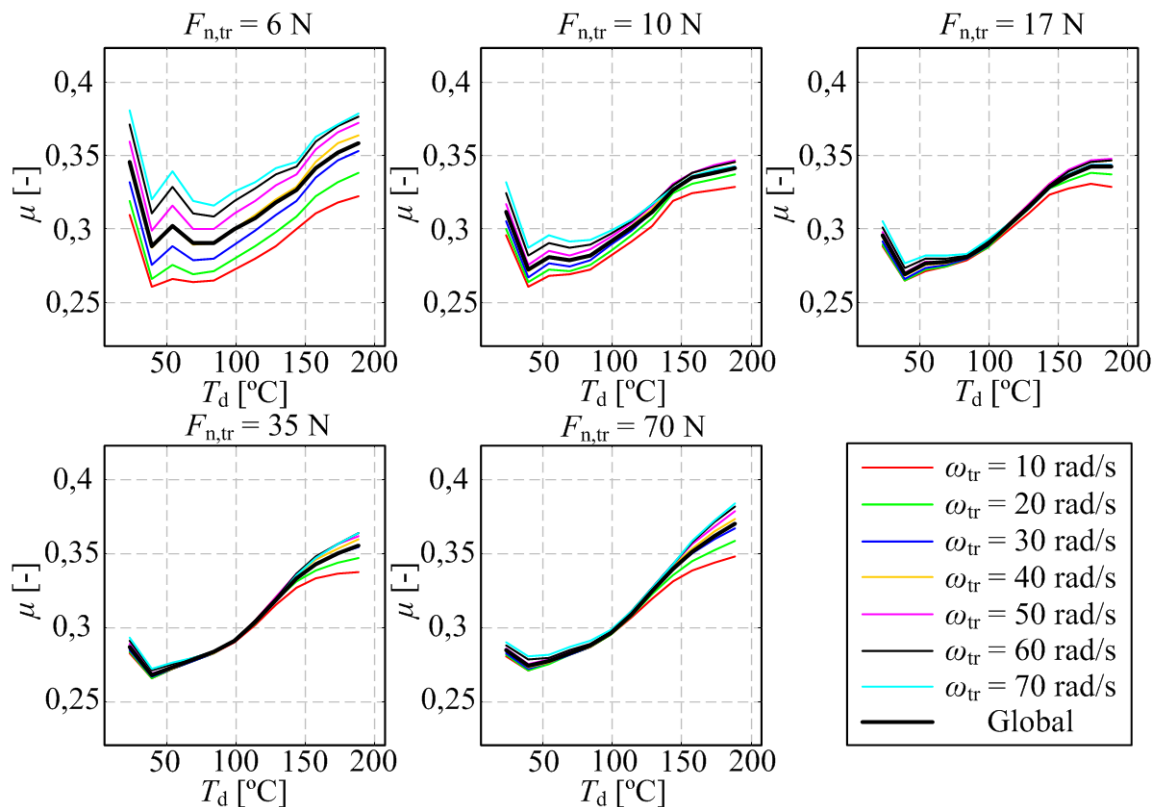
### 5.2.4 Rezultati eksperimentalne identifikacije faktora trenja

Iz sveukupnih rezultata, tj. usrednjenih karakteristika faktora trenja u funkciji brzine klizanja za sve razine temperatura i normalnih sila, razvijene rutine formiraju uobičajeni prikaz karakteristika faktora trenja u funkciji temperature za različite brzine klizanja i različite normalne sile. Slika 5-6 prikazuje rezultate za Uzorak 1. Dodatno, rezultati se mogu prikazati i u formi faktora trenja kao funkcije normalne sile (Slika 5-7). Za detaljne rezultate ostalih uzoraka pogledati Dodatak D.

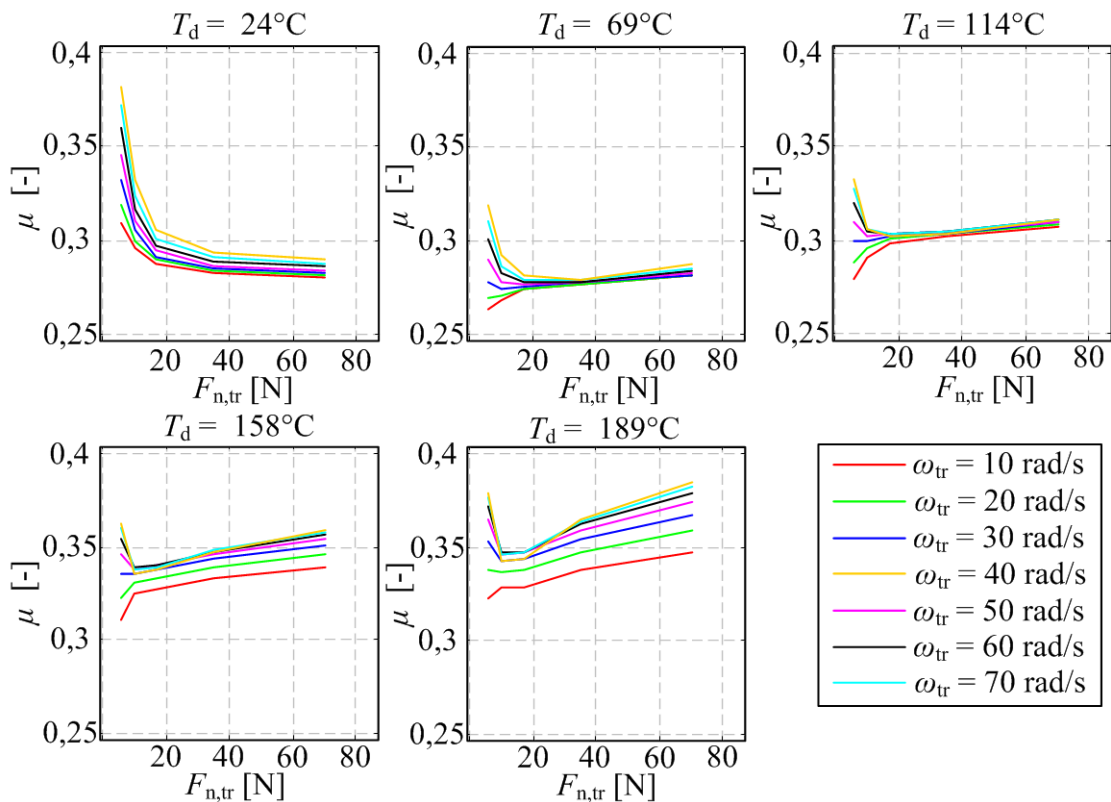


**Slika 5-5: Karakteristike faktora trenja u funkciji brzine klizanja za različite normalne sile i temperature – uzorak 1 (Materijal A)**

Iz grafičkog prikaza rezultata može se vidjeti kako je temperatura općenito najutjecajniji faktor uz općenito pozitivnu korelaciju između faktora trenja i temperature. Iznimka je područje ispod  $50^\circ\text{C}$  gdje postoji značajan pad vrijednosti faktora trenja s porastom temperature, posebice u slučajevima manjih normalnih sila. Porast brzine klizanja općenito je vezan uz blagi porast faktora trenja, s tim da je efekt značajno izraženiji kod malih normalnih sila. Utjecaj normalne sile općenito je značajno manji u odnosu na brzinu klizanja, a posebice u odnosu na temperaturu. Ipak, može se uočiti kako je karakteristika faktora trenja najniža na srednjim vrijednostima normalnih sila, a raste prema nižim i višim vrijednostima.



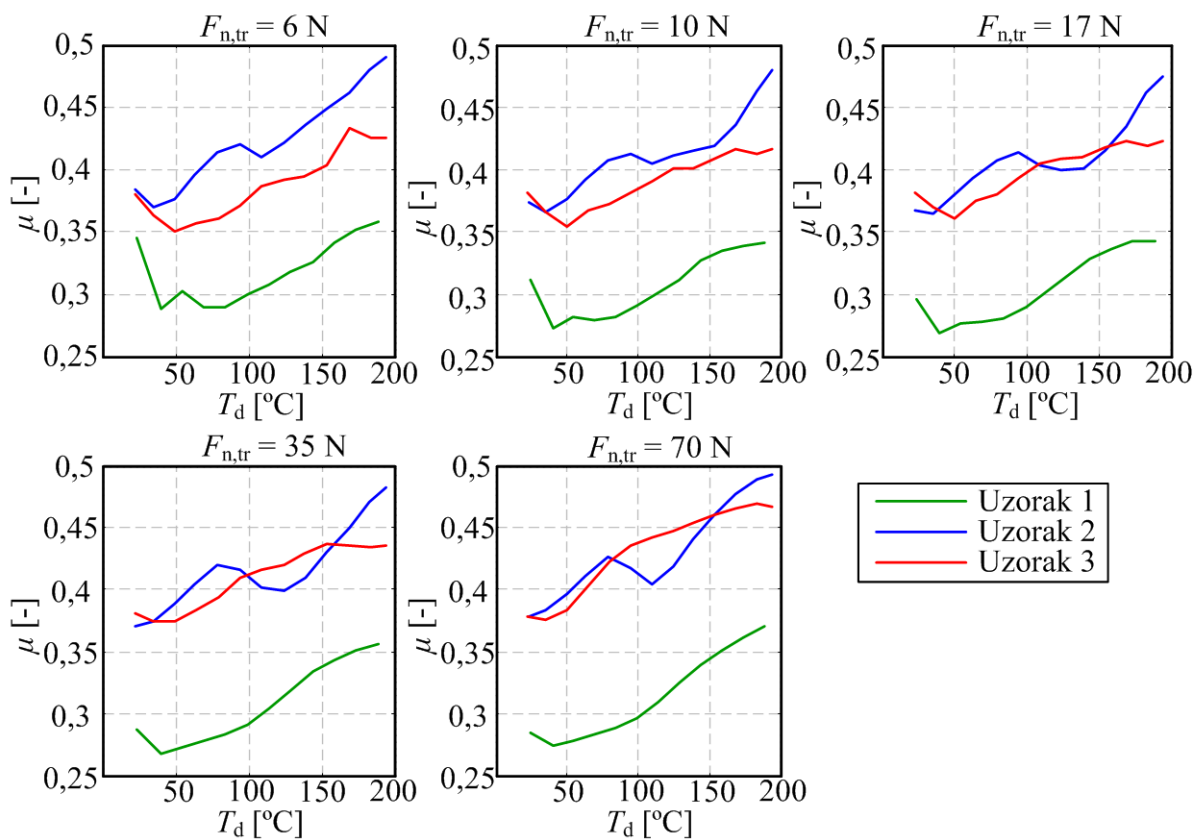
**Slika 5-6: Karakteristike fatora trenja u funkciji temperature za različite brzine klizanja i normalne sile – uzorak 1 (Materijal A)**



**Slika 5-7: Karakteristike fatora trenja u funkciji normalne sile različite brzine klizanja i temperature – uzorak 1 (Materijal A)**



Krivulja globalne karakteristike faktora trenja dobivena je usrednjavanjem svih karakteristika za različite brzine klizanja, a na istoj razini normalne sile. Iste globalne karakteristike izračunate su i iz rezultata eksperimentalne identifikacije faktora trenja na uzorcima 2 i 3. Ovi uzorci su prije identifikacije faktora trenja prikazanog ovdje prošli samo kroz inicijalno uhodavanje tokom kojeg je ostvarena ponovljivost rezultata (tj. smatra se da su uzroci uhodani kada se ponavljanjem pokusa počnu dobivati konzistentni rezultati). Ovi se uzorci stoga mogu smatrati uhodanima, ali ne i trošenima. Rezultati globalnih karakteristika faktora trenja u funkciji temperature za različite normalne sile za sva tri uzorka prikazuje Slika 5-8. Može se vidjeti kako postoje značajne razlike između uzoraka s očitim višim vrijednostima kod uzoraka koji su manje trošeni. Ovi rezultati motivacija su za utvrđivanje utjecaja trošenja na faktor trenja.



**Slika 5-8: Usporedba usrednjenih vrijednosti faktora trenja za Uzorke 1, 2 i 3**

### 5.2.5 Modeliranje faktora trenja

Modeliranje faktora trenja provedeno je traženjem aproksimativne funkcije za eksperimentalno identificiranu funkcionalnu ovisnost faktora trenja o tri operativna parametra: temperaturu, brzinu klizanja i normalnu silu (tj. tlak). Ova aproksimativna funkcija

uvodena je u dinamički model spojke preračunavanjem vrijednosti operativnih parametara s tribometra na ekvivalentne operativne parametre na spojci (uz određene pretpostavke).

Razmotrene su tri aproksimacijske funkcije (Tablica 5-3) u formi polinoma s različitim brojem parametara. Prva funkcija je polinom s 11 parametara koji aproksimira eksperimentalne podatke s izuzetkom onih dobivenih na 6 N normalne sile gdje se javlja najveće rasipanje vrijednosti. Druga funkcija je polinom s 12 parametara, dok je treća funkcija polinom s 20 parametara. Pritom druga i treća predložena funkcija aproksimiraju sve eksperimentalne podatke.

Za potrebe modeliranja utjecaja faktora trenja na dinamiku okretnog momenta na spojci odabrana je funkcija dva zbog zadovoljavajuće kombinacije karakteristika. Naime, funkcija uzima u obzir vrlo male normalne sile koje odgovaraju području vrlo malih okretnih momenata. Kako područje malih momenata uključuje i točku izgradnje momenta (eng. „kiss point“) koja je uobičajena točka interesa istraživanja vezanih uz upravljanje tarnih spojki ([5], [82], [83]) funkcija 2 ima očitu prednost pred funkcijom 1. S druge strane, iako je funkcija 3 preciznija, ujedno je i značajno kompleksnija. Kako je i funkcija 2 već ostvarila dobru preciznost (srednje kvadratno odstupanje je otprilike 2% vrijednosti faktora trenja), nije potrebno tražiti veću preciznost na štetu brzine izračunavanja.

**Tablica 5-3: Srednje kvadratno odstupanje razmatranih aproksimacijskih funkcija**

	FUNKCIJA 1 bez podataka za 6 N 11 parametara	FUNKCIJA 2 svi podaci 12 parametara	FUNKCIJA 3 svi podaci 20 parametara
Suma $(\Delta\mu)^2$	2,38	5,33	4,36
Broj točaka aproksimacije	76944	96024	96024
Standardna devijacija - $\Delta\mu$	0,0056	0,0075	0,0067

Odabrana aproksimativna funkcija ima sljedeći oblik:

$$\begin{aligned} \mu(F_{n,tr}, \omega_{cl}, T) = & b_1 + b_2 \tilde{T} + b_3 \tilde{T}^2 + b_4 \tilde{T}^3 + b_5 \tilde{\omega}_{cl} + b_6 / \tilde{F}_{n,cl}^2 + b_7 \omega_{cl} / \tilde{F}_n^2 + \\ & + b_8 / (\tilde{T} \tilde{F}_{n,cl}) + b_9 \tilde{T} \tilde{F}_{n,cl} + b_{10} \tilde{T}^3 / \sqrt{\tilde{\omega}_{cl}} + b_{11} \tilde{\omega}_{cl} \tilde{T}^3 + b_{12} \tilde{T} \tilde{\omega}_{cl} / \tilde{F}_{n,cl} \end{aligned} \quad (5.4)$$

Popis vrijednosti parametara prikazuje Tablica 5-4. Primjena funkcije u modelu ostvarena je preračunavanjem vrijednosti operativnih parametara na spojci u ekvivalentne parametre na uzorku. Temperatura je pritom jednaka u oba slučaja dok su normalna sila i brzina klizanja

preračunati pomoću izraza (5.1) i (5.3). Pritom su primijenjene iste pretpostavke koje su korištene kod određivanja potrebnog raspona operativnih parametara na tribometru.

**Tablica 5-4: Parametri polinomske aproksimativne funkcije faktora trenja**

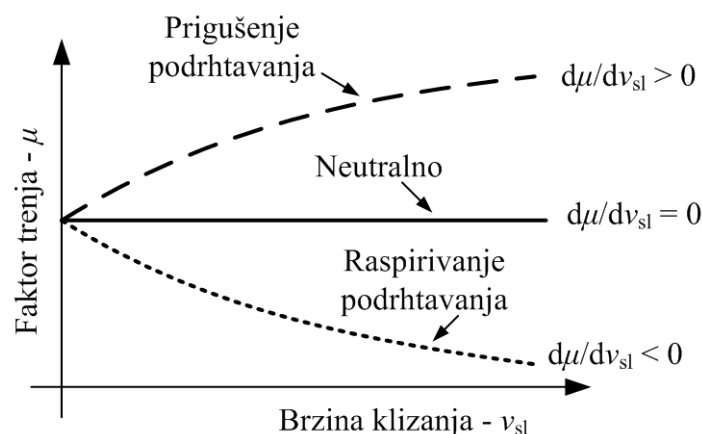
$b_1 = 0,3086$	$b_2 = -0,0361$	$b_3 = 0,0086$	$b_4 = -4,7440 \times 10^{-4}$
$b_5 = 4,3403 \times 10^{-4}$	$b_6 = -0,0279$	$b_7 = 0,0116$	$b_8 = 0,0464$
$b_9 = 2,0987 \times 10^{-4}$	$b_{10} = -8,2869 \times 10^{-6}$	$b_{11} = 3,6641 \times 10^{-6}$	$b_{12} = -7,5284 \times 10^{-4}$

## 5.3 Sklonost podrhtavanju tarnog materijala

### 5.3.1 Dosadašnje spoznaje o sklonosti podrhtavanju

Podrhtavanje spojke (eng. shudder), pa prema tome i cijelog pogonskog sustava uzrokovane vibracijama komponenti spojke predstavljaju jednu od točaka interesa istraživanja spojki ([20], [21], [47]). Vibracije koje se javljaju u ovim uvjetima dominantno imaju nisku frekvenciju i visoke amplitude, te imaju negativan utjecaj na udobnost vožnje zbog preklapanja s vlastitim frekvencijama vozila ([48]).

Postoje dva glavna uzroka oscilacija ovog tipa ([20], [21], [22]): (i) varijacije tarnih karakteristika i (ii) utjecaj tolerancija izrade spojke. Vibracije koje se jave mogu se pritom dobro prigušiti ukoliko je gradijent faktora trenja spram brzine klizanja (tj. gradijent momenta spram klizanja) pozitivan ([21], [47], [48]). U slučaju negativnog gradijenta, vibracije se pojačavaju (Slika 5-9).



**Slika 5-9: Veza karakteristike faktora trenja i pojave podrhtavanja**

Važno je naglasiti kako negativan gradijent faktora trenja na spojci ne mora nužno rezultirati podrhtavanjem. Naime, bilo koje trenje koje se javlja između motora i kotača prigušuju

vibracije. Međutim, kako razvoj suvremenih transmisija uključuje smanjene gubitaka trenja na svim mogućim mjestima (klizanje zupčanika, ležajevi itd.) ([22]), time se ujedno smanjuje i mogućnost da će se pojava oscilacija na spojci prigušiti negdje drugdje u sustavu transmisije. Dvostruke spojke su pritom izložene dodatnim problemima vezanim uz podrhtavanje. Naime, vibracije kod dvostrukih spojki uzrokuju veću razinu buke u odnosu na manualne zbog toga što se vibracije s klizajuće spojke prenose na drugu, paralelnu transmisiju koja može slobodno oscilirati (buduće da ne prenosi moment) te je stoga sklona generiranju dodatne buke ([22]). Dodatno, kako je faza klizanja uobičajeno relativno duga u odnosu na manualne transmisije, kako bi se spriječili nagli skokovi momenta, bilo koje podrhtavanje ili buka traju dulje i daju subjektivno lošiji osjećaj vožnje ([22]). Isto tako, ove duge faze klizanja odvijaju se kod niskih opterećenja (tlakova) što uzrokuje zaravnavanje/uglašavanje površine čime se smanjuje mogućnost prigušenja vibracija na samoj spojci. Kod ručnih transmisija, relativno visoki udio naglih uključivanja stvara stalno nove hrapavosti na površini koje djeluju poput prigušenja. Kao mogući smjerovi sprečavanja pojave vibracija spojke navode se ([20]): (a) izmjene u konstrukciji spojke kako bi se promijenile krutosti, prigušenja ili tarna svojstva te (b) aktivno prigušenje vibracija kroz prilagodbu sustava upravljanja spojkom.

Pritom su predložene sljedeće izmjene u konstrukciji ([22]): (i) razvoj novih tarnih materijala sa smanjenim varijacijama tarnih karakteristika, (ii) preoblikovanje komponenti i unapređenje proizvodnih postupaka koji će rezultirati manjim odstupanjima stvarne geometrije od idealne te (iii) izmjena u osloncima spojke kao što je primjerice korištenje hidrostatskog aktuatora s neposrednim radnim (slave) cilindrom kod kojeg postoji mogućnost namještanja ležaja (cilindar, kao posljedica održavanja tlaka, iskače tamo gdje se smanjuje opterećenje a tone tamo gdje se opterećenje povećava time održavajući jednaku silu pritiska na svim polugama tanjuraste opruge).

Složena fizikalna pozadina otežava razvoj modela koji bi omogućio razvoj egzaktnog postupka određivanja funkcionalne veze između sastava/tehnologije proizvodnje te svojstava materijala. Zasada, čini se kako je metoda pokušaja i promašaja jedini učinkoviti pristup razvoju novih tarnih materijala. Dostupna literatura ipak navodi kako je uočena negativna veza između faktora trenja i vrijednosti gradijenta, tj. čini se kako povećanje faktora trenja (primjerice povećanjem udjela metalnih čestica u kompozitu ([84]) za sobom povlači pad vrijednosti gradijenta faktora trenja ([84], [40]), međutim, nema fizikalnog objašnjenja ove funkcionalne veze.

Vezano uz problem uglašavanja površina uslijed produljenog klizanja karakterističan za dvostruke spojke, jedno od predloženih rješenja ([22]) je razvoj novih tarnih materijala koji bi

radili na višim temperaturama gdje se formiranje grublje površine odvija i na nižim tlakovima.

Preoblikovanje spojke uključuje odvajanje spojke od motora, tj. njezino oslanjanje na vratilo transmisije ([22]) (primijenjeno i na suhoj dvostrukoj spojci razmatranoj u ovom radu) koje omogućava odvajanje spojke od motora (posljedično i odvajanje od vibracija motora), ali predstavlja ograničenje na normalnu silu obzirom da normalnu silu treba preko ležaja prenijeti na vratilo transmisije (postojeće klasične spojke se učvršćuju na koljenasto vratilo motora). Ovo ograničenje se može zaobići povećanjem broja tarnih ploča.

Druga rješenja za smanjenje vibracija uključuju različite metode prigušenja, primjerice ugradnjom torzijskih prigušnika na tarnim pločama i/ili primjenom dvomasenog zamašnjaka ([18]). Pritom se prilikom razvoja novih spojki cilja na razvoj teorijskih metoda (analitičkih ili numeričkih) koje će biti u mogućnosti predvidjeti pojavu vibracija prije same izrade spojke ([48]), pa posljedično i naznačiti potrebu za nekom od metoda suzbijanja podrhtavanja.

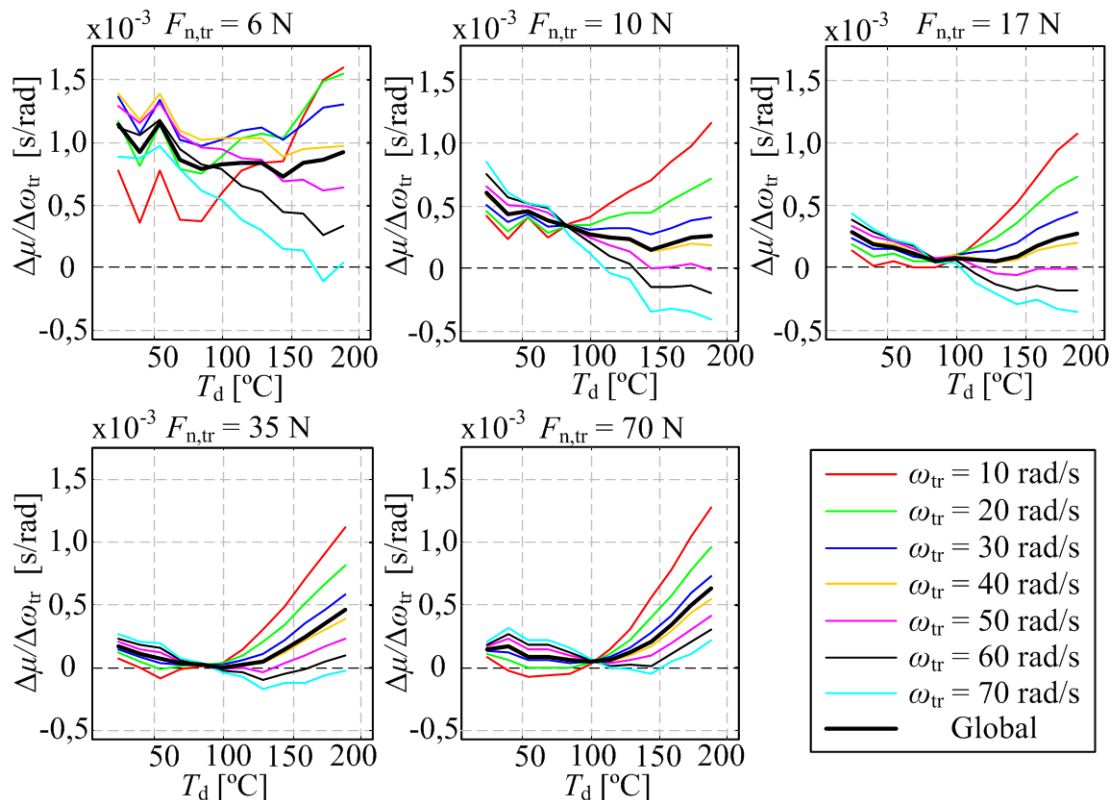
Kao aktivna mjera prigušenja vibracija predloženo je prebacivanje spojke u režim malog klizanja ([8]), tj. spojka nikad ne bi došla u režim vrlo malih brzina klizanja kod kojih su ostvareni uvjeti za podrhtavanje. U odnosu na primjenu dual-mass flywheela za prigušenje istih vibracija, ne očekuje se da bi ovakav pristup sveukupno uzrokovao povećanje potrošnje goriva. Naime, iako klizanje gubi dio energije, manja masa na spojci znači manje potrebne snage za ubrzanje.

Stoga iako su u primjeni ili su predloženi različiti pristupi prigušenja ili izbjegavanja radnih uvjeta u kojima bi se javilo podrhtavanje, za precizno utvrđivanje uvjeta u kojima se podrhtavanje može javiti i dalje je nužna eksperimentalna identifikacija gradijenta faktora trenja, tj. okretnog momenta po brzini klizanja u širokim radnim uvjetima spojke za što je potrebno razviti odgovarajuće ispitne postave i procedure ([85]).

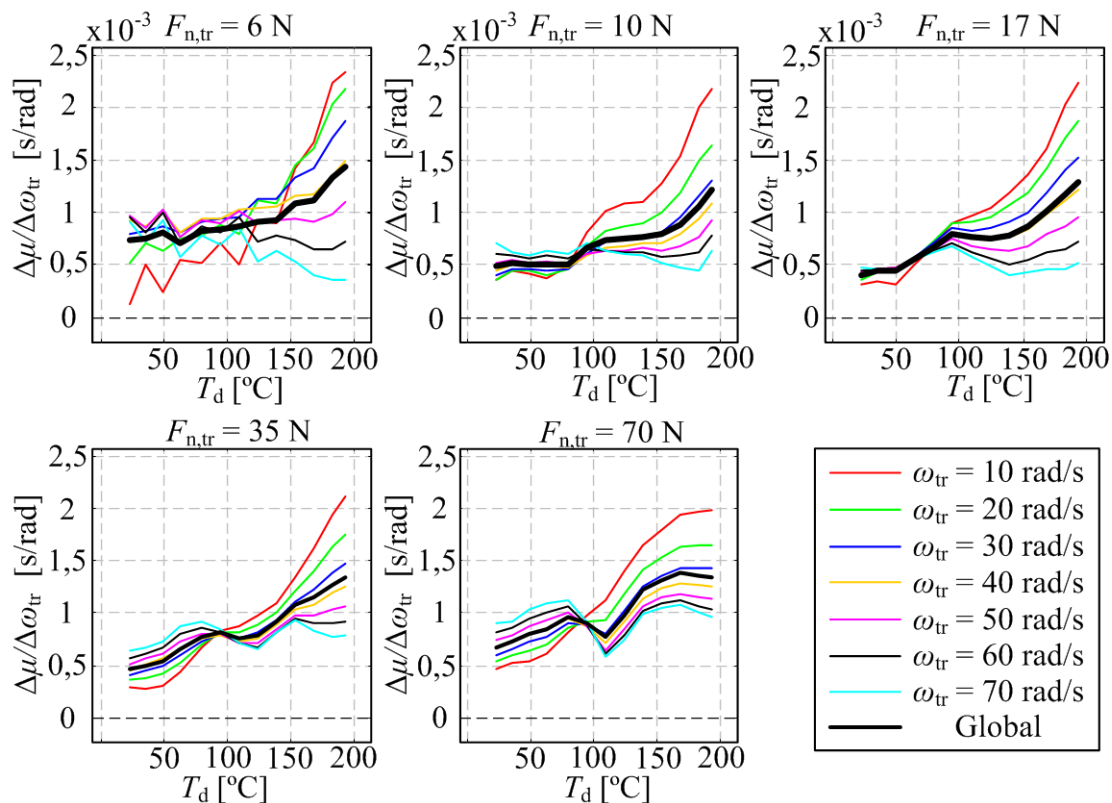
### **5.3.2 Eksperimentalna identifikacija sklonosti podrhtavanju na uzorku**

Rezultati eksperimentalne identifikacije faktora trenja korišteni su za određivanje gradijenta faktora trenja po brzini klizanja za različite brzine klizanja i normalne sile. Rezultate za uzorke 1, 2 i 3 prikazuju redom Slika 5-10, Slika 5-11 i Slika 5-12.

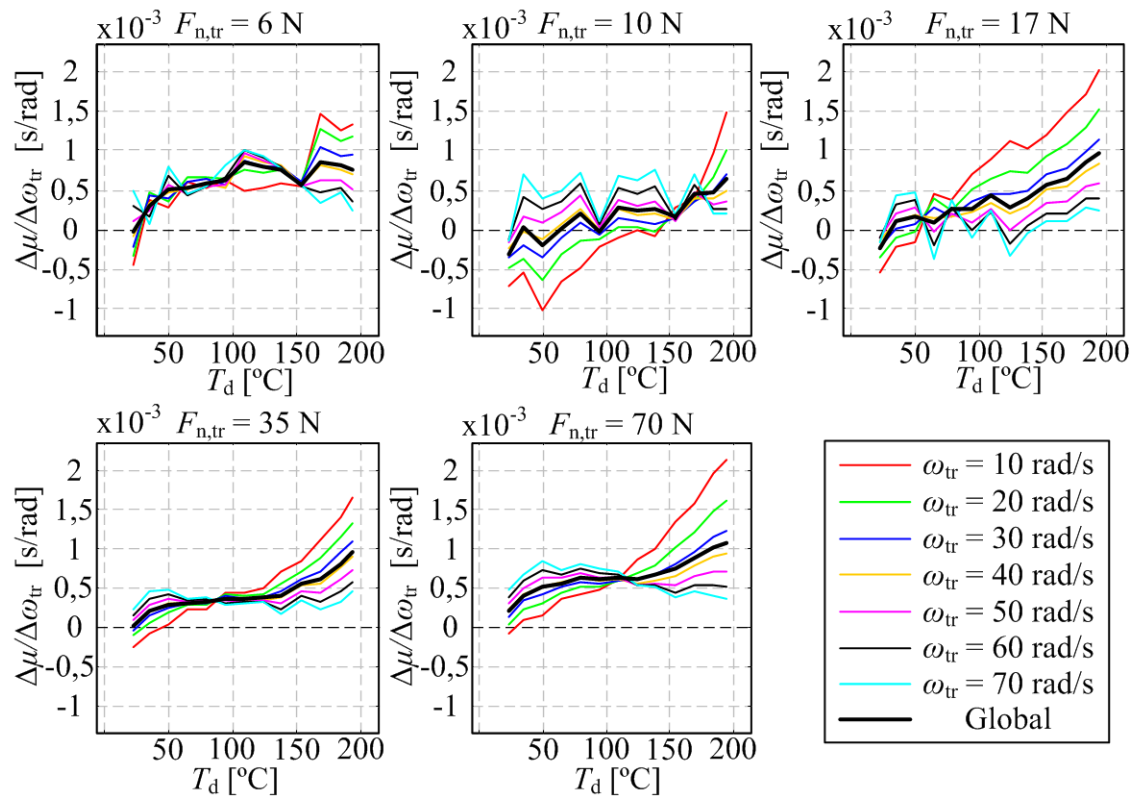
Gradijent faktora trenja po brzini klizanja je općenito pozitivan za sve operativne parametre i za sva tri uzroka što je poželjan rezultat sa stajališta prigušenja podrhtavanja. Međutim, uspoređivanje rezultata za uzorke 1 i 2 pokazuju značajne razlike, tj. uzorak 1 općenito ima niže vrijednosti gradijenta uz pojavu negativnih vrijednosti gradijenata u području visokih temperatura i velikih brzina klizanja.



Slika 5-10: Karakteristike gradijenta faktora trenja u funkciji temperature za različite brzine klizanja i normalne sile – uzorak 1 (Materijal A)



Slika 5-11: Karakteristike gradijenta faktora trenja u funkciji temperature za različite brzine klizanja i normalne sile – uzorak 2 (Materijal A)



**Slika 5-12: Karakteristike gradijenta faktora trenja u funkciji temperature za različite brzine klizanja i normalne sile – uzorak 3 (Materijal B)**

Dva moguća objašnjenja za ove razlike između dvaju uzoraka izrađena od istog tarnog materijala su (i) varijabilnost svojstava materijala i (ii) utjecaj starenja/potrošenosti uzorka (uzorak 1 je trošen tokom razvoja procedura eksperimentalne identifikacije). Određena varijabilnost između uzoraka je svakako očekivana, međutim ona ne isključuje mogućnost utjecaja trošenja. Stoga, kao i kod faktora trenja, rezultati gradijenata faktora trenja daju motivaciju za istraživanje utjecaja trošenja.

Uzorak 3 koji je izrađen od Materijala B pokazuje niže vrijednosti gradijenata u odnosu na Uzorak 2 koji je izrađen od Materijala A, a nalazi se u približno istoj fazi potrošenosti (tj. oba su prošla samo fazu uhodavanja uzorka). Općenito niže vrijednosti, te pojava negativnih vrijednosti gradijenata kod malih i srednjih sila te nižih temperatura ukazuju na općenito veću podložnost podrhtavanju kod Materijala B u odnosu na Materijal A. Međutim, kako su očekivane radne temperature spojke uglavnom veće od onih kod kojih se javlja negativan gradijent (uobičajena temperatura bloka motora je  $80^{\circ}\text{C}$ , stoga bi spojka uobičajeno trebala biti na temperaturama koje prelaze  $100^{\circ}\text{C}$ ), moguće je da spojka tokom rada neće ulaziti u područje operativnih uvjeta u kojima bi se raspirivalo podrhtavanje. S druge strane, kako su dosadašnji rezultati za Materijal A dali naslutiti kako postoji mogućnost da se vrijednost gradijenta s trošenjem smanjuje, za Materijal B bi ovakva tendencija mogla značiti da će

gradijent s trošenjem postati dominantno negativan te bi stoga spojka s ovim materijalom s trošenjem rasla sklonost podrhtavanju.

### 5.4 Trošenje tarnog materijala

#### 5.4.1 Dosadašnje spoznaje o trošenju tarnog materijala

Modeli trošenja spojke formiraju se kako bi se riješio problem nemogućnosti neposrednog mjerenja istrošenosti tarne obloge koju je potrebno poznavati kako bi se kompenzirali njegovi utjecaji na karakteristiku momenta spojke, ali i estimaciju temperature spojke ([52]) ili prijenosni omjer poluge tanjuraste opruge spojke ([86]).

Složena priroda trošenja potakla je formiranje različitih modela trošenja koje se u novije vrijeme pokušavaju objediniti u jedinstveni klasifikacijski sustav ([44]) prema mjestu, načinu i uzroku trošenja, međutim, ovime se ne mijenja primjena pojedinih modela jer se i dalje pojedini slučajevi trošenja opisuju kao specijalni slučajevi opće klasifikacije te se stoga i dalje opisuju prethodno definiranim modelima. Pritom je većina modela formirana na bazi eksperimentalnih rezultata, tj. parametriranje modela zahtijeva eksperimentalnu identifikaciju pojedinih parametara modela.

Postoje i prijedlozi preciznih modela koji sve parametre pokušavaju definirati algebarski, uključujući i trodimenzionalnu strukturu kontaktnih ploha ([87]). Pored preciznih modeliranja samog trošenja razvijaju se i precizni algoritmi analize površina izloženih trošenju ([88]) koji primjenom digitalnih mikroskopa i računala omogućavaju automatiziranu analizu površina što svakako doprinosi brzini i ujednačenosti analiza trošenja. Ovakvi modeli imaju potencijalno značajnu primjenu u razvoju mehaničkih sustava, međutim, kompleksnost ih čini neprimjerenima za potrebe upravljanja.

Dostupna opće korištena literatura raspoznaje 4 tipa trošenja ([42], [89]) (iako autori naglašavaju kako ne postoji opći konsenzus). Prvi tip je adhezivno trošenje koje se javlja između dvaju glatkih ploha slične tvrdoće kod kojih se čestice odvajaju uslijed adhezivnih sila sa suprotne plohe. Čestice se nakon lijepljenja mogu zadržati na drugoj plohi, vratiti na početnu ili posve odvojiti.

Drugi tip je abrazivno trošenje koje se javlja između tvrde hrapave te mekane plohe ili između dviju mekih ploha od kojih jedna sadrži tvrde čestice koje strše iz plohe. Čestice koje se odvoje više se ne hvataju na plohe, a ovakvo trošenje se prepoznaje po brazdama u mekšoj plohi koje nastaju u fazi trošenja između početka izdvajanja čestice iz tvrde plohe i njenog potpunog odvajanja. Važno je napomenuti kako postoji mogućnost miješanja abrazivnog i



adhezivnog trošenja jer je moguće da se čestice odvojene adhezijom vežu na suprotnu plohu te skidaju materijal iz plohe iz koje su se odvojile time efektivno uzrokujući dodatno abrazivno trošenje.

Treći tip je tribokorozivno trošenje koje nastaje u uvjetima korozivnog djelovanja okoline na jednu ili obje plohe. Pritom formirani korodirani sloj formira film između dviju ploha koji djeluje poput lubrikanta time smanjujući ili čak i poništavajući trošenje.

Posljednji, četvrti tip trošenja je umor površine. Javlja se na plohama kod kojih je zbog učestalih ciklusa opterećenja/rasterećenja došlo do umora materijala te posljedično pojava pukotina u plohi. Trošenje ovog tipa karakteriziraju odlamanja većih segmenata materijala u odnosu na sitne čestice u formi praha koje se javljaju kod preostala tri tipa trošenja.

Važno je naglasiti kako se u slučaju suhog trenja kod kočnica i spojki s praktičnog aspekta raspoznaju dva tipa trošenja: blago (eng. mild) te snažno trošenje (eng. severe) ([90], [42]) pri čemu se prijelaz s jednog na drugo definira kao kombinacija brzine klizanja, kontaktnog tlaka te postojanja oksida na jednom ili oba tijela u kontaktu. Naime, pri malim tlakovima i brzinama, sloj oksida (koji nastaje ukoliko je proteklo dovoljno vremena i djelovale su visoke temperature) tokom klizanja formira površinski film koji djeluje poput lubrikanta te stoga smanjuje trošenje obzirom da su tlakovi dovoljno mali da ne dolazi do kidanja korodiranog površinskog sloja.

Usporedba opisa prijelaza blagog na snažno trošenje sa četiri tipa trošenja opisanog u ([42], [89]) upućuje na zaključak kako je blago trošenje zapravo tribokorozivno trošenje dok je snažno trošenje najvjerojatnije adhezivno trošenje (tarni materijal je značajno mekši od sivog lijeva). Naravno, smanjenje tlaka dodatno smanjuje i adheziju te abraziju neovisno o tome da li postoji ili ne postoji korodirani sloj. Posljedično, uz pravilno oblikovanje sustava, blago trošenje može biti samo minimizirano adhezivno ili abrazivno trošenje. Ova korelacija nije posve jasna obzirom da je, čini se, tribokorozivno trošenje podvrsta abrazivnog, međutim dok je abrazivno jače od adhezijskog, tribokorozivno može biti i slabije i jače ovisno o tome da li korozivni sloj formira kompaktni film ili se lomi tokom klizanja.

Neovisno o tome koji se nazivi i definicije koriste, te koja je stvarna fizikalna podloga, sa stajališta eksploatacije, pojava snažnog trošenja kod suhих spojki nije poželjna iz dva razloga. Prvi je svakako skraćivanje životnog vijeka spojke koje predstavlja problem za bilo koji tip transmisije s tarnom suhom spojkom. Drugi problem vezan je uz AMT i DCT transmisije kod kojih bi model upravljanja spojkom trebao uzeti u obzir smanjenje debljine tarne ploče. Problem može nastati u nemogućnosti modela da predvidi prijelaz s blagog na snažno trošenje i obrnuto što može značajno utjecati na preciznost predviđanja istrošene debljine tarne ploče.

Prelazak s blagog na snažno trošenje može uzrokovati i probleme s modelom trenja. Naime, ako se u uvjetima visokog kontaktnog tlaka, kod kojeg se javlja snažno trošenje, ujedno javljaju i lokalni zavari i lomovi materijala koji utječu na vrijednost faktora trenja. Ponovo, pitanje je koliko model faktora trenja može predvidjeti ovakve stohastičke događaje. Posljedično, blago trošenje je svakako povoljniji slučaj trošenja te je poželjno spojku držati u području operativnih parametara kod kojih se javlja blago trošenje. Ostvarenje ovog cilja svakako ovisi o sustavu upravljanja spojkom, međutim, nužan uvjet je oblikovanje i dimenzioniranje spojke koji će joj omogućiti da prenese ciljani okretni moment pri operativnim parametrima kod kojih se neće javiti snažno trošenje.

Ostaje stoga pitanje koji operativni parametri te pri kojim vrijednostima uzrokuju prijelaz s blagog na snažno trošenje. Prvi operativni parametar je tlak. Novija istraživanja ([91]) pokazuju kako je prijelaz s blagog na snažno trošenje za kombinaciju tipičnog tarnog materijala spojke i sivog lijeva nastao pri silama većim od 300 N za okrugli uzorak promjera 13 mm. Prijelaz je dakle uočen pri tlaku od  $2,26 \text{ N/mm}^2$  što značajno nadmašuje operativne uvjete na ovoj spojci (najveći tlak iznosi otprilike  $0,18 \text{ N/mm}^2$ , Tablica 5-2) te je stoga moguće zaključiti kako se tokom eksploatacije spojke neće javiti uvjeti snažnog trošenja.

Prijelaz s blagog na snažno trošenje je također pod utjecajem temperature ([92]). Naime, mjerenja na paru metal-metal su pokazala kako se prijedeni put potreban za prijelaz s blagog na snažno trošenje skraćuje s povećanjem temperature (pri čemu su promjene uočene već kod  $80^\circ\text{C}$ ) što je objašnjeno pojačanim adhezivnim vezama između dviju klizećih površina pa prema tome i bržim lomljenjem oksidiranog sloja. Druga istraživanja razmatraju utjecaj temperature na trošenje ([89]) na temperaturama bliskim točkama taljenja materijala gdje ima negativan utjecaj, tj. povećava trošenje. Posljedično, što se tiče temperature kao utjecajnog faktora, iz dostupne literature nije jasno koja vrijednost predstavlja granicu prijelaza s blagog na snažno trošenje.

Utjecaj vlage nije moguće jednoznačno definirati obzirom da na različite parove materijala ima kvalitativno različite utjecaje ([89], [93], [94]) te je stoga potrebno provesti identifikaciju stupnja trošenja u uvjetima različite vlažnosti za ciljani par materijala. Međutim, kako u redovnom radu spojka nema kontakta s okolinom, u samom kućištu ostaje vlažnost kakva se nalazila u prostoru u kojem je spojka ugrađena u kućište, tj. spojka, tokom redovne eksploatacije, nije izložena utjecaju vlage.

### 5.4.2 Planiranje pokusa eksperimentalne identifikacija trošenja

Eksperimentalna identifikacija trošenja tarnog materijala provest će se primjenom CNC tribometra koji je korišten za eksperimentalnu identifikaciju faktora trenja. Kao i kod faktora trenja, primjena tribometra je poželjna zbog brzine izvođenja i jednostavnosti održavanja željenih operativnih parametara. Na isti način, nije posve jasno mogu li se rezultati dobiveni na tribometru preslikati na stvarni sustav. Glavne zamjerke, u slučaju suhe spojke, vezane su uz razlike u geometriji površine uzorka u odnosu na površinu čitave tarne ploče. Preciznije, odstupanja od idealne plohe su veća kod čitave tarne ploče u odnosu na uzorak malih dimenzija te se stoga postavlja pitanje u kojoj mjeri površina uzorka može predstavljati površinu čitave ploče.

Analitičke analize upućuju na utjecaj nesavršenosti osne simetrije tarne obloge na trošenje tarne obloge putem dodatnog trošenja zbog radijalnih oscilacija ([30]). Međutim, zanimljivo je da ista analiza pokazuje iste tendencije i kod tribometarskih mjerenja trošenja uzoraka. Analize primjenom numeričkih metoda ([95]) na kočnicama pokazuju kako trošenje nije ujednačeno na cijeloj kontaktnoj površini. Najviše točke plohe imaju najviši kontaktni tlak i najvišu temperaturu uslijed trenja klizanja te posljedično i najveće trošenje. Kako se ove točke troše, pomiče se i pozicija najvećeg tlaka/temperature/trošenja. Čini se kako ipak nema razloga da se trošenje mjereno na makrouzorcima ne tretira kao usrednjena vrijednost različitih vrijednosti trošenja po cijeloj kontaktnoj plohi. Posljedično, iz literature nije razvidno da li postoje značajne razlike u trošenju između uzorka na tribometru i na stvarnoj tarnoj ploči.

Kao i kod eksperimentalne identifikacije faktora trenja, karakteristike površine snažno utječu na trošenje zbog čega svaki sustav u kojem postoji klizanje dvaju površina prolazi fazu uhodavanja ([96]). Mjerenja na parovima metal-metal su pokazala da veća inicijalna hrapavost ne samo da produljuje samo uhodavanje već uzrokuje lošija svojstva kroz cijeli životni vijek sustava. Ovo je objašnjeno kroz niz promjena po dubini materijala na mikroskopskoj razini koja nastaju uslijed nejednolikih uvjeta klizanja neravnih površina. Posljedično, kod eksperimentalne identifikacije trošenja tarnog materijala, rezultati za posve novi uzorak se mogu značajno razlikovati od rezultata kod uhodanog uzorka. Također, kao što je bio slučaj kod faktora trenja, za utvrđivanje točnog raspona rasapa vrijednosti uslijed varijacija površine, bilo bi potrebno ponoviti pokuse trošenja na relativno velikom broju uzoraka tarnog materijala koji nisu prethodno izloženi klizanju.

Neovisno o tome da li se eksperimentalna identifikacija provodi na uzorku ili na čitavoj tarnoj plohi, uobičajeno se smatra kako trošenje suhe spojke odgovara trošenju koje nastaje kod

klizanja dviju glatkih površina bez prisustva treće supstance, a koje opisuje Archardov zakon ([42], [45], [46], [97]). Iako ovaj zakon datira iz 1953. godine, on je i dalje osnova za suvremenije metode proračuna trošenja ([98]), te definira kako je trošenje proporcionalno tvrdoći materijala, te tlaku i brzini klizanja između tijela u dodiru.

Osnovni oblik Archardovog zakona glasi ( $V_w$  – istrošeni volumen,  $K$  – faktor trošenja,  $F_n$  – normalna sila,  $L$  – put klizanja,  $H_{mat}$  – tvrdoća materijala):

$$V_w = K \left( \frac{F_n L}{3H_{mat}} \right) \quad (5.5)$$

Može se pokazati ([97]) kako se Archardov zakon može iz općeg oblika preoblikovati u izraz iz kojeg istrošeni volumen tarnog materijala slijedi iz temperaturno ovisnog parametra nazvanog stupanj trošenja ( $w$ ) te disipirane energije ( $E_{dis}$ ). Naime, normalna sila jednaka je omjeru tangencijalne sile i faktora trenja:

$$F_n = F_t / \mu \quad (5.6)$$

Također, umnožak tangencijalne sile i prijeđenog puta jednak je disipiranoj energiji

$$E_{dis} = F_t L \quad (5.7)$$

Uvrštavanjem izraza (5.6) i (5.7) u izraz (5.8) dobiva se:

$$V_w = \frac{K}{3H_{mat} \mu} E_{dis} \quad (5.8)$$

Faktor trošenja  $K$ , tvrdoća materijala  $H_{mat}$  i faktor trenja  $\mu$ , općenito su ovisni o temperaturi, te se mogu razmatrati kao jedan faktor (uključujući skalar 1/3) kojeg se naziva stupnjem trošenja  $w$ . U tom slučaju, izraz istrošenog volumena uslijed trošenja postaje funkcija temperaturno ovisnog stupnja trošenja i disipirane energije:

$$V_w = w(T) E_{dis} \quad (5.9)$$

Ovime ukupno istrošeni volumen za konstantnu temperaturu postaje linearno ovisan o disipiranoj energiji što je potvrđeno eksperimentima ([84], [94], [97], [99]) dok stupanj trošenja u sebi sadrži sve temperaturno ovisne karakteristike koje utječu na svojstva materijala (tvrdoća) te na disipiranu energiju (faktor trenja).

Pojedina istraživanja ([100]) razmatraju da li je trošenje uistinu linearno ovisno o disipiranoj energiji, tj. da li na trošenje utječe gustoća energije, tj. snaga. Rezultati eksperimenata na tarnim materijalima suhih spojki provedenih na pin-on-disc tribometru pokazuju povećanje stupnja trošenja kada gustoća snage prijeđe 2 kW/cm<sup>2</sup>. Za cijelu spojku ova granica bi se

prešla kod disipirane snage od otprilike 700 kW što višestruko nadmašuje tipične snage motora koji se ugrađuju u vozila za koja je ovaj tip spojke namijenjen.

Pored srednje vrijednosti disipirane snage, važno je održati i najveće vrijednosti unutar dozvoljenih vrijednosti kako bi se izbjegla nagla lokalna povećanja temperature, a time i uvjeti trošenja. Ipak, eksperimentalni rezultati ukazuju kako blago nadvisivanje brzine i ubrzanja kod klizanja iznad kritične vrijednosti neće uzrokovati značajne promjene u materijalu ([101]). Posljedično, eksperimentalna identifikacija trošenja svodi se na utvrđivanje funkcionalne ovisnosti stupnja trošenja o temperaturi u kontaktu klizanja.

Karakterizacija trošenja tarnog materijala može se provesti trošenjem čitave tarne ploče ([102]) ili trošenjem uzorka na tribometru ([91], [103]). U oba slučaja trošenje se može mjeriti iz promjene debljine ([91], [100]), iz promjene mase ([104]) ili iz promjena na površini ([89]). Posljednji pristup je najkompleksniji jer zahtijeva najkompleksniju opremu (mikroskopiranje i zaključivanje na temelju slika dobivenih mikroskopom). Predložene su i neuobičajene metode poput metoda mjerenja trošenja tehnikom radionuklida ([105]) kod koje se površina koja se troši ozrači te se potom mjeri njezino zračenje pri čemu trošenje ozračenog sloja uzrokuje smanjenje zračenja. Obzirom na dimenzije uzorka i raspoloživu mjernu opremu, odlučeno je da se trošenje mjeri iz promjene mase uzorka.

### 5.4.3 Postupak eksperimentalne identifikacije trošenja tarnog materijala

Stupanj trošenja će se dakle računati iz razlike u volumenu ( $\Delta V_{\text{sam}}$ ) uzorka te disipirane energije gdje je razlika u volumenu izračunata iz gustoće tarnog materijala ( $\rho$ ) te razlike u masi uzorka ( $\Delta m_{\text{sam}}$ ) dobivene vaganjem uzorka neposredno prije i nakon trošenja na tribometru:

$$w(T) = \frac{\Delta V_{\text{sam}}}{E_{\text{dis}}} = \frac{\Delta m_{\text{sam}}}{\rho E_{\text{dis}}} \quad (5.10)$$

Gustoća materijala (Tablica 5-5) izmjerena je iz razlike mase/volumena vode prije i nakon uranjanja uzorka tarnog materijala primjenom odgovarajuće vage i menzure (u skladu sa standardom ASTM D 792 B). Potrebno je naglasiti kako je ovakvom definicijom istrošenog volumena (posljedično i debljine), zanemareno trošenje drugog materijal u kliznom paru, tj. zamašnjaka/potisne ploče. Naime, uobičajena je pretpostavka kako je gubitak mase/volumena na zamašnjaku i potisnoj ploči zanemariv u odnosu na gubitke na tarnoj ploči. Pojedina istraživanja ([106]) upućuju na potrebu zamjene čitave spojke u slučaju istrošenosti tarne

ploče, međutim razlog za ovo nije gubitak debljine već pojava mikrooštećenja koje, ukoliko ih se akumulira dovoljno, mogu uzrokovati lom čitave potisne ploče.

**Tablica 5-5: Izmjerene gustoće tarnih materijala**

Tarni materijal	Materijal A	Materijal B
$\rho$ [g/cm <sup>3</sup> ]	1,505	1,494

Stvarna disipirana energija pritom je jednaka integralu tangencijalne sile ( $F_t$ ) po prijednom putu klizanja ( $L$ ), gdje je diferencijal prijednog puta dan kao  $dL = r_{tb}\omega_s dt$ , gdje  $\omega_s$  označava brzinu rotacije stola, a  $r_{tb}$  radijus na kojem je smješten uzorak. U digitalnom računalu sustava upravljanja, gdje je vrijeme uzorkovanja označeno kao  $t_s$ , integral se zamjenjuje zbrojem:

$$E_{tr} = \int_0^L F_{t,tr} dL = r_{tr} \int_0^{t_{max}} F_{t,tr} \omega_{tr} dt = r_{tr} t_s \sum_0^{t_{max}/t_s} F_{t,tr}(i) \omega_{tr}(i) \quad (5.11)$$

Pokusi trošenja provedeni su pri konstantnoj normalnoj sili (70 N), konstantnoj brzini (1000 okr/min), te konstantnoj temperaturi kroz planirano trajanje eksperimenta (Tablica 5-6).

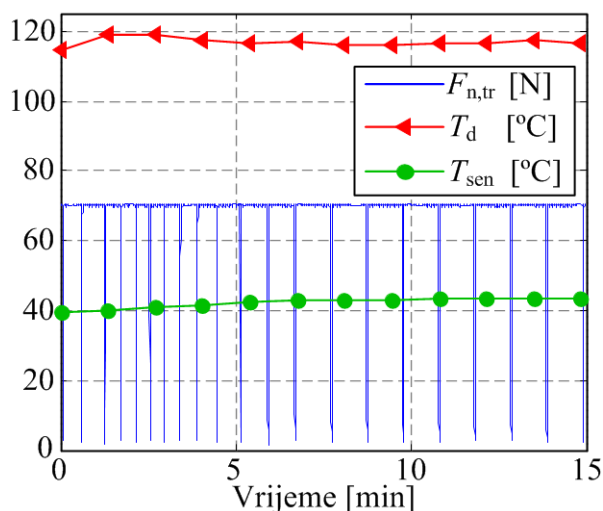
**Tablica 5-6: Procedure pokusa trošenja na tribometru**

Ciljana temperatura	Odabrano vrijeme trošenja pri 70 N / 1000 okr/min	Odabrano vrijeme trošenja pri 70 N / 750 okr/min
$T_d$ [°C]	$t_{od}$ [min]	$t_{od}$ [min]
85	/	225 (15x15)
115	115 (7x15)	/
155	75 (5x15)	/
195	60 (4x15)	/
235	30 (5x6)	/

Ove vrijednosti sile i brzine odabrane su kako bi se vrijeme potrebno za provođenje pokusa smanjilo na minimum, a da se istovremeno uzorak ne izlaže operativnim uvjetima koji se ne javljaju na stvarnoj spojci. Kod viših temperatura, trajanje trošenja je skraćeno obzirom da se očekivalo da se stupanj trošenja poveća s temperaturom čime bi se jednako trošenje ostvarilo uz manje disipirane energije. Brzina klizanja je smanjena na 750 okr/min na najnižoj temperaturi od 85°C jer je kod većih brzina zagrijavanje trenjem uzrokovalo porast temperature iznad ove ciljane razine temperature. Na višim temperaturama, pored

zagrijavanja trenjem bilo je potrebno koristiti ugrađeni električni grijač kako bi se održala ciljana temperatura (u regulaciji u zatvorenoj petlji). Masa uzorka mjerena je između svakog postupka trošenja. Ukupno planirano vrijeme trošenja na svakoj temperaturi podijeljeno je na snimanja od po 15 min zbog ograničene memorije računala.

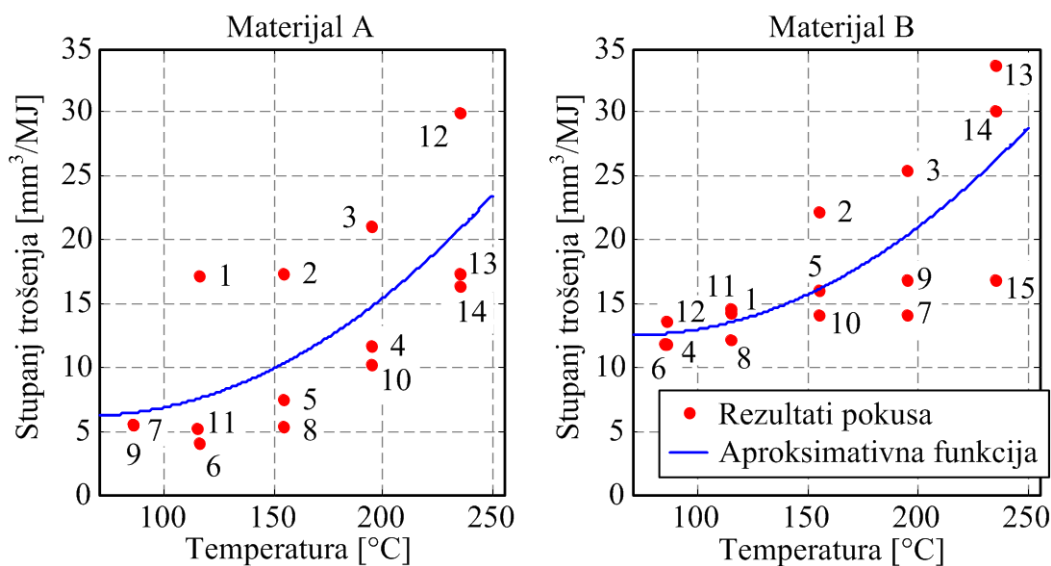
Kako bi se izbjegli utjecaji promjene temperature te curenja napona na preciznost senzora sile, u upravljačke rutine ugrađen je postupak resetiranja senzora sile koji se pokreće kada se prijeđe dopuštena vrijednost promjene temperature ( $\Delta T_{\text{sen}} = 1^\circ\text{C}$ ) ili vremenski period ( $\Delta t = 60$  s). Tokom resetiranja uzorak je izdignut sa stola ( $F_{n,\text{tr}} = 0$ , Slika 5-13).



Slika 5-13: Glavni podaci snimljeni tokom jednog snimanja trošenja

#### 5.4.4 Rezultati eksperimentalne identifikacije stupnja trošenja

Rezultati identifikacije stupnja trošenja tarnih materijala prikazuje Slika 5-14.



Slika 5-14: Ovisnost stupnja trošenja o temperaturi za Materijal A i Materijal B

Brojevi kraj rezultata eksperimenata odnose se na redosljed kojim su izvođeni pokusi.

Može se vidjeti kako pojedine točke, (posebice u ranim fazama trošenja kod Materijala A) imaju povišene vrijednosti stupnja trošenja. Moguće objašnjenje je da je tarni materijal u pojedinim slojevima, posebice tokom ranih faza trošenja, podložniji trošenju u odnosu na ostale slojeve. Rezultati su za oba materijala interpolirani polinomom drugog stupnja (plava krivulja).

Usporedba rezultata za oba materijala pokazuje kako materijal A ima općenito nižu vrijednost stupnja trošenja u odnosu na Materijal B. Može se stoga zaključiti kako je, sa stajališta trošenja, Materijal A bolji u odnosu na Materijal B obzirom da će se pri istim operativnim uvjetima (ista disipirana energija pri istoj temperaturi) potrošiti manji volumen tarnog materijala.

### **5.5 Utjecaj trošenja na faktor trenja i sklonost podrhtavanju**

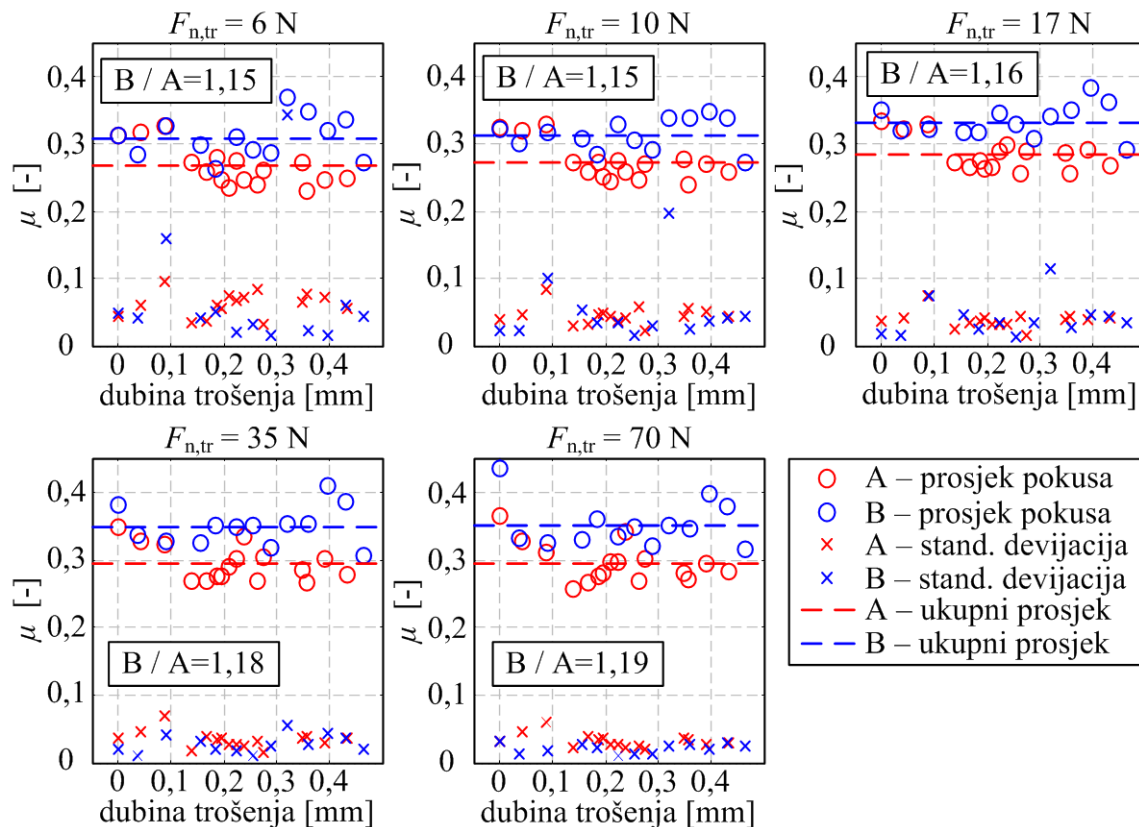
Pokusi eksperimentalne identifikacije faktora trenja ponavljani su za uzorke 2 (Materijal A) i 3 (Materijal B) nakon svakog pokusa eksperimentalne identifikacije stupnja trošenja. Pritom su uzorak i stol nakon svakog pokusa trošenja ohlađeni na sobnu temperaturu kako bi tokom svakog pokusa vezanog uz faktor trošenja bili ostvareni približno isti uvjeti.

Rezultati daju ukupno 16 skupova podataka za svaki materijal. Kao i kod usporedbe rezultata faktora trenja i pripadajućeg gradijenta, moguće je usrednjiti karakteristike faktora trenja i gradijenta faktora trenja u funkciji temperature po brzini klizanja te iscrtati na zajedničkom grafu, međutim, i dalje se dobiva relativno veliki broj rezultata što otežava donošenje zaključaka (vidi Dodatak E: Usrednjene karakteristike faktora trenja tokom trošenja). Stoga su rezultati faktora trenja i gradijenta faktora trenja usrednjeni preko brzine klizanja i temperature. Ove usrednjene vrijednosti u funkciji dubine trošenja uzorka prikazuju Slika 5-15 i Slika 5-16. Pritom je dubina trošenja izračunata iz istrošenog volumena i površine uzorka ( $A_{\text{sam}} = 400 \text{ mm}^2$ ) pri čemu je istrošeni volumen dobiven iz razlike u masi uzorka prije i poslije pojedinog pokusa trošenja te gustoće tarnog materijala u skladu s izrazom (5.10).

Usrednjena (preko raspona brzine klizanja i temperature) vrijednost faktora trenja (Slika 5-15) pokazuje da Materijal B ima veći faktor trenja u odnosu na Materijal A za otprilike 15 do 20% (omjeri B/A, Slika 5-15, predstavljaju omjere srednjih vrijednosti faktora trenja Materijala B i A) pri čemu se razlika u vrijednostima povećava s povećanjem normalne sile. Standardna devijacija je slična za oba materijala što ukazuje na sličan rasap vrijednosti, tj. utjecaj brzine klizanja i temperature na vrijednost faktora trenja kod oba materijala. Pritom se može uočiti



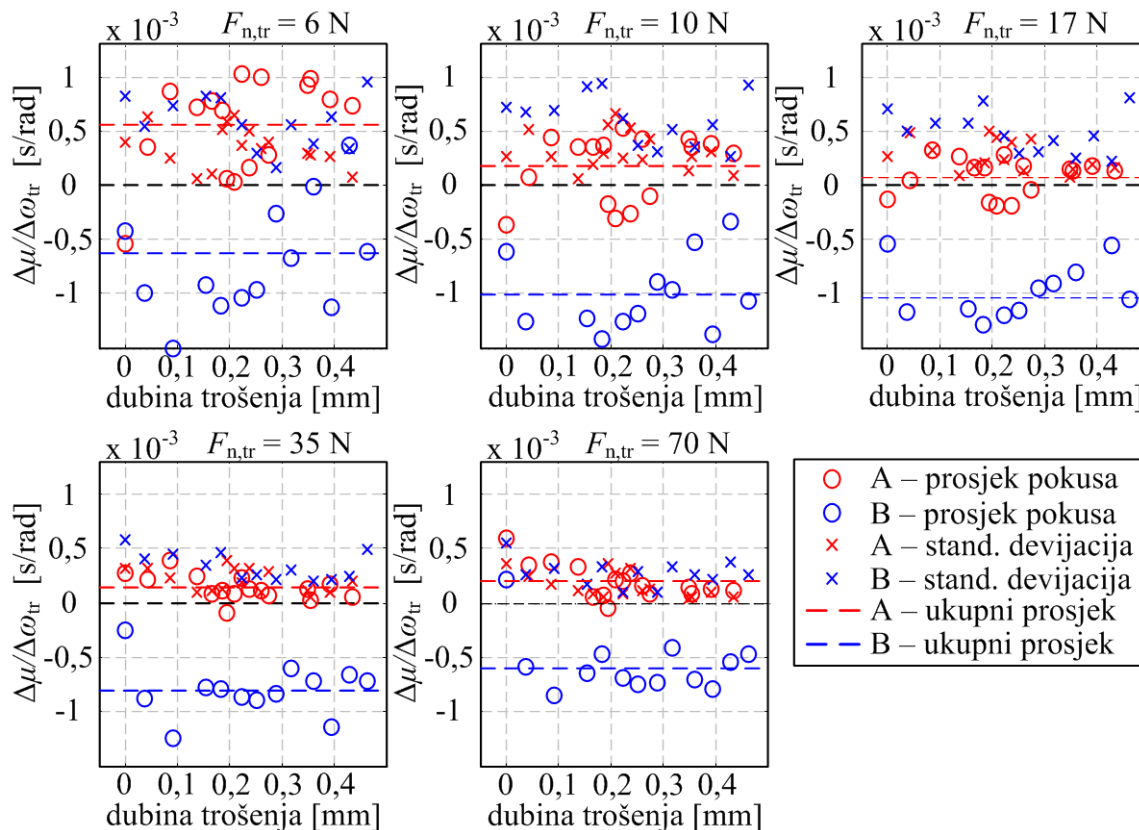
kako srednja vrijednost faktora trenja pada s dubinom trošenja za Materijal A (što je u skladu s odnosom karakteristika za Uzorak 1 i 2) dok se kod Materijala B nakon inicijalnog pada srednje vrijednosti, kod daljnjeg trošenja može uočiti rast vrijednosti faktora trenja. Kako je viši faktor trenja poželjna karakteristika za tarni materijal, iz dobivenih rezultata može se zaključiti kako je u pogledu faktora trenja Materijal B bolji u odnosu na Materijal A.



**Slika 5-15: Srednja vrijednost i pripadajuća standardna devijacija faktora trenja za Materijal A i Materijal B u funkciji dubine trošenja uzorka**

Usrednjene vrijednosti gradijenta faktora trenja (Slika 5-16) pokazuju drugačiji trend. Materijal A ima pretežito pozitivne vrijednosti gradijenta dok Materijal B ima dominantno negativne vrijednosti. Standardna devijacija je nešto veća za Materijal A u odnosu na Materijal B. Kako je za materijal A vrijednost standardne devijacije slična srednjoj vrijednosti, može se zaključiti kako u pojedinim slučajevima gradijent faktora trenja za Materijal A može ući u negativno područje iako je srednja vrijednost pozitivna. S druge strane, za Materijal B srednja vrijednost gradijenta nadmašuje po apsolutnoj vrijednosti standardnu devijaciju što znači da ni rasap vrijednosti ne može izdignuti vrijednosti gradijenta iznad nule, tj. gradijent je negativan za najveći dio opsega svih operativnih parametara. Stoga se na temelju dostupnih podataka može zaključiti kako, sa stajališta sklonosti podrhtavanju, Materijal A ima bolja svojstva u odnosu na Materijal B. Također, iz dobivenih rezultata slijedi

kako je materijal s višim vrijednostima faktora trenja podložniji podrhtavanju što je u skladu s dostupnom literaturom ([40], [84]). Dodatno, za oba materijala može se uočiti kako je rasipanje gradijenata oko srednje vrijednosti kroz dubinu trošenja manje za veće normalne sile.



**Slika 5-16: Srednja vrijednost i pripadajuća standardna devijacija gradijenta faktora trenja za Materijal A i Materijal B u funkciji dubine trošenja uzorka**

## 5.6 Eksperimentalna identifikacija sklonosti podrhtavanju na spojci

Kao što je rečeno, tribometarski strojevi omogućavaju brzo izvođenje eksperimentalne identifikacije karakteristika tarnih materijala, ali nije jasno u kojoj mjeri su rezultati primjenjivi na stvarnom sustavu spojke, kao ni koji je odgovarajući princip preslikavanja rezultata s tribometra na spojku. Na ovom mjestu prikazat će se prijedlog eksperimentalne identifikacije sklonosti podrhtavanju na spojci te princip skaliranja rezultata s tribometra na spojku s ciljem razvoja metode koja će omogućiti predviđanje karakteristika cijele tarne ploče na temelju rezultata dobivenih na tribometru.

Preslikavanje faktora trenja i stupnja trošenja biti će dano u poglavljima o toplinskom širenju (povećanje temperature utječe i na povećanje aksijalnih dimenzija pojedinih komponenti) te u

poglavlju o trošenju spojke (vidi poglavlje 7: Toplinsko širenje spojke i poglavlje 8: Trošenje spojke).

### 5.6.1 Organizacija pokusa

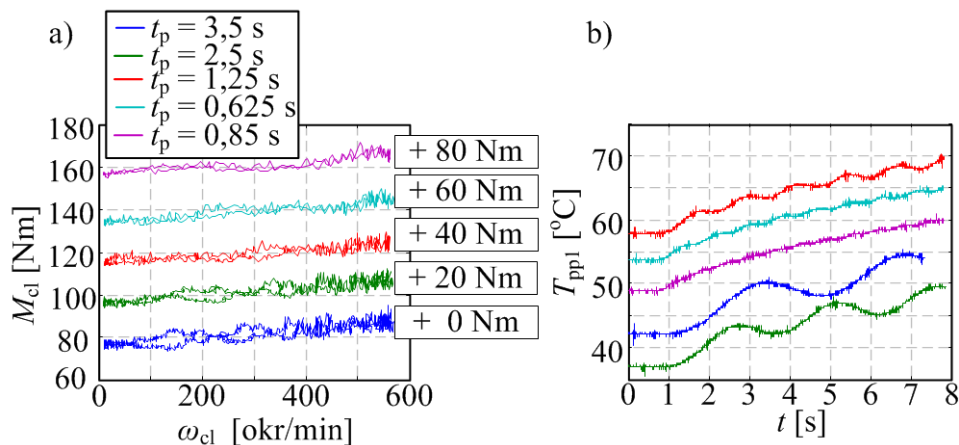
Eksperimentalna identifikacija sklonosti podrhtavanju provedena je na postavu spojke u konfiguraciji 1 (vidi 3.1.1 Postav spojke – konfiguracija 1). Kod organizacije pokusa cilj je provesti pokuse koji će, što je više moguće, odražavati provedbu pokusa na tribometra. Pritom su ograničavajući faktori vezani uz mogućnosti mjerenja (u prvom redu nemogućnost mjerenja normalne sile), ali i nepostojanje sustava grijanja, tj. jedina dostupna mogućnost zagrijavanja spojke je kroz samozagrijavanje od trenja.

Ponovo, kao i kod tribometra, statičke karakteristike je moguće dobiti snimanjem statičkih ili kvazistatičkih pokusa pri čemu je ukupno vrijeme potrebno za snimanje kvazistatičkih pokusa značajno kraće. Ponovo, izbjegavanje dinamičkih utjecaja uslijed velikog gradijenta brzine ostvareno je primjenom sinusoidalne promjene brzine s dovoljno dugom periodom (vidi Dodatak F: Usporedba statičkih i kvazistatičkih pokusa na spojci). Najveća vrijednost brzine klizanja pritom slijedi iz najveće brzine vrtnje glavnog motora te prijenosnog omjera (spojka 1, 3. stupanj prijenosa, prijenosni omjer servomotor-spojka iznosi 3,125) koji za dane parametre glavnog motora daje kombinaciju okretnog momenta i brzine klizanja na spojci koji su najbliži odgovarajućim tipičnim vrijednostima normalne sile i brzine klizanja na tribometru. Okretni moment koji motor može generirati na spojci je otprilike 120 Nm uz brzinu klizanja od 625 okr/min. Međutim, uzevši u obzir gubitke (električne i mehaničke), udio snage koji je potreban za ubrzanje masa tokom sinusoidalne promjene brzine s periodom na sekundnoj bazi, te uzevši u obzir oscilacije momenta uslijed varijacija normalne sile pod djelovanjem nesavršenosti geometrije i toplinskog širenja, utvrđeno je kako su ciljane vrijednosti koje sustav može održati bez da ulazi u zasićenje jednaki 90 Nm i 560 okr/min. Kao najmanja brzina klizanja odabrano je 10 okr/min kako bi se, kao i kod tribometra, izbjegao stick-slip efekt.

Preostalo je odabrati frekvenciju sinusoidalne promjene brzine klizanja. Pritom odabir vrijednosti frekvencije predstavlja određeni izazov jer je potrebno zadovoljiti dva suprotna zahtjeva. Sa stajališta dinamičkih utjecaja poželjan je odabir niže frekvencije promjene kako bi se smanjio gradijent brzine, a time onda i utjecaji dinamike koji će se u rezultatima očitovati kao histereze u karakteristici okretnog momenta u funkciji brzina klizanja. Međutim, kako se spojka može grijati jedino kroz samozagrijavanje uslijed klizanja, niža frekvencija znači neujednačen toplinski tok koji bi uzrokovao oscilacije u temperaturi obzirom da bi se

spojka kod manjih brzina hladila, a kod većih brzina grijala (kod visoke frekvencije toplinska dinamika postaje dovoljno spora u odnosu na mehaničke promjene da se izbjegnu oscilacije temperature). Posljedično, u karakteristici okretnog momenta u funkciji brzine klizanja ponovo bi se javile histereze samo što bi one u ovom slučaju bile posljedica oscilacije faktora trenja zbog njegove ovisnosti o temperaturi.

Slika 5-17 prikazuje rezultate pokusa sa sinusoidalnom promjenom brzine klizanja te s različitim frekvencijama promjene brzine. Tokom svakog snimanja sustav upravljanja održava poziciju motora aktuatora koji odgovara okretnom momentu od 80 Nm na spojci na sobnoj temperaturi i malim brzinama (Slika 5-17a prikazuje karakteristike s pomakom od 20 Nm radi jasnoće prikaza rezultata). Kao prihvatljiva vrijednost odabrana je perioda od 1,25 s (0,8 Hz). Naime, ovo je najdulja perioda kod koje se još uvijek zadržava malo histerezo ponašanje okretnog momenta te zadovoljavajuća oscilacija temperature.

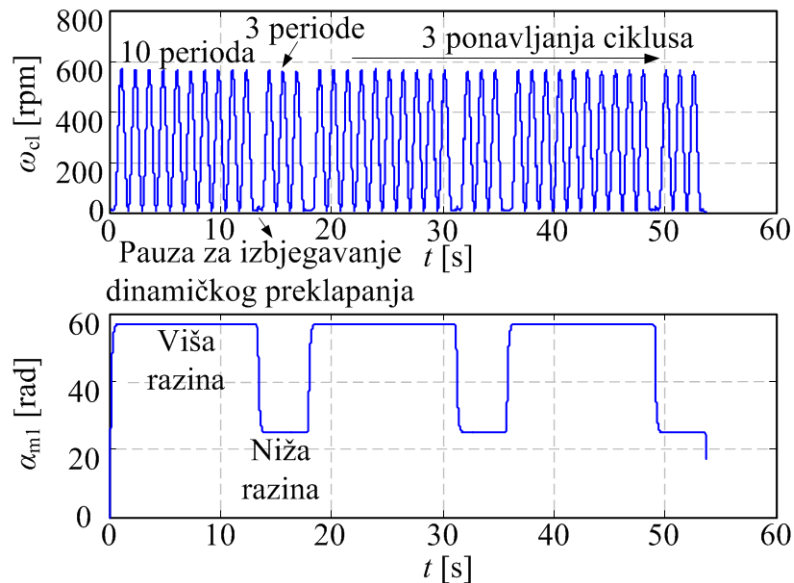


**Slika 5-17: Snimljene statičke karakteristike okretnog momenta u funkciji brzine za različite periode izmjene brzine klizanja (a) i vremenski odzivi temperatura (b)**

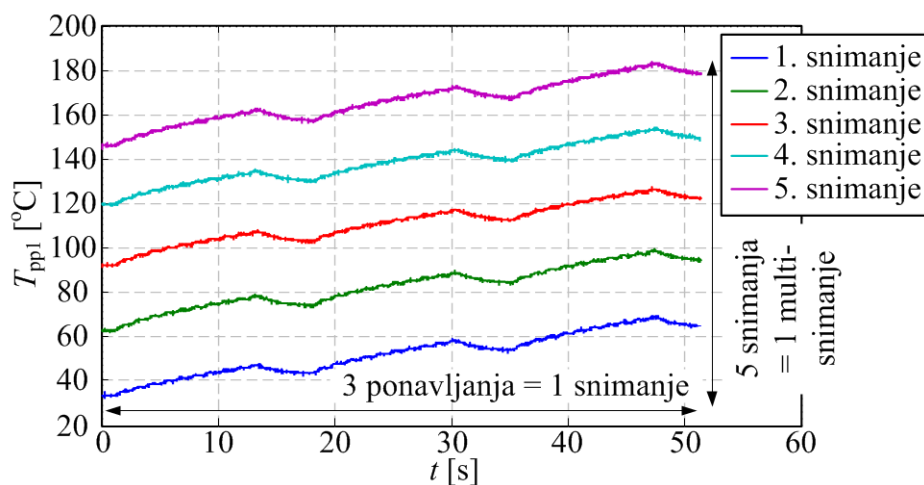
Uz odabrane vrijednosti najvećeg okretnog momenta (80Nm) i brzine klizanja (560 okr/min) tražena je kombinacija razina okretnog momenta i broja perioda brzine klizanja koja će u razumnom vremenskom periodu podići temperaturu na spojci sa sobne na približno 200°C. Utvrđeno je kako tri serije od po deset perioda na 80 Nm i po tri periode na 8 Nm (Slika 5-18) uzrokuju podizanje temperature na potisnoj ploči za otprilike 30°C. Uzastopnim ponavljanjem snimanja moguće je nakon pet snimanja doseći 180°C, tj. nakon šest snimanja 200°C (postoji određeni pad temperature u pauzi između završetka prethodnog i početka sljedećeg snimanja, Slika 5-19).

Pokusi su rađeni s jednom nižom razinom momenta kako bi se izbjeglo dugotrajno izvođenje pokusa zbog sporog srednjeg povećanja temperature. Razina od 8 Nm je inicijalno razmatrana s ciljem utvrđivanja odnosa iznosa gradijenata momenta na različitim razinama momenta.

Naime, kako će biti pokazano u poglavlju o uspostavljanju korelacije u rezultatima pokusa na tribometru i na spojci, veća razina momenta trebala bi rezultirati i većim iznosom gradijenta. Posljedično, na nižoj razini momenta, koja je za red veličine manja od više razine, iznos gradijenta bi trebao biti za red veličine manji od iznosa gradijenta na višoj razini.



Slika 5-18: Promjena brzine klizanja i pozicije aktuatora tokom jednog snimanja

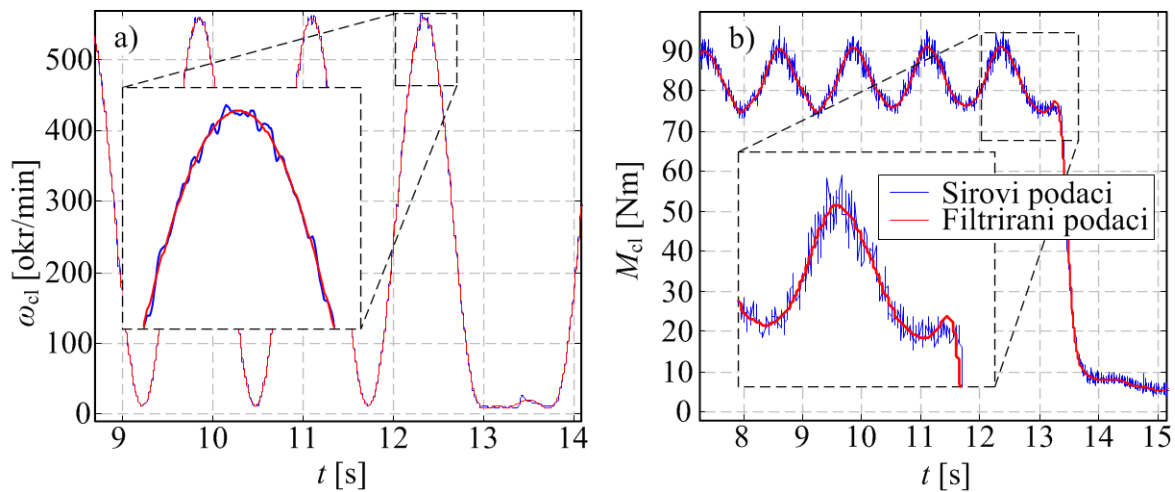


Slika 5-19: Temperature potisne ploče tokom jednog multi-snimanja

### 5.6.2 Obrada rezultata

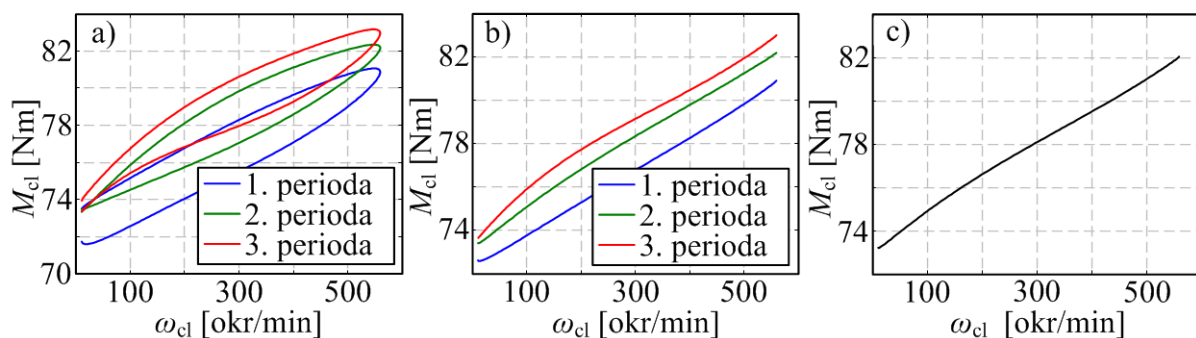
Dobiveni eksperimentalni rezultati naknadno su obrađeni razvijenim procedurama. Mjerenja okretnog momenta i brzine klizanja sadrže određene oscilacije uslijed vibracija spojke. Oscilacije su uklonjene filtriranjem (Slika 5-20) s frekvencijom odrezivanja od 3 Hz (ne smije biti niža od 0,8 Hz kako ne bi uklonila promjene nastale uslijed sinusoidalne promjene brzine,

a mora biti dovoljno mala da ukloni sve oscilacije više frekvencije pri čemu je utvrđeno kako su dominantne vibracije na frekvenciji od 15 Hz).



**Slika 5-20: Ilustracija filtriranja signala brzine klizanja (a) i okretnog momenta (b)**

Karakteristika okretnog momenta po brzini klizanja pokazuje jasnu histerezu koja je uklonjena usrednjavanjem (Slika 5-21).

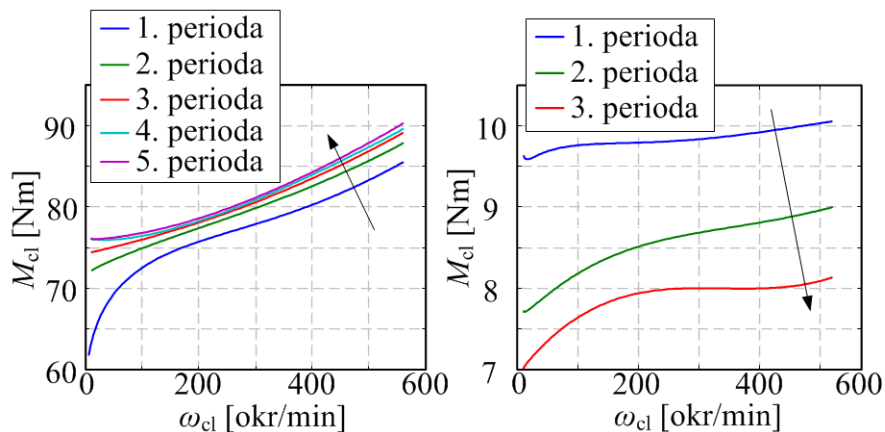


**Slika 5-21: Ilustracija postupka usrednjavanja karakteristika okretnog momenta**

Histerezu je moguće objasniti elastičnošću komponenata koje su postavljene između točke na kojoj se mjeri okretni moment (spojka) i točke na kojoj se mjeri brzina vrtnje (na motoru). Usrednjavanje je provedeno zasebno za svaku periodu te je potom računata jedna srednja vrijednost za sve periode na istoj razini momenta između dvije promjene razine momenta (dakle ukupno tri krivulje po snimanju za svaku razinu).

Pritom su srednje karakteristike na svakoj višoj razini momenta računane iz posljednje tri periode. Naime, nakon podizanja pozicije aktuatora na razinu koja odgovara gornjoj razini okretnog momenta (bilo tokom pokretanja snimanja bilo nakon prijelaza s niže razine momenta), vrijednost ostvarenog okretnog momenta pokazuje fazu stabilizacije (Slika 5-22) koja traje tokom prve četiri (inicijalno pokretanje), tj. tri periode (nakon prelaska s niže razine

momenta), tj. otprilike 5 odnosno 4 s (nije posve jasno da li je stabilizacija uvjetovana vremenskim periodom ili prijednim putem ili kombinacijom ova dva parametra).

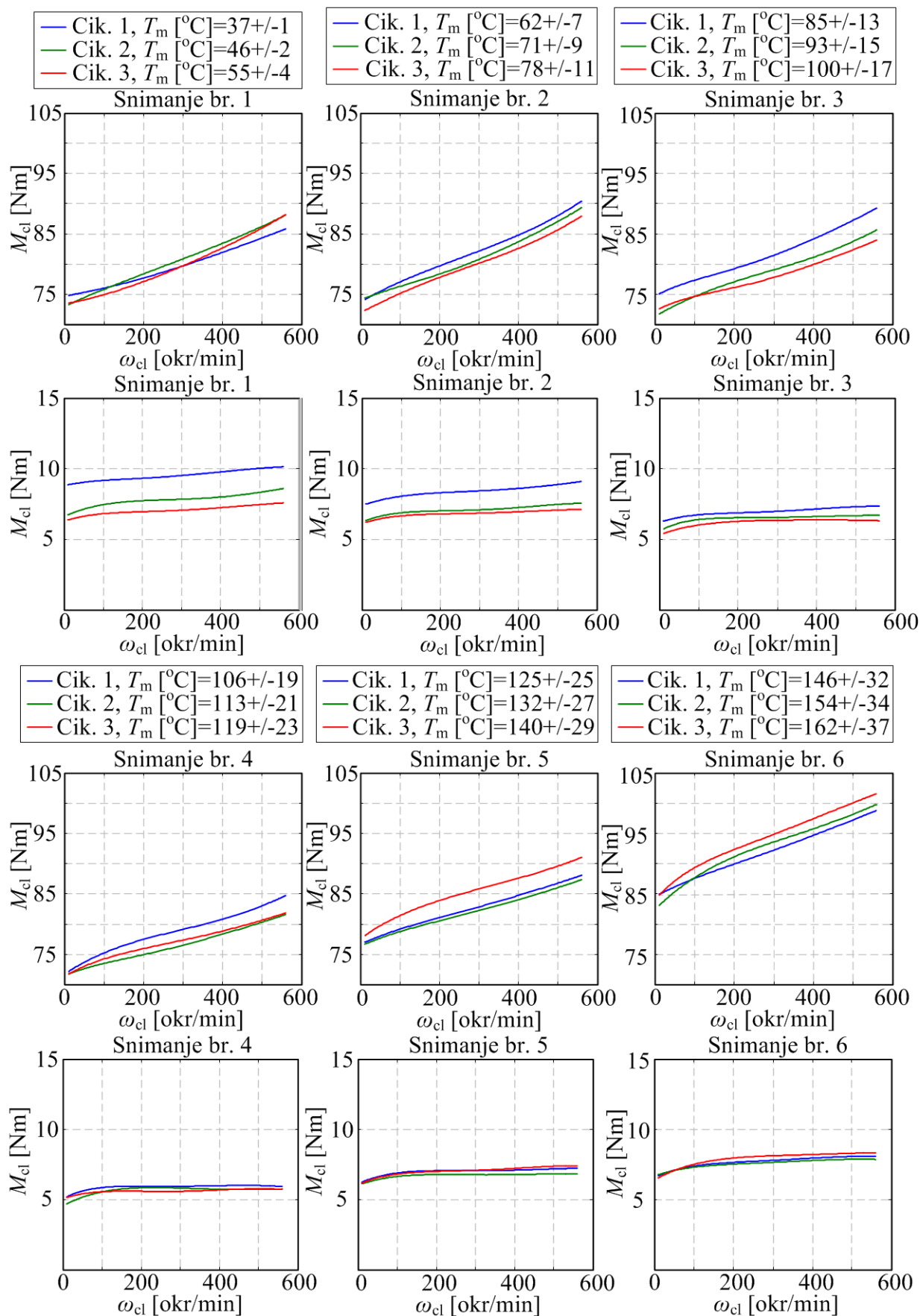


**Slika 5-22: Ilustracija efekta stabilizacije okretnog momenta**

Postupak usrednjavanje rezultira trima usrednjenim karakteristikama za svaku razinu okretnog momenta tokom jednog snimanja (Slika 5-23). Pritom valja napomenuti kako se okretni moment generira na dvije klizne plohe s općenito različitim temperaturama. Kao predstavnik temperature za cijelu spojku korištena je srednja vrijednost temperature. Rezultati također sadrže i srednju razliku iz koje slijede temperature na svakoj kliznoj plohi (potisna ploča je toplija, njezina temperatura je  $T+\Delta T$ , dok je temperatura zamašnjaka  $T-\Delta T$ ).

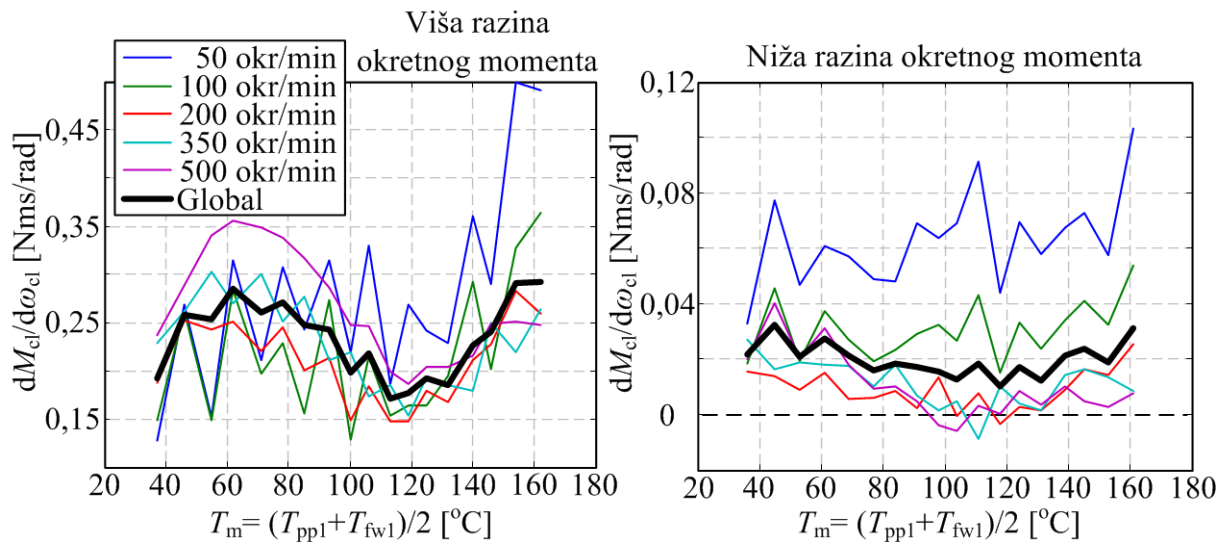
Iz dobivenih karakteristika momenta u funkciji brzine klizanja na različitim temperaturama sada je moguće izračunati gradijente okretnog momenta po brzini klizanja u funkciji temperature na različitim brzinama klizanja (Slika 5-24). Kao predstavnik čitave spojke na danj razini okretnog momenta koristi se krivulja globalnog gradijenta koja se računa kao srednja vrijednost preko čitavog raspona brzine klizanja.





Slika 5-23: Sve usrednjene karakteristike okretnog momenta tokom jednog multi-snimanja





Slika 5-24: Gradijenti okretnog momenta na gornjoj (a) i donjoj razini (b) okretnog momenta za osnovnu spojku (Materijal A)

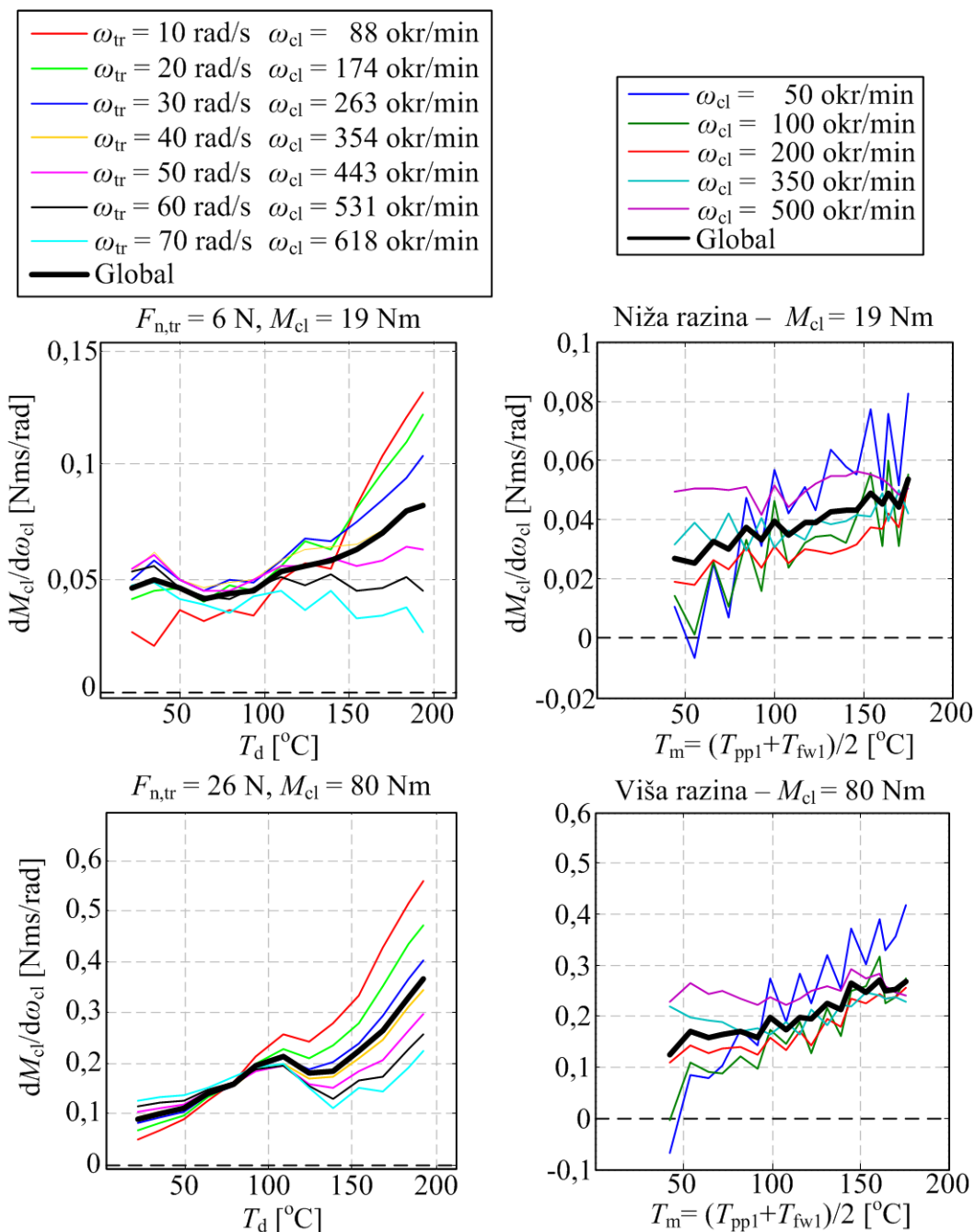
## 5.7 Usporedba rezultata sklonosti podrhtavanju na spojci i na tribometru

Tokom odabira operativnih parametara za pokuse eksperimentalne identifikacije faktora trenja pokazano je kako se okretni moment na spojci preračunava u normalnu silu na tribometru preko izračuna normalne sile na spojci (5.1) i pretpostavke istih tlakova na spojci i na tribometru (5.2). Isto tako, pokazano je kako se brzina klizanja na spojci svodi na brzinu klizanja na tribometru (5.3). Isti izrazi sada su korišteni za preračunavanje vrijednosti sa tribometra na vrijednosti na spojci. Jednom kad su iz faktora trenja i brzine rotacije stola dobiveni okretni moment na spojci i brzina klizanja spojke, izračunati su gradijenti skaliranog okretnog momenta po skaliranoj brzini klizanja. Razlika u odnosu na izračun gradijenata na spojci leži u temperaturi, tj, nema usrednjavanja vrijednosti temperature obzirom da su mjerenja na tribometru rađena sa samo jednom kontaktnom plohom.

### 5.7.1 Usporedba za nove spojke

Pokusi eksperimentalne identifikacije sklonosti podrhtavanju provedeni su na dvije nove spojke opremljene materijalima A i B koje su prošle fazu uhodavanja. Faza uhodavanja sastoji se od snimanja pokusa eksperimentalne identifikacije sklonosti podrhtavanju do stabilizacije rezultata (obično 3 do 4 ponavljanja). Kako bi se uspoređivali što je moguće bliskiji radni uvjeti, niža razina na spojci postavljena je na 19 Nm koji odgovaraju najnižoj normalnoj sili na spojci od 6 N (Tablica 5-2).

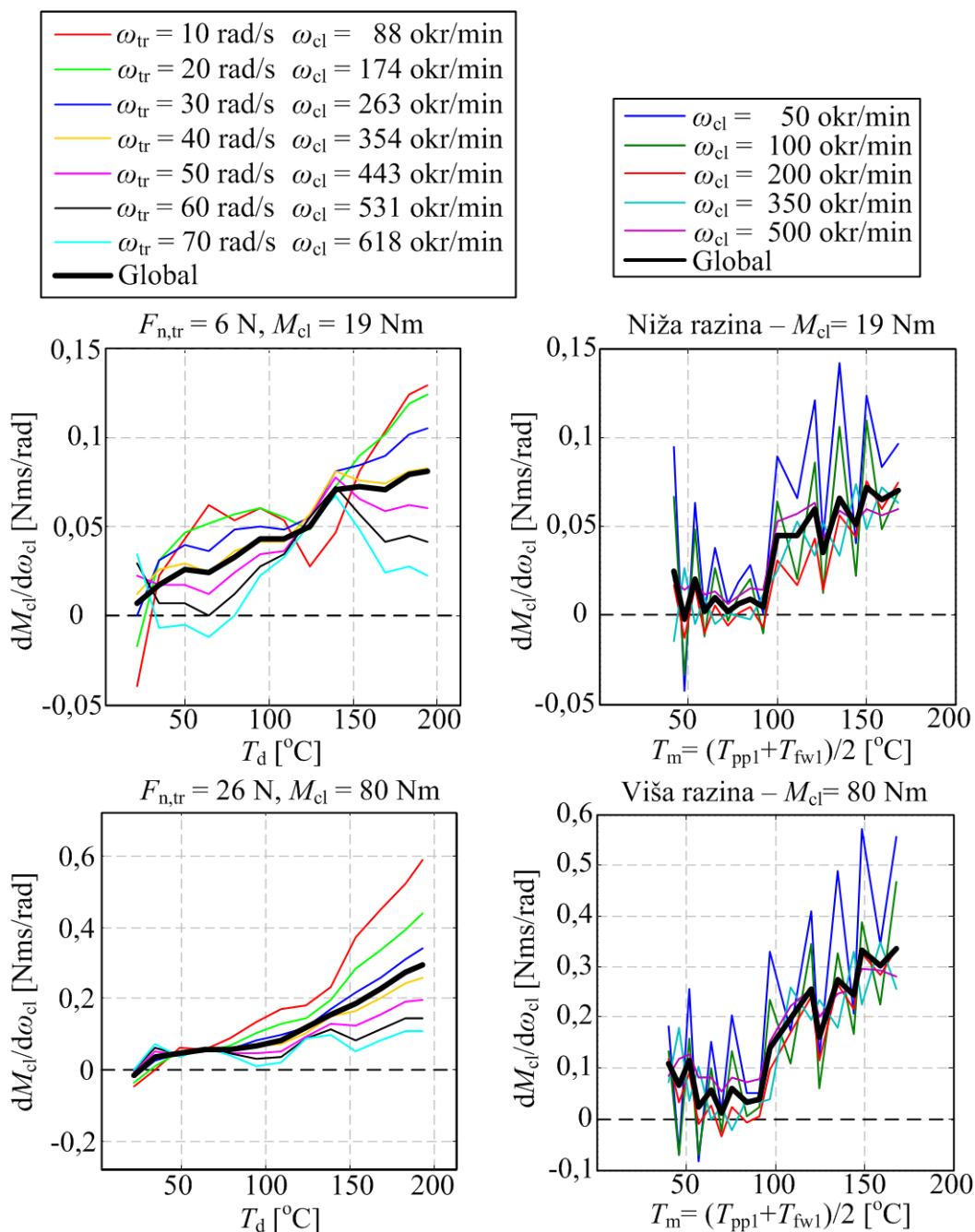
Slika 5-25 prikazuje usporedbu rezultata sklonosti podrhtavanju za tarne ploče izrađene od Materijala A za novi uhodani uzorak na tribometru te za novu uhodanu spojku. Slika 5-26 prikazuje ekvivalentnu usporedbu za Materijal B.



**Slika 5-25: Usporedba sklonosti podrhtavanju za nove obloge od Materijala A – na tribometru (a) i na spojci (b)**

Gornja razina okretnog momenta od 80 Nm je zadržana kako bi se ostvarila ista dinamika zagrijavanja spojke iako ova vrijednost okretnog momenta ne odgovara snimljenim razinama normalne sile na tribometru (17 N na tribometru odgovara 54 Nm na spojci dok 35 N na

tribometru odgovara 110 Nm na spojci), već bi za pravilnu usporedbu bilo potrebno snimiti pokus identifikacije faktora trenja s 26 N normalne sile.



**Slika 5-26: Usporedba sklonosti podrhtavanju za nove obloge od Materijala B – na tribometru (a) i na spojci (b)**

Posljedično, kako bi se ostvarila što je moguće pravilnija korelacija podataka s različitih postava, pripremljena su dva nova uzorka, po jedan od Materijala A (Uzorak 4) i B (Uzorak 5) koji su prošli kroz uhodavanje te su potom na njima snimljeni pokusi eksperimentalne identifikacije faktora trenja iz čijih se rezultata izračunava gradijent faktora trenja po brzini klizanja. Razlika u odnosu na pokuse provedene na uzorcima 1 do 3 jest što razine normalne

sile nisu 6, 10, 17, 35 i 70 N već 6, 10 i 26 N čime je ostvareni isti kontakni tlak na tribometru i na postavu spojke.

Općenito se može zaključiti kako podaci s tribometra dobro koreliraju s rezultatima na spojci. Pritom treba imati na umu kako kod spojke na rezultate postoji dodatan utjecaj geometrije čitavog sustava kao i prostorni raspored temperatura i brzina klizanja.

Dobra korelacija može se uočiti u općenito rastućoj vrijednosti gradijenta s temperaturom uz slične vrijednosti za oba postava. Nadalje, može se uočiti sličan utjecaj ovisnosti o brzini klizanja; rast gradijenta s rastom brzine na malim te pad gradijenta s porastom brzine na visokim temperaturama uz čvornu točku na 110°C. Konačno, korelacija pokazuje i pad vrijednosti gradijenta na nulu pri niskim temperaturama kod Materijala B.

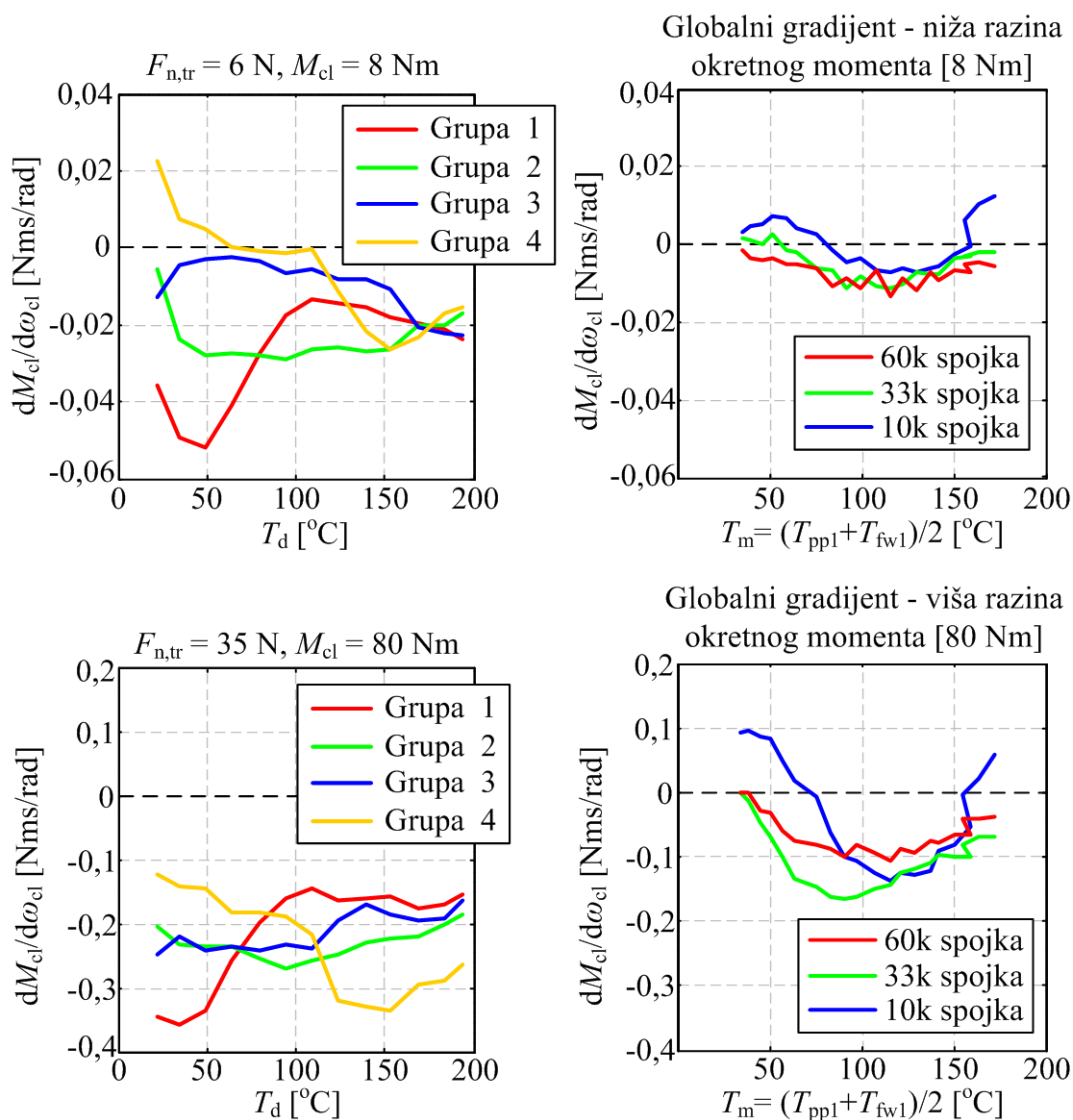
Razlike koje se mogu uočiti uključuju: (i) nešto niže vrijednosti gradijenta na spojci, (ii) skokovite promjene gradijenta na postavu spojke za Materijal B te (iii) manji utjecaj brzine klizanja na postavu spojke pri visokim temperaturama. Posljednja razlika može se objasniti kao posljedica usrednjavanja temperature na strani potisne ploče i zamašnjaka.

### 5.7.2 Usporedba tribometra s trošenim spojkama

Iz dostavljenog seta spojki koje su trošene tokom redovite eksploatacije na automobilu odabrane su tri spojke (označene kao 10k, 33k i 60k, Tablica 2-2) na kojima su snimani pokusi eksperimentalne identifikacije sklonosti podrhtavanju s ciljem uspostave korelacije rezultata s rezultatima sklonosti podrhtavanju utvrđenim tokom trošenja uzorka 3 (i trošene spojke i uzorak 3 sadrže Materijal B).

Zbog opsežnosti posla, trošene spojke nisu opremane osjetnicima temperature. Kako bi se izbjeglo eventualno pregrijavanje spojki, pokusi su provedeni s inicijalnim vrijednostima za koje je razvijen raspored pokusa, tj. 8 i 80 Nm. Točna istrošenost ovih spojki nije poznata. Pretpostavljena istrošenost dobivena je pod sljedećim pretpostavkama: (i) tarne obloge će se istrošiti za ukupno 2 mm nakon prijeđenih 240 000 km (tj. 150 000 milja) te (ii) istrošenost je proporcionalna prijeđenoj kilometraži.

Tokom pokusa trošenja uzoraka, eksperimentalna identifikacija faktora trenja snimljena je 15 puta za uzorak 3. Posljedično, izračunato je i 15 karakteristika gradijenta faktora trenja. Kako bi se olakšala usporedba, ovih 15 karakteristika je grupirano u 4 grupe (od 1. do 4. karakteristike su grupi 1, 5. do 8. su u grupi 2 itd., vidi Dodatak E) te su izračunate srednje karakteristike za svaku grupu. Ove srednje karakteristike sada predstavljaju sklonost materijala podrhtavanju u različitim fazama potrošenosti. Može se vidjeti kako spojke 10k, 33k i 60k, sada, redom približno odgovaraju grupama 1, 2 i 4 (Slika 5-27).



**Slika 5-27: Usporedba gradijenta tokom trošenja – Materijal B**

Potrebno je naglasiti kako normalne sile na tribometru (6 i 35 N) ne odgovaraju danim vrijednostima razina okretnog momenta (8 i 80 N) već su odabrane iz seta normalnih sila kod kojih su snimani pokusi identifikacije faktora trenja kao najbliže vrijednosti.

Za gornju razinu okretnog momenta, može se vidjeti kako krivulje imaju sličnu temperaturno neovisnu formu i kod spojki i kod tribometra s tim što su vrijednosti gradijenata na tribometru otprilike dva puta veće u odnosu na rezultate sa spojki (-0,2 prema -0,1 Nms/rad). Za donju razinu okretnog momenta, gradijenti su otprilike 10 puta manji u odnosu na vrijednosti na višoj razini okretnog momenta, kako kod spojki, tako i na tribometru. U pogledu apsolutnih vrijednosti, rezultati na tribometru su ponovo otprilike 2 puta veći u odnosu na rezultate sa spojki (-0,02 u usporedbi s -0,01 Nms/rad).

## 5.8 Kratki zaključak

Poglavlje obrađuje karakteristike tarnih materijala koji su ugrađuju u razmatranu suhu dvostruku spojku pri čemu su provedeni pokusi eksperimentalne identifikacije triju karakteristika. Prva karakteristika je faktor trenja koji je identificiran u ovisnosti o tri operativna parametra; temperaturi, brzini klizanja i normalnoj sili (tj. tlaku) pri čemu je utvrđeno kako je temperatura daleko najutjecajniiji parametar za oba materijala. Dodatno, identificirana je i promjena faktora trenja u ovisnosti o dubini trošenja pri čemu je utvrđeno kako postoje naznake da faktor trenja pada s trošenjem za Materijal A i raste za Materijal B. Kako oba materijala zadržavaju vrijednosti faktora trenja koji je očekivan za tarne materijale suhe spojke, posebice u očekivanom radnom području (između 100°C i 200 °C), za oba se može zaključiti kako općenito zadovoljavaju zahtjeve primjene u suhim spojkama uz određenu uvjetnu prednost Materijala B (Tablica 5-7, +: karakteristika materijala iznad ciljane, -: karakteristika materijala ispod ciljane, 0: materijal djelomično zadovoljava).

Druga karakteristika koja je istražena za oba materijala je otpornost trošenju. Utvrđeno je kako se u slučaju redovite eksploatacije spojke općenito složena priroda trošenja može svesti na jednostavnu funkcionalnu ovisnost istrošenog volumena u funkciji dviju vrijednosti: (i) temperaturno ovisnog stupnja trošenja koje vrijedi za dani par materijala te (ii) disipiranoj energiji pri određenoj temperaturi. Eksperimentalna identifikacija stupnja trošenja na malom uzorku primjenom tribometarskog stroja ukazala je na približno eksponencijalno povećanje stupnja trošenja s povećanjem temperature za oba tarne materijala sa značajnim povećanjem stupnja trošenja u području iznad 200°C. Kako su vrijednosti stupnja trošenja za oba materijala po vrijednostima značajno ispod vrijednosti koje proizvođač spojke navodi kao granične dopuštene za tarne materijale suhe dvostruke spojke (15 mm<sup>3</sup>/MJ na 80°C do 115 mm<sup>3</sup>/MJ na 300°C, ([102])), oba materijala su mogu smatrati primjerenima za primjenu s određenom prednošću za Materijal A koji je kontinuirano pokazivao niže vrijednosti stupnja trošenja.

**Tablica 5-7: Usporedba karakteristika tarnih materijala**

	Faktor trenja	Sklonost podrhtavanju	Otpornost trošenju
Materijal A	+	+	++
Materijal B	++	-	+

Treća karakteristika koja je razmatrana je sklonost tarnog materijala podrhtavanju koja se uobičajeno izražava preko vrijednosti gradijenta faktora trenja po brzini klizanja. Eksperimentalna identifikacija provedena na tribometru ukazuje na slične, pozitivne, vrijednosti gradijenta za oba materijala u slučaju novih uzoraka. Međutim, razmatranjem utjecaja dubine trošenja na sklonost podrhtavanju, utvrđeno je kako Materijal A zadržava pretežno pozitivne vrijednosti gradijenta dok je kod Materijala B uočena pretežno negativna vrijednost gradijenta. Posljedično, može se zaključiti kako je Materijal A općenito primjeren za primjenu u suhim spojkama dok se primjena Materijala B na preporuča za primjenu na vozilima gdje je bitna udobnost.

Pored eksperimentalne identifikacije karakteristika materijala na tribometru, provedena je i eksperimentalna identifikacija sklonosti podrhtavanju na spojci gdje je kao mjera sklonosti korišten gradijent okretnog momenta po brzini klizanja. Pokusi su provedeni na dvije nove spojke, po jednoj opremljenoj Materijalom A i B te na tri korištene spojke opremljene Materijalom B. Korelacija je provedena skaliranjem rezultata s tribometra na ekvivalentne veličine na spojci pri čemu je utvrđeno kako postoje značajna kvalitativna ali i kvantitativna poklapanja rezultata. Može se stoga zaključiti kako su provedeni pokusi na tribometru primjereni za uspostavljanje odnosa karakteristika na spojkama, ali i za okvirno određivanje vrijednosti koje se mogu očekivati na spojkama.

## 6 Toplinska dinamika spojke

### 6.1 Dosadašnje spoznaje o toplinskoj dinamici

Toplinska dinamika definira temperature komponenata spojke koje utječu na karakteristiku momenta ([49]), u svakom slučaju putem utjecaja na faktor trenja ([41], [50]), ali i putem promjene normalne sile uslijed toplinskog širenja komponenti spojke ([107]). Kako je neposredno mjerenje temperature spojke u stvarnoj transmisiji tehnički problematično zbog stalne rotacije komponenti, potrebno je postaviti model toplinske dinamike kojim bi se mogla predvidjeti temperatura spojke iz drugih radnih parametara ([52]). Jedna od izravnih primjena toplinskog modela je u procjeni temperature spojke tijekom vožnje za svrhe nadzora i upravljanja što kod suhих spojki ima značajniju važnost u odnosu na uljne spojke obzirom na očekivane veće temperaturne gradijente i njihov utjecaj na dinamiku spojke (vidi Uvodno poglavlje).

Suhe (dvostruke) spojke međutim, imaju i određene prednosti. Naime, ukoliko i dođe do kratkotrajnog temperaturnog preopterećenja, kod suhих spojki promjene se javljaju u površinskom sloju tarnog materijala koji će se trošenjem ukloniti ([8]) te će time spojka vratiti svoje početne karakteristike. Za razliku od suhих, kod uljnih promjene uslijed previsoke temperature nastaju u ulju koje je tada potrebno zamijeniti. Naravno, prekoračenje temperature je svakako poželjno izbjeći. DCT sustavi su ovdje u prednosti pred AMT sustavima. Naime, kod AMT sustava, prekoračenje temperature se ograničava kroz ograničenja broja i intenziteta uključenja spojki što ograničava performanse vozila. S druge strane, DCT sustav ima dvije spojke koje su naizmjenično uključene. Dodatno, za slučajeve čestih i teških uključivanja (primjerice višekratno pokretanje vozila na uzbrdici s dodatnim teretom ili prikolicom) općenito je moguće ([8]) korištenje obiju spojki za pokretanje vozila (tj., pokretanje s paralelno uključenim prvim i drugim stupnjem prijenosa). Druga mogućnost primjene modela toplinske dinamike je preoblikovanje kritičnih komponenti s ciljem bolje toplinske ujednačenosti i poboljšanog hlađenja, kako bi se izbjegao utjecaj toplinskog opterećenja na naprezanja ([81]) u potisnoj ploči spojke.

Toplinska dinamika spojke općenito se može opisati parcijalnim diferencijalnim jednadžbama i pripadajućim rubnim uvjetima kakvima se uobičajeno opisuje dvodimenzijski prijenos topline (pretpostavka je da na spojki ne postoji gradijent temperature u obodnom smjeru).



Zbog kompleksnosti, ovakve jednadžbe uobičajeno se rješavaju numerički, bilo metodom konačnih diferencija ([108]) ili konačnih elemenata ([109], [110], [111]). Preciznost ovakvih modela u predikciji temperature može biti općenito vrlo dobra, ali njihova kompleksnost tj. računalna neučinkovitost čini ih neprikladnim za primjenu u sustavima upravljanja.

Predložene su i varijacije ovakvih složenih modela. Primjerice, predložen je pristup ([111]) u kojem se toplinska dinamika spojke opisuje diferencijalnim jednadžbama ali se one ne rješavaju za opći slučaj već za konstantnu brzinu klizanja i kontakti tlak (dakle za ustaljene uvjete generiranja i prijenosa topline). Složeni sustav diferencijalnih jednadžbi tada prelazi u algebarski jednostavniji slučaj. Kako bi se opisao čitav proces uključivanja/isključivanja spojke, postavlja se konačni (relativno mali) broj ovakvih sustava jednadžbi kod kojih konačne vrijednosti temperature u prethodnom koraku postaju početne vrijednosti u sljedećem. Iako značajno računalno brži pristup, ovakav pristup i dalje je prespor za potrebe upravljanja spojkom.

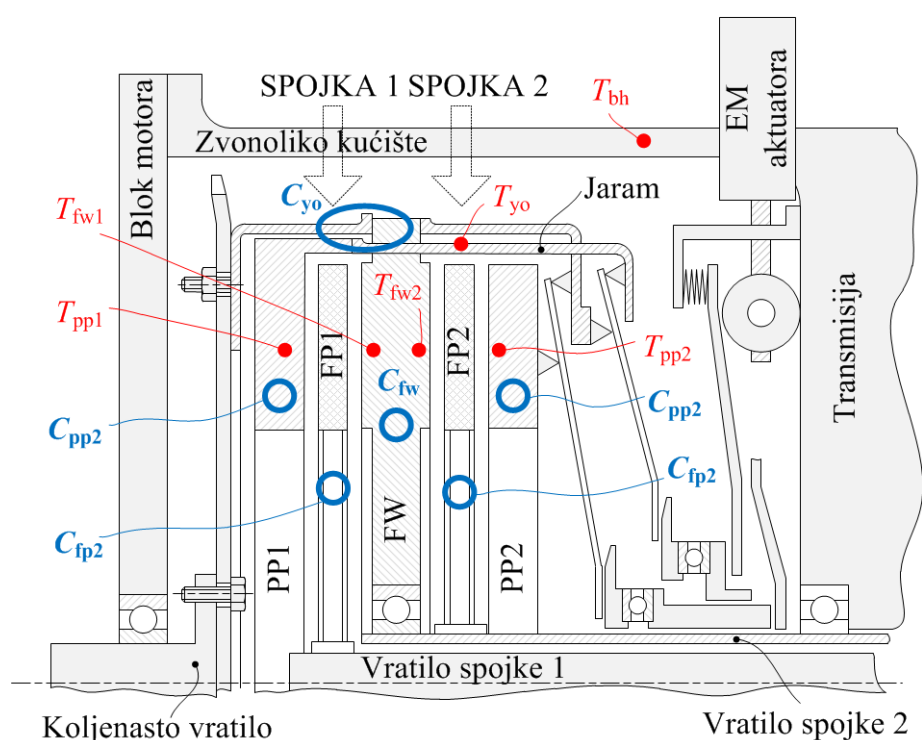
U slučajevima kada je cilj dobiti jednostavan model kao podlogu za upravljanje ([52], [53]), ali i kao osnovu za razvoj buduće spojke ([54]), koristi se formulacija s koncentriranim parametrima, tj. toplinskim masama između kojih se odvija prijenos topline ([55]). Daljnje pojednostavljenje, primjerice u vidu korištenja jedne koncentrirane toplinske mase (npr. kod modela uljne spojke u ([71]), nije prikladno kod suhih spojki zbog značajno različitih temperatura na suprotnim stranama tarne ploče ([5]).

Dok je modeliranje toplinske dinamike uljnih spojki široko razmatrano u literaturi ([71]), praktično ne postoje modeli suhe spojke koji bi opisivali temperaturne razlike između pojedinih komponenti uzrokovane izostankom ulja kao i odgovarajuće efekte vezane uz toplinsko širenje pojedinih komponenti spojke. Pojedina istraživanja utvrđuju kako kontakt tarni materijal/disk na kočnici ima svojstva toplinskog izolatora ([77]), najvećim dijelom zbog hrapavosti površine, dok je sam materijal relativno dobro toplinski provodljiv. Posljedično, transfer topline preko tarne ploče može, ali i ne mora biti značajan ovisno o površinskoj hrapavosti tarne ploče što može uzrokovati značajne razlike u toplinskoj dinamici između generalno sličnih spojki, ali i za istu spojku ukoliko klizanje bude uzrokovalo promjenu površinske hrapavosti (primjerice površina se zaglađuje uslijed klizanja pri maloj normalnoj sili).

## 6.2 Spojka kao toplinski sustav

Kako je cilj modela predikcija temperatura komponenti spojke (prvenstveno zamašnjaka i potisne ploče) radi određivanja utjecaja na faktor trenja i trošenje spojke u sklopu sustava upravljanja spojkom, razvijen je model s koncentriranim toplinskim masama. Ovakav model trebao bi biti dovoljno jednostavan da se može izvoditi u realnom vremenu, a istovremeno ostvariti relativno visoku točnost u predikciji temperatura.

Model razmatra spojku kao mali broj koncentriranih masa između kojih se vrši transfer topline (Slika 6-1). Glavni parametri modela (toplinske mase i faktori prijenosa topline, Tablica 6-1) određeni su empirijski (razmatranjem i eksperimentalnom identifikacijom). Sa stajališta toplinske dinamike, spojka se razmatra kao sustav od četiri toplinske mase (zamašnjak, jaram, potisna ploča 1 i potisna ploča 2). Pritom se očekuje da će temperature u zamašnjaku biti relativno jednolike zbog male debljine (16 mm) i dobre provodljivosti željeznih materijala unatoč tome što je izložen dvjema izvorima topline (tarna ploha prema spojci 1 i spojci 2).



**Slika 6-1: Pojednostavljena ilustracija suhe dvostruke spojke s pozicijama toplinskih masa**

Ploha prema motoru, zvonoliko kućište i transmisija (kao i preostala okolina) mogu se smatrati dovoljno većim od masa komponenata spojke da se mogu smatrati beskonačnim, tj. mogu se smatrati toplinskim spremnikom (eng. „heat sink“). Nadalje, pretpostavlja se da će

ove temperature na stvarnom vozilu imati bliske vrijednosti (temperatura bloka motora/transmisije) kao što su i na postavu (sobna temperatura).

Prijenos topline između dvije toplinske mase (mase a i mase b) opisuje se faktorom prijenosa topline  $H_{a,b}$  pomnoženim razlikom u temperaturama te dvije toplinske mase ( $T_a - T_b$ ). Pretpostavlja se da se glavni prijenosi topline vrše između komponenata s distinktivno različitim temperaturama i putovima prijenosa topline između te dvije komponente s dobrom kondukcijom topline. Ovi putovi uključuju one između zamašnjaka i potisnih ploča prema jaramu te između jarma i kućišta (Slika 6-1). Općenito, moguće je postaviti i put prijenosa topline od tarnih ploča preko vratila prema transmisiji, međutim, čini se kako su tarni materijali spojke po svojstvu provođenja topline bliže izolatorima nego vodičima ([108]).

**Tablica 6-1: Parametri toplinskog sustava spojke**

Toplinske mase		Faktori prijenosa topline	
$C_{fw}$	Čitav zamašnjak	$H_{fw,yo}$	Sa zamašnjaka na jaram
$C_{pp1}, C_{pp2}$	Potisne ploče spojke 1, 2	$H_{pp1,yo}$ $H_{pp2,yo}$	Sa potisne ploče 1, 2 na jaram
$C_{yo}$	Jaram (uključujući sve ostale komponente izuzev tarnih ploča)	$H_{yo,en}$	Sa jarma prema motoru
		$H_{yo,bh}$	Sa jarma prema kućištu
$C_{fp1}, C_{fp2}$	Tarna ploča 1, 2	$H_{fw,fp}$	Zamašnjak prema tarnoj ploči 1, 2
		$H_{pp1,fp1}$ $H_{pp2,fp2}$	Sa potisne ploče 1, 2 prema tarnoj ploči 1, 2
		$H_{fp1,tr}$ $H_{fp2,tr}$	Sa tarne ploče 1, 2 prema transmisiji

Ukupno su razmatrana 4 modela toplinske dinamike različite kompleksnosti, počevši od najjednostavnijeg koji razmatra čitavu spojku kao jednu toplinsku masu pa prema složenijima koji razlažu spojku na sve veći broj toplinskih masa. Eksperimentalna identifikacija i validacija modela rađena je za modele 2 i 3 s tim da je samo za model 3 utvrđeno kako ima zadovoljavajuću točnost. Rezultati modeliranja toplinske dinamike primjenom modela 3 (u nastavku samo pod nazivom Toplinski model) dani su u nastavku. Za strukturu preostala 3 predložena modela (bez parametrizacije i validacije), pogledati Dodatak G: Dodatni modeli toplinske dinamike spojke.

Metoda veznih dijagrama je ponovo primijenjena za formiranje modela obzirom na uspješnu primjenu iste metode u modeliranju toplinske dinamike uljnih spojki ([107]). Pritom je važno naglasiti kako je formalno riječ o kvazi-veznim dijagramima. Naime, kod veznih dijagrama u svakoj vezi između čvorova razmatraju se parametri koji su komponente snage (sila i brzina kod mehaničkih sustava, napon i struja kod električnih sustava itd.). Kod modeliranja toplinske dinamike uobičajeno je koristiti temperaturu kao napor i toplinski tok kao tok. Međutim, toplinski tok je zapravo snaga (iznos toplinske energije koja se prenese u jedinici vremena), te ga nema smisla množiti s temperaturom. Međutim, ovakav pristup je uobičajen ([73]) zbog intuitivnosti korištenja toplinskog toka kao mjerne jedinice za tok naspram stupnja toka entropije  $[W/^\circ C]$  kao odgovarajuće fizikalne veličine koja bi množena s temperaturom dala toplinsku snagu.

Kao i kod ostalih podsustava modela spojke, razvoj modela je rađen za jednu spojku (ponovo, spojku 2), ali ga je, zbog simetričnosti sustava moguće relativno jednostavno prenijeti („zrcaliti“) i na drugu spojku. U ovom radu prikazat će se prijedlog formiranja toplinskog modela za obje spojke. Parametrizaciju i validaciju takvog sveobuhvatnog toplinskog modela nije moguće provesti raspoloživom opremom obzirom da postav spojke raspolaže samo s jednim motorom za pogon aktuatora što znači da u jednom pokusu nije moguće aktivirati, pa prema tome ni generirati toplinski tok na obje spojke.

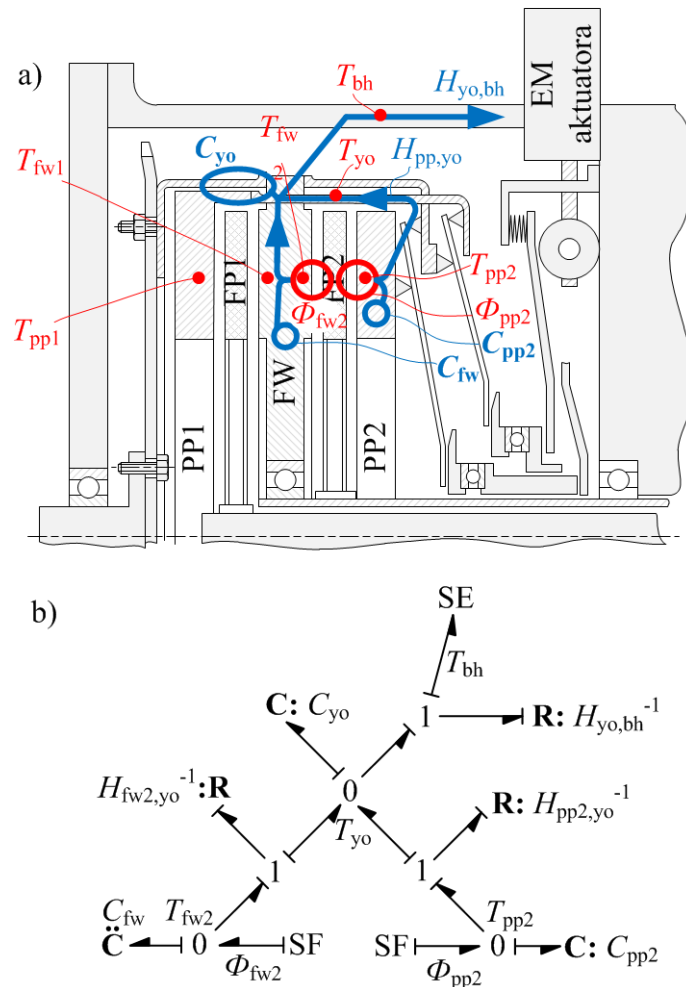
### 6.3 Predloženi model toplinske dinamike

Toplinski model validiran u ovom radu je model s najvišim stupnjem kompleksnosti, od 4 predložena modela, koji je moguće parametrirati i validirati dostupnom opremom (ograničenje se prvenstveno odnosi na broj i raspored osjetnika topline koji diktiraju najveći broj toplinskih masa od kojih se može sastojati model). Dodatno, za pojedine jednostavnije modele postoji opravdana sumnja u primjenjivost, tj. mali broj toplinskih masa neće dati sve potrebne informacije o temperaturama koje su potrebne za modeliranje drugih efekata (prvenstveno toplinsko širenje).

Slika 6-2 prikazuje predloženi toplinski model. Ukupan toplinski tok može se izračunati iz mjerenja okretnog momenta i brzine klizanja ( $\Phi = M_{cl} \cdot \omega_{cl}$ ), te predstavlja ulaznu varijablu modela. Međutim, čitav toplinski tok se ne generira na istom mjestu, već se dijeli na dvije tarne plohe, tj. postoje dva ulazna toplinska toka ( $\Phi_{fw2}$  i  $\Phi_{pp2}$ ). Pritom općenito ova dva toplinska toka nisu jednaka zbog temperaturne ovisnosti faktora trenja:

$$\Phi = \Phi_{fw2} + \Phi_{pp2} = (M_{fw2} + M_{pp2})\omega_{cl} = F_n r_{ef} (\mu_{fw2}(T_{fw2}) + \mu_{pp2}(T_{pp2}))\omega_{cl} \quad (6.1)$$

Međutim, zbog jednostavnosti izračuna, pretpostavit će se kako su toplinski tokovi jednaki ( $\Phi_{fw2} = \Phi_{pp2} = \Phi/2 = M_{cl}\omega_{cl} / 2$ ). Ovakva pretpostavka svakako unosi određenu grešku, međutim, neprirodni uvjeti hlađenja spojke (samo tarne ploče rotiraju) će ionako onemogućiti parametrisiranje modela za realne uvjete. Validacija modela na vozilu najpouzdaniji je pristup utvrđivanja adekvatnosti modela, međutim ovaj korak nadilazi opseg ovog rada. U tom slučaju, uključivanje temperaturne ovisnosti faktora trenja svakako bi trebalo uzeti u obzir.



**Slika 6-2: Shema toplinskog modela (a) i pripadajući vezni dijagram (b)**

Generirani toplinski tokovi se djelomično spremaju u toplinskim masama zamašnjaka i potisne ploče (odvojci na čvorovima 0 na kojima se sumiraju tokovi, a napor je jednak za sve članove, dio tokova odlazi u kapacitetne komponente – oznaka C), a djelomično prenosi na jaram (preko točki 1 na kojima je stalan tok, a sumiraju se temperature). Na jarmu se zbrajaju dijelovi tokova koji dolaze s obje tarne ploče (središnja točka 0) te se dalje ovaj zbroj djelomično sprema u masi zamašnjaka, a djelomično prenosi na kućište koje se razmatra kao

toplinski ponor, tj. može primiti neograničeni tok, bez promjene vlastite temperature (u veznim dijagramima ovakav element se naziva izvorom napora/temperature – oznaka SE (source of effort). Primjenom odgovarajućih pravila za vezne dijagrame ([73]), iz veznog dijagrama slijede izrazi:

$$C_{pp2} \dot{T}_{pp2} = \Phi_{pp2} - H_{pp2,yo} (T_{pp2} - T_{yo}) \quad (6.2)$$

$$C_{fw2} \dot{T}_{fw2} = \Phi_{fw2} - H_{fw2,yo} (T_{fw2} - T_{yo}) \quad (6.3)$$

$$C_{yo} \dot{T}_{yo} = H_{pp2,yo} (T_{pp2} - T_{yo}) - H_{fw2,yo} (T_{fw2} - T_{yo}) - H_{yo,bh} (T_{yo} - T_{bh}) \quad (6.4)$$

Pri čemu je uzeta pretpostavka o jednakim toplinskim tokovima na obje tarne ploče:

$$\Phi_{fw2} = \Phi_{pp2} = \frac{M_{cl} \omega_{cl}}{2} \quad (6.5)$$

Također, na bazi modela 3 generirana su i dva prijedloga modela toplinske dinamike koji bi objedinili obje spojke. Modeli nisu parametrirani zbog ograničenja raspoložive opreme. Naime, postav spojke je opremljen sa samo jednim motorom za aktivaciju spojke pa nije moguće simultano uključivati/isključivati spojke. Za detalje o predloženoj strukturi modela čitave spojke, vidi Dodatak G.

## 6.4 Parametriranje modela

Parametriranje modela toplinske dinamike uključuje određivanje vrijednosti toplinskih masa ( $C$ ) te faktora prijenosa topline ( $H$ ). Toplinske mase (kapaciteti) određene su iz masa pojedinih komponenata spojke dok je fizikalne pozadina faktora prijenosa topline značajno složenija te su stoga oni identificirani eksperimentalnim metodama.

### 6.4.1 Određivanje toplinskih masa

Toplinske mase određene su množenjem specifičnog toplinskog kapaciteta željeznih materijala ( $c_{sp} = 460 \text{ J/kgK}$ ) masama komponenti spojke (Tablica 6-2). Pritom su mase komponenti određene neposrednim vaganjem komponenti rastavljene spojke.

Prilikom određivanja faktora prijenosa topline utvrđene su određene nekonzistentnosti, tj. faktori prijenosa topline su varirali s promjenom disipirane snage. Ovo je objašnjeno razlikom između mase pojedinih komponenata, tj. njihove geometrije i masama koje primaju pojedine toplinska tokove. Drugim riječima, zaključeno je kako su rubni dijelovi zamašnjaka i potisne ploče predaleko od tarnih površina da bi se zagrijavali od primarnih toplinskih tokova te da se, sa stajališta modela toplinske dinamike, ponašaju kao dijelovi jarma.

**Tablica 6-2: Određene toplinske mase komponenata spojke**

Komponenta spojke	masa [kg]	Toplinska masa, $C_i = m_i c_{sp}$ [J/K]	Napomena
Potisna ploča 1	$m_{pp1} = 2,410$	$C_{pp1,n} = 1109$	
Potisna ploča 2	$m_{pp2} = 2,080$	$C_{pp2,n} = 957$	
Zamašnjak	$m_{fw} = 5,800$	$C_{fw,n} = 2668$	Uključuje masu lisnatih opruga spojki 1 i 2
Jaram	$m_{yo} = 4,960$	$C_{yo,n} = 2282$	Uključuje sve ostale komponente izuzev tarnih ploča

Stoga su dijelovi masa zamašnjaka i potisne ploče oduzeti od geometrijskih masa i pridodani masi jarma. Utvrđeno je kako su toplinske mase koje daju konzistentne rezultate jednake:

$$\begin{aligned}
 C_{fw} &= C_{fw,n} / 1,35; & C_{pp2} &= C_{pp2,n} / 1,2 \\
 C_{yo} &= C_{yo,n} + (C_{pp2n} - C_{pp2}) + (C_{fw,n} - C_{fw})
 \end{aligned}
 \tag{6.6}$$

#### 6.4.2 Organizacija pokusa toplinske dinamike

Tokom modeliranja toplinske dinamike spojke provedeno je ukupno 6 pokusa (svaki pokus sastoji se od grijanja i hlađenja) tokom kojih su varirane vrijednosti brzine klizanja (0; 18,75; 37,5; 75 i 150 okr/min) te okretnog momenta (0, 17, 47, 87 i 155 Nm). Pritom su promjene kombinacije vrijednosti tokom pojedinog pokusa provedene skokovito, tj. u pojedinoj fazi pokusa određena kombinacija brzine i okretnog momenta je održavana konstantnom. Važno je naglasiti kako je brzina klizanja bila neposredno regulirana, dok je okretni moment određen posredno, tj. regulirana je pozicija motora aktuatora za koju je prethodno utvrđeno da generira ciljanu razinu okretnog momenta.

Tablica 6-3 prikazuje kombinacije vrijednosti brzine i okretnog momenta tokom svih 6 pokusa. Pokusi 1 do 4 te faza hlađenja pokusa 5 i 6 korišteni su za eksperimentalnu identifikaciju faktora prijenosa topline dok su dijelovi grijanja pokusa 5 i 6 korišteni za validaciju modela.

Slika 6-3 prikazuje vremenske odzive tipičnog pokusa (u ovom slučaju pokusa 2) koji se sastoji od faze grijanja (Slika 6-3a i Slika 6-3b) te faze hlađenja (Slika 6-3c i Slika 6-3d). Faza grijanja sastoji se od niza vremenskih intervala u trajanju od 12,5 s unutar kojih se održava određena kombinacija okretnog momenta i brzine klizanja (Slika 6-3a prikazuje linearni

prolaz kroz vrijednosti momenta, tj. pozicije aktuatora uz konstantnu brzinu klizanja od 150 okr/min). Ukupno ciljano trajanje jednog snimanja je 480 s (ograničenje slijedi iz ograničenja memorije sustava za akviziciju podataka). Cilj pokusa je doseći temperaturu od približno 200°C te se snimanja ponavljaju do dosezanja te vrijednosti (u slučaju pokusa 2 toplinski tok je toliko velik da je temperatura dosegnuta prije redovnog završetka prvog snimanja (Slika 6-3b), tj. snimanje je ručno prekinuto).

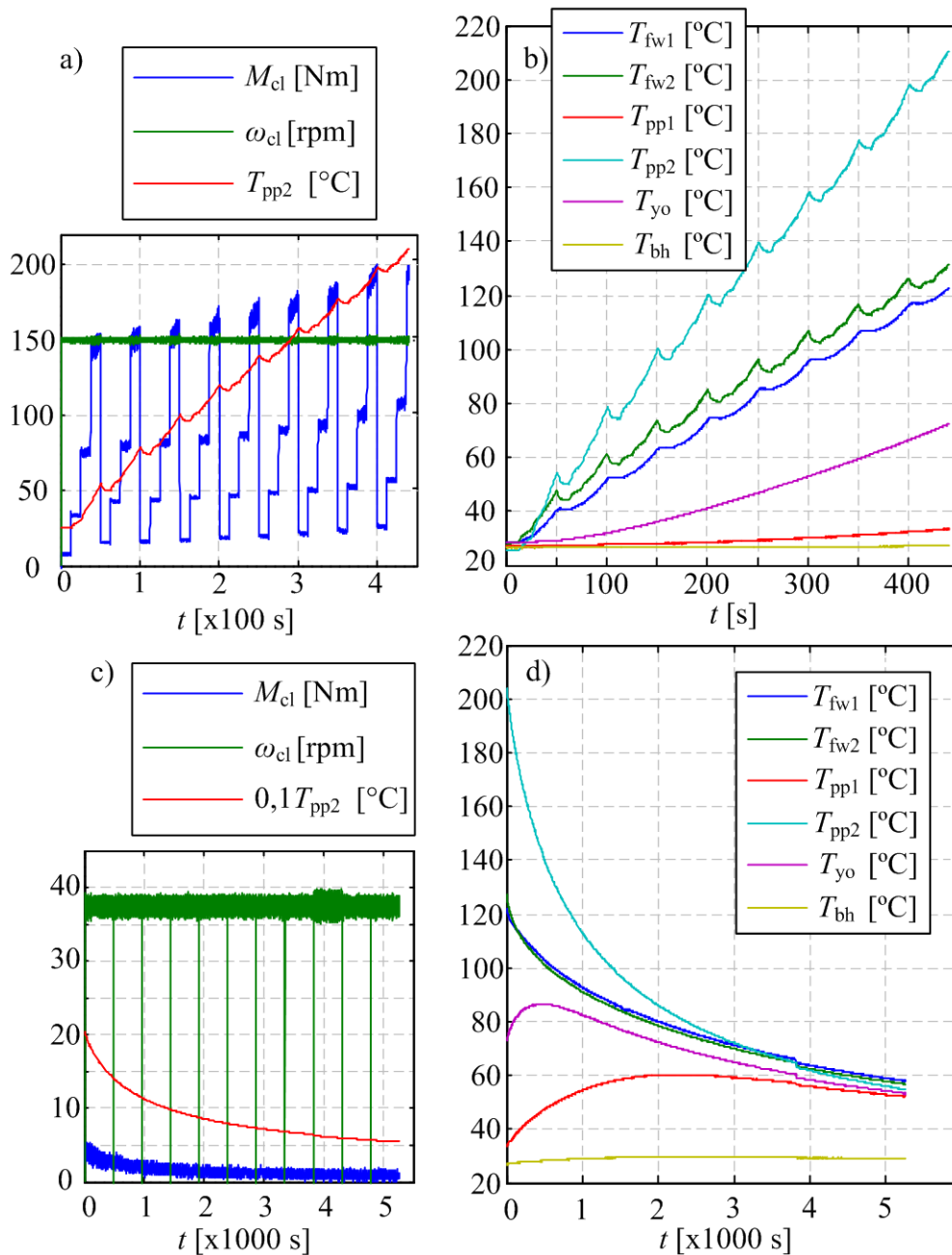
**Tablica 6-3: Pokusi toplinske dinamike**

Pokus	Grijanje		Hlađenje	
	Pozicija aktuatora	Brzina klizanja	Pozicija aktuatora	Brzina klizanja
1	LIN: (35 – 65 rad)	CONST - 75 okr/min	0 rad	0
2	LIN: (35 – 65 rad)	CONST - 150 okr/min	0 rad	CONST – 37,5 okr/min
3	LIN: (35 – 65 rad)	CONST – 37,5 okr/min	0 rad	CONST - 75 okr/min
4	LIN: (35 – 65 rad)	Snimanje 1, 3, 6 – CONST 18,75 okr/min ostalo – CONST 75 okr/min	0 rad	CONST 150 okr/min
5	Snimanje 1, 4, 7, 9 – LIN Ostali – LIN, RAND (35 – 65 rad)	Snimanje 1, 4, 7, 9 – CONST 18,75 okr/min Ostali – LIN (18,75 – 150 okr/min)	0 rad	CONST 18,75 okr/min
6	LIN: (0 – 65 rad)	CONST - 150 okr/min	45 rad	CONST - 0 okr/min

Neposredno nakon završetka faze grijanja kreću snimanja kroz fazu hlađenja tokom koje je spojka otvorena, a od pokusa do pokusa se mijenja brzina vrtnje tarne ploče. Unutar jednog snimanja brzina vrtnje je konstantna (Slika 6-3c). Pojedina snimanja ponovo traju 480 s te se ponavljaju do hlađenja spojke (tj. do izjednačavanja temperatura pojedinih komponenata kod kojih zbog izostanka značajne razlike u temperaturama više nije moguće pouzdano utvrditi iznos toplinskog toka, Slika 6-3d). Odstupanje od ove procedure hlađenja bilo je samo u



pokusu 6 kada je spojka mirovala, a bila je zatvorena. Cilj je bio utvrditi eventualnu razliku u hlađenju mirujuće spojke ovisno o tome da li je zatvorena ili otvorena.



**Slika 6-3: Okretni moment, brzina i temperature spojke za tipični pokus toplinske dinamike: grijanje (a i b) te hlađenje (c i d).**

### 6.4.3 Identifikacija faktora prijenosa topline

Identifikacija faktora prijenosa topline provedena je preoblikovanjem izraza (6.2), (6.3), (6.4) i (6.5) u koje se potom uvrštavaju izmjerene vrijednosti toplinskog toka i temperature te utvrđene toplinske mase:

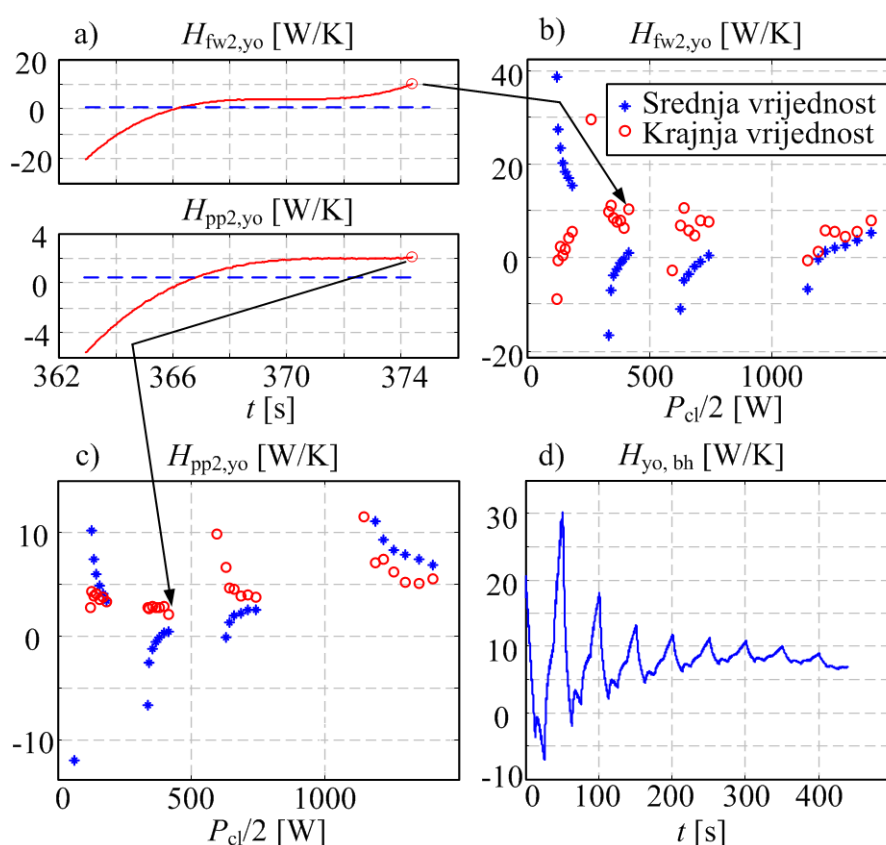
$$H_{pp2,yo} = \frac{\Phi_{pp2} - C_{pp2} \dot{T}_{pp2}}{(T_{pp2} - T_{yo})} \quad (6.7)$$

$$H_{fw2,yo} = \frac{\Phi_{fw2} - C_{fw2} \dot{T}_{fw2}}{(T_{fw2} - T_{yo})} \quad (6.8)$$

$$H_{yo,bh} = \frac{H_{pp2,yo}(T_{pp2} - T_{yo}) - H_{fw2,yo}(T_{fw2} - T_{yo}) - C_{yo} \dot{T}_{yo}}{T_{yo} - T_{bh}} \quad (6.9)$$

Pritom su temperaturni odzivi aproksimirani polinomom četvrtog reda kako bi se izbjegao utjecaj titranja signala na derivaciju temperature. Identifikacija je provedena zasebno za fazu grijanja i fazu hlađenja u svakom pokusu. Tokom faze grijanja, faktori su izračunati za svaki interval zasebno što rezultira većim brojem izračunatih vrijednosti.

Slika 6-4 prikazuje postupak identifikacije faktora trenja. Rezultati identifikacije faktora prijenosa topline sa zamašnjaka na jaram i s potisne ploče na jaram tokom jednog intervala od 12,5 s prikazuje Slika 6-4a.



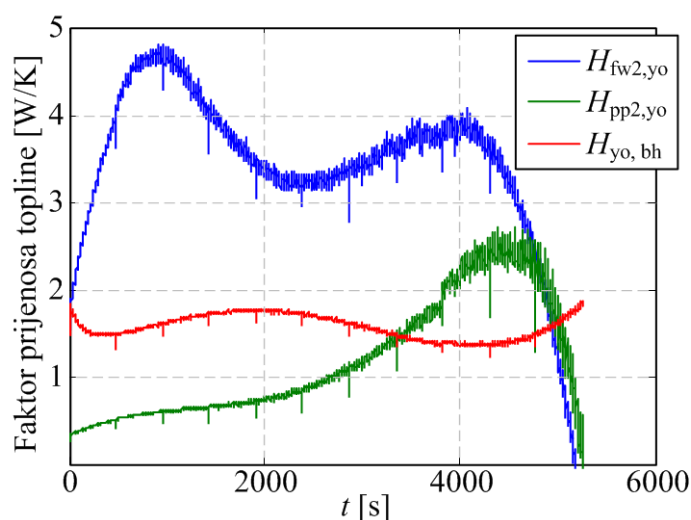
**Slika 6-4: Eksperimentalna identifikacija faktora prijenosa topline iz pokusa grijanja**

Može se vidjeti kako izračunata vrijednost varira od početno niske vrijednosti prema približno zasićenoj formi prema kraju intervala što je posljedica izgradnje modela kao niza toplinskih

masa bez propagacije temperature kroz volumen tijela. Naime, postoji određeno kašnjenje propagacije toplinskog toka od kontaktne plohe do osjetnika topline. Unutar tog vremenskog intervala, zbog niske izmjerene temperature na osjetnicima uz visoki generirani toplinski tok slijedi kako je odvođenje topline drugačije od stvarnog. Postavlja se stoga pitanje vrijednosti koja može realno predstavljati cijeli interval. Dvije moguće opcije su srednja vrijednost i krajnja vrijednost. Slika 6-4b prikazuje srednje i završne vrijednosti za sve intervale unutar istog pokusa. Može se vidjeti kako postoji značajan rasap vrijednosti, međutim i srednje i krajnje vrijednosti za pojedini interval streme sličnoj krajnjoj vrijednosti prema završnim intervalima čitavog pokusa. Posljedično, zaključeno je kako su vrijednosti faktora prijenosa topline izračunate u zadnjem intervalu pokusa odgovarajući predstavnik čitavog pokusa.

Preostali faktor prijenosa topline,  $H_{yo,bh}$  sada se može izračunati iz dobivenih faktora  $H_{fw2,yo}$  i  $H_{pp2,yo}$  i izmjerenih temperatura njihovim uvrštavanjem u izraz (6.9). Kako tokom hlađenja ne postoje intervali toplinskog toka, moguće je faktor izračunati odjednom za cijelu fazu grijanja (Slika 6-4). Može se vidjeti kako se, nakon početnih oscilacija, vrijednost stabilizira prema kraju. Prema tome, ponovo se može zaključiti kako je završna vrijednost najbolji predstavnik za cijeli pokus.

Slika 6-5 prikazuje faktore prijenosa topline izračunate iz faze hlađenja. Za izračunavanje su ponovo korišteni izrazi (6.7), (6.8) i (6.9) s tom razlikom da je toplinski tok jednak nuli te su, kao i kod izračunavanja faktora  $H_{yo,bh}$ , faktori računati odjednom za cijelu fazu (obzirom da ni ovdje ne postoje intervali). Kako u ovom slučaju ne postoji uravnoteživanje vrijednosti prema kraju faze, krajnja vrijednost nije kandidat za reprezentativnu vrijednost. Stoga, pored srednje vrijednosti kao kandidat se može uzeti i maksimalna vrijednost.

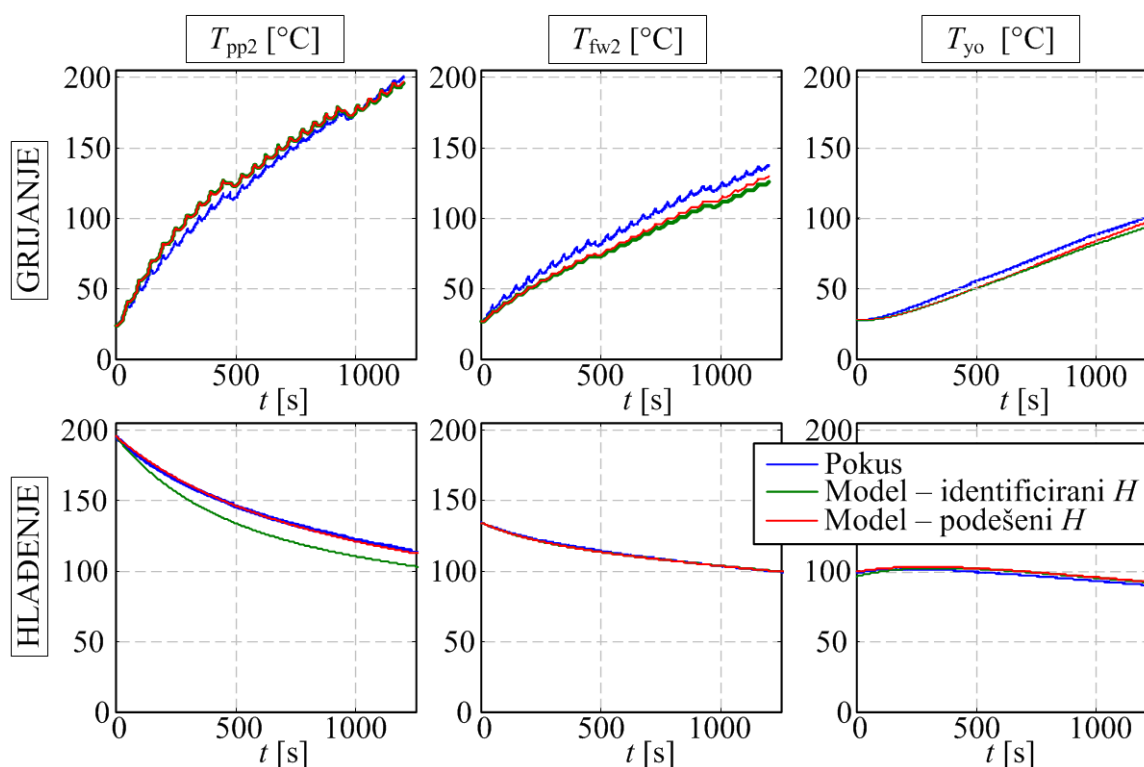


Slika 6-5: Faktori prijenosa topline za fazu hlađenja pokusa

#### 6.4.4 Podešavanje parametara modela

Dobivene vrijednosti faktora prijenosa topline dodatno su ručno podešavane za slučajeve s varijabilnim uvjetima grijanja/hlađenja (pokusi 5 i 6) primjenom računalne simulacije (Matlab-Simulink). Pritom se željelo ostvariti dva zasebna cilja: (i) poboljšati preciznost modela u predikciji kritičnih temperatura (temperature zamašnjaka i potisne ploče) te (ii) odrediti jedinstvene vrijednosti faktora koje će ovu poboljšanu preciznost ostvariti i tokom grijanja i tokom hlađenja.

Postupak podešavanja završio je vrijednostima faktora koje su približno iste i kod grijanja i kod hlađenja te ujedno s nešto boljom preciznošću predikcije temperatura potisne ploče kod hlađenja spojke (Slika 6-6). Pritom su podešene vrijednosti bliske krajnjim vrijednostima faze grijanja (Tablica 6-4).



**Slika 6-6: Rezultati simulacije s identificiranim i podešenim vrijednostima faktora predloženog toplinskog modela za fazu grijanja (gore) i hlađenja (dolje)**

Međutim, Tablica 6-4 ukazuje kako  $H$  faktori rastu s brzinom vrtnje, vjerojatno zbog utjecaja zraka koji struji kroz spojku. Dodatno, faktor prijenosa topline s potisne ploče prema jarmu ( $H_{pp2,yo}$ ) nešto je veći tokom faze grijanja u odnosu na fazu hlađenja dok se faktor prijenosa topline sa zamašnjaka na jaram ( $H_{fw2,yo}$ ) ponaša obrnuto kod manjih brzina. Oznake brzine vrtnje 0 (z) i 0(o) odnose se na pokuse hlađenja sa (z)atvorenom (pokusi 6, Tablica 6-3), tj. (o)tvorenom spojkom (pokusi 1). Pretpostavka je kako su za ovakve rezultate odgovorni

putovi prijenosa topline koji nisu sadržani u modelu, tj da postoje dodatni putovi prijenosa topline čiji utjecaj raste s otvaranjem odnosno zatvaranjem spojke.

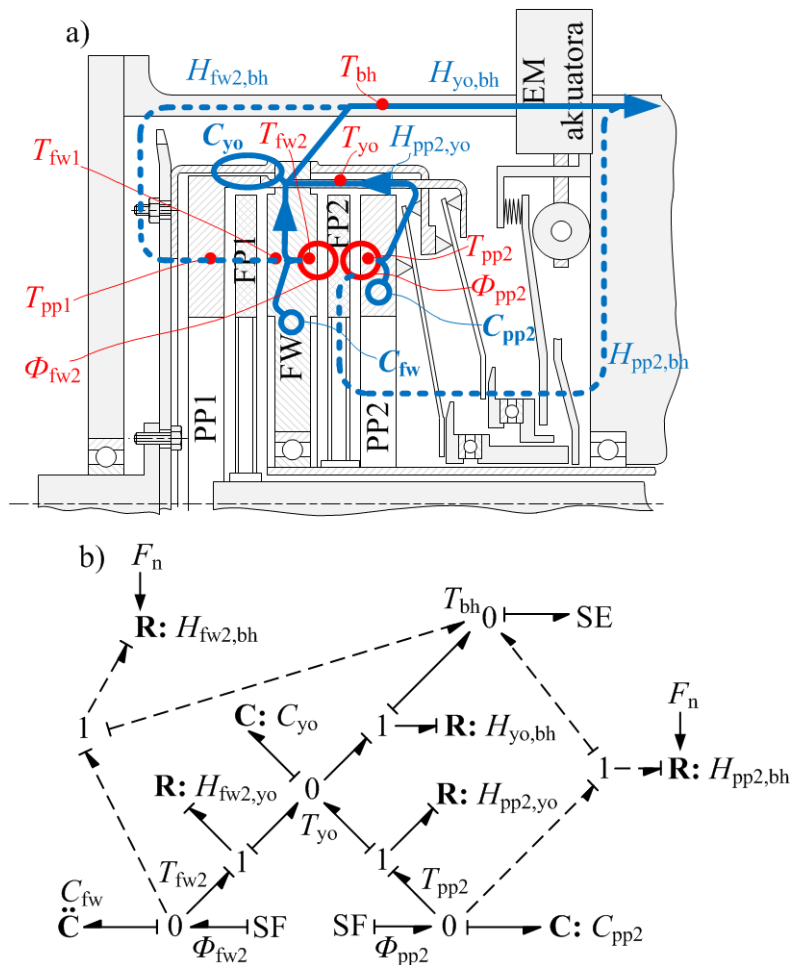
**Tablica 6-4: Vrijednosti faktora prijenosa topline za faze grijanja i hlađenja**

Oznaka	Vrsta pokusa	Model	Vrsta vrijednosti	Brzina vrtnje [okr/min]					
				0 (z)	0 (o)	18,75	37,5	75	150
$H_{fw2,yo}$ [W/K]	Grijanje	3	Krajnja	-	-	4,67	4,26	5,83	6,25
			Podušena	-	-	3,0	4,2	5,5	5,5
		3.1	Podušena	-	-	4,2	4,2	4,2	4,2
	Hlađenje	3	Najveća	3,63	3,95	4,44	4,86	4,79	5,61
			Podušena	4,2	4,2	4,2	4,2	5,5	5,5
		3.1	Podušena	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2
$H_{pp2,yo}$ [W/K]	Grijanje	3	Najveća	-	-	1,85	2,08	2,57	4,53
			Podušena	-	-	1,6	2,2	2,6	3,6
		3.1	Podušena	-	-	1,2	1,4	1,8	2,4
	Hlađenje	3	Median	1,12	0,79	1,16	0,90	2,30	2,58
			Podušena	1,2	1,2	1,2	1,2	2,2	2,2
		3.1	Podušena	1,1	1,1	1,2	1,2	1,8	2,3
$H_{yo,bh}$ [W/K]	Grijanje	3	Krajnja	-	-	2,35	2,32	3,12	8,0
			Podušena	-	-	1,5	1,9	2,1	2,5
		3.1	Podušena	-	-	1,8	1,8	1,7	1,8
	Hlađenje	3	Najveća	1,66	1,86	1,90	1,87	2,25	2,52
			Podušena	1,9	1,9	1,9	1,9	2,2	2,2
		3.1	Podušena	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
$H_{pp2,bh}$ [W/K]	Grijanje	3.1	Podušena	-	-	0,2	0,3	0,5	0,8
$H_{fw2,bh}$ [W/K]	Hlađenje	3.1	Podušena	-	0,01	0,05	0,1	0,2	0,4

Važno je pritom primijetiti kako uklanjanje početne pretpostavke o jednakom toplinskom toku, tj. računanje temperaturne ovisnosti faktora trenja ne može ukloniti razlike u vrijednostima  $H$  faktora kod grijanja i hlađenja. Naime, utvrđeno je kako faktor trenja raste s temperaturom što znači da je toplinski tok tijekom grijanja veći na strani potisne ploče, a manji na strani zamašnjaka u odnosu na pretpostavku. Posljedično, u izrazu (5.9) trebalo bi uvrstiti veće vrijednosti toplinskog toka što bi dalo još veću vrijednost faktora  $H_{pp2,yo}$  te dalje povećalo razliku u vrijednosti spram onih kod hlađenja. Isto tako, u izrazu (5.10) trebalo bi uvrstiti manje vrijednosti toplinskog toka što bi dalje smanjilo  $H_{fw2,yo}$  tokom grijanja u odnosu na hlađenja, što znači da bi se razlika dalje povećala.

### 6.4.5 Empirijsko proširenje modela

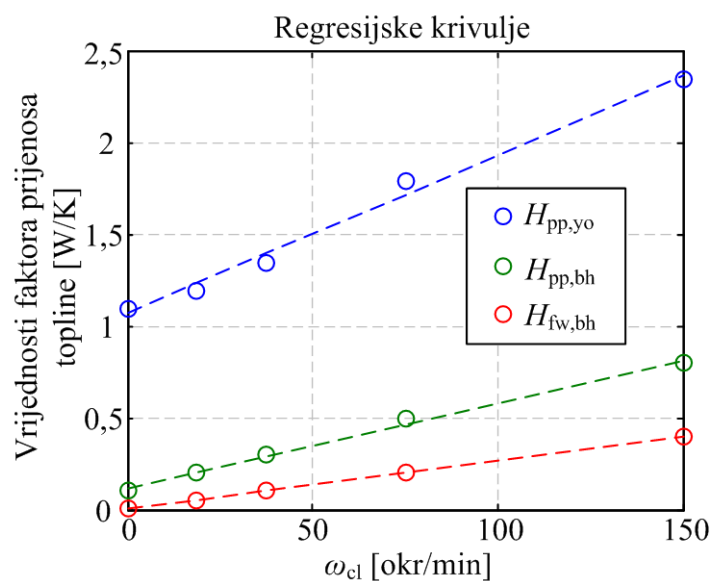
S ciljem daljnje stabilizacije vrijednosti  $H$  faktora, posebice u prijelazu s grijanja na hlađenje, predloženi model je empirijski proširen dvama putovima prijenosa topline (Slika 6-7).



Slika 6-7: Empirijski proširena shema modela toplinske dinamike (a) i pripadajući vezni dijagram (b)

Prvi dodatni put prijenosa topline odnosi se na prijenos s potisne ploče na kućište transmisije ( $H_{pp2,bh}$ ) dok se drugi dodatni put prijenosa topline odnosi na prijenos topline sa zamašnjaka na kućište transmisije ( $H_{fw2,bh}$ ). Ova dva puta upravljana su putem prekidača tako da se  $H_{pp2,bh} > 0$  aktivira kod zatvorene spojke, dok se  $H_{fw2,bh} > 0$  aktivira kod otvorene spojke.

Svi faktori su ponovo podešeni (Tablica 6-4, model 3.1) što rezultira time da tri osnovna parametra postaju neovisni o tome da li je spojka otvorena ili zatvorena. Faktori  $H_{fw2,yo}$  i  $H_{yo,bh}$  postaju neovisni o brzini dok  $H_{pp2,yo}$  te dva novo uvedena faktora ( $H_{pp2,bh}$  i  $H_{fw2,bh}$ ) postaju linearno ovisni (Slika 6-8) o brzini klizanja (što je ugrađeno u prošireni model).

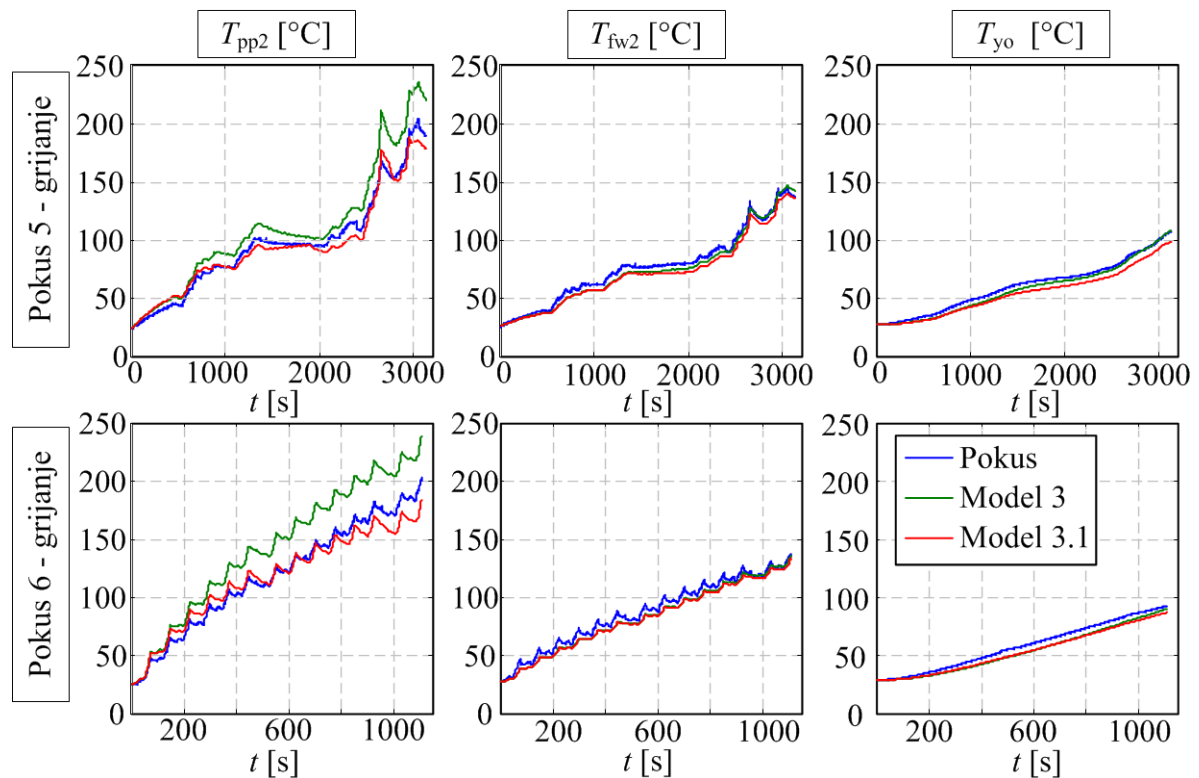


Slika 6-8: Faktori prijenosa topline modela 3.1 u funkciji brzine klizanja

## 6.5 Validacija modela

Osnovni Model 3 te prošireni Model 3.1 validirani su primjenom podataka faze zagrijavanja iz pokusa 5 i 6 (Slika 6-9). Iz prikaza rezultata može se zaključiti kako prošireni model ima poboljšanu predikciju u odnosu na osnovni model.

Model 3 ima najveću grešku od otprilike  $40^{\circ}\text{C}$  dok je kod modela 3.1 ta greška oko  $20^{\circ}\text{C}$  što na skali od  $200^{\circ}\text{C}$  daje relativnu grešku od redom, 20% i 10%. Srednje kvadratno odstupanje je  $27^{\circ}\text{C}$  za Model 3 i  $8^{\circ}\text{C}$  za Model 3.1, što iznosi redom 13% i 4% pune skale. Model 3 u odnosu na Model 3.1 stoga ima značajno manju preciznost što je očita prednost Modela 3.1. S druge strane, Model 3 je jednostavniji te ima bolju preciznost u predikciji temperature jarma. Međutim, za oba modela preciznost predikcije temperature jarma je ispod 5% pune skale što je zadovoljavajuće za potrebe upravljanja. Dodatno, preciznost u predikciji temperatura je važnija za potisnu ploču i zamašnjak kod kojih ona utječe na faktor trenja.



Slika 6-9: Eksperimentalna validacija modela toplinske dinamike

## 6.6 Kratki zaključak

Ovo poglavlje predstavlja toplinski model za jednu od dvije spojke suhe dvostruke spojke. Model predviđa temperature zamašnjaka, potisne ploče i jarma. Prošireni model je predložen s ciljem poboljšanja preciznosti predikcije osnovnog modela. Predložen je i model toplinske dinamike za cjelokupnu spojku.

Parametrizacija i validacija modela pokazala je kako model može predvidjeti temperaturu kritičnih komponenti spojke sa zadovoljavajućom točnošću unatoč određenim pojednostavljenjima vezanim uz razmatranje spojke kao sustava relativno malog broja toplinskih masa te zanemarivanja utjecaja faktora trenja na razdiobu toplinskog toka.

Predloženi model, kao i postupak parametrizacije mogu se primijeniti na stvarnom vozilu s ciljem dobivanja modela koji bi omogućio predikciju temperatura komponenti spojke prilikom redovne eksploatacije. Pretpostavlja se kako će struktura modela odgovarati stvarnim uvjetima eksploatacije, ali će biti potrebno provesti sljedeće radnje da bi se ostvarila zadovoljavajuća točnost: (i) postupak parametrizacije trebati ponoviti kako bi se uzeo u obzir utjecaj pojačanog hlađenja uslijed strujanja zraka kod velikih brzina vrtnje spojke, (ii) temperatura kućišta će se morati mjeriti ili rekonstruirati iz drugih veličina kao što je



temperatura bloka motora te (iii) potrebno je ponoviti postupak validacije (uključujući podešavanje vrijednosti  $H$  faktora) koristeći podatke snimljene na vozilu.

Mogućnost unapređenja opisane procedure svakako leži u primjeni egzaktnije metode za određivanje optimalnih vrijednosti  $H$  faktora (npr. metoda najmanjih kvadrata).

## 7 Toplinsko širenje spojke

Tokom pokusa provedenih u sklopu modeliranja toplinske dinamike ciljane razina okretnog momenta ostvarena je regulacijom pozicije motora aktuatora. Vremenski odazivi (Slika 6-3), međutim, pokazuju porast okretnog momenta za istu poziciju motora aktuatora. Pritom komponente spojke pokazuju i značajno povećanje temperature. Iako iz rezultata eksperimentalne identifikacije faktora trenja proizlazi da je s porastom temperature došlo do povećanja faktora trenja, pa posljedično i do povećanja momenta, temperaturna ovisnost ne može objasniti cjelokupni porast okretnog momenta. Naime, najveći moment je povećan sa 140 na 200 Nm što je povećanje od 43%. S druge strane faktor trenja prilikom porasta temperature sa sobne na otprilike 200°C raste s otprilike 0,28 na 0,36 (Slika 5-6) što je porast od otprilike 28%. Dodatno, ovaj se porast temperature odnosi samo na stranu potisne ploče obzirom da je strana tarne ploče prema zamašnjaku dosegla 120°C. Kako porast vrijednosti faktora trenja očito nije dovoljan da bi objasnio ukupno povećanje okretnog momenta, potrebno je razmotriti i druge utjecajne faktore kao što je povećanje normalne sile uslijed toplinskog širenja komponenti spojke.

### 7.1 Eksperimentalna identifikacija

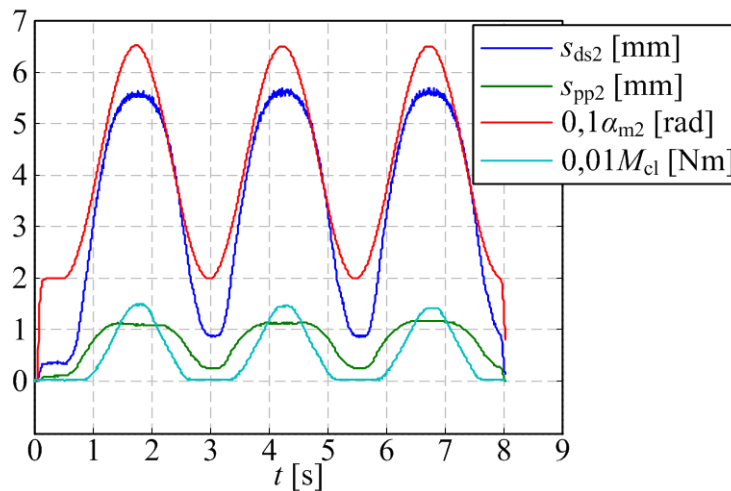
#### 7.1.1 Organizacija pokusa

Za potrebe eksperimentalne identifikacije toplinskog širenja upotrebljen je postav spojke s pripadajućom transmisijom u konfiguraciji 1. Ova konfiguracija je odabrana zbog toga što omogućava precizno mjerenje temperatura komponenti spojke te poziciju potisne ploče.

Pokusi su provedeni snimanjem statičkih karakteristika okretnog momenta, pozicije potisnog ležaja te pozicije potisne ploče u funkciji pozicije motora aktuatora na različitim temperaturama kroz čitav operativni temperaturni raspon spojke. Karakteristike su snimane pri brzini vrtnje tarnih ploča od 30 okr/min te sa sinusoidalnom promjenom pozicije motora aktuatora kroz 3 periode (Slika 7-1).

Pokus započinje samozagrijavanjem spojke na 200°C pri brzini klizanja od 150 okr/min i okretnom momentu od 150 Nm. Visoke vrijednosti okretnog momenta (ograničen spojkom) i brzine klizanja (ograničena motorom) uzrokovale su i brzo zagrijavanje spojke (cca 50 s) što

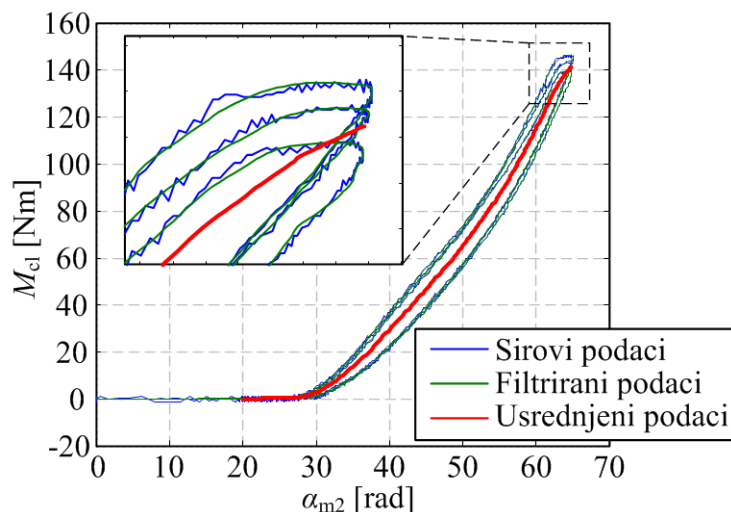
je dalo velike razlike u temperaturama pojedinih komponenti spojke (slične odnosima temperatura iz pokusa toplinske dinamike, Slika 6-3b). Naime, očekuje se kako će veće razlike u temperaturama (vjerojatno veće od onih u redovnoj eksploataciji spojke) uzrokovati pojačano djelovanje eventualnih efekata toplinskog širenja koji ovise o razlici u temperaturama između pojedinih komponenti spojke.



**Slika 7-1: Vrijednosti glavnih parametara zabilježeni tokom jednog snimanja pokusa toplinskog širenja**

Odmah po postizanju najveće temperature snimljena je prva statička karakteristika. Daljnje karakteristike snimane su na otprilike jednakim temperaturnim razmacima (svakih  $10^{\circ}\text{C}$ ) tokom hlađenja sve do postizanja približno jednakih temperatura komponenti od otprilike  $40^{\circ}\text{C}$ . Krivulje temperatura tokom hlađenja trebale bi stoga imati oblik kakve su imale tokom faze hlađenja u pokusima toplinske dinamike (Slika 6-3d). Dodatno, jedna statička karakteristika snimljena je na sobnoj temperaturi prije zagrijavanja spojke. Snimljene karakteristike pokazuju određene oscilacije te izraženu histerezu (Slika 7-2).

Oscilacije, uzrokovane površinskom hrapavošću, uklonjene su filtriranjem (dvostrani Butterworth filtar s graničnom frekvencijom od 5 Hz). Histereza, uzrokovana efektima trenja, uklonjena je usrednjavanjem vrijednosti okretnog momenta (tj. pozicije potisnog ležaja i pozicije potisne ploče) dobivenih na istoj poziciji aktuatora. Kako svako snimanje karakteristike traje 8 s, a za hlađenje spojke na sobnu temperaturu je potrebno između 6 i 8 sati, pad temperature tokom jednog snimanja može se smatrati dovoljno malim da srednja vrijednost snimljene temperature predstavlja čitavo snimanje, tj. promjena temperature tokom jednog snimanja može se zanemariti.



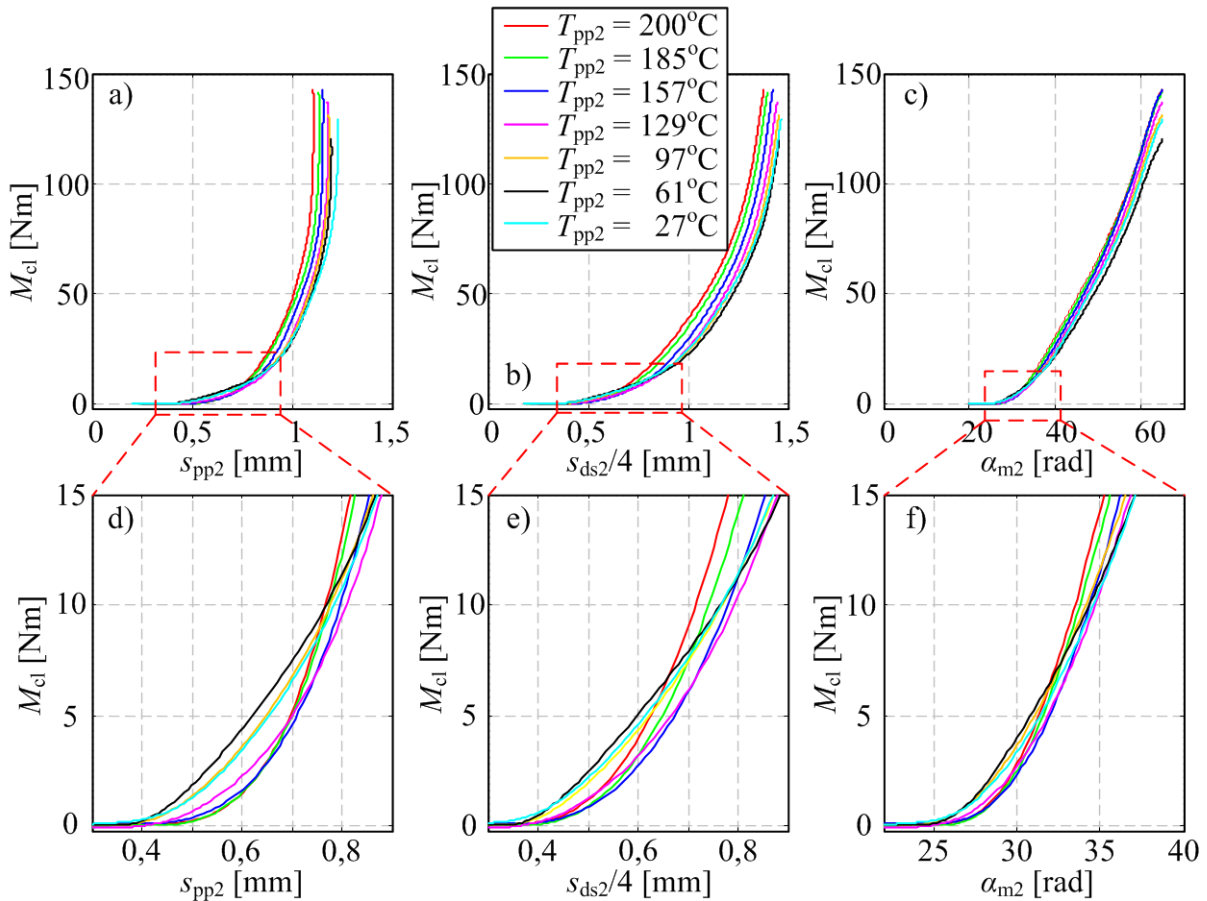
**Slika 7-2: Snimljena, filtrirana i usrednjena statička karakteristika okretnog momenta**

### 7.1.2 Rezultati pokusa

Slika 7-3 prikazuje glavne rezultate pokusa (prikazano je samo 7 karakteristika od ukupno snimljenih 13 zbog jasnijeg prikaza rezultata). Pozicija potisnog ležaja (Slika 7-3b i e) smanjena je za prijenosni omjer poluge (za spojku 2 prijenosni omjer poluge je 4) radi usporedbe s pozicijom potisne ploče (Slika 7-3a i d). Može se vidjeti da su karakteristike momenta kontinuirano pomaknute prema naprijed s porastom temperature spojke (brojke u legendi odnose se na temperaturu potisne ploče) za istu poziciju motora aktuatora, poziciju potisnog ležaja te poziciju potisne ploče. Drugačije rečeno, kod viših temperatura isti okretni moment se prenosi pri manjim pozicijama, tj. za istu poziciju preneseni moment raste s temperaturom. Moguće objašnjenje ovog efekta je kombinacija utjecaja porasta normalne sile uslijed toplinskog širenja komponenti spojke uz već utvrđeni porast faktora trenja s temperaturom.

Međutim, dodatno se mogu uočiti promjene zračnosti koje nisu u skladu sa smjerom očekivanim uslijed toplinskog širenja komponenti. Naime, ako je uzrok povećanja momenta posljedica povećanja normalne sile uslijed toplinskog širenja komponenti u smjeru zatvaranja spojke, očekivalo bi se da isto to toplinsko širenje smanjuje početnu zračnost. Međutim, točka izgradnje momenta pomaknuta je prema višim pozicijama, što upućuje na zaključak kako postoji efekt koji smanjuje normalnu silu (kroz smanjenje pozicije potisne ploče ili na neki drugi način) za istu poziciju aktuatora. Važno je napomenuti kako sirovi rezultati pokusa pokazuju određeni porast inicijalnog okretnog momenta (dakle, početni okretni moment nije nula) koji je kod filtriranja i usrednjavanja uklonjen radi jasnijeg prikaza rezultata.

Između ove dvije krajnosti (pomaknute točke izgradnje momenta i područja zasićenja pozicije) može se uočiti točka presijecanja koja ukazuje na prijelaz iz dominacije jednog na dominaciju drugog efekta. U nastavku će se pokazati kako je moguće da se ovi nasuprotni efekti uistinu mogu manifestirati tokom eksploatacije spojke (iako kod stvarne eksploatacije uslijed progrijavanja spojke moguće je da pojedini efekti izgube na značaju).

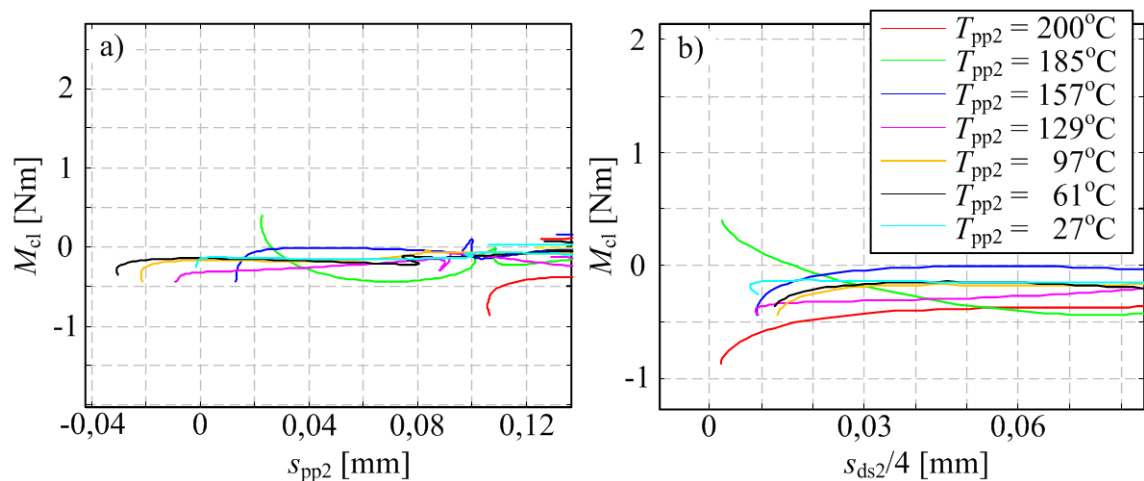


**Slika 7-3: Glavni rezultati pokusa toplinskog širenja**

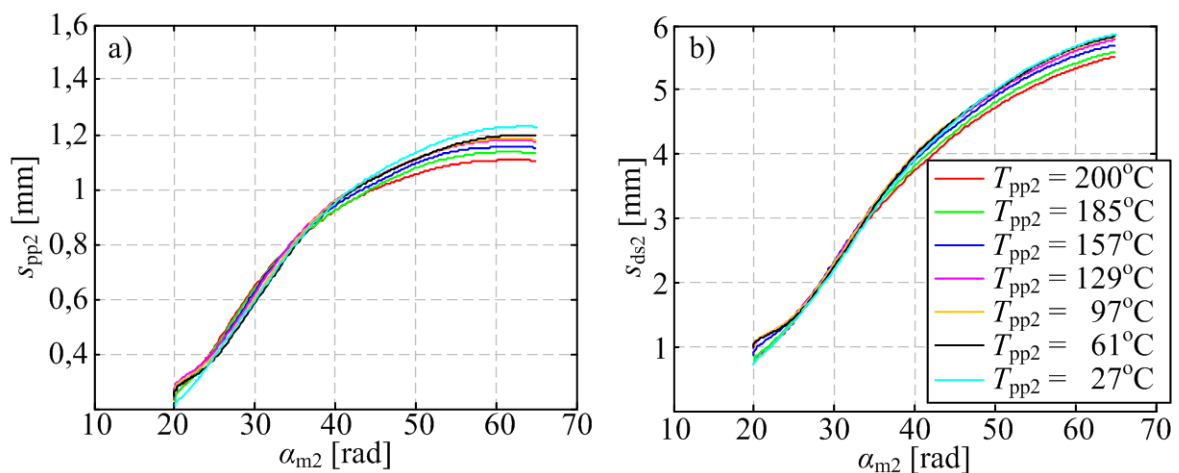
Nadalje, detalji statičkih krivulja pozicija pokazuju kako je početna pozicija potisne ploče pomaknuta prema višim pozicijama s povećanjem temperature (Slika 7-4a) dok početna pozicija potisnog ležaja ne pokazuje temperaturnu ovisnost. Pretpostavka je da je razlog za ovu temperaturnu neovisnost krutost oslonca potisnog ležaja na kućištu spojke (tj. pregradi prema transmisiji).

Naposljetku, važno je naglasiti kako su, neovisno o temperaturama, pozicija potisne ploče i potisnog ležaja međusobno linearno ovisni do određene točke nakon koje pozicija potisne ploče pokazuje zasićenje (Slika 7-5). Posljedično, kod viših vrijednosti pozicija motora aktuatora (tj. kod viših momenata), prijenosni omjer poluge tanjuraste opruge više nije primjenjiv što upućuje na mogućnost značajne elastične deformacije negdje u sustavu (bilo da

je u pitanju deformacija poluge, bilo da je u pitanju deformacija oslonaca ili kombinacija deformacija). Na temelju vizualnog pregleda komponenti, tj. odnosa dimenzija tanjuraste opruge i ozubljenja na rampama prstenova mehanizma za kompenzaciju trošenja, pretpostavlja se da će elastična deformacija prije postati značajna na osloncima nego na polugama tanjuraste opruge.



**Slika 7-4: Početne pozicija potisne ploče (a) i potisnog ležaja (b)**



**Slika 7-5: Statičke karakteristike pozicija potisne ploče (a) i pozicija potisnog ležaja (b)**

Rezultati pokusa jasno pokazuju da temperatura ima značajan utjecaj na ponašanje spojke bilo da je otvorena bilo da je zatvorena. Kako temperatura utječe na pozicije komponenti, a ne samo na okretni moment, očito postoje utjecaji temperature koji nisu isključivo vezani uz temperaturnu ovisnost faktora trenja.

Pokusi dakle ukazuju na dva zasebna i međusobno odvojena efekta toplinskog širenja. Kako bi se objasnila ova dva efekta, te formirala podloga za njihovo modeliranje, provedena je geometrijska analiza toplinskog širenja. Analiza je inicijalno provedena zasebno za svaku od dva ekstrema pozicije spojke: (i) faza otvorene spojke i (ii) faza zatvorene spojke. U drugom

ekstremu u obzir je uzeta i temperaturna ovisnost faktora trenja. Prije ugradnje ovih efekata u postojeći model, grubi model je formiran s ciljem inicijalne validacije.

### 7.1.3 Analiza toplinskog širenja za otvorenu spojku

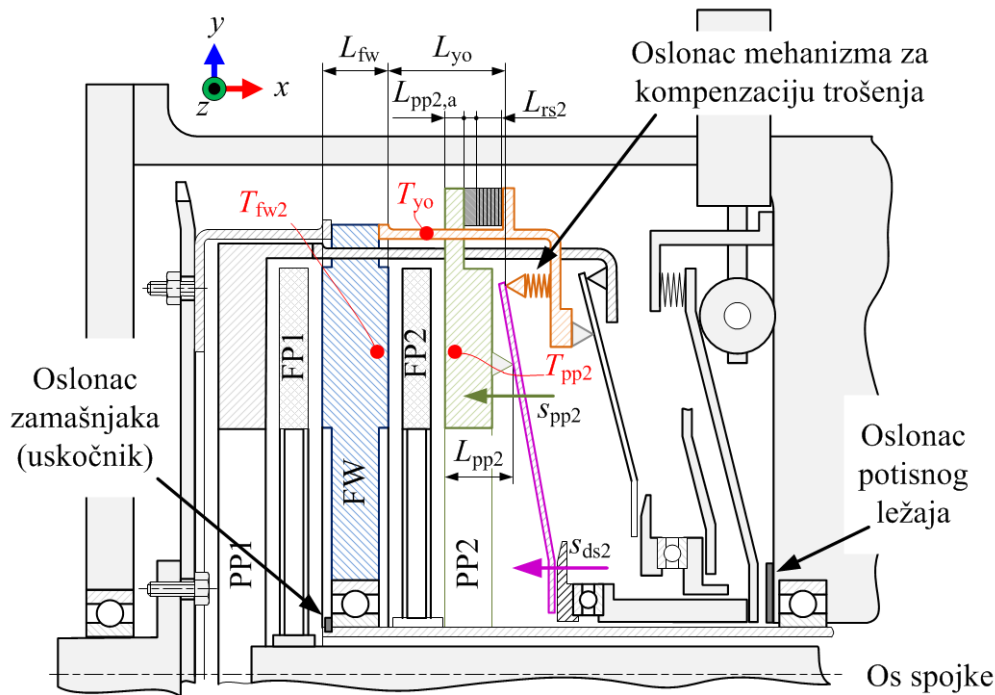
Spojka ima dvije fiksne točke sa stajališta toplinskog širenja (vidi poglavlje 2.2: Struktura suhe dvostruke spojke). Potpuno fiksna točka je uskočnik koji ograničava aksijalni pomak zamašnjaka prema motoru. Druga fiksna točka je oslonac potisnog ležaja na zvonolikom kućištu. Pritom je važno naglasiti kako je fiksna točka na kućištu relevantna samo za slučaj potpuno otvorene spojke kada se o nju oslanja potisni ležaj, međutim, nakon pokretanja potisnog ležaja, njezin utjecaj na ponašanje spojke više ne postoji.

Pomak točke izgradnje momenta prema većim pozicijama potisne ploče ukazuje na tendenciju povećanja zračnosti gdje je zračnost spojke definirana kao prostor između potisne ploče i zamašnjaka koju ne zauzima tarna ploča. Stvarno povećanje zračnosti nije potvrđeno, tj. čini se da postoji određena tendencija varijacije početne pozicije potisne ploče s porastom temperature, međutim, rezultati ne pokazuju konzistentan smjer promjene pozicije s povećanjem temperature (Slika 7-4a). Posljedično, o povećanju zračnosti može se govoriti u fazi pomaka potisne ploče koja se odvija nakon odvajanja tanjuraste opruge s oslonca okidača te odvajanja potisnog ležaja s oslonca na kućištu transmisije. Kako bi do povećanja zračnosti moglo doći, oslonac poluge tanjuraste opruge na jarmu bi trebao biti elastičan kako bi omogućio pomak „unazad“. Za ovaj slučaj, struktura spojke može se razmatrati kako prikazuje Slika 7-6.

Analiza će ponuditi moguće objašnjenje za potencijalno povećanje zračnosti kao posljedicu efekta savijanja u povratnim (lisnatim) oprugama uslijed različite temperature komponenti s kojima je povratna opruga povezana (u ovom slučaju potisne ploče i jarma).

Analiza je bazirana na dvije pretpostavke o početnom položaju spojke. Prva pretpostavka je da su pozicija zamašnjaka i početna pozicija potisnog ležaja neovisni o temperaturi, tj. oba su oslonjena o fiksne točke. Ova pretpostavka slijedi iz nepromijenjene početne pozicije potisnog ležaja u ovisnosti o temperaturi za koju se pretpostavlja da neće biti drastično narušena ni za kratki period nakon odvajanja potisnog ležaja od oslonca.

Druga pretpostavka je da je sila savijanja povratne opruge dovoljno velika da savlada početnu silu u osloncu jarma, tj. da je nakon pokretanja potisnog ležaja prema naprijed (dakle nakon odvajanja tanjuraste opruge od oslonca okidača) sila u povratnim oprugama dovoljno velika da pritisne oslonac jarma.



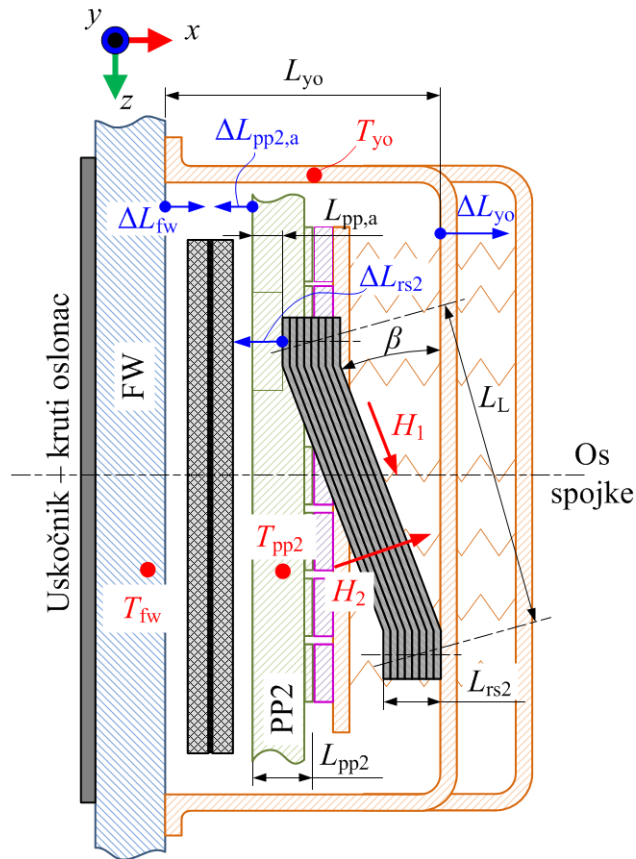
Slika 7-6: Shema spojke u otvorenom stanju

Posljedično, za otvorenu spojku, može se smatrati kako je potisna ploča dovoljno slobodna, tj. oslonjena na elastične oslonce (Slika 7-6) koji joj omogućavaju da promijeni poziciju uslijed djelovanja temperature. Sila u povratnoj spojci je stoga balansirana silom u osloncu na jarmu te silom u potisnom ležaju (koji se razmatra kao kruti oslonac). Kada sila aktuatora na potisnom ležaju nadvlada reaktivnu silu oslonca potisnog ležaja, potisni ležaj se počinje gibati prema zamašnjaku i počinje zatvaranje spojke.

Nadalje, uslijed niske toplinske vodljivosti tarnog materijala, temperatura unutar tarnih ploča je niska te je stoga i njezino toplinsko širenje dovoljno malo da se može zanemariti. Posljedično, ukupna promjena zračnosti je definirana kao relativna promjena pozicije potisne ploče 2 u odnosu na uskočnik (fiksna točka sustava). Od ove fiksne točke, očekivano toplinsko širenje zamašnjaka ( $\Delta L_{fw}$ ) i jarma ( $\Delta L_{yo}$ ) odvlači potisnu ploču 2 dalje od uskočnika, čime se povećava zračnost, dok se za toplinsko širenje polovice potisne ploče 2 ( $\Delta L_{pp,2,a}$ ) te povratne opruge ( $\Delta L_{rs2}$ ) očekuje da smanje zračnost (Slika 7-7). Važno je naglasiti kako, iako toplinsko širenje zamašnjaka odmiče potisnu ploču 2 dalje od kontaktne plohe, u isto vrijeme njegova vlastita kontaktna ploha se pomiče prema potisnoj ploči 2 za isti iznos, time kompenzirajući svoj utjecaj na veličinu zračnosti. Posljedično, ukupna promjena pozicije potisne ploče, tj. zračnosti  $\Delta s_{cl}$  uzrokovana toplinskim širenjem može se opisati kao (pritom je pozitivna vrijednost vezana uz povećanje zračnosti):

$$\Delta s_{cl} = \Delta L_{fw} + \Delta L_{yo} - \Delta L_{T,rs2} - \Delta L_{pp2,a} - \Delta L_{fw} \quad (7.1)$$





Slika 7-7: Ilustracija toplinskog širenja za otvorenu spojku

Gdje su toplinsko širenje zamašnjaka, jarma i „uha“ potisne ploče računati kao:

$$\Delta L_{fw} = L_{fw} \alpha_T \Delta T_{fw} \quad (7.2)$$

$$\Delta L_{yo} = L_{yo} \alpha_T \Delta T_{yo} \quad (7.3)$$

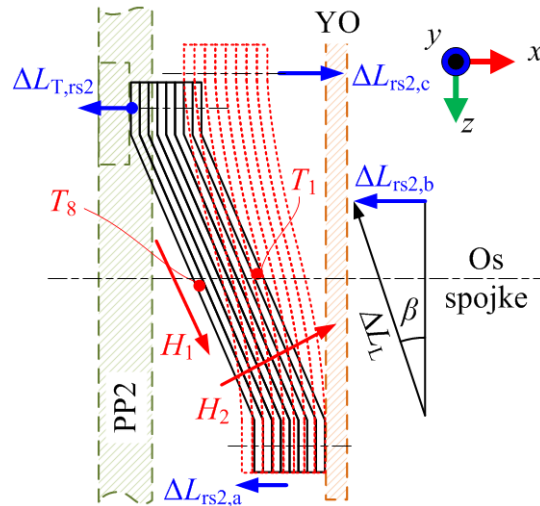
$$\Delta L_{pp2a} = 0,5 L_{pp2} \alpha_T \Delta T_{pp2} \quad (7.4)$$

Gdje  $\alpha_T$  označava faktor toplinskog širenja (za čelik  $\alpha_T = 0,000012$  1/K). Sve dimenzije korištene u ovoj analizi sadrži Dodatak H. Pritom je „uho“ potisne ploče rubni element preko kojeg se potisna ploča veže na povratnu oprugu, debljina mu je jednaka polovici ukupne debljine potisne ploče.

Nominalne dimenzije komponenti spojnice izmjerene su pri sobnoj temperaturi (25°C). Obzirom da je faktor toplinskog širenja  $\alpha_T$  definiran kao relativna promjena linearne veličine po °C, promjenu komponenti spojnice potrebno je računati za razliku između sobne i trenutne temperature komponente:

$$\Delta T_{fw} = T_{fw} - 25^\circ\text{C}; \quad \Delta T_{yo} = T_{yo} - 25^\circ\text{C}; \quad \Delta T_{pp2} = T_{pp2} - 25^\circ\text{C} \quad (7.5)$$

Posljednja komponenta širenja u izrazu (7.5) odnosi se na toplinsko širenje povratne opruge. Povratna opruga formirana je kao lisnata opruga koja se sastoji od osam listova. Svaki list prenosi toplinu s potisne ploče 2 na jaram te je stoga izložen temperaturnom gradijentu između graničnih temperatura  $T_{pp2}$  i  $T_{fw}$  (Slika 7-8). Toplina se prenosi uzduž svakog lista (označeno kao  $H_1$ ) te s jednog lista na drugi ( $H_2$ ). Pretpostavljeno je kako je provođenje topline duž listova izraženije u odnosu na prijenos s jednog lista na drugi. Ova pretpostavka vodi prema vrsti efekta savijanja koji je objašnjen u nastavku.



**Slika 7-8: Toplinsko širenje lisnate opruge**

Pod pretpostavkom izloženosti pojedinih listova različitim temperaturama, slijedi kako postoji i razlika u njihovoj izduženosti, pri čemu je toplinsko širenje veće kod listova čija je temperatura viša. Ova razlika u duljini posljedično uzrokuje savijanje čitavog paketa (obzirom da su krajevi pojedinih listova vezani zakovicama) u smjeru niže temperature, tj. čitava povratna opruga deformira se u smjeru jarma ( $\Delta L_{rs2,c}$ ).

Pored efekta savijanja, postoje još dva efekta toplinskog širenja povratne opruge. Opruga se širi u smjeru debljine opruge ( $\Delta L_{rs2,a}$ ), kao i u smjeru njezine duljine. Na zračnost pritom utjecaj ima aksijalna komponenta ( $\Delta L_{rs2,b}$ ) ukupne promjene duljine ( $\Delta L_L$ ).

Ukupno toplinsko širenje povratne opruge (koje utječe na zračnost), naznačeno kao  $\Delta L_{T,rs2}$  u izrazu (7.1), jednako je sumi svih triju komponenti toplinskog širenja pri čemu efekt savijanja djeluje u suprotnom smjeru u odnosu na druga dva efekta:

$$\Delta L_{T,rs2} = \Delta L_{rs2,a} + \Delta L_{rs2,b} - \Delta L_{rs2,c} \quad (7.6)$$

Povećanje debljine povratne opruge odvija se na isti način kao i toplinsko širenje debljine zamašnjaka pri čemu je kao promjena temperature uzeta srednja vrijednost promjene temperature pojedinih listova (jednaka srednjoj promjeni temperature prvog i zadnjeg lista):

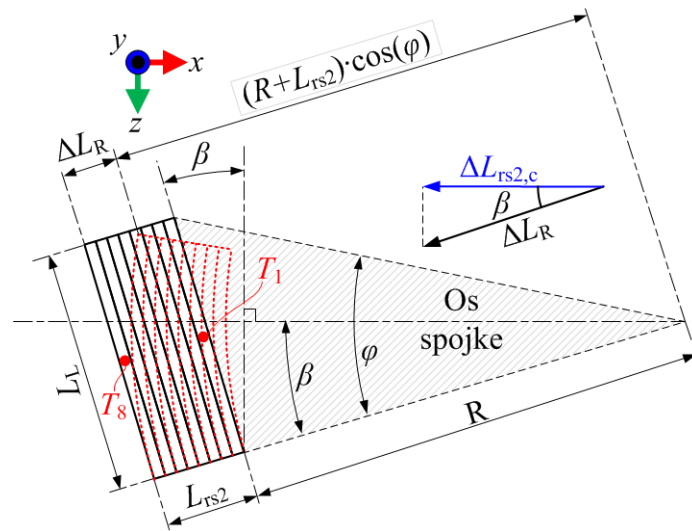
$$\Delta L_{rs2,a} = L_{rs2} \alpha_T \frac{\Delta T_8 + \Delta T_1}{2} \quad (7.7)$$

Povećanje duljine odvija se na isti način, međutim, kao što je već rečeno, samo aksijalna komponenta utječe na zračnost spojke:

$$\Delta L_{rs2,b} = L_L \alpha_T \frac{\Delta T_8 + \Delta T_1}{2} \sin \beta \quad (7.8)$$

Promjena pozicije uslijed efekta savijanja,  $\Delta L_{rs2,c}$ , može se izračunati iz uvjeta jednakog kuta savijanja ( $\varphi$ ) kojeg opisuju svi listovi (Slika 7-9):

$$\varphi = \frac{L_L (\alpha_T \Delta T_1 + 1)}{R} = \frac{L_L (\alpha_T \Delta T_8 + 1)}{R + L_{rs2}} \quad (7.9)$$



Slika 7-9: Ilustracija efekta savijanja lisnate opruge

Iz ovog uvjeta slijedi radijus savijanja:

$$R = \frac{L_{rs2} (\alpha_T \Delta T_1 + 1)}{\alpha_T (\Delta T_8 - \Delta T_1)} \quad (7.10)$$

Kut savijanja sada se može izračunati kombinirajući izraze (7.9) i (7.10):

$$\varphi = \frac{L_L \alpha_T (\Delta T_8 - \Delta T_1)}{L_{rs2}} \quad (7.11)$$

Udaljenost koja se prelazi savijanjem sada se može odrediti iz sljedećeg izraza:

$$\Delta L_R + (R + L_{rs2}) \cos \varphi = R + L_{rs2} \quad (7.12)$$

Iz kojeg slijedi:

$$\Delta L_R = (R + L_{rs2}) (1 - \cos \varphi) \quad (7.13)$$

Konačno, utjecaj na zračnost ( $\Delta L_{rs2,c}$ ) dobiva se kao aksijalna komponenta udaljenosti koja se prelazi savijanjem:

$$\Delta L_{rs2,c} = (R + L_{rs2})(1 - \cos \varphi) \cos \beta = \Delta L_R \cos \beta \quad (7.14)$$

Kut  $\beta$  je poznata geometrijska veličina (dobivena mjerenjem komponenti spojke). Nemjerene prosječne temperature listova 1 i 8 pretpostavljene su, redom, kao odmaci od temperatura jarma i potisne ploče s faktorom koji je jednak  $\pm 1/3$  razlici u temperaturama između potisne ploče 2 i jarma.

$$\Delta T_1 = \Delta T_{yo} + \frac{T_{pp2} - T_{yo}}{3} \quad \Delta T_8 = \Delta T_{pp2} - \frac{T_{pp2} - T_{yo}}{3}; \quad (7.15)$$

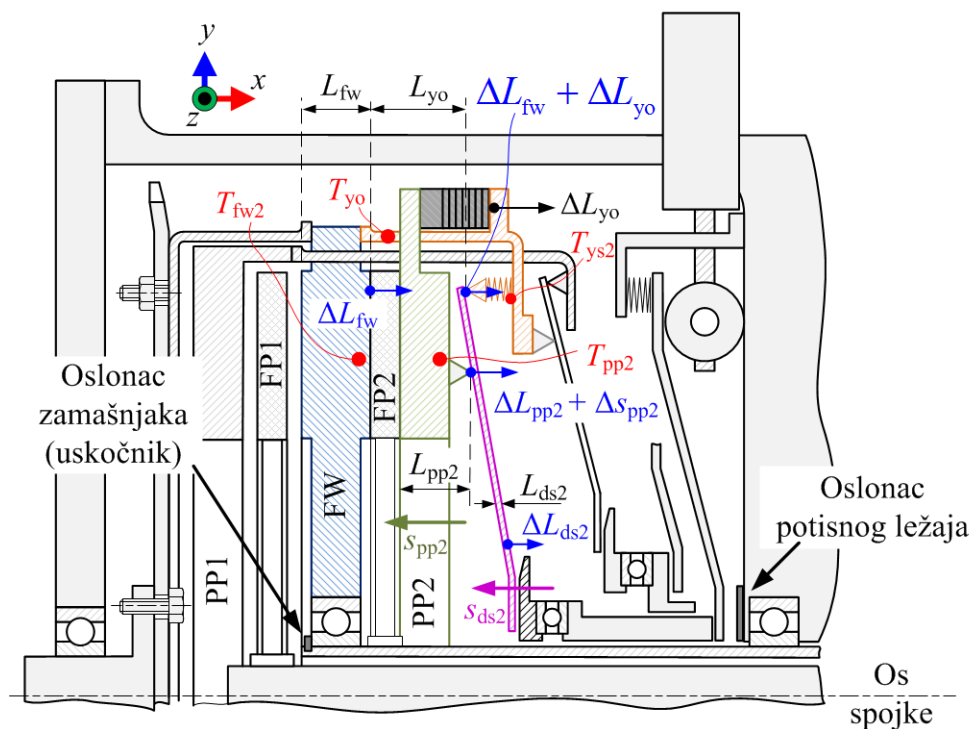
Važno je naglasiti kako ne postoje teoretska objašnjenja niti eksperimentalni dokazi za predloženu razdiobu temperatura. Međutim, rezultati validacije modela upućuju na zaključak kako je ovakva pretpostavka dovoljno točna. Uvrštavanjem izraza (7.15) u izraze (7.10) i (7.11) mogu se izračunati radijus savijanja  $R$  te pripadajući kut  $\varphi$ , koji se potom mogu uvrstiti u izraz (7.14) kako bi se odredio pomak  $\Delta L_{rs2,c}$  kao posljedica djelovanja efekta savijanja.

#### 7.1.4 Analiza toplinskog širenja za zatvorenu spojku

Kada je spojka zatvorena (tj. kada prenosi moment), značajna aksijalna sila djeluje na potisnu ploču uslijed rada aktuatora. Za srednje i visoke okretne momente, ova sila značajno nadjačava efekt savijanja na povratnoj opruzi. Posljedično, ova sila u konačnici definira poziciju potisne ploče (zajedno s krutošću oslonca na jarmu i toplinskim širenjem komponenti). Posljedično, potisna ploča više se ne može smatrati kao „plutajući“ sustav na kojeg utječe efekt savijanja povratne opruge. Umjesto toga, potrebno ju je opisati s punim mehanizmom aksijalne dinamike, kao što je prikazuje Slika 7-10.

U ovom slučaju „negativna“ zračnost je stoga određena toplinskim širenjem svih komponenti između pretpostavljene fiksne točke na uskočniku te potisnog ležaja. Pritom, obzirom da je potisni ležaj odignut od oslonca na kućištu (te uzevši u obzir primjenu energetske opruge na drugom kraju poluge aktuatora), pozicija potisnog ležaja nije fiksna, tj. toplinsko širenje komponenti spojke može uzrokovati promjene u poziciji potisnog ležaja u odnosu na hladnu spojku. Pojednostavljena analiza koja je primijenjena ovdje ne može uzeti u obzir dinamiku aktuatora. Međutim, jednom kad toplinsko širenje bude ugrađeno u sveukupni model aksijalne dinamike spojke i pripadajućeg aktuatora, moći će se razmatrati međusoban utjecaj toplinskog širenja i dinamike aktuatora. Na ovom mjestu će se stoga razmatrati samo utjecaj toplinskog širenja na poziciju potisnog ležaja (naravno, uz utjecaj na poziciju potisne ploče).

Toplinsko širenje zamašnjaka, potisne ploče i tanjuraste opruge ( $\Delta L_{fw} + \Delta L_{pp2} + \Delta L_{ds2}$ ) očito rezultiraju pomicanjem potisne ploče prema potisnom ležaju za danu poziciju motora aktuatora (Slika 7-10). Ovaj „obrnuti pomak“ uzrokuje kompresiju oslonca poluge tanjuraste opruge na jarmu koji rezultira povećanjem normalne sile te, posljedično, uočenog povećanja okretnog momenta. Dio kompresije oslonca je djelomično kompenziran toplinskim širenjem samog jarma ( $\Delta L_{fw} + \Delta L_{yo}$ ). Ovaj pomak se transferira na pomak potisne ploče preko omjera poluge (za slučaj prijenosa s oslonca na jarmu na potisnu ploču prijenosni omjer je 3/4). Na kraju, pored aksijalnog toplinskog širenja, komponente su pod djelovanjem i radijalnog toplinskog širenja ( $\Delta s_{pp2}$ ).



**Slika 7-10: Shema spojke u zatvorenom položaju**

Posljedično, sveukupno toplinsko širenje komponenti (koje uzrokuje deformaciju oslonca na jarmu) proizlazi iz izraza ( $\Delta s_T$  je definiran kao pozitivan za povećanje preklapanja):

$$\Delta s_T = \Delta L_{fw} + \Delta L_{pp2} + \Delta L_{ds2} - \frac{3}{4}(\Delta L_{fw} + \Delta L_{yo}) + \Delta s_{pp2} \quad (7.16)$$

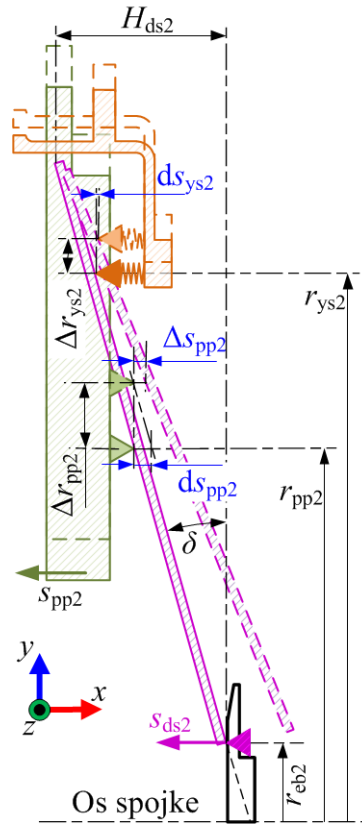
Toplinsko širenje zamašnjaka i jarma definirano je izrazima (7.2) i (7.3). Na isti način, toplinsko širenje potisne ploče i tanjuraste opruge slijede iz izraza:

$$\Delta L_{pp2} = L_{pp2} \alpha_T \Delta T_{pp2}; \quad (7.17)$$

$$\Delta L_{ds2} = L_{ds2} \alpha_T \frac{\Delta T_{pp2} + \Delta T_{ys2}}{2} \quad (7.18)$$

Toplinsko širenje je izračunato pod pretpostavkom da je temperatura tanjuraste opruge jednaka srednjoj vrijednosti poznate temperature potisne ploče 2 i temperature oslonca na jarmu koja je određena u nastavku.

Za dano radijalno toplinsko širenje, vezani aksijalni pomak ovisi o kutu  $\delta$  između radijalne osi i poluge tanjuraste opruge (Slika 7-11).



**Slika 7-11: Ilustracija radijalnih komponenti toplinskog širenja**

Kut  $\delta$  se mijenja s pomakom potisnog ležaja. Obzirom na uski raspon promjene kuta  $\delta$ , varijacije ovog pomaka su zanemarene u danoj pojednostavljenoj analizi (uzimanje u obzir ovih deformacija zahtijevalo bi uključivanje dinamike aktuatora). Umjesto toga, korištena je konstantna vrijednost u vidu srednje vrijednosti najvećeg i najmanjeg pomaka.

$$\delta = \frac{1}{2}(\delta_{\max} + \delta_{\min}) \quad (7.19)$$

$$\delta_{\max} = \arctan\left(\frac{H_{ds2}}{r_{ys2} - r_{eb2}}\right); \quad \delta_{\min} = \arctan\left(\frac{H_{ds2} - s_{ds2,\max}}{r_{ys2} - r_{eb2}}\right)$$

Aksijalna komponenta uzrokovana radijalnim toplinskim širenjem iznosi:

$$\Delta s_{pp2} = ds_{pp2} - \frac{3}{4} ds_{ys2} \quad (7.20)$$

Za poznati kut  $\delta$ , aksijalne komponente dobivene iz radijalnih pomaka uzrokovanih toplinskim širenjem iznose:

$$ds_{pp2} = \Delta r_{pp2} \tan \delta; \quad ds_{ys2} = \Delta r_{ys2} \tan \delta \quad (7.21)$$

Radijalna širenja izračunata su iz cirkularnog toplinskog širenja potisne ploče i jarma čija forma odgovara geometriji prstena:

$$\begin{aligned} \Delta 2r_{pp2}\pi &= (2r_{pp2}\pi)\alpha_T \Delta T_{pp2} \Rightarrow \Delta r_{pp2} = r_{pp2}\alpha_T \Delta T_{pp2} \\ \Delta 2r_{ys2}\pi &= (2r_{ys2}\pi)\alpha_T \Delta T_{ys2} \Rightarrow \Delta r_{ys2} = r_{ys2}\alpha_T \Delta T_{ys2} \end{aligned} \quad (7.22)$$

Oslona točka na jarmu nalazi se na poziciji koja je relativno daleko od točke na kojoj se mjeri temperatura jarma. Dodatno, oslona točka se nalazi na prstenu mehanizma za kompenzaciju trošenja koja nije dio samog jarma. Posljedično, pretpostavlja se da je promjena temperature oslone točke  $T_{ys2}$  značajno manja od promjene temperature jarma (ovdje pretpostavljeno da je 10 puta manja):

$$\Delta T_{ys2} = 0,1\Delta T_{yo} \quad (7.23)$$

Dodatno, mehanizam za kompenzaciju trošenja je sastavljen od zasebnih komponenti koji nisu dio jarma pa ni njihovo toplinsko širenje nije jednako toplinskom širenju jarma čime je opravdana opisana analiza toplinskog širenja u kojoj toplinsko širenje oslonca na jarmu ne odgovara toplinskom širenju jarma.

### 7.1.5 Ugrađivanje temperaturne ovisnosti faktora trenja

Kako je faktor trenja pod značajnim utjecajem temperature, kod analize toplinskog širenja i njegovog utjecaja na aksijalnu dinamiku spojke potrebno je uzeti u obzir i utjecaj faktora trenja. Naime, kako postav spojke koji je primijenjen ne omogućava mjerenje normalne sile već samo okretnog momenta, potrebno je u analizi uzeti u obzir oba temperaturno ovisna utjecajna faktora: i normalnu silu i faktor trenja.

Eksperimentalna identifikacija toplinske dinamike spojke je pokazala da u općem slučaju temperature na zamašnjaku i potisnoj ploči nisu jednake što rezultira i različitim vrijednostima okretnog momenta koji se prenosi na svakoj strani tarne ploče. Posljedično, za danu normalnu silu  $F_{n,cl}$ , ukupni okretni moment koji spojka prenosi postaje funkcija temperatura na dvjema tarnim površinama:

$$M_{cl} = M_{pp2} + M_{fw2} = F_{n,cl} r_{ef} \mu_{pp2}(T_{pp2}) + F_{n,cl} r_{ef} \mu_{fw2}(T_{fw2}) \quad (7.24)$$

Iz čega slijedi:

$$F_{n,cl} r_{ef} = \frac{M_{cl}(T_{pp2}, T_{fw2})}{\mu_{pp2}(T_{pp2}) + \mu_{fw2}(T_{fw2})} \quad (7.25)$$

Kod istog tipa pokusa (snimanje statičke karakteristike momenta) na sobnoj temperaturi (27°C), faktor trenja ima istu vrijednost na obje strane tarne ploče. Posljedično, za sobnu temperaturu, izraz (7.25) se reducira na:

$$F_{n,cl} r_{ef} = \frac{M_{cl}(27^\circ\text{C})}{2\mu(27^\circ\text{C})} \quad (7.26)$$

Kombinirajući izraze (7.25) i (7.26) dobiva se izraz kojim se može kompenzirati utjecaj temperature na krivulju okretnog momenta, tj. omogućava redukciju karakteristike na danju temperaturi na karakteristiku na sobnoj temperaturi po pitanju faktora trenja (ali nema utjecaj na normalnu silu):

$$M_{cl}(27^\circ\text{C}) = M_{cl}(T_{pp2}, T_{fw2}) \frac{2\mu(27^\circ\text{C})}{\mu_{pp2}(T_{pp2}) + \mu_{fw2}(T_{fw2})} \quad (7.27)$$

### 7.1.6 Pojednostavljeni model kompenzacije toplinskog širenja

Bazirano na gornjim analizama, pojednostavljeni model toplinskog širenja je razvijen i validiran. Model prvo izračunava utjecaj toplinskog širenja na zračnost  $\Delta s_{cl}$  te na povećanje preklopa  $\Delta s_T$  (tj., deformaciju točke oslonca na jarmu) kao funkciju poznatih parametara geometrije te mjerenih temperatura komponenti spojke. Ove vrijednosti se potom koriste za kompenzaciju/pomak vrijednosti pomaka statičkih karakteristika okretnog momenta (vrijednosti na x-osi, Slika 7-3).

Kako bi se „objedinila“ oba efekta u model koji će pored dvije ekstremne pozicije prikazati i glatki prijelaz između ovih dviju, slijedeći grubi izraz je primijenjen:

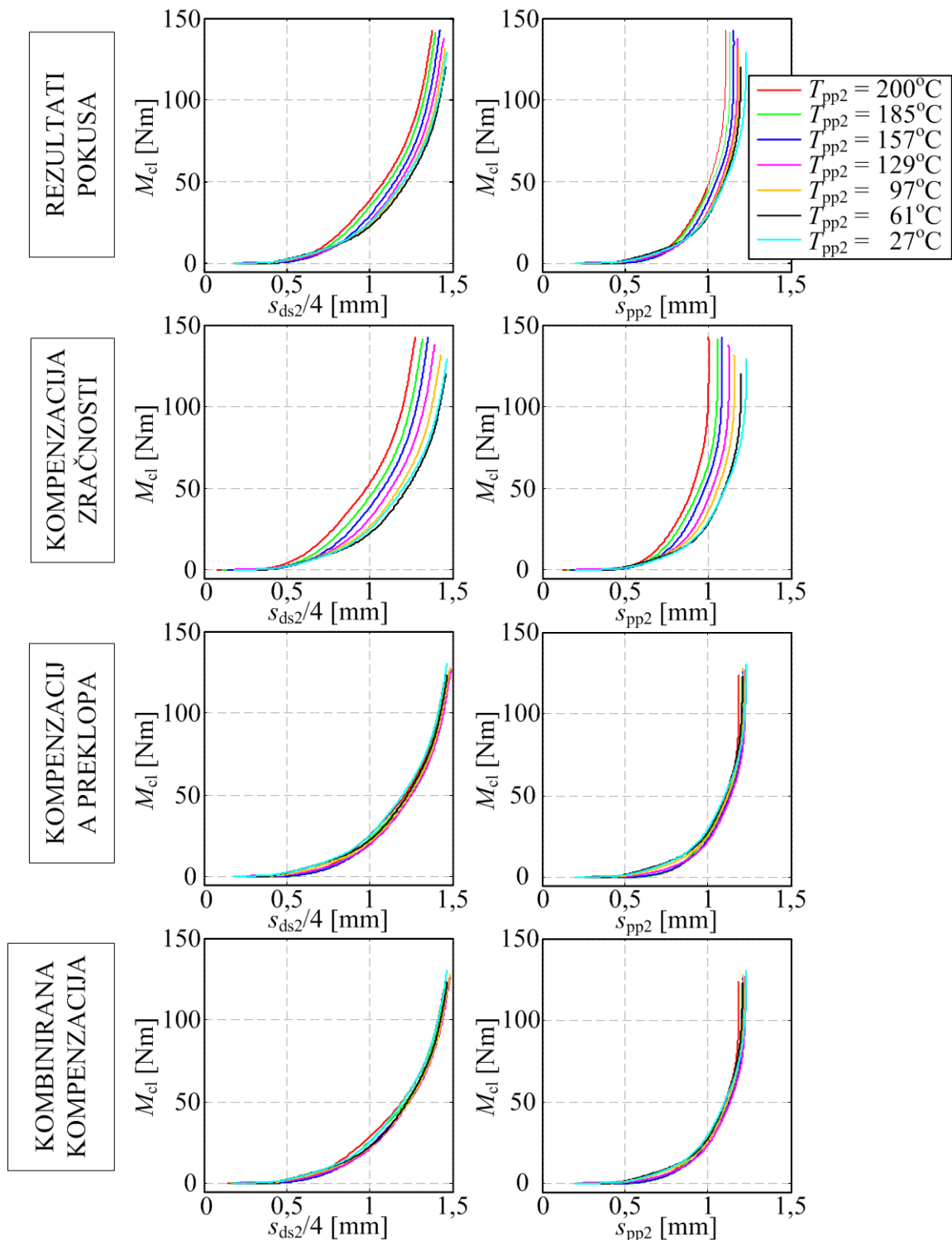
$$\Delta s = \left( 1 - \sqrt{\frac{s_{pp2}}{\max s_{pp2}}} \right) \Delta s_{cl} + \sqrt{\frac{s_{pp2}}{\max s_{pp2}}} \Delta s_T \quad (7.28)$$

Dodatno, izraz (7.27) koristi se za korekciju snimljenih vrijednosti okretnog momenta (vrijednosti na y osi, Slika 7-3).

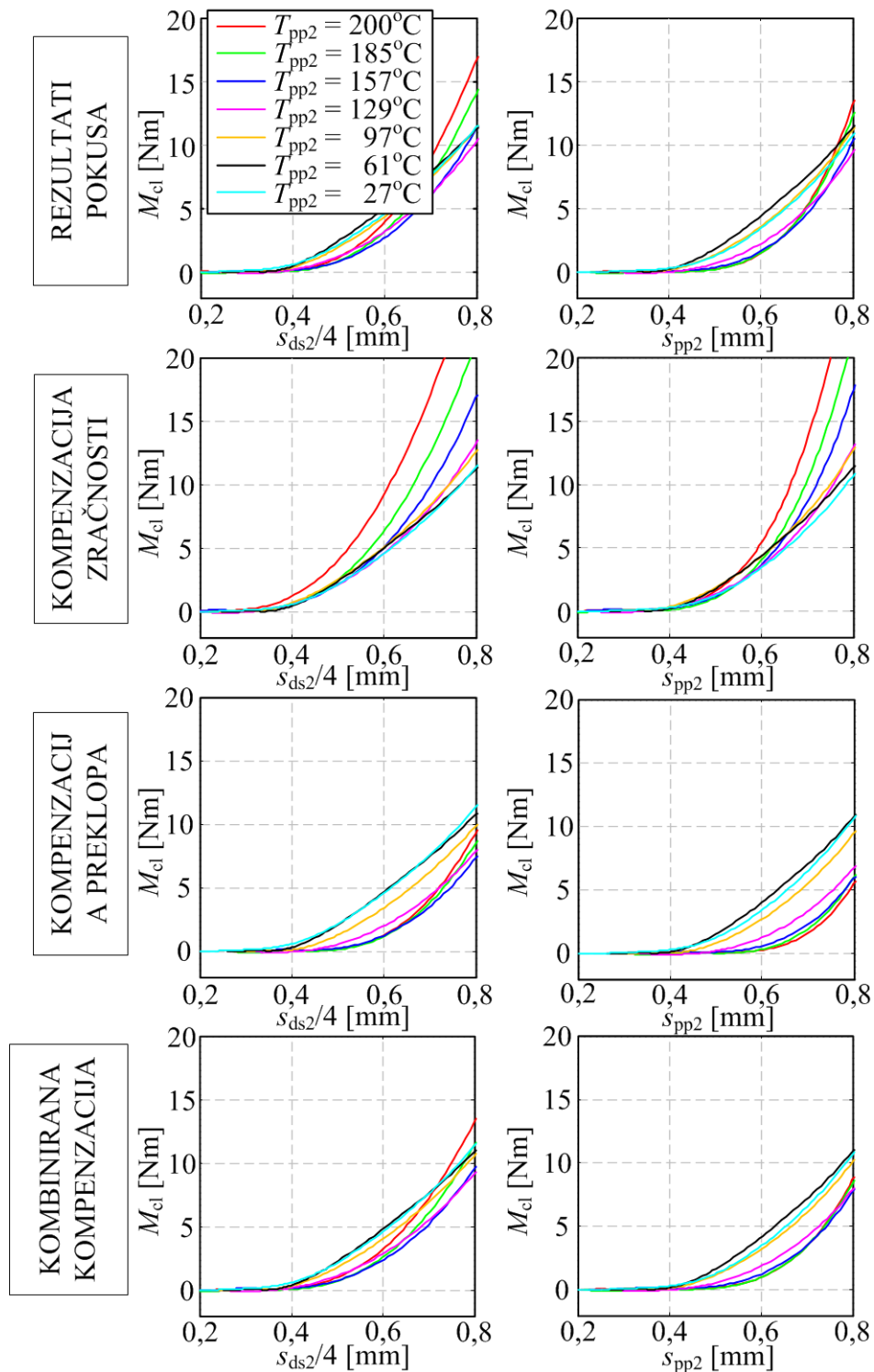
Slika 7-12 pokazuje rezultate validacije dok detalje daje Slika 7-13. Prvi red ovih dviju slika pokazuje rezultate pokusa koje prikazuje Slika 7-2. Drugi red pokazuje kompenzaciju



naizgledne promjene zračnosti spojke primjenom pojednostavljenog modela. Može se vidjeti kako je postupak kompenzacije relativno uspješan. Treći red pokazuje kako pojednostavljeni model može relativno dobro kompenzirati utjecaj toplinskog širenja na zatvorenu spojku. Četvrti stupac pokazuje primjenu objedinjenog modela za kompenzaciju toplinskog širenja.



Slika 7-12: Validacija pojednostavljenog modela toplinskog širenja



**Slika 7-13: Detalji validacije pojednostavljenog modela toplinskog širenja**

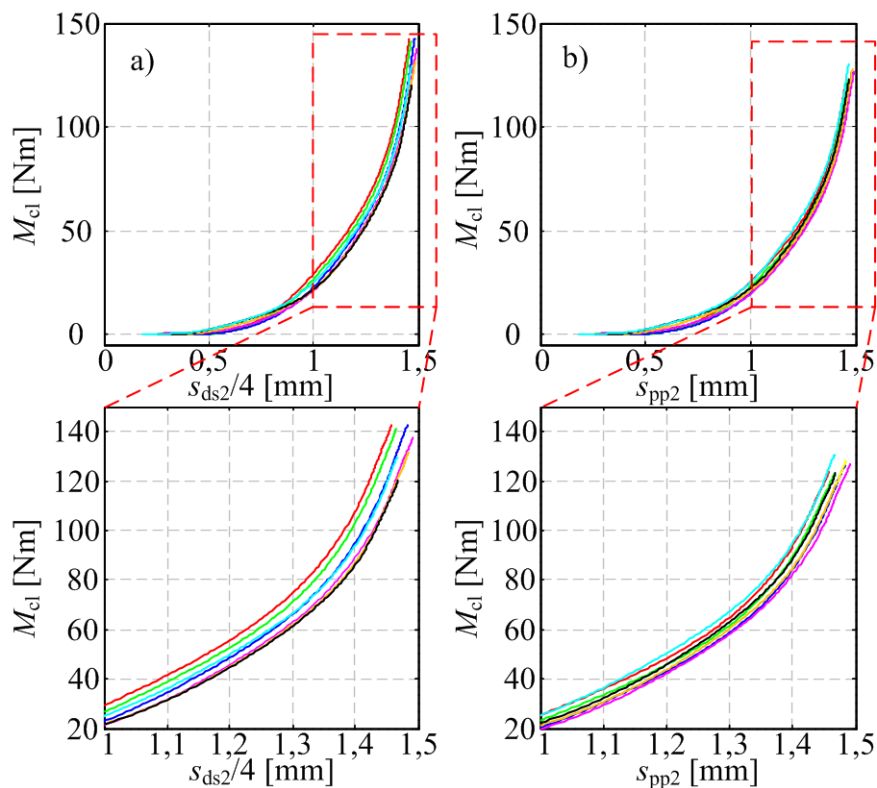
Tablica 7-1 prikazuje brojčane vrijednosti parametara pojedinih komponenti toplinskog širenja pri temperaturi od 200°C na potisnoj ploči. Vidljivo je kako je najutjecajniji parametar tokom faze otvorene spojke efekt savijanja povratne opruge ( $\Delta L_{rs2,c}$ ). U fazi zatvorene spojke najutjecajniji su parametri vezani uz širenje potisne ploče (aksijalni te radijalni:  $\Delta L_{pp2}$  i  $\Delta s_{pp2}$ ). Valja primijetiti kako je u oba slučaja glavni uzročnik toplinskog širenja povećanje

temperature potisne ploče. Posljedično, eventualno preoblikovanje spojke, tj. pojedinih komponenata koje bi omogućilo poboljšano hlađenje potisne ploče rezultiralo bi smanjenjem utjecaja temperature na okretni moment spojke preko povećanja normalne sile.

**Tablica 7-1: Rezultati pojednostavljene analize toplinskog širenja na 200°C**

Parametar	Iznos [mm]	Parametar	Iznos [mm]	Parametar	Iznos [mm]
$\Delta L_{fw}$	0,0223	$\Delta L_{rs2,b}$	0,0179	$\Delta s_{pp2}$	0,0566
$\Delta L_{yo}$	0,0227	$\Delta L_{rs2,c}$	0,127	$\Delta s_{ys}$	0,0027
$\Delta L_{pp2}$	0,0336	$\Delta L_{pp,a}$	0,0168	$\Delta s_{cl}$	0,1035
$\Delta L_{T,rs2}$	- 0,0976	$\Delta L_{ds}$	0,0033	$\Delta s_T$	0,0800
$\Delta L_{rs2,a}$	0,0118	$\Delta s_{ds}$	0,0546		

Slika 7-14 prikazuje utjecaj kompenzacije temperature ovisnosti faktora trenja. Može se vidjeti kako je utjecaj toplinskog širenja na normalnu silu dominantni utjecaj na pomak karakteristike okretnog momenta.



**Slika 7-14: Pojednostavljeni model kompenzacije toplinskog širenja bez (a) i s (b) kompenzacijom temperature ovisnosti faktora trenja.**

Međutim, uzimanje u obzir temperaturne ovisnosti faktora trenja dodatno uočljivo povećava preciznost modela. Može se zaključiti kako je predloženi pojednostavljeni model konzistentan i točan. Posljedično, ugradnja svakog od tri pojedina efekta (utjecaj na zračnost, preklop, faktor trenja) u cjelokupni dinamički model trebala bi dati precizniji model utjecaja temperature na dinamiku spojke.

## 7.2 Modeliranje utjecaja toplinskog širenja na normalnu silu/moment

Modeliranje na bazi pojednostavljene analize pokazalo je kako ponuđeno objašnjenje utjecaja toplinskog širenja na aksijalnu dinamiku spojke može objasniti promjene u statičkim karakteristikama. Sljedeći korak je ugrađivanje dva opisana efekta toplinskog širenja u postojeći model aksijalne dinamike.

Prvi efekt, pomak točke generiranja momenta prema većim pozicijama aktuatora, tj. prividno smanjenje zračnosti, objašnjeno je povećanjem povratne sile u lisnatim oprugama uslijed efekta savijanja izazvanog diferencijalom temperatura na pojedinim listovima i prikazano kao promjena pozicije. Međutim, u drugom dijelu analize, tj. kod analize zatvorene spojke, pretpostavljeno je da je sila zatvaranja spojke dovoljno velika da nadvlada ovaj efekt. Posljedično, može se zaključiti kako efekt savijanja lisnate opruge djeluje kao izvor sile koja uzrokuje pomak u situaciji kada su aksijalne sile na spojci minimalne (otvorena spojka), dok je u slučaju zatvorene spojke znatno nadjačan djelovanjem ostalih generiranih sila te ga je stoga teško uočiti u fazi zatvaranja spojke. Iznos sile stoga ovisi o toplinskoj deformaciji, tj. sila je jednaka onom iznosu koji je potreban da lisnatu oprugu koja bi se, ukoliko bi bila slobodna, deformirala za određeni iznos pri određenim temperaturama, zadrži u nedeformiranom stanju, tj. da ju deformira za isti iznos u suprotnom smjeru.

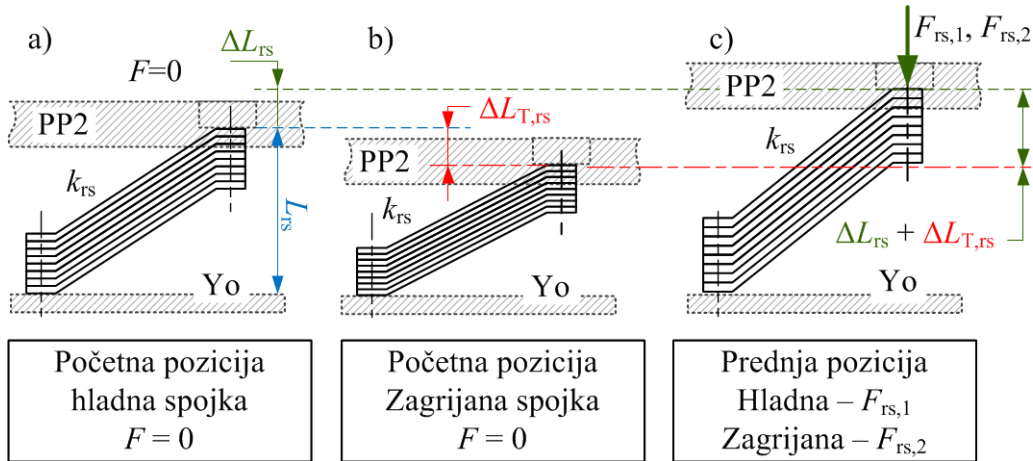
Za slučaj otvorene spojke, sile na potisnoj ploči su u ravnoteži, te se stoga za ovaj slučaj može definirati da je ukupna sila jednaka nuli (Slika 7-15a). U slučaju aktivirane spojke na sobnoj temperaturi (Slika 7-15b), potisna ploča se pomiče za iznos koji je jednak deformaciji povratne opruge  $s_{pp} = \Delta L_{rs}$  za što je potrebno savladati silu u opruzi koja je funkcija deformacije i konstante krutosti:

$$F_{rs,1} = k_{rs} \Delta L_{rs} \quad (7.29)$$

U slučaju aktivirane spojke na povišenoj temperaturi (Slika 7-15c), lisnata opruga ima tendenciju toplinskog širenja ( $\Delta L_{T,rs2}$ ) u suprotnom smjeru koje djelomično ograničava

oslonac. Posljedično, sila koja je potrebna za pomak potisne ploče mora biti tolika da generira zbrojene deformacije uz istu konstantu krutosti, tj. mora vrijediti:

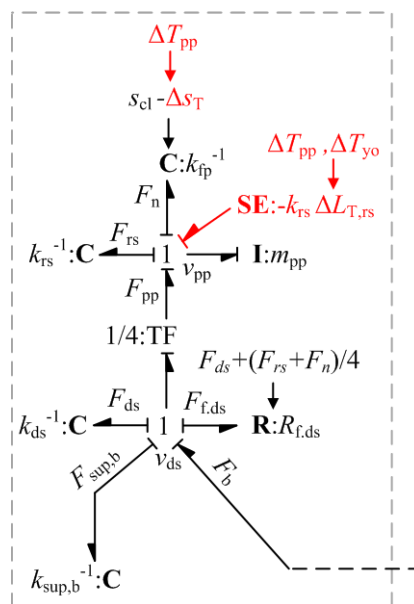
$$F_{rs,2} = k_{rs} (\Delta L_{rs} + \Delta L_{T,rs}) = F_1 + k_{rs} \Delta L_{T,rs} \quad (7.30)$$



Slika 7-15: Modeliranje efekta savijanja lisnate opruge

Isti principi moraju vrijediti i za toplinsko širenje svih ostalih komponenti, međutim, uzevši u obzir iznos krutosti materijala u odnosu na krutost opruga u spojci, toplinsko širenje komponenti može se modelirati kao izvor pomaka na koji opruge reagiraju generiranjem sile.

Postojeći model aksijalne dinamike se sada proširuje dvama efektima (Slika 7-16).



Slika 7-16: Proširenje modela aksijalne dinamike efektima toplinskog širenja

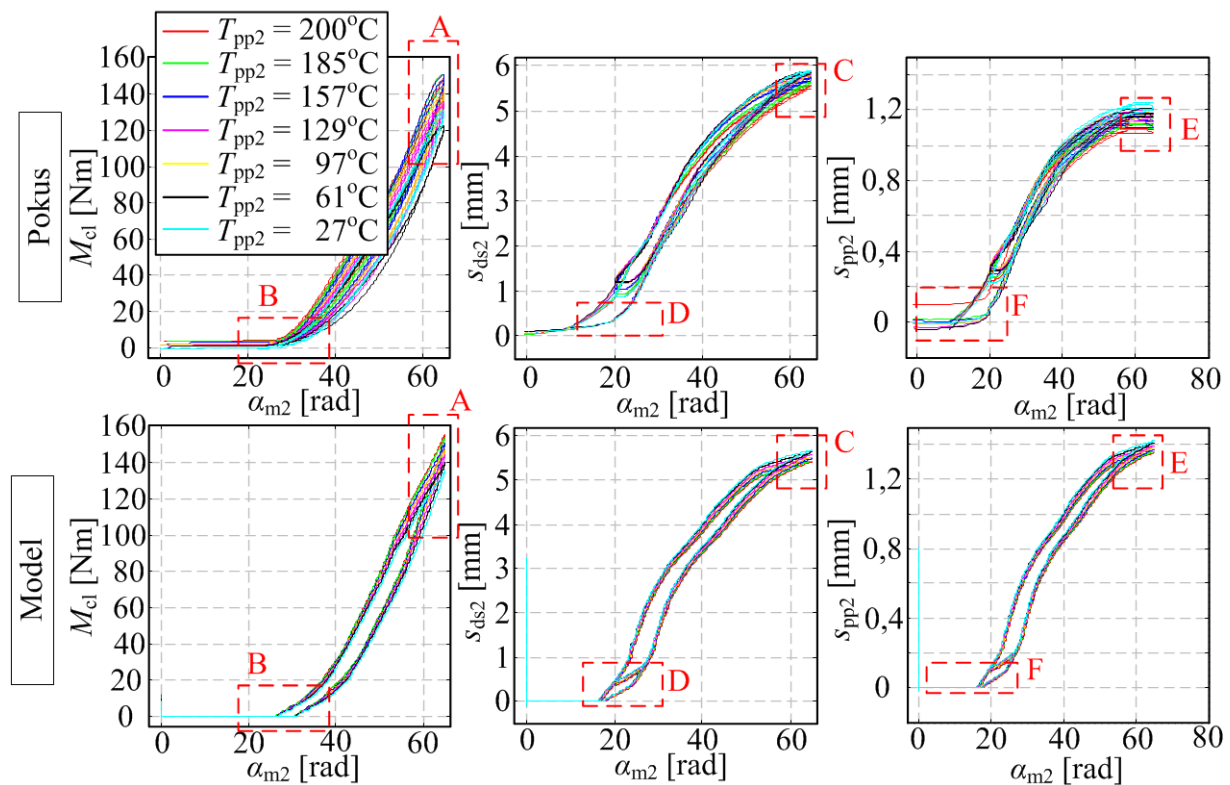
Efekt savijanja ugrađuje se u model kao izvor sile koja djeluje na potisnu ploču u suprotnom smjeru od sile zatvaranje spojke (dakle, otvara spojku, tj. traži veću silu/poziciju sa strane aktuatora za generiranje normalne sile, a onda i okretnog momenta). Efekt smanjenja pozicije

aktuatora za istu razinu momenta kod zatvorene spojke modeliran je kao smanjenje zračnosti spojke. Izraz (4.4) sada se preoblikuje dodavanjem člana izvora sile

$$F_{pp} - F_{rs} - F_n - k_{rs} \Delta L_{T,rs} = m_{pp} \dot{v}_{pp} \quad (7.31)$$

Pri čemu za spojku 2 vrijedi  $\Delta L_{T,rs} = \Delta L_{T,rs2}$  koji se računa prema izrazu (7.6). Pritom je za izračunavanje oba efekta nužno poznavati temperature komponenti spojke. Ove se temperature preuzimaju iz modela toplinske dinamike.

Slika 7-17 prikazuje usporedbu eksperimentalnih rezultata s predikcijom modela. Redom, prikazane su statičke karakteristike okretnog momenta, pozicije potisnog ležaja te pozicije potisne ploče u funkciji pozicije aktuatora. Može se vidjeti kako se općenito ponašanje modela poklapa s eksperimentalnim podacima u vidu porasta okretnog momenta te ustupanja pozicije potisne ploče i potisnog ležaja u fazi prijenosa momenta.

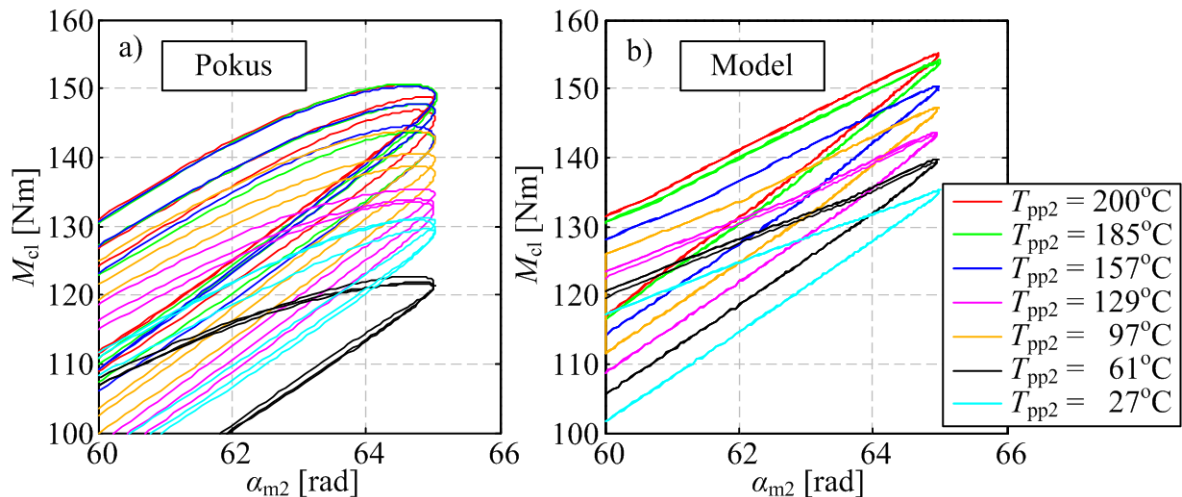


**Slika 7-17: Validacija modeliranja toplinskog širenja**

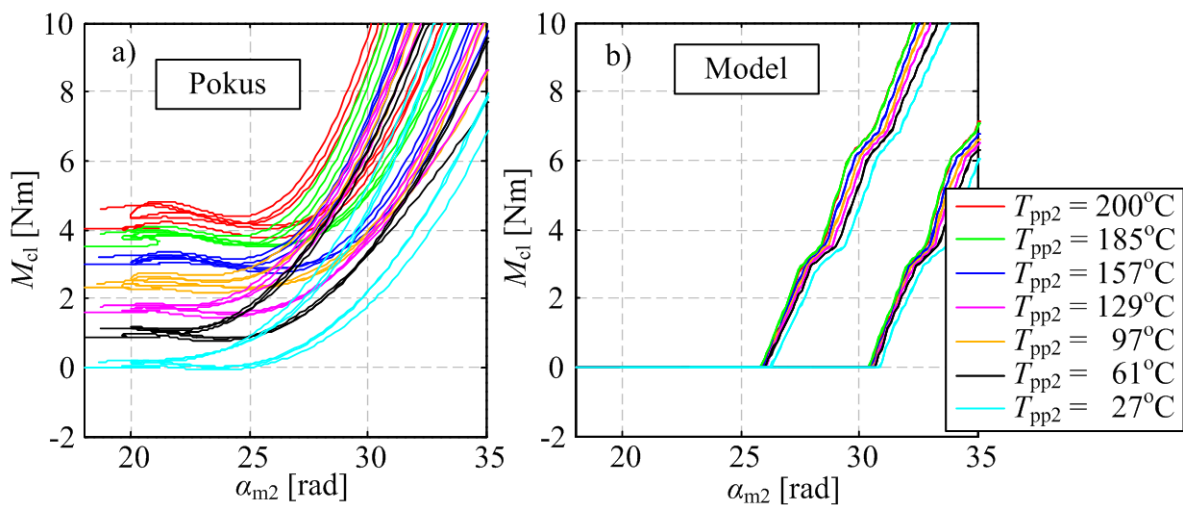
Detalji karakteristika pokazuju određene razlike. Porast najvećeg okretnog momenta koji predviđa model je veći od porasta koje pokazuju rezultati pokusa (Slika 7-18) dok istovremeno model ne pokazuje inicijalnu povećanu vrijednost momenta (Slika 7-19).

Povećana najveća pozicija potisnog ležaja kod modela u odnosu na rezultate pokusa ostaje vrijediti za svaku temperaturu (Slika 7-20). Međutim, može se uočiti kako je iznos uzmarka isti u oba slučaja što ukazuje kako je ovaj aspekt toplinskog širenja pravilno modeliran te su

razlike posljedica nepreciznosti osnovnog aksijalnog modela. Kao i osnovni model, karakteristike pod utjecajem toplinskog širenja ne pokazuju promjenu pozicije potisnog ležaja za pozicije aktuatora manje od 18 rad iako ih pokusi kontinuirano pokazuju na svim temperaturama (Slika 7-23).



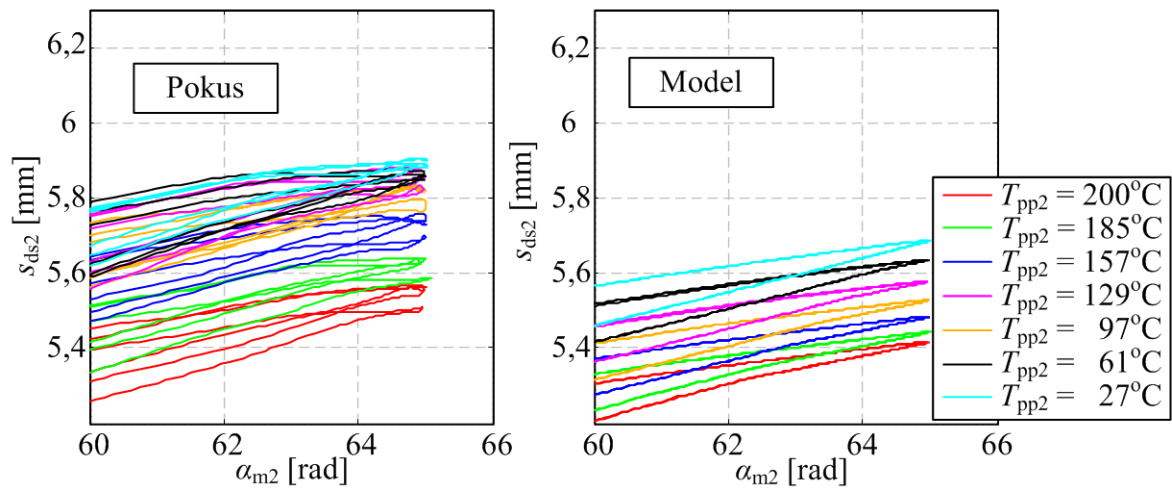
**Slika 7-18: Validacija modeliranja toplinskog širenja – detalj A**



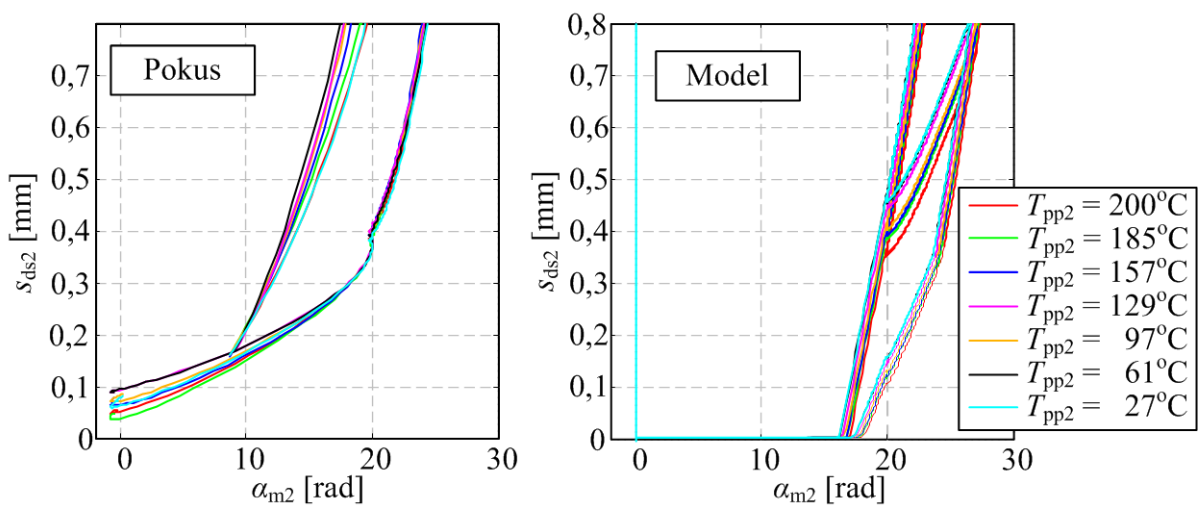
**Slika 7-19: Validacija modeliranja toplinskog širenja – detalj B**

Detalji karakteristike potisne ploče pokazuju kako model pokazuje ustupanje najveće pozicije potisne ploče, međutim, kao posljedica osnovnog modela aksijalne dinamike, ni toplinsko širenje ne pokazuje zasićenje pozicije (Slika 7-22). Kao i kod potisnog ležaja, model ne pokazuje promjenu pozicije potisne ploče na malim pozicijama aktuatora (Slika 7-23).

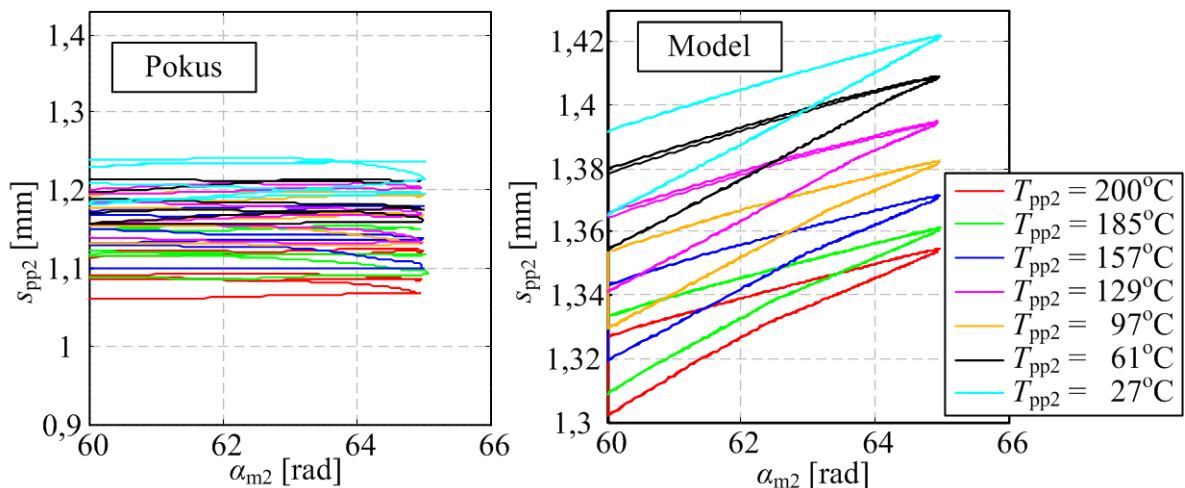




Slika 7-20: Validacija modeliranja toplinskog širenja – detalj C

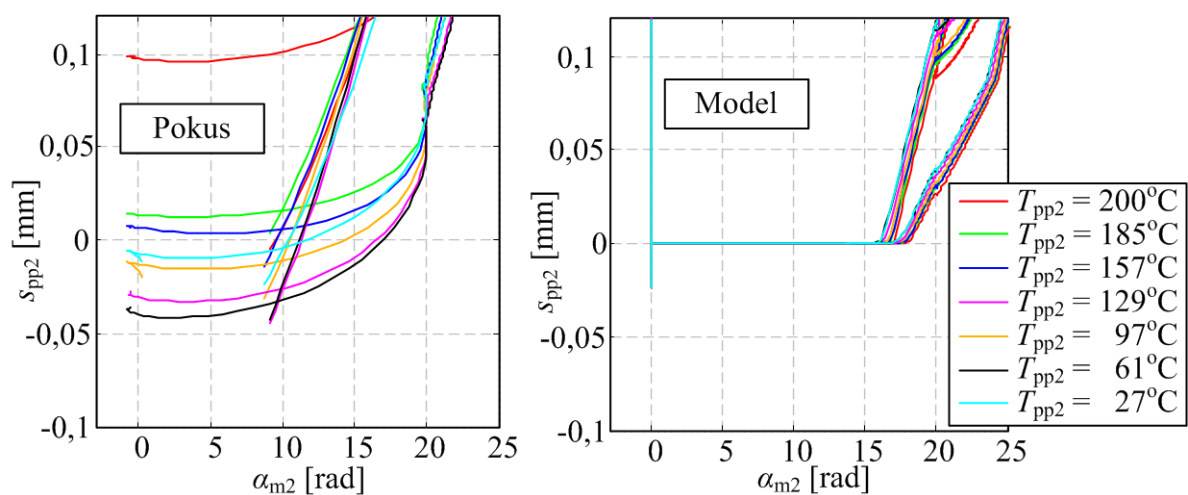


Slika 7-21: Validacija modeliranja toplinskog širenja – detalj D



Slika 7-22: Validacija modeliranja toplinskog širenja – detalj E





Slika 7-23: Validacija modeliranja toplinskog širenja – detalj F

### 7.3 Kratki zaključak

Poglavlje prikazuje rezultate eksperimentalne identifikacije i modeliranja efekata toplinskog širenja spojke. Uočena su dva zasebna efekta: (i) prvi je pomak točke izgradnje momenta prema višim pozicijama mehanizma s povećanjem temperature dok je (ii) drugi efekt smanjenje pozicije za istu razinu momenta s povećanjem temperature kod zatvorene spojke.

Inicijalno je rađena analiza na bazi proračuna očekivanog toplinskog širenja koja je rezultirala pojednostavljenim modeliranjem toplinskog širenja. Kako je validacija pojednostavljenog modela uz uračunati utjecaj temperaturene ovisnosti faktora trenja pokazala relativno dobro poklapanje s rezultatima pokusa, pristupljeno je ugradnji efekata toplinskog širenja u postojeći aksijalni model. Validacija je pokazala kako model proširen efektima toplinskog širenja dobro opisuje fazu zatvorene spojke, kvalitativno i kvantitativno, međutim efekt pomaka točke izgradnje okretnog momenta nije uhvaćen.

Pretpostavlja se kako model ne može opisati uočeni efekt zbog toga što je oslonac poluge tanjuraste opruge na jarmu modeliran kao kruta točka. Iako je moguće uvesti elastičnost na jarmu, ovakvo rješenje neće, samo po sebi, moći riješiti problem pomaka točke izgradnje momenta. Naime, očekivana krutost takve točke bi trebala imati eksponencijalni oblik s vrlo malom krutošću na malim vrijednostima pomaka. Takva mala krutost bila bi sama po sebi zatvorena djelovanjem sile u povratnoj opruzi. Valja napomenuti kako bi daljnji, krući dio karakteristike mogao omogućiti predikciju zasićenja pozicije potisne ploče koju postojeći model ne može opisati.

Kako bi se stoga pravilno opisalo toplinsko širenje bilo bi potrebno značajno preoblikovati model. Pritom valja imati na umu kako bi postojeći model i kvantitativno i kvalitativno dobro opisao toplinsko širenje u pogledu karakteristike okretnog momenta. S druge strane, netočnost

pozicije potisne ploče nije krucijalna sa stajališta upravljanja spojkom. Što se tiče efekta pomaka točke izgradnje momenta, njegovi precizno modeliranje ne mora se smatrati krucijalnim zbog tri aspekta: (i) objašnjenje efekta je predloženo, ali nije dokazano, (ii) pojava efekta u realnoj eksploataciji se neće nužno manifestirati obzirom da ovisi o značajnim razlikama u temperaturi pojedinih komponenti spojke te (iii) pomak točke izgradnje je malen (otprilike 3 rad na ukupnom pomaku od 75 rad, tj. otprilike 4%) što može postati relativno nerazlučivo u odnosu na varijacije u redovitom radu.

## 8 Trošenje spojke

Eksperimentalna identifikacija tarnog materijala utvrdila je funkcionalnu ovisnost trošenja tarnog materijala o disipiranoj energiji i temperaturi. Mogućnost primjene rezultata dobivenih primjenom tribometarskog stroja na cijelu spojku tek je potrebno dokazati, međutim, ova primjena, ukoliko je moguća, omogućila bi predikciju promjene debljine tarne ploče. Međutim, tribometarski rezultati ne mogu, sami za sebe, pokazati kakav je utjecaj promjene debljine na karakteristiku okretnog momenta spojke zbog složenog utjecaja elastičnosti različitih opružnih elemenata s nelinearnom opružnom karakteristikom. Dodatno, suha dvostruka spojka opremljena je mehanizmom za kompenzaciju trošenja koji, sudeći po njegovoj strukturi, kompenzira trošenje na sekvencijalan način.

Posljedično, za potrebe eksperimentalne identifikacije utjecaja trošenja na dinamiku spojke, potrebno je provesti pokuse trošenja na samoj spojci. Ovi pokusi provedeni su u dvije faze. Prva faza uključuje neposredno trošenje spojke unutar dvije sekvencijalne aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja. Cilj ove faze je identifikacija utjecaja smanjenja debljine tarne ploče na karakteristike spojke kao i utjecaj jedne aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja.

Druga faza pokusa trošenja uključuje eksperimentalnu identifikaciju utjecaja višestrukih aktivacija mehanizma za kompenzaciju trošenja. Naime, kako mehanizam za kompenzaciju trošenja svojom aktivacijom pomiče početnu poziciju potisne ploče prema zamašnjaku (kako bi kompenzirao povećanje zračnosti nastalo smanjenjem debljine tarne ploče), ova promjena početne pozicije ujedno mijenja i pozicije hvatišta pojedinih opružnih članova pa stoga i njihovo prednaprezanje. Model aksijalne dinamike je proširen utjecajima trošenja te validiran spram eksperimentalnih podataka dobivenih kroz obje faze eksperimentalne identifikacije te dodatno, spram eksperimentalnih podataka snimljenih na osam spojki koje su djelomično potrošene kroz redovnu eksploataciju u vozilu.

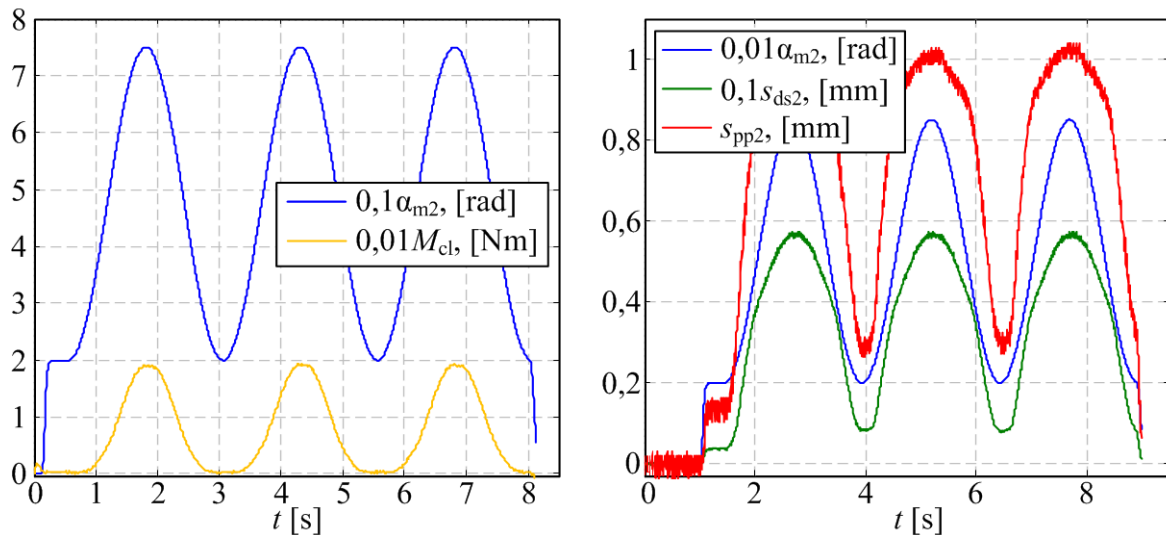
## 8.1 Utjecaj trošenja tarne obloge

### 8.1.1 Organizacija i provedba pokusa

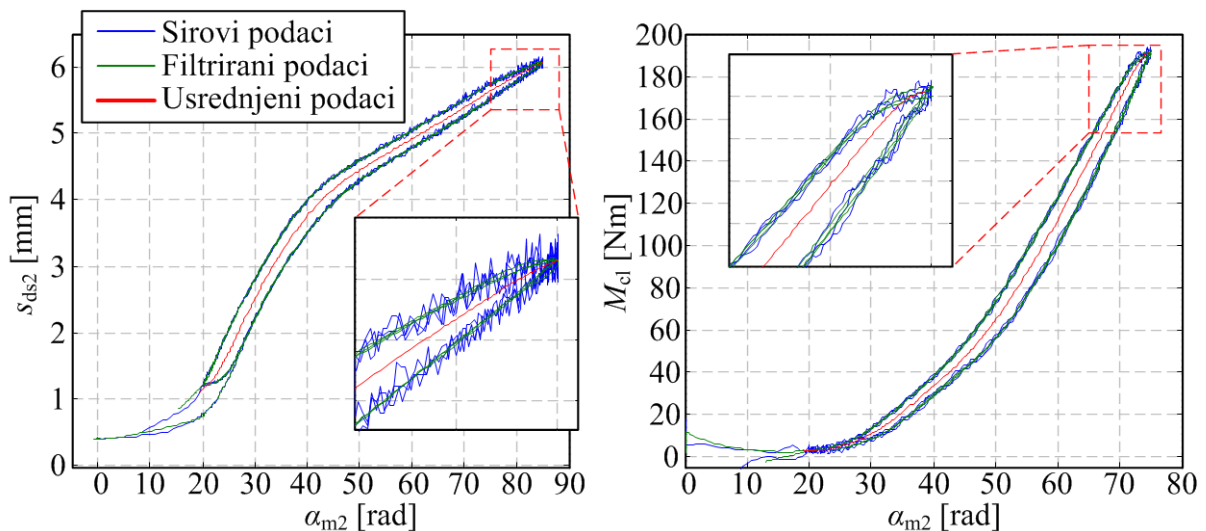
Prva faza eksperimentalne identifikacije trošenja provedena je neposrednim trošenjem spojke na postavu spojke. Provedena je snimanjem statičkih karakteristika spojke (okretni moment u funkciji pozicije motora aktuatora) na sobnoj temperaturi u različitim fazama trošenja unutar dvije aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja. U idealnom slučaju, tokom aktivacije bi se mehanizam trebao pomaknuti za jedan zub.

Pokusi su provedeni korištenjem postava spojke u konfiguraciji 2. Ova je konfiguracija korištena zbog očekivanog boljeg hlađenja spojke. Naime, kako se u ovom slučaju ne rotira tarne ploča već čitava spojka (tarne ploče miruje), očekivalo se kako će pojačano strujanje zraka poboljšati hlađenje te time skratiti potrebno vrijeme za trošenje spojke. Primjenom ove konfiguracije gubi se neposredno mjerenje okretnog momenta te mjerenje temperatura komponenti spojke. Umjesto momenta spojke primijenjena je referenca momenta koja je u odnosu na stvarnu vrijednost očekivano nešto viša zbog gubitaka u sustavu, ali bi trebala pokazati iste promjene kao i stvarni moment. Kako će sve karakteristike biti snimljene na sobnoj temperaturi, tj. za posve ohlađenu spojku, neposredno mjerenje nije nužno.

Tokom svakog snimanja, promjena pozicije motora aktuatora ima sinusoidalni oblik (3 periode) dok je brzina klizanja odražavana konstantnom (na 30 okr/min). Snimanja uključuju i druge relevantne parametre kao što su pozicija potisnog ležaja, pozicija potisne ploče te referenca okretnog momenta. Važno je naglasiti kako se eksperimentalna identifikacija statičkih karakteristika odvijala kroz dva snimanja. U jednom snimanju dobila bi se referenca momenta, međutim, zbog rotacije spojke, nije moguće snimiti poziciju potisne ploče (Slika 8-1). U drugom snimanju (koje se provodilo neposredno nakon prvog) snimila bi se i karakteristika pozicije potisne ploče montiranjem pokazivača pozicije. Naravno, kako se sada spojka ne može rotirati, u drugom snimanju nije moguće dobiti referencu momenta. Pored snimanja karakteristike potisne ploče, drugo snimanje je korišteno i za poticanje mehanizma za kompenzaciju trošenja na aktivaciju. Naime, aktuator je tokom drugog snimanja potiskivan na poziciju koja značajno nadmašuje najveću poziciju na kojoj je snimljen okretni moment od 200 Nm (85 umjesto 75 rad, Slika 8-2) s ciljem aktivacije mehanizma u skladu s opisom spojke (vidi poglavlje 2.2: Struktura suhe dvostruke spojke). Kao i kod prijašnjih snimanja statičkih karakteristika, oscilacije i histereze uklonjene su, redom, filtriranjem i usrednjavanjem kako bi se dobile glatke, usrednjene karakteristike.



**Slika 8-1: Glavni parametri snimljeni tokom pokusa malog (lokalnog) trošenja**



**Slika 8-2: Snimljene, filtrirane i usrednjene karakteristike**

Snimanje karakteristike provodilo se jednom dnevno. Preciznije, karakteristike su snimane ujutro, nakon što se spojka mogla prirodno hladiti preko noći čime je osigurana ujednačena sobna temperatura na cijelom volumenu spojke. Nakon snimanja karakteristika, spojka je trošena kroz približno 8 sati pri konstantnom okretnom momentu (23 Nm) i brzini klizanja (200 okr/min). Trošenje je provedeno kroz niz snimanja u trajanju od 15 min (ograničeno raspoloživom memorijom sustava za akviziciju podataka). Snimanja su provedena sekvencijalno s najkraćom mogućom pauzom između dvaju snimanja kako bi se minimizirale oscilacije temperature. Ove pauze su iskorištene za provođenje rutina snimanja statičkih karakteristika bez rotacije spojke pri čemu je pozicija aktuatora dizana do najveće moguće pozicije bez oštećivanja mehanizma te su mjerene temperature potisne ploče spojke (osjetnik temperature je moguće spojiti na sustav za akviziciju podataka obzirom da spojka ne rotira).

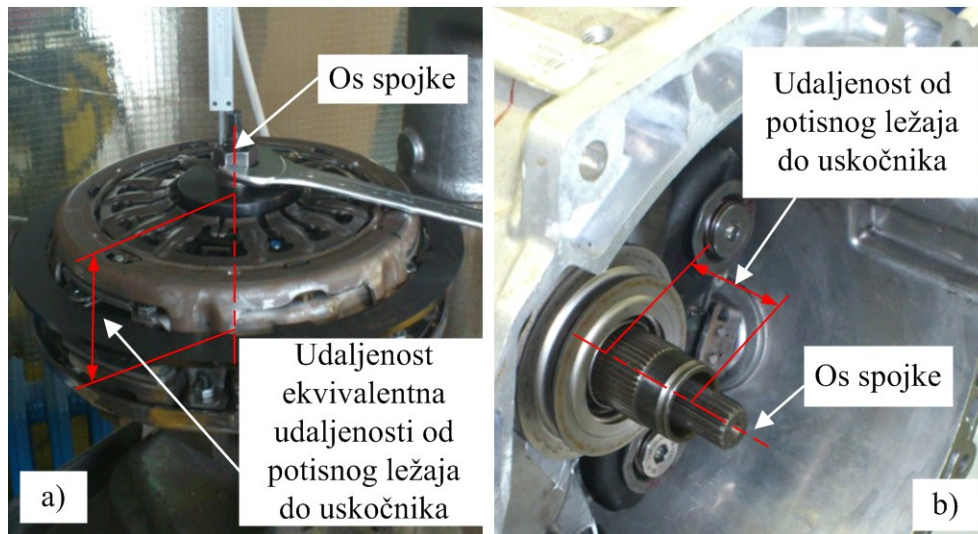
Mjerenjem temperature u pauzama između trošenja utvrđeno je kako se uz ovu kombinaciju okretnog momenta i brzine klizanja temperatura spojke stabilizira na otprilike 260°C što je blizu granične vrijednosti za primijenjene osjetnike temperature (proizvođač deklarira 270°C kao granicu iznad koje izolacija ožičenja više nije pouzdana, pa se posljedično ne garantira ni preciznost signala uslijed mogućeg gubitka napona kroz oslabljenu izolaciju). Važno je napomenuti kako je ova temperatura bila ciljana vrijednost tokom planiranja pokusa. Naime, iako njezina vrijednost značajno nadmašuje očekivani raspon u redovnoj eksploataciji spojke, iz rezultata eksperimentalne identifikacije stupnja trošenja tarnog materijala vidljivo je kako trošenje materijala značajno raste s temperaturom. Posljedično, trošenje spojke pri višim temperaturama trebalo bi rezultirati značajnim skraćanjem trajanja pokusa.

Cilj pokretanja aktuatora do najveće pozicije bio je osigurati najpovoljnije uvjete za aktivaciju mehanizma za kompenzaciju trošenja kroz dovođenje okidača u maksimalni mogući prednji položaj u kojem bi trebao, ukoliko je spojka dovoljno potrošena, otpustiti prsten mehanizma za kompenzaciju trošenja. Na temelju mjerenih temperatura i eksperimentalno identificiranog stupnja trošenja zaključeno je kako bi se nakon 32 sata trošenja (tj. 4 dana prema planu mjerenja) tarna ploča trebala istrošiti za 0,1 mm što bi, na temelju izmjerenih dimenzija na rastavljenoj spojci, trebala biti promjena debljine tarne ploče kod koje bi se treba aktivirati mehanizam za kompenzaciju trošenja. Međutim, nakon 5 dana, tj. 40 sati trošenja, mehanizam se nije aktivirao. Kako je mehanizam oblikovan s ciljem pravilnog rada u uvjetima vibracija i značajnih centrifugalnih sila, pretpostavljeno je da se okidač u odsustvu vibracija i/ili centrifugalnih opterećenja (postav ih ne može reproducirati) ne može aktivirati sam od sebe. Stoga je spojka skinuta s postava i pristupilo se ručnoj aktivaciji mehanizma.

Nakon skidanja s postava, spojka je postavljena na priručni postav baziran na navojnom vretenu (Slika 8-3) koji se redovno koristi za zaključavanje spojke (postavljanje mehanizma za kompenzaciju trošenja u neutralni položaj) prije ugradnje spojke u zvonoliko kućište. Spojka je, pritezanjem matice navojnog vretena stavljena u isti prednapregnuti položaj u kojem se nalazi u zvonolikom kućištu. Daljnjim okretanjem matice, tanjurasta opruga je pritisnuta prema naprijed što odgovara pomaku potisnog ležaja. Ostvareni najveći pomak na vretenu odgovara najvećoj poziciji koju potisni ležaj može ostvariti pod djelovanjem aktuatora uvećanoj za visinu zuba (ovo uvećanje trebalo bi simulirati utjecaj aksijalnih oscilacija koje redovno nastaju uslijed rada motora vozila).

Mehanizam za kompenzaciju trošenja je uspješno aktiviran opisanom metodom (što upućuje na zaključak kako je trošenje spojke bilo dovoljno veliko da izazove aktivaciju mehanizma u regularnim uvjetima eksploatacije u vozilu). Valja napomenuti da su setovi statičkih

karakteristika snimljeni neposredno prije te neposredno nakon postupka ručne aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja.



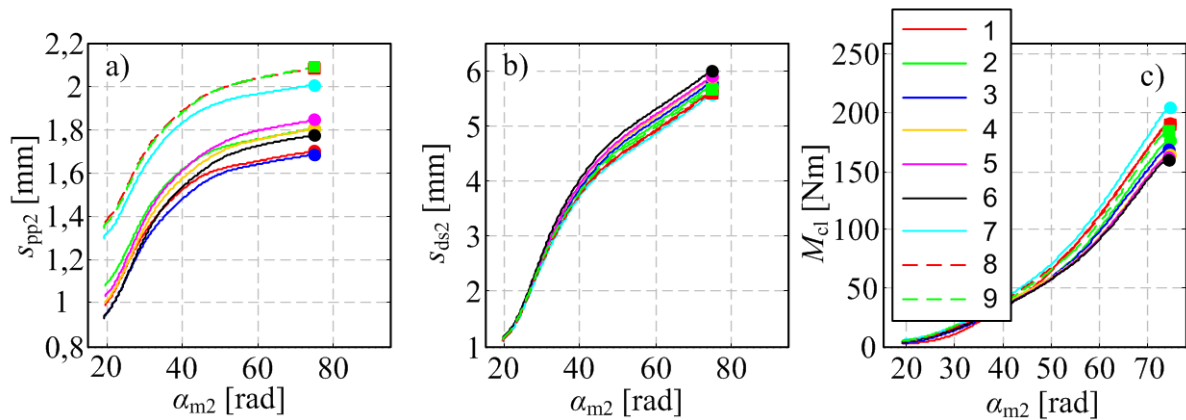
**Slika 8-3: Fotografija postava za ručnu aktivaciju mehanizma za kompenzaciju trošenja**

### 8.1.2 Rezultati pokusa

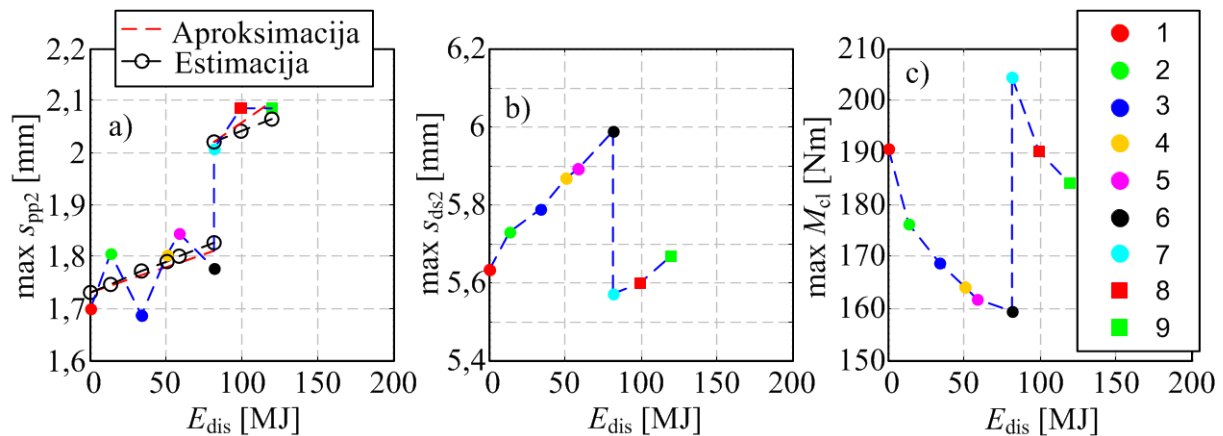
Slika 8-4 prikazuje usrednjene karakteristike snimljene tokom pokusa eksperimentalne identifikacije utjecaja malog (lokalnog) trošenja. Slika 8-5 prikazuje maksimalne vrijednosti svake karakteristike u funkciji energije disipirane na spojci od snimanja prve pa do snimanja trenutačne karakteristike. Brojevi u legendama odgovaraju redoslijedu snimanja karakteristika. Karakteristike 6 i 7 snimljene su neposredne prije i neposredno nakon ručne aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja. Kako između snimanja ovih dviju karakteristike spojka nije trošena, razlika u disipiranoj energiji je jednaka nuli. Također, skokovi u maksimalnim vrijednostima koji se mogu uočiti posljedica su aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja.

Karakteristike momenta (Slika 8-4a) i pripadajuće najveće vrijednosti (Slika 8-4b) pokazuju kontinuirani pad vrijednosti okretnog momenta s trošenjem tarne obloge dok karakteristike potisne ploče (Slika 8-4b i Slika 8-5b) i potisnog ležaja (Slika 8-4c i Slika 8-4c) pokazuju porast vrijednosti. Ovaj efekt je objašnjen povećanjem zračnosti uslijed trošenja tarne ploče zbog kojeg povećanje pozicije motora aktuatora (pa posljedično i pozicija potisnog ležaja i potisne ploče) mora biti veće za ostvarivanje iste razine okretnog momenta. Nakon aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja, karakteristike okretnog momenta i potisnog ležaja su (približno) vraćene na vrijednosti koje su imale prije trošenja što, sa stajališta pozicije motora aktuatora, vraća sustav u početni položaj. Razlika koja zasigurno postoji je početna pozicija potisne ploče. Međutim, očita paralelnost karakteristika ukazuje na pomak čitave

karakteristike umjesto promjene njezina oblika čime se nova početna pozicije potisne ploče može smatrati nultom pozicijom (kao što je za novu spojku početna pozicija proglašena nultom).



Slika 8-4: Usrednjene karakteristike snimljene tokom pokusa malog (lokalnog) trošenja



Slika 8-5: Najveće vrijednosti karakteristika snimljenih tokom pokusa malog (lokalnog) trošenja

Važno je naglasiti kako postoje određena odstupanja u karakteristikama okretnog momenta i potisnog ležaja snimljenim na početku pokusa te nakon aktivacije mehanizma. Dio razlike svakako je uzrokovan različitom potrošenošću tarne ploče u odnosu na prethodnu aktivacije mehanizma, međutim, moguće je da dio razlike leži u utjecaju pomaka početne pozicije potisne ploče na prednapregnutost opružnih elemenata spojke, te time posljedično i na karakteristike spojke.

Izmjerene pozicije potisne ploče pokazuju određene „oscilacije“ koje su uspješno uklonjene linearnom aproksimacijskom funkcijom. Odstupanja stvarnih vrijednosti od idealizirane pozicije posljedica je nepreciznosti mjerenja koje je nastalo uslijed montaže/demontaže pokazivača pozicije potisne ploče. Vrijednosti stupnja trošenja dobivene pokusima na tribometru primijenjene su za predikciju trošenja debljine potisne ploče (uz poznatu vrijednost



disipirane energije i pretpostavku progrijavanja obje kontaktne plohe na 260°C). Predikcija (crna linija, Slika 8-5) pokazuje dobru korelaciju s aproksimacijskom linijom što ukazuje na primjenjivost rezultata eksperimentalne identifikacije dobivenih na tribometru za predikciju smanjenja debljine tarne ploče na stvarnoj spojci.

### **8.2 Utjecaj mehanizma za kompenzaciju trošenja**

Pokusi neposrednog trošenja spojke pokazali su utjecaj trošenja tarne ploče na karakteristike spojke kao i opći utjecaj aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja. Međutim, nemogućnost određivanja točne vrijednosti istrošenosti kod pojedinih snimanja karakteristika onemogućava donošenje preciznijih zaključaka o utjecaju aktivacije mehanizma na karakteristike spojke. Kako bi se stekao detaljniji uvid, spojku se mora istrošiti uz adekvatne aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja kroz veći broj aktivacijskih koraka. Stoga je odlučeno snimiti karakteristike za tri stupnja istrošenosti: 0 mm (nova spojka), 1 mm istrošenosti (10 koraka aktivacije) te 2 mm istrošenosti (20 koraka aktivacije).

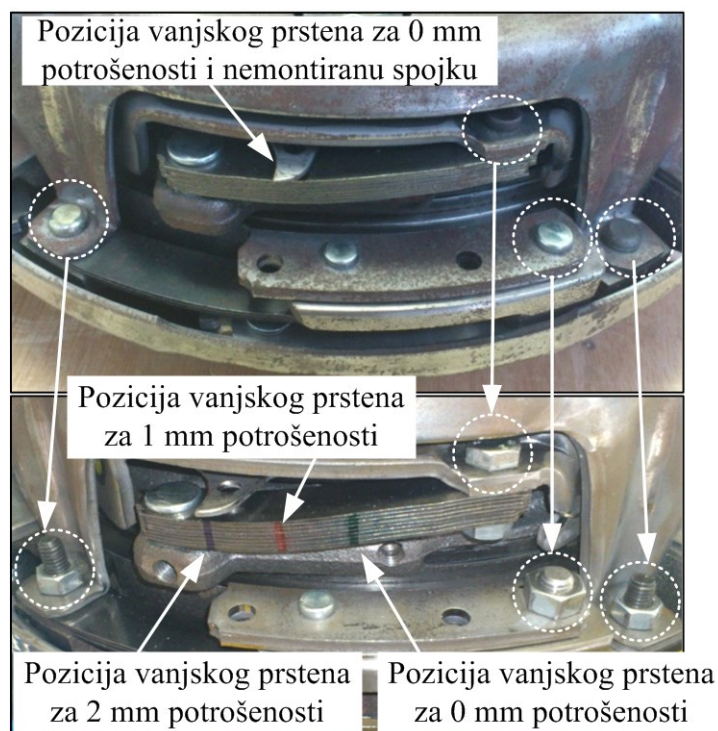
#### **8.2.1 Organizacija pokusa**

Neposredno trošenje spojke za 2 mm pristupom koji je primijenjen kod eksperimentalne identifikacije utjecaja trošenja tarnog materijala na karakteristike spojke nije preporučljivo iz dva razloga: (i) vrijeme potrebno za trošenje te (ii) pitanje utjecaja dugotrajnog izlaganja spojke povišenim temperaturama. Umjesto toga, odlučeno je da se spojka rastavi, materijal se skine mehaničkom obradom te da se spojka ponovo sastavi primjenom vijaka i matica umjesto uklonjenih zakovica (Slika 8-6).

Nakon sastavljanja, aktivacija mehanizma za kompenzaciju trošenja provela bi se ručno kao što je bio slučaj kod pokusa malog trošenja. Postupak bi se u ovom slučaju ponavljao veći broj puta, tj. do pune kompenzacije ukupno „potrošenih“ 1 tj. 2 mm. Nakon kompenzacije trošenja, spojka se ugrađuje u postav te se pristupa snimanju statičkih karakteristika. Kako se u ovom slučaju snimaju samo statičke karakteristike, bez potrebe za neposrednim trošenjem, koristi se konfiguracija 1 postava koja omogućava paralelno i neposredno mjerenje svih važnih karakteristika.

Obzirom da spojka uključuje različite opružne elemente koji su kod sklopljene spojke prednapregnuti, potrebno je utvrditi utjecaj koji rastavljanje spojke ima na njezine karakteristike. Za početak, rastavljena je spojka koja je korištena tokom pokusa malog trošenja. Naime, dugotrajna izloženost visokim temperaturama umanjuje pouzdanost

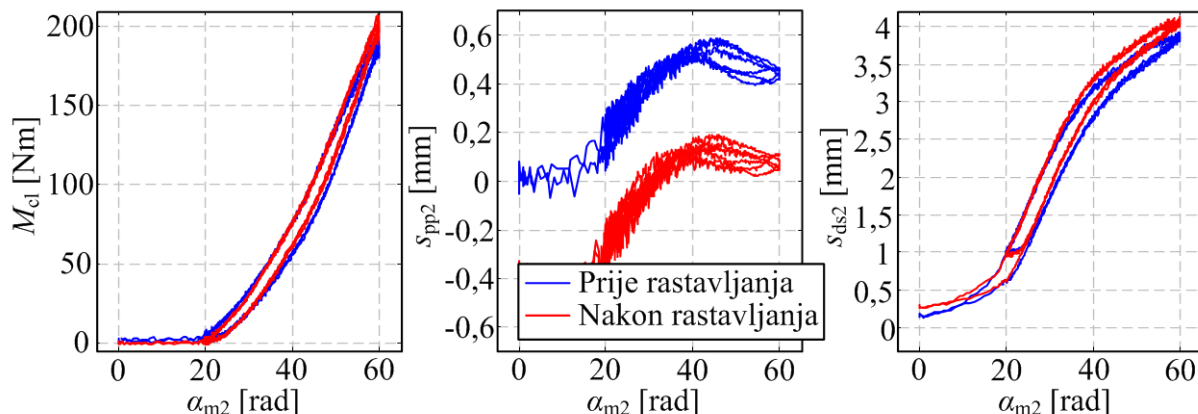
eventualnih budućih pokusa snimanih na ovoj spojci, tj. njihovu usporedivost s novom spojkom, međutim, za ovu namjenu važna je usporedba karakteristika prije i nakon rastavljanja, a ne usporedba s drugim spojkama. Slika 8-7 prikazuje rezultate snimanja karakteristika neposredno prije i nakon rastavljanja. Rezultati pokazuju relativno dobru podudarnost karakteristika s najvećom razlikom uočljivom kod pozicije potisne ploče. Međutim, kao i kod pokusa malog trošenja, karakteristike su pomaknute, te bez promjene oblika što je objašnjeno kao posljedica sastavljanja/rastavljanja pokazivača pozicija potisne ploče koja je bila nužna kako bi se spojka mogla izvaditi iz postava spojke.



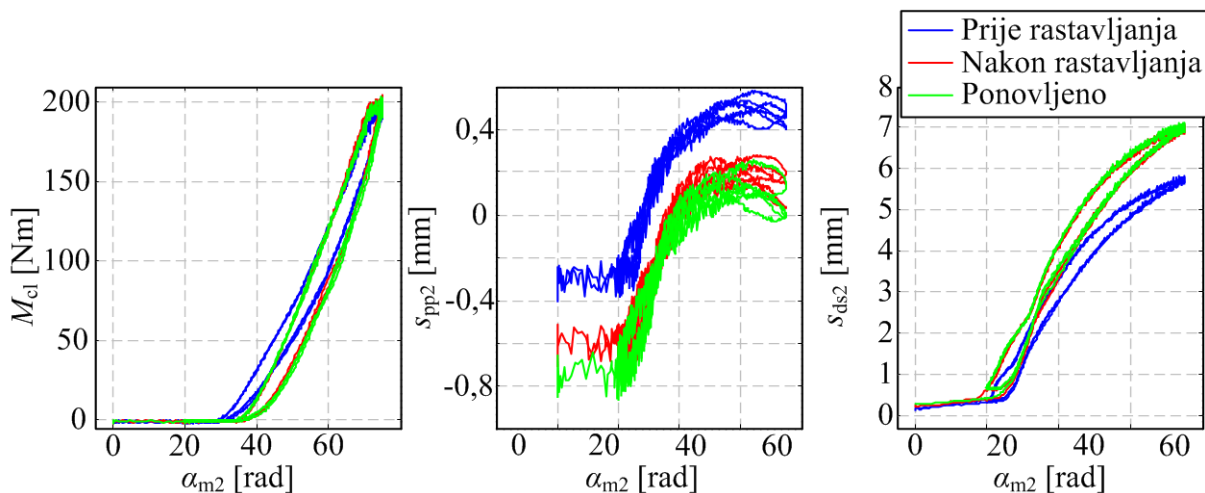
**Slika 8-6: Rastavljanje spojke i zamjena zakovica vijcima i maticama**

Sljedeći korak je ponavljanje istog postupka kod spojke koja je odabrana za provođenje pokusa dubokog trošenja. Odabrana je spojka koja je prethodno kratko korištena u automobilu (otprilike 900 km). U ovom slučaju, rastavljanje spojke imalo je uočljiv utjecaj na ponašanje spojke (Slika 8-8). Naime, točka izgradnje momenta je pomaknuta na više pozicije aktuatora (iako je za srednje i više pozicije ponovljivost dobra). Karakteristika pozicije potisnog ležaja pokazuje obrnuto ponašanje – ponovljivost je dobra na malim pozicijama, a značajne razlike su uočljive na srednjim i visokim pozicijama aktuatora. Pozicija potisne ploče, izuzev uobičajenog pomaka ne pokazuje druge razlike u odnosu na snimanje prije rastavljanja. Postupak sastavljanja i rastavljanja ponavljen je još jednom te su dobivene karakteristike koje pokazuju vrlo dobro poklapanje s karakteristikama dobivenim nakon inicijalnog rastavljanja.

Zaključeno je kako daljnja rastavljanja ne bi trebala dalje (značajno) utjecati na karakteristike te da će stoga eventualne promjene karakteristika spojke biti uzrokovane „trošenjem“ spojke.



**Slika 8-7: Karakteristike osnovne spojke snimljene neposredno prije i nakon rastavljanja**

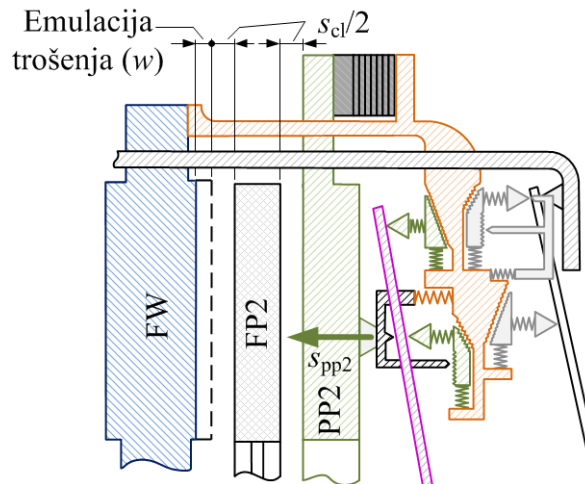


**Slika 8-8: Karakteristike spojke za duboko trošenje snimljene neposredno prije i nakon rastavljanja**

Slijedi određivanje načina emulacije trošenja. Idealno, emuliranje trošenja trebalo bi se provesti skidanjem materijala s tarne ploče. Međutim, obzirom na potencijalne probleme kod mehaničke obrade tarnog materijala pričvršćenog na oprugu, odlučeno je da se obrade zamašnjak ili potisna ploča. Kako zamašnjak općenito ima veću debljinu u odnosu na potisnu ploču te ga je zbog geometrije nešto lakše prihvatiti na obradni stroj, odlučeno je da se materijal skida sa zamašnjaka.

Važno je napomenuti kako bi uklanjanje materijala sa zamašnjaka trebalo biti ekvivalentno trošenju jednake debljine na tarnoj ploči sa stajališta pozicija komponenti te posljedično karakteristika spojke. Naime, skidanje materijala sa zamašnjaka je provedeno na takav način

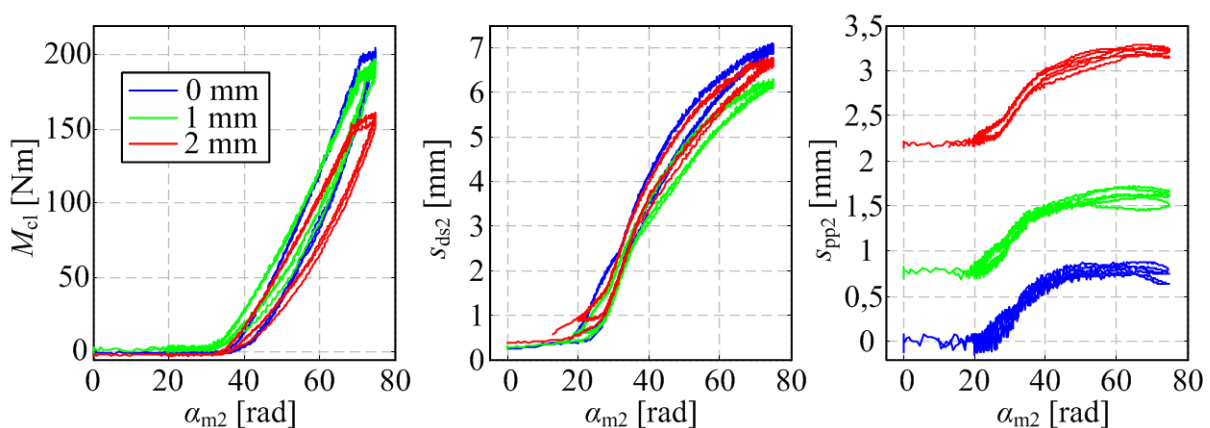
da ne utječe ni na položaj zamašnjaka ni na položaj jarma (Slika 8-9) u odnosu na zamašnjak (pa posljedično ni na položaj svih komponenti koje su vezane uz jaram prema zamašnjaku).



Slika 8-9: Shema emulacije trošenja

### 8.2.2 Rezultati pokusa

Slika 8-10 pokazuje rezultate dubokog trošenja za sve tri razine „emuliranog“ trošenja. Usporedbe rezultata na 0 i 2 mm trošenja pokazuje jasan pad okretnog momenta (za otprilike 20%), kao i pad karakteristike pozicije potisnog ležaja što upućuje na zaključak kako aktiviranje mehanizma za kompenzaciju trošenja ne vraća karakteristike na posve istu razinu. Pozicija potisne ploče ima očiti i očekivani pomak prema višim pozicijama. Idealno, taj bi pomak trebao biti jednak 2 mm, međutim, montaža/demontaža pokazivača pozicije ponovo donosi određeni utjecaj.



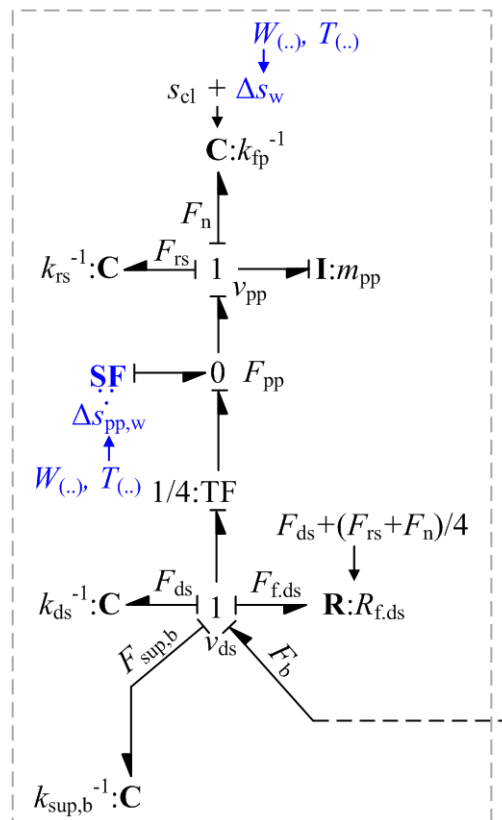
Slika 8-10: Rezultati pokusa dubokog trošenja

Međutim, za 1 mm trošenja, rezultati nisu konzistentni s onima za 0 i 2 mm. Naime, karakteristika okretnog momenta je gotovo na razine karakteristike za 0 mm trošenja uz pomak točke izgradnje momenta na niže vrijednosti pozicije aktuatora. Istovremeno,

karakteristika potisnog ležaja je niža u odnosu na onu kod 2 mm trošenja (trebala bi pasti između karakteristika na 0 i 2 mm trošenja).

### 8.3 Modeliranje trošenja

Kako oba aspekta trošenja, smanjenje debljine tarne ploče i aktivacija mehanizma za kompenzaciju trošenja imaju utjecaja na aksijalnu dinamiku, potrebno je postojeći aksijalni model (Slika 4-2) proširiti ovim efektima (Slika 8-11).



**Slika 8-11: Postojeći model aksijalne dinamike proširen efektima trošenja**

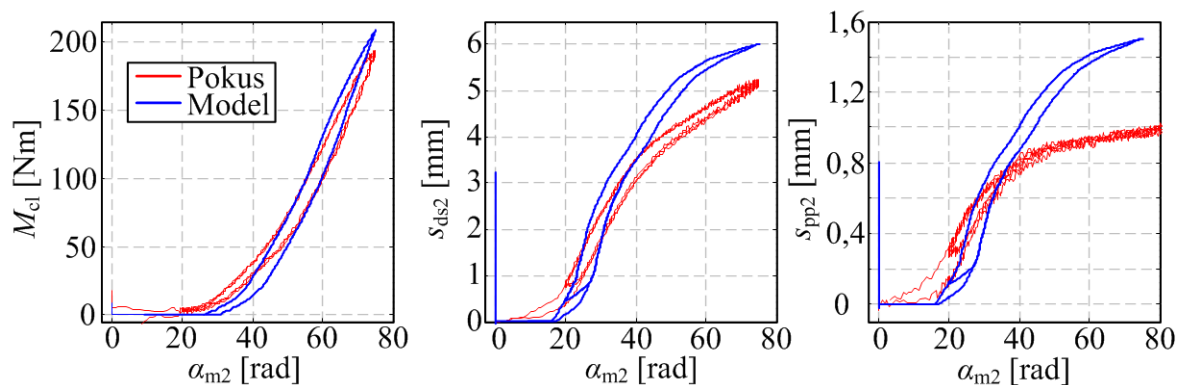
Prvi efekt trošenja, smanjenje debljine tarne ploče, modelirano je kao povećanje zračnosti spojke ( $\Delta s_w$ ). Naime, kako veća zračnost uzrokuje pad vrijednosti momenta za istu poziciju aktuatora, ovakvo modeliranje bi upravo i trebalo opisati identificirani utjecaj, naime smanjene okretnog momenta i povećanje pozicije potisne ploče i potisnog ležaja. Za potrebe validacije, iznos trošenja je u model unesen kao jedan od parametara modela dok bi se u slučaju stvarne spojke ova vrijednost računala iz disipirane energije i stupnja trošenja kao funkcije temperature (kako je utvrđeno u poglavlju 5.4: Trošenje tarnog materijala).

Utjecaj mehanizma za kompenzaciju trošenja modeliran je kao inkrementalni pomak pozicije potisne ploče ( $\Delta s_{pp,w}$ ). Svaki puta kada model trošenja tarnog materijala izračuna da se tarne ploča istrošila za iznos koji omogućava aktivaciju mehanizma, tj. 0,1 mm, karakteristika

potisne ploče je pomaknuta naprijed (prema zamašnjaku) čime se kompenzira povećana zračnost.

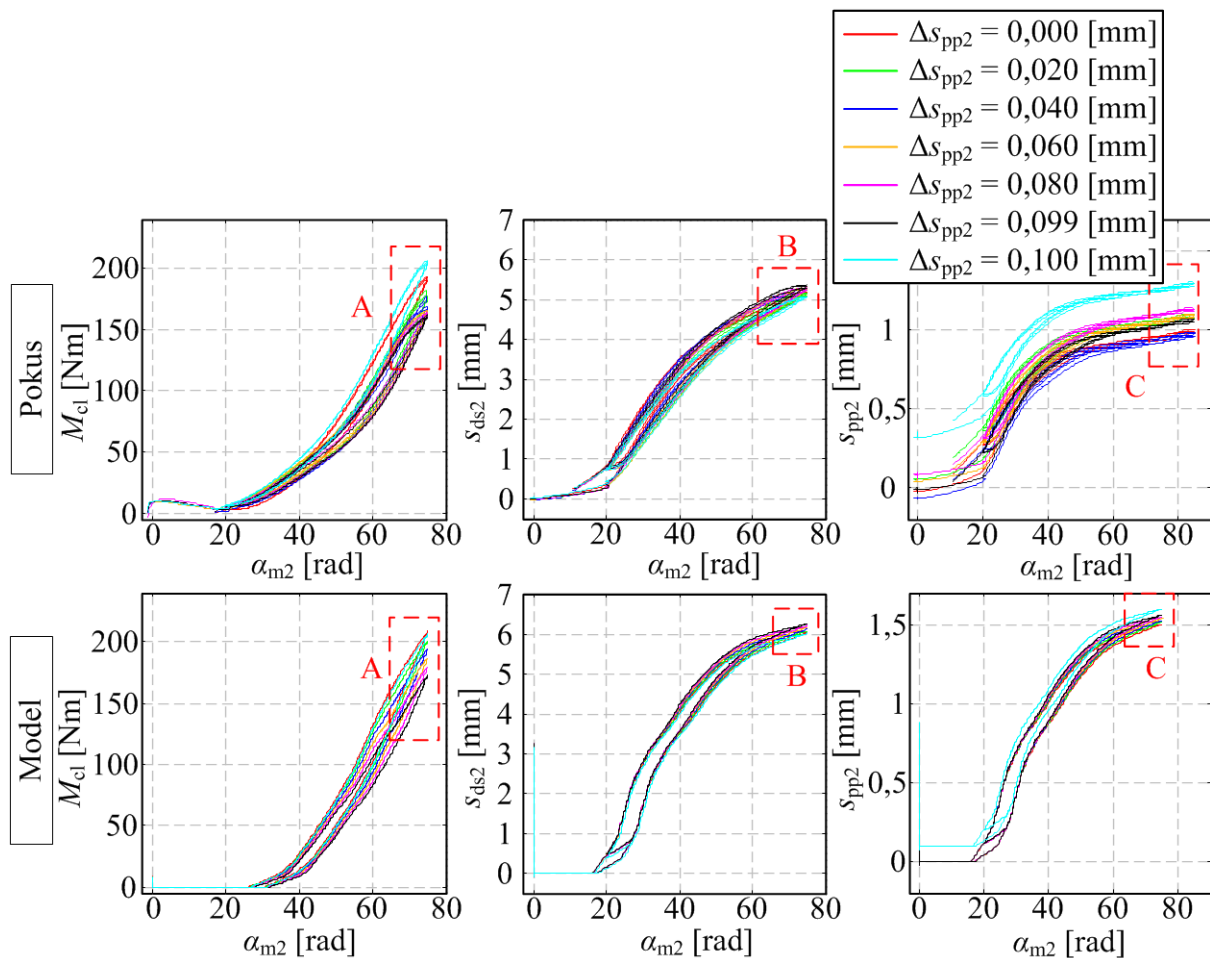
### 8.3.1 Validacija malog trošenja

Proširenje postojećeg modela aksijalne dinamike efektima trošenja općenito daje dobre kvalitativne predikcije, međutim, uočljive su i određene razlike. Slika 8-12 prikazuje početne karakteristike, tj. karakteristike spojke snimljene nakon razrade organizacije pokusa malog trošenja tijekom kojih je spojka već bila izložena temperaturi od 260°C kroz vremensko razdoblje od nekoliko sati. Može se vidjeti kako sada postoje značajne razlike u karakteristikama pri čemu je važno naglasiti tri detalja: (i) pomak točke izgradnje momenta na niže vrijednosti pozicije aktuatora, (ii) sniženu maksimalnu vrijednost karakteristike potisnog ležaja te (iii) sniženu maksimalnu vrijednost pozicije potisne ploče. Pretpostavlja se kako su komponente uslijed dugotrajnog izlaganja povišenoj temperaturi (spojka je prije provođenja samih pokusa bila izložena visokim temperaturama tokom razvoja procedura pokusa) prošle kroz trajnu (plastičnu) deformaciju/proširenje koje je smanjilo zračnost te time za istu poziciju aktuatora generiralo veću normalnu silu u odnosu na novu spojku.



**Slika 8-12: Validacija modela trošenja – 0 mm trošenja**

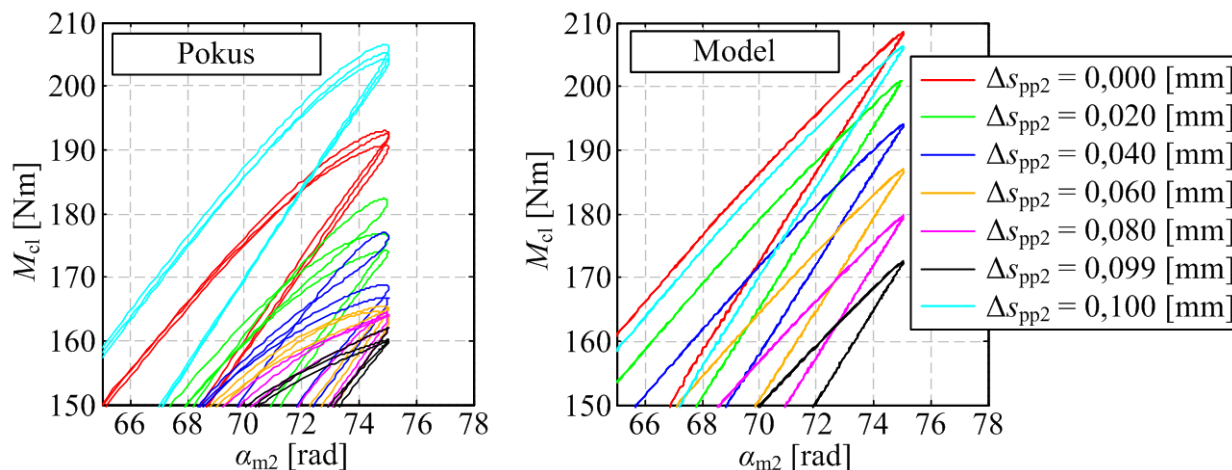
Razmatraju li se efekti trošenja tarne obloge te jedne aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja s predikcijom koju daje model (Slika 8-13), može se uočiti kako model općenito uspijeva opisati promjene uočene tokom eksperimenata. Model pokazuje pad karakteristike momenta (Slika 8-14) i porast karakteristika potisnog ležaja (Slika 8-15) i potisne ploče (Slika 8-16) s trošenjem tarne obloge s približno istim vrijednostima promjene najveće vrijednosti karakteristika. Najveća razlika uočljiva je kod karakteristika potisne ploče, međutim, kao i kod prijašnjih testova, ova razlika može biti posljedica (de)montaže pokazatelja pozicije potisne ploče.



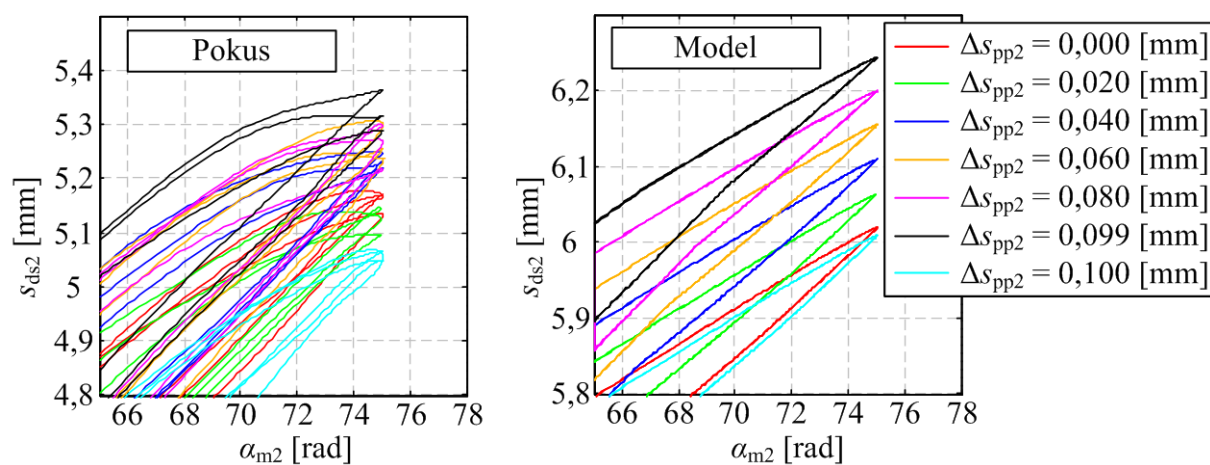
**Slika 8-13: Validacija modela trošenja – 0 do 0,1 mm trošenja**

Kod aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja, model pokazuje kvalitativno dobar utjecaj mehanizma na karakteristike, tj. pokazuje obnavljanje razine karakteristika okretnog momenta i pozicije potisnog ležaja te inkrementalni pomak pozicije potisne ploče. U ovom aspektu, model pokazuje značajnije razlike u odnosu na eksperimentalne rezultate, poglavito u karakteristici okretnog momenta. Rezultati pokusa ukazuju na porast vrijednosti okretnog momenta iznad razine početne karakteristike, dok model pokazuje blagi pad. Naravno, razlika u vrijednostima karakteristike okretnog momenta vjerojatno je posljedica ručnog aktiviranja mehanizma za kompenzaciju trošenja, tj. nejednake istrošenosti tarne obloge od točke aktivacije mehanizma. Razlika koju model pokazuje posljedica je povećanja sile u povratnoj opruzi, tj. inkrementalni pomak početne pozicije potisne ploče uzrokuje povećanje sile u povratnoj opruzi koja potom za posljedicu ima smanjenje normalne sile, tj. okretnog momenta. Ovakva predikcija u skladu je s pretpostavkama pod kojima su rađeni pokusi eksperimentalne identifikacije dubokog trošenja.

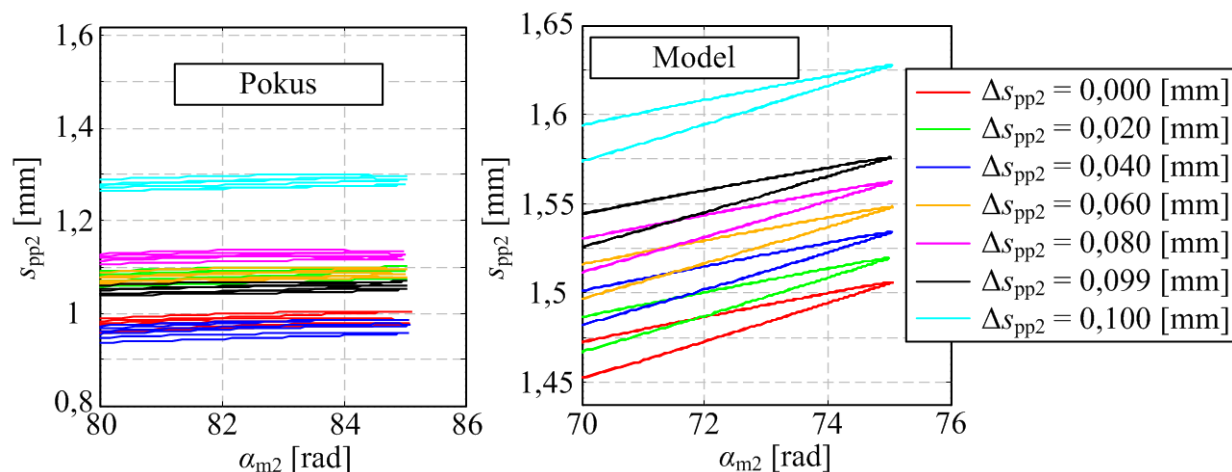




Slika 8-14: Validacije modela trošenja – malo trošenje – detalj A



Slika 8-15: Validacije modela trošenja – malo trošenje – detalj B



Slika 8-16: Validacije modela trošenja – malo trošenje – detalj C

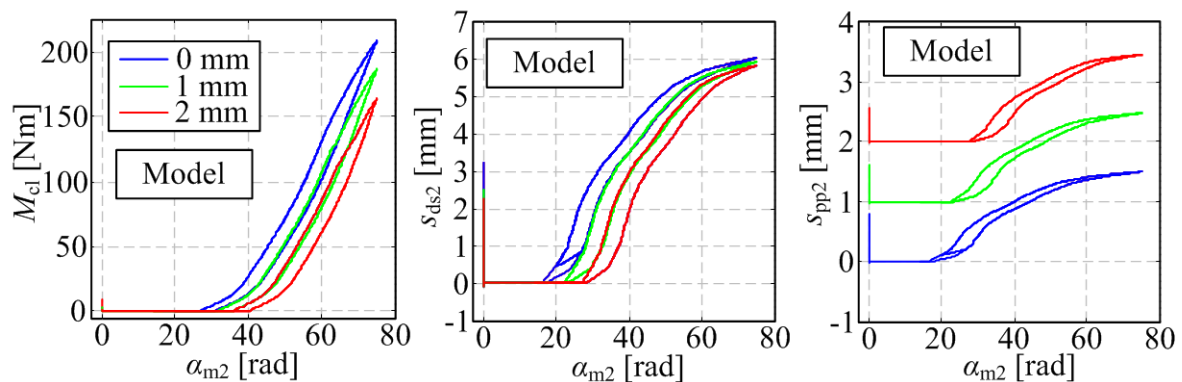
### 8.3.2 Validacija dubokog trošenja

Slika 8-17 prikazuje rezultate validacije modela spojke spram rezultata pokusa dubokog trošenja. Model pokazuje kvalitativno dobru korelaciju s rezultatima pokusa na 0 i 2 mm u



pregledu pada najvećih vrijednosti okretnog momenta i pozicije potisnog ležaja kao i pomak karakteristike potisnog ležaja. Očekivano, za potrošenost od 1 mm model pokazuje promjenu u karakteristikama u odnosu na 0 mm potrošenosti koja je jednaka polovici razlike između karakteristika na 0 i 2 mm potrošenosti te se time ne poklapa s rezultatima karakteristika pokusa snimljenih na 1 mm potrošenosti.

Model pokazuje značajan pomak točaka izgradnje pozicije potisnog ležaja i okretnog momenta spojke na veće pozicije aktuatora s povećanjem potrošenosti pri čemu je pomak približno jednak širini histereze svake pojedine karakteristike. Ovako značajan pomak nije uočen kod pokusa što upućuje na značajne probleme u mogućnosti predviđanja iznosa okretnog momenta u uvjetima pokretanja i male brzine kretanja vozila.



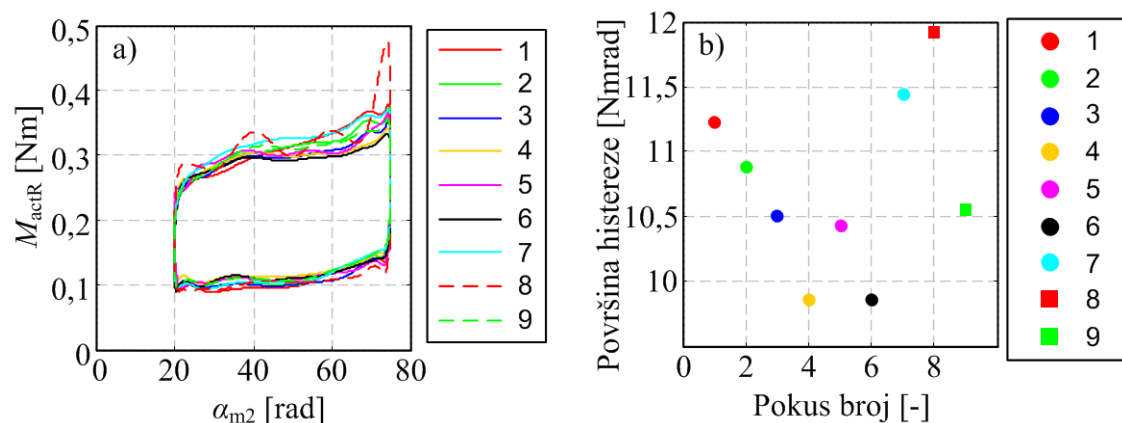
Slika 8-17: Validacija dubokog trošenja

### 8.3.3 Određivanje točke aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja

Rezultati pokusa eksperimentalne identifikacije utjecaja trošenja tarnog materijala na karakteristike spojke pokazuju kako aktivacija mehanizma za kompenzaciju trošenja ima značajan utjecaj na dinamiku spojke. Posljedično, za pravilno i kvalitetno upravljanje spojkom potrebno je sa što je moguće većom preciznošću odrediti trenutak aktivacije. Varijacije u geometriji i sastavu tarnog materijala vjerojatno neće omogućiti modelu da pravilno predvidi točan trenutak aktivacije. Bilo bi stoga uputno istražiti druge mogućnosti, tj. potražiti mogućnost određivanja trenutka aktivacije iz veličine nekog drugog operativnog parametra.

Slika 8-18 prikazuje referencu okretnog momenta motora aktuatora u funkciji njegove pozicije, snimljenu tokom pokusa malog trošenja na kojoj se može vidjeti kako trošenje tarnog materijala ima određenih utjecaja na danu karakteristiku. Površine histereza koju prikazuje Slika 8-18a u funkciji redoslijeda snimanja prikazuje Slika 8-18b. Može se uočiti približno linearni trend smanjenja površine histereze s trošenjem tarne ploče te skokoviti rast s

aktivacijom mehanizma za kompenzaciju trošenja. Kako su referenca okretnog momenta i pozicija motora aktuatora veličine kojima sustav upravljanja već raspolaže, predlaže se primjena opisane metode za određivanje točnog trenutka aktivacije mehanizma za kompenzacije trošenja.



Slika 8-18: Referenca okretnog momenta motor aktuatora tokom pokusa malog trošenja

## 8.4 Trošene spojke

Pored novih, tokom provedbe istraživanja razmatrano je i osam spojki koje su korištene u vozilima (Tablica 8-1).

Tablica 8-1: Popis spojki i relevantnih podataka za pokuse trošenja

Redni broj	Oznaka spojke u ovom radu	Tarni materijal	Prijedena udaljenost [milja / km]	Dostavljena zaključana	Pozicija mehanizma (ugrađena/slobodna)
1	10k	B	10917 / 17467	Ne	39 / 52
2	11k	B	11546 / 18473	Ne	41 / 52
3	28k	B	28366 / 45385	Ne	50 / 65
4	30k	B	30299 / 48478	Ne	41 / 52
5	33k	B	33945 / 54312	Ne	49 / 61
6	37k	B	37819 / 60510	Ne	49 / 58
7	56k	B	56547 / 90475	Da	42 / 53
8	60k	B	60358 / 96572	Ne	48 / 60

Točna istrošenost nije poznata, ali se zna da su vozila prešla između 10 000 i 60 000 milja (17 000 do 96 000 km). Kao mjerilo istrošenosti koristi se pozicija vanjskog prstena mehanizma za kompenzaciju trošenja pri čemu postoji razlika u njegovoj poziciji ovisno o tome da li je spojka ugrađena u zvonoliko kućište ili je izvađena. Ova razlika posljedica je prednapregnutog stanja tanjuraste opruge spojke kod ugradnje spojke koje ograničava veličinu slobodnog prostora između jarma i potisne ploče.

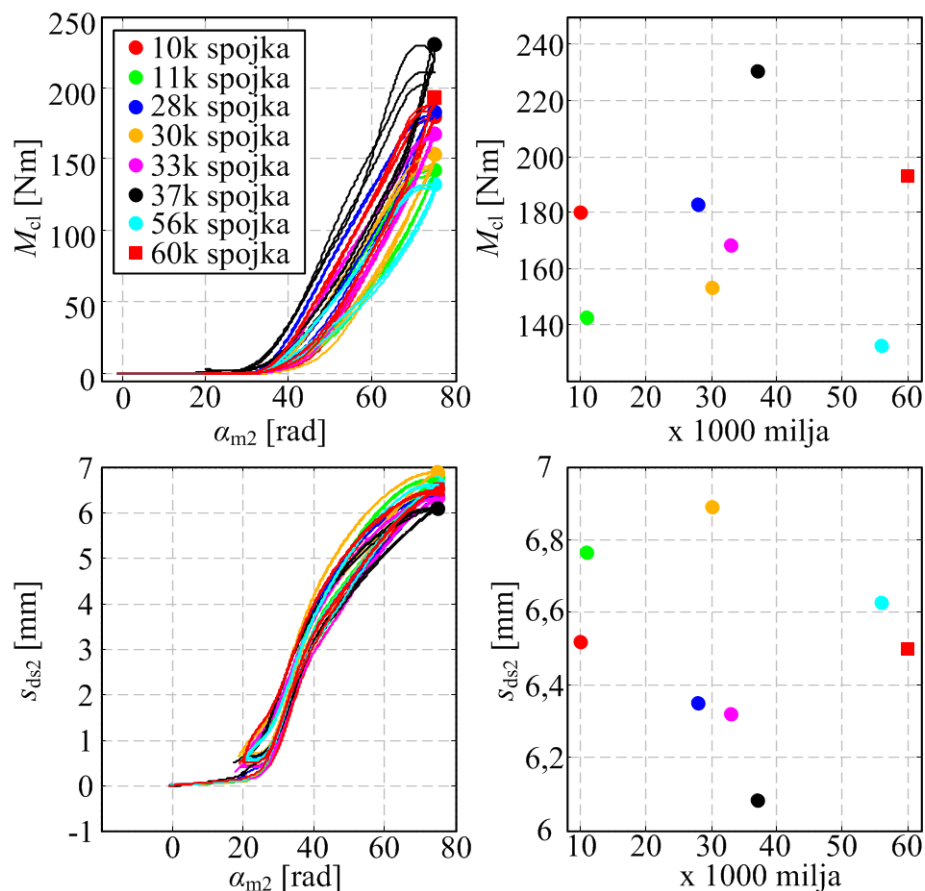
Ove će spojke biti primijenjene za validaciju modela trošenja pri čemu je otežavajuća okolnost to što nije poznata točna istrošenost spojki kao ni početna vrijednost debljine tarne ploče kao ni pozicije mehanizma za kompenzaciju trošenja.

### 8.4.1 Provedba i rezultati pokusa

Spojke su podvrgnute pokusima karakterizacije trošenja. Pokusi su provedeni snimanjem statičkih karakteristika po uzoru na pokuse snimane tokom eksperimentalne identifikacije utjecaja dubokog trošenja s izuzetkom pozicije potisne ploče. Snimanje ove pozicije tražilo bi pripremu svih spojki, a obzirom na relativnu poziciju potisne ploče, sama karakteristika ne bi ukazivala na poziciju mehanizma za kompenzaciju trošenja. Slika 8-19 prikazuje sve snimljene karakteristike te maksimalne vrijednosti snimljenih karakteristika u funkciji prijedene kilometraže vozila. Kao što se može vidjeti, čini se da ne postoji jasna korelacija između ostvarenih vrijednosti okretnog momenta i pozicije potisne ploče u odnosu na kilometražu.

Ovi rezultati mogu se objasniti utjecajem mehanizma za kompenzaciju trošenja. Naime, kao što je pokazano, statičke karakteristike su pod značajnim utjecajem kako smanjenja debljine tarne obloge, tako i aktivacijom mehanizma za kompenzaciju trošenja. Posljedično, za utvrđivanje ponašanja spojke u funkciji trošenja nije dovoljno samo poznavati stupanj istrošenosti tarne obloge već i trenutnu poziciju mehanizma za kompenzaciju trošenja. Nadalje, valja primijetiti kako su za sve spojke više najveće vrijednosti okretnog momenta uvijek vezane uz niže najveće pozicije potisnog ležaja što je u skladu s rezultatima malog trošenja.

Za nerastavljenu spojku, istrošenost tarne obloge nije moguće jednostavno izmjeriti (čak i ako se izmjeri, za ove spojke nije poznata inicijalna debljina tarnih obloga). Međutim, tokom pokusa malog trošenja pokazano je kako potrošenost tarne obloge neposredno utječe na poziciju potisnog ležaja. Što se tiče položaja pozicije mehanizma za kompenzaciju trošenja, Slika 8-6 upućuje na zaključak kako ga je, za spojku 2, moguće odrediti iz pozicije vanjskog prstena.



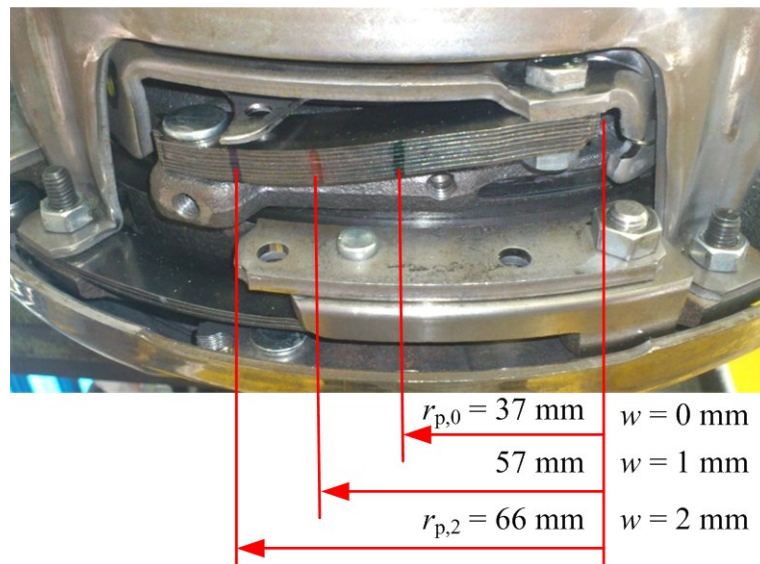
**Slika 8-19: Filtrirane statičke karakteristike trošenih spojki i maksimalne vrijednosti u funkciji kilometraže vozila**

#### 8.4.2 Procjena potrošenosti

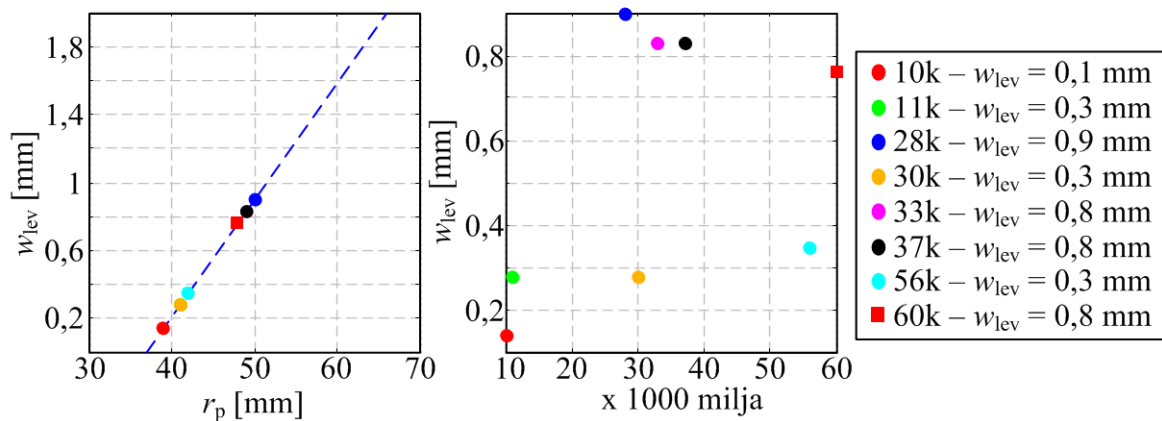
Prvi korak u određivanju procjene potrošenosti je određivanje pozicije mehanizma za kompenzaciju trošenja nazvane razinom trošenja. Kao što pokazuje Slika 8-20, za punu potrošenost tarne ploče od 2 mm, vanjski prsten mehanizma za kompenzaciju trošenja pomiče se u cirkularnom smjeru od svoje inicijalne pozicije od  $r_{p,0} = 37$  mm do svoje konačne pozicije  $r_{p,2} = 66$  mm, mjerene od nepomične točke spojke ugrađene u zvonoliko kućište. Razina trošenja spojke ( $w_{lev}$ ) je određena kao linearna funkcija pozicije ( $r_{p,used}$ ) vanjskog prstena pojedine trošene spojke (isprekidana plava linija, Slika 8-21).

$$w_{step} = \frac{2mm}{r_{p,2} - r_{p,0}} = 0,07 \frac{mm \text{ axial}}{mm \text{ radial}} \quad (8.1)$$

$$w_{lev} = w_{step}(r_p - r_{p,0}) \quad (8.2)$$



**Slika 8-20: Mjerenje pozicije vanjskog prstena mehanizma za kompenzaciju trošenja**



**Slika 8-21: Izračunate razine potrošenosti spojke**

Potrebno je napomenuti kako, obzirom da se svaki korak aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja događa svaki put kada trošenje tarne ploče dosegne novih 0,1 mm, utvrđena razina trošenja ujedno predstavlja potrošenost tarne ploče s preciznošću od 0,1 mm.

Tokom pokusa malog trošenja pokazano je kako trošenje tarne ploče unutar koraka aktivacije od 0,1 mm utječe na karakteristiku potisnog ležaja. Posljedično, usporedbom karakteristika potisnog ležaja svake pojedine trošene spojke s karakteristikama, trebalo bi omogućiti određivanje potrošenosti tarne ploče pojedine trošene spojke unutar dvaju koraka aktivacije mehanizma. Međutim, rezultati pokusa dubokog trošenja pokazuju kako aktivacija mehanizma za kompenzaciju trošenja vraća karakteristiku potisnog ležaja na razinu koja je za određeni iznos niža od početne karakteristike (Slika 8-10).

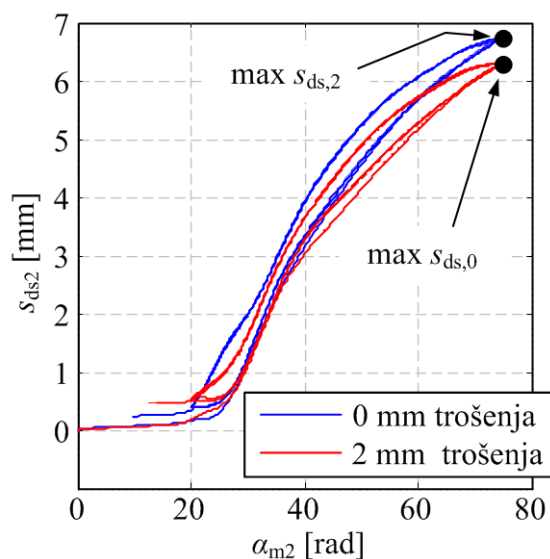
Stoga, kako bi se omogućila primjena karakteristike potisnog ležaja za određivanje malog trošenja na razini između 0 i 0,1 mm istrošenosti, izmjerena najveća vrijednost karakteristike

potisnog ležaja za svaku trošenu spojku ( $\max(s_{ds})$ ) mora se prvo kompenzirati estimiranom razinom trošenja i kompenzacijskim korakom razine trošenja ( $c_{step}$ ).

$$\max s_{ds,comp} = \max s_{ds} + c_{step} W_{lev} \quad (8.3)$$

Kompenzacijski korak razine trošenja određen je iz karakteristike potisnog ležaja iz pokusa dubokog trošenja snimljenih na 0 i 2 mm trošenja (Slika 8-22). Pretpostavljeno je kako svaka aktivacija mehanizma za kompenzaciju trošenja ima linearni utjecaj na karakteristiku potisnog ležaja.

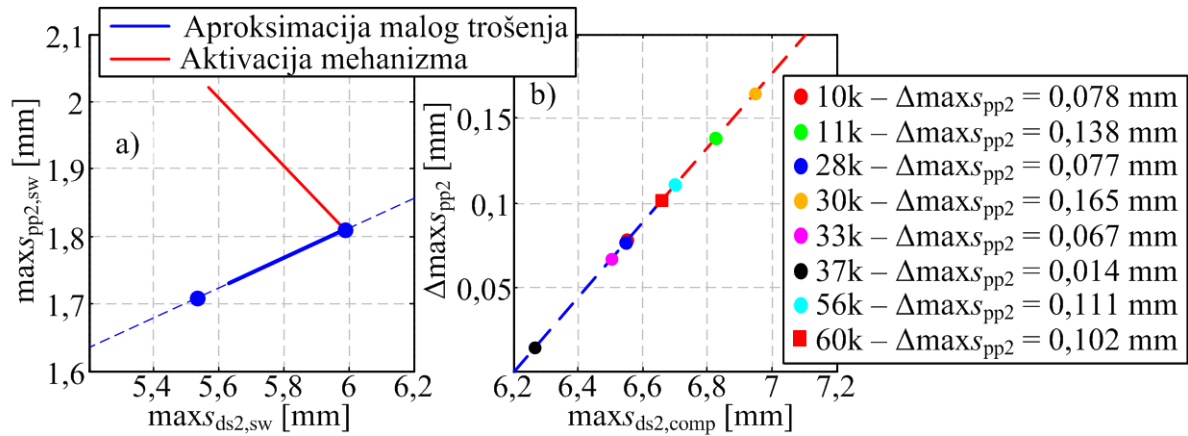
$$c_{step} = \frac{\max s_{ds,2} + \max s_{ds,0}}{2} \quad (8.4)$$



**Slika 8-22: Filtrirane statičke karakteristike trošenih spojki i maksimalne vrijednosti u funkciji kilometraže vozila**

Malo (lokalno trošenje) sada je određeno iz kompenzirane maksimalne pozicije potisnog ležaja te veze između najveće pozicije potisnog ležaja i najveće pozicije potisnog ležaja dobivene iz rezultata pokusa malog trošenja. Ovaj se odnos može odrediti na dva načina: (i) iz pozicija izmjerenih tokom samog trošenja (Slika 8-23, plava linija) ili (ii) iz skoka najvećih pozicija tokom aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja (Slika 8-23, crvena linija). Obje mogućnosti pod utjecajem su netočnosti mjerenja. Međutim, zbog većeg broja izmjerenih točaka u prvom pristupu, ova opcija se smatra pouzdanijom. Potrebno je napomenuti kako, zbog prethodnih pokusa, malo trošenje nije počelo neposredno na 0 mm trošenja. Stoga su najveće pozicije potisne ploče i potisnog ležaja (Slika 8-5), izmjerene neposredno prije aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja proglašene pozicijama na 0,1 mm trošenja ( $\max s_{ds,sw,0.1}$  i  $\max s_{pp,sw,0.1}$ ) te su odgovarajuće pozicije na 0 mm ( $\max s_{ds,sw,0}$  i

$\max s_{pp,sw,0}$ ) estimirane produljenjem karakteristike prema manjim pozicijama potisne ploče (oba para pozicija pokazane su kao plave točke na slici Slika 8-23). Vertikalna os (Slika 8-23a) sada se odnosi na razliku u maksimalnoj poziciji potisne ploče za malo trošenje koje je očito jednako 0,1 mm (Slika 8-23b, plava isprekidana linija), tj. jednom koraku kompenzacije.



**Slika 8-23: Procedura određivanja malog trošenja**

Potrebno je napomenuti kako su najveće pozicije potisnog ležaja tokom pokusa malog trošenja bile značajno niže u odnosu na ostale pokuse (usporedi Slika 8-5 sa Slika 4-3), pretpostavljajući zbog trajnih deformacija komponenti spojke uslijed visoke temperature. Stoga, promjena najveće pozicije potisnog ležaja ( $\max s_{ds2,shift}$ ) je pomaknuta s vrijednosti pokusa malog trošenja ( $\max s_{ds2,sw}$ ) na karakteristike snimljene tijekom ranih pokusa na spojci (vidi sliku Slika 4-3).

$$\max s_{ds2,shift} = \max s_{ds2,sw} - \max s_{ds2,sw,0} + \max s_{ds,start} \quad (8.5)$$

gdje je  $\max s_{ds,start}$  najveća pozicija potisnog ležaja snimljena prije pokusa vezanih uz trošenje (dakle na 0 mm i prije intenzivnog zagrijavanja). Malo trošenje ( $\Delta \max s_{pp2}$ ) je sada definirano za svaku trošenu spojku primjenom sljedećeg izraza (isprekidana linija, slika Slika 8-23b):

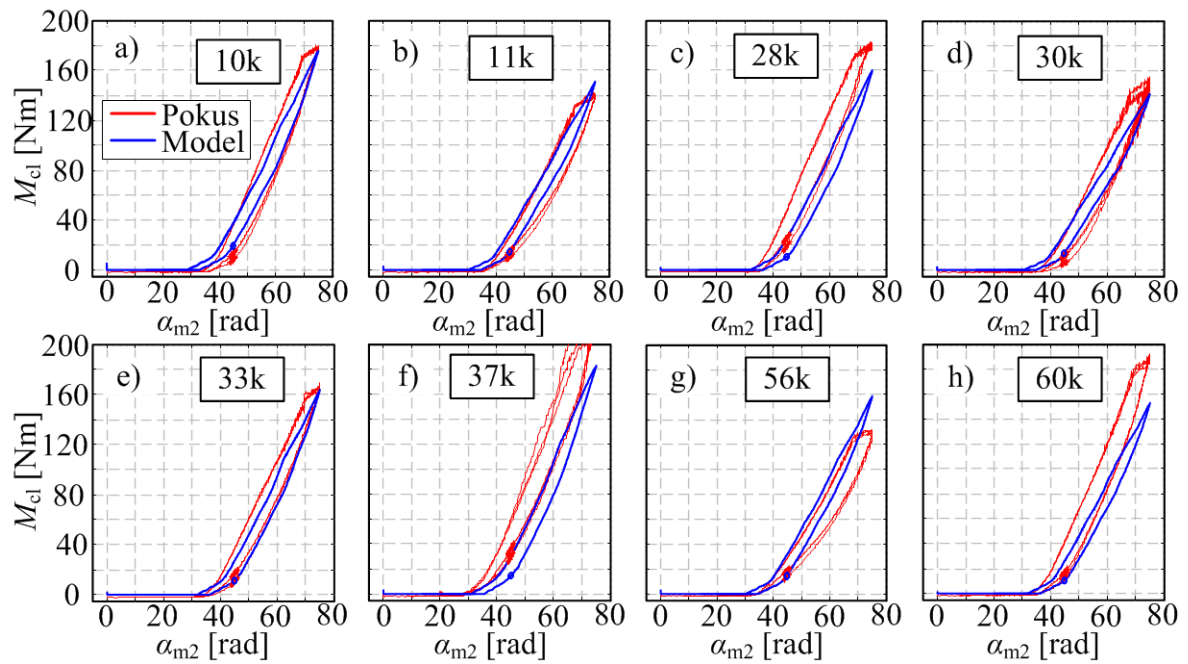
$$\Delta \max s_{pp2} = \frac{\max s_{pp2,sw,0} - \max s_{pp2,sw,0.1}}{\max s_{ds2,0} - \max s_{ds2,0.1}} [\max s_{ds2,comp} - \max s_{ds2}] \quad (8.6)$$

Ukupna istrošenost tarne ploče za svaku trošenu spojku sada se može procijeniti iz razine trošenja i malog trošenja:

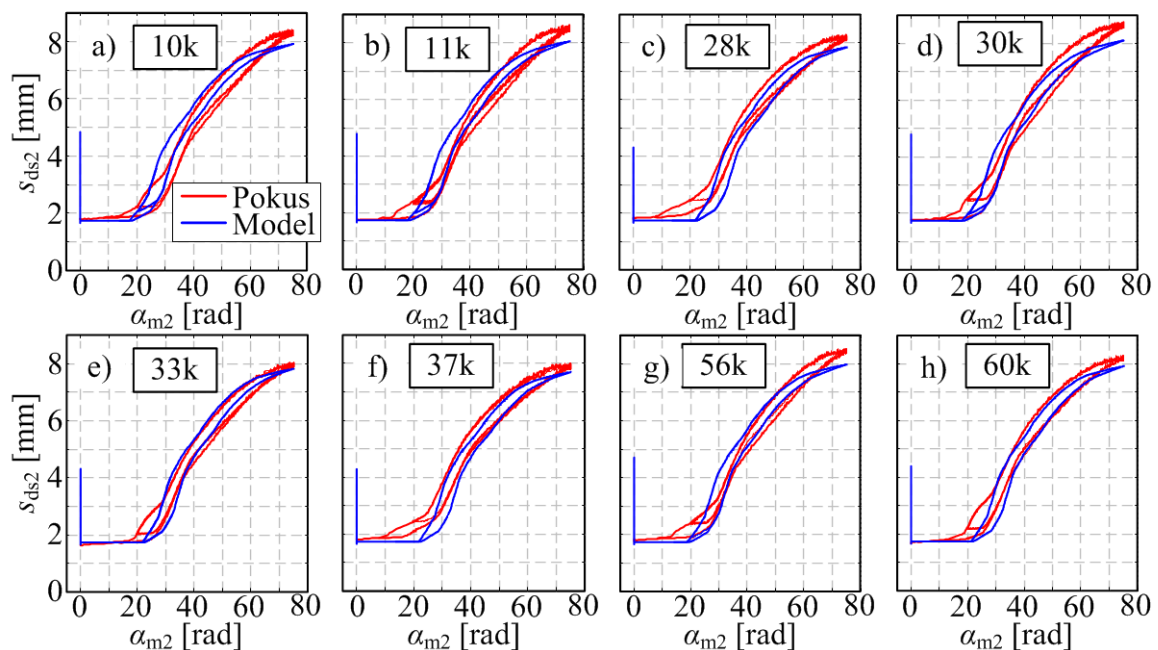
$$\Delta s_{fp,used} = w_{lev} + \Delta \max s_{pp2} \quad (8.7)$$

Izračunate razine trošenja i trošenje tarne obloge uneseni su u općeniti model spojke kako bi se utvrdilo da li procedura estimacije potrošenosti i model spojke mogu pravilno predvidjeti ponašanje spojke. Rezultate pokazuju Slika 8-24 i Slika 8-25.





**Slika 8-24: Filtrirane statičke karakteristike okretnog momenta trošenih spojki**



**Slika 8-25: Filtrirane statičke karakteristike pozicije potisnog ležaja trošenih spojki**

Može se vidjeti kako za spojke 10k, 11k, 30k i 33k predviđanja modela padaju relativno blizu eksperimentalnim rezultatima čime se ukazuje kako je procedura estimacije potrošenosti relativno točna. Međutim, za 28k, 37k, 56k i 60k spojke, korelacija između pokusa i modela je loša, posebice u pogledu karakteristika okretnog momenta. Dok se vrlo visoki okretni moment za spojku 37k može objasniti trajnom deformacijom spojke uslijed previsoke



temperature (zamašnjak ove spojke je plave boje, Slika 8-26), slična objašnjenja ne postoje za preostale spojke.



**Slika 8-26: Fotografija 37k spojke**

Važno je uzeti u obzir kako je postupak estimacije potrošenosti spojke rađen pod pretpostavkom kako je početna pozicija mehanizma za kompenzaciju trošenja ista kod svih spojki, tj. kako je pozicija vanjskog prstena za sve nove spojke uvijek jednaka. Međutim, razmatranjem spojki koje su korištene tokom pokusa sklonosti podrhtavanju (spojke su posve nove), utvrđeno je kako postoje određene razlike između ovih spojki (Tablica 8-2). Na temelju ovih razlika u pozicijama, odlučeno je primijeniti drugačiji pristup.

**Tablica 8-2: Popis prethodno razmatranih spojki**

Redni broj	Oznaka spojke u ovom radu	Tarni materijal	Prijeđena udaljenost [km]	Dostavljena zaključana	Pozicija mehanizma (ugrađena/slobodna)
1	Osnovna spojka	A	12955	Da	34/?
2	Materijal A	A	0	Da	?/54
3	Materijal B	B	0	Da	?/52
4	Duboko trošenje	B	900	Da	37/50

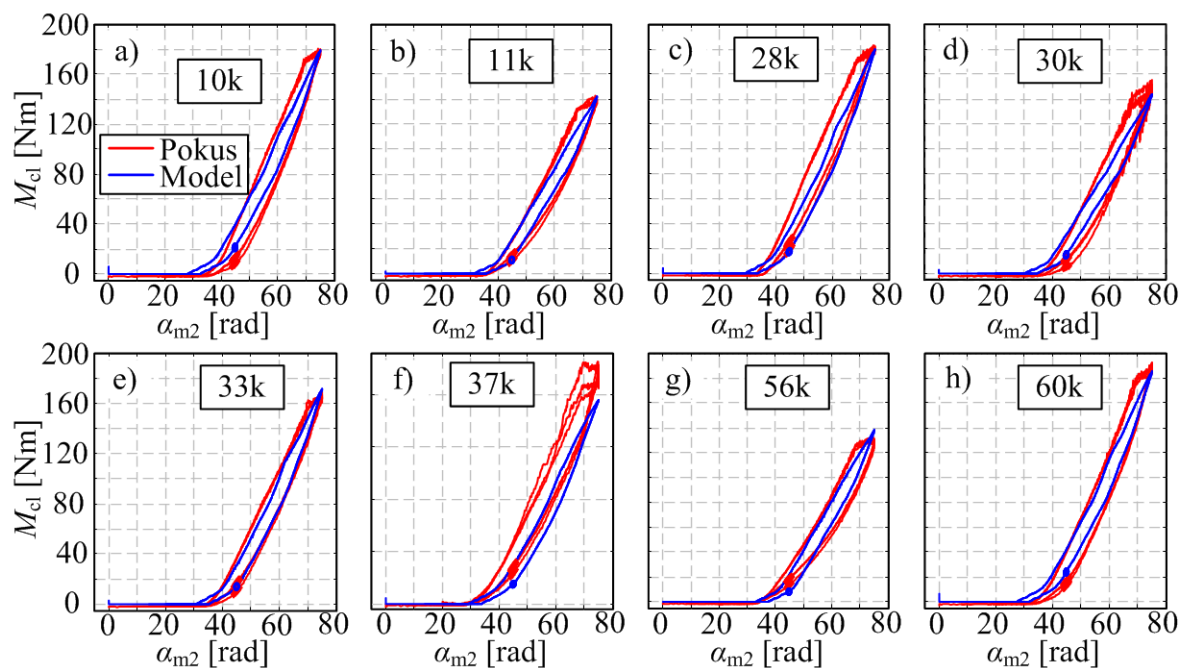
Stvarno izmjerene pozicije na trošenim spojkama su varirane za iznose za koje je procijenjeno da bi mogli odgovarati stvarnim varijacijama dimenzije komponenti spojke (varijacije su išle za  $\pm 10$  zubi što odgovara razlici u dimenzijama od  $\pm 0,7$  mm u aksijalnom smjeru).

Kako su spojke izrađene sklapanjem većeg broja komponenti proizvedenih u masovnoj proizvodnji, zaključeno je kako je moguće da varijacije pojedinih dimenzija mogu uzrokovati ukupnu razliku ovog reda veličine koju kod sklapanja kompenzira mehanizam za

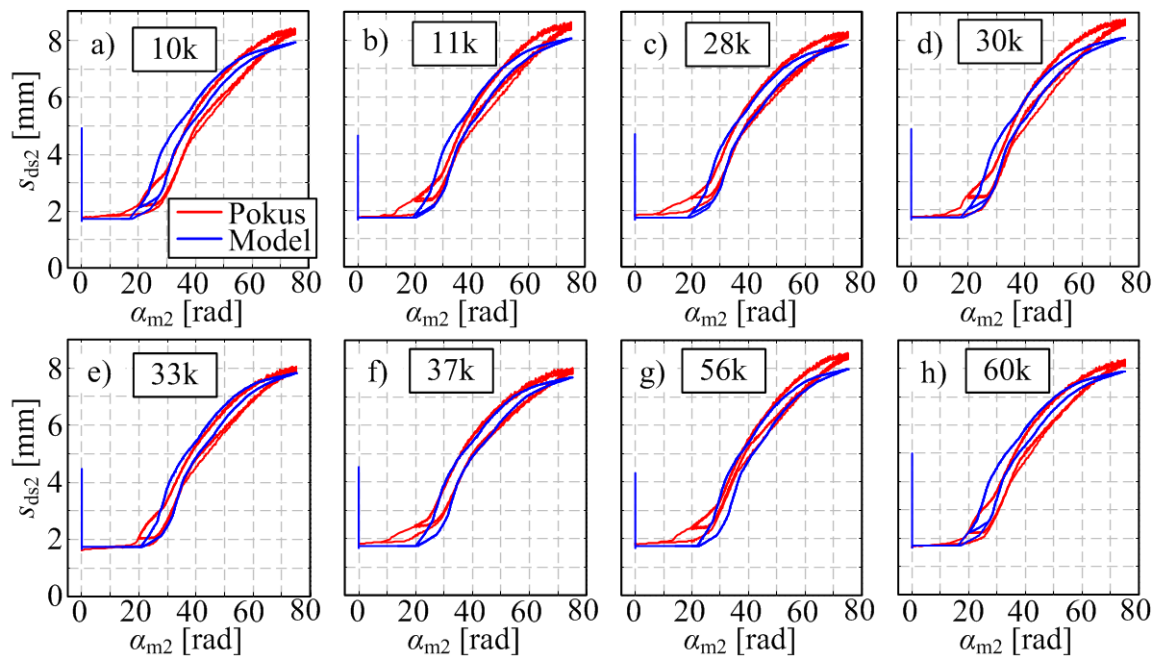
kompenzaciju trošenja na isti način kako kompenzira povećanja zračnosti usred stvarnog trošenja (mehanizam ima veliku zalihu hoda što ide u prilog ovoj pretpostavci).

Ove varijacije pozicija su uvrštene u postupak estimacije potrošenosti spojke kako bi se dobile nove vrijednosti procijenjene razine trošenja i potrošenosti tarne ploče. Postupak je ponavljan za svaku spojku do ostvarivanja najbolje korelacije između rezultata pokusa i predviđanja modela.

Rezultate usporedbe rezultata pokusa i modela za varirane pozicije mehanizma kompenzacije trošenja prikazuju Slika 8-27 i Slika 8-28. Može se vidjeti kako sada ista procedura procjene potrošenosti spojke u kombinaciji s modelom spojke daje dobru korelaciju između modela i pokusa čime se ukazuje na mogućnost da postupak daje precizne rezultate. Dobra korelacija nije ostvarena za 37k spojku. Međutim, kako je već navedeno, čini se kako ova spojka nije u regularnom stanju.



**Slika 8-27: Filtrirane statičke karakteristike okretnog momenta trošenih spojki – najbolje poklapanje**



**Slika 8-28: Filtrirane statičke karakteristike pozicije potisnog ležaja trošenih spojki – najbolje poklapanje**

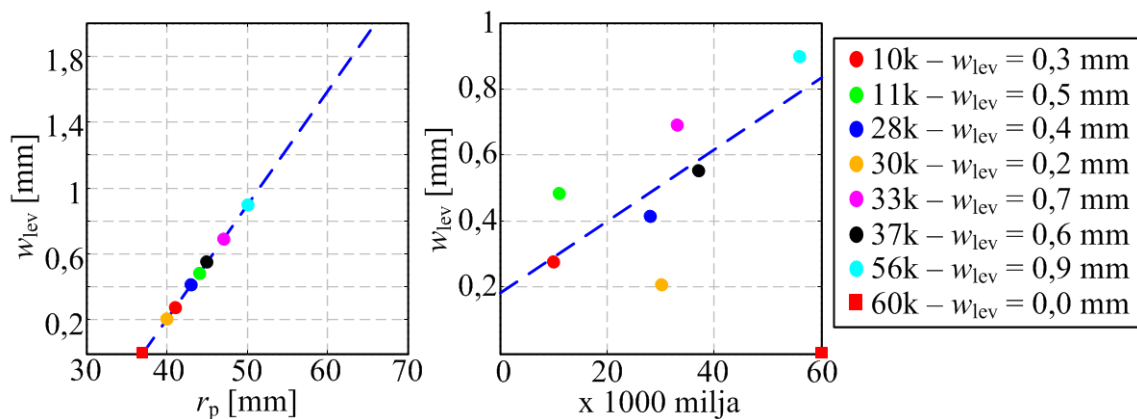
Tablica 8-3 prikazuje konačno odabrane alterirane pozicije mehanizma za kompenzaciju trošenja te razliku u odnosu na stvarno izmjerene pozicije.

**Tablica 8-3: Varirane vrijednosti pozicije mehanizma za kompenzaciju trošenja**

Redni broj	Oznaka spojke	Stvarna pozicija	Pozicija najbolje	Razlika pozicija
		vanjskog prstena	podudarnosti	
		[mm]	[mm]	[mm]
1	10k	39	41	+2
2	11k	41	44	+3
3	28k	50	41	-9
4	30k	41	40	-1
5	33k	49	46	-3
6	37k	49	43	-6
7	56k	42	49	-7
8	60k	48	38	-10

Slika 8-29 prikazuje razine trošenja i alternirane pozicije mehanizma za kompenzaciju trošenja. Može se vidjeti kako razine trošenja koje su dale najbolju korelaciju modela s

pokusima prikazane u funkciji kilometraže vozila s kojih su skinute spojke, formiraju približno linearnu ovisnost čime se upućuje na znatno uniformniju razdiobu trošenja po kilometraži u odnosu na početne rezultate. Samo 60k spojka ne odgovara ovom zaključku obzirom da je najbolja korelacija za ovu spojku dobivena za poziciju mehanizma za kompenzaciju trošenja koja odgovara trošenju od 0 mm (aproksimacijska krivulja ne uzima u obzir ovu spojku) što nije realistično. Međutim, kako su spojke, uključujući i 60k spojku dostavljene bez uključenih transportnih brava, moguće je kako rukovanje spojkama općenito nije bile propisno što može dovesti do zaključka kako ni ova spojka nije u regularnom stanju.



**Slika 8-29: Filtrirane statičke karakteristike trošenih spojki i maksimalne vrijednosti u funkciji kilometraže vozila**

Potrebno je napomenuti kako je čitav postupak baziran na estimaciji potrošenosti spojki umjesto neposrednom mjerenju. Kako bi se validirao postupak estimacije trošenja bilo bi potrebno rastaviti sve spojke i pristupiti neposrednom mjerenju pri čemu bi bilo potrebno riješiti određene probleme vezane uz preciznost mjerenja i interpretaciju rezultata (utjecaj hrapavosti površine i valovite opruge, pod kojom normalnom silom mjeriti debljinu?). Nadalje, kako početne debljine tarnih ploča nisu poznate, bilo bi potrebno uvesti novu pretpostavku o jednakoj inicijalnoj debljini tarnih ploča.

## 9 Opužne karakteristike komponenti spojke

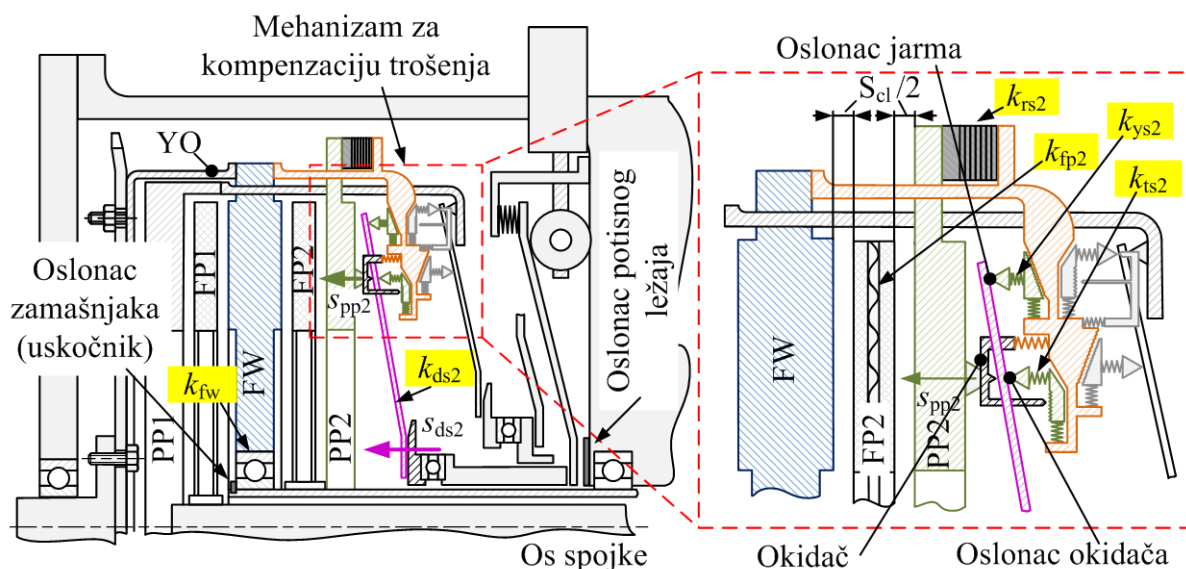
Validacija proširenog modela aksijalne dinamike suhe dvostruke spojke pokazala je kako postojeći model može kvalitativno, pa i u nekoj mjeri i kvantitativno, dobro opisati dinamiku spojke pod utjecajem efekata vezanih uz promjenu temperature i trošenja spojke. Greške predikcije ostavljaju ipak mogućnosti za poboljšanje modela. Najviše mjesta za poboljšanje ima u karakteristici pozicije potisne ploče.

Uz eventualno poboljšanje predikcije pozicije potisne ploče važno je naglasiti dva aspekta ovog problema. Kao prvo, sa stajališta inicijalnog razloga za razvoj modela, a to je razvoj sustava upravljanja spojkom, ovaj aspekt nije krucijalan, tj. dok god model može s dovoljnom preciznošću opisati karakteristiku okretnog momenta u funkciji pozicije aktuatora, njegova namjena je ispunjena. Međutim, kako je karakteristika momenta zapravo funkcija mehanizma spojke, može se očekivati kako će poboljšanje predikcije neke od međuveličina imati pozitivan utjecaj i na predikciju okretnog momenta. Može se stoga zaključiti kako bi razvoj detaljnijeg modela aksijalne dinamike trebao rezultirati i poboljšanom predikcijom okretnog momenta.

Drugi aspekt vezan je uz strukturu postojećeg modela. Naime, postojeći model aksijalne dinamike bazira se na opušnoj karakteristici spojke koja je podijeljena na dvije karakteristike; (i) opušnu karakteristiku tarne ploče koja počinje utjecati na aksijalnu dinamiku spojke jednom kad je zatvorena zračnost spojke te (ii) opušnu karakteristiku tanjuraste opruge koja je snimljena u sprezi s povratnim oprugama i mehanizmom za kompenzaciju trošenja te stoga uključuje krutosti svih navedenih komponenti. Ovakav model je određeno pojednostavljeno stvarnog mehanizma što se pokazalo zadovoljavajućim za slučaj mirujuće nove spojke. Međutim, ovakvo objedinjavanje većeg dijela aksijalnog mehanizma spojke u jednu karakteristiku značajno otežava razvoj modela i ugradnju popratnih efekata koji utječu na opušnu karakteristiku pojedine komponente unutar ovakve objedinjene opušne karakteristike.

Posljedično, formiranje detaljnijeg (i kvalitetnijeg) modela stoga nije uputno provoditi uvođenjem dodatnih elemenata u postojeći model, već je potrebno pristupiti formiranju novog modela aksijalne dinamike koji će sadržavati zasebne (opušne) elemente mehanizma spojke (Slika 9-1) te opisivati njihove međusobne odnose. Uvođenje zasebnih elemenata

mehanizama spojke omogućiti će neposredniju i precizniju ugradnju pojedinih utjecajnih efekata. Obzirom na jaču fizikalnu osnovu ovakvog modela, očekuje se kako će njegova preciznost biti bolja, ali će zbog većeg broja opisanih elemenata i međusobnih veza ujedno biti i kompleksniji.



**Slika 9-1: Shema spojke s naznačenim izraženim opružnim karakteristikama**

Osnova ovakvog modela su karakteristike i dimenzije pojedinih komponenti spojke te njihov međusoban položaj. Dimenzije te međusoban relativni položaj su već utvrđeni tokom pregleda rastavljene spojke te stoga ostaje utvrditi (opružne) karakteristike pojedinih komponenata. Ovo poglavlje stoga opisuje postupak i rezultate eksperimentalne identifikacije opružnih karakteristika komponenata spojke. Na temelju rezultata, tj. dobivenih karakteristika moći će se razviti novi aksijalni model koji će uključivati karakteristike komponenata koje su dovoljno elastične da mogu imati vidljivog utjecaja na ponašanje spojke.

## 9.1 Organizacija i provedba pokusa

Za provedbu eksperimentalne identifikacije opružnih karakteristika korišten je postav ručno pogonjene preše pri čemu je primjenom različitih oslonaca i komponenti za prijenos sile s vretena na ispitivanu komponentu (Slika 3-9). Pokusi su provedeni kroz snimanja u trajanju od 30 s tijekom kojih je navojno vreteno iz pozicije posve rasterećene komponente prelazilo put do pozicije najveće deformacije ili opterećenja komponente u stvarnoj spojci te potom natrag. Pritom se iznos najveće deformacije i/ili opterećenja određivao na temelju uvida u konstrukciju spojke (npr. deformacija povratnih opruga) i/ili prethodnih eksperimentalnih rezultata (normalna sila na potisnoj ploči određena iz okretnog momenta i faktora trenja).

Vrijednosti sila pritom pokazuju određene razlike u vrijednosti za istu poziciju kod smanjenja pozicije/sile u odnosu na podizanje. Kod komponenti s nižom krutošću može se uočiti jasna, iako poprilično uska histereza kao posljedica djelovanja trenja uslijed klizanja komponenti po osloncima. Kod pojedinih komponenti s visokom krutošću histereza nije uočljiva. Pretpostavlja se kako i ovdje postoji utjecaj trenja koji uzrokuje histerezu u iznosu sile, međutim, dovoljno je mala da je nije moguće razlikovati od uobičajenog rasipanja vrijednosti uslijed nesavršenosti mjerenja.

## 9.2 Određivanje opružnih karakteristika

### 9.2.1 Tarna ploča

Tarna ploča se sastoji od dvije tarne obloge između kojih je smještena valovita opruga dizajnirana s različitom radijalnom krutošću ([36]) kako bi se osigurala željeno glatko uključivanje ([5]), a čije precizno modeliranje traži primjenu metode konačnih elemenata. Pritom su glavni izazovi vezani uz kompleksnu formu i kontinuirano varijabilne kontaktne površine, temperaturne efekte i utjecaj malih varijacija geometrije ([29]) te pojavu oscilacija zbog geometrijske nesavršenosti tarne ploče uslijed proizvodnih tolerancija ([30]).

Tarna ploča sadrži i druge komponente, kao što su prigušnici vibracija okretnog momenta te glavina, međutim, ove komponente nemaju utjecaja na aksijalnu dinamiku spojke. Njihov utjecaj tiče se torzijskih vibracija ([112]) te se njihova elastičnost, masa i prigušenje biraju s ciljem ostvarenja povoljnih ukupnih vibracijskih karakteristika (u prvom redu vlastite frekvencije), tj. s ciljem suzbijanja prijenosa torzijskih vibracija motora na transmisiju ([32]). Posljedično, za određivanje opružne karakteristike postojeće tarne ploče, preciznije njezine valovite opruge, najpouzdanija metoda je eksperimentalna identifikacija koja će stoga biti primijenjena u ovom radu. Pritom treba navesti dva aspekta redovne eksploatacije koji ne spadaju u opseg ovog rada. Prvi aspekt vezan je uz promjenu karakteristike uslijed plastične deformacije valovite opruge koja se može javiti nakon velikog broja uključivanja ([31]). Naime, kontakt između valovite opruge i tarne obloge je u liniji što izaziva visoki kontaktni tlak te posljedično plastičnu deformaciju tarne obloge. Povećanjem prostora između tarnih obloga produljuje se faza kompresije mekane opruge te se umjesto blagog prijelaza između mekane opruge i krute obloge formira oštro koljeno.

Drugi aspekt vezan je uz promjene, tj. oštećenja u tarnom materijalu uslijed izlaganja visokim temperaturama pri čemu je granica visokih temperatura, ovisno o izvoru, 350°C ([17]) ili 320 °C ([74]). U redovnoj eksploataciji ove granice ne bi smjele biti ni približno prijedene,

obzirom da bi se uobičajena radna temperatura suhih spojki trebala kretati oko 100 °C ([74]), što bi kod DCT i AMT sustava trebao osigurati sustav upravljanja spojkom. Kao mjera povećanja toplinske robusnosti predložena je ugradnja otvora koji bi omogućavali izmjenu zraka iz kućišta sa zrakom iz okoline ([17]). Pritom valja naglasiti kako su promjene u materijalu uslijed izlaganja visokim temperaturama jednim dijelom vezane uz faktor trenja, ali mogu imati utjecaja i na krutost čitave tarne ploče. Naime, kako se tarne obloge u odnosu na valovitu oprugu za koju su vezane zakovicama općenito drugačije šire na istim temperaturama, tokom zagrijavanja se javljaju dodatna naprezanja koja kod visokih temperatura mogu uzrokovati lomove u tarnom materijalu. Poznato rješenje za ovaj problem je oblikovanje tarnih ploča s tarnim materijalom podijeljenim u zasebne pločice razmještene po obodu umjesto oblikovanja čitavog diska ([84]). Međutim, za istu ukupnu plohu tarne obloge ovakav raspored znači manju stvarnu kontaktnu plohu što umanjuje trajnost tarne ploče uslijed povećanja kontaktnog tlaka.

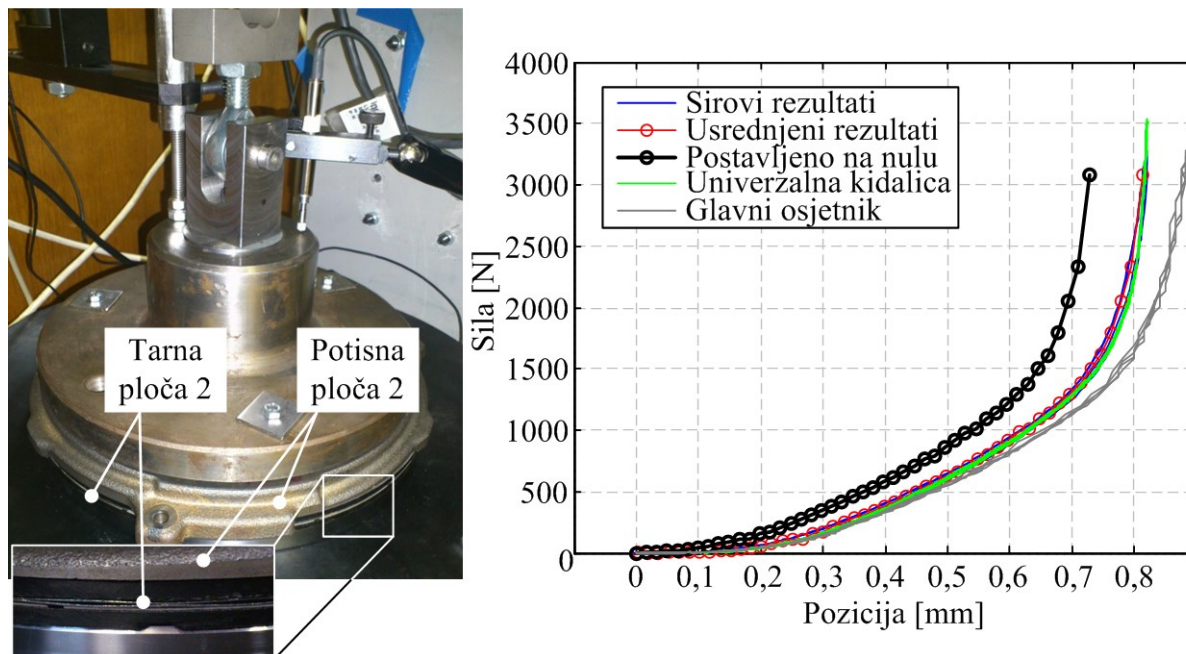
Eksperimentalna identifikacija tarne ploče provedena je na način da je tarna ploča oslonjena na čelični disk čije glavne dimenzije (vanjski i unutarnji radijus) odgovaraju dimenzijama tarne obloge na ravnoj ploči te je djelovanje normalne sile provedeno preko potisne ploče koja je vijčanom vezom spojena na vreteno. Ovakvim rasporedom omogućeno je djelovanje normalne sile isključivo na kontaktnu plohu tarnih obloga te provedba snimanja iz posve rasterećenog stanja (ako zanemarimo opterećenje od vlastite težine valovite opruge i tarne obloge).

Slika 9-2 prikazuje rezultate eksperimentalne identifikacije karakteristike tarne ploče iz spojke korištene za pokuse dubokog trošenja. Karakteristika je snimana zasebno na postavu preše te ponovo na univerzalnoj kidalici. Može se vidjeti kako usrednjena vrijednost karakteristike snimljene na preši dobro korelira s karakteristikom snimljenom na univerzalnoj kidalici što upućuje na zaključak kako postav ručne preše ima zadovoljavajuću preciznost. Pritom je važno napomenuti kako je mjerenje pozicije provedeno s oba raspoloživa osjetnika pozicije. Pritom karakteristika dobivena iz rezultata mjerenja pozicije glavnim osjetnikom značajno odstupa od mjerenja primjenom pomoćnog osjetnika koji u odnosu na glavni osjetnik ima manji mjerni opseg ali veću preciznost. Kako je preciznost pomoćnog osjetnika veća, a ujedno se dobivena karakteristika poklapa s rezultatima dobivenim na univerzalnoj kidalici, može se zaključiti kako je kod mjerenja karakteristika povoljnije koristiti pomoćni osjetnik.

Pritom je važno napomenuti kako je glavni osjetnik na ručnoj preši isti tip osjetnika korištenog za mjerenje pozicije potisne ploče na postavu spojke u konfiguraciji 1 (tip



osjetnika koji je korišten ovdje kao pomoćni bi zadovoljavao za opseg pomaka potisne ploče ali nije bio dostupan tokom provođenja mjerenja na spojci). Posljedično, izmjereni pomak potisne ploče na postavu spojke u sebi sadrži primjetnu grešku (otprilike 0,05 mm na 1,3 mm pomaka, tj. otprilike 4% najvećeg mjernog opsega).



**Slika 9-2: Karakteristika tarne ploče spojke 2**

Kako je mjerenje provedeno od točke u kojoj je potisna ploča vidljivo odvojena od tarne ploče, rezultati pokazuju određeni pomak s nultom silom koja je uklonjena pomakom karakteristike u lijevo do postavljanja točke koja pri nultoj sili ima najveći pomak u ishodište koordinatnog sustava.

### 9.2.2 Tanjurasta opruga

Tanjurasta opruga druga je značajna komponenta spojke s elastičnim djelovanjem čija je glavna zadaća multiplikacija sile s potisnog ležaja. Tanjurasta opruga je uvedena kod manualnih spojki kao zamjena za prethodno korišteni sustav poluge i spiralne opruge ([32]) obzirom da zbog sustava oslanjanja istovremeno djeluje i kao poluga i kao opruga.

Tipična manualna spojka ima prednapregnutu tanjurastu oprugu koja zatvara spojku, tj. djelovanjem aktucije spojka se otvara. Pritom je moguće formirati spojke tako da se otvaranje spojke vrši djelovanjem aktuatora prema motoru (eng. „push type clutch“) ili prema transmisiji (eng. „pull type clutch“) ([6]). Tradicionalno je u primjeni bila verzija s pomakom potisnog ležaja prema motoru zbog jednostavnije konstrukcije. Kod dvostruke spojke također

je u pitanju „push type“ ali je razlika u tome što je spojka prirodno otvorena, a djelovanjem aktuatora se zatvara.

Pritom su tanjuraste opruge primijenjene u spojkama u pravilu oblikovane kao niz radijalno postavljenih pera povezanih jednim prstenom što omekšava karakteristiku, tj. daje veći hod potisnog ležaja za isti raspon normalnih sila ([33]). Ovakav pristup je bio primjeren kod ručnih spojki zbog dodatnog prijenosnog omjera na mehanizmu što je rasterećivalo vozača, a kod DCT sustava ovaj povećani hod omogućuje robusniji sustav upravljanja jer zahtijeva manju preciznost u pozicioniranju aktuatora.

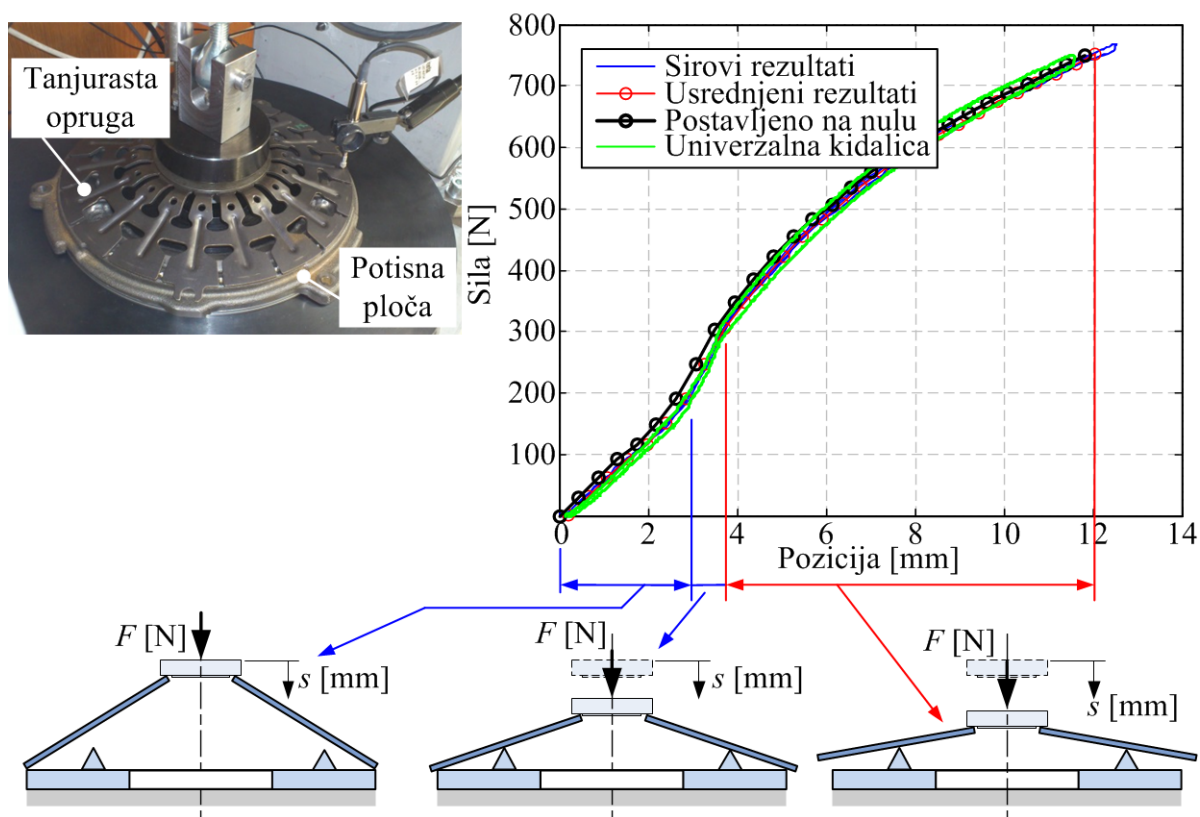
Ovisno o odnosima dimenzija, karakteristika može biti uzlazna, silazna, linearna ili nelinearna ([113], [114]), pri čemu i manje promjene u pojedinim aspektima geometrije mogu imati značajan utjecaj na karakteristiku opruge ([34], [35]). Dodatno, analize pokazuju kako promjena položaja potisnog ležaja općenito ima utjecaja na prijenosni odnos poluge tanjuraste opruge ([86]) te da se karakteristika općenito mijenja pod utjecajem centrifugalnih sila koje postaju značajne na velikim brzinama vrtnje ([86]).

Kao i u slučaju tarne ploče, eksperimentalna identifikacija najpouzdanija je metoda određivanja karakteristike tanjuraste opruge. Pritom, zbog ograničenja postava ručne preše na kojem nije moguće generirati rotacijsko gibanje, nije moguće eksperimentalno identificirati utjecaj centrifugalne sile. Međutim, kako ni postav spojke ne može generirati velike brzine, utjecaj centrifugalne sile je općenito zanemariv tokom pokusa, iako bi ga kod vozila svakako trebalo uzeti u obzir.

Slika 9-3 prikazuje rezultate eksperimentalne identifikacije karakteristike tanjuraste opruge spojke 2 suhe dvostruke spojke korištene za pokuse dubokog trošenja. Kao i kod tarne ploče, mjerenje je provedeno od položaja vidljive rasterećenosti tanjuraste opruge. Međutim, kako je ukupni hod značajno veći u odnosu na početnu zračnost, postoji vrlo mali odsječak pomaka bez izdizanja sile iznad nule. Obzirom na raspon pomaka tanjuraste opruge (u spojci do 7 mm, ovdje dvostruko više zbog početka mjerenja u neopterećenom stanju), primjena pomoćnog osjetnika nije moguća. Međutim, kako se karakteristika dobivena glavnim osjetnikom u ovom slučaju ne razlikuje od karakteristike dobivene primjenom univerzalne kidalice, može se zaključiti kako je u ovom slučaju preciznost glavnog osjetnika pozicije zadovoljavajuća.

Eksperimentalna karakteristika pokazuje dvije tranzicijske točke („koljena“), na otprilike 180 i 280 N. Važno je napomenuti kako ove tranzicije nisu posljedica geometrije tanjuraste opruge kao takve, već nastaju uslijed promjene pozicije oslonaca. U početnom položaju, tanjurasta opruga oslanja se na potisnu ploče svojim vanjskim rubom. Kako se povećava pomak vretena, tanjurasta opruga se uslijed deformacije počinje oslanjati i na izdanke na

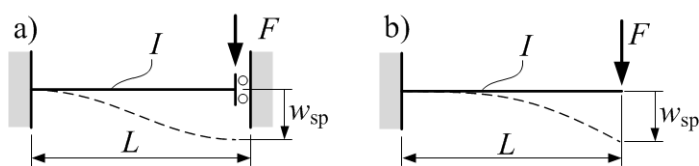
potisnoj ploči. Konačno, vanjski rub tanjuraste opruge se odiže od potisne ploče i ostaje oslanjanje isključivo na izdanke potisne ploče. Kod stvarne spojke, tanjurasta opruga je prednapregnuta u poziciji koja odgovara trećoj fazi snimljenoj na postavu ručne preše.



Slika 9-3: Karakteristika tanjuraste opruge spojke 2

### 9.2.3 Povratna opruga

Treća komponenta je povratna opruga koja je smještena između potisne ploče i zamašnjaka, tj. kućišta spojke, a njena zadaća jest otvaranje spojke kod isključivanja aktuatora. Povratna opruga formirana je kao lisnata opruga s višestrukim listovima koja je dobro poznati i modelirani element strojeva. Međutim, valja napomenuti kako se lisnata opruga uobičajeno modelira ili kao konzola sa silom koja djeluje na kraju čije je kretanje ograničeno na vertikalnu os (tj. tangenta na krajnjoj točki je uvijek horizontalna) ili kao klasična konzola sa silom koja djeluje na slobodnom kraju (Slika 9-4) pri čemu odabrani model ovisi o rasporedu i tipu opterećenja i oslonaca lisnate opruge ([114]).



Slika 9-4: Modeli lisnate opruge

Za prvi slučaj, progib lisnate opruge te pripadajuća krutost slijede iz izraza

$$\frac{w_{\text{sp}}}{2} = \frac{F(L/2)^3}{3EI} \Rightarrow k = \frac{F}{w_{\text{sp}}} = \frac{12EI}{L^3} \quad (9.1)$$

Dok u drugom slučaju vrijede izrazi:

$$w_{\text{sp}} = \frac{FL^3}{3EI} \Rightarrow k = \frac{3EI}{L^3} \quad (9.2)$$

U oba slučaja moment inercije presjeka konzole s pravokutnim presjekom slijedi iz:

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (9.3)$$

Dok je ukupna krutost sustava povratnih opruga jednaka zbroju krutosti svakog od osam listova u ukupno tri paketa lisnatih opruga:

$$k_{\text{tot}} = 3 \cdot 8 \cdot k \quad (9.4)$$

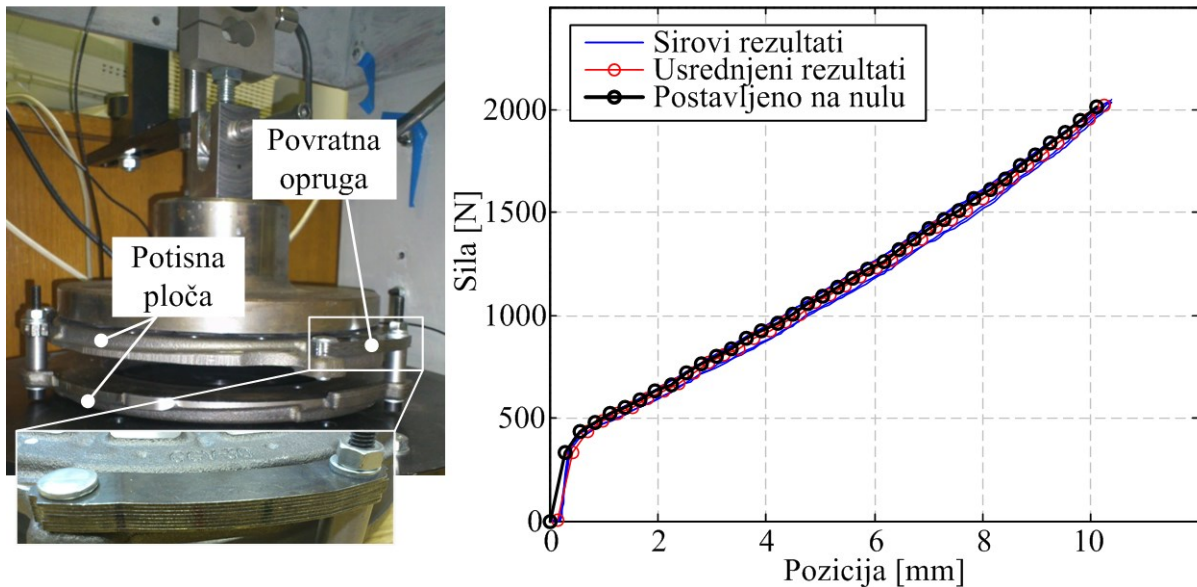
Za uvrštene vrijednosti ( $E = 210\,000 \text{ N/mm}^2$ ,  $b = 18$ ,  $h = 0.75 \text{ mm}$ ,  $L = 50 \text{ mm}$ ) slijede krutosti opruga u iznosima od  $270 \text{ N/mm}$  za prvi i  $68 \text{ N/mm}$  za drugi slučaj.

Eksperimentalna identifikacija karakteristike sustava povratnih opruga provedena je formiranjem sklopa od dvije potisne ploče povezane lisnatim oprugama pri čemu je jedna ploča s lisnatim oprugama vezana originalnim zakovicama (tj., lisnate opruge nisu odvojene od potisne ploče prilikom rastavljanja spojke) dok je prema drugoj potisnoj ploči (isti tip potisne ploče, ali skinut s druge spojke) veza ostvarena vijcima čiji promjer odgovara promjeru zakovice uz ubačene distantne čahure. Zadaća distantnih čahura je uspostavljanje inicijalnog razmaka između potisnih ploča koji će omogućiti deformaciju lisnatih opruga do pozicije koja odgovara prednapregnutoj poziciji lisnatih opruga u stvarnoj spojci.

Slika 9-5 prikazuje rezultate eksperimentalne identifikacije karakteristike sustava povratnih opruga. Karakteristika je gotovo linearna s krutošću od približno  $170 \text{ N/mm}$ . Usporedbom izmjerene vrijednosti s rezultatima dobivenim iz modela krutosti lisnatih opruga može se vidjeti kako eksperimentalna vrijednost pada približno na pola puta između vrijednosti koje daju modeli. Kako bi jedan model vrijedio u slučaju apsolutno krutih veza, a drugi za slučaj kada bi jedna veza bila apsolutna kruta, dok bi druga veza bila zgلوبna, može se zaključiti kako stvarne veze imaju određene elastičnosti, tj. zakovice se usred djelovanja sila deformiraju.

Eksperimentalni rezultati također pokazuju inicijalno izrazito veću krutost. Ova je velika krutost posljedica prednaprežanja lisnatih opruga. Naime, kontaktne plohe lisnatih opruga

nisu paralelne s plohama na potisnoj ploči te je stoga kod pritezanja vijaka došlo do prednapreznja sustava opruga u suprotnom smjeru od onog u kojem djeluje vreteno tokom snimanja karakteristika. Posljedično, u početnoj fazi potrebno je prvo nadjačati prednapreznje.



**Slika 9-5: Karakteristika povratne (lisnate) opruge spojke 2**

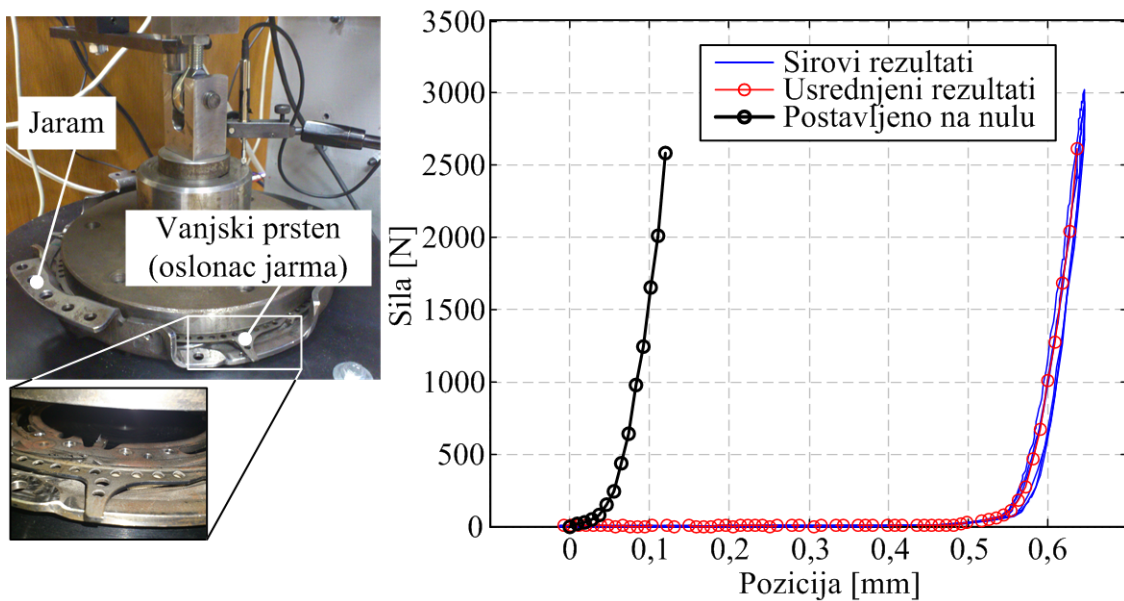
#### 9.2.4 Oslonci mehanizma za kompenzaciju trošenja

Oslonci mehanizma za kompenzaciju trošenja su dva metalna prstena oslonjena preko radijalnih rampi na jaram. Pritom se kontakt odvija preko neidealnih površina, posebice u slučaju vanjskog oslonca kod koje je rampa nazubljena. Očekuje se stoga kako će karakteristika početno biti mekana jer će sadržavati samo sile trenja na kosini tokom klizanja neravnina i zubi. Kako se kontaktna ploha bude povećala i ostvari se puni kontakt metal-metal, očekivana krutost bi trebala prerasti u izrazito kruti oslonac. Ostaje pitanje prijelaza, tj. da li postoji izraženo koljeno pri prelasku iz mekane u vrlo krutu fazu karakteristike ili je prijelaz blag. Kako dakle tražena karakteristika ovisi o detaljima geometrije koje je teško izmjeriti te trenju koje je samo po sebi složeno modelirati, eksperimentalna identifikacija ostaje jedini dostupni pouzdani pristup određivanja karakteristike.

Karakteristika je određena na rastavljenoj spojci, točnije jarmu spojke s kojeg su skinute sve komponente mehanizma za kompenzaciju trošenja spojke 1 i spojke 2. Jaram je položen na postolje postava te je na odgovarajuću rampu postavljen vanjski prsten. Sila vretena na prsten je prenijeta preko odgovarajuće prirubnice koja je jednoliko opteretila prsten po obodu.

Slika 9-6 prikazuje rezultate eksperimentalne identifikacije karakteristike oslonca vanjskog prstena mehanizma za kompenzaciju trošenja spojke 2. Može se vidjeti kako karakteristika

oslonca odgovara pretpostavljenoj formi s prijelazom koji nije naglašen. Obzirom na izrazito mali ukupni pomak (za red veličine manji od tarne ploče za koju je već bilo bitno koji je primijenjeni osjetnik), postoji mogućnost kako je dobivena karakteristika pod utjecajem preciznosti primijenjenog osjetnika (kao što je karakteristika potisne ploče bila pod utjecajem preciznosti glavnog osjetnik položaja). Posljedično, eventualne razlike u karakteristikama snimljenim za različite prstenove ne bi bilo moguće sa sigurnošću pripisati razlici u samim prstenovima. Stoga se pretpostavlja kako je opravdano koristiti dobivenu karakteristiku za oba oslonca spojke 2 (a vjerojatno i u slučaju primjene modela na spojku 1).



**Slika 9-6: Karakteristika oslonca mehanizma za kompenzaciju trošenja**

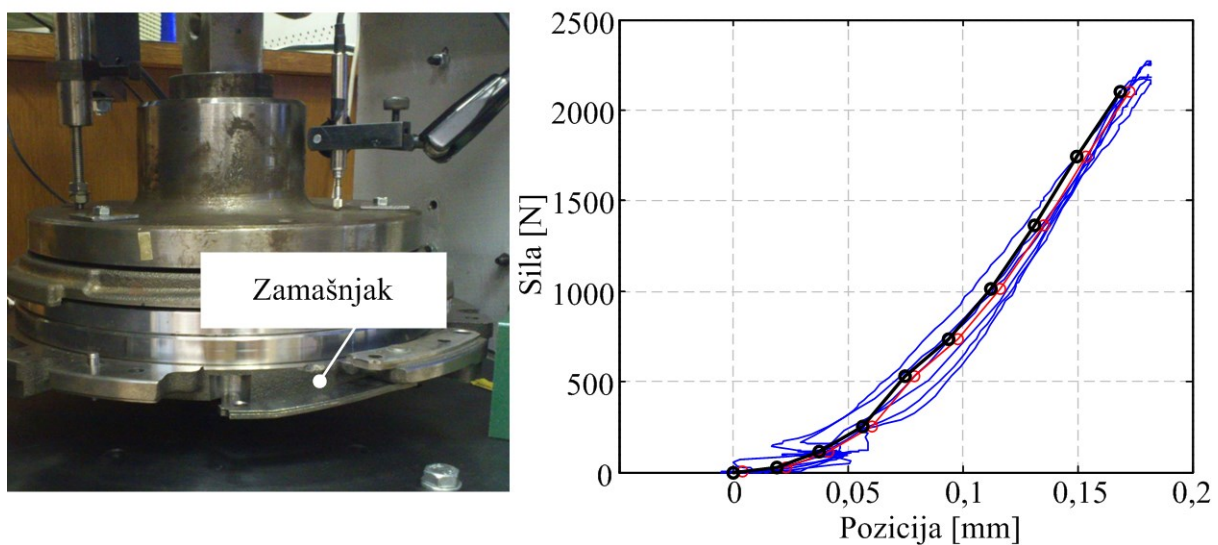
### 9.2.5 Krutost oslonca zamašnjaka

Sam zamašnjak je disk izrađen od sivog lijeva čija je krutost u odnosu na ostale komponente toliko velika da ga se može smatrati apsolutno krutim. Međutim, zamašnjak se na uskočnik, koji služi kao osigurač aksijalne pozicije spojke, oslanja preko limenog kaveza, dva polimerna prstena i kuglastog ležaja s kosim dodirom. Sama veza nije fiksna, tj. os limenog kaveza se može namjestiti u odnosu na os zamašnjaka što omogućava osi zamašnjaka da se poravna spram osi motora prilikom pritezanja vijaka nazubljenog diska. Posljedično, fiksna veza nije uspostavljena ni u aksijalnom smjeru što u kombinaciji sa serijski spojenim polimernim diskovima upućuje na mogućnost značajne elastičnosti između kontaktne plohe zamašnjak/tarna ploča i uskočnika na šupljem vratilu.

Postav preše je pripremljen ubacivanjem trna u baznu ploču čije dimenzije odgovaraju dimenzijama kontakta ležaja zamašnjaka sa šupljim vratilom i uskočnikom. Dva čelična diska



su stavljena na zamašnjak kako bi se izbjegao kontakt vretena s trnom. Uzevši u obzir masu zamašnjaka (5,8 kg) te mase prstenova (2 kg po prstenu), moguće je zaključiti kako je oslonac zamašnjaka već opterećen s približno 100 N prije nego što počne djelovanje sile vretena. Međutim, kako je spojka ugrađena u zvonoliko kućište prednapregnuta, pri čemu postojeći model predviđa prednaprezanje od otprilike 500 N, u redovnoj eksploataciji sila na osloncu zamašnjaka neće se spustiti na male vrijednosti te stoga ovo nesnimljeno područje karakteristike nije kritično za pravilan rad modela. Potrebno je međutim, kod parametriranja modela, posebice aksijalnog prednaprezanja uzeti u obzir da ovdje snimljena karakteristika već sadržava određeno prednaprezanje.



**Slika 9-7: Karakteristika oslonca zamašnjaka**

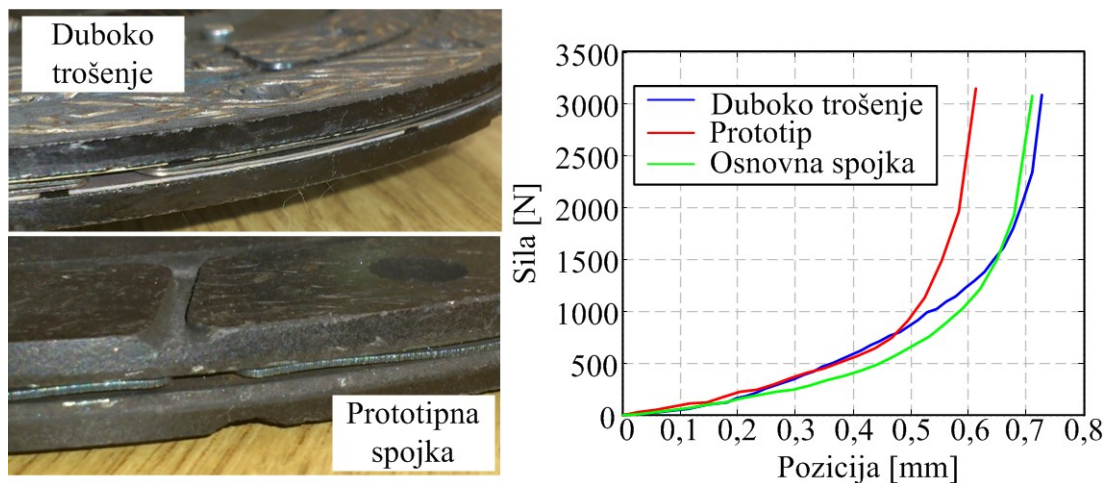
Slika 9-7 prikazuje rezultate eksperimentalne identifikacije karakteristike oslonca zamašnjaka spojke korištene za pokuse dubokog trošenja. Kako sve spojke koje su korištene imaju, koliko je moguće utvrditi, istu strukturu oslonca zamašnjaka, ova karakteristika je primjenjiva na bilo koju spojku. Kako je izmjereni pomak za puni opseg sila istog reda veličine kao i pomak potisne ploče, može se očekivati kako će karakteristika oslonca zamašnjaka imati značajan utjecaj na rezultate modela spojke.

### 9.3 Razlike rezultata između spojki

Tokom priprema za pokuse dubokog trošenja dvije su spojke djelomično rastavljene kako bi se oslobodio zamašnjak. Iz istraživanja vezanog uz razvoj modela aktuatora preostala je prototipna spojka koja je također većim dijelom rastavljena. Sve tri spojke su potpuno rastavljene i provedena su mjerenja eksperimentalne identifikacije opružnih karakteristika pojedinih komponenti. Pritom je utvrđeno kako povratne (lisnate) opruge i oslonci

mehanizma za kompenzaciju trošenja imaju identičnu geometriju te da su svi ležajevi zamašnjaka istog tipa te posljedično moraju imati iste karakteristike. Preostalo je utvrditi razlike između pojedinih tarnih ploča i tanjurastih opruga.

Slika 9-8 prikazuje usporedne rezultate za tri tarne ploče spojke 2. Kao što se može vidjeti, u početnom dijelu karakteristike sve tri tarne ploče pokazuju slične krutosti. Međutim, tarne ploča prototipne spojke u drugom dijelu progiba pokazuje značajno veću krutost u odnosu na druge dvije spojke. Pretpostavlja se da je karakteristika tarne ploče za produkcijski model spojki dodatno omekšana kako bi se poboljšala robusnost sustava upravljanja. Omekšavanje je riješeno primjenom dvije valovite opruge u slučaju produkcijskih spojki (Slika 9-8a) u odnosu na prototipnu (Slika 9-8b). Tarne ploča osnovne spojke je kombinacija dviju prikazanih – tarne materijal prototipne (Materijal A - ujednačena ploha zbog primjene čestica) i struktura spojke za duboko trošenje (dvije valovite opruge). Moguće je uočiti određene razlike između karakteristika osnovne i spojke za duboko trošenje. Nije posve jasno da li je ova razlika posljedica varijacija komponenti uslijed proizvodnih tolerancija ili je riječ o posljedici dugotrajne izloženosti visokim temperaturama tokom pokusa trošenja spojke.



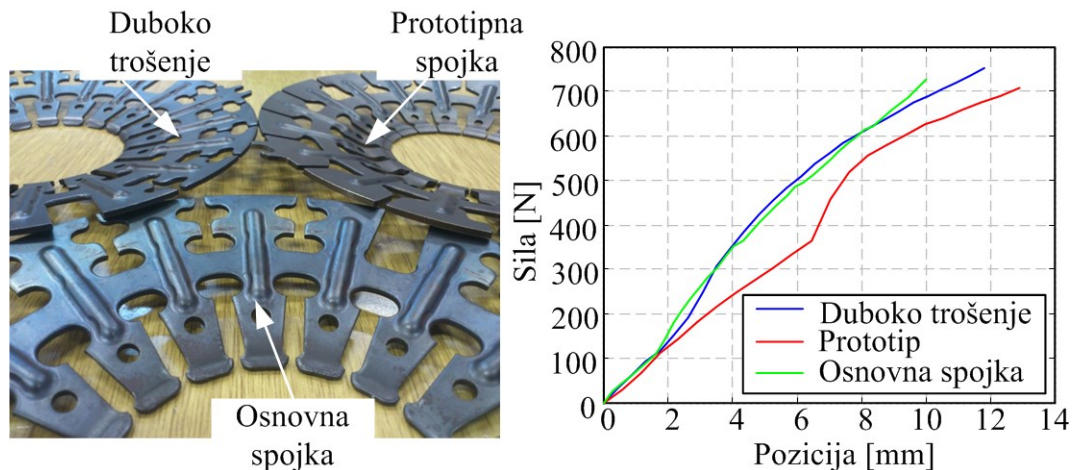
**Slika 9-8: Karakteristika tarne ploče 2 različitih spojki**

Usporedne rezultate tanjurastih opruga 2 za sve tri spojke prikazuje Slika 9-9. Kao i u slučaju tarnih ploča, prototipna spojka se razlikuje u odnosu na dvije produkcijske što je i očekivano obzirom na razliku u geometriji tanjurastih opruga. Posebnost prototipne spojke su značajno naglašeni pregibi. Pretpostavlja se da je kod preoblikovanja cilj bio izbjeći ili barem minimizirati ovakve nagle promjene karakteristike.

Sveukupno gledano, usporedba karakteristika pokazuje zamjetne razlike u karakteristikama između prototipne i produkcijskih spojki. Kako je postojeći model izgrađen na bazi sveobuhvatne karakteristike snimljene na prototipnoj spojci, pretpostavlja se kako je i ova



razlika u karakteristikama jedan od utjecajnih faktora na uočene razlike između postojećeg modela i rezultata pokusa (iako je usporedba modela s rezultatima za novu osnovnu spojku pokazala dobru korelaciju). Međutim, neovisno o korištenim karakteristikama, postojeća ograničenja modela kao posljedica njegove strukture, posebice u pogledu pomaka potisne ploče, i dalje ostaju.



Slika 9-9: Karakteristika tanjuraste opruge 2 različitih spojki

## 9.4 Kratki zaključak

Predstavljen je postupak, mjerni postav i rezultati eksperimentalne identifikacije opružnih karakteristika komponenti suhe dvostruke spojke. Korelacija rezultata dobivenih snimanjem na razvijenom postavu manualne preše s mjerenjima provedenim na univerzalnoj kraljici utvrđeno je kako razvijeni postav ima zadovoljavajuću točnost uz nužnu primjenu osjetnika pomaka s odgovarajućim rasponom mjerenja (tj. preporučljivo je primjenjivati osjetnik pomaka sa što je moguće manjim rasponom mjerenja).

Rezultati mjerenja pokazali su očekivane rezultate za konvencionalne opružne elemente: tanjurastu oprugu, povratnu (lisnatu) oprugu te valovitu oprugu tarne ploče. Dodatno je utvrđeno kako oslonci poluge tanjuraste opruge na jarmu te sklop ležaja zamašnjaka pri sili koja odgovara najvećim očekivanim vrijednostima tokom redovne eksploatacije spojke pokazuju progib od otprilike 0,1 mm. Kako je ukupni pomak potisne ploče otprilike 1,2 mm, pri čemu se prijenos okretnog momenta odvija o druge dvije trećine pomaka (prva trećina je zatvaranje zračnosti), utjecaj krutosti ovih komponenti ne bi trebalo zanemarivati ukoliko se želi ostvariti visoka razina točnosti modela.

Pritom je važno napomenuti kako je postojeći model aksijalne dinamike posredno već obuhvatio sve krutosti izuzev krutosti ležaja zamašnjaka. Naime, krutost tanjuraste opruge u

postojećem modelu dobivena je snimanjem opružne karakteristike čitave spojke tako što je spojka oslonjena na zamašnjak te je vršeno djelovanje sile na tanjurastu oprugu. Posljedično, preciznost modela vezano uz predikcije okretnog momenta zbog toga i jest dobra obzirom da jedna ekvivalentna krutost obuhvaća krutost tanjuraste opruge, povratne opruge i oslonaca poluge.

Model koji bi obuhvaćao sve krutosti trebao bi imati veću točnost od postojećeg. Sljedeće je pitanje da li postojeći model nadograditi s krutosti ležaja zamašnjaka ili formirati novi model koji bi zasebno uzeo u obzir svaku pojedinu krutost umjesto ekvivalentne krutosti. U sljedećem će poglavlju biti predstavljen razlozi za formiranje novog modela te prijedlog jednog takvog modela.

# 10 Novi model aksijalne dinamike spojke

## 10.1 Razlozi za formiranje novog modela

Model aksijalne dinamike razvijen tokom modeliranja elektromehaničkog aktuatora pokazao se sposobnim opisati većinu utjecaja eksperimentalno identificiranih efekata toplinskog širenja i trošenja na aksijalnu dinamiku spojke. Međutim, postoje mogućnosti kvalitativnog poboljšanja kao i određena nepodudaranja između modela i pokusa, posebice u području malih okretnih momenata. Primjerice, model pokazuje pomak točke izgradnje okretnog momenta na znatno veće pozicije aktuatora s uzastupnom aktivacijom mehanizma za kompenzaciju trošenja. Kako je jedan od ciljeva primjene dane suhe dvostruke spojke povećanje kvalitete i udobnosti vožnje u uvjetima česte izmjene stupnjeva prijenosa te zaustavljanja/pokretanja vozila, precizna predikcija područja malih okretnih momenata je važna za ostvarivanje ovog cilja.

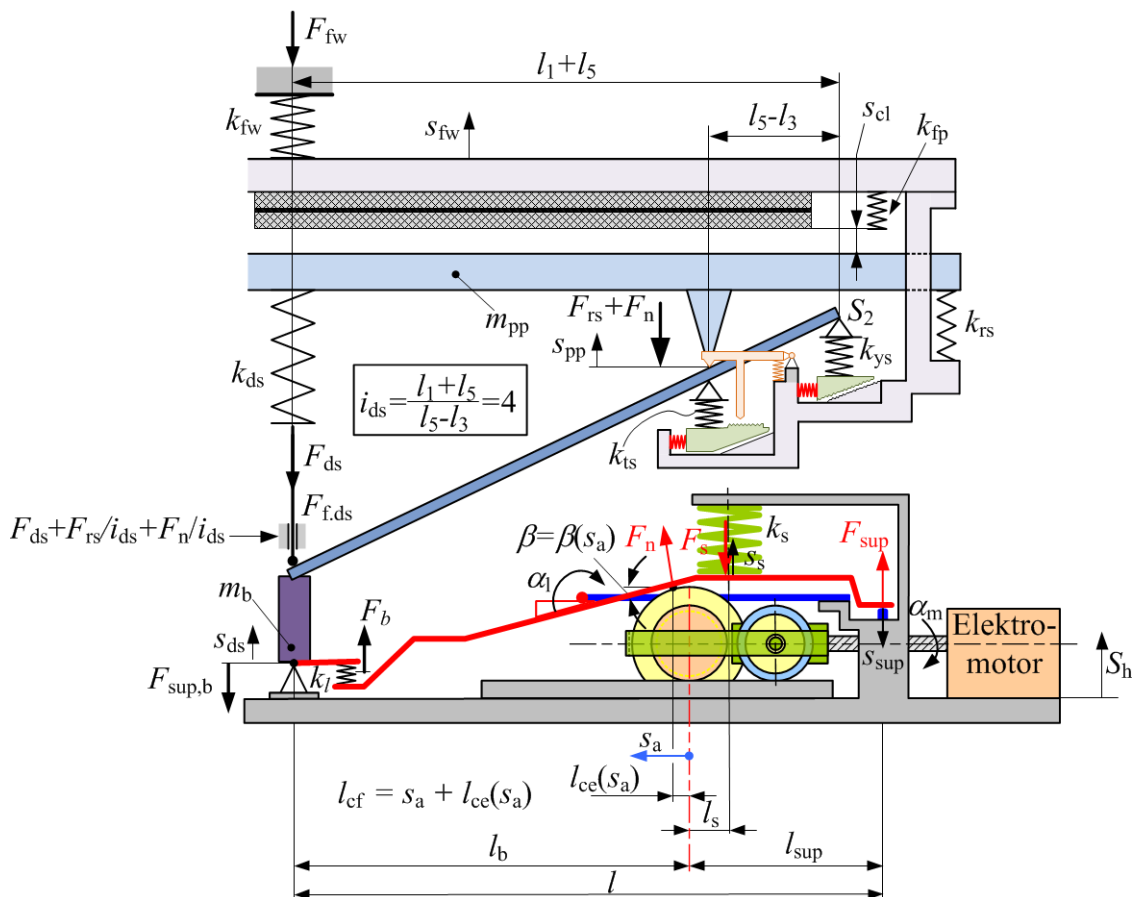
Kako je već navedeno u poglavlju o eksperimentalnoj identifikaciji opružnih karakteristika komponenti spojke, dva su moguća pristupa poboljšanju točnosti predikcije: (i) unapređenje postojećeg modela te (ii) formiranje novog modela. Rezultati pokusa ukazuju na postojanje određenih efekata koje postojeći model po svojoj prilici neće moći opisati, primjerice zasićenje pozicije potisne ploče kod velikih okretnih momenata, zbog toga što je čitav podsustav tanjuraste opruge, povratne opruge i oslonaca na jarmu modeliran kao sklop jedne opruge i jedne poluge. Posljedično, odlučeno je kako je za potrebe preciznijeg modeliranja aksijalne dinamike uputnije formirati novi model.

## 10.2 Struktura novog modela

Na temelju razmotrene strukture spojke te uočenih efekata i ponuđenih objašnjenja za ove efekte, predloženo je proširenje strukture aksijalne dinamike spojke (Slika 10-1, usporedi sa Slika 4-1). Postojeća struktura proširena je trima elementima: (i) elastičnim osloncima poluge tanjuraste opruge, (ii) zasebnom tanjurastom te povratnom oprugom te (iii) krutošću (ležaja) zamašnjaka.

Elastični oslonci poluge tanjuraste opruge uvedeni su s ciljem omogućavanja modeliranja razlika u promjeni pozicije potisnog ležaja i potisne ploče. Naime, kod postojećeg modela,

ova dva pomaka vezana su samo prijenosnim omjerom poluge te posljedično, uslijed apsolutne krutosti oslonaca poluge, moraju biti linearno proporcionalni što se ne poklapa s rezultatima pokusa. Uvođenje varijabilne krutosti oslonca na jarmu (vanjski prsten) trebalo bi omogućiti precizniji opis promjene pozicije potisne ploče. Oslonac na unutarnjem prstenu nazvan osloncem okidača u kontaktu je s tanjurastom oprugom samo u neposrednom početku pokretanja aktuatora iz početnog položaja.



**Slika 10-1: Nova shema komponenti aksijalnog mehanizma spojke**

Njegovo uvođenje u model stoga neće imati značajnu ulogu tokom rada spojke već mu je zadaća preuzeti na sebe silu povratne opruge kod otvorene spojke čime se omogućuje pravilan opis oslanjanja poluge na oslonac jarma te posljedično i pomak potisne ploče. Naime, bez uvođenja oslonca okidača, poluga tanjuraste opruge bi se i kod otvorene spojke oslanjala na oslonac jarma. U tom slučaju, sila u povratnoj opruzi mogla bi biti uravnotežena samo silom u osloncu jarma (preko prijenosnog omjera poluge koji je u ovom slučaju jednak 4/3). Povratna opruga, kako bi mogla održati otvorenu spojku u slučaju isključenog aktuatora, mora biti značajno prednapregnuta. Uravnoteživanje ove prednapregnutosti povratne opruge silom u osloncu jarma znači da bi i oslonac jarma morao biti prednapregnut. Kako je početni dio karakteristike oslonca jarma značajno mekši u odnosu na karakteristiku povratne opruge, već

kod otvorene opruge oslonac jarma bi se nalazio u području velike krutosti. Posljedično, očekuje se kako bi takav model dao rezultate slične onima koje daje postojeći model aksijalne dinamike.

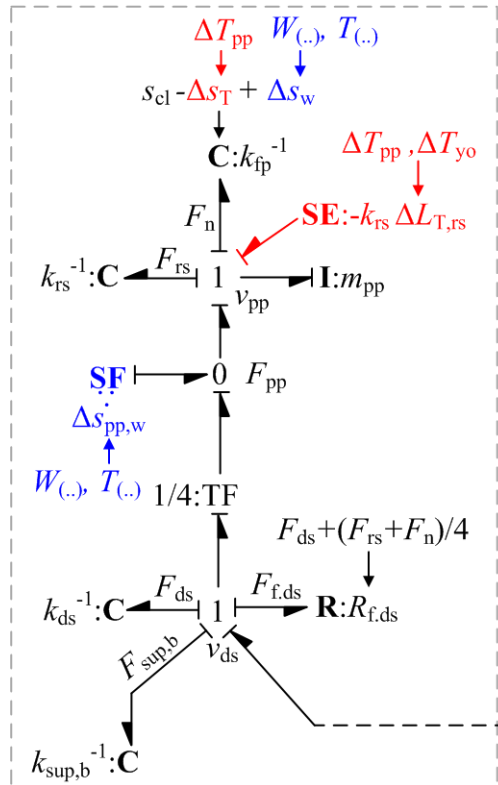
Kod postojećeg modela tanjurasta opruga smještena je između potisnog ležaja i okoline, tj. ima kruti oslonac. Ovakav raspored nije realan, jer se tanjurasta opruga nalazi između potisnog ležaja i potisne ploče što znači da se oslonac opruge zapravo pomiče, tj. stvarni pomak tlačenja opruge nije jednak pomaku potisnog ležaja već razlici pomaka potisnog ležaja i pomaka potisne ploče (potisna ploča se giba u istom smjeru u kojem se giba i potisni ležaj te time opušta oprugu). Za novu spojku i sobnu temperaturu postavljanje tanjuraste opruge prema okolini nije uzrokovalo velike greške zbog relativno malog pomaka potisne ploče spram pomaka potisnog ležaja, međutim, kod uzastupne aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja model više nije mogao točno opisati promjene u početnim uvjetima (prednaprezanju) opruga koje nastaju s promjenom početne pozicije potisne ploče.

Posljednja velika promjena je ugradnja krutosti potisnog ležaja zamašnjaka. Naime, zamašnjak se na uskočnik na šupljem vratilu transmisije oslanja preko limenog kaveza, dva polimerna diska i kugličnog ležaja s kosim dodirom. Kako je eksperimentalna identifikacija krutosti čitavog sklopa zamašnjaka pokazala kako je progib kod najveće aksijalne sile na spojci otprilike 0,1 mm, a što je za jedan red veličine manje od pomaka potisne ploče, očekuje se kako će krutost zamašnjaka generirati otprilike 10% ukupnog pomaka potisne ploče što nije prevladavajući, ali ni zanemariv udio. Generiranje novog modela provedeno je primjenom metode veznih dijagrama kao i u slučaju postojećeg modela aksijalne dinamike. Slika 10-2 prikazuje postojeći model aksijalne dinamike s ugrađenim efektima toplinskog širenja (crvene oznake) i trošenja spojke (plave oznake).

Novi model se sada gradi na sljedeći način (Slika 10-3). Sila s aktuatora djeluje preko potisnog ležaja na tanjurastu oprugu ( $F_b$ ) kao i u postojećem modelu. Kako je sada tanjurasta opruga smještena između potisnog ležaja i potisne ploče, njezina krutost ( $k_{ds}$ ) više nije smještena prema okolini već na granu prijenosa energije s potisnog ležaja na potisnu ploču ( $F_{pp,s}$ ) paralelno s postojećom granom prijenosa energije preko poluge ( $F_{pp,l}$ ). Na obje grane dio energije gubi se na trenju uslijed suhog klizanja komponenti spojke (R elementi) dok se dio energije sprema u elastičnosti opruge ( $k_{ds}$ ) tj. u elastičnosti oslonca jarma ( $k_{ys}$ ).

Energija koja se predaje potisnoj ploči djelomično se troši na ubrzavanje mase potisne ploče ( $m_{pp}$ ) i trenje dok se veći dio preko opružnih elemenata prenosi na sklop zamašnjak/jaram (jaram je na zamašnjak spojen zakovicama što ih efektivno čini jednom masom). Ponovo, kao i kod potisne ploče, manji dio energije koju prihvati zamašnjak se utroši na ubrzanje masa

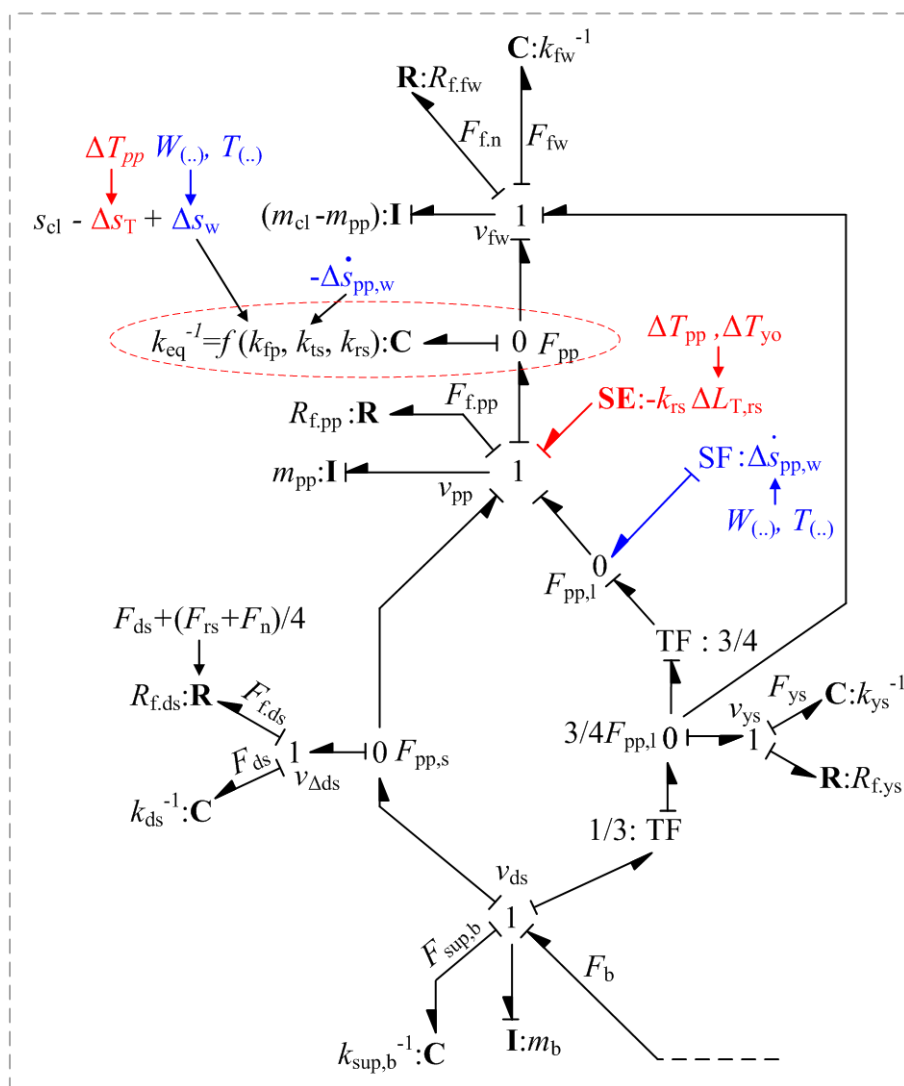
(efektivno se ubrzava čitava spojka ne računajući potisnu ploču) i trenje dok se veći dio predaje osloncu spojke (uskočnik) preko odgovarajuće krutosti ležaja zamašnjaka ( $k_{fw}$ ).



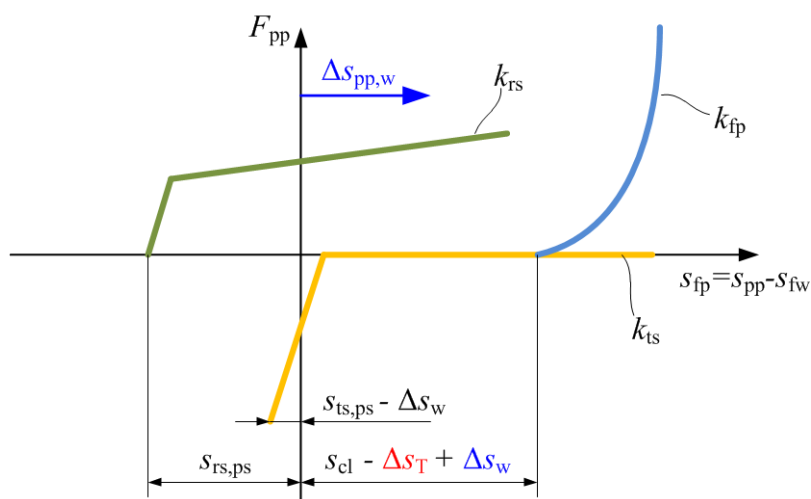
**Slika 10-2: Postojeći model aksijalne dinamike s modeliranim utjecajnim efektima**

Tri su opružna elementa koja se nalaze između potisne ploče i zamašnjaka/jarma. Prvi je tarzna ploča kod koje potisna ploča mora prijeći zračnost spojke prije nego što počne djelovati na tarznu ploču. Drugi je povratna opruga kojom je potisna ploča vezana na jaram dok je treća oslonac okidača. Svaki od ova tri opružna elementa djeluje preko paralelne grane iste strukture (vidi Dodatak I) koje se stoga objedinjavaju u jednu granu pri čemu se umjesto zasebnih krutosti primjenjuje ekvivalentna krutost ( $k_{eq}$ ) koja se dobiva superponiranjem krutosti pojedinih komponenti uz odgovarajuće zračnosti i prednaprežanja (Slika 10-4).

Kako se oslonac jarma također nalazi na jarmu te prenosi dio energetskega toka s poluge tanjuraste opruge na zamašnjak, uvedena je i odgovarajuća grana energetskega toka s oslonca jarma na zamašnjak. Modeliranje efekata vezanih uz toplinsko širenje i trošenje spojke provedeno je na isti način kao i kod postojećeg modela aksijalne dinamike.



Slika 10-3: Novi model aksijalne dinamike s modeliranim utjecajnim efektima



Slika 10-4: Ekvivalentna krutost opružnih elemenata vezanih uz jaram

Kao i kod postojećeg modela, iz strukture veznog dijagrama neposredno slijede izrazi. Za čvorove tipa 1 (suma sila, konstantna brzina):

$$F_b - F_{\text{sup},b} - F_{\text{pp},s} - \frac{1}{4}F_{\text{pp},l} = m_b \dot{v}_{\text{ds}} \quad (10.1)$$

$$F_{\text{pp},s} = F_{\text{f,ds}} + F_{\text{ds}} \quad (10.2)$$

$$\frac{3}{4}F_{\text{pp},l} = F_{\text{f,ys}} + F_{\text{ys}} \quad (10.3)$$

$$F_{\text{pp},s} + F_{\text{pp},l} + (-k_{\text{rs}}\Delta L_{\text{rs}}) - F_{\text{pp}} - F_{\text{f,pp}} = m_{\text{pp}}\dot{v}_{\text{pp}} \quad (10.4)$$

$$F_{\text{pp}} + \left(-\frac{3}{4}F_{\text{pp},l}\right) - F_{\text{f,fw}} - F_{\text{fw}} = (m_{\text{cl}} - m_{\text{pp}})\dot{v}_{\text{fw}} \quad (10.5)$$

Dok za čvorove tipa 0 slijedi:

$$v_{\text{ys}} = \frac{1}{3}v_{\text{ds}} - \frac{4}{3}(v_{\text{pp}} - \Delta\dot{s}_{\text{pp},w}) - (-v_{\text{fw}}) \quad (10.6)$$

$$v_{\Delta\text{ds}} = v_{\text{ds}} - v_{\text{pp}} \quad (10.7)$$

$$v_{\text{fp}} = v_{\text{pp}} - v_{\text{fw}} \quad (10.8)$$

### 10.3 Validacija novog modela

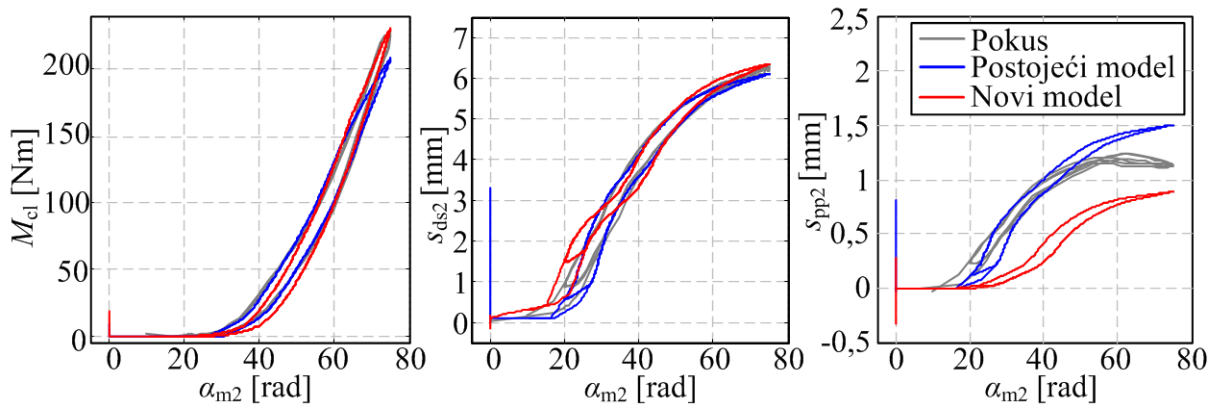
Validacija novog modela provedena je usporedbom predikcije modela s istim eksperimentalnim podacima koji su primijenjeni za validaciju postojećeg modela. Prvi korak je validacija spram nove spojke na sobnoj temperaturi pri čemu su korišteni podaci osnovne spojke te spojke primijenjene za pokuse dubokog trošenja.

Validacija novog modela prikazana je u prvom redu za slučaj nove spojke na sobnoj temperaturi za osnovnu spojku korištenu tokom istraživanja prikazanom u ovom radu (Slika 10-5) te za spojku korištenu tokom pokusa dubokog trošenja (Slika 10-6). U slučaju osnovne spojke novi model općenito pokazuje bolje poklapanje s eksperimentalnim rezultatima kod visokih pozicija aktuatora kod karakteristika potisnog ležaja i okretnog momenta u odnosu na postojeći model, ali se istovremeno lošije poklapa kod malih pozicija. Kod potisne ploče novi model pokazuje sličniji oblik eksperimentalnim rezultatima u odnosu na postojeći model, ali generalno se ne poklapa u vrijednostima.

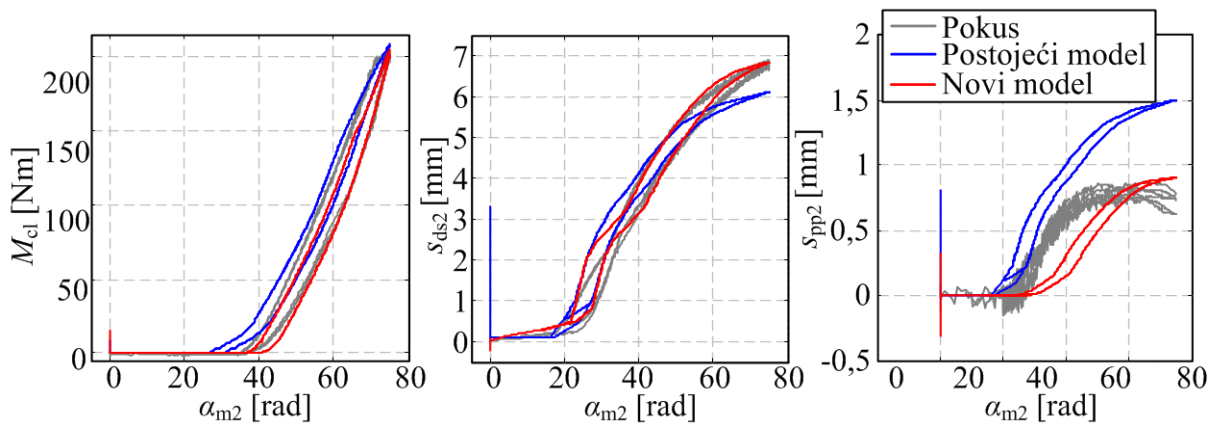
Kod usporedbe rezultata novog modela s eksperimentalnim podacima na spojci za duboko trošenje, novi model se općenito bolje poklapa s eksperimentalnim podacima u odnosu na postojeći model. Objašnjenje rezultata za obje spojke može se objasniti činjenicom da su eksperimentalne karakteristike koje se koriste kod novog modela snimljene na komponentama



osnovne spojke, kao i spojke za duboko trošenje. Međutim, kako je osnovna spojka u međuvremenu bila izložena visokim temperaturama, pretpostavlja se da je kod njezinih komponenti došlo do trajnih promjena te stoga model ne može točno opisati dinamiku spojke.

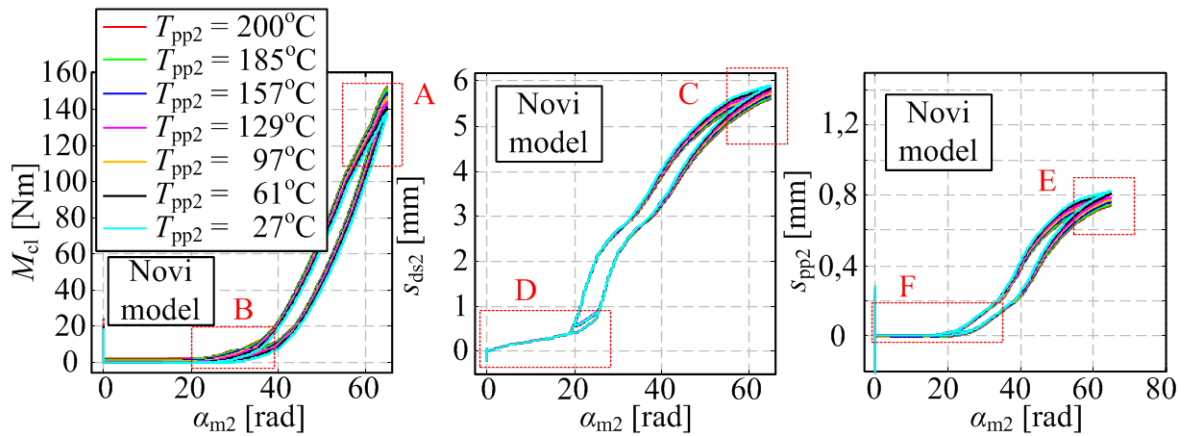


**Slika 10-5: Validacija novog modela za osnovnu spojku**

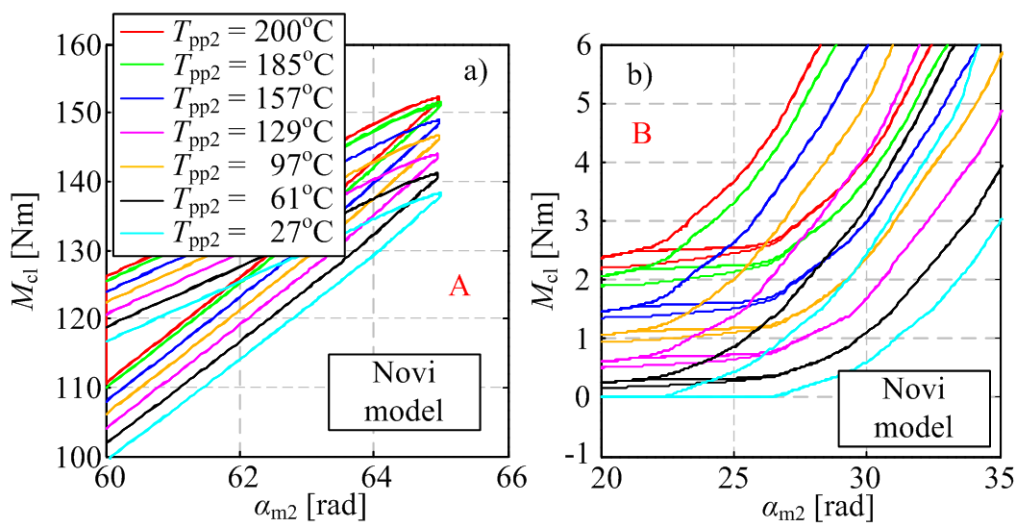


**Slika 10-6: Validacija novog modela za spojku za duboko trošenje**

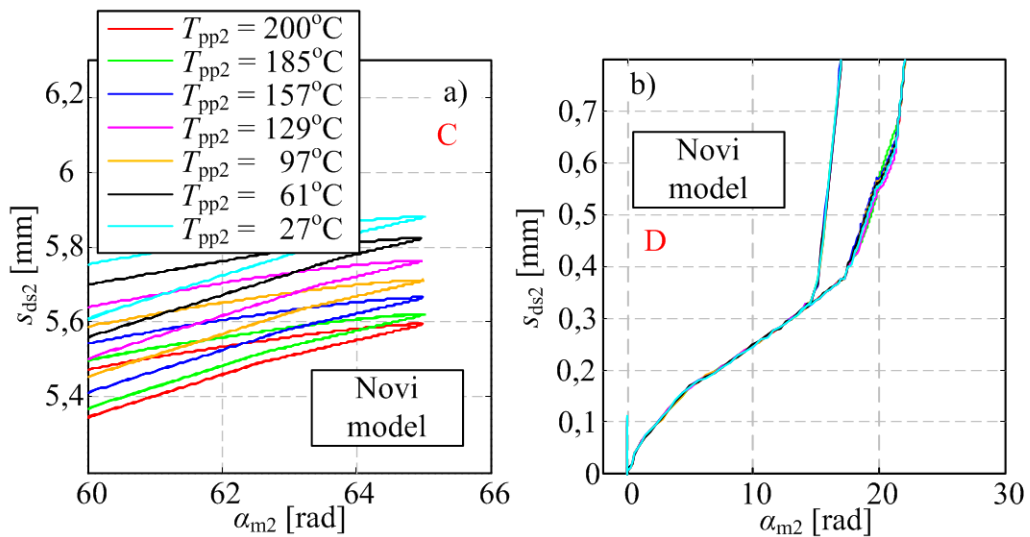
Drugi korak je validacija modela za slučaj zagrijane nove spojke, tj. validacija modeliranja toplinskog širenja (Slika 10-7). Kao i kod postojećeg modela, porast okretnog momenta je dobro opisan za slučaj zatvorene spojke (Slika 10-8a, usporedi sa Slika 7-18) ali novi model ujedno uspijeva opisati i početnu vrijednost okretnog momenta (Slika 10-8b, usporedi sa Slika Slika 7-19) iako i dalje ne opisuje pomak točke izgradnje okretnog momenta prema većim pozicijama. Predikcija utjecaja na pomak potisnog ležaja i potisne ploče je približno jednaka kao i u slučaju starog modela za visoku poziciju aktuatora (Slika 10-9a, usporedi sa Slika 7-20 i Slika 10-10a, usporedi sa Slika 7-22). Razlike su uočuju kod malih pozicija motora aktuatora. Kod pozicije potisnog ležaja, novi model pokazuje pozicije koje su bliže izmjerenim u odnosu na postojeći model (Slika 10-9b, usporedi sa Slika 7-21) uz razliku početne pozicije potisne ploče koji se kod novog modela kontinuirano pomiče unazad s porastom temperature (Slika 10-10b, usporedi sa Slika 7-23).



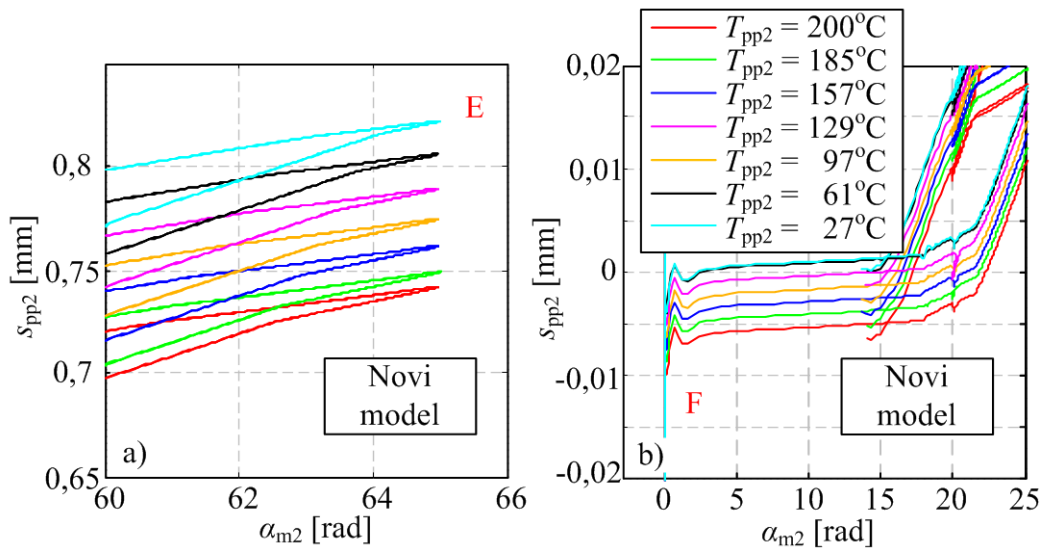
Slika 10-7: Validacija modeliranja toplinskog širenja



Slika 10-8: Validacija modeliranja toplinskog širenja – detalji A i B

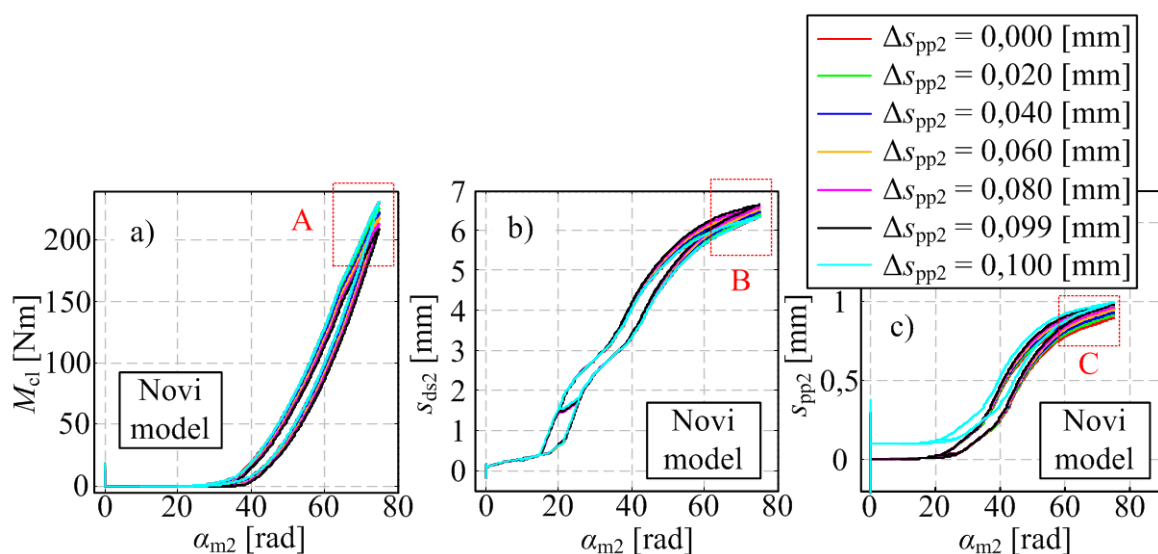


Slika 10-9: Validacija modeliranja toplinskog širenja – detalji C i D

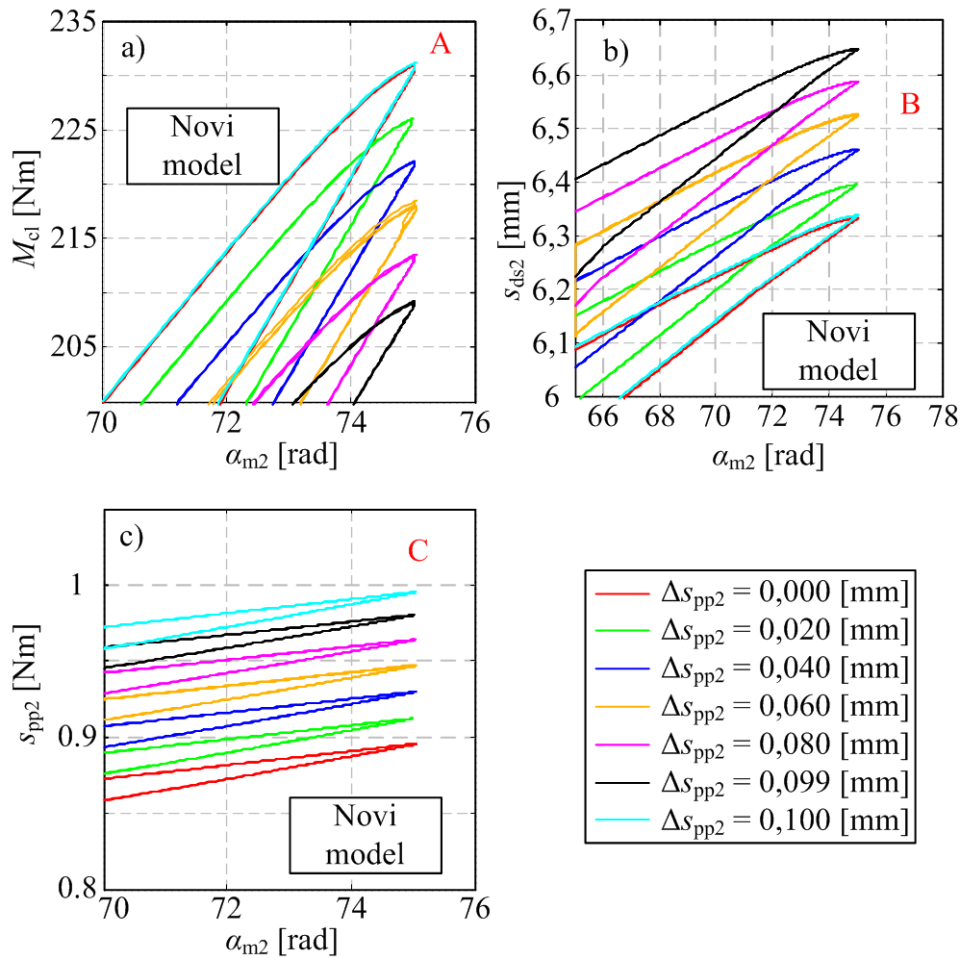


**Slika 10-10: Validacija modeliranja toplinskog širenja – detalji E i F**

Treći korak je validacija modeliranja malog (lokalnog) trošenja. Oba modela pokazuju slično ponašanje za trošenje unutar jednog zuba za sve tri karakteristike. Novi model, međutim, ne pokazuje pad karakteristike momenta s aktivacijom već blagi porast (Slika 10-12a, usporedi sa Slika 8-14) dok je promjena karakteristike kod aktivacije mehanizma za kompenzaciju trošenja približno jednaka kao kod postojećeg modela (Slika 10-12b, usporedi sa Slika 8-15). Usporedba karakteristika potisne ploče (Slika 10-12c) pokazuje kvalitativno iste promjene s trošenjem, a dobrim dijelom i kvalitativne s izuzetkom utjecaja aktivacije koji kod novog modela pokazuje manji pomak karakteristike u odnosu na postojeći model u području velikih pozicija aktuatora. Valja napomenuti da je pomak početne pozicije u skladu s očekivanjima, dakle 0,1 mm (Slika 10-11c).

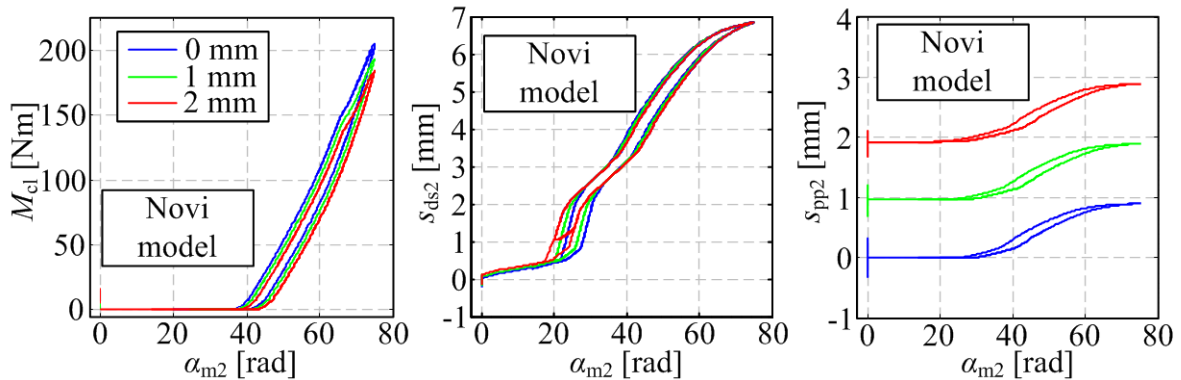


**Slika 10-11: Validacija modela trošenja – 0 do 0,1 mm trošenja**



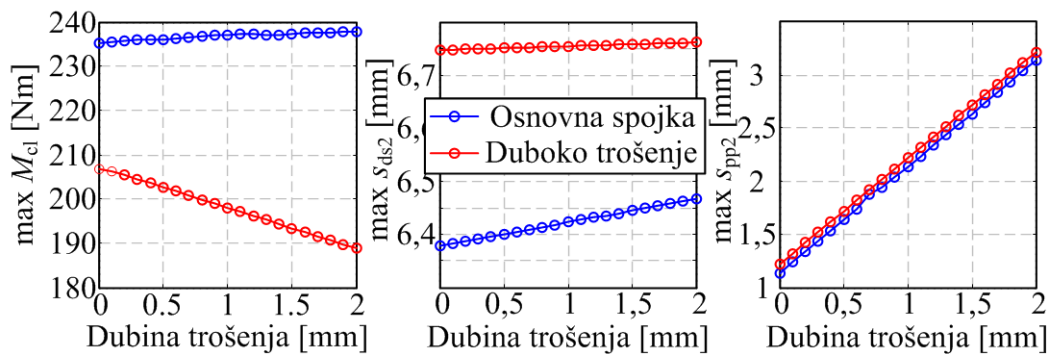
Slika 10-12: Validacije modela trošenja – malo trošenje – detalji A, B i C

Četvrti korak je validacija dubokog trošenja. Kod novog modela je izostao pomak čitavih karakteristika kod malih pozicija aktuatora, tj. novi model ne pokazuje pomak točke izgradnje okretnog momenta i pozicije potisne ploče koje je pokazivao stari model a nema ih u eksperimentima. Novi model međutim pokazuje manji pad karakteristike okretnog momenta s uzastupnom aktivacijom okretnog momenta.



Slika 10-13: Validacija dubokog trošenja

Usporedbom rezultata koje daje model za trošenje osnovne spojke te za spojku za duboko trošenje (Slika 10-4), može se uočiti kako model pokazuje blagi porast karakteristika sa svakom aktivacijom za osnovnu spojku te pad za spojku za duboko trošenje.



**Slika 10-14: Predviđanje utjecaja trošenja novog modela**

Dva moguća objašnjenja za rezultate koje daje model za osnovnu spojku uključuju: (i) karakteristike komponenta osnovne spojke su se uslijed izloženosti visokim temperaturama promijenile zbog čega model ukazuje na promjene karakteristika s trošenjem koje se kod redovne eksploatacije neće dogoditi te (ii) karakteristike se nisu značajno izmijenile te bi spojka tijekom redovne eksploatacije uistinu pokazivala nepromijenjene karakteristike. U slučaju da je druga mogućnost točna, moguće je zaključiti kako je cilj kod oblikovanja mehanizma bio održati istu razinu karakteristike kroz sva uključivanja te da su dobiveni blagi rast/pad samo posljedica varijacija od spojke do spojke.

Validacija novog modela spram voženih spojki nije rađena. Naime, kako nije poznata točna istrošenost ovih spojki, ni u pogledu potrošenosti tarnih obloga ni pozicije mehanizma za kompenzaciju trošenja, validacija novog modela ponovo bi se svela na traženje najboljeg poklapanja modela s rezultatima pokusa. Kao i kod postojećeg modela, eventualni viši ili niži stupanj poklapanja modela s pokusima za odabrane vrijednosti parametara trošenja bio bi određena indikacija, ali nemože pružiti čvrste osnove za donošenje zaključaka.

## 10.4 Kratki zaključak

Predloženi novi model aksijalne dinamike ukazao je na mogućnost poboljšanja točnosti modeliranja dinamike suhe dvostruke spojke u odnosu na postojeći model kroz povećanje kompleksnosti modela. Novi model može ostvariti bolje poklapanje s eksperimentalnim rezultatima u odnosu na postojeći model kvalitativno, ali i dobrim dijelom i kvantitativno.

Naravno, postoje i određena odstupanja i nepoklapanja, posebice u slučaju dubokog trošenja. Međutim, kako postoje i nepoklapanja unutar samih eksperimentalnih rezultata, kao i

nedostajući podaci (primjerice, normalnu silu koja je osnovni parametar kojeg bi model aksijalne dinamike trebao generirati nije bilo moguće mjeriti) moguće je postaviti sumnju u točnost eksperimentalnih podataka.

Posljedično, novi model se uvjetno može smatrati preciznijim u odnosu na postojeći, međutim, za potpunu validaciju bilo bi potrebno provesti ponovljena mjerenja na barem jednoj novoj spojci. Mjerenja bi trebala uključivati eksperimentalnu identifikaciju toplinskog širenja i trošenja spojke kroz cijeli operativni raspon nakon kojeg bi trebalo izvršiti eksperimentalnu identifikaciju opružnih karakteristika komponenti spojke, tj. efektivno bi trebalo ponoviti i proširiti mjerenja provedena u ovom radu što je van opsega ovog rada.

# 11 Zaključak

## 11.1 Rezultati istraživanja provedenih u ovom radu

U ovom se radu razmatra matematičko modeliranje dinamike suhe dvostruke spojke. Model je razvijen s ciljem objašnjenja dinamičkog ponašanja spojke pri čemu bi predloženi model trebao biti dovoljno jednostavan da bude primijenjen za razvoj sustava regulacije spojke, a ujedno bi trebao biti i dovoljno precizan. Pritom se preciznost primarno odnosi na točnu predikciju okretnog momenta koji se prenosi preko spojke u funkciji pozicije motora pripadnog elektromehaničkog aktuatora, dok se sekundarno traži i točna predikcija drugih promjenjivih parametara, u ovom slučaju pozicije potisnog ležaja i potisne ploče. Osnovni pristup u razvoju modela je razmatranje spojke kao niza masa, poluga i opruga između kojih se vrši djelovanje sila, trenja i prijenosa topline. Rezultati i metodologija koje su primijenjeni u ovom radu primjenjivi su i na druge elemente vozila, u prvom redu druge tipove suhih spojki, ali i na kočnice kao i na druge mehatroničke sustave.

Rad je koncipiran kao nadogradnja prethodno provedenog istraživanja tokom kojeg je detaljno eksperimentalno validiran model elektromehaničkog aktuatora te razvijen osnovni model aksijalne dinamike spojke. U ovom radu postojeći model je proširen (i) nizom efekata koji utječu na aksijalnu dinamiku spojke (efekti vezani uz toplinsko širenje i trošenje spojke) čime je omogućeno precizno modeliranje normalne sile spojke te (ii) efektima koji utječu na faktor trenja kao drugog operativnog parametra koji utječe na dinamiku generiranja okretnog momenta spojke.

Značajan udio ovdje prikazanog istraživanje odnosi se na eksperimentalni rad. Za potrebe provedbe eksperimenata razvijena su dva postava te je jedan postojeći postav značajno nadograđen. Osnovni je postav suhe dvostruke spojke koji uključuje i pripadajuće aktuatore te transmisiju i poluosovine. Korišten je za eksperimentalnu identifikaciju utjecaja pojedinih efekata na dinamiku spojke, u pravom redu na aksijalni mehanizam spojke. Znatno nadograđeni postav tribometarskog stroja primijenjen je za eksperimentalnu identifikaciju karakteristika tarnog materijala dok je novo razvijeni postav manualne preše na bazi navojnog vretena korišten za eksperimentalnu identifikaciju opružnih karakteristika komponenti suhe dvostruke spojke.

Eksperimentalna identifikacija faktora trenja provedena je primjenom tribometarskog stroja tipa uzorak-na-disku ispitivanjem malog uzorka tarnog materijala na širokom rasponu vrijednosti temperatura, brzina klizanja i normalnih sila. Dodatno je provedena i eksperimentalna identifikacija trošenja te sklonosti podrhtavanju tarnog materijala kao i utjecaj dubine trošenja na faktor trenja i sklonost podrhtavanju. Provedena je i eksperimentalna identifikacija sklonosti podrhtavanju tarnog materijala na čitavoj spojci primjenom postava spojke te je predložena metoda preslikavanja rezultata sklonosti podrhtavanju s malog uzorka izraženih kao gradijent faktora trenja po brzini klizanja uzorka na čitavu spojku gdje se sklonost podrhtavanju predočava kao gradijent okretnog momenta po brzini klizanja spojke. Korelacija rezultata s oba postava ukazuje na mogućnost primjene rezultata s tribometra za predviđanje ponašanja čitave spojke.

Pokusi na tribometru ponovljeni su za dva tarna materijala koji se ugrađuju u ispitivanu suhu dvostruku spojku. Iako sličnih karakteristika, uočene su određene razlike. Naime, Materijal A je pokazao bolju rezultate vezane uz trošenje i sklonost podrhtavanju dok je Materijal B pokazao općenito višu vrijednost faktora trenja. Izbor boljeg materijala stoga nije jednostavan, posebice i zbog toga što je kod odabira potrebno razmotriti i druge podatke koji ovdje nisu poznati kao što su primjerice čvrstoća ili cijena.

Eksperimentalna identifikacija toplinskog širenja ukazala je na postojanje dvaju zasebnih efekata zavisnih o temperaturama komponenti spojke: (i) naizgledno povećanje zračnosti kod otvorene spojke s porastom temperature te (ii) porast okretnog momenta za istu poziciju aktuatora s porastom temperature. Analiza toplinskog širenja za oba slučaja rezultirala je pojednostavljenim modelom utjecaja toplinskog širenja baziranog na povećanju dimenzija komponenti spojke čime se mijenjaju pozicije dok je utjecaj na sile zanemaren. Kompenzacije efekata toplinskog širenja bazirana na pojednostavljenom modelu koji razmatra samo pomake uslijed toplinskog širenja pokazala je dobre rezultate te je stoga pristupljeno ugradnji efekata toplinskog širenja u postojeći model aksijalne dinamike koji će omogućiti određivanje toplinskog širenja kako na pozicije, tako i na sile u sustavu. Validacija cjelokupnog modela pokazuje kvalitativno i kvantitativno dobre rezultate predikcije drugog efekta (povećanja okretnog momenta s povećanjem temperature), ali model ne pokazuje efekt naizglednog povećanja zračnosti.

Utjecaj trošenja spojke na dinamiku spojke očitava se kroz dva glavna efekta: (i) pad vrijednosti okretnog momenta s povećanjem zračnosti uslijed trošenja tarnog materijala te (ii) približna restauracija karakteristike okretnog momenta sa svakom aktivacijom mehanizma za kompenzaciju trošenja. Pritom rezultati pokusa pokazuju kako aktivacija mehanizma ne vraća



karakteristike na početnu vrijednost već je nakon svake aktivacije karakteristika okretnog momenta u blagom padu u odnosu na prethodnu aktivaciju. Ugradnja efekata trošenja u postojeći aksijalni model omogućuje modelu kvalitativno i kvantitativno dobru predikciju ponašanja spojke u području velikih okretnih momenata, ali ujedno model pokazuje značajan pomak točke izgradnje momenta koji nije primijećen tokom pokusa.

Primjenom postava manualne preše snimljene su opružne karakteristike komponenti spojke čiji su rezultati, pored očekivanih karakteristika izraženih opružnih komponenti: tanjuraste opruge, povratnih (lisnatih) opruga i valovite opruge tarne ploče, pokazali i značajno malu krutost oslonaca poluge tanjuraste opruge te sklopa ležaja zamašnjaka. Posljedično, pristupljeno je formiranju novog modela aksijalne dinamike koji će obuhvatiti sve eksperimentalno utvrđene karakteristike.

Novi model aksijalne dinamike validiran je spram postojećih eksperimentalnih rezultata za dvije spojke: (i) osnovnu spojku na kojoj je provedena većina pokusa te (ii) spojku na kojoj su provedeni pokusi dubokog trošenja. Novi model je pokazao mogućnost općenito bolje predikcije karakteristika spojke, kako osnovne karakteristike okretnog momenta tako i međukarakteristike pozicija potisnog ležaja i potisne ploče.

Međutim, postoje i određene razlike za koje nije sigurno da li su posljedica neadekvatnosti modela ili promjena koje su nastale na komponentama spojki uslijed njihovog podvrgavanja neuobičajenim operativnim uvjetima uključujući rastavljanje/sastavljanje spojke.

Istraživanja prezentirana u ovom radu stoga su ostvarila zadani cilj: nadograditi postojeći model čime je formiran sveobuhvatni model suhe dvostruke spojke s elektromehaničkim aktuatorima koji se sastoji od četiri međusobno zavisna podsustava: a) dinamika razvijanja normalne sile b) dinamika razvijanja okretnog momenta spojke, c) toplinska dinamika i d) karakteristika faktora trenja spojke. Pritom dinamika razvijanja normalne sile uključuje dinamiku aktuatora te aksijalnu dinamiku spojke s modeliranim utjecajima toplinskog širenja i trošenja spojke. Dinamika faktora trenja uključuje se u obliku funkcije regresije koja uzima u obzir utjecaj relativne brzine, temperature i normalne sile spojke na faktor trenja. Model se sastoji od velikog broja nelinearnih elemenata koji se odnose na elastičnosti, zračnosti i trenje. Predložena struktura modela odražava zahtjeve na visoku računalnu učinkovitost i jednostavnu, pretežno eksperimentalnu parametrizaciju.

Model toplinske dinamike spojke razvijen je s ciljem procjene temperatura komponenti spojke koje se potom predaju drugim podsustavima koji ovise o promjeni temperature: toplinskom širenju, faktoru trenja i trošenju tarnog materijala. Model se bazira na izmjeni topline između tri toplinske mase: zamašnjaka, potisne ploče i jarma te predaji topline prema okolini.

Na temelju izloženog može se zaključiti da se izvorni znanstveni doprinos ovog rada sastoji u sljedećem:

- Predložen je eksperimentalno provjereni multi-fizikalni dinamički model suhe tarne spojke uključujući višedimenzionalnu karakteristiku faktora trenja tarnih obloga, efekte toplinske dinamike i toplinskog širenja, utjecaje trošenja tarnih obloga i utjecaje mehanizma za kompenzaciju trošenja.
- Istraženi su, razvijeni i verificirani namjenski eksperimentalni postavi te prikladne ispitne procedura za izravnu identifikaciju gradijenta karakteristike momenta trenja tarnih obloga (postav spojke) ili njihovih uzoraka (tribometar) kao mjere podložnosti spojke podrhtavanju te uspostavljanje korelacije rezultata s oba postava.

### 11.2 Moguća daljnja istraživanja

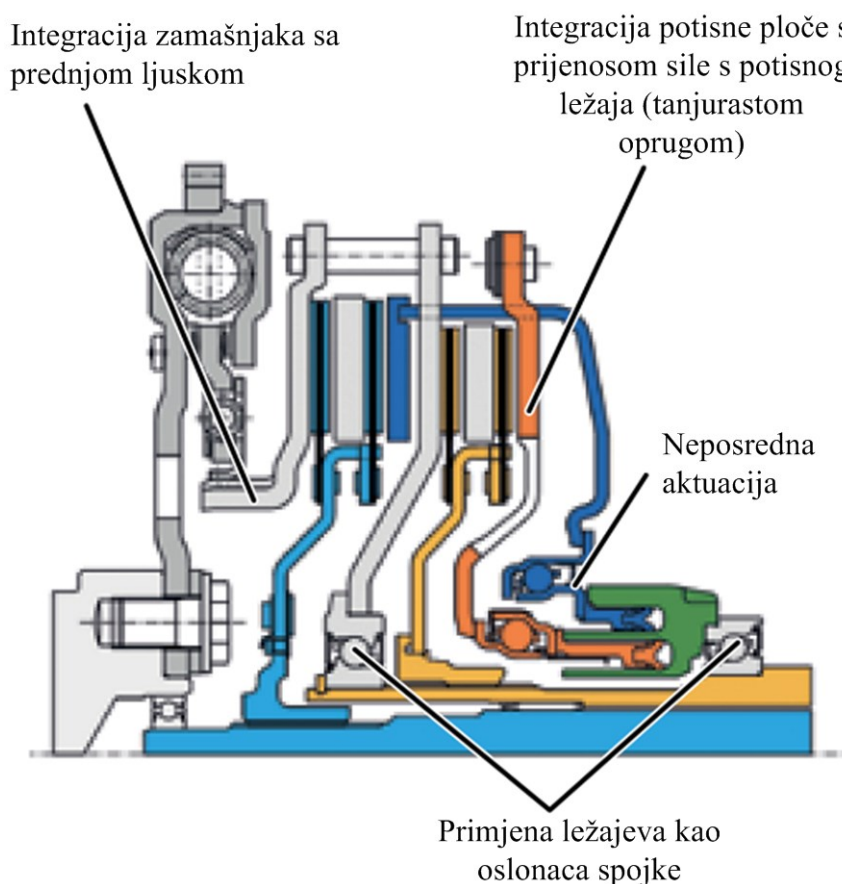
Ograničenja vezana uz raspoloživu opremu i vrijeme ostavila su brojne mogućnosti vezane uz unapređenje i/ili proširivanje pojedinih aspekata istraživanja prikazanog u ovom radu. Neka od mogućih daljnjih pravaca istraživanja su:

- Ponavljanje eksperimentalne identifikacije sklonosti podrhtavanju na većem broju uzoraka i spojki s različitim tarnim materijalima sa ciljem potvrđivanja prikladnosti postupka skaliranja rezultata s tribometra na spojku te posljedično primjena tribometarskog stroja za predviđanje rezultata na spojci.
- Ponavljanje pokusa eksperimentalne identifikacije trošenja tarnog materijala na većem broju uzoraka s ciljem potvrde veće sklonosti trošenju kod površinskih slojeva materijala.
- Opremanje postava spojke dodatnim osjetnicima temperature s ciljem utvrđivanja veličine toplinskog toka kroz tarne ploče (te potencijalno parametriranjem modela toplinske dinamike broj 4).
- Opremanje postava spojke dodatnim motorom aktuatora s ciljem proširenja modela toplinske dinamike (bilo modela broj 3 ili 4) na spojku 1.
- Opremanje postava tribometra jačim sustavom hlađenja te toplinsko izoliranje komore s ciljem postizanja nižih temperatura čime bi bila omogućena eksperimentalna identifikacija faktora trenja na temperaturama nižim od 0°C.
- Ponavljanje pokusa eksperimentalne identifikacije opružnih karakteristika i karakteristika spojke na različitim spojkama s ciljem potvrde primjenjivosti novog modela aksijalne dinamike.

- Formiranje postava za trošenje spojke koji bi omogućio neposredno trošenje spojke kroz veći dio ili čitav radni vijek s ciljem potvrde utjecaja efekata trošenja na dinamiku spojke. Postav bi morao biti opremljen sustavom hlađenja, koji bi omogućio skraćivanje pokusa, te izvorom mehaničkih vibracija ekvivalentnih vibracijama motora vozila koje bi omogućile prirodnu aktivaciju mehanizma za kompenzaciju trošenja.
- Opremanje postava spojke servomotorom čije su kinematske veličine (u prvom redu brzina vrtnje i okretni moment) ekvivalentni pripadajućem motoru s unutrašnjim izgaranjem čime bi se omogućio pogon spojke ekvivalentan pogonu u vozilu s ciljem razmatranja utjecaja brzine vrtnje na hlađenje te utjecaja centrifugalne sile na dinamiku spojke.

### 11.3 Budući razvoj (suhe) dvostruke spojke

U tijeku je razvoj novih suhih dvostrukih spojki s hidrostatskim aktuatorom s neposrednim radnim cilindrom ([24]) koji će moći generirati ukupnu potrebnu normalnu silu na spojci (eng. dry directly-actuated double clutch, Slika 11-1).



**Slika 11-1: Shema predloženog novog tipa suhe dvostruke spojke ([24])**

Ovakvim pristupom, nije više potrebna multiplikacija sile s potisnog ležaja preko tanjuraste opruge te se tanjurasta opruga izbacuje. Dodatno, kako je sada pomak aktuatora potisnog ležaja jednak pomaku potisne ploče, tj. nema redukcije pomaka, utjecaj trošenja tarnih ploča na povećanje pomaka potisne ploče ne traži multiplicirano povećanje pomaka potisnog ležaja. Ovo povećanje se dosad izbjegavalo ugradnjom kompleksnih mehanizama za kompenzaciju trošenja, a koji sada postaju nepotrebni jer se kompenzacija trošenja može izvesti neposredno na potisnom ležaju.

Dodatno, regulacija spojke po tlaku u hidrauličkom cilindru omogućava neposredno upravljanje normalnom silom uz izbjegavanje potrebe kompenzacije utjecaja toplinskog širenja i trošenja spojke. Važno je napomenuti kako je toplinski model i dalje potencijalno nužan zbog utjecaja temperature na faktor trenja te za izračunavanje istrošenosti spojke s ciljem upozoravanja vozača na potrebnu zamjenu. Naravno, ako se bilo radni bilo pogonski cilindar opremi osjetnikom položaja, istrošenost će se moći neposredno mjeriti.

Dodatno, predlaže se primjena dvije umjesto jedne tarne ploče po spojci čime bi se značajno povećao opseg okretnog momenta koji spojka može prenijeti. Ovakvo preoblikovanje spojke značajno pojednostavljuje njezinu strukturu iz čega se može očekivati i smanjenje broja i značaja pojedinih utjecajnih faktora na dinamiku spojke što bi za posljedicu imalo mogućnost robusnijeg i kvalitetnijeg sustava upravljanja.

Potrebno je napomenuti kako je ovo preoblikovanje u prvom redu omogućeno primjenom hidrostatskog aktuatora pogonjenog servomotorom. Nije posve jasno kakav je odnos cijena i dimenzija nove suhe dvostruke spojke i hidrostatskog aktuatora u odnosu na postojeći sustav, tj. da li je riječ o sustavu koji je po dimenzijama i cijeni usporediv s postojećim te je stoga moguća neposredna zamjena ili je riječ o sustavu koji će zbog veće cijene i/ili dimenzija biti predviđen za veća vozila i/ili viši razred.

---

# Literatura

- [1] Andrew Tumer, Keith Ramsay, Richard Clark, David Howe, „Direct-Drive Electromechanical Linear Actuator for Shift-by-Wire Control of an Automated Transmission“, Vehicle Power and Propulsion Conference, 2006. VPPC '06. IEEE, DOI: 10.1109/VPPC.2006.364317
- [2] Kartikeya Tripathi, „A Novel Approach for Enhancement of Automobile Clutch Engagement Quality Using Mechatronics Based Automated Clutch System“, J. Inst. Eng. India Ser. C (January–March 2013) 94(1):9–20, DOI: 10.1007/s40032-013-0061-5
- [3] Michael A. Kluger and Denis M. Long, „An Overview of Current Automatic, Manual and Continuously Variable Transmission Efficiencies and Their Projected Future Improvements“, SAE1999, 1999-01-1259
- [4] Bernd Matthes, „Dual Clutch Transmissions – Lessons Learned and Future Potential“, SAE Technical Paper 2005-01-1021, 2005, doi: 10.4271/2005-01-1021.
- [5] Nicola Cappetti, Mario Pisaturo, Adolfo Senatore, „Modelling the cushion spring characteristic to enhance the automated dry-clutch performance: The temperature effect“, Proc IMechE Part D: J Automobile Engineering, 2012, DOI: 10.1177/0954407012445967
- [6] Haoran Hu, Simon Baseley, Rudolf M. Smaling, „Advanced Hybrid Powertrains for Commercial Vehicles“, SAE International, 2012, ISBN: 978-0-7680-3359-5
- [7] Adolphe Kégresse, 1951, Change-Speed Transmission, US Patent 2543412
- [8] Reinhard Berger, Rolf Meinhard, Carsten Bündler, „The Parallel Shift Gearbox PSG - Twin Clutch Gearbox with Dry Clutches“, 7th Schaeffler Symposium, 2002
- [9] Jonathan C. Wheals, Andy Turner, Keith Ramsay, Anthony O’Neil, Colin J. Bennett and Haiping Fang, „Double Clutch Transmission (DCT) using Multiplexed Linear Actuation Technology and Dry Clutches for High Efficiency and Low Cost“, SAE2007, 2007-01-1096
- [10] Shushan Bai, Joel M. Maguire, Huei Peng, „Dynamic Analysis and Control System Design of Automatic Transmissions“, SAE International, 2013, ISBN: 978-0-7680-7604-2
- [11] Karlheinz Haupt, „Challenges and solutions for the future powertrain“, 9th Schaeffler Symposium, 2010
- [12] Dan Carney, „Automatic for the people“, AEI, June 2009.
- [13] Carsten Breinfeld, Stephan Rinderknecht, Friedrich Munk, Dieter Schmidt-Troje, Christian Gueter, Josef Neuner, Jürgen Eder, „The New BMW Dual Clutch Transmission“, ATZ 09/2008, Vol. 110, 2008.
- [14] Jens Hadler, Frank-Thoams Metzner, Michael Schäfer, Hubert Gröhlich, Michael John, „The Seven-speed Dual Clutch Transmission from Volkswagen“, ATZ 06/2008 Vol. 110, 2008.
- [15] Piero Aversa, Ernie DeVincent, „Evolution and Outlook: PowerShift DCT250“, ppt, Getrag Corporate Group, DTF 2010-09-16, 2010 (<http://www.getrag.com/media/0000001557.pdf>).
- [16] J.D.W. de Cock, „Technology survey on smartness added to automotive manual transmissions“, 6-week internship report at Drivetrain Innovations (DTI), 2003

- 
- [17] Karl-Ludwig Kimmig, Ivo Agner, „Double clutch – Wet or dry, that is the question“, 8th Schaeffler Symposium, 2006
- [18] Hartmut Faust, „Powertrain Systems of the Future – Engine, transmission and damper systems for downspeeding, downsizing, and cylinder deactivation“. 10th Schaeffler Symposium, 2014
- [19] Matthias Zink, Uwe Wagner, Clement Feltz, „Double Clutch Systems“, 10th Schaeffler Symposium, 2014
- [20] Naus, G. J. L. , Beenackers, M. A. , Huisman, R. G. M. , van de Molengraft, M. J. G. and Steinbuch, M.(2010), „Robust control of a clutch system to prevent judder-induced driveline oscillations“, *Vehicle System Dynamics*, 48: 11, 1379 — 1394
- [21] D. Centea, H. Rahnejat, M.T. Menday, „Non-linear multi-body dynamic analysis for the study of clutch torsional vibrations (judder)“, *Applied Mathematical Modelling* 25 (2001) 177-192
- [22] Karl-Ludwig Kimmig, Peter Buehrle, Ralph Kolling, Rene Daikeler, Michael Baumann, „The dry double clutch faces the challenge“, 10th Schaeffler Symposium, 2014
- [23] Wheals, J., McMicking, J., Shepherd, S., Bonnet, B. et al., “Proven High Efficiency Actuation and Clutch Technologies for eAMT™ and eDCT™,” SAE Technical Paper 2009-01-0513, 2009, doi: 10.4271/2009-01-0513.
- [24] Bruno Muller, Markus Kneissler, Matthias Gramann, Norbert Esly, Rene Daikeler, Ivo Agner, „Smaller, Smoother, Smarter – Advance development components for double-clutch transmissions“, 9th Schaeffler Symposium, 2010
- [25] Andreas Englisch, Andreas Gouetz, Andreas Baumgart, Thomas Endler, Christian Lauinger, Stefan Steinmetz, „Wet Double Clutch: Thinking in Systems“, 10th Schaeffler Symposium, 2014
- [26] Uwe Wagner, Alfons Wagner, „Electrical Shift Gearbox (ESG) – Consistent Development of the Dual Clutch Transmission to a Mild Hybrid System“, SAE2005, 2005-01-4182
- [27] M.A.Hannan, F.A.Azidin, A.Mohamed, „Hybrid electric vehicles and their challenges: A review“, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 29 (2014) 135–150, <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.08.097>
- [28] Ajinkya S Joshi, Nirav P Shah, Chris Mi, „Modeling and Simulation of a Dual Clutch Hybrid Vehicle Powertrain“, *Vehicle Power and Propulsion Conference, 2009. VPPC '09. IEEE*, doi: 10.1109/VPPC.2009.5289682
- [29] Samir Sfarni, Emmanuel Bellenger, Jerome Fortin, Matthieu Malley, “Finite element analysis of automotive cushion discs”, *Thin-Walled Structures* 47 (2009) 474–483
- [30] A. Fidlin, W. Stamm, „On the radial dynamics of friction disks“, *European Journal of Mechanics A/Solids* 28 (2009) 526–534
- [31] Samir Sfarni, Emmanuel Bellenger, Jerome Fortin, Matthieu Malley, „Numerical and experimental study of automotive riveted clutch discs with contact pressure analysis for the prediction of facing wear“, *Finite Elements in Analysis and Design* 47 (2011) 129–141, <http://dx.doi.org/10.1016/j.finel.2010.08.007>
- [32] F. Ray Shaver, „Manual Transmission Clutch Systems“, SAE International, 1997, ISBN: 978-1-56091-984-1
- [33] Matthias Zink, Markus Hausner, Roland Welter, René Shead, „Clutch and release system – Enjoyable clutch actuation!“, 8th Schaeffler Symposium, 2006
- [34] Wook-hee Nam, Choon-yeol Lee, Young S. Chai, Jae-do Kwon, „Finite Element Analysis and Optimal Design of Automobile Clutch Diaphragm Spring“, Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress
-

- 
- [35] Zhao Li-jun, Liu Tao, and Song Bao-yu, „Optimum Design of Automobile Diaphragm Spring Clutch“, IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), September 3-5, 2008, Harbin, China
- [36] Tseng, C. and Hsieh, M., "Analysis and Optimization of Clutch Actuator on Automated Manual Transmission System," SAE Technical Paper 2005-01-1782, 2005, doi:10.4271/2005-01-1782.
- [37] Maucher, Paul 1999, Friction Clutch With Compensation for Wear, US Patent 6202818.
- [38] Schubert, Florian 1996, Friction Clutch with Wear Compensation, US Patent 5960926
- [39] Walters, Leslie K., Fuelberth, Walter K. 1970, Automatic Clutch-wear Compensator, US Patent 3648813
- [40] Wolfgang Reik, „Less is more! – Using unconventional means to design new products“, 9th Schaeffler Symposium, 2010
- [41] Bezzazi, M., Khamlichi, A., Jabbouri, A., Reis, P., Davim, J.P., "Experimental characterization of frictional behaviour of clutch facings using Pin-on-disk machine", (2007) *Materials and Design*, 28 (2007), pp. 2148-2153
- [42] Ernest Rabinowicz, „Friction and wear of materials“, 2nd edition, New York, John Wiley and Sons, 1995, ISBN: 978-0-471-83084-9
- [43] Agusmian Partogi Ompusunggu, Paul Sas, Hendrik Van Brussel, „Influence of Adhesive Wear and Thermal Degradation on the Frictional Characteristics of Paper-Based Friction Materials: A Comparative Study“, *ISRN Tribology*, Volume 2013, Article ID 739202, <http://dx.doi.org/10.5402/2013/739202>
- [44] Michael Varenberg, „Towards a unified classification of wear“, *Friction* 1(4): 333–340, 2013, <http://dx.doi.org/10.1007/s40544-013-0027-x>
- [45] Archard, J. F. (1953), “Contact Rubbing of Flat Surfaces”, *Journal of Applied Physics*, 24.8, pp 981-988.
- [46] J. F. Archard, W. Hirst, „The Wear of Metals under Unlubricated Conditions“, *Proc. R. Soc. Lond. A* 1956 236, 397-410, doi: 10.1098/rspa.1956.0144
- [47] A. Crowther, N. Zhang, D. Liu, and J. Jeyakumaran, Analysis and simulation of clutch engagement judder and stick-slip in automotive powertrain systems, *Proc. Inst. Mech. Eng.* 218 (2004), pp. 1427–1446.
- [48] Gregori, I., "Methodology to Determine the Clutch Facing Sensitivity Regarding Judder in the Vehicle," SAE Technical Paper 2010-36-0501, 2010, doi:10.4271/2010-36-0501.
- [49] M. Velardocchia, G. Ercole, G. Mattiazzo, S. Mauro, F. Amisano, “Diaphragm Spring Clutch Dynamic Characteristic Test Bench“, SAE1999, 1999-01-0737
- [50] Eriksson, M., Bergman, F., Jacobson, S., "On the nature of tribological contact in automotive brakes", (2002) *Wear*, 252 (2002), pp. 26-36.
- [51] V. Ivanovic, Z. Herold, J. Deur, M. Hancock, F. Assadian, "Modelling of Electromechanically Actuated Active Differential Wet Clutch", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering*, DOI: 10.1177/0954407011423131
- [52] Velardocchia, M., Amisano, F., Flora, R., "A Linear Thermal Model for and Automotive Clutch", (2000), SAE paper #2000-01-0834.
- [53] Cameron, T.M., McCombs, T., Tersigni, S., Jao, T.-C., "Flash Temperatures in Clutches", (2006), SAE paper #2006-01-3890
-



- 
- [54] Khamlichi, A. Bezzazi, M., Parron Vera, M.A., "Optimizing the thermal properties of clutch facings", (2003) *Journal of Materials Processing Technology*, 142 (3), pp. 634-642
- [55] Jaggle, G., Kimmig, K.-L., Berger, R., Boeuf, J., " System design for dual clutches for large and small vehicles [Systemauslegung von capetelkupplungen für Große und Kleine Fahrzeuge]", (2007) *VDI Berichte*, (1987), pp. 197-210.
- [56] Vasca, F., Iannelli, L., Senatore, A., Scafati, M. T., "Modeling Torque Transmissibility for Automotive Dry Clutch Engagement", (2008) *American Control Conference*, Washington, USA
- [57] Liu, Y., Qin, D., Jiang, H., Liu, C., Zhang, Y., "Clutch torque formulation and calibration for dry dual clutch transmission", *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 46, pp. 218-227, 2011.
- [58] Franco Garofalo, Luigi Glielmo, Luigi Iannelli, Francesco Vasca, „Optimal Tracking For Automotive Dry Clutch Engagement“, 2002 *IFAC*, 15th Triennial World Congress, Barcelona, Spain
- [59] Krauss, C., Schwekutsch, M., "A Method for Controlling a Twin-Clutch Transmission", *US Patent* 2006/0236798 A1, 2006.
- [60] Zhiguo Zhao, Haijun Chen, and Qi Wang, „Sliding Mode Variable Structure Control and Real-Time Optimization of Dry Dual Clutch Transmission during the Vehicle's Launch“, *Hindawi Publishing Corporation, Mathematical Problems in Engineering*, 2014, Article ID 494731, <http://dx.doi.org/10.1155/2014/494731>
- [61] R. Amari, P. Tona and M. Alamir, „A phenomenological model for torque transmissibility during dry clutch Engagement“, 2009 *IEEE Multi-conference on Systems and Control*, Saint Petersburg, Russia, July 8-10, 2009
- [62] Uwe Wagner, Reinhard Berger, Matthias Ehrlich, Manfred Homm, „Electromotoric actuators or double clutch transmissions – Best efficiency by itself“, 8th *Schaeffler Symposium*, 2006
- [63] Turner, A. and Ramsay, K., "Review and Development of Electromechanical Actuators for Improved Transmission Control and Efficiency," *SAE Technical Paper* 2004-01-1322, 2004, doi:10.4271/2004-01-1322.
- [64] Karl-Ludwig Kimmig, Peter Bührlé, Klaus Henneberger, Matthias Ehrlich, Götz Rathke, Jens Martin, „Success with efficiency and comfort - The dry double clutch has become established on the automatic transmission market“, 9th *Schaeffler Symposium*, 2010
- [65] F.Riddar, Å. Kassman Rudolphi, „The effect of lubrication on the friction performance in pneumatic clutch actuators“, *Wear* 309 (2014) 166–173, DOI: 10.1016/j.wear.2013.11.005
- [66] *DPS6 SHOP MANUAL – priručnik za popravke i zamjenu dijelova transmisije sa suhom dvostrukom spojkom – model DPS6*
- [67] Milan Milutinovic, Vladimir Ivanovic, Joško Deur, Dragutin Šćap, "Geometric Analysis of a Dual Clutch Lever-Based Electromechanical Actuator with Application to Actuator Dynamics Modelling," , *SAE2012*, 2012-01-0631
- [68] Vladimir Ivanović, Joško Deur, Milan Milutinovic, Hongtei Eric Tseng, „Dynamic Model of Dual Clutch Lever-Based Electromechanical Actuator“, *Proceedings of 2011 ASME Dynamic Systems and Control Conference: Automotive and Transportation Systems*, 2011, Arlington, Virginia, USA
- [69] Vladimir Ivanović, Joško Deur, Hongtei Eric Tseng, “Bond Graph Model of Electromechanical Actuation System for a Dry Dual Clutch”, *CBGM 2012*, Genoa, Italy
-



- 
- [70] Danijel Pavković, Nenad Kranjčević, Milan Kostelac, "Design of Normal Force Control for a Pin-on-Disk Tribometer including Active and Passive Suppression of Vertical Vibrations", *Automatika - Journal for Control, Measurement, Electronics, Computing and Communications*, Vol. 54, No. 3, pp. 364-375, 2013.
- [71] Vladimir Ivanović, Zvonko Herold, Joško Deur, Matthew Hancock, et al., "Experimental Setups for Active Limited Slip Differential Dynamics Research," SAE Technical Paper 2008-01-0302, 2008, doi:10.4271/2008-01-0302.
- [72] W.C. Orthwein, "Clutches and Brakes: Design and Selection, second edition", Marcel Dekker, Inc., 2004.
- [73] Karnopp, D., Margolis, D.L., Rosenberg, R.C., "System Dynamics: A Unified Approach", Willey-Interscience; 2nd Edition, 1990.
- [74] Robert Felger, Christian Spandern, Martin Häbler, Hans-Dieter Elison, „Innovative clutch facing materials – Cool facings for hot applications!“, 8th Schaeffler Symposium, 2006
- [75] Mukesh Kumar, Jayashree Bijwe, „NAO friction materials with various metal powders: Tribological evaluation on full-scale inertia dynamometer“, *Wear* 269 (2010) 826–837, <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2010.08.011>
- [76] T. Ram Prabhu, V. K. Varma, SrikanthVedantam, „Effect of reinforcement type, size, and volume fraction on the tribological behavior of Fe matrix composites at high sliding speed conditions“, *Wear* 309 (2014) 247–255
- [77] K. Bode, G.-P.Ostermeyer, „A comprehensive approach for the simulation of heat and heat-induced phenomena in friction materials“, *Wear* 311 (2014) 47–56, <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2013.12.021>
- [78] D. Shakhvorostov, K. Pöhlmann, M. Scherge, „An energetic approach to friction, wear and temperature“, *Wear* 257 (2004) 124–130, <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2003.10.010>
- [79] Qian Zou, Chethan Rao, Gary Barber, Ben Zhou, Yucong Wang, „Investigation of surface characteristics and tribological behavior of clutch plate materials“,
- [80] S. M. Lee, M. W. Shin, H. Jang, „Friction-induced intermittent motion affected by surface roughness of brake friction materials“, *Wear* 308 (2013) 29–34, <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2013.09.018>
- [81] Oday I. Abdullah, Josef Schlattmann, "Contact Analysis of a Dry Friction Clutch System, Hindawi Publishing Corporation", ISRN Mechanical Engineering, Volume 2013, Article ID 495918, 9 pages, <http://dx.doi.org/10.1155/2013/495918>
- [82] N Cappetti, M Pisaturo, A Senatore, „Cushion spring sensitivity to the temperature rise in automotive dry clutch and effects on the frictional torque characteristic“, *Mechanical Testing and Diagnosis*, ISSN 2247 – 9635, 2012 (II), Volume 3, 28-38 .
- [83] Oh, J.J.; Choi, S.B., "Real-Time Estimation of Transmitted Torque on Each Clutch for Ground Vehicles With Dual Clutch Transmission," *Mechatronics*, IEEE/ASME Transactions on , vol.20, no.1, pp.24,36, Feb. 2015, doi: 10.1109/TMECH.2014.2307591
- [84] Aravind Vadiraj, „Engagement characteristics of a friction pad for commercial vehicle clutch system“, *Sadhana* Vol. 35, Part 5, October 2010, pp. 585–595, <http://dx.doi.org/10.1007/s12046-010-0042-9>
- [85] [www.raybestos.de/en/downloads/testprogramme/3102\\_en.pdf](http://www.raybestos.de/en/downloads/testprogramme/3102_en.pdf),  
[www.raybestos.de/en/downloads/testprogramme/3119\\_en.pdf](http://www.raybestos.de/en/downloads/testprogramme/3119_en.pdf),  
[www.raybestos.de/en/downloads/testprogramme/3115\\_en.pdf](http://www.raybestos.de/en/downloads/testprogramme/3115_en.pdf)
- [86] Andrzej Szadkowski, "Clutch Lever Design Issues", SAE2004, 2004-01-1229
-

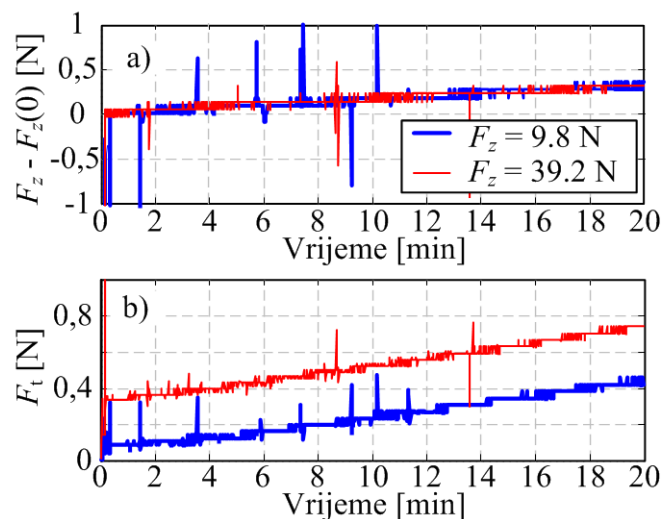
- [87] X. Yin, K. Komvopoulos, „An adhesive wear model of fractal surfaces in normal contact“, *International Journal of Solids and Structures* 47 (2010) 912–921, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2009.12.003>
- [88] Á. Czifra, K. Váradi, S. Horváth, „Three dimensional asperity analysis of worn surfaces“, *Meccanica* (2008) 43: 601–609, <http://dx.doi.org/10.1007/s11012-008-9136-4>
- [89] Fehim Findik, Latest progress on tribological properties of industrial materials, *Materials and Design* 57 (2014) 218–244, <http://dx.doi.org/10.1016/j.matdes.2013.12.028>
- [90] J. K. Lancaster, „The Formation of Surface Films at the Transition between Mild and Severe Metallic Wear“, *Proc. R. Soc. Lond. A* 1963 273, 466-483, doi: 10.1098/rspa.1963.0103
- [91] G. P. Fernandes, et al., „Influence of mild and severe wear condition in the formation and stability of friction film in clutch system“, *Wear* (2013), <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2013.02.003i>
- [92] A. Gård, N. Hallbäck, P. Krakhmalev, J. Bergström, „Temperature effects on adhesive wear in dry sliding contacts“, *Wear* 268 (2010) 968–975, <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2009.12.007>
- [93] Hozumi Goto, Kenji Uchijo, „Wear mechanism of Al–Si alloy impregnated graphite composite under dry sliding“, *Wear* 259 (2005) 613–619, <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2005.02.024>
- [94] M.Z. Huq, J.-P. Celis, „Expressing wear rate in sliding contacts based on dissipated energy“, *Wear* 252 (2002) 375–383, [http://dx.doi.org/10.1016/S0043-1648\(01\)00867-5](http://dx.doi.org/10.1016/S0043-1648(01)00867-5)
- [95] Georg-Peter Ostermeyer, Matthias Graf, „Influence of wear on thermoelastic instabilities in automotive brakes“, *Wear* 308 (2013) 113–120, <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2013.09.009>
- [96] Kubiak K.J., Bigerelle M., Mathia T.G., Dubois A., Dubar L., „Dynamic Evolution of Interface Roughness During Friction and Wear Processes“, *SCANNING VOL. 36*, 30–38 (2014)
- [97] A. Ramalhoa, J.C. Miranda, „The relationship between wear and dissipated energy in sliding systems“, *Wear* 260 (2006) 361–367, <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2005.02.121>
- [98] Watson, M., Byington, C., Edwards, D., Amin, S., "Dynamic modeling and wear-based remaining useful life prediction of high power clutch systems", (2005) *Tribology Transactions*, 48 (2), pp. 208-217.
- [99] S. Fouvry, T. Liskiewicz, Ph. Kapsa, S. Hannel, E. Sauger, „An energy description of wear mechanisms and its applications to oscillating sliding contacts“, *Wear* 255 (2003) 287–298, [http://dx.doi.org/10.1016/S0043-1648\(03\)00117-0](http://dx.doi.org/10.1016/S0043-1648(03)00117-0)
- [100] Roberto C. Dante, Francesco Vannucci, Pietro Durando, Enzo Galetto, Czeslaw K. Kajdas, „Relationship between wear of friction materials and dissipated power density“, *Tribology International* 42 (2009) 958–963, <http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2009.01.006>
- [101] Luciano Afferrante, Paolo Decuzzi, „The effect of engagement laws on the thermomechanical damage of multidisk clutches and brakes“, *Wear* 257 (2004) 66–72, <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2003.10.014>
- [102] [www.raybestos.de/en/downloads/testprogramme/301\\_en.pdf](http://www.raybestos.de/en/downloads/testprogramme/301_en.pdf),  
[www.raybestos.de/en/downloads/testprogramme/337\\_en.pdf](http://www.raybestos.de/en/downloads/testprogramme/337_en.pdf),  
[www.raybestos.de/en/downloads/testprogramme/3103\\_en.pdf](http://www.raybestos.de/en/downloads/testprogramme/3103_en.pdf),  
[www.raybestos.de/en/downloads/testprogramme/3105\\_en.pdf](http://www.raybestos.de/en/downloads/testprogramme/3105_en.pdf),

- 
- [103] [www.raybestos.de/en/downloads/testprogramme/399\\_en.pdf](http://www.raybestos.de/en/downloads/testprogramme/399_en.pdf),  
[www.raybestos.de/en/downloads/testprogramme/400\\_en.pdf](http://www.raybestos.de/en/downloads/testprogramme/400_en.pdf)
- [104] Zmitrowicz, A., "Wear patterns and laws of wear - a review", *Journal Of Theoretical And Applied Mechanics*, 44, 2, pp. 219-253, Warsaw 2006
- [105] M. Scherge, K. Pöhlmann, A. Gervé, „Wear measurement using radionuclide-technique (RNT)“, *Wear* 254 (2003) 801–817, [http://dx.doi.org/10.1016/S0043-1648\(03\)00230-8](http://dx.doi.org/10.1016/S0043-1648(03)00230-8)
- [106] P. Psyllaki, G. Pantazopoulos, P. Karaiskos, „Failure Mechanisms of an Automobile Clutch Assembly Cast Iron Pressure Plate“, *J Fail. Anal. and Preven.* (2012) 12:16–23, <http://dx.doi.org/10.1007/s11668-011-9523-3>
- [107] Vladimir Ivanović, Zvonko Herold, Joško Deur, Matthew Hancock, Francis Assadian, "Modelling of Electromechanically Actuated Active Differential Wet Clutch", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering*, Volume 226, Issue 4, 2012, DOI: 10.1177/0954407011423131
- [108] El-Sherbiny, M., Newcomb, T.P., "Temperature Distributions in Automotive Dry Clutches", (1976), *Inst Mech Eng (Lond) Proc*, 190 (34), pp 359-365.
- [109] Zhao, S., Hilmas, G.E., Dharani, L.R., "Behavior of a composite multidisk clutch subjected to mechanical and frictionally excited thermal load", (2008) *Wear*, 264 (2008), pp. 1059-1068.
- [110] Wang, C.H., Soom, A., Dargush, G.F., "Transient thermoelastic contact of sliding rings with axisymmetric surface roughness", (2004) *Journal of Tribology* 126 (2), pp. 217-224.
- [111] Jiayin Li, J.R. Barber, „Solution of transient thermoelastic contact problems by the fast speed expansion method“, *Wear* 265 (2008) 402–410, <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2007.11.010>
- [112] C.L. Gaillard, R. Singh, „Dynamic analysis of automotive clutch dampers“, *Applied Acoustics* 60 (2000) 399-424,
- [113] Harold Rothbart, Thomas Brown, „Mechanical Design Handbook, Second Edition: Measurement, Analysis and Control of Dynamic Systems“, New York, Mcgraw-Hill, 2006
- [114] Arthur Munzenmaier Wahl, „Mechanical springs“, New York, Mcgraw-Hill, 1963

## Dodatak A Umjeravanje senzora sile

Primijenjeni troosni osjetnik sile značajan je čimbenik u točnosti određivanja komponenta sila na uzorku pri čemu značajnu ulogu u mogućnosti snimanja ovih sila igra velika krutost senzora koja osigurava kontinuirani kontakt uzorka sa stolom. Međutim, ovaj osjetnik je zbog velike krutosti ostvarene primjenom kvarcnog mjernog elementa ujedno osjetljiv na dva operativna parametra. Prvi operativni parametar je vrijeme, a drugi temperatura.

Naime, kako se rad senzora bazira na piezoelektričnom efektu, preciznost mjerenja ovisi o gubitku napona, tj. što je veći gubitak napona u mjernom lancu, to je veća greška. Kako se gubitak napona povećava s proteklom vremenom, potrebno je odrediti vremenski period nakon kojeg greška postaje dovoljno velika da se može smatrati utjecajnom na rezultate mjerenja. Kako bi se ispitalo ovo vremensko klizanje, senzor je postavljen na ravnu podlogu s  $z$  osi u okomitom smjeru te je opterećen utezima od 1 kg i 4 kg (što rezultira konstantnim silama od, redom; 9,8 i 39,2 N u  $z$  osi). Kao što pokazuju rezultati (Slika A-1a), nakon 20 min može se uočiti pad do otprilike 0,3 N (tj. pad je otprilike jednak 0,015 N/min) u  $z$  osi. Može se uočiti kako unutar prve minute od pokretanja gotovo nema klizanja signala te se stoga može zaključiti kako provođenje pokusa u intervalima kraćim od 1 minute daje rezultate sa zanemarivim utjecajem curenja napona.

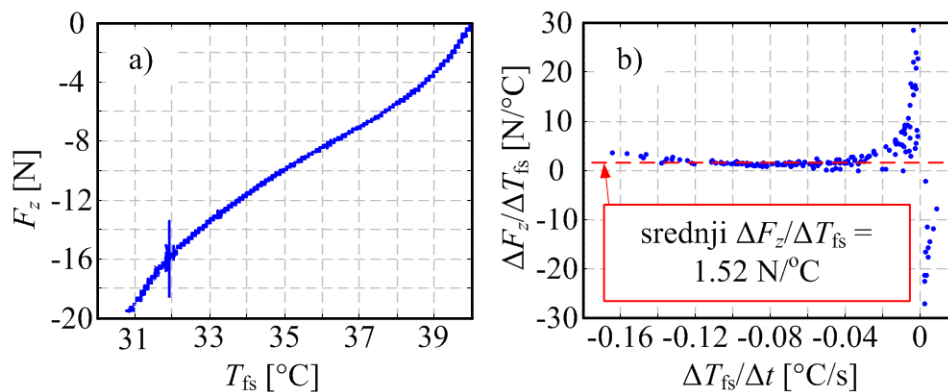


Slika A-1: Vremensko klizanje signalna izmjerenih sila

Dodatno, potrebno je napomenuti kako se tokom opterećivanja kvarcnog mjernog elementa i njegovog sabijanja u opterećenoj osi ujedno javljaju i deformacije u dvije okomite osi, tj. javlja

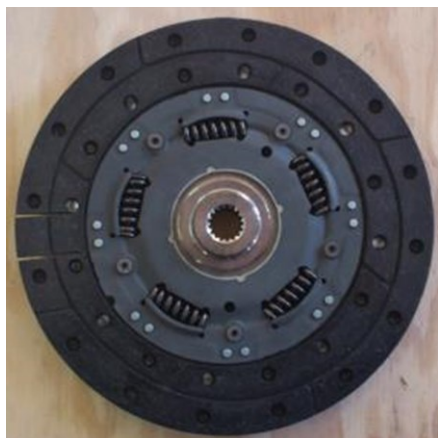
se preslikavanje signala. Slika A-1b pokazuje rezultate preslikavanja signala na obje osi prikazana kao rezultatna tangencijalna sila. Može se vidjeti kako vremensko klizanje ima značajan utjecaj na signal na obje osi ali i da je kao i kod z osi, ovo klizanje signala u prvoj minuti vrlo malo. Stoga se može zaključiti kako će ograničavanje trajanja pojedinog snimanja i za druge dvije osi imati značajan utjecaj na točnost mjerenja.

Utjecaj temperature na osjetnik sile proveden je zagrijavanjem neopterećenog osjetnika. Nakon zagrijavanja, osjetnik je resetiran te je izmjerena sila i temperatura (Slika A-2a). Srednji izračunati gradijent sile po temperaturi ( $\Delta F_{fs}/\Delta T_{fs}$ ) pokazuje srednju vrijednost od otprilike 1,5 N/°C. Kod malih gradijenata temperature po vremenu ( $\Delta T_{fs}/\Delta t$ ), tj. kod malih promjena temperature gradijent sile po temperaturi poprima puno veće vrijednosti kao posljedica numerike, tj. zbog dijeljenja malih vrijednosti s malim vrijednostima dobije se široki raspon vrijednosti. Posljedično, kod planiranja pokusa minimiziranje promjene temperature senzora značajno povećava preciznost pri čemu se minimiziranje utjecaja promjene temperature može ostvariti kratkim pokusima, toplinskom izolacijom osjetnika sile i/ili provedbom pokusa pri konstantnoj temperaturi.



**Slika A-2: Utjecaj temperature na osjetnik temperature tokom zagrijavanja**

## Dodatak B Dimenzije tarnih ploča



Slika B-1:Tarna ploča 1



Slika B-2:Tarna ploča 2

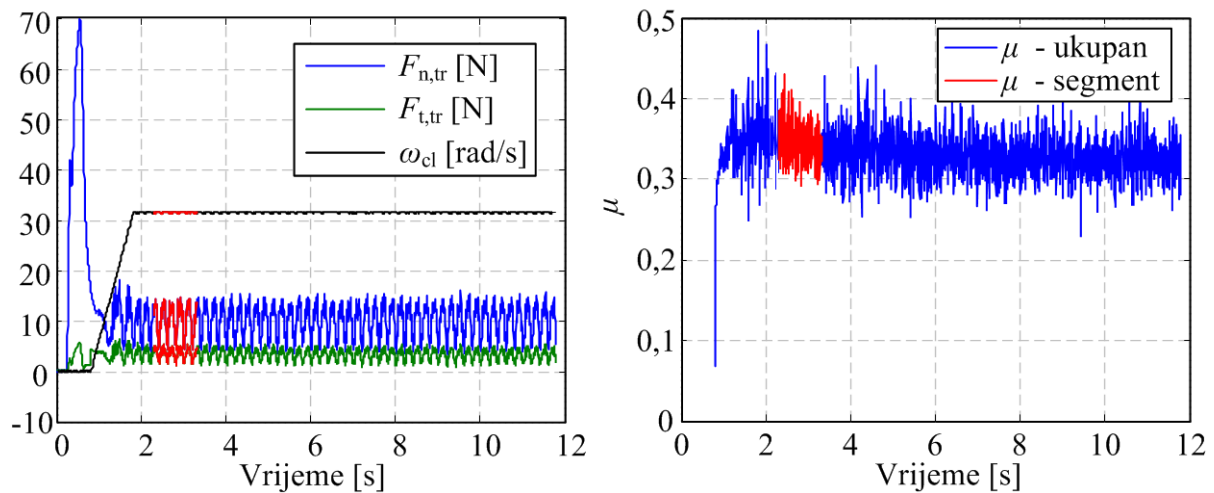
**Tablica B-1: Dimenzije tarnih ploča suhe dvostruke spojke**

	Tarna ploča 1	Tarna ploča 2	
Vanjski promjer	231	226	mm
Unutarnji promjer	157	157	mm
Širina kanala	2	2	mm
Srednji promjer kanala	193	188	mm
Broj radijalnih kanala	8	8	-
Duljina radijalnog kanala	20	20	mm
Promjer provrta	8	8	mm
Ukupan broj provrta	32	32	-
Ukupna kontaktna površina	19399	17637	mm <sup>2</sup>
Vanjski radijus	115,5	113	mm
Unutarnji radijus	78,5	78,5	mm
Srednji radijus	97	95,75	mm
Ekvivalentni radijus	98,18	96,79	mm

## Dodatak C Usporedba statičkih i kvazistatičkih pokusa na tribometru

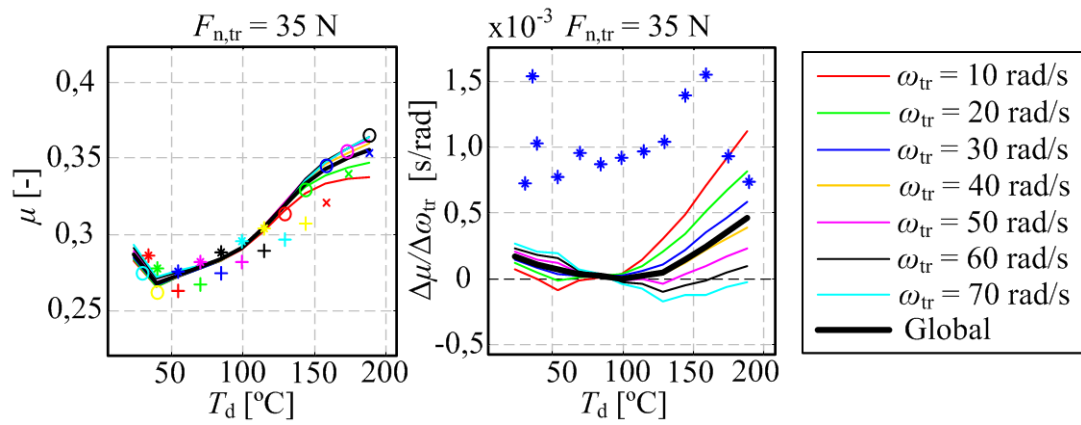
Pored kvazistatičke eksperimentalne identifikacije faktora trenja, proveden je i određeni broj klasičnih statičkih pokusa u kojima se svi operativni faktori održavaju približno konstantnima. Cilj korelacije rezultata statičkih i kvazistatičkih pokusa je potvrda da kvazistatički pokusi daju približno iste rezultate pokusa kao i statički. Time kvazistatički pokusi postaju povoljniji zbog kraćeg vremena potrebnog za izvođenje u odnosu na statičke pokuse.

Provedeni statički pokusi pokazuju klizanje vrijednosti faktora trenja (Slika C-1). Za usporedbu rezultata odabran je segment rezultata snimljenih u trajanju od 1 s nakon inicijalnog ustaljenja vrijednosti. Ovaj segment vrijednosti pokazuje najbolje poklapanje s rezultatima kvazistatičkih pokusa (Slika C-2) što upućuje na ispravnost odabira ovog segmenta kao predstavnika statičkih pokusa. Usporedba izračunatih gradijenata trenja ne pokazuje dobro poklapanje rezultata (Slika C-2).



**Slika C-1: Vremenski odazivi statičkih pokusa eksperimentalne identifikacije faktora trenja – uzorak 1 (Materijal A)**

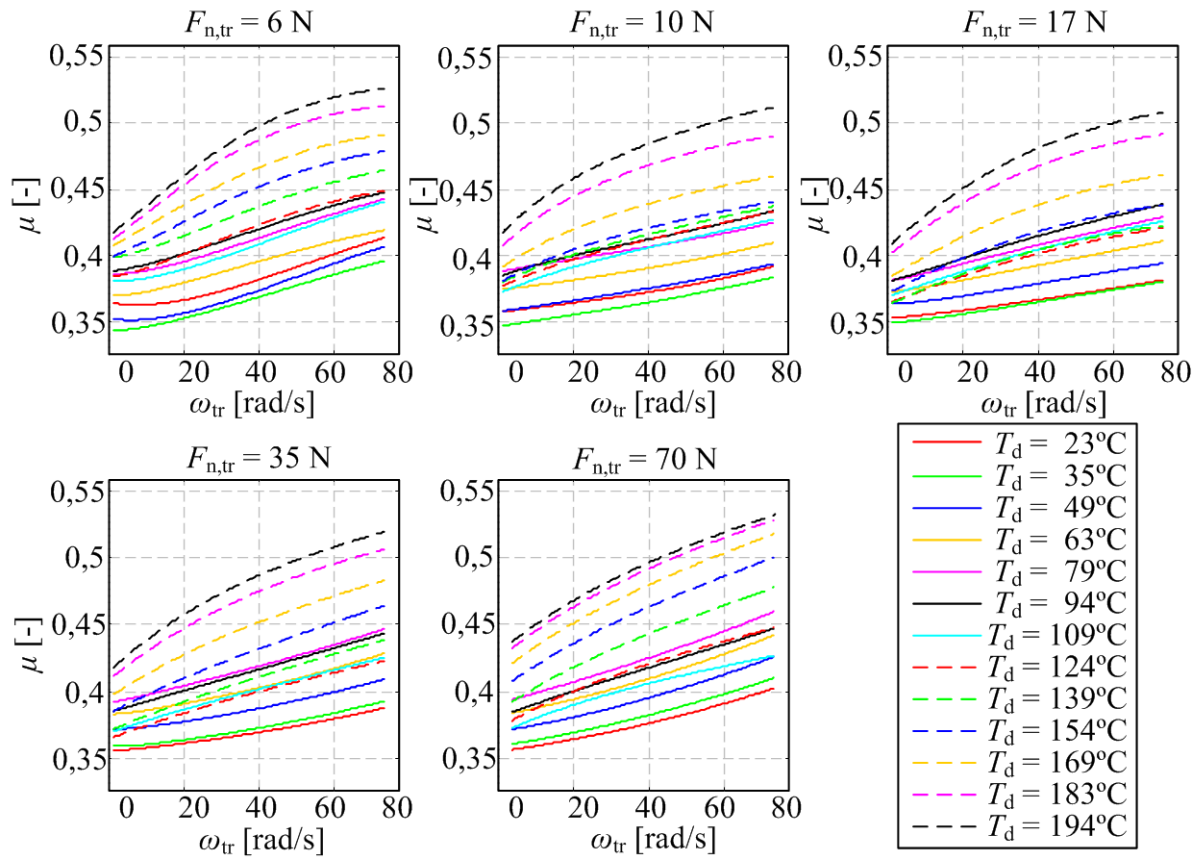
Bolja konzistentnost rezultata i kraće vrijeme izvođenja ukazuju na kvazistatičke pokuse kao preferencijalne u odnosu na statičke. Također, čini se kako su kvazistatički pokusi bliži prirodnom klizanju u spojci u odnosu na statičke.



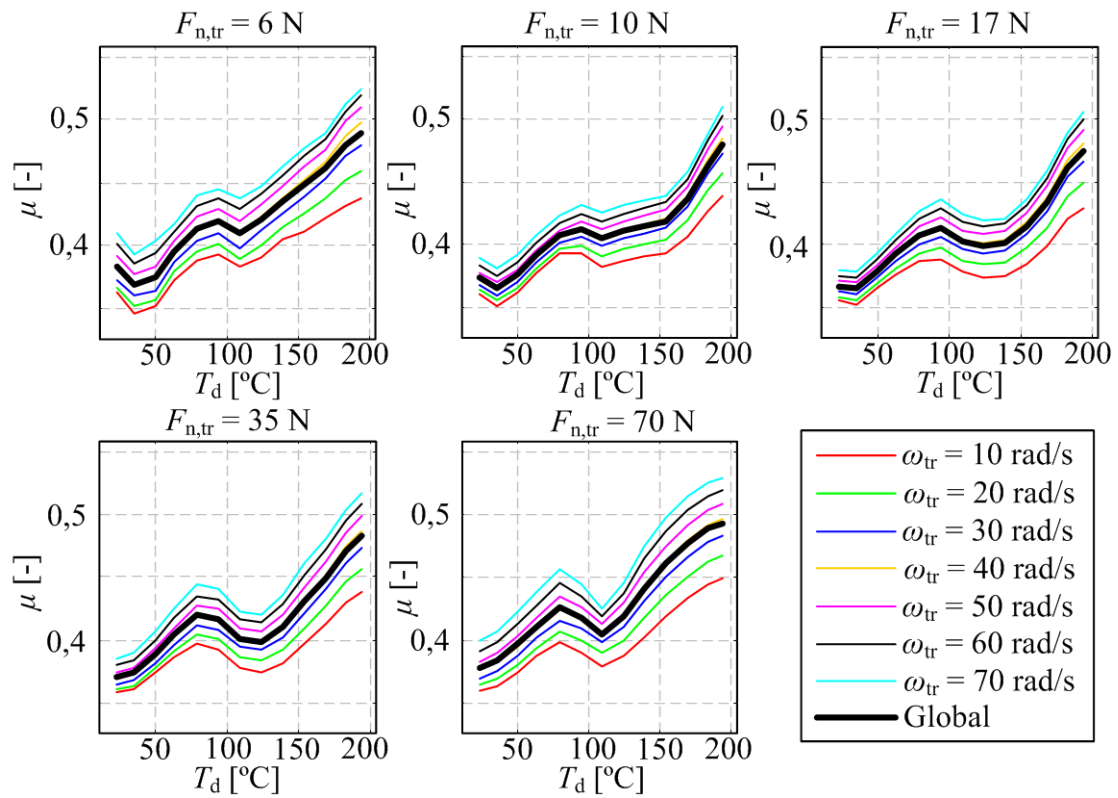
Slika C-2: Usporedba faktora trenja iz statičkih i kvazistatičkih pokusa – uzorak 1 (Materijal A)



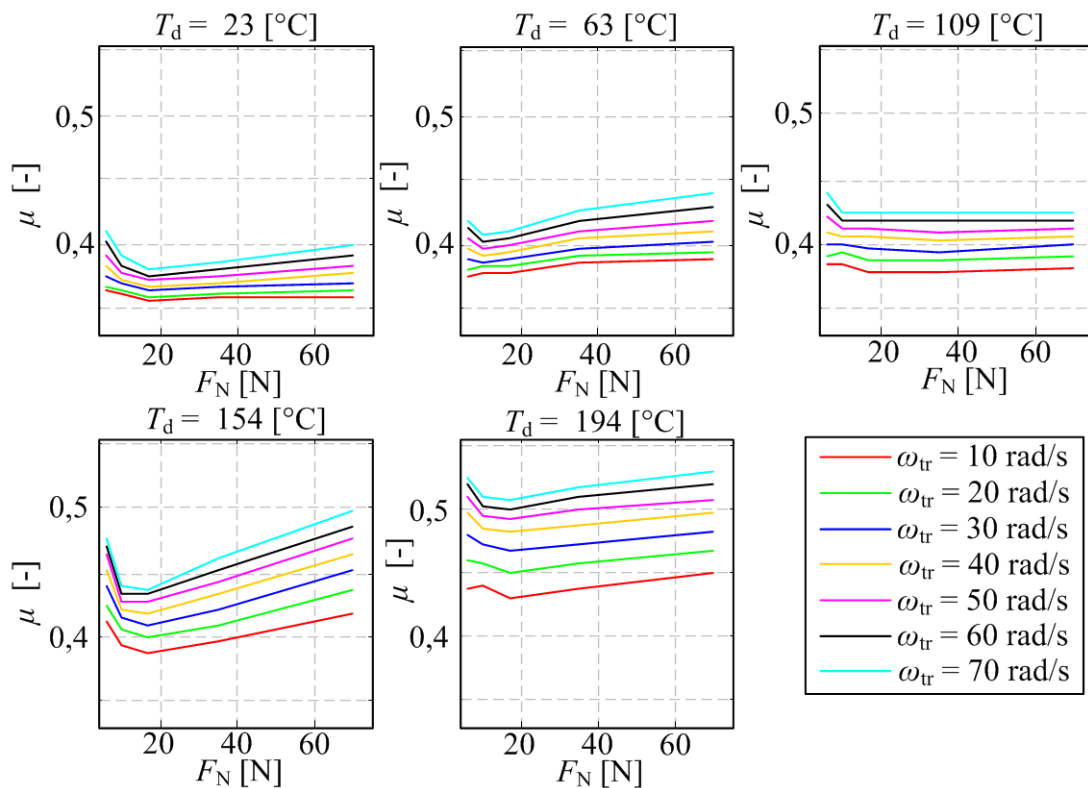
## Dodatak D    Dodatni rezultati eksperimentalne identifikacije faktora trenja



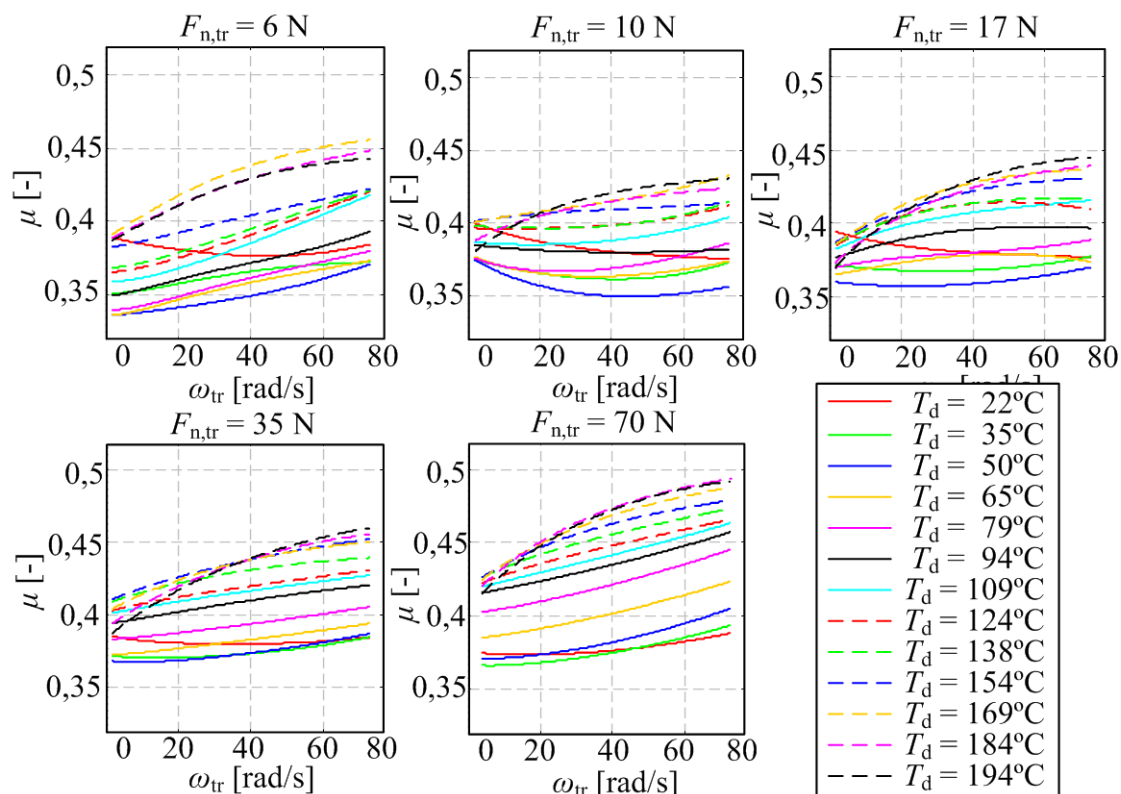
**Slika D-1: Karakteristike faktora trenja u funkciji brzine klizanja za temperature i normalne sile – uzorak 2 (Materijal A)**



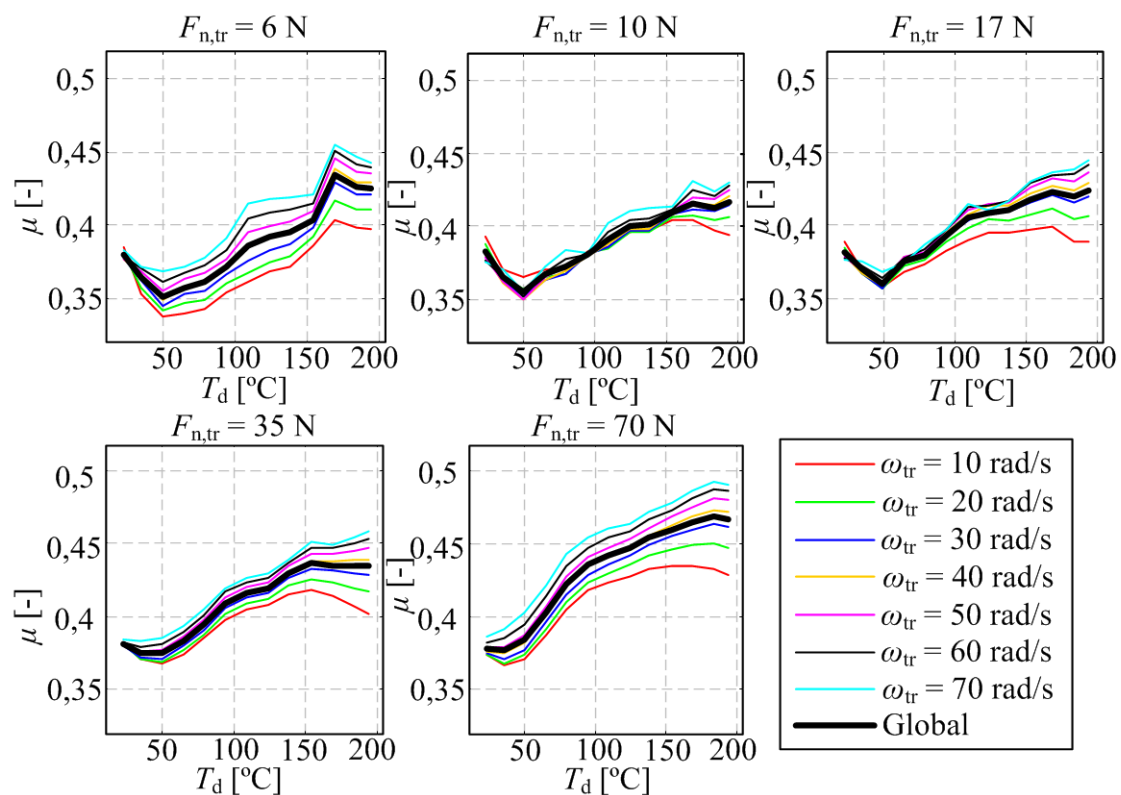
**Slika D-2: Karakteristike faktora trenja u funkciji temperature za različite brzine klizanja i normalne sile – uzorak 2**



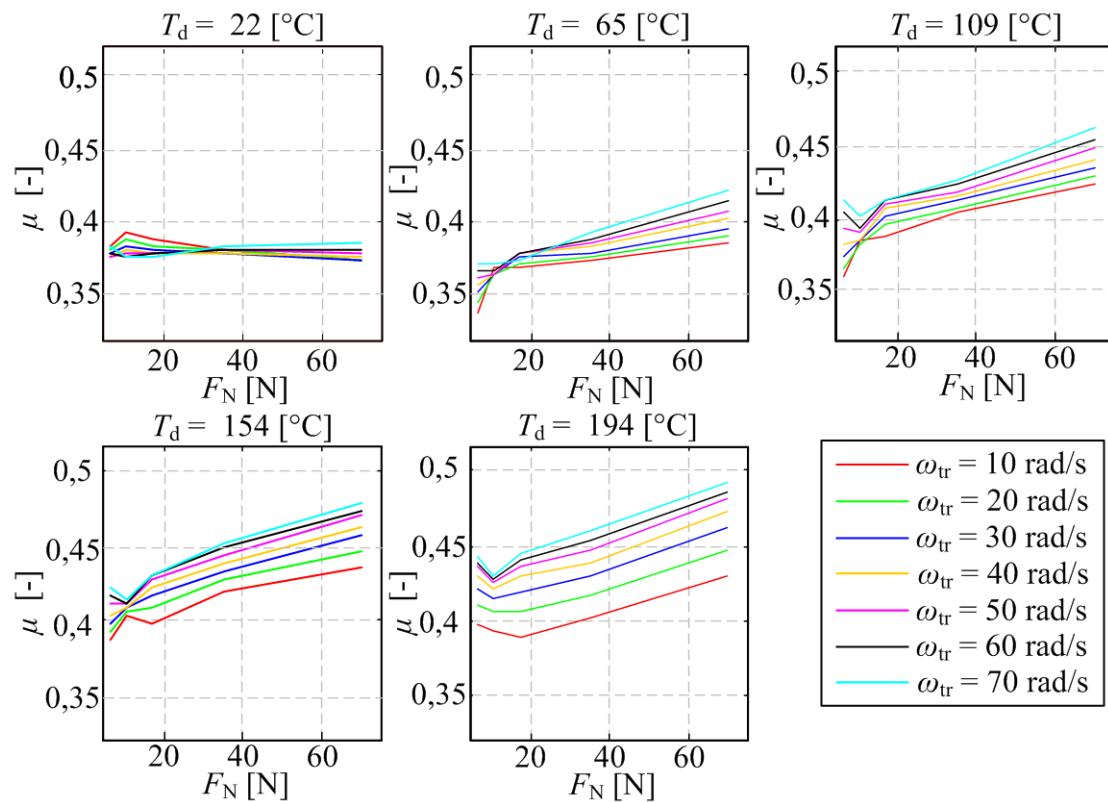
**Slika D-3: Karakteristike faktora trenja u funkciji normalne sile za različite brzine klizanja i temperature – uzorak 2 (Materijal A)**



**Slika D-4: Karakteristike faktora trenja u funkciji brzine klizanja za temperature i normalne sile – uzorak 3 (Materijal B)**



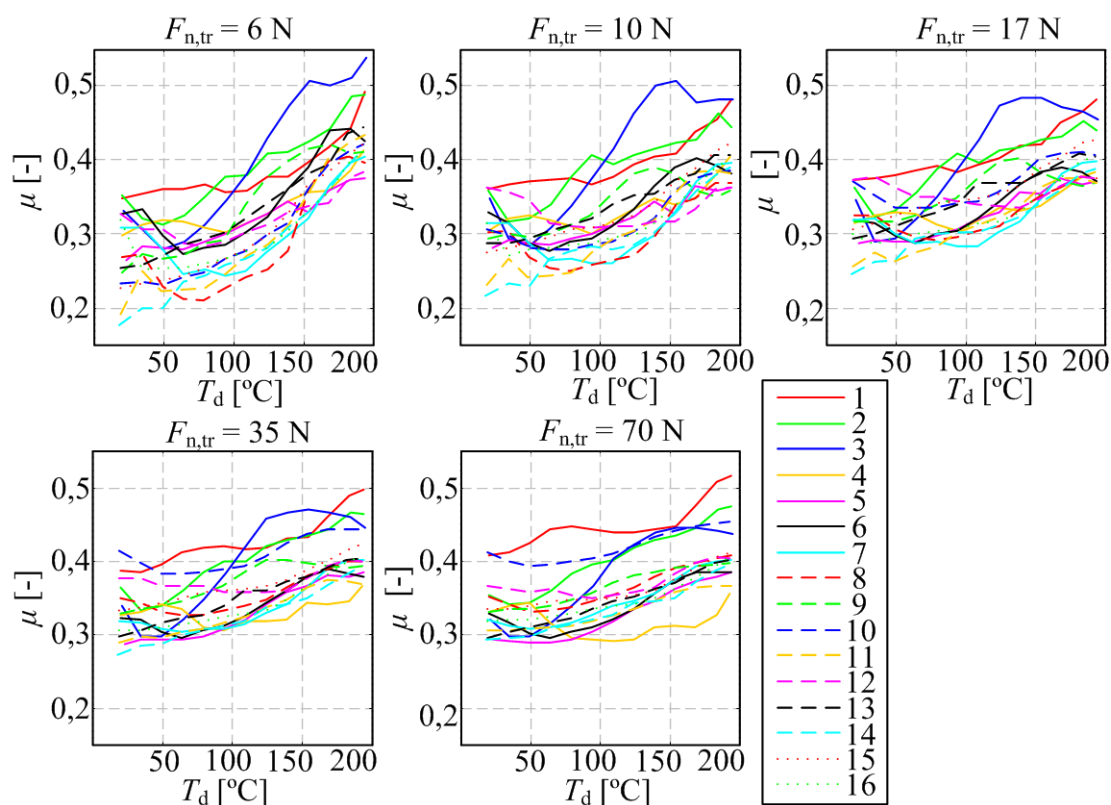
**Slika D-5: Karakteristike faktora trenja u funkciji temperature za različite brzine klizanja i normalne sile – uzorak 3 (Materijal B)**



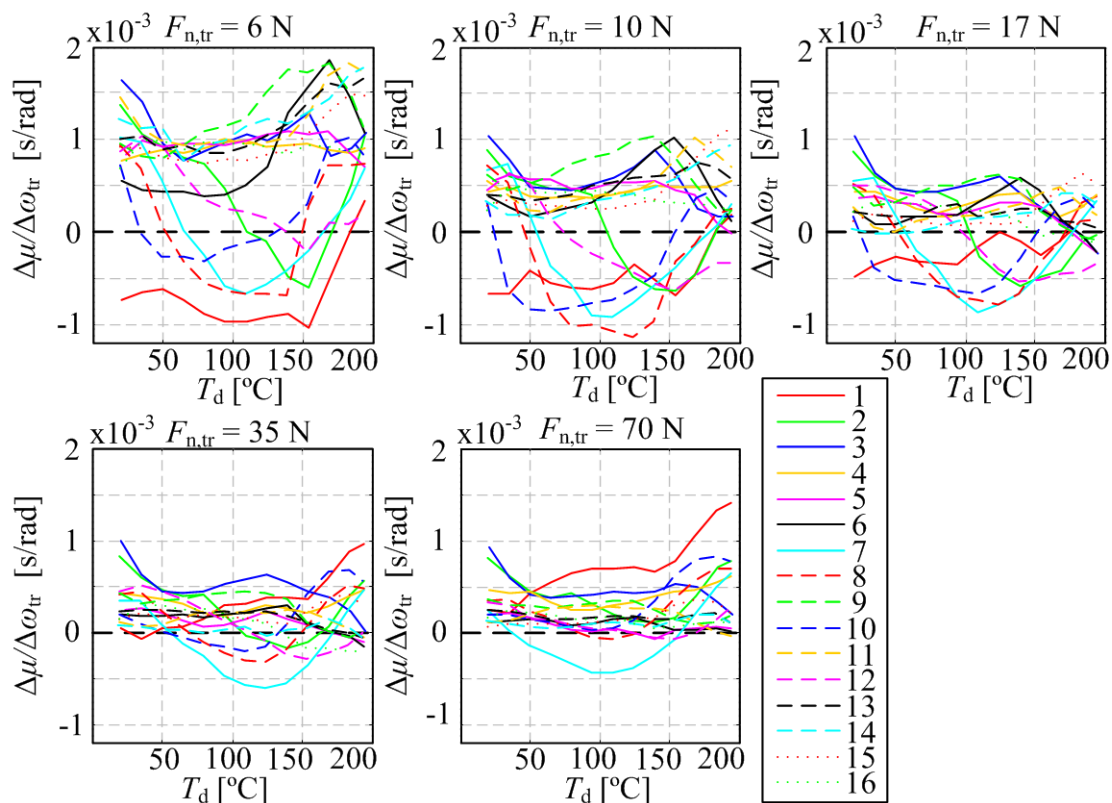
**Slika D-6: Karakteristike faktora trenja u funkciji normalne sile za različite brzine klizanja i temperature – uzorak 3 (Materijal B)**

## Dodatak E Usrednjene karakteristike faktora trenja tokom trošenja

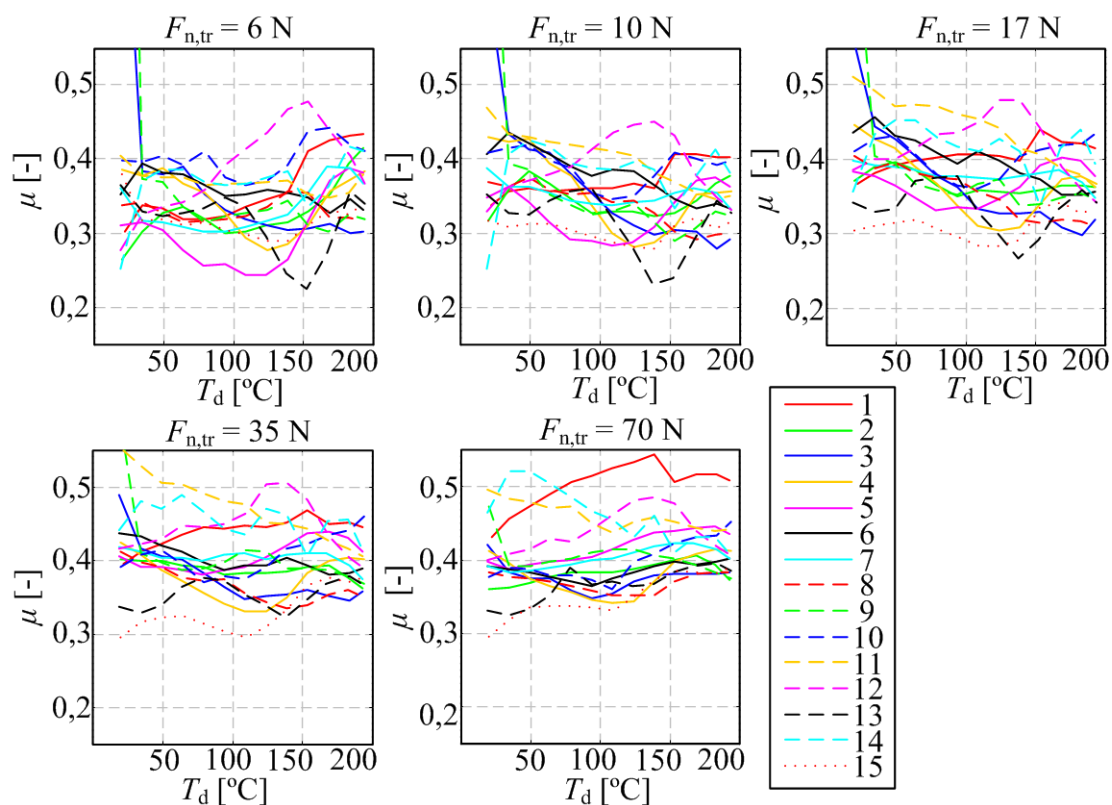
Između pokusa eksperimentalne identifikacije stupnja trošenja na uzorku tarnog materijala snimani su pokusi eksperimentalne identifikacije faktora trenja na način kako je opisano u poglavlju 5.2.3: Organizacija pokusa eksperimentalne identifikacije faktora trenja. Zbog velikog broja pokusa, prikaz i usporedba rezultata kako su prikazani u danom poglavlju nije preporučljiva. Umjesto pojedinačnog prikaza, na slikama koje slijede prikazani su karakteristike faktora trenja i gradijenta faktora trenja usrednjene preko čitavog raspona brzine klizanja za cijeli raspon temperatura i različite normalne sile.



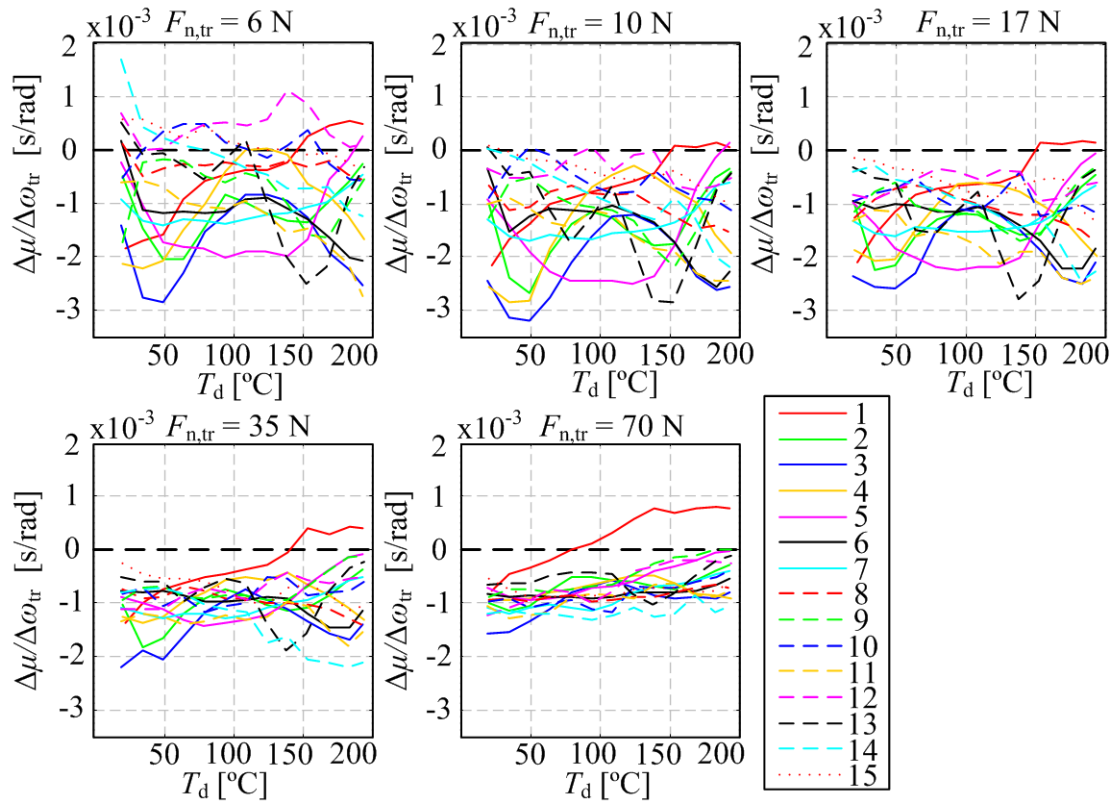
**Slika E-1: Usrednjeni faktor trenja snimljen između pokusa trošenja – Uzorak 2 (Materijal A)**



**Slika E-2: Usrednjeni gradijent faktora trenja snimljen između pokusa trošenja – Uzorak 2 (Materijal A)**



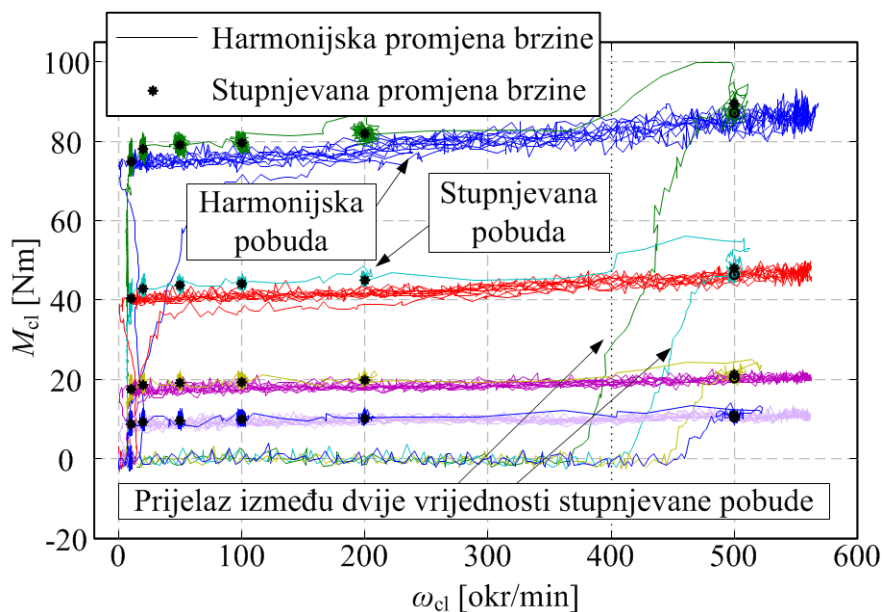
**Slika E-3: Usrednjeni faktor trenja snimljen između pokusa trošenja – Uzorak 3 (Materijal B)**



Slika E-4: Usrednjeni gradijent faktora trenja snimljen između pokusa trošenja – Uzorak 3 (Materijal B)

## Dodatak F Usporedba statičkih i kvazistatičkih pokusa na spojci

Kao i u slučaju tribometarskih pokusa, pored kvazistatičkih pokusa na postavu spojke provedeni su i statički pokusi tokom kojih je održavana konstantna vrijednost pozicije motora aktuatora i brzine klizanja. Slika F-1 pokazuje usporedbu s pokusima na postavu spojke tokom kojih je održavana konstantna vrijednost pozicije motora aktuatora dok je brzina klizanja mijenjana između 10 i 560 okr/min s sinusoidalnim oblikom promjene brzine. Kao što se može vidjeti, rezultati statičkih pokusa padaju na krivulje dobivene kvazistatičkim ili su blago povišeni. Kao i kod tribometra, zbog kraćeg vremena izvođenja, kvazistatički pokusi su stoga poželjnija forma pokusa.

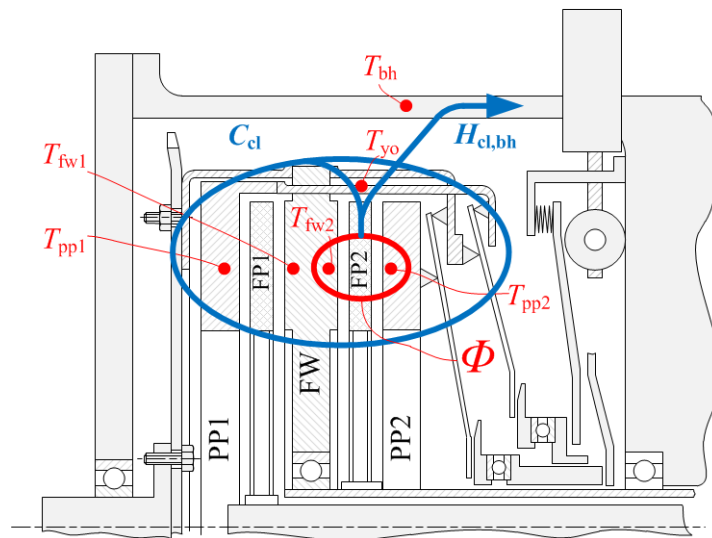


Slika F-1: Usporedba statičkih i kvazistatičkih pokusa na spojci

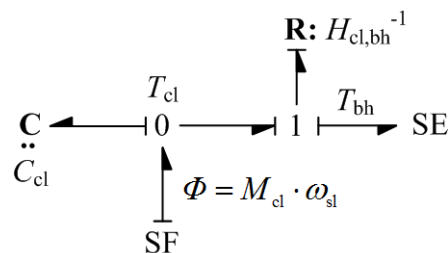


## Dodatak G Dodatni modeli toplinske dinamike spojke

**Model toplinske dinamike 1** – najjednostavniji model u koje se čitava spojka razmatra kao jedna toplinska masa. Očito ne može opisati različite temperature na potisnoj ploči i zamašnjaku koje su uočene tokom pokusa.



Slika G-1: Shematski prikaz modela toplinske dinamike 1



Slika G-2: Pripadajući vezni dijagram modela toplinske dinamike 1

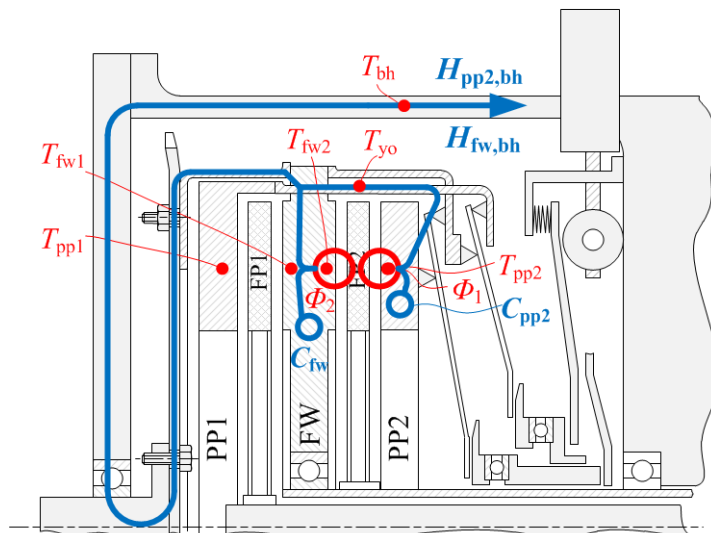
Iz kvazi-veznog dijagrama slijede redom izrazi toplinske mase, generiranog toplinskog toka te jednačba toplinske dinamike:

$$C_{cl} = m_{cl}c \quad (G.1)$$

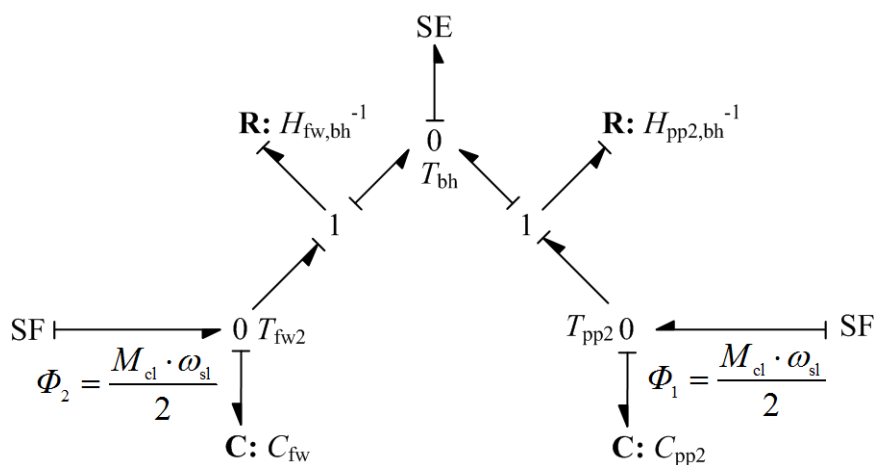
$$\Phi = M_{cl}\omega_{cl} \quad (G.2)$$

$$C_{cl}\dot{T}_{cl} = \Phi - H_{cl,bh}(T_{cl} - T_{bh}) \quad (G.3)$$

**Model toplinske dinamike 2** – razmatra zasebno mase zamašnjaka i potisne ploče, dok je pretpostavljeno kako je veza jarma i kućišta transmisije dovoljno dobra da jaram ne djeluje kao zasebna toplinska masa već postaje dio okoline. Zanemaren je toplinski tok kroz tarnu ploču.



Slika G-3: Shematski prikaz modela toplinske dinamike 2



Slika G-4: Pripadajući vezni dijagram modela toplinske dinamike 2

Uz pretpostavku jednakog toplinskog toka generiranog na obje strane tarne ploče:

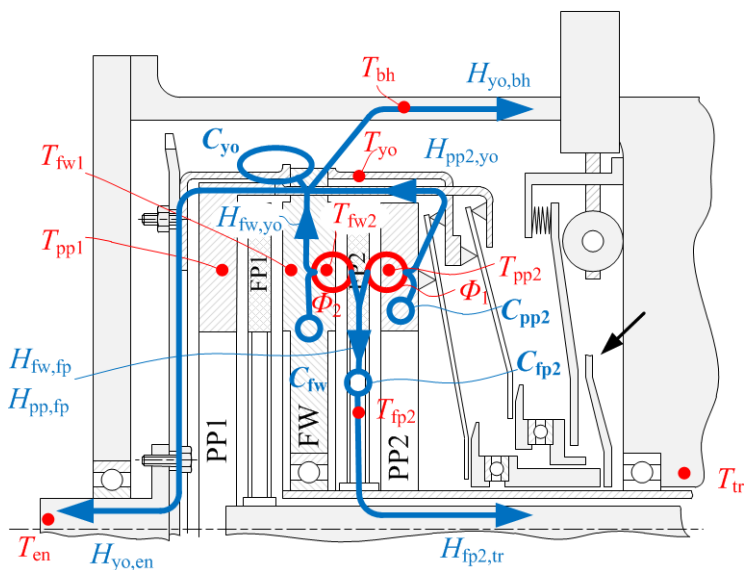
$$\Phi_1 = M_{pp2} \mu(T_{pp2}) \omega_{cl}; \quad \Phi_2 = M_{fw2} \mu(T_{fw2}) \omega_{cl} \quad (G.4)$$

Iz veznog dijagrama slijede izrazi:

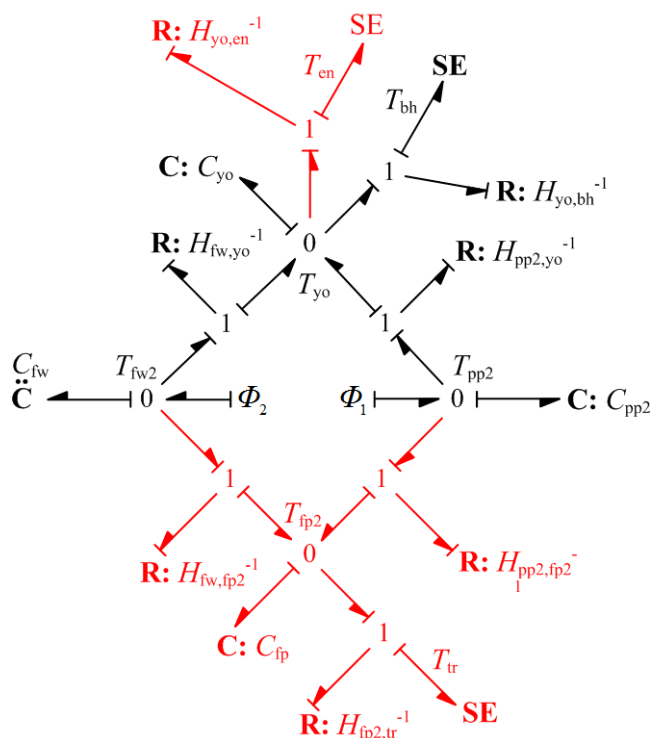
$$C_{pp2} \dot{T}_{pp2} = \Phi_1 - H_{pp2,bh} (T_{pp2} - T_{bh}) \quad (G.5)$$

$$C_{fw2} \dot{T}_{fw} = \Phi_2 - H_{fw2,bh} (T_{fw2} - T_{bh}) \quad (G.6)$$

**Model toplinske dinamike 4** – model je nadogradnja modela 3 dodavanjem putova prijenosa topline prema motoru preko koljenastog vratila te prema transmisiji preko tarnih ploča i ulaznih vratila (crvene grane, Slika G-6).



Slika G-5: Shematski prikaz modela toplinske dinamike 4

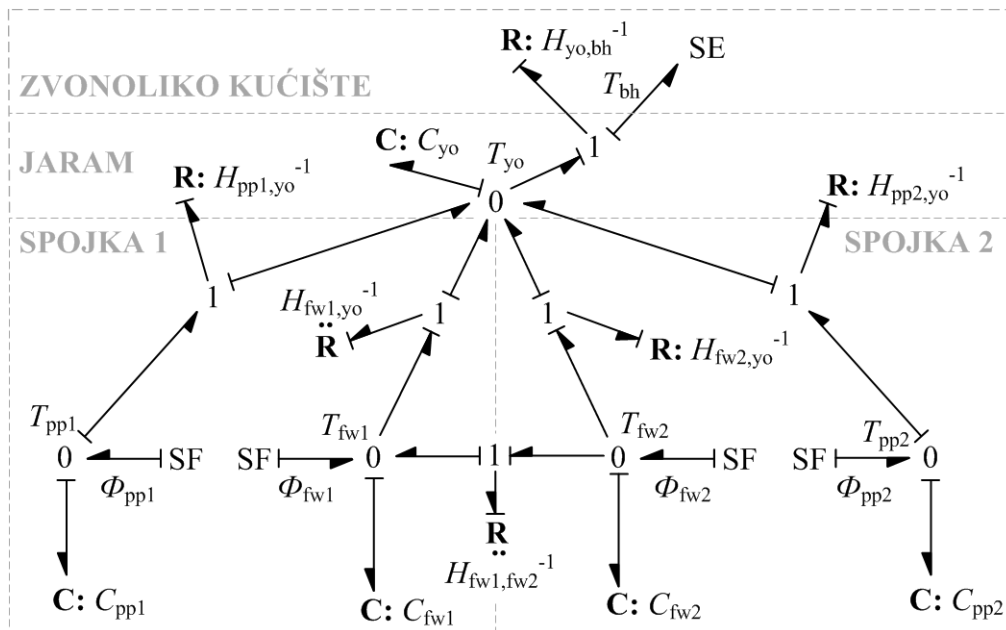


Slika G-6: Pripadajući vezni dijagram modela toplinske dinamike 4

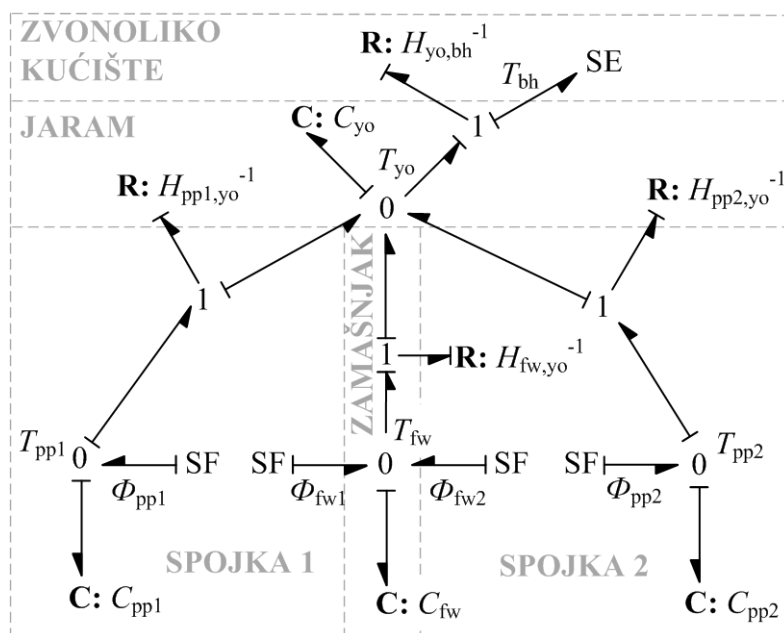
### Proširenje modela na obje spojke

Dva moguća, slična, proširenja predložena su za modeliranje toplinske dinamike cjelokupne spojke. Prvi prijedlog (Slika G-7), razmatra zamašnjak kao sustav dvostruke toplinske mase, pri čemu svaka uključuje polovicu zamašnjaka. Drugi prijedlog razmatra zamašnjak kao jednu

toplinsku masu (Slika G-8). Prvi je predloženi model dobiven jednostavnim zrcaljenjem Modela 3 za jednu spojku oko zamašnjaka. Međutim, kako je zamašnjak efektivno gledano jedna masa, predložen je i drugi model u kojem je zamašnjak modeliran kao jedna toplinska masa s dva izvora toplinskog toka (po jedan na svakoj tarnoj plohi) od kojih se dio toka sprema u jedinstvenu toplinsku masu, a dio prenosi združenim putem prijenosa topline prema jarmu. Odgovarajući izrazi za oba predložena modela mogu se izvesti po istim pravilima koja su primijenjena za toplinski model jedne spojke.



Slika G-7: Model toplinske dinamike za obje spojke s dvije toplinske mase zamašnjaka.



Slika G-8: Model toplinske dinamike za obje spojke s jednom masom zamašnjaka

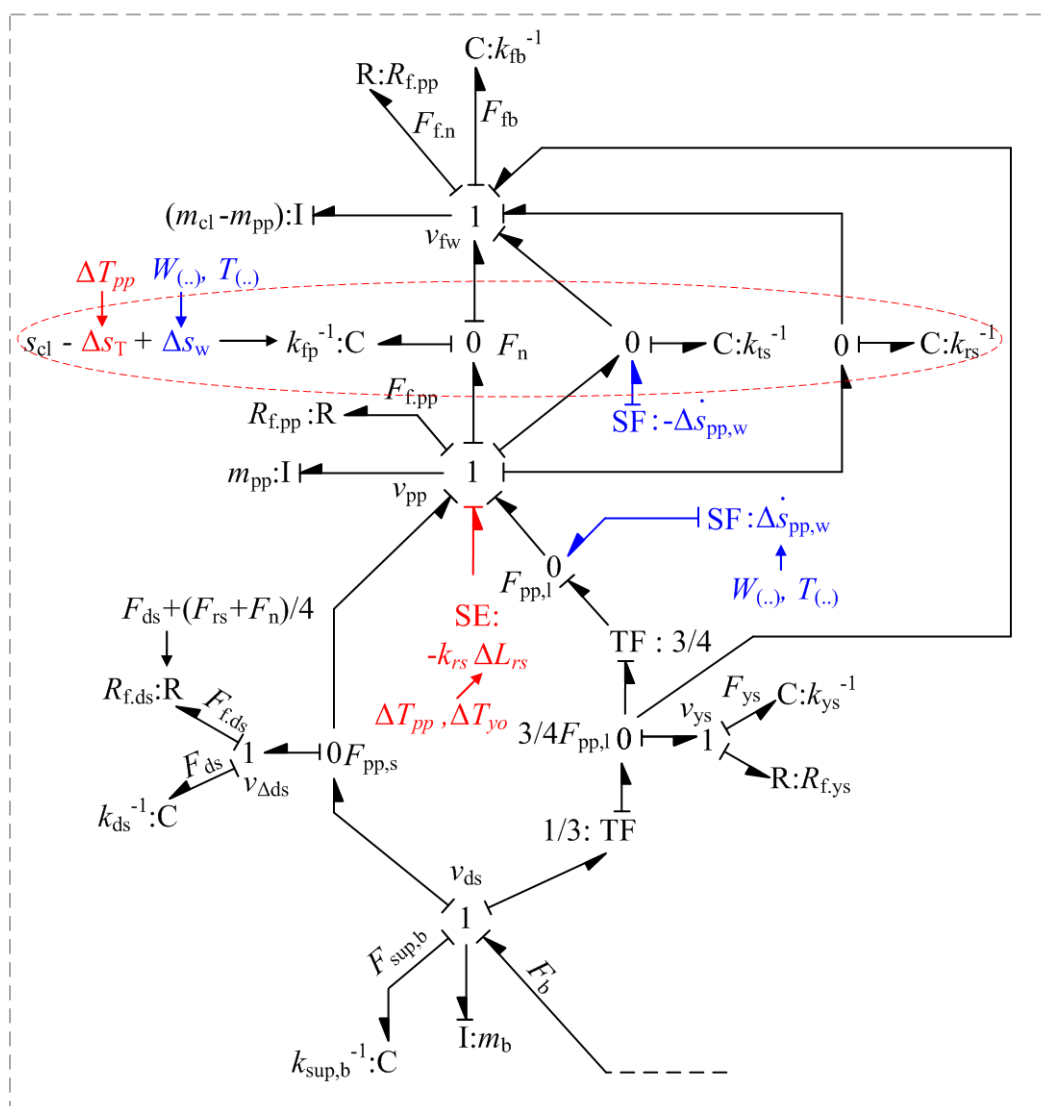
## Dodatak H Dimenzije korištene za inicijalnu analizu toplinskog širenja

**Tablica H-2: Dimenzije korištene za inicijalnu analizu toplinskog širenja**

Oznaka	Vrijednost	Mjerna jedinica
$H_{ds}$	23	mm
$r_{ys}$	104	mm
$r_{eb}$	40	mm
$\max S_{ds2}$	5,5	mm
$\delta_{\max}$	14,45	°
$\delta_{\min}$	19,76	°
$\delta$	17	°
$L_{fw}$	16	mm
$L_{yo}$	27	mm
$L_{pp2}$	16	mm
$L_L$	70	mm
$L_{rs}$	8	mm
$L_{ds}$	3	mm
$r_{pp2}$	88	mm
$r_{yo}$	104	mm
$\beta$	10	°

# Dodatak I      Razvoj novog modela aksijalne dinamike

Tokom razvoja novog modela uvedeni su dodatni energetski tokovi između potisne ploče i zamašnjaka preko jarma. Kako prikazuje Slika I-1, tri energetska toka (preko opružnih elemenata tarne ploče, oslonca okidača i povratne opruge) su paralelne grane istog smjera s 0 čvorom koji predstavlja dio energije koji se pohranjuje u krutosti pojedinih elemenata su paralelne istovjetne grane koje su stoga spojene u jednu granu pri čemu su tri opružne karakteristike spojene u jednu ekvivalentnu krutost.



Slika I-1: Razvoj novog modela aksijalne dinamike

## Kratki životopis (Curriculum vitae)

Ime: Matija Hoić

Datum rođenja: 08.10.1984.

Mjesto rođenja: Varaždin, Hrvatska

Bračno stanje: neoženjen

### Obrazovanje/Zaposlenja

2010. - ...	Asistent, FSB, Katedra za transportne uređaje i konstrukcije
2008. - 2010.	Djelatna vojna osoba (DVO), OSRH
2007. - 2008.	mag. ing. mech. – Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, diplomski studij strojarstva, konstrukcijski smjer
2003. - 2007.	univ. bacc. ing. mech. - Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, preddiplomski studij strojarstva, konstrukcijski smjer
1999. - 2003.	Gimnazija, Varaždin
1991. - 1999.	Osnovna škola, Jalžabet

### Profesionalna, istraživačka i akademska iskustva i dostignuća

2012. – 2014.	MICROGRID - „Optimiranje sustava obnovljivih izvora električne energije povezanih u mikromrežu“ - suradni istraživački projekt financiran od strane Hrvatske zaklade za znanost (HRZZ) – mlađi suradnik
2010. – 2014.	"Characterization, Modeling and Control of Dry Friction Clutch for Powershift Transmissions", projekt poduprt kroz University Research Program tvrtke Ford Motor – mlađi suradnik
2010. – 2014.	HAWE – „High Altitude Wind Energy“, kolaboracijski projekt podržan od strane Europske komisije u sklopu okvirnog programa FP7 - mlađi suradnik

### Nagrade

2008.	„Rektorova nagrada“ – za studentski rad: „Sustav za navođeno zapisivanje i indeksiranje konstrukcijskog znanja“, nagradu dodjeljuje Rektor Sveučilišta u Zagrebu
2008.	„Medalja Fakulteta strojarstva i brodogradnje“ - za izvanredan uspjeh u studiju, nagradu dodjeljuje Fakultet strojarstva i brodogradnje
2007.	Nagrada „Davorin Bazjanac“ – za uzoran uspjeh u IV. godini studija strojarstva u akademskoj godini 2006/2007., nagradu dodjeljuje Fakultet strojarstva i brodogradnje

### Popis objavljenih radova

#### Znanstveni članci u CC časopisima

- 1) Pavković, Danijel; Hoić, Matija; Deur, Joško; Petrić, Joško.: „Energy Storage Systems Sizing Study for Airborne Wind Energy Applications”, Energy (Oxford), 2014, <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.04.001> (rad, znanstveni, objavljen)

#### Znanstveni članci u drugim časopisima

- 2) Hoić, Matija, Kranjčević, Nenad, Herold, Zvonko, Deur, Joško; Ivanović, Vladimir: "Experimental Characterization and Modeling of Dry Dual Clutch Wear", SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 7(1):2014, doi:10.4271/2014-01-1773. (predavanje, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni)
- 3) Šćap, Dragutin; Hoić, Matija; Jokić, Andrej: "Determination of the Pareto frontier for multiobjective optimization problem", Transactions of FAMENA (1333-1124), XXXVII-2 (2013); 15-28, 2013 (rad, znanstveni, objavljeni)
- 4) Hoić, Matija; Herold, Zvonko; Kranjčević, Nenad; Deur, Joško; Ivanović, Vladimir: "Experimental Characterization and Modeling of Dry Dual Clutch Thermal Expansion Effects", SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 6(2):2013, doi:10.4271/2013-01-0818., (predavanje, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni)
- 5) Ivanović, Vladimir, Hoić, Matija, Deur, Joško, Herold, Zvonko, Eric H. Tseng: "Design of Test Rigs for a Dry Dual Clutch and its Electromechanical Actuator" SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 5(1):2012, doi:10.4271/2012-01-0807., (predavanje, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni)



**Znanstveni radovi na konferencijama**

- 6) Hoić, Matija; Kranjčević, Nenad; Deur, Joško: Experimental Characterization of Dry Dual Clutch Elastic Components with Application to Clutch Modelling, Proceedings of the Powertrain Modelling and Control Conference (PMC 2014), 2014. (predavanje, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni).
- 7) Pavković, Danijel; Hoić, Matija; Deur, Joško; Petrić, Joško: Energy Storage Systems Sizing Study for Airborne Wind Energy Applications, Proceedings of the 8th Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems (SDEWES 2013), 2013. (predavanje, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni).
- 8) Hoić, Matija; Deur, Joško; Herold, Zvonko; Ivanović, Vladimir: Modeling of Dual Dry Clutch Thermal Dynamics, Proceedings of the Powertrain Modelling and Control Conference (PMC 2012), 2012. (predavanje, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni).
- 9) Pavković, Danijel; Hoić, Matija; Petrić, Joško; Herold, Zvonko; Deur, Joško: An Overview of Energy Storage Systems Considering Renewable Energy Applications, SDEWES11 Conference Proceedings, 2011, ISBN: 978-953-7738-12-9, (predavanje, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni)
- 10) Pavković, Neven; Marjanović, Dorian; Hoić, Matija; Rohde, Danijel: An explorer style interface for design knowledge indexing based on taxonomies, Proceedings of the 17th International Conference on Engineering Design – ICED 09. Stanford, USA, 2009. (predavanje, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni)

**Vještine i kvalifikacije**

Jezici:	Govori i piše engleski, osnovno poznavanje njemačkog
---------	--

# Bibliography (Curriculum vitae)

Name: Matija Hoić

Date of birth: 08<sup>th</sup> of October, 1984

Place of birth: Varaždin, Croatia

Marital status: Single

## Education/Positions

2010 - ...	Research/Teaching Assistant, FAMENA, Chair of Mechanical Handling Equipment and Constructions
2008 - 2010	Active service member, Croatian Armed Forces (CAF)
2007 - 2008	mag. ing. mech. - University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture, graduate studies in Mechanical Engineering, field of study: mechanical design
2003 - 2007	univ. bacc. ing. mech. - University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture, undergraduate studies in Mechanical Engineering, field of study: mechanical design
1999 - 2003	High school, Varaždin
1991 - 1999	Elementary school, Jalžabet

## Professional, research, academic experience and achievements

2012 – 2014	MICROGRID - „Optimization of renewable electricity generation systems connected in a microgrid“ - collaborative research program funded by Croatian science foundation – junior associate
2010 – 2014	"Characterization, Modeling and Control of Dry Friction Clutch for Powershift Transmissions", project supported through University Research Program by Ford Motor Company – junior associate
2010. – 2014.	HAWE – "High Altitude Wind Energy", collaboration project funded by European Commission within FP7 Framework Project – junior associate

**Awards**

2008.	„Rektor's award“ – for student thesis titled: "A Framework for navigated recording and indexing of design knowledge" (in croatian), award is presented by the Rector of the University of Zagreb
2008.	„Medal of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture“ - for remarkable success during studies, award is presented by FAMENA
2007.	Award „Davorin Bazjanac“ – for exemplar succes during 4th year of studies during the academic year of 2006/2007, award is presented by FAMENA

**List of published papers****Scientific paper in CC journals**

- 1) Pavković, Danijel; Hoić, Matija; Deur, Joško; Petrić, Joško.: „Energy Storage Systems Sizing Study for Airborne Wind Energy Applications”, Energy (Oxford), 2014, <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.04.001> (rad, znanstveni, objavljen)

**Scientific papers in other journals**

- 2) Hoić, Matija, Kranjčević, Nenad, Herold, Zvonko, Deur, Joško; Ivanović, Vladimir: "Experimental Characterization and Modeling of Dry Dual Clutch Wear", SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 7(1):2014, doi:10.4271/2014-01-1773. (predavanje, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni)
- 3) Ščap, Dragutin; Hoić, Matija; Jokić, Andrej: "Determination of the Pareto frontier for multiobjective optimization problem", Transactions of FAMENA (1333-1124), XXXVII-2 (2013); 15-28, 2013 (rad, znanstveni, objavljeni)
- 4) Hoić, Matija; Herold, Zvonko; Kranjčević, Nenad; Deur, Joško; Ivanović, Vladimir: "Experimental Characterization and Modeling of Dry Dual Clutch Thermal Expansion Effects", SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 6(2):2013, doi:10.4271/2013-01-0818., (predavanje, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni)
- 5) Ivanović, Vladimir, Hoić, Matija, Deur, Joško, Herold, Zvonko, Eric H. Tseng: “Design of Test Rigs for a Dry Dual Clutch and its Electromechanical Actuator” SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 5(1):2012, doi:10.4271/2012-01-0807., (predavanje, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni)

**Scientific conferences papers**

- 6) Hoić, Matija; Kranjčević, Nenad; Deur, Joško: Experimental Characterization of Dry Dual Clutch Elastic Components with Application to Clutch Modelling, Proceedings of the Powertrain Modelling and Control Conference (PMC 2014), 2014. (predavanje,međunarodna recenzija,objavljeni rad,znanstveni).
- 7) Pavković, Danijel; Hoić, Matija; Deur, Joško; Petrić, Joško: Energy Storage Systems Sizing Study for Airborne Wind Energy Applications, Proceedings of the 8th Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems (SDEWES 2013), 2013. (predavanje,međunarodna recenzija,objavljeni rad,znanstveni).
- 8) Hoić, Matija; Deur, Joško; Herold, Zvonko; Ivanović, Vladimir: Modeling of Dual Dry Clutch Thermal Dynamics, Proceedings of the Powertrain Modelling and Control Conference (PMC 2012), 2012. (predavanje,međunarodna recenzija,objavljeni rad,znanstveni).
- 9) Pavković, Danijel; Hoić, Matija; Petrić, Joško; Herold, Zvonko; Deur, Joško: An Overview of Energy Storage Systems Considering Renewable Energy Applications, SDEWES11 Conference Proceedings, 2011, ISBN: 978-953-7738-12-9, (predavanje, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni)
- 10) Pavković, Neven; Marjanović, Dorian; Hoić, Matija; Rohde, Danijel: An explorer style interface for design knowledge indexing based on taxonomies, Proceedings of the 17th International Conference on Engineering Design – ICED 09. Stanford, USA, 2009. (predavanje, međunarodna recenzija, objavljeni rad, znanstveni)

**Skills and Qualifications**

Jezici:	Fluent in English, basic knowledge of German
---------	--