



UNIVERZITET U NOVOM SADU
FAKULTET TEHNIČKIH NAUKA



Atila ZELIĆ

**UTICAJ SILA ZAKOŠENJA NA ZAMOR
NOSEĆE KONSTRUKCIJE MOSNE DIZALICE
PRI NJENOM KRETANJU**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Mentor:
dr Ninoslav ZUBER, vanr. prof.

Novi Sad
2018.



KLJUČNA DOKUMENTACIJSKA INFORMACIJA

Redni broj, RBR:	
Identifikacioni broj, IBR:	
Tip dokumentacije, TD:	monografska publikacija
Tip zapisa, TZ:	tekstualni štampani materijal
Vrsta rada, VR:	doktorska disertacija
Autor, AU:	Atila Zelić
Mentor, MN:	dr Ninoslav Zuber, vanredni profesor
Naslov rada, NR:	Uticaj sila zakošenja na zamor noseće konstrukcije mosne dizalice pri njenom kretanju
Jezik publikacije, JP:	srpski
Jezik izvoda, JI:	srpski/engleski
Zemlja publikovanja, ZP:	Republika Srbija
Uže geografsko područje, UGP:	Vojvodina
Godina, GO:	2018.
Izdavač, IZ:	autorski reprint
Mesto i adresa, MA:	21 000 Novi Sad, Trg Dositeja Obradovića 6
Fizički opis rada, FO: (poglavlja/strana/citata/tabela/slika/grafika/priloga)	7/194/272/8/105/-/-
Naučna oblast, NO:	Mašinsko inženjerstvo
Naučna disciplina, ND:	Mašinske konstrukcije, transportni sistemi i logistika
Predmetna odrednica/Ključne reči, PO:	zakošavanje mosne dizalice, eksperimentalno određivanje sila zakošenja, spektar opterećenja, dokaz zamorne čvrstoće
UDK	
Čuva se, ČU:	U biblioteci Fakulteta tehničkih nauka u Novom Sadu
Važna napomena, VN:	–
Izvod, IZ:	Disertacija obrađuje problematiku praktičnog uvođenja opterećenja izazvanih zakošavanjem dizalice u normiranu proceduru dokaza zamorne čvrstoće njene noseće konstrukcije. U prvom delu rada koncizno je izložena teorijska podloga zakošavanja mosne dizalice, neophodna za potpunije razumevanje relevantnih obeležja predmeta istraživanja. Predložene su metode za eksperimentalnu determinaciju bočnih sila u interakciji točak – šina, odn. vodeća rolna – šina. Testiranje predloženih metoda sprovedeno je kroz eksperimente na realnom objektu – jednogrednoj električnoj mosnoj dizalici nosivosti 3,2 t i raspona 8,91 m. Komentarisani su reprezentativni rezultati i date su smernice za sprovođenje dokaza zamorne čvrstoće detalja noseće konstrukcije dizalice, uzimajući u obzir pri tom i spektre sila zakošenja. Takođe je ukazano i na neke nejasnoće i nedorečenosti u važećim standardima, a u vezi proračunskog određivanja sila zakošenja.
Datum prihvatanja teme, DP:	14. 09. 2017.
Datum odbrane, DO:	
Članovi komisije, KO:	
Predsednik:	dr Jovan Vladić, redovni profesor
Član:	dr Vlada Gašić, docent
Član:	dr Rastislav Šostakov, vanredni profesor
Član:	dr Milosav Georgijević, redovni profesor
Član, mentor:	dr Ninoslav Zuber, vanredni profesor
	Potpis mentora



UNIVERSITY OF NOVI SAD • FACULTY OF TECHNICAL SCIENCES
21000 NOVI SAD, Trg Dositeja Obradovića 6

KEY WORDS DOCUMENTATION

Accession number, ANO :	
Identification number, INO :	
Document type, DT :	Monographic publication
Type of record, TR :	Textual printed material
Contents code, CC :	Ph.D. thesis
Author, AU :	Atila Zelić
Mentor, MN :	Ninoslav Zuber, Ph.D., Associate Professor
Title, TI :	On the influence of skewing forces upon the fatigue of a bridge crane structure during travelling
Language of text, LT :	Republic of Serbia
Language of abstract, LA :	Serbian/English
Country of publication, CP :	Serbia
Locality of publication, LP :	Vojvodina
Publication year, PY :	2018.
Publisher, PB :	Author's reprint
Publication place, PP :	21 000 Novi Sad, Trg Dositeja Obradovića 6
Physical description, PD : (chapt./pages/ref./tab./pic./graphs/appendixes)	7/194/272/8/105/-/-
Scientific field, SF :	Machine Design, Transport Systems and Logistics
Scientific discipline, SD :	Mechanical Engineering
Subject/Key words, S/KW :	bridge crane skewing, experimental determination of skewing forces, load spectrum, proof of fatigue strength
UC	
Holding data, HD :	The library of Faculty of Technical Sciences
Note, N :	–
Abstract, AB :	The dissertation deals with the problem of practical application of loadings caused by crane skewing, in normative procedures of fatigue strength proof calculations of crane supporting structure. In the first part, the theoretical framework of bridge crane skewing, necessary for better understanding of relevant characteristics of the research topic, has been concisely elaborated. Methods are proposed for experimental determination of lateral forces in wheel/rail and guiding roller/rail contacts. These methods were tested through a series of experiments on a real object – an electrically driven single girder bridge crane with a capacity of 3.2 t, and span 8.91 m. Some representative measurement results are discussed and guidelines are given for performing the fatigue strength proof calculation of crane supporting structure details, taking into account skewing forces spectra, too. Also, attention has been drawn to certain unclear points and inconsistencies in norms in force, concerning calculative determination of skewing forces.
Accepted by the Scientific Board on,	14. 09. 2017.
Defended on, DE :	
Defended Board, President:	Jovan Vladić, Ph.D., Full Professor
Member:	Vlada Gašić, Ph.D., Assistant Professor
Member:	Rastislav Šostakov, Ph.D., Associate Professor
Member:	Milosav Georgijević, Ph.D., Full Professor
Member, Mentor:	Ninoslav Zuber, Ph.D., Associate Professor
	Menthor's sign

ZAHVALNICA

Veliku zahvalnost dugujem svom mentoru, dr Ninoslavu Zuberu, vanrednom profesoru Fakulteta tehničkih nauka u Novom Sadu, na ukazanom poverenju, razumevanju i dragocenim savetima. Ujedno, želim da se zahvalim mentoru na pomoći oko realizacije eksperimentalnog dela istraživanja.

Želim da izrazim svoju neizmernu zahvalnost i poštovanje svom profesoru dr Rastislavu Šostakovu, na prenetom znanju i bezuslovnoj podršci tokom svih ovih godina. Ovom prilikom mu se zahvaljujem na poverenju, brojnim korisnim savetima i izuzetnoj pomoći, kako tokom izrade ove disertacije, tako i u profesionalnom radu.

Zahvalnost upućujem prof. dr Jovanu Vladiću i prof. dr Milosavu Georgijeviću, kao i doc. dr Vladi Gašiću, na konstruktivnim sugestijama, vrednim savetima i interesovanju za ovu doktorsku disertaciju.

Zahvaljujem se svim kolegama sa Katedre za mašinske konstrukcije, transportne sisteme i logistiku na pruženoj podršci i razumevanju mojih obaveza. Posebnu zahvalnost dugujem doc. dr Draganu Živaniću i doc dr. Radomiru Đokiću za svaku pomoć koju su mi pružili prilikom pripreme eksperimenata.

Zahvaljujem se preduzeću TEHNOMAG NS i tehničkom razvojnom centru TRCpro na pomoći u izradi davača sila za potrebe eksperimentalnih istraživanja.

Hvala porodici i bliskim prijateljima na podršci i strpljenju.

Istraživanja predstavljena u ovoj doktorskoj disertaciji su realizovana u okviru projekta TR 35036 (Primena informacionih tehnologija u lukama Srbije – od monitoringa mašina do umreženog sistema sa EU okruženjem), finansiranog od strane Ministarstva prosvete, nauke i tehnološkog razvoja Republike Srbije.

Atila ZELIĆ

SADRŽAJ

Spisak slika	iv
Spisak tabela	vii
Upotrebljene oznake i skraćenice	viii
1 UVODNA RAZMATRANJA	1
1.1 Opšte o mosnim dizalicama	5
1.2 Predmet istraživanja	11
1.3 Potreba za istraživanjem i motivacija	11
1.4 Cilj istraživanja	27
1.5 Postavka hipoteza	28
1.6 Očekivani naučni–stručni doprinos	29
1.7 Struktura disertacije	32
2 PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA	34
3 ZAKOŠAVANJE MOSNIH DIZALICA. POLAZNE TEORIJSKE OSNOVE	60
3.1 Glavni uzroci zakošavanja mosnih dizalica	61
3.1.1 Faktori i pojave na koje nije moguće uticati tehničko-tehnološkim intervencijama	62
3.1.2 Geometrijske imperfekcije šinske staze, vertikalnih točkova i vodećih rolni dizalice	64
3.1.3 Odstupanja nastala montažom elemenata noseće konstrukcije dizalice	72

3.1.4	Razlike u brzinama obrtanja pogonskih točkova po različitim stranama dizalice	72
3.1.5	Propusti vezani za neredovno i nestručno održavanje dizalice i njene šinske staze	72
3.1.6	Konstruktivne greške nastale pri projektovanju dizalice	73
3.2	Preduslovi povoljnih voznih karakteristika mosne dizalice	73
3.3	O kontaktu točak – šina	75
3.3.1	Sile u interakciji točak – šina	77
3.3.2	Odnos trenje – klizanje	79
3.4	Kratak osvrt na kinematiku kretanja mosne dizalice	86
3.4.1	Položaji mosta pri ravanskom kretanju u odnosu na šinsku stazu	86
3.4.2	Definisanje trenutnih polova pri zakošavanju	89
3.5	Računski postupci određivanja sila zakošenja	92
3.5.1	Prve preporuke iz DIN 120-1	93
3.5.2	Poprečne reakcije na pravac kretanja dizalice u skladu sa JUS M.D1.050	93
3.5.3	Određivanje opterećenja usled zakošavanja prema GOCT 32579.5	95
3.5.4	Određivanje horizontalnih sila na točkovima dizalice prema TGL 13470	96
3.5.5	Izračunavanje sila zakošenja prema (SRPS) EN 13001-2	98
3.5.6	Kruta metoda prema (SRPS) EN 15011	102
3.5.7	Komentar na pojedine tačke krute metode, predstavljene u [239]	105
3.6	Alternative regulacije i sprečavanja zakošavanja pri kretanju dizalice	109
3.7	Zaključna napomena	113
4	EKSPERIMENTALNI DEO ISTRAŽIVANJA	115
4.1	Objekat ispitivanja	116
4.2	Eksperiment 1: Merenje bočnih sila na horizontalnim rolnama za vođenje dizalice	121
4.2.1	Postavka eksperimenta i opis merno-akvizicionog sistema	121
4.2.2	Opis konstrukcije davača sile vođenja	123
4.3	Eksperiment 2: Merenje bočnih sila na vertikalnim točkovima dizalice	127
4.3.1	Postavka eksperimenta i opis merno-akvizicionog sistema	127
4.3.2	Opis konstrukcije davača bočnih sila – tip <i>DV</i>	129
4.3.3	Opis konstrukcije davača bočnih sila – tip <i>DT</i>	132
4.4	Uslovi i tok izvođenja eksperimenta	135
5	REZULTATI EKSPERIMENATA I DISKUSIJA	138
5.1	Analiza rezultata dobijenih Eksperimentom 1	139

5.2	Analiza rezultata dobijenih Eksperimentom 2	149
5.3	Određivanje spektara sila zakošenja na osnovu rezultata realizovanih eksperimenata	154
5.4	Zaključna napomena	157
6	PRAKTIČNO UVOĐENJE SILA ZAKOŠAVANJA U PROCEDURU DOKAZA ZAMORNE ČVRSTOĆE NOSEĆE KONSTRUKCIJE DIZALICE	159
6.1	Sile zakošavanja – redovna ili povremena opterećenja?	160
6.2	O proceni akumulisanog oštećenja usled zakošavanja	163
6.3	Sprovođenje dokaza zamorne čvrstoće u skladu sa (SRPS) EN 13001-3-1	165
7	ZAKLJUČAK	170
	Literatura	176

SPISAK SLIKA

- Sl. 1.1 Predstavnicu industrijskih dizalica na šinama
- Sl. 1.2 Dvogreda mosna dizalica, *ДИМЕТ М*, Rusija
- Sl. 1.3 Vođenje mosne dizalice velike nosivosti
- Sl. 1.4 Izgled kotrljajnih površina točkova mosnih dizalica
- Sl. 1.5 Smanjenje debljine venca točka – od prvih znakova habanja do konačnog loma
- Sl. 1.6 Točkovi sa oštećenim kotrljajnim površinama i pohabanim vencima
- Sl. 1.7 Specifičan oblik slojevitog ljuspanja kotrljajne površine točka
- Sl. 1.8 Ljuspanje kotrljajne površine vodeće rolne dizalice
- Sl. 1.9 Deformisanost šina u horizontalnoj ravni
- Sl. 1.10 Dubinske prsline na glavi i konačni lom šine
- Sl. 1.11 Lom vijaka za vezu
- Sl. 1.12 Horizontalna smaknutost šina na sastavima
- Sl. 1.13 Metalni opiljci pored šine
- Sl. 1.14 Oštećena ivica glave šine
- Sl. 1.15 Mestimični tragovi habanja šine
- Sl. 1.16 Razni tragovi habanja glave šine
- Sl. 1.17 Deformisani oblici glava šina
- Sl. 1.18 Mesta nastanka zakošavanjem izazvanih prsline na nosećoj konstrukciji
- Sl. 1.19 Portalna mosna dizalica KKC–10–32 posle havarije
- Sl. 1.20 Fotografije urušenih portalnih mosnih dizalica tipa KK–20–32
- Sl. 1.21 Kolaps portalne mosne dizalice KKC–10–32
- Sl. 1.22 Portalna mosna dizalica rešetkaste konstrukcije – lom noge
- Sl. 1.23 Silazak portalne mosne dizalice sa šinske staze
- Sl. 1.24 Kolaps portalne mosne dizalice velikog raspona na deponiji
- Sl. 1.25 Kolaps noseće konstrukcije pretovarnog mosta u Senti
- Sl. 2.1 Tehničko rešenje merenja bočnih sila na točku dizalice
- Sl. 2.2 Mosne dizalice u *IMF* na Tehničkom univerzitetu u Braunšvajgu

-
- Sl. 2.3** Tehničko rešenje za merenje sila na vertikalnim točkovima i vodećim rolnama laboratorijske dizalice
- Sl. 2.4** Izgled i šema postrojenja sa kružnom šinom i točkom
- Sl. 2.5** Specijalne horizontalne rolne za merenje sile vođenja na livničkoj dizalici
- Sl. 2.6** Laboratorijska mosna dizalica za verifikaciju proračunskog modela prema [114]
- Sl. 2.7** Instrumentirani levi bočni nosač dizalice sa slike 2.6
- Sl. 2.8** Instrumentirani desni bočni nosač dizalice sa slike 2.6
- Sl. 2.9** Merenje bočnih sila na dvogrednoj mosnoj dizalici pomoću specijalnih sklopova točkova
- Sl. 3.1** Zakretanje mosne dizalice usled: a) nejednakih opterećenja strana (dizalica sa nezavisnim pogonima); b) nejednakog uvijanja transmisionih vratila (dizalica sa centralnim pogonom)
- Sl. 3.2** Deformacije mosta dizalice usled različitih temperatura limova ($\Theta_1 \dots \Theta_4$) kutijastih glavnih nosača (karikirani prikaz)
- Sl. 3.3** Geometrijske imperfekcije i odstupanja šinske staze, točkova dizalice i vodećih rolni
- Sl. 3.4** Imperfekcije šinskih staza dizalica
- Sl. 3.5** Izmerena vertikalna i horizontalna odstupanja od pravosti šina
- Sl. 3.6** Relativna učestanost horizontalnih odstupanja šinskih staza dizalica u metalurškom kombinatu u Magnitogorsku
- Sl. 3.7** Geometrijske imperfekcije točkova i vodećih rolni dizalice
- Sl. 3.8** Izmerene sile na vodećim rolnama dizalice
- Sl. 3.9** Brzine (projektovane na horizontalnu ravan) na paru mehanički povezanih točkova različitih prečnika
- Sl. 3.10** Tribološki sistem točak – šina
- Sl. 3.11** Slikoviti prikaz elastičnih deformacija točka i podloge
- Sl. 3.12** Brzine i sile na zakošenom točku dizalice
- Sl. 3.13** Eksperimentalno određene promene μ_{fy} u funkciji od α_w , odn. s_y
- Sl. 3.14** Zavisnost koeficijenta adhezije μ_{fmax} od pritiska p_{Hsr}
- Sl. 3.15** Promena μ_{fy} u funkciji od α_w , odn. s_y za različita stanja površine glave šine
- Sl. 3.16** Granične funkcije $\mu_{fy} = f(s_y)$ za različite materijale točkova, određene na osnovu 850 opitnih vožnji dizalice
- Sl. 3.17** Koeficijenti adhezije krive određene prema jedn. (3.4) u zavisnosti od N^* , za materijal točka E295
- Sl. 3.18** Promene μ_{fymax} u zavisnosti od N^* (rastuće funkcije) i t_p (opadajuće funkcije) za različite materijale točkova
- Sl. 3.19** Zazor s_g između šine i sredstva za vođenje
- Sl. 3.20** Različiti položaji mosne dizalice u horizontalnoj ravni pri kretanju
- Sl. 3.21** Trenutni polovi brzina pri kotrljanju zakošenog točka po šini
- Sl. 3.22** Sile, brzine i polovi klizanja pri zakošavanju mosne dizalice sa:
a) nezavisnim pogonima kretanja; b) centralnim pogonom kretanja
-

-
- Sl. 3.23 Bočna reakcija na pravac kretanja dizalice
- Sl. 3.24 Zakošenje izraženo kroz veličinu x_α
- Sl. 3.25 Horizontalne sile na točkovima dizalice prema [252]
- Sl. 3.26 Faktori zakošenja
- Sl. 3.27 Model za određivanje sila zakošenja prema [235]
- Sl. 3.28 Različite kombinacije parova točkova
- Sl. 3.29 Primeri određivanje sila zakošenja u skladu sa krutom metodom iz [238]
- Sl. 4.1 Jednogreda mosna dizalica sa elektromotornim pogonima
- Sl. 4.2 Raspored elektromotornih pogona na objektu ispitivanja
- Sl. 4.3 Osnovna konfiguracija ispitivane jednogrede mosne dizalice
- Sl. 4.4 Šema merno-akvizicionog sistema za praćenje sila vođenja na rolnama
- Sl. 4.5 Elementi merno-akvizicionog sistema postavljeni na objekat ispitivanja
(desni bočni nosač, strana prema pogonskom točku)
- Sl. 4.6 Ekspanzioni crtež sklopa vodećih rolni
- Sl. 4.7 Trodimenzionalni prikaz modela sklopa vodećih rolni
- Sl. 4.8 Davači sa rolnama za merenje sile vođenja
- Sl. 4.9 Kalibracija konzolnih nosača horizontalnih rolni – davača sile vođenja
- Sl. 4.10 Šema merno-akvizicionog sistema za praćenje bočnih sila na vertikalnim točkovima dizalice
- Sl. 4.11 Izgled sistema za akviziciju mernih signala
- Sl. 4.12 Ekspandirani prikaz davača sile tipa DV
- Sl. 4.13 Detalji mernog elementa davača tipa DV
- Sl. 4.14 Trodimenzionalni model davača sile tipa DV
- Sl. 4.15 Izgled davača sile tipa DV
- Sl. 4.16 Davač sile tipa DV ugrađen u uležištenje slobodnog točka na:
a) desnom i b) levom bočnom nosaču dizalice
- Sl. 4.17 Ekspandirani crtež davača sile tipa DT
- Sl. 4.18 Trodimenzionalni modeli davača sile tipa DT
- Sl. 4.19 Izgled davača sile tipa DT
- Sl. 4.20 Kalibracija davača tipa DT na kidalici
- Sl. 4.21 Davači tipa DT ugrađeni u uležištenja pogonskog točka na levom bočnom nosaču
- Sl. 4.22 Merenje bočnih sila na vertikalnim točkovima jednogrede mosne dizalice
- Sl. 5.1 Primeri nefiltriranih vremenskih zapisa
- Sl. 5.2 Sila vođenja (izražena u kN) na rolni R2, (kombinacija nivoa faktora K1)
- Sl. 5.3 Sila vođenja (izražena u kN) na rolni R2, (kombinacija nivoa faktora K4)
- Sl. 5.4 Sila vođenja (izražena u kN) na rolni R2, (kombinacija nivoa faktora K7)
- Sl. 5.5 Sila vođenja (izražena u kN) na rolni R2, (kombinacija nivoa faktora K14)
- Sl. 5.6 Sila vođenja (izražena u kN) na rolni R3, (kombinacija nivoa faktora K15)
- Sl. 5.7 Sila vođenja (izražena u kN) na rolni R2, (kombinacija nivoa faktora K18)
- Sl. 5.8 Sila vođenja (izražena u kN) na rolni R4, (kombinacija nivoa faktora K18)
- Sl. 5.9 Bočna sila (izražena u kN) na točku W3, (kombinacija nivoa faktora K1)
- Sl. 5.10 Bočna sila (izražena u kN) na točku W2, (kombinacija nivoa faktora K4)
-

-
- Sl. 5.11** Bočna sila (izražena u kN) na točku W1, (kombinacija nivoa faktora K12)
- Sl. 5.12** Bočna sila (izražena u kN) na točku W4, (kombinacija nivoa faktora K13)
- Sl. 5.13** Bočna sila (izražena u kN) na točku W4, (kombinacija nivoa faktora K22)
- Sl. 5.14** Određivanje spektra opterećenja u softveru *nCode Glyphworks*
- Sl. 5.15** Primeri spektara sile vođenja na osnovu rezultata Eksperimenta 1
- Sl. 5.16** Primeri spektara sila zakošenja na osnovu rezultata Eksperimenta 2
- Sl. 5.17** Primer vremenskog zapisa poprečnih vibracija točka W3 (kombinacija nivoa faktora K1)
- Sl. 6.1** Procena zamornog oštećenja koje potiče od sila zakošavanja
- Sl. 6.2** Računarska procena nivoa akumulisanog zamornog oštećenja na osnovu spektra napona izazvanih silama zakošavanja
- Sl. 6.3** Algoritam uvođenja sila zakošavanja u normiranu proceduru dokaza zamorne čvrstoće detalja noseće konstrukcije dizalice

SPISAK TABELA

- Tab. 3.1** Predložene vrednosti $\mu_{f_{\max}}$ u zavisnosti od stanja površina u dodiru i p_H
- Tab. 3.2** Vrednosti koeficijenta γ
- Tab. 3.3** Izrazi za određivanje α_g , α_t i α_w
- Tab. 3.4** Izrazi za određivanje $\xi_{(ji)}$ i $\nu_{(ji)}$
- Tab. 3.5** Računske vrednosti sila zakošenja (vođenje vencima točkova)
- Tab. 3.6** Računske vrednosti sila zakošenja (vođenje rolnama)
- Tab. 4.1** Kombinacije nivoa faktora (Eksperiment 1)
- Tab. 4.2** Kombinacije nivoa faktora (Eksperiment 2)

UPOTREBLJENE OZNAKE I SKRAĆENICE

Oznaka	Naziv – Objašnjenje	Jedinica
α	ugao zakošenja dizalice	rad
a_C	ubrzanje dizalice	m/s ²
α_g	komponenta ugla α koja potiče od zazora s_g	rad
α_h	komponenta ugla α usled pohabanosti šine i venca točka/vodeće rolne	rad
α_t	komponenta ugla α usled tolerancija pravca postavljanja šine/točka	rad
α_w	ugao zakošenja točka dizalice	rad
b_h	širina glave šine	mm
b_w	osno rastojanje između točkova dizalice	m
c_A	stvarna dužina kontaktne površine	mm
D	akumulisano zamorno oštećenje	–
d_i	rastojanje između prednjeg sredstva za vođenje i točka i	m
D_w	naznačeni prečnik točka dizalice	mm, m
$D_w, D_{w(i)}$	nazivni prečnik točka (i) dizalice	mm
e	osnova prirodnog logaritma ($e = \text{const.} = 2,718$)	–
ED_C	intermitencija rada pogona kretanja dizalice	%
e_{sp}	rastojanje između središta grupe točkova po mestima oslanjanja dizalice	m
$F_{d(j)}$	pogonska sila na strani j	kN
$F_{o(j)}$	otpor kretanju dizalice na strani j	kN
$F_{X(1-2)}, F_{X(3-4)}$	podužne sile po stranama dizalice prema [252]	kN
$F_{x(ji)}$	sila trenja usled podužnog klizanja točka i na strani j	kN
F_Y	sila vođenja (bočna sila na sredstvu za vođenje)	kN
$F_{y(ji)}$	sila trenja usled poprečnog klizanja točka i na strani j	kN
$F_{Y(ji)}$	sila vođenja na točku i sa strane j	kN
$F_{Y(Rq)}$	sila vođenja na rolni Rq	kN

F_z	vertikalno opterećenje točka dizalice	kN
$F_{z(F)}$	vertikalno opterećenje jednog točka na strani dizalice sa fiksnim točkovima	kN
$F_{z(ji)}$	vertikalno opterećenje točka i na strani dizalice j	kN
$F_{z(\max)}$	najveće moguće vertikalno opterećenje točka	kN
$F_{z(\min)}^{d/b}$	najmanje moguće vertikalno opterećenje pogonskih, odn. kočenih točkova (u očekivanim radnim uslovima) od sopstvene težine dizalice i težine podiznog tereta	kN
$F_{z(SP)}$	vertikalno opterećenje točka/točkova na oslonačkom mestu SP (pri čemu je $SP = 1...4$)	kN
g	gravitaciono ubrzanje ($g = \text{const.} = 9,81 \text{ m/s}^2$)	m/s^2
h	rastojanje između pola klizanja i prednjeg sredstva za vođenje	m
i	broj točka na strani dizalice ($i = 1, 2, \dots$)	–
i_{gbH}	prenosni odnos zupčastog reduktora pogona dizanja	–
i_{gpC}, i_{gpT}	prenosni odnosi otvorenih zupčastih parova	–
k	konstanta krive $\mu_f = f(s)$	–
k_L	faktor spektra opterećenja	–
k_l, k_h	donja i gornja vrednost konstante k	–
k_m	faktor spektra napona	–
l	raspon dizalice	m
m	ukupna masa dizalice sa korisnim teretom (ako se zane-mari masa stalnog/izmenljivog zahvatnog i podiznog sredstva $m \approx m_C + m_T + m_{HL}$)	t
$\max\sigma, \min\sigma$	ekstremne vrednosti projektnih napona	MPa
m_C	masa mosta dizalice (bez kolica)	t
m_{HL}	masa korisnog tereta	t
m_Q	naznačena nosivost dizalice	t
m_T	masa kolica dizalice	t
m_W	konstanta nagiba Velerove ($\log \Delta\sigma - \log \Delta N$) linije	–
n	broj poprečno u liniji postavljenih parova točkova ($n = 1, 2, 3, 4 \dots$)	–
N^*	broj prelazaka točka preko bilo koje tačke šine	–
n_{emN}	nazivna brzina obrtanja elektromotora	min^{-1}
n_{gbO}	brzina obrtanja izlaznog vratila zupčastog reduktora	min^{-1}
n_r	broj ciklusa sa rasponom $\Delta\sigma_r$	–
$N_w^{d/b}$	broj pogonskih, odn. kočenih točkova	–
N_w^{sp}	broj točkova po oslonačkom mestu dizalice	–
p	broj povezanih parova točkova ($p = 1, 2, \dots$)	–
P_{emN}	nazivna snaga elektromotora	kW
P_{gbN}	nazivna snaga zupčastog reduktora	kW
p_H	Hercov pritisak	MPa
$P_{U/fN}$	nazivna snaga statičkog frekventnog pretvarača	kW
q	broj vodeće rolne ($q = 1, \dots, 4$)	–

s	rezultantno klizanje točka po šini	‰
$s_{EM\%}$	klizanje elektromotora	‰
s_g	zazor vođenja	mm
s_m	parametar toka napona	–
s_x	podužno klizanje točka po šini	‰
s_y	poprečno klizanje točka po šini	‰
s_3	parametar toka napona za $m_W = 3$	–
$T_{w(ji)}$	pogonski moment na točku i sa strane j	Nm, kNm
v_C	brzina kretanja dizalice	m/min
v_H	brzina dizanja	m/min
v_o	obimna brzina točka	m/s
v_s	rezultantna brzina klizanja točka po šini	m/s
v_T	brzina kretanja kolica dizalice	m/min
v_x	brzina klizanja točka u podužnom pravcu	m/s
$v_{x(ji)}$	brzina klizanja točka i u podužnom pravcu, po šini sa strane j	m/s
v_y	brzina klizanja točka u poprečnom pravcu	m/s
$v_{y(ji)}$	brzina klizanja točka i u poprečnom pravcu, po šini sa strane j	m/s
w_b	rastojanje između krajnjih sredstava za prinudno vođenje dizalice	m
x_α	zakošenje dizalice prema [245]	m
\bar{x}_C	pređeni put dizalice	m
γ_{mf}	specifični faktor otpornosti zamorne čvrstoće	–
Δ_{ry}	neporavnatost vodećih rolni	mm
Δ_w	ugao izvijenosti ose glavčine točka	rad
Δ_{ws}	ugao izvijenosti ose vratila/osovine točka	rad
Δ_{wx}	paralelna smaknutost točkova u x -pravcu	mm
Δ_{wy}	neporavnatost venaca točkova	mm
Δ_y	odstupanje od pravosti šine u horizontalnoj ravni	mm
Δ_z	odstupanje od pravosti šine u vertikalnoj ravni	mm
$\Delta\sigma_r$	r -ti raspon napona	MPa
$\Delta\sigma_{Rd}$	raspon graničnog projektnog napona	MPa
$\Delta\sigma_{Sd}$	najveći raspon projektnih napona	MPa
$\zeta' \cdot l$	rastojanje između pola P i šine na strani $j = 2$	m
$\zeta \cdot l$	rastojanje između pola P i šine na strani $j = 1$	m
λ	koeficijent poprečne reakcije	–
λ_{kor}	korigovana vrednost poprečne reakcije	–
μ_f	koeficijent trenja	–
μ_{fmax}	koeficijent adhezije	–
$\mu_{fmax-l}, \mu_{fmax-h}$	donja i gornja vrednost koeficijenta adhezije	–
μ_{fx}	koeficijent trenja u pravcu podužnog klizanja	–
μ_{fy}	koeficijent trenja u pravcu poprečnog klizanja	–
ν	koeficijent za izračunavanje sile vođenja prema [235]	–

$\nu_{(ji)}$	koeficijent za izračunavanje sile trenja usled poprečnog klizanja (na točku i sa strane j) prema [235]	–
$\xi_{(ji)}$	koeficijent za izračunavanje sile trenja usled podužnog klizanja (na točku i sa strane j) prema [235]	–
φ_w	ugao inklinacije ose vratila/osovine točka	rad
χ_{FF}, χ_{FM}	faktori zakošenja prema [252]	–
$\omega_w, \omega_{w(ji)}$	ugaona brzina točka/(točka i na strani j)	s^{-1}

G – težište dizalice sa teretom

GIŠ – gornja ivica šine

P – trenutni pol klizanja

Ostale oznake su objašnjene u tekstu rada.

1

UVODNA RAZMATRANJA

U nizu mašina prekidnog transporta posebnu grupu čine tzv. *dizalice na šinama*. Tokom premeštanja tereta kreću se stalnim stazama koje su formirane pričvršćivanjem dve paralelne šine na:

- odgovarajuće čelične ili betonske nosače (oslonjene na stubove ili konzolne ispuste stubova industrijskih hala), ili
- odgovarajući fundament na tlu, koji se dobija postavljanjem drvenih ili prefabrikovanih armirano-betonskih pragova na čvrstu betonsku podlogu (ređe tucanik).

Reprezentativni predstavnici ove grupe dizaličko-transportnih mašina su (sl. 1.1), [90, 126, 150]: portalne obrtne dizalice sa nagibnom strelom, kontejnerske portalne mosne dizalice, pretovarni mostovi¹, poluportalne mosne, portalne mosne i mosne dizalice.

Za obavljanje pretovara, posebno u rečnim lukama, razvijene su portalne obrtne dizalice (sl. 1.1.a). Noseća konstrukcija donjeg postroja dizalice izvodi se u obliku zvezdastog, dvostubnog, krstastog ili tzv. H-portala. Zbog velike sopstvene mase konstrukcije dizalice, svaka „noga” portala oslanja se na tzv. balansir/balansire, pa se sva spoljna opterećenja prenose preko više udvojenih vertikalnih točkova na šinsku stazu. Među operacijama premeštanja tereta, vožnja cele dizalice predstavlja samo pomoćno kretanje (prelaz na novu lokaciju).

¹ Pretovarni most ne pripada uvek dizaličkim mašinama (npr. ako je opremljena samo uređajima neprekidnog transporta).



a) portalna obrtna dizalica sa nagibnom strelom i H-portalom, *Ardelt*, Nemačka, [257]



b) kontejnerska portalna mosna dizalica, *Liebherr Container Cranes*, Irska, [258]



c) pretovarni most sa obrtnom dizalicom u terminalu, *Евраз HMTII*, Rusija, [259]



d) poluportalne mosne dizalice, *Demag*, Nemačka, [260]



e) portalna mosna dizalica, *Балткран*, Rusija, [261]



f) mosne dizalice u industrijskoj hali, *Demag*, Nemačka, [262]

Sl. 1.1 Predstavnicu industrijskih dizalica na šinama

Kontejnerska portalna mosna dizalica (sl. 1.1.b) služi za pretovar kontejnera u morskim (ređe u rečnim) lukama, pomoću specijalnog zahtavog sredstva – spredera. Razlika u njejoj nosećoj konstrukciji u odnosu na portalnu mosnu dizalicu sa grabilicom za istovar brodova je u većem rasponu šina dizalice (zbog utovara/istovara u ovoj oblasti) i većem razmaku stubova nogu (zbog prolaska uzdužno postavljenog kontejnera). I ovde je kretanje cele dizalice samo povremeno.

Pretovarni most (sl. 1.1.c) je u osnovi portalna mosna dizalica koja radi na pretovaru ili na skladištu komadnog ili rasutog tereta. Po pravilu ima strelu i prepuste koji natkriljuju javni put, deponiju rasutog materijala, kolosek ili plovno sredstvo u pristaništu. Pored dizanja (dizaličkim zahvatnim sredstvom), glavno kretanje obavljaju kolica. Ove mašine su često opremljene i sredstvima neprekidnog transporta (npr. trakastim transporterima). Rešenje sa pokretnom obrtnom dizalicom sa nagibnom strelom na mestu kolica, danas je praktično napušteno.

Poluportalna mosna dizalica (sl. 1.1.d) predstavlja mosnu dizalicu postavljenu na „nogu” (vertikalnu ramnu konstrukciju, kruto vezanu sa glavnim nosačem) sa jedne strane (pri čemu je šina na tlu), dok je šina „mosnog dela” postavljena na stubove industrijske hale ili van nje. Kada je unutar hale, namena joj je ista kao mosne dizalice, a kada je na otvorenom, koristi se za pretovar između saobraćajnog sredstva i mašine unutrašnjeg transporta.

Portalna mosna dizalica (sl. 1.1.e) predstavlja mosnu dizalicu (sa jednim ili dva glavna nosača) postavljenu na „noge” sa obe strane. Koristi se prvenstveno na otvorenom prostoru za opsluživanje skladišta velike površine (u ovim slučajevima, vožnja dizalice može se smatrati glavnim kretanjem), pretovar komadnog i rasutog tereta u lukama, transport u kontejnerskim terminalima, kao usko namenska dizalica u brodogradilištima i sl.

Mosne dizalice (sl. 1.1.f) koriste se u proizvodnim halama i radionicama (opsluživanje alatnih mašina za obradu delova većih gabarita, montažni i demontažni radovi), livnicama (transport rastopljenog metala i odlivaka, šaržiranje), železarama i valjaonicama (transport čeličnih polufabrikata, ingota, valjanih nosača), mašinskim halama energetskih objekata (pri remontu mašinske opreme u hidro- i termoelektranama, pumpnih stanica), otvorenim i zatvorenim skladištima, itd. Prilagođene su zahtevima korisnika, različitim uslovima eksploatacije i smatra se da su najmnogobrojnije u industriji. Odlikuju se nizom prednosti: ne zauzimaju prostor na tlu, ne zahtevaju velik prostor za ugradnju, pogodne su za prilagođenje različitim teretima uz pogodno zahvatno sredstvo, fleksibilan je izbor mesta kačenja/skidanja (utovara/istovara) tereta i transportne putanje, imaju jednostavno upravljanje i visoku pouzdanost uz redovno i stručno održavanje i sl.

U toku rada portalnih obrtnih dizalica sa nagibnom strelom, usled obrtanja obrtnog postolja i naginjanja strele menja se položaj projekcije težišta na ravan oslanjanja. Kod mosnih i portalnih/poluportalnih mosnih dizalica nesimetrična raspodela masa prouzrokovana je pomeranjem kolica sa teretom. Prema tome, za sve prethodno spomenute dizalice generalno važi da se tokom premeštanja tereta u manipulativnom prostoru, menjaju vrednosti vertikalnih opterećenja točkova, a ujedno i otpori kretanju po oslonačkim mestima/stranama dizalice. Ovo prouzrokuje *zakretanje konstrukcije dizalice u horizontalnoj ravni* tokom vožnje. Pri tom, vertikalni točkovi kotrljaju se neometano u tzv. prirodnom pravcu, tako da rezultujući pravac kretanja dizalice odstupa od pravca šina staze. Da bi se sprečio silazak točka sa šine, postavljaju se sredstva za vođenje (venci vertikalnih točkova ili horizontalne rolne koje se kotrljaju po bočnim stranama glave šine). Međutim, prilikom nailaska sredstva za vođenje na glavu šine, promeni se pravac kretanja i dizalica se „vraća“ na pravac staze.

Ovo prinudno „vođenje“ po stazi, ostvareno naizmeničnom interakcijom sredstava za vođenje i šina, prouzrokuje pojavu jednog specifičnog oblika složenog ravanskog kretanja (vrlo sličnog „*vijuganju*“, odnosno „*geganju*“) koje se u literaturi naziva *zakošavanjem*².

Važno je napomenuti, da pojava zakošavanja nije podjednako izražena kod svake od pomenutih vrsta dizalica. Kod portalnih obrtnih dizalica sa nagibnom strelom ili portalnih kontejnerskih dizalica ova opterećenja nemaju dominantan uticaj na dinamičko ponašanje i zamor noseće konstrukcije, s obzirom na to da je vožnja ovih dizalica duž operativne obale luke po pravilu samo pomoćno kretanje (promena lokacije rada u određenom dužem intervalu vremena). Međutim, *kod portalnih mosnih i mosnih dizalica većih raspona, stalno postojeća tendencija zakošavanja pri kretanju predstavlja primaran problem* u pogledu trajnosti konstrukcije.

S obzirom na kompleksnost razmatrane problematike, postojeće uslove i tehničke mogućnosti realizacije istraživanja, kao i na vrstu raspoložive dizalice izabrane za eksperiment, *kandidat u okviru ovog rada odabrane aktuelne probleme u tretiranoj tematskoj oblasti, obrađuje i rešava samo na primerima mosnih dizalica, koje se kreću odozgo po šinskoj stazi.*

² eng. *skewing*; nem. *der Schräglauf*

Pitanja koja se odnose na zakošavanje visećih mosnih dizalica i pokretnih kolica dvogredih mosnih dizalica, u ovoj disertaciji nisu razmatrana. Praktično, uticaj bočnog opterećenja izazvanog zakošavanjem kolica (pri kretanju po šinama na glavnim nosačima – stazi relativno malog raspona) zanemarljiv je na zamor noseće konstrukcije dizalice. Viseće mosne dizalice, po pravilu odlikuju se manjom nosivošću ($m_Q < 10$ t) i specifičnom izvedbom zakretnih sklopova točkova, tako da sile zakošenja koje se javljaju pri kretanju dizalice po donjem pojasu nosača staze, veoma retko izazivaju zamorna oštećenja noseće konstrukcije.

Računsko određivanje sila zakošenja izazvanih kretanjem kolica, odnosno viseće mosne dizalice, dato je u izvorima [61, 121, 192, 238].

Kandidat smatra korisnim da se na samom početku dâ sažet opis konstrukcije „tipične” izvedbe mosne dizalice, te sledeće poglavlje na neki način predstavlja ujedno i uvod u definisanje predmeta istraživanja.

1.1 Opšte o mosnim dizalicama

*Mosna dizalica*³ spada u grupu mašina unutrašnjeg – prekidnog transporta i služi za podizanje i premeštanje tereta u manipulativnom prostoru koji ima oblik paralelopipeda⁴.

Najvažnije tehničke karakteristike mosnih dizalica su: nosivost, raspon, pogonska klasa⁵, visina dizanja, horizontalno rastojanje između kuke i šine staze dizalice pri krajnjim položajima kolica, broj i raspored pogonskih mehanizama, brzine pojedinih pogona (brzina/brzine dizanja, kretanja kolica i dizalice), konfiguracija noseće konstrukcije itd.

³ Prema definiciji iz [238], mosnom dizalicom se smatra dizalica koja je sposobna da se pomera po šinama ili stazi, koja ima bar jedan horizontalni glavni nosač i opremljena je bar jednim mehanizmom pogona dizanja.

⁴ Ima slučajeve kada se mosna dizalica kreće se po kružnoj stazi (samo jednoj kružno savijenoj šini), tako da je manipulativni prostor ove dizalice cilindričan (dizalica u nuklearnoj elektrani, postrojenju za prečišćavanje vode i sl.).

⁵ *Klase parametra vremenskog toka napona* prema [234] „preuzimaju ulogu“ pogonskih klasa, mada se kod nas i dalje radije koristi ovaj „stari” termin (definisani nacionalnim standardom SRPS M.D1.020, koji je povučen 2012. godine).

Ova mašina prekidnog transporta premešta teret po normali na tlo (mehanizmom pogona dizanja), poprečno na pravac i duž pravca njene šinske staze (kretanjem kolica, odnosno vožnjom dizalice – mosta). Prema tome, ugrađeni pogoni ostvaruju tri radna kretanja:

- dizanje tereta (pomoću mehanizma/mehanizama pogona dizanja),
- kretanje kolica (pomoću mehanizma/mehanizama pogona kretanja kolica) i
- kretanje dizalice (pomoću pogonskih mehanizama za kretanje mosta).

Mosne dizalice rade u ciklusima, koji se manje–više slično ponavljaju, a masa transportovanog tereta najčešće se razlikuje od ciklusa do ciklusa. Mesta kačenja/prihvatanja i skidanja/odlaganja tereta nisu određena konstrukcijom dizalice, ali u pojedinim slučajevima mogu biti fiksirana tehnološkim zahtevima procesa u čijem sklopu dizalica radi (npr. u livnicama).

U svakom ciklusu rad dizalice odvija se dve faze:

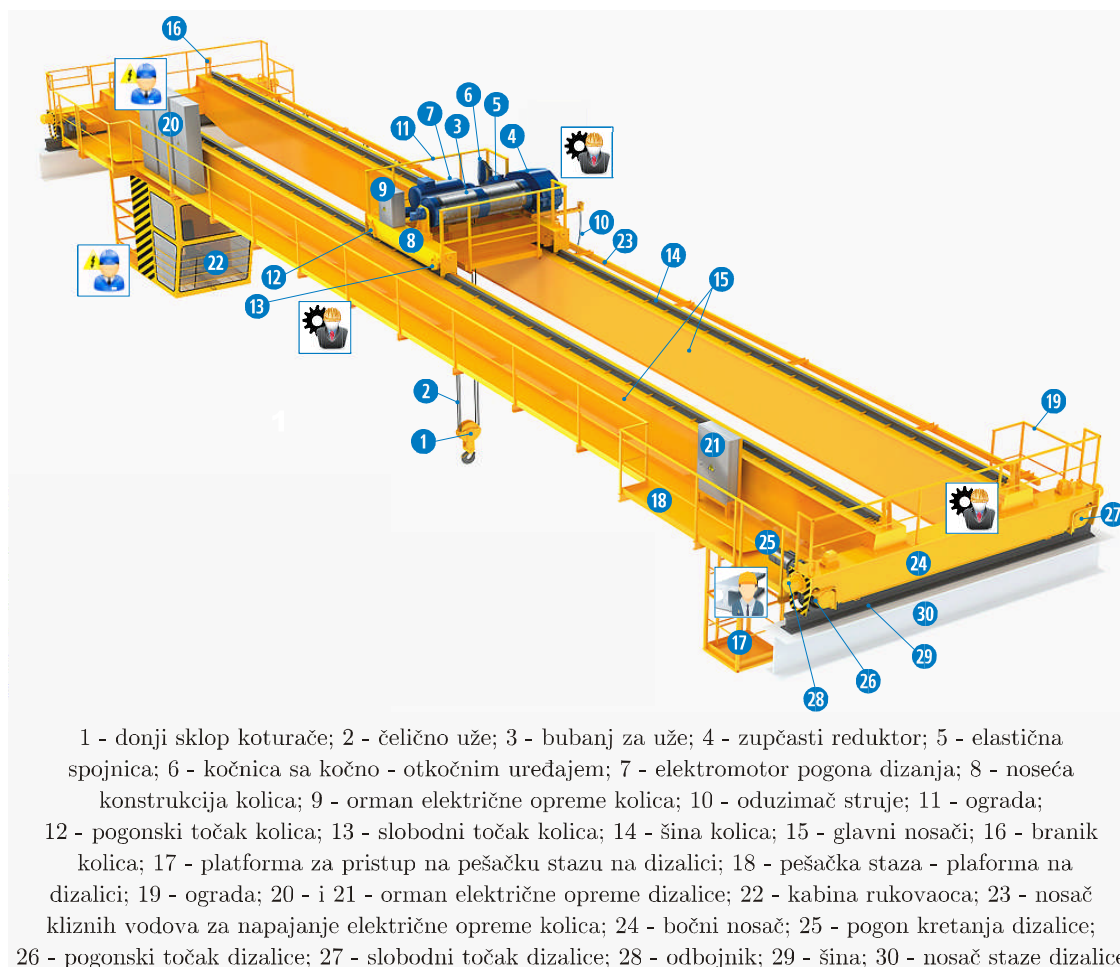
- rad sa teretom (dizalica transportuje teret u manipulativnom prostoru od mesta kačenja/prihvatanja do mesta skidanja/odlaganja tereta) i
- rad bez tereta, pri čemu se mogu razlikovati dva slučaja:
 - dizalica se kreće bez tereta od mesta skidanja/odlaganja tereta prema mestu kačenja/prihvatanja novog komada tereta;
 - dizalica miruje dok se vrši postavljanje tereta na zahvatno sredstvo ili skidanje istog).

Kod velikog broja dizalica starijeg datuma proizvodnje sistem upravljanja omogućavao je samo pojedinačno uključivanje radnih kretanja. Sistemi upravljanja savremenih dizalica izvedeni su tako da se uz određena ograničenja trajanje radnog ciklusa dizalice može skratiti tzv. preklapanjem operacija, tj. istovremenim radom dva, retko više pogonskih mehanizama.

Konstruktivne izvedbe mosnih dizalica variraju uglavnom po pitanju oblika noseće konstrukcije, nosivosti, broja, konstrukcije i položaja kolica, podiznih i korišćenih zahvatnih sredstava.

Osnovni delovi mosnih dizalica prikazani su na primeru „tipične“ izvedbe dvogrede mosne dizalice (sl. 1.2). Projektovanje mehanizama i noseće konstrukcije dizalice je zadatak mašinskog inženjera, dok razvoj odgovarajućih pogonskih i upravljačkih

sistema traži saradnju stručnjaka iz oblasti mašinstva i elektroenergetike. Smatra se da je za projekat noseće konstrukcije šinske staze zadužen građevinski inženjer⁶.



Sl. 1.2 Dvogreda mosna dizalica, ДИМЕТ М, Rusija, [263]

Mosne dizalice najčešće rade sa kukom koja ujedno predstavlja stalno zahvatno sredstvo⁷ u donjem sklopu koturače (poz. 1). Podizno sredstvo je po pravilu čelično užje⁸ (poz. 2) koje se u ovom slučaju dvokrako namotava na zavojno ožljebljeni

⁶ Profesor Zesenberg (*Seeßelberg C.*), jedan od najpriznatijih evropskih stručnjaka u oblasti projektovanja šinskih staza dizalica, u svojoj knjizi [178], u prenesenom značenju napominje da gornja ivica šine staze dizalice u stvari predstavlja liniju koja razdvaja „mašince” i „građevince”.

⁷ U zavisnosti od namene dizalice, odnosno agregatnog stanja i gabarita transportovanog tereta, postoje mosne dizalice koje su predviđene za rad sa drugom vrstom stalnog zahvatnog sredstva, kao što je npr. grabilica. Izmenljiva zahvatna sredstva najčešće su razni hvatači limova, magnetni i vakuumski hvatači i sl.

⁸ Postoje retki izuzeci. Kod mosnih dizalica koje opslužuju regalna skladišta podizno sredstvo je u obliku teleskopskog visećeg stuba, tj. teret je kruto ovešen. Ovo u velikoj meri utiče na dinamičko ponašanje dizalice tokom kretanja, posebno u fazama ubrzanja i kočenja.

bubanj (poz. 3). Mehanizam za dizanje pogoni se elektromotorom (poz. 7). Zupčasti reduktor (poz. 4) prilagođava parametre snage pogonskog elektromotora zahtevima radnog uređaja za dizanje tereta. Mehanička kočnica sa dve zglobno vezane papuče i kočno–otkočnim uređajem (poz. 6) ima ulogu radne kočnice i služi za smanjenje brzine dizanja/spuštanja do zaustavljanja, odnosno za držanje zaustavljenog pogona. Vratilo elektromotora i ulazno vratilo reduktora spaja elastična spojnica, npr. sa gumenim ulošcima (poz. 5). Prošireni i ojačani obod polutke ove spojnice je ujedno i doboš radne kočnice.

Na zavarenu noseću konstrukciju kolica (poz. 8) postavljeni su prethodno navedeni delovi pogona dizanja, elementi mehanizma pogona kretanja kolica i orman sa elektroopremom kolica (poz. 9). Napajanje električnom energijom u ovom slučaju ostvareno je pomoću kliznih vodova⁹ (koji su preko nosača poz. 23 pričvršćeni za konstrukciju mosta dizalice) i oduzimača struje (poz. 10). Platformu na kolicima koriste osobe zadužene za održavanje i ograđena je čvrstom ogradom (poz. 11).

Prenos opterećenja sa kolica na noseću konstrukciju mosta dizalice ostvaruje se preko pogonskih i slobodnih točkova (poz. 12 i 13). Kolica se kreću po šinama (poz. 14) koje su pričvršćene na glavne nosače (poz. 15) dizalice (na sredini gornjeg pojasnog lima ili iznad vertikalnog lima)¹⁰. Glavni nosači su zavarene kutijaste izvedbe¹¹. Na krajevima šinske staze kolica postavljeni su odgovarajući branici (poz. 16). Sa pomoćne platforme (poz. 17), kroz otvor sa čvrstim poklopcem, osobe za održavanje dizalice mogu pristupiti na pešačku stazu (poz. 18), koja je ograđena ogradom (poz. 19). Uz glavni nosač raspoređeni su ormani električne opreme dizalice (poz. 20 i 21). Rukovalac manuelno upravlja dizalicom iz kabine (poz. 22) koja je pričvršćena na kraj mosta¹². Glavni nosači povezani su sa bočnim nosači-

⁹ Danas se na većini dizalica, za napajanje kolica električnom energijom koriste prvenstveno pljosnati, savitljivi kablovi, koji su ovešeni na više kolica kabla i razvlače se pri kretanju kolica dizalice.

¹⁰ Po pravilu, kod jednogredih mosnih dizalica kolica se kreću po „prepustima” donjeg pojasnog lima (ako je glavni nosač kutijaste izvedbe) ili gornjeg površini donjeg pojasa valjanog/zavarenog I-nosača.

¹¹ Glavni nosači izvode se kao zavareni kutijasti ili puni nosači. Noseće konstrukcije dizalica starijeg datuma proizvodnje obično su izvedene kao rešetkaste strukture. U industrijskim pogonima najbrojnije su jednogrede i dvogrede mosne dizalice.

¹² Kabina može biti postavljena i na kolica dizalice.

ma (poz. 24) koji su postavljeni u pravcu staze. Spajanje glavnih i bočnih nosača najčešće se izvodi vijčanom, ređe zavarenom vezom.

Na bočne nosače (koji su takođe zavarene kutijaste izvedbe) ugrađeni su slobodni točkovi (poz. 27) i mehanizmi sa kretanje dizalice (poz. 25) sa pogonskim točkovima (poz. 26). Na oba kraja bočnog nosača pričvršćeni su odbojnici (poz. 28). Dizalica se kreće po šinama (poz. 29) koje su postavljene na nosače staze (poz. 30). Sva spoljna opterećenja koja se javljaju pri radu dizalice, prihvata noseća konstrukcija dizalice, a preko pogonskih i slobodnih točkova prenose se na šine.

Nosači šinskih staza su elementi na koje su pričvršćene šine i služe kao noseća konstrukcija po kojoj se kreće mosna dizalica. Oslonjeni su najčešće preko stubova, konzolnih ispusta stubova ili okvirnih glavnih nosača industrijskih hala. Uobičajena konstruktivna rešenja nosećih konstrukcija šinskih staza dizalica (manjih i srednjih nosivosti) su u vidu zavarenih ili valjanih I-nosača. Da bi se obezbedilo prihvatanje bočnih udara tokom vožnje dizalice, a ujedno i da bi se izbeglo narušavanje elastične stabilnosti, gornji pojas nosača staze (po potrebi) ojačava se U- ili L-profilima. Nosači staza dizalica većih nosivosti i raspona imaju kutijasti poprečni presek.

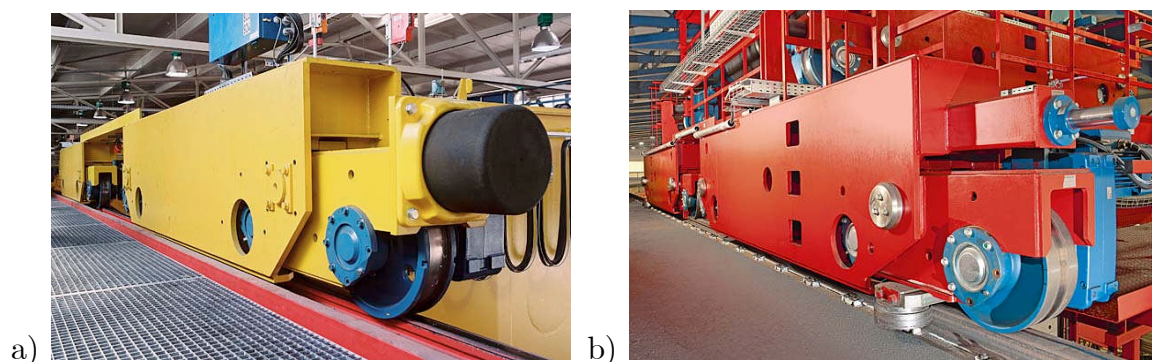
Za staze dizalica manjih nosivosti koriste se šine kvadratnog ili pravougaonog poprečnog preseka i zavaruju se (kontinualnim šavovima ili sa prekidima) na gornji pojas nosača staze. Železničke i dizaličke šine po pravilu pričvršćuju se rastavljivim vezama (vijcima, pločicama sa ovalnim otvorima ili tzv. patentiranim stezačima sa kosim otvorima) za nosač staze. Ova izvedba pruža mogućnost podešavanja pravca šine pri postavljanju staze, ali i kasnije, tokom eksploatacije.

Detaljan pregled izvođenja i proračuna šinskih staza dizalica dat je u izvorima [83, 119, 178, 182, 200, 205].

Silazak dizalice sa šina sprečava se mehanički, tzv. *prinudnim sredstvima za vodenje*:

- *vencima vertikalnih točkova* dizalice (sl. 1.3.a) ili
- *bočnim horizontalnim rolnama* (sl. 1.3.b).

Po pravilu, na većinu mosnih dizalica ugrađuju cilindrični vertikalni točkovi¹³ sa vencima. Ukoliko na dizalici ne postoji neprekidno aktivan uređaj za sprečavanje zakošavanja, tokom kretanja po stazi, dolazi do oslanjanja venca točka na bok glave šine. Pri tom, pored osnovnih stacionarnih otpora kretanju javlja se i dodatni otpor u obliku trenja klizanja između unutrašnje površine venca točka i boka glave šine. Kao što će biti opisano i u nastavku, ovo klizanje prouzrokuje intenzivno habanje venca točka i glave šine. Prema tome, vođenje vencima preporučuje se u slučaju dizalica koje se koriste pretežno u lakšim ili srednjim režimima rada, [178].



Sl. 1.3 Vođenje mosne dizalice velike nosivosti, [272]:

- a) vencima vertikalnih točkova; b) horizontalnim rolnama (vertikalni točkovi su bez venaca)

Horizontalne rolne za vođenje po šinskoj stazi prvi put primenjene su 1954. godine, na kovačkoj mosnoj dizalici proizvođača MAN, [134]. Sklopovi horizontalnih rolni postavljaju se na krajeve bočnih nosača, najčešće ispred vertikalnih točkova (koji su u ovom slučaju, po pravilu bez venaca). Kod ovog načina vođenja javlja se dodatni otpor kotrljanju horizontalnih rolni¹⁴, koji je znatno manji nego otpor trenja klizanja između venca i glave šine. Vođenje rolnama pokazalo se kao bolje rešenje na dizalicama koje se koriste u srednjim i teškim uslovima rada, [185].

Kao što se vidi iz prethodno izloženog, mosna dizalica predstavlja složeni elektro-mašinski sistem. Imajući u vidu sve izraženije zahteve današnjice u pogledu

¹³ Vertikalni točkovi sa blago koničnom kotrljajnom površinom ugrađuju se samo na dizalice koje se kreću po šinama sa zaobljenom glavom (detaljnija objašnjenja videti u Glavi 3). Iako je 50-ih i 60-ih godina prošlog veka napisan značajan broj studija o prednostima primene koničnih točkova, može se reći da je danas ovo rešenje potpuno napušteno.

¹⁴ U zavisnosti od konstruktivne izvedbe, horizontalna rolna može da se kotrlja po boku glave šine dizalice ili po svojim bočnim šinama koje su zavarene za ojačani nosač staze.

ekonomičnosti, učinka, sigurnosti, pouzdanosti i trajnosti, neminovno je projektovanje dizalice i dimenzionisanje njenih elemenata bazirati na primenjenoj teoriji i što tačnijoj proceni eksploatacionih opterećenja (koja su većim delom slučajne promenljive veličine), što bez eksperimentalne verifikacije ostaje praktično samo na nivou spekulacije.

1.2 Predmet istraživanja

Predmet istraživanja apostrofiran je u samom naslovu disertacije.

U težištu teorijskog određenja predmeta rada su postojeća saznanja od interesa, koja se odnose prvenstveno na:

- fenomen zakošavanja mosnih dizalica i
- kvalitativnu i kvantitativnu deskripciju sila koje se javljaju u interakciji točak – šina.

Na ovim saznanjima izgrađeni su svi dalji stavovi o činiocima koji su neposredno istraženi u okviru kompletnog sadržaja predmeta istraživanja.

U praktičnom pogledu, glavni predmet istraživanja usmeren je na merenje opterećenja izazvanih zakošavanjem dizalice, specijalnim davačima sila koji su integrisani u postojeću strukturu dizalice.

Gledajući sveobuhvatno, u fokusu istraživanja prepoznaje se problem preko kojeg relevantna evropska norma prećutno prelazi, a to je utvrđivanje uticaja dinamičkih sila usled zakošenja na zamor elemenata nosećih konstrukcija mosnih dizalica.

1.3 Potreba za istraživanjem i motivacija

Inženjeri i istraživači se problematikom zakošavanja dizalica bave već skoro šest decenija, međutim ni danas ne zastupaju jedinstvene stavove u vezi nekih ključnih pitanja. Ostvareni naučni rezultati, postupci projektovanja i tehnologije proizvodnje u savremenoj teškoj mašinogradnji su na visokom nivou, ali potreba za razvijanjem adekvatnijih metoda za određivanje dinamičkih opterećenja i probablistički prilaz analizi zamora nosećih konstrukcija dizaličko–transportnih mašina neprekidno podstiče otvaranje novih pravaca istraživanja. Prema tome, iako je

sistematizovano istraživanje zakošavanja dizalica započeto pre pola veka, ova tema je u krugovima stručnjaka i dalje aktuelna.

Veličine koje se javljaju u interakciji točak – šina imaju stohastički karakter, tako da kvalitativno ocenjivanje dinamičkog ponašanja dizalice pri kretanju, kvantitativno određivanje sila zakošenja i procena uticaja ovih opterećenja na zamor noseće konstrukcije dizalice (i njene staze) samo analitičkim postupcima, predstavlja složen inženjerski problem. Često čak i približna analitička deskripcija traži niz pojednostavljenja, pa ni dobijeni rezultati nisu uvek dovoljno pouzdani, posebno sa stanovišta proširenja zaključaka na druge tipove šinskih dizalica. Kompleksna problematika zakošavanja dizalica nameće potrebu da se eksperimentalnim praćenjem sila zakošenja u realnim eksploatacionim uslovima i pažljivom analizom prikupljenih rezultata potvrdi validnost i praktična primenljivost proračunskih modela i analitičkih formulacija, kroz koje se može potpunije sagledati odziv noseće konstrukcije dizalice na opterećenja usled zakošenja.

Suštinski gledano, sigurnost i trajnost dizaličnog postrojenja u eksploataciji, u velikoj meri zavisi i od kvaliteta dinamičkog ponašanja dizalice tokom kretanja po šinskoj stazi. Zamorni lom nekog vitalnog elementa pogonskog mehanizma ili noseće konstrukcije (izazvan dinamičkim opterećenjima i promenljivim naponima nakon određenog broja ciklusa) može prouzrokovati višednevni zastoje (praćen velikim materijalnim gubicima) u proizvodnji ili pretovarnim radovima, neočekivane havarije, pa čak i tragične akcidente sa smrtnim ishodom (dizaličara ili osoba u neposrednoj blizini dizalice), [70, 129, 145, 160, 201]. Shodno činjenici da i reparacija/zamena točkova¹⁵, odnosno sanacija oštećene šinske staze ili noseće konstrukcije dizalice, takođe nosi poprilično visoke troškove, savremene dizalice većih nosivosti i raspona (posebne važnosti i vrednosti) opremljene su posebnim senzorskim sistemima upravljanja koji obezbeđuju tzv. beskontaktno vođenje po šinskoj stazi¹⁶. Međutim, realno gledajući, u industriji i danas preovlađuje broj

¹⁵ U [227] naveden je podatak da se u 40% slučajeva, točkovi dizalica moraju zameniti upravo zbog pohabanih ili slomljenih venaca. Takođe, interesantno je napomenuti da u nekim slučajevima troškovi reparacije i zamene točkova dostižu čak i 60% ukupnih troškova, potrebnih za održavanje cele dizalice, [31].

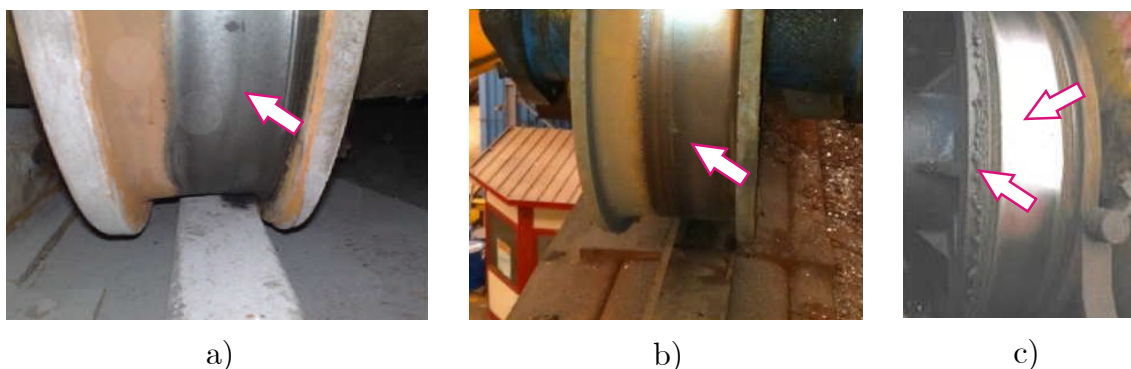
¹⁶ Beskontaktno vođenje ostvaruje se električnim putem, upravljanjem radom pogona kretanja dizalice, pri čemu prinudno sredstvo za vođenje ne stupa u dodir sa šinom. Detaljnija objašnjenja data su u Glavi 3.

dizalica (koje su neretko starije i više od 30 godina) bez dodatnih elektronskih uređaja za eliminaciju zakošavanja.

Potreba za istraživanjem, u prvom redu je argumentovano ilustrovanim pregledom neželjenih posledica zakošavanja. Izuzetno velika bočna opterećenja izazvana enormnim zakošavanjem pri kretanju, mogu izazvati česte otkaze u radu, degradaciju šinske staze, razaranje elemenata mehanizama pogona kretanja mosta ili portala, plastične deformacije vitalnih delova, pa čak i kolaps kompletne noseće konstrukcije dizalice. Neželjene posledice zakošavanja najčešće se manifestuju kroz razne oblike oštećenja vertikalnih točkova, horizontalnih rolni, šina i elemenata noseće konstrukcije dizalice, [123, 157, 213, 214, 215, 217, 220, 223, 229].

- *Prvi tragovi i karakteristični oblici oštećenja vertikalnih točkova i horizontalnih rolni*

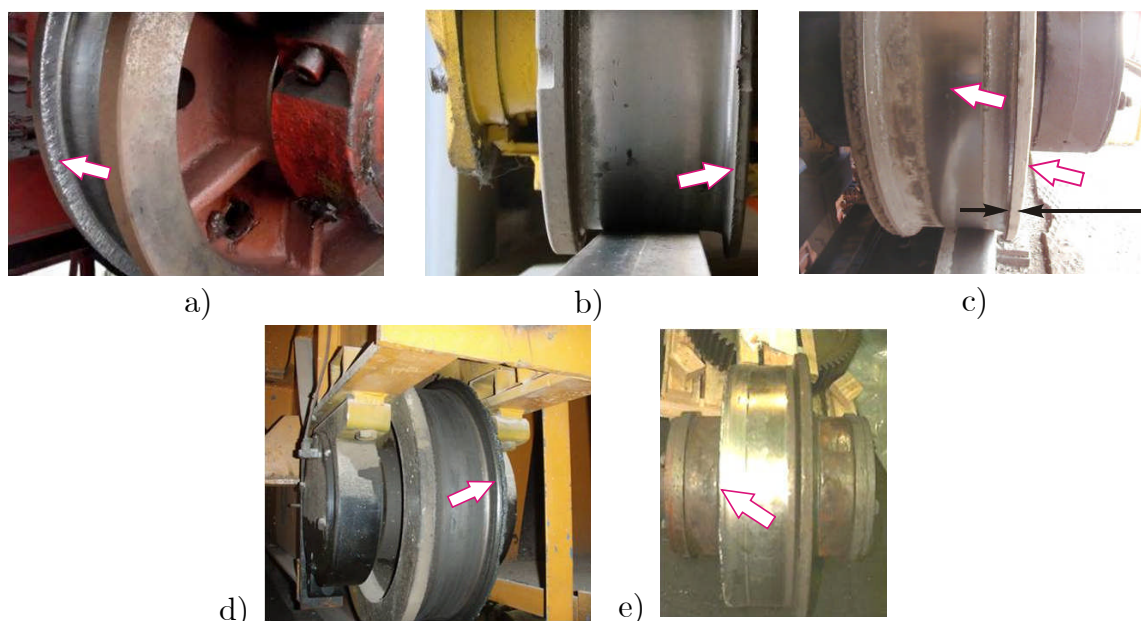
Na sl. 1.4.a i 1.4.b prikazane su kotrljajne površine točkova na kojima se mogu jasno razlikovati svetlije površine metalnog sjaja i korodirane površine, [186, 265]. Ovo različito stanje površina ukazuje na to da dizalica pri kretanju ne „koristi“ celu raspoloživu širinu kotrljajne površine točka. Pri tom, dizalica se kreće translatorno (ne postoji spomenuto „geganje“) i uvek su isti venci u kontaktu sa šinom. Vremenom ovo dovodi do habanja samo jedne strane glave šine i venca točka. Habanje kotrljajne površine pogonskog točka (sl. 1.4.c, [264]) može nastati i usled izraženog proklizavanja točka po šini. Na istoj slici lako je uočiti metalne čestice (produkte habanja), istisnute u stranu, bočnim pomeranjem dizalice tokom kretanja.



Sl. 1.4 Izgled kotrljajnih površina točkova mosnih dizalica

Plitki, urezani tragovi habanja na unutrašnjoj površini venca točka (sl. 1.5.a) su prvi znaci koji ukazuju na tendenciju „penjanja“ venca na glavu šine, [265]. Ova

pojava, zajedno sa prekomernim zakošavanjem pri kretanju dizalice (pretežno na istu stranu, npr. zbog netačne ugradnje vertikalnih točkova), u dužem periodu eksploatacije izaziva intenzivno habanje venaca (videti slike 1.5.b [265], 1.5.c [221] i 1.5.d [265]). Ukoliko se održavanje i provera stanja točkova ne sprovodi redovno, debljina venca može u velikoj meri da se smanji, što dovodi do njegovog loma (sl. 1.5.e, [267]), čak i pri delovanju manjeg bočnog opterećenja.



Sl. 1.5 Smanjenje debljine venca točka – od prvih znakova habanja do konačnog loma

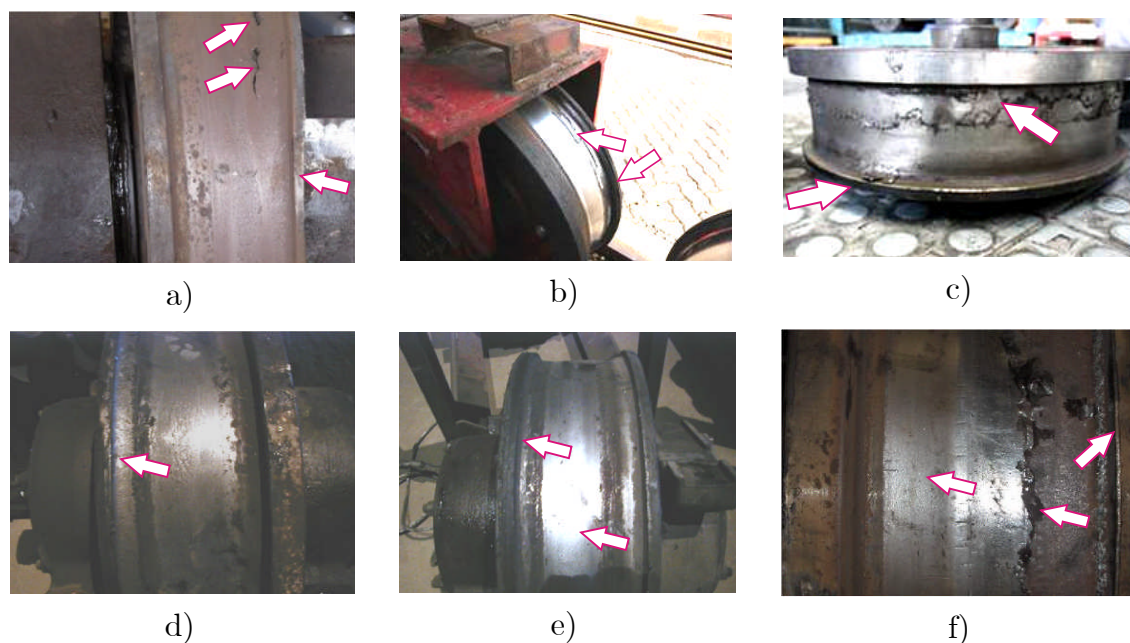
U pojedinim slučajevima, sile zakošenja mogu izazvati i plastične deformacije stanjenog venca. Kod neadekvatno projektovanog i održavanog točka, ove deformacije praćene su čak i pojavom dubinskih prslina na kotrljajnoj površini (sl. 1.6.a), [227]. Na sl. 1.6.b prikazan je točak brodogradilišne, tzv. Golijat dizalice¹⁷, na kojem se, pored stanjenog venca, mogu uočiti i deformacije na kotrljajnoj površini, izazvane ekstremno velikim vertikalnim opterećenjima i poprečnim klizanjem točka po šini, [266]. Karakteristični tragovi habanja usled aksijalnog klizanja mogu se prepoznati i na kotrljajnoj površini skinutog točka dizalice (sl. 1.6.c) koja radi u „preseraju” elemenata automobilskih karoserija, [266]. Na sl. 1.6.d jasno se vidi da je geometrija venca u velikoj meri promenjena, što značajno povećava mogućnost silaska točka sa šine, [222]. Točak na sl. 1.6.e je takođe u neprihvatljivom stanju, [222]. Pored pohabanog venca i kotrljajna površina je u vidljivo istrošena, tako da

¹⁷ eng. *Goliath crane* (uobičajeni naziv za brodogradilišne portalne mosne dizalice velikih nosivosti i raspona)

je u ovakvim slučajevima reparacija ili zamena točka neizbežna. Oštećenja prikazana na sl. 1.6.f (udubljenje po celom obimu kotrljaljne površine, površinske prsline i pohaban venac) nastaju kao rezultat sadejstva izuzetno velikih vertikalnih i bočnih opterećenja pri radu dizalice, [227].

Ako je termička obrada točka neadekvatna, usled dejstva velikih vertikalnih i bočnih sila može doći do slojevitog ljušpanja kotrljaljne površine (sl. 1.7), naročito u pogonima sa visokom temperaturom radne okoline (livnice, železare, valjaonice i sl.).

Ljušpanje kotrljaljne površine horizontalne rolne za vođenje (sl. 1.8) portalne mosne dizalice takođe je prouzrokovano velikim bočnim silama.



Sl. 1.6. Točkovi sa oštećenim kotrljaljnim površinama i pohabanim vencima



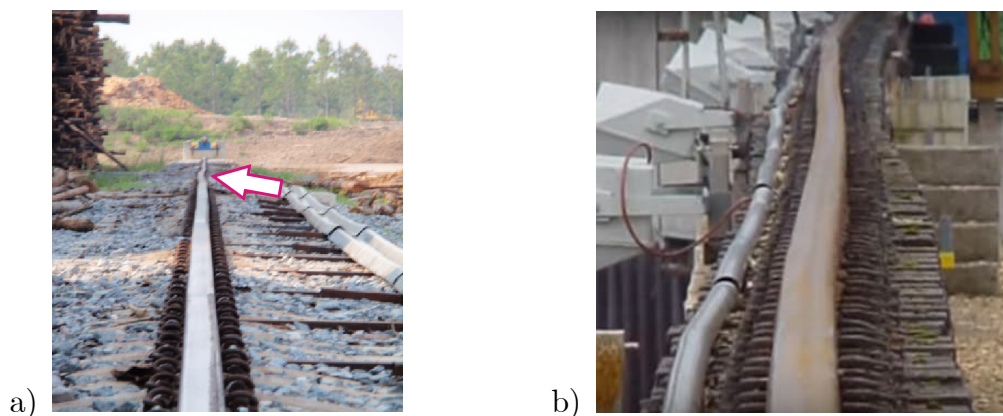
Sl. 1.7 Specifičan oblik slojevitog ljušpanja kotrljaljne površine točka, [265]



Sl. 1.8 Ljušpanje kotrljaljne površine vodeće rolne dizalice, [169]

- *Najčešći oblici oštećenja šinskih staza dizalica*

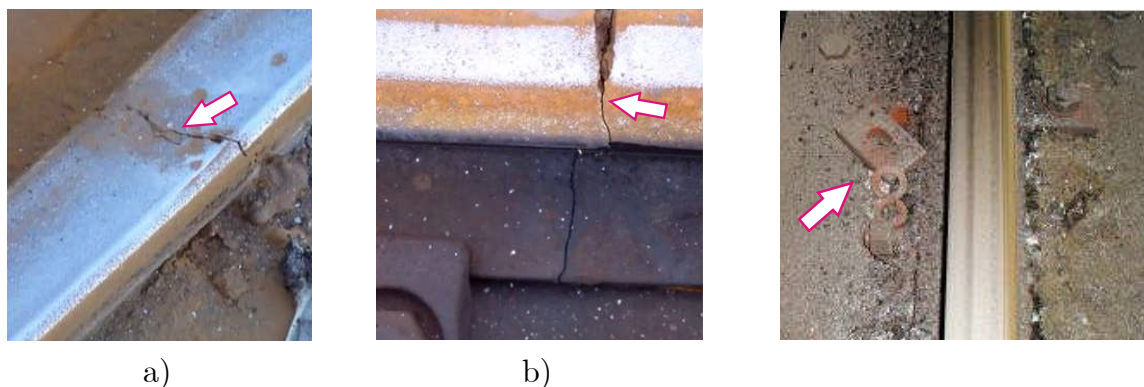
U velikom broju slučajeva, bočna opterećenja prouzrokuju na pojedinim deonicama staza (prvenstveno portalnih i mosnih dizalica većih raspona), znatne deformacije šina u poprečnom pravcu (sl. 1.9.a, [169] i 1.9.b, [265]).



Sl. 1.9 Deformisanost šina u horizontalnoj ravni

Istovremeno dejstvo promenljivih vertikalnih i horizontalnih opterećenja može dovesti do pojave dubljih prslina na šinama. Ako se staza ne sanira blagovremeno i širenje prsline ne zaustavi, dolazi čak i do loma šine (sl. 1.10.a i 1.10.b), [265].

Izuzetno velike bočne sile, pored trajnih deformacija, neretko prouzrokuju i potpuno razaranje elemenata za vezu šine i nosača staze. Radi ilustracije, na sl. 1.11 prikazan je slomljeni vijak koji služi za pritezanje pločice sa ovalnim otvorom, [268]. O enormnom zakošavanju svedoče i metalni opiljci pored šine, nastali usled habanja venaca točkova i glave šine.

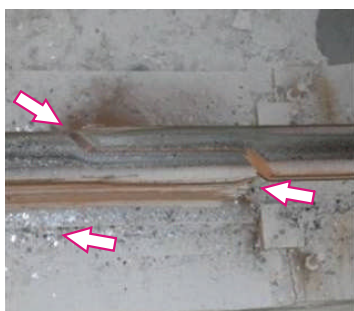


Sl. 1.10 Dubinske prsline na glavi i konačni lom šine

Sl. 1.11 Lom vijaka za vezu

Vertikalna i horizontalna smaknutost glava susednih sekcija šine na mestu sastava, ometa nesmetano kretanje dizalice po stazi. Vertikalna smaknutost obično je rezultat nepažljive montaže i pri prelasku točka preko nastalog „stepenika” nastaju dodatna udarna opterećenja i oscilacije noseće konstrukcije dizalice. Bočna opterećenja nastala usled zakošavanja dizalice mogu izazvati i „otvaranje” sastava šina. Ova horizontalna smaknutost šina najčešće se javlja kod staza dizalica sa tzv. slobodno oslonjenim šinama. Na sl. 1.12.a¹⁸ izdvojen je primer deformisanog, stepenasto izvedenog sastava šina, dok je na sl. 1.12.b prikazana horizontalna smaknutost krajeva šina na mestu sastava koji je izveden pod uglom, [265].

Na gornjem pojasu nosača staze, pored smaknutih krajeva šina obično se nagomilava i veća količina metalnih opiljaka (kao što se vidi i na sl. 1.12.a). Naravno, postoje slučajevi kada ovi produkti habanja nisu uočljivi samo u neposrednoj blizini sastava šina, već i po celoj dužini šine (sl. 1.13), [269] .



a)



b)



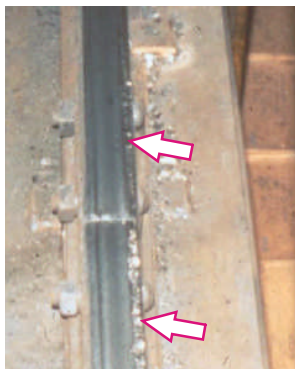
Sl. 1.13 Metalni opiljci pored šine

Sl. 1.12 Horizontalna smaknutost šina na sastavima

Oblik oštećenja koji je dat na sl. 1.14, javlja se najčešće kod šina sa malim radijusom zaobljenja ivica glave, [270]. Ako su točkovi dizalice montirani na bočne nosače u zakošenom položaju, usled stalnog zakošavanja postoji i tendencija „penjanja” venca točka na glavu šine, što u ekstremnim slučajevima može da dovede do pada dizalice sa staze. Pri tom, oštar rub oboda točka mehanički oštećuje (drobi) ivicu glave šine. Ujedno, nailazak venca zakošenog točka na ivicu šine kod sastava koji je izveden pod pravim uglom, praćen je jakim udarom, što dovodi do oštećenja venca i šine.

¹⁸ Fotografija iz privatne arhive Kandidata napravljena je 2011. godine prilikom vizuelnog pregleda stanja staze mosne dizalice (nosivosti 10 t) u fabrici *Novkabel* u Novom Sadu.

Na deformisanim deonicama šinske staze, usled povećanog pritiska između venca i glave šine, nastaju mestimični tragovi habanja glave šine, sl. 1.15, [265, 266]. Ako su odstupanja od idealnog pravca šine (u horizontalnoj ravni) u većoj meri iznad tolerisanih vrednosti, javlja se otežano kretanje, pa čak i tzv. „uklinjavanje” dizalice.



Sl. 1.14 Oštećena ivica glave šine



Sl. 1.15 Mestimični tragovi habanja šine



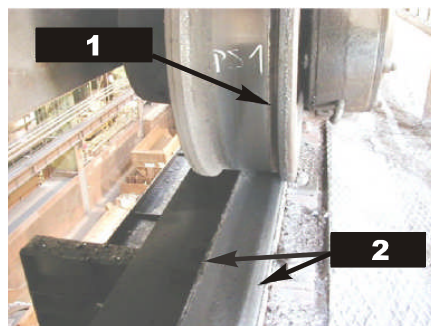
Ukoliko pri radu dizalica na stazi zauzima takav položaj da se vođenje ostvaruje samo sa jedne strane glave šine (i to skoro uvek samo pomoću istog venca ili horizontalne rolne), geometrija glave šine i venca brzo se menja. Pri tom nastaju tragovi intenzivnog habanja (sl. 1.16.a [265], 1.16.b [152], 1.16.c i 1.16.d [222]).



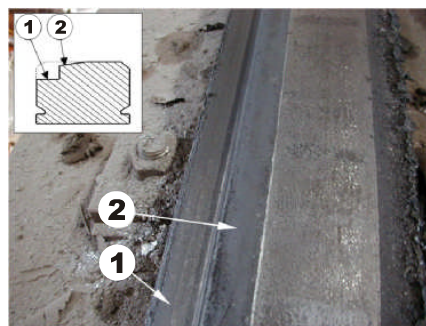
a)



b)



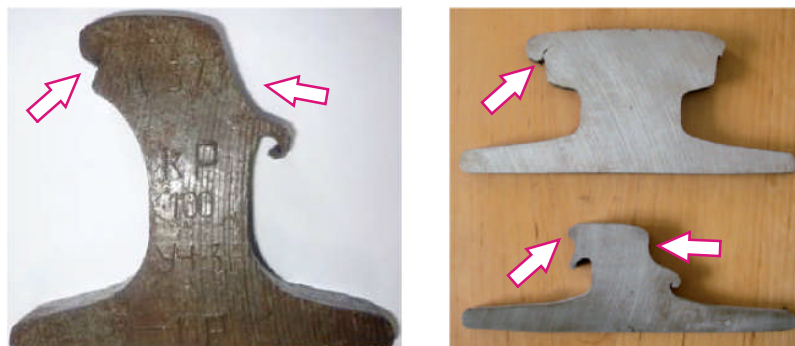
c)



d)

Sl. 1.16 Razni tragovi habanja glave šine

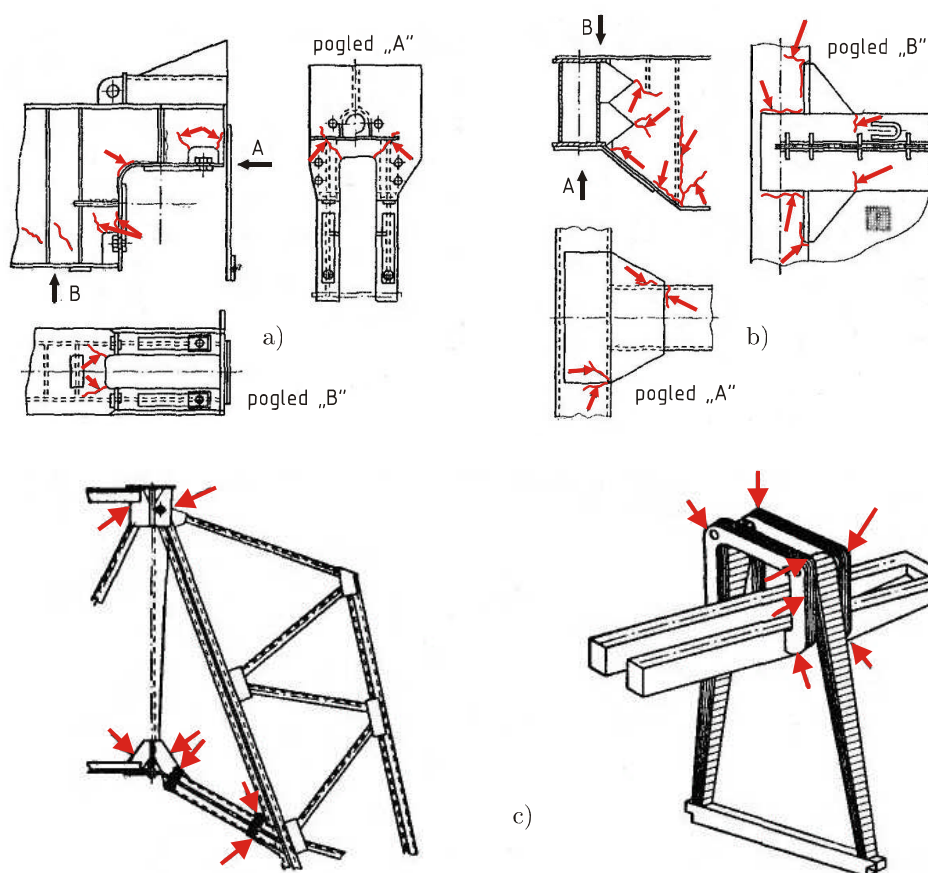
Pri radu mosnih dizalica velikih nosivosti na povišenim temperaturama (npr. u livnicama i železarama), javljaju se lako prepoznatljivi, specifični oblici deformacija glava šina, kao posledice delovanja vertikalnih i bočnih opterećenja, (sl. 1.17).



Sl. 1.17. Deformisani oblici glava šina (levo: šina tip KP 100 prema GOCT 4121, [186]; desno: šine za dizalice, oblik A prema DIN 536-1, [189])

- *Oštećenja noseće konstrukcije dizalice*

Enormno zakošavanje i pri tom nastale bočne sile u velikom broju slučajeva prouzrokuju oštećenja elemenata noseće konstrukcije dizalice.



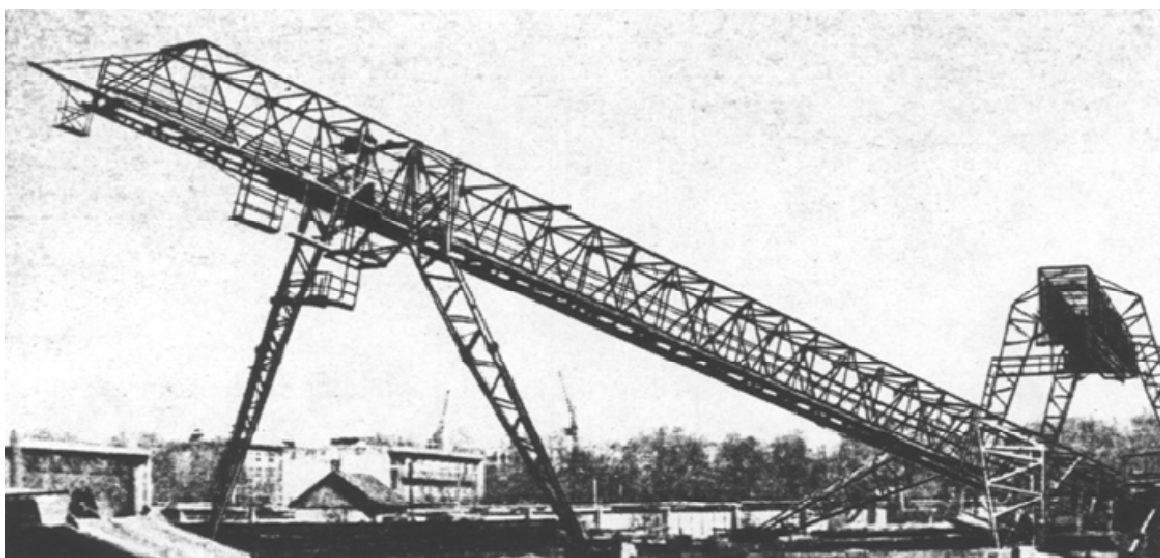
Sl. 1.18 Mesta nastanka zakošavanjem izazvanih prslina na nosećoj konstrukciji, [173]

Zamorne prsline javljaju se prvenstveno na: bočnim nosačima mosnih dizalica (u blizini uležištenja točkova), krajevima glavnih nosača, mestima veza glavnih i bočnih nosača, odnosno kod portalnih mosnih dizalica u zoni veze krute noge sa glavnim nosačima, sl. 1.18.

Kao što je već i napomenuto, izvori literature opisuju značajan broj akcidentalnih slučajeva u kojima je zbog prekomernog zakošavanja došlo do iskliznuća dizalice sa šinske staze ili kolapsa kompletne noseće konstrukcije dizalice.

Na sl. 1.19 prikazana je portalna mosna dizalica rešetkaste konstrukcije (tip KKC–10–32) posle kolapsa, [107, 145]. Dizalice ovog tipa korišćene su svojevremeno u mnogim kombinatima nekadašnjeg Sovjetskog Saveza (čak se i danas mogu sresti u velikom broju širom Rusije), uprkos tome što je zabeležen izuzetno velik broj havarija tokom njihove eksploatacije. Tokom uviđaja i ekspertize je ustanovljeno da je *u svim slučajevima (!)* kolaps noseće konstrukcije izazvan prekomernim zakošavanjem.

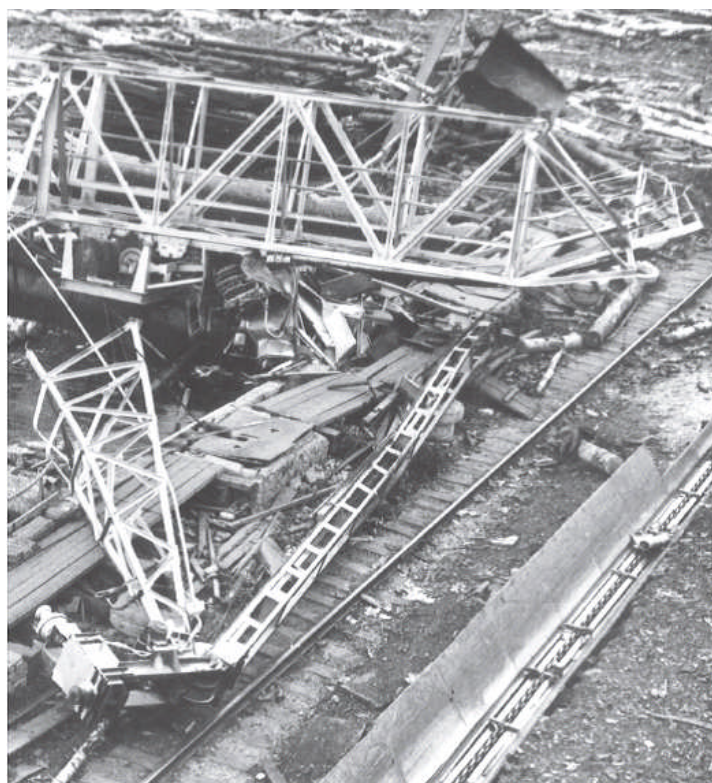
Do pada portalne mosne dizalice KK–20–32 (sl. 1.20.a) došlo je pri radu sa teretom mase svega 0,53 t, [145]. Veliki otpori kretanju po stranama dizalice, nastali usled zakošavanja, izazvali su urušavanje noseće konstrukcije. Pri uviđaju, utvrđena odstupanja pravca šina u horizontalnoj ravni dostizale su vrednosti i do 90 mm.



Sl. 1.19 Portalna mosna dizalica KKC–10–32 posle havarije, [109]



Sl. 1.20 Fotografije urušenih portalnih mosnih dizalica tipa KK-20-32, [145, 160]



Sl. 1.21 Kolaps portalne mosne dizalice KKC-10-32, [145]

Otkaz bilo kog vitalnog elementa u mehanizmu pogona kretanja dizalice može izazvati neočekivana udarna opterećenja tokom vožnje. Dizalica prikazana na sl. 1.20.b urušila se pri lomu zupčanika u prenosniku snage pogona kretanja. Slomljeni deo blokirao je pogonski točak na jednoj strani dizalice, što je dovelo do pojave efekta zakošavanja i izuzetno velikih opterećenja noseće konstrukcije.

Vrlo sličan akcident je zabeležen i u slučaju dizalice KKC–10–32 (sl. 1.21). Zakošavanjem izazvani otpori kretanju imali su dominantan uticaj u razaranju neadekvatno izvedenih zavarenih veza noseće konstrukcije.

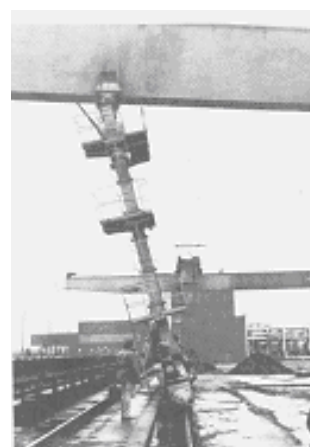
Čak i kada ne dođe do kolapsa cele dizalice (sl. 1.22), remont ili zamena oštećenih elemenata traži velika materijalna ulaganja, odnosno stručnost i iskustvo na polju revitalizacije dizaličkih mašina. U velikom broju slučajeva, saniranje deformisane noseće konstrukcije dizalice praktično je neizvodljivo ili neisplativo.



Sl. 1.22 Portalna mosna dizalica rešetkaste konstrukcije – lom noge, [271]



a)



b)

Sl. 1.23 Silazak portalne mosne dizalice sa šinske staze, [271]

Na sl. 1.23 prikazan je slučaj iskliznuća portalne mosne dizalice sa prepustima. Kao što se vidi na sl. 1.23.a, došlo je do prekomernog zakošavanja portala tokom

kretanja, pri čemu je kruta noga dizalice potpuno „sišla” sa šine i „zaustavila se” u prizmi rasutog materijala. Ovo je dovelo i do nekontrolisanog pomeranja dizalice u bočnom pravcu, što je izazvalo delimično naginjanje zglobno vezane noge (sl. 1.23.b).

Stanje nakon kolapsa noseće konstrukcije jedne portalne mosne dizalice velikog raspona, ostalo je zabeleženo na fotografijama koje su prikazane na sl. 1.24. Na levoj fotografiji mogu se zapaziti oštećeni železnički vagoni i građevinski objekti ispod palog glavnog nosača kutijaste izvedbe, dok su na desnoj jasno uočljivi detalji gornjeg dela noge dizalice.



Sl. 1.24 Kolaps portalne mosne dizalice velikog raspona na deponiji, [271]

Često dolazi do sličnih havarijskih stanja i tokom eksploatacije pretovarnih mostova velikih raspona i nosivosti.

Na sl. 1.25 prikazana je deformisana noseća konstrukcija pretovarnog mosta sa transporterima, na otvorenoj deponiji šećerane u Senti. Glavni uzrok kolapsa bio je nesinhronizovani rad pogona kretanja po stranama mosta i pri tom nastalo prekomerno zakošavanje pri vožnji, [184].

U izvorima [162, 163] autori takođe navode niz problema vezanih za zakošavanje pretovarnog mosta sa elevatorima, kapaciteta 2×150 t/h i raspona 50 m. Razna oštećenja noseće konstrukcije dovela su čestih zastoja i otkaza u radu. Ustanovljeno je da projektanti ove mašine nisu detaljno analizirali ponašanje konstrukcije pri zakošavanju, niti su vodili računa o sinhronizaciji rada pogona kretanja po stranama portala.



Sl. 1.25 Kolaps noseće konstrukcije pretovarnog mosta u Senti, [184]

Naravno, u literaturi je opisan još niz sličnih akcidenata. U ovom radu izdvojeni su samo odabrani primeri. *Prethodno izloženi pregled mehaničkih oštećenja vitalnih elemenata, kao i uvid u slučajeve potpunog otkaza cele dizalice svakako opravdavaju potrebu za istraživanjem, kako u bezbednosnom, tako i u ekonomskom smislu.*

Sa druge strane, *potreba za istraživanjem sagledana je u svetlu relevantnih evropskih normi, pre svega sa aspekta eksperimentalne analize dinamičkih dejstava kojima je konstrukcija dizalice izložena pri zakošavanju.*

Proračunski modeli za procenu amplitude sile zakošenja, bazirani su na aproksimacijama i zanemaruju nesavršenosti koje se mogu javiti u slučaju realnih konstrukcija dizalica. Istraživanja su pokazala da postoje značajna odstupanja u rezultatima dobijenim na osnovu različitih proračunskih metoda. U mnogim slučajevima računski dobijeni rezultati manji su od izmerenih vrednosti na realnim konstrukcijama dizalica.

U važećim, nedavno usvojenim normama [238, 239] i [235], modeli za računsko određivanje amplitude (najveće procenjene vrednosti) sile zakošenja baziraju se na istraživanjima koja su objavljena u [121, 122] i već poznatom postupku iz [231]. Međutim, *pojedine, neprecizno definisane odredbe EN 15011 stvaraju konfuziju u praktičnoj primeni preporučenih metoda za izračunavanje sila zakošenja.*

U povučenim nacionalnim standardima (kao što je npr. [249]) poprečne reakcije usled zakošavanja, normalne na pravac vožnje, svrstane su u dopunska opterećenja. Prema prethodno spomenutom standardu, u proračunima napona usled

promenljivih opterećenja (koja mogu dovesti do pojave zamora) uzimaju se u obzir samo vertikalna opterećenja.

Važeća norma [235] opterećenja koja deluju na dizalicu klasifikuje na redovna, povremena i izuzetna. Prema ovoj normi, sile zakošenja spadaju u povremena opterećenja i kao takve, po pravilu se zanemaruju pri proceni zamora.

Međutim, u odeljku koji se odnosi na računsko određivanje sila zakošenja, stoji i sledeće, [235]:

„Sile usled zakošenja pri vožnji, kao prethodno opisane, obično se smatraju povremenim opterećenjima, ali se učestanost njihovog nastupanja menja u zavisnosti od vrste, konfiguracije, tačnosti paralelnosti osa točkova i radnog zadatka dizalice ili kolica. U pojedinim slučajevima, učestanost pojavljivanja određuje da li će se one smatrati redovnim ili povremenim opterećenjima. Smernice za procenu amplitude opterećenja usled zakošenja i kategorija u koju će biti svrstane, date su u evropskim standardima za pojedine tipove dizalica.”

Drugim rečima, *ukoliko se u određenom slučaju pokaže da se sile zakošenja mogu smatrati redovnim opterećenjima*, to povlači za sobom i činjenicu da se *moraju uzeti u obzir i u određenim analizama i dokazima zamora nosećih konstrukcija dizalica*.

U normi [236] – u tački koja se odnosi na dokaz zamorne čvrstoće nosećih konstrukcija dizalica – takođe je istaknuto da se *u nekim slučajevima, opterećenja iz kombinacije opterećenja B^{19} mogu javljati dovoljno često, što zahteva njihovo uključivanje u procenu zamora*. Naglašeno je, da pri tom *izazvane napone* (u elementima konstrukcije) *usled dejstva ovih povremenih opterećenja, treba na isti način tretirati kao napone usled redovnih opterećenja*.

Međutim, *ni u [235], niti u važećoj evropskoj normi za mosne i portalne dizalice [238, 239] nisu date dalje smernice u vezi načina utvrđivanja pokazatelja na osnovu kojih se može definisati odgovarajuća učestanost pojavljivanja, merodavna za svrstavanje sila zakošenja u kategoriju redovnih opterećenja*. Jedino je u [237]

¹⁹ obuhvata kombinaciju redovnih i povremenih opterećenja

jednoznačno napomenuto da se kod određivanja projektne kontaktne sile relevantne za zamor²⁰, sile vođenja koje deluju na rolne, moraju smatrati redovnim opterećenjima.

Analize i dokazi izdržljivosti na zamor elemenata nosećih konstrukcija dizalica zasnivaju se na poznavanju tzv. *istorije opterećivanja*. Identifikacija relevantnih uticaja na zamor i poznavanje vrednosti promenljivih opterećenja (ili napona) tokom eksploatacije (odnosno predviđenog projektovanog veka trajanja dizalice) neophodni su za formiranje *spektra opterećenja* (ili *spektra napona*) i dalje proračune (npr. preostalog veka trajanja konstrukcije i sl.).

Spektar opterećenja predstavlja skup opterećenja sreden po amplitudi i učestanosti pojavljivanja. Može da se odredi na osnovu:

- 1) pridruživanja, u skladu sa pokazateljima, nekom od već „normiranih” spektara,
- 2) sopstvenih rezultata merenja na dizalici/dizalicama u eksploataciji ili
- 3) rezultata sprovedene računarske simulacije rada proveravane dizalice.

U vezi tačke 1) treba naglasiti da *normirani spektri sila zakošenja nisu još ni približno definisani* u literaturi.

Činjenica je da računarske simulacije zauzimaju vodeće mesto u savremenom inženjerstvu, ali rešenje pod 3) u ovom slučaju je teško izvodljivo. Zbog velikog broja uticajnih parametara stohastičkog karaktera, *simulacija složenog ravanskog kretanja mosne dizalice, odnosno dejstava opterećenja usled zakošenja, nije jednostavan zadatak*. Ona zahteva specifičnu hardversku i softversku podršku i dovoljno tačnu matematičku deskripciju interakcije točak – šina i neujednačenog kretanja dizalice po šinama. Pored toga, pitanje je kako u simulacijama adekvatno uzeti u obzir eventualne promene režima rada dizalice u realnim uslovima eksploatacije, nastale geometrijske imperfekcije pri izradi, odnosno montaži elemenata noseće konstrukcije i pogonskih mehanizama kretanja, i sl.

Eksperimentalno određivanje bočnih sila na vertikalnim točkovima i rolnama za vođenje, u dosadašnjim istraživanjima sprovedeno je pretežno na specijalnim,

²⁰ pri sprovođenju dokaza kompetencije za zamornu čvrstoću

rekonstruisanim laboratorijskim mosnim dizalicama. Ove dizalice bile su delimično prerađene u skladu sa zahtevima eksperimenata. Broj izvedenih merenja na dizalicama u eksploataciji je mnogo manji. Međutim, *ispitivanjem konstrukcija dizalica u realnim uslovima rada može se ostvariti značajan napredak u ovoj oblasti.*

Motivacija za pisanje ove doktorske disertacije leži u:

- višegodišnjem interesovanju kandidata za pronalaženje odgovarajućeg pristupa definisanju praktičnog okvira za realno sagledavanje uticaja sila zakošenja na zamor nosećih konstrukcija mosnih dizalica, u duhu novo-usvojenih evropskih normi, odnosno
- želji i potrebi da se objavi studija koja će u svetlu aktuelnih problema projektovanja, integriteta i kontinualnog monitoringa nosećih konstrukcija dizalica, ukazati na širinu i posebnost tematske oblasti zakošavanja.

1.4 Cilj istraživanja

Cilj istraživanja može se definisati kroz globalni cilj i pojedinačne, konkretne ciljeve doktorske disertacije.

Globalni cilj rada je postavljanje teorijsko–eksperimentalne podloge koja će doprineti potpunijem razumevanju i praktičnijem sagledavanju problematike zakošavanja dizalica, odnosno pronalaženju odgovora na određena pitanja vezana za uticaj istih na zamor nosećih konstrukcija mosnih dizalica.

Konkretni ciljevi istraživanja su:

- analiza pristupa određivanju uticaja sila zakošenja pri kretanju mosnih dizalica na zamor njihovih nosećih konstrukcija, prema važećim evropskim (i nacionalnim) normama, kao i preispitivanje pojedinih nedovoljno jasnih odredbi u sklopu njima predviđenih računskih metoda za određivanje vrednosti sila zakošenja,
- definisanje predloga alternativnog načina određivanja vrednosti sila zakošenja, baziranog na njihovom dugotrajnom ili kontinualnom praćenju na već postojećim dizalicama u toku njihovog rada u realnim eksploatacionim uslovima, uz minorne izmene konstrukcije, kako bi se obezbedila

- dovoljno široka baza podataka njihovih realnih vrednosti za formiranje relevantnih spektara sila zakošenja,
- izrada odgovarajućih davača za direktno praćenje vrednosti sila zakošenja (koji ne menjaju strukturu sistema horizontalnog vođenja dizalice pri kretanju), ugradnja istih u raspoloživu mosnu dizalicu i izvođenje višefaktornog eksperimenta sa njom, kao potvrde izvodivosti predloženog načina praćenja sila zakošenja, kao i
 - definisanje predloga softverske obrade prikupljenih rezultata merenja do izrade spektra horizontalnih opterećenja sredstava bočnog vođenja dizalica, kao i uklapanje ovog eksperimentalno-numeričkog postupka u proceduru provere zamorne čvrstoće nosećih konstrukcija mosnih i portalnih dizalica, predviđenu odredbama važećih standarda i preporukama iz literature.

1.5. Postavka hipoteza

Na osnovu stečenih saznanja iz raspoložive literature, sistematizacije relevantnih informacija u vezi teme disertacije i kandidatovih analiza koji se odnose na tretirane problematike, formulisane su sledeće hipoteze:

Hipoteza A: Moguće je vršiti dugotrajno praćenje vrednosti sila zakošenja na tačkovima već postojećih dizalica pri radu u realnim eksploatacionim uslovima, ugradnjom davača za merenje vrednosti tih sila (na bazi tenzometrijskih mernih traka, senzora vibracija ili sl.), koji uopšte ne menjaju postojeću strukturu sistema bočnog vođenja dizalica (jer zahtevaju samo minorne izmene konstrukcije), te se isti mogu i naknadno aplicirati na dizalice koje su već u eksploataciji.

Hipoteza B: Akvizicijom i obradom snimljenih vremenskih zapisa bočnih sila na sredstvima za horizontalno vođenje većeg broja dizalica u dužim ili kraćim (ali reprezentativnim) intervalima vremena tokom njihove eksploatacije, uz korišćenje odgovarajućeg specifičnog softvera, moguće je u formi spektra opterećenja bočnim silama obezbediti dovoljno obimnu bazu podataka za relevantnu procenu uticaja sila zakošenja na zamor elemenata noseće konstrukcije mosnih i portalnih dizalica i pri značajnim promenama njihovog režima rada.

U disertaciji, kandidat će kroz argumentovano tumačenje svojih rezultata teorijskog i eksperimentalnog rada, sprovesti dokazivanje istinitosti ili opovrgavanje prethodno postavljenih hipoteza.

1.6 Očekivani naučni–stručni doprinos

S obzirom na to da nijedna naša jedinstvena studija (čak ni ako se uzmu u obzir i objavljene publikacije u zemljama bivše SFRJ) ne obrađuje detaljno problematiku zakošavanja i zamora nosećih konstrukcija dizalica, kandidat smatra da će sistematizovan i koncizan pregled ključnih pitanja iz tretirane oblasti biti podjednako koristan kako mašinskim inženjerima – projektantima dizalica, tako i građevinskim inženjerima – projektantima industrijskih hala sa mosnim dizalicama. Nedostatak adekvatne literature na našem jeziku, decenijama je iziskivao potrebu za izučavanjem stranih izvora (prvenstveno na nemačkom i ruskom jeziku). Ovo je značajno otežavalo formiranje „domaćeg” naučnog pristupa problemu zakošavanja i zamora elemenata konstrukcija dizalica, odnosno eskalaciju i praktičnu primenu rezultata aktuelnih istraživanja, sprovednih uglavnom u vodećim institutima za transportnu tehniku širom nekadašnje Savezne Republike Nemačke, Nemačke Demokratske Republike i Sovjetskog Saveza.

Redovno praćenje stanja kotrljajnih površina i venaca točkova, rolni za vođenje, elemenata noseće konstrukcije dizalice i njene staze, kao i blagovremeno sprovođenje potrebnih intervencija na osnovu uočenih tragova oštećenja, preduslov su za besprekoran i pouzdan rad dizalice u pogonu. Klasifikacija uzroka pojave zakošavanja pri kretanju i odgovarajuće ilustrovan opis raznih oblika oštećenja točkova, nosećih konstrukcija i šinskih staza dizalica (kao neželjenih posledica zakošavanja) može poslužiti kao izvor dragocenih informacija za inženjere održavanja dizaličko–transportnih mašina.

Kompletna disertacija koncipirana je tako da pored naučnog značaja doprinosi i poboljšanju relevantnih normi. Pregled postupaka numeričkog određivanja sila zakošenja, primeri sa komentarima na određene (nedovoljno jasno formulisane, pa čak i zbunjujuće) tačke iz relevantnih evropskih normi, u velikoj meri olakšaće tumačenje i primenu istih u inženjerskoj praksi.

Dokaz navedenih hipoteza je direktno primenljiv u praksi. Predložena rešenja davača sila zakošenja mogu se integrisati u kompleksnije sisteme dugotrajnog/kontinualnog monitoringa stanja konstrukcija mosnih dizalica (posebne važnosti i vrednosti) tokom eksploatacije, naravno ukoliko je to tehnički i materijalno opravdano. Ugradnja predloženih izvedbi davača za praćenje bočnih sila tokom kretanja dizalice, traži minorne izmene/dopune na već postojećim kućištima ležajeva i sklopovima vertikalnih točkova. Imajući u vidu specifične zahteve i tehnička ograničenja, konstrukcije davača mogu se prilagoditi uobičajenim izvedbama sklopova točkova portalnih dizalica. Simultano merenje sila zakošenja i poprečnih ubrzanja mosta tokom kretanja dizalice realizovano je sa ciljem da se inicira razvoj što efikasnijeg, bržeg i jednostavnijeg načina prikupljanja potrebnih podataka za formiranje odgovarajućih spektara opterećenja.

Opis softverske obrade prikupljenih rezultata merenja ističe specifičnosti analize vremenskih zapisa opterećenja stohastičkog karaktera (kao što su i sile zakošenja) i prevođenja istih u odgovarajuće spektre opterećenja koji su neophodni za analizu zamora noseće konstrukcije dizalice.

Sinteza teorijskih i eksperimentalnih rezultata istraživanja izložena u disertaciji, predstavlja pokušaj da se ukaže na moguće kriterijume za svrstavanje sila zakošenja u odgovarajuću kategoriju opterećenja prema učestalosti pojavljivanja (povremena ili redovna opterećenja) i da se prikaže primena predloženog postupka na analizu uticaja sila zakošenja na zamor noseće konstrukcije mosne dizalice.

Spisak publikacija koje su proistekle iz ove doktorske disertacije je dat u nastavku.

Kategorija M22:

Zelić, A., Zuber N., Šostakov, R. (2018). Experimental determination of lateral forces caused by bridge crane skewing during travelling. *Eksploatacija i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability*. Vol. 20, No. 1, pp. 90-99.

Kategorija M33:

Zelić, A., Szabó, L. (2016). A híddaruk mozgása közben jelentkező befeszülési erők kiszámítása az EN 15011 szabvány alapján (eng. Calculation of Bridge Crane Skewing Forces According to EN 15011). U: *Zbornik radova sa „24th International Conference on Mechanical Engineering – OGÉT 2016”*, Deva, pp. 499-502.

Zelić, A., Szabó, L. (2015). A szerkezeti monitoring jelentősége marótárcsás kotrógépek és daruk példáján (eng. On the Importance of Structural Monitoring at Bucket Wheel Excavators and Cranes). U: *Zbornik radova sa „23rd International Conference on Mechanical Engineering – OGÉT 2015”*, Şumuleu Ciuc, pp. 407-410.

Šostakov, R., **Zelić, A.**, Zuber, N., Ličen, H., Szabó, L. (2014). Defining the loadings due to bridge crane skewing during travelling, according to EN 15 011 - Calculation rigid method. U: *Zbornik radova sa „8th International Symposium - KOD 2014 – Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering”*, Balatonfüred, pp. 75-78.

Šostakov, R., **Zelić, A.**, Zuber, N., Ličen, H. (2014). Skewing loadings in the scope of material fatigue phenomena of crane structure and travelling mechanism components. U: *Zbornik radova sa „5th International Conference Transport and Logistics - TIL”*, Niš, pp. 101-104.

Šostakov, R., **Zelić, A.** (2012) Lateral skewing loads of crane supporting structures in the light of replacement of previous national regulations with new EN standards. U: *Zbornik radova sa „7th International Symposium KOD 2012 – Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering”*, Balatonfüred, pp. 133-138.

Šostakov, R., **Zelić, A.**, Ličen, H. (2012). Bridge crane skewing loads calculation – Today's state and near improvements. U: *Zbornik radova sa „20th International Conference on Material Handling, Constructions and Logistics”*, Belgrade, pp. 83-88.

Kategorija M52:

Šostakov, R., **Zelić, A.**, Knežević, I., Zuber, N., Rafa, K. (2014). Application of Rigid Method for Determining the Skewing Forces on Bridge Cranes and Trolleys according to EN 15011. *Machine Design*, Vol. 6, No. 2, pp. 59-62.

Kategorija M53:

Stevanov, B., Zuber, N., Šostakov, R., Tešić, Z., Bojić, S., Georgijević, M., **Zelić, A.** (2016). Reengineering the Port Equipment Maintenance Process. *International Journal of Industrial Engineering and Management*, Vol. 7, No. 3, pp. 103-109.

Kategorija M63:

Zelić, A., Szabó, L. (2015). A daruk szerkezeti elemeinek fáradási analízise. U: *Zbornik radova sa „Tudás és régió – Vajdasági Magyar Tudóstalálkozó 2015”*, Subotica/Novi Sad, pp. 263-268.

1.7 Struktura disertacije

U skladu sa definisanom temom, okvirom i ciljem istraživanja, sadržaj disertacije je izložen u 7 glava.

U *Glavi 1* data su uvodna razmatranja. Obrazložena je potreba za istraživanjem, definisan je predmet i cilj istraživanja. Višegodišnji intenzivan rad na aktuelnim problemima zakošavanja mosnih dizalica i pri tom izgrađeni stavovi i shvatanja kandidata, poslužila su kao osnova za postavljene hipoteze istraživanja. U ovom delu, u kratkim crtama navedena je i osnovna struktura disertacije.

S obzirom na malobrojnu literaturu (prvenstveno na našem, pa čak i na engleskom jeziku) koja obrađuje tretiranu problematiku, referentni okvir rada i pregled aktuelnog stanja u oblasti dat je u *Glavi 2*, u obliku hronološkog pregleda dosadašnjih relevantnih istraživanja.

U prvom delu *Glave 3* postavljene su teorijske osnove, neophodne za formiranje kompletnije slike o fenomenu zakošavanja dizalica, veličinama koje određuju tri-bološki sistem točak – šina i mehanici kretanja mosnih dizalica. Izložena materija ujedno predstavlja podlogu za jasno definisanje ključnih pojmova, doslednu primenu odabranih termina, kao i za celinu u kojoj je obuhvaćen pregled računskih postupaka određivanja opterećenja usled zakošavanja. Poseban akcenat je stavljen na računске metode koje su definisane važećim evropskim normama (EN), odnosno usaglašenim nacionalnim standardima (SRPS EN). Ova glava ilustrovana je numeričkim primerom, a dobijeni rezultati potpomogli su formulisanje kritičkih komentara na nedovoljno jasne relacije i odredbe standarda EN 15011.

Glava 4 predstavlja zasebnu celinu u disertaciji i odnosi se na eksperimentalni deo istraživanja. Prvo, prezentovani su predlozi metoda merenja sila zakošenja tokom kretanja mosne dizalice po šinskoj stazi. Data je specifikacija korišćene opreme i prikazan je sistem za prikupljanje rezultata merenja. Opisan je plan i tok eksperimentalnog određivanja sila zakošenja na realnom objektu – jednogrednoj mosnoj dizalici nosivosti 3,2 t i raspona 8,91 m. U preliminarnoj fazi eksperimentalnih istraživanja praćenje sila obavljeno je pomoću nosača horizontalnih rolni za vođenje dizalice. Međutim, u drugoj fazi, rešavan je jedan od primarnih zadataka rada. Istraživanja su fokusirana na razvoj odgovarajućih davača bočnih

sila koji se mogu integrisati u sklopove uležištenja slobodnih i pogonskih točkova mosne dizalice. Prikazane su dve jedinstvene i potpuno različite konstrukcije davača sila.

Glavni cilj merenja sila zakošenja tokom kretanja dizalice je prikupljanje odgovarajućih vremenskih zapisa, na osnovu kojih se diskretizacijom dobijaju odgovarajući spektri opterećenja, neophodni za analizu zamora. U *Glavi 5* prikazani su reprezentativni rezultati eksperimenta (obrađeni u softverskom paketu *nCode GlyphWorks*[®]) i diskusija na osnovu analize istih.

Smernice i predlog postupka za analizu uticaja promenljivih opterećenja usled zakošavanja, na zamor nosećih konstrukcija mosnih dizalica predstavljen je u *Glavi 6*.

U *Glavi 7* dat je zaključak rada. Sagledane su perspektive praćenja sila zakošenja u sklopu kompleksnog sistema za kontinualni monitoring stanja konstrukcije dizalice u realnim eksploatacionim uslovima. Naglašen je ostvareni naučni doprinos i sumirani su rezultati istraživanja u obliku finalnog zaključka. Ujedno, u ovom delu kandidat iznosi svoje mišljenje o očekivanim pravcima daljih istraživanja.

Pored navedenih poglavlja, na samom početku disertacije dati su i sledeći elementi: ključna dokumentacijska informacija (na srpskom i engleskom jeziku), sadržaj, spisak slika, spisak tabela i popis korišćenih oznaka.

Na kraju disertacije dat je spisak upotrebljene literature.

2

PREGLJED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA

U ovoj glavi doktorata dat je *istorijski osvrt na razmatranu problematiku*. Navedene su najznačajnije publikacije čija problemska orijentacija odgovara predmetu i cilju ove disertacije. Ovde se mogu grupisati prvenstveno na osnovu predmeta i cilja istraživanja, kao i po metodama rada. Problematika zakošavanja, kao i zamora nosećih konstrukcija predstavlja složene celine u oblasti projektovanja dizalica, te je kompleksna materija – bazirana na rezultatima teorijskih i eksperimentalnih istraživanja – rasčlanjena na nekoliko segmenata.

- *Pionirski poduhvati (1900–1950)*

Prva istraživanja započeta su u prvoj deceniji 20. veka i obuhvatila su prvenstveno računsko određivanje otpora kretanju dizalice po šinskoj stazi.

Profesor *Ernst* (*Ernst A.*) sa Visoke tehničke škole u Štutgartu²¹, među prvima je ukazao na postojanje dodatnog otpora kretanju dizalice usled trenja klizanja na mestu dodira venca točka i boka glave šine, [2].

Već 1908. godine *Hilbrand* (*Hillbrand E.*) iznosi predlog da se prinudno vođenje dizalice reši ugrađivanjem horizontalnih bočnih rolni, a ne vencima vertikalnih točkova, [3]. Ova ideja zasnovana je na tome, da se trenje klizanja između venaca i glava šina zameni trenjem kotrljanja vodećih rolni.

²¹ nem. *Technische Hochschule Stuttgart*

Svojim pionirskim radom, *Pape (Pape M.)* je takođe imao važnu ulogu u razvoju ove oblasti. 1910. godine objavio je svoja opsežna istraživanja u više nastavaka, [4, 5, 6, 7, 8]. Pored određivanja otpora kretanju mosne dizalice, dao je relacije za izračunavanje bočne sile na mestu dodira venca točka i boka glave šine. Ujedno, analizirao je uticaj zakošenosti točkova na ponašanje dizalice tokom vožnje, a bavio se i pojedinim pitanjima koja su se odnosila na određivanje potrebne snage elektromotora pogona kretanja.

U ovom periodu, pored prethodno spomenutih istraživača, značajan doprinos u rešavanju sličnih problema dali su još *Bilc (Bülz F.)*, *Šubert (Schubert B.)*, *Riker (Rücker E.)* i kasnije *Klajn (Klein, L.)*, [9, 10, 11, 14].

1936. godine stupio je na snagu nemački DIN 120, prvi nacionalni standard koji je obuhvatio osnove (statičkog) proračuna čeličnih nosećih konstrukcija dizalica i njenih šinskih staza, [230]. *Vedler (Wedler B.)*, savetnik tadašnje nemačke vlade, putem svojih publikacija [12, 13] promovisao je širu primenu ovog standarda u krugovima inženjera. Međutim, DIN 120 imao je nekoliko nedostataka. Dodatna horizontalna opterećenja koja se javljaju tokom kretanja dizalice (sile u pravcu šine usled kočenja i bočne sile usled zakošenja dizalice) definisane su kao konstantne veličine, koje se izračunavaju množenjem vertikalnih opterećenja točkova dizalice sa konstantnim koeficijentima. Pored toga, ove sile nisu bile predstavljene kao opterećenja dinamičkog karaktera. Bez obzira na brojne manjkavosti, standard [230] ostao je zastupljen u inženjerskoj praksi skoro 40 godina.

- *Začeci prvih eksperimentalno–teorijskih istraživanja*

Sredinom prošlog veka, istraživači su se fokusirali na probleme kvantitativnog određivanja otpora kretanju dizalice, sa ciljem da se razviju što ekonomičnije izvedbe pogonskih mehanizama za vožnju. Istraživanja u periodu 1950–1970 odnosila su se pretežno na pitanja određivanja potrebne snage elektromotora pogona kretanja. Pored toga, detaljno je proučavan uticaj oblika kotrljajne površine i tipa uležištenja točkova na stabilnost vožnje dizalice, kao i tzv. efekat samoispravljanja²².

²² Detaljnije objašnjenje videti u Glavi 3.

Eksperimenti su sprovedeni uglavnom na opitnim dizalicama u laboratorijama ili na mosnim dizalicama u pogonima različitih industrijskih objekata. Većina zaključaka donešena je prvenstveno samo na osnovu izmerenih vrednosti potrebne snage za vožnju (na elektromotorima pogona kretanja mosta), u fazama ubrzanja i tokom ustaljenog rada. *Kos* u radu [31] otvara interesantnu raspravu u kojoj iznosi svoje kritičko mišljenje u vezi *Belovog* (*Bell J.*), *Kazakovog* (*Казак С. А.*), *Litgerdingovog* (*Lüttgerding H.*) i *Hizerovog* (*Hüser K. H.*) istraživanja [15, 16, 17, 18, 21].

Nemački izvori navode da su u okviru *Hizerovih* eksperimenata su prvi put merene sile zakošenja (na rolnama za vođenje) na realnom objektu – dizalici. Ujedno, *Hizer* je među prvima tvrdio da se tokom kretanja mosne dizalice, u horizontalnoj ravni javlja složeni oblik ravanskog kretanja.

1964. godine *Bilih* (*Billich J.*) ukazuje na neadekvatnost računskog određivanja bočnih sila prema DIN 120, [27]. Prepoznaje da nije dovoljno fenomen zakošavanja mosnih dizalica posmatrati samo na nivou pojednostavljenog statičkog problema. Dolazi do zaključka da na vrednosti i učestalost pojavljivanja sila zakošenja u velikoj meri utiču: pogonski uslovi rada dizalice, stanje šinske staze, veličina zazora između sredstava za vođenje dizalice i glave šine, konstruktivni parametri noseće konstrukcije mosta (kao što je npr. odnos l/w_b) i sl. Pored toga, na primerima mosnih dizalica, on proučava uticaj raznih parametara (položaj kolica, koeficijent trenja između točka i šine, tip uležištenja vertikalnih točkova, razlike u prečnicima točkova) na računске vrednosti bočnih sila koje se javljaju tokom vožnje. Iako su u radu dati samo izrazi za procenu najvećih sila, *Bilih* preporučuje, da se pri utvrđivanju vrednosti ovih opterećenja uvede u nekom obliku tzv. vremenski ili izjednačavajući faktor. Ovaj faktor uzimao bi u obzir učestalost nastupanja bočnih opterećenja u zavisnosti od radnog zadatka dizalice i pojedinih promenljivih, tako da pri tom nastala naprezanja (u elementima dizalice i njene staze) imaju udeo u zamornoj ili vremenskoj čvrstoći.

Iste godine, *Majer* (*Mayer S.*) predstavlja model za određivanje sila zakošenja na osnovu nejednakih otpora pri kretanju mosne dizalice po šinskoj stazi, [26]. Poprečne sile na točkovima nije razmatrao. Ova istraživanja našla su se veoma brzo na meti kritičara. Zbog greške u numeričkoj proceni, zadovoljavajuće slaganje

eksperimentalnih i računskih vrednosti sila zakošenja nije smatrano prihvatljivim dokazom validnosti predloženog proračunskog modela.

Mertens (Mertens P.) takođe naglašava da su stvarne vrednosti horizontalnih sila koje deluju na noseću konstrukciju dizalice i šinske staze, višestruko veće od odgovarajućih računskih vrednosti koje se dobijaju prema DIN 120, [30]. Ukazuje na dinamički karakter bočnih sila, posebno u fazama ubrzanja i usporenja dizalice i maksimalnu vrednost momenta koji izaziva zakošavanje dizalice u horizontalnoj ravni rasčlanjuje na statičku i dinamičku komponentu. On uvodi tzv. dinamički faktor radnih uslova na osnovu kojeg se izračunava maksimalna bočna sila usled zakošavanja.

Martin Šefler (Scheffler M.), eminentni profesor *Tehničkog univerziteta u Drezdenu*²³ dao je izuzetan doprinos unapređenju proračuna dizalica. Iskustva stečena kroz projektovanje i ispitivanje pretovarnih mostova velikih raspona [25], doprinela su razvoju jedinstvenog pristupa određivanju horizontalnih sila pri kretanju dizalice, koji je zasnovan na analizi raspodele sila po oslonačkim mestima dizalice. *Šefler* smatra da ponašanje dizalice tokom kretanja, odnosno opterećenja izazvana zakošavanjem, u velikoj meri zavise od veličina koje karakterišu interakciju točak – šina, kao i od sadejstva pogona kretanja i noseće konstrukcije dizalice, [34].

Krajem 50-tih i 60-tih godina prošlog veka objavljen je zamašan broj publikacija i u Sovjetskom Savezu²⁴.

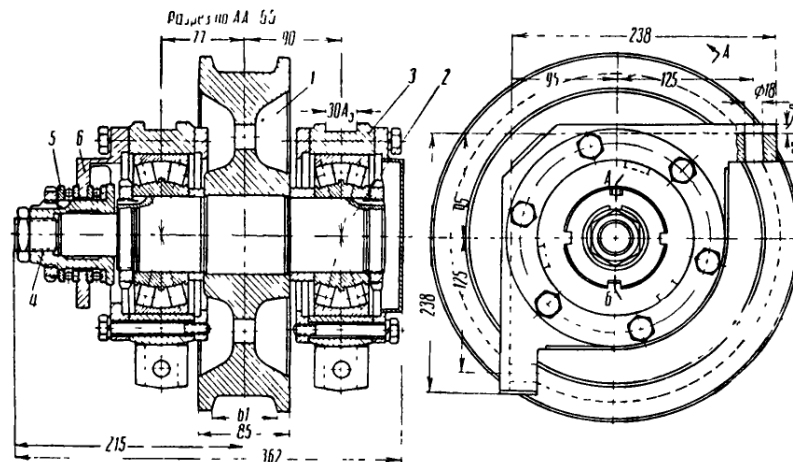
Detaljnu analizu problema zakošavanja i studiozan pregled računskog određivanja bočnih opterećenja usled zakošavanja tokom kretanja mosnih dizalica među prvima izložio je *Balašov (Балашов В. П.)* u [19, 20, 21, 22, 23].

U [22] dati su rezultati eksperimentalnog određivanja bočnih sila na vertikalnim točkovima mosne dizalice ($m_Q = 10$ t; $l = 8,3$ m) u radionici. Merenje bočnih sila

²³ nem. *Technische Universität Dresden*

²⁴ Nažalost, zbog opštih shvatanja je „ruska literatura” zastarela, publikovani rezultati iz ovog perioda su teško dostupni. Danas, u eri elektronskih publikacija, veći deo sovjetskih naučno-stručnih časopisa iz oblasti mašinskog inženjerstva pao je u zaborav i kod nas se samo mali broj, nekompletiranih izdanja može naći u bibliotekama tehničkih fakulteta. Ovo svakako predstavlja veliki gubitak, naročito u sveobuhvatnim i detaljnijim istraživanjima pojedinih problema iz oblasti projektovanja dizaličko-transportnih mašina.

tokom kretanja sprovedeno je specijalnim mernim elementima na kućištima ležajeva točkova (sl. 2.1), a rezultati su beleženi pomoću oscilografa.



1. točak; 2. vratilo točka; 3. kućište ležaja; 4. pritiska glavčina; 5. kolutni kuglični ležaj; 6. merni element

Sl. 2.1 Tehničko rešenje merenja bočnih sila na točku dizalice, [22]

Pored poprečnih sila – na osnovu promene zazora između venaca i glave šine – indirektno je praćena i zakošenost mosta. Pri izvođenju eksperimenta, analiziran je uticaj većeg broja parametara (težina tereta, položaj kolica, oblik kotrljajne površine točkova, razlika u prečnicima pogonskih točkova, odnos l/b_w , izvedba pogona kretanja) na zakošavanje i vrednosti bočnih opterećenja.

Konoplja (Конопля А. С.) u [39] razmatra određivanje aksijalnih sila u zavisnosti od ugla zakošenja pojedinih vertikalnih točkova i nejednakih otpora kretanju strana dizalice. Istraživanja su sprovedena na mosnim dizalicama sa nezavisnim pogonima kretanja i različitim stacionarnim mehaničkim karakteristikama elektromotora.

Truten (Трутенъ В. А.) i *Kulakov (Кулаков Ю. Н.)* ispitali su glavne uzroke i posledice zakošavanja na velikom broju dizalica u eksploataciji, [40]. Ustanovili su da su izmereni uglovi zakošenja vertikalnih točkova često čak i do 40 puta veći (!) od dopuštene vrednosti $\alpha_w = 0,03^\circ$ prema ГОСТ 7131.

Profesor *Gohberg (Гохберг М. М.)* svojim bogatim iskustvom, stečenim tokom inženjerskog, pedagoškog i naučnog rada prvenstveno u zavodu za dizalice

Уралмаш u Sverdlovsku²⁵, *Uralskom industrijskom institutu*²⁶, kasnije na *Lenjingradskom politehničkom institutu*²⁷, ostavio je poseban pečat u razvoju postupaka proračuna nosećih konstrukcija dizalica. U monografiji [41], koju je kasnije ponovo objavio u delimično izmenjenom obliku sa koautorom *Veršinskijem* (*Вершинский А. В.*) [87], kao i u priručniku [102], daje dragocene smernice za računsko određivanje horizontalnih opterećenja elemenata nosećih konstrukcija mosnih i portalnih dizalica.

Pojedinim pitanjima zakošavanja, posebno sa stanovišta određivanja otpora kretanju i proračuna elemenata pogona kretanja dizalica, bavio se i *Aleksandrov* (*Александров М. П.*), čuveni profesor *Moskovskog državnog tehničkog univerziteta*²⁸, [90].

Poželjno je napomenuti da je pristup istraživača iz Istočnog bloka problematici zakošavanja dizalica u velikoj meri odudarao od pravaca na kojima su se temeljila „zapadna” istraživanja. Ove razlike mogu se prepoznati i danas, a manifestuju se prvenstveno kroz postupke računskog određivanja opterećenja usled zakošenja.

- *Sistematski pristup u proučavanju zakošavanja dizalica*

Istraživanja započeta oko 1970. godine otvaraju novi pravac u proučavanju problematike zakošavanja dizalica.

Henis (*Hennies K.*) u [37] ukazuje na mogućnosti primene saznanja iz domena *mehanike prinudnog vođenja*²⁹ šinskih vozila za određivanje bočnih sila koji se javljaju tokom kretanja mosne dizalice. Među prvima je definisao pojam *klizanje* pri složenom ravanskom kretanju mosne dizalice (kao jednu od najvažnijih veličina koje karakterišu sistem točak – šina) i pojam *trenutnog pola klizanja* (koji je u radu nazvao *centrom trenja*). Radi verifikacije svojih teorijskih rezultata, sprovodi

²⁵ današnji Jekaterinburg

²⁶ rus. *Уральский Индустриальный Институт*

²⁷ rus. *Ленинградский политехнический институт*, danas *Санкт-Петербургский Политехнический Университет Петра Великого*

²⁸ rus. *Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана*

²⁹ U nemačkoj literaturi koristi se termin *die Spurführungsmechanik*, međutim neprikladno je isti doslovno prevesti i upotrebljavati u duhu srpskog jezika.

eksperimentalna istraživanja na specijalnoj opitnoj dizalici ($m_Q = 10$ t; $l = 6,3$ m) u *Institutu za mašinske elemente i transportnu tehniku*³⁰ na *Tehničkom univerzitetu u Braunšvajgu*. Tokom kretanja dizalice na stazi dugačkoj 65 m merene su sile zakošenja na rolnama za vođenje, ugao zakošenja dizalice i obimne sile na pogonskim točkovima. Između ostalog, na osnovu analiziranih rezultata konstatuje da sila zakošenja u velikoj meri zavisi od ugla zakošenja α . Ističe da je rastojanje trenutnog pola od prednjeg sredstva za vođenje (koje je u kontaktu sa šinom) važan pokazatelj „mirnoće” vožnje dizalice. Pored toga, navodi da na položaj trenutnog pola klizanja, kao i na vrednosti sila zakošenja, utiče mehanička povezanost točkova. Merenjem je pokazano da su vrednosti sila upola manje kod dizalice sa nezavisnim pogonima strana, nego u slučaju mehanički povezanih pogonskih točkova.

Sedmu deceniju 20. veka svakako odlikuje intenzivno istraživanje fenomena zakošavanja dizalice, međutim sa velikom sigurnošću se može tvrditi da je najznačajnije rezultate na ovom polju ostvario *Hans Oto Hanover (Hannover H.-O.)*, [42, 43, 44, 46, 52, 61]. Njegov doktorat [42], odbranjen 1970. godine na *Tehničkom univerzitetu Karolo-Vilhelmina*³¹ u Braunšvajgu, zajedno sa monografijom [52], još i danas predstavlja izvor dragocenih informacija svim istraživačima koji se bave problematikom zakošavanja.

Radi sagledavanja uticaja pojedinih parametara (kao što su npr. odnos trenje – klizanje, mehanička povezanost točkova, ekscentričan položaj kolica sa teretom, razmeštaj rolni za vođenje, bočna pomerljivost vertikalnih točkova, ugao zakošenja dizalice i sl.), na položaj trenutnog pola klizanja i tzv. *sistem horizontalnih opterećenja*, uvodi odgovarajući proračunski model. Predloženi proračunski postupak verifikovan je kroz različite primere mosnih dizalice. Rezultati ovih teorijskih istraživanja poslužili su kao osnova za računsko određivanje sila zakošenja koje je definisano u konačnoj verziji standarda [231].

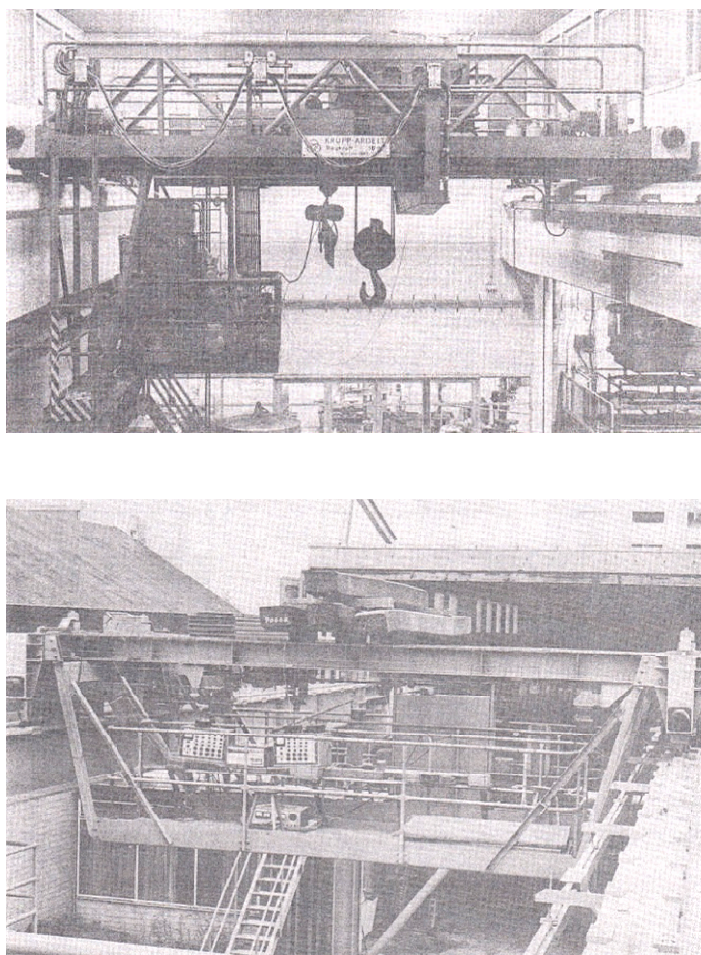
³⁰ nem. *Institut für Maschinenelemente und Fördertechnik IMF (TU Braunschweig)*

³¹ nem. *Technische Universität Carolo-Wilhelmina (Braunschweig)*

Kroz dalji rad, *Hanover* je dao kritičko vrednovanje uticaja tzv. *poremećajnih veličina*³² na pokazatelje ponašanja dizalice tokom vožnje. Normirani postupci određivanja horizontalnih opterećenja nisu ni do danas dopunjeni njegovim predlozima, mada su rezultati eksperimentalnih istraživanja potvrdili evidentan uticaj poremećajnih veličina na stabilnost vožnje, kao i na učestanost pojavljivanja i intenzitet sila zakošenja.

Hanover ističe da pri analizi naprezanja u elementima dizalice, nije dovoljno poznavati samo apsolutne vrednosti horizontalnih sila tokom vožnje, već treba imati uvid i u njihov vremenski tok.

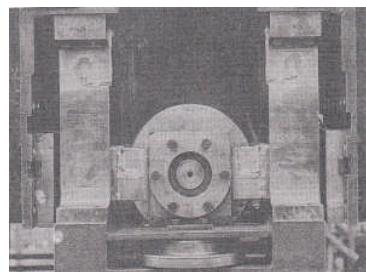
Shodno tome, pored teorijskog prilaza, sproveo je i niz eksperimentalnih istraživanja na opitnim mosnim dizalicama ($m_Q = 10$ t; $l = 6,3$ m), sl. 2.2.



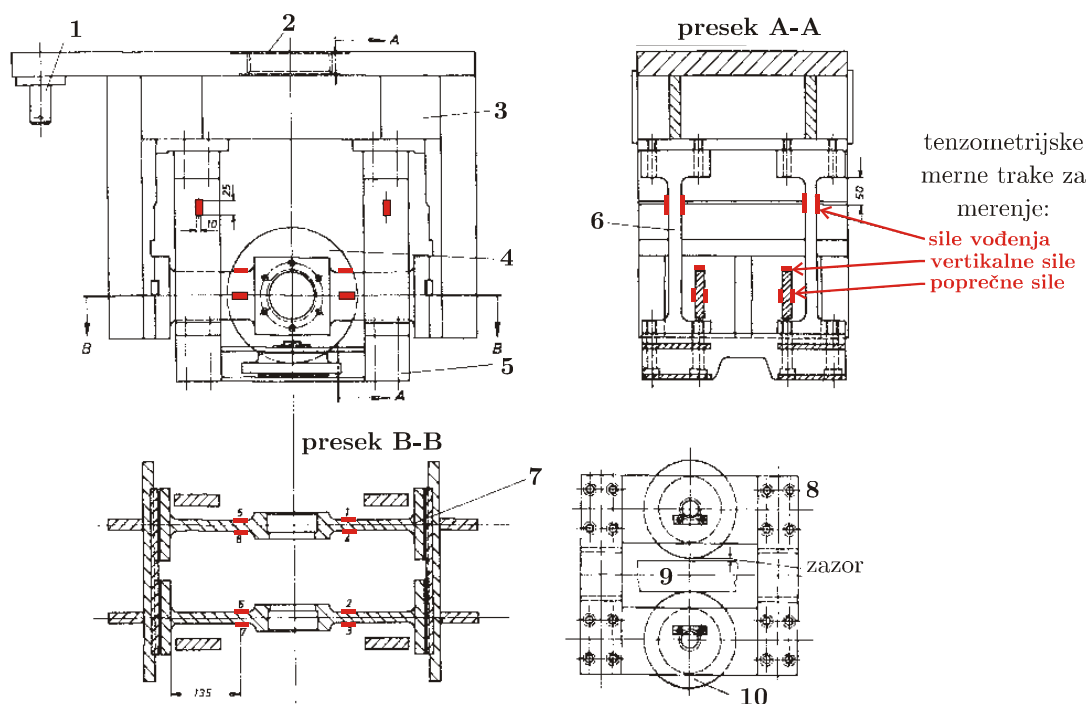
Sl. 2.2 Mosne dizalice u *IMF* na Tehničkom univerzitetu u Braunšvajgu, [42]
(gore: opitna dizalica 1; dole: opitna dizalica 2)

³² nem. *die Störgrößen* (videti detaljnija objašnjenja u Glavi 3).

Merenje odgovarajućih opterećenja izvedeno je pomoću tenzometrijskih mernih traka, postavljenih na specijalno oblikovane elemente nestandardnih sklopova točkova (sl. 2.3).



1. element za podešavanje ugla zakošenja
2. mesto veze sa bočnim nosačem
3. nosač točka
4. točak
5. bazna ploča
6. oslonac
7. ploča za uležištenje točka
8. veza za oslonce
9. šina
10. horizontalna rolna za vođenje



Sl. 2.3 Tehničko rešenje za merenje sila na vertikalnim točkovima i vodećim rolnama laboratorijske dizalice, [42]

Tokom kretanja dizalice po šinskoj stazi, praćene su sledeće veličine: horizontalna i vertikalna opterećenja točkova, sile vođenja na horizontalnim rolnama, ugao zakošavanja mosta, pređeni put dizalice, obrtni moment na elektromotoru i reduktoru mehanizma pogona kretanja dizalice. Pri tom, varirani su različiti uticajni parametri (ugao zakošenja točka, masa tereta, položaj kolica, brzina vožnje dizalice, razlika u prečnicima pogonskih točkova, itd.). Upoređivanjem računskih i izmerenih vrednosti uočeno je neslaganje u određenim slučajevima. Kao što je i spomenuto, na osnovu rezultata eksperimenata analiziran je i uticaj pojedinih poremećajnih veličina na kretanje dizalice.

Vredan doprinos daje *Engel* (*Engel A.*) 201-časovnim merenjem opterećenja točkova i sila zakošenja na striper–dizalicama, [45]. Analizom rezultata dolazi do zaključka da su izmerene poprečne sile na vertikalnim točkovima i sile vođenja na rolnama podređene stohastičkim uticajima. Obradom prikupljenih vremenskih zapisa sila na analognom računaru i tzv. uređaju za klasiranje, dobijeni su odgovarajući spektri opterećenja.

Feldman (*Feldmann J.*) predstavlja osnove proračuna horizontalnih sila usled zakošavanja u delimično izmenjenom obliku u odnosu na prethodna istraživanja. Tvrdi da u proračunima (pored već spomenutih uticajnih parametara) treba uzeti u obzir i elastičnost mosta u horizontalnoj ravni, kao i otpore kretanju dizalice (na mestima uležištenja točkova i na mestu dodira sredstva za vođenje i šine), [47].

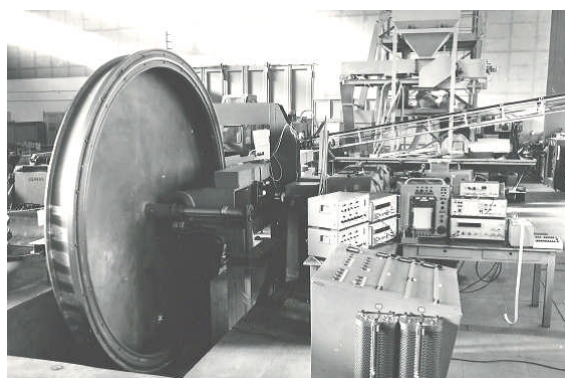
Tepfer (*Töpfer B.*) za određivanje sila zakošenja na mosnim dizalicama primenjuje proračunski model koji obuhvata uticaj inercijalnih sila, kao i horizontalne elastičnosti mosta i šinske staze, [49]. Vremenski tok sila zakošenja odredio je pomoću analognog računara.

Nova naučna saznanja, prvenstveno iz oblasti pogonske čvrstoće donela su promene i na polju standardizacije. 1974. godine stupa na snagu DIN 15018 i ubrzo postaje najznačajnija nacionalna norma za proračun nosećih konstrukcija dizalica. Predstavlja izmenjenu i dopunjenu verziju predloga iz 1967. godine koji je donešen sa ciljem da zameni već davno zastareli DIN 120.

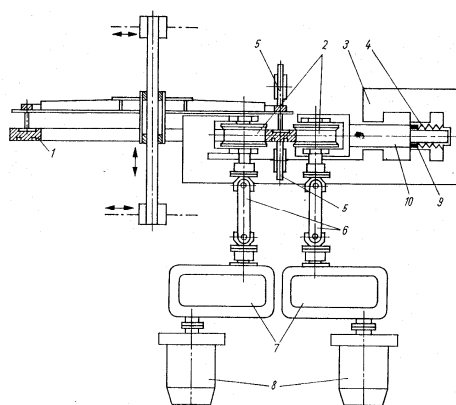
Poređenje računskih vrednosti dobijenih prema standardu DIN 15018 i rezultata merenja na dizalicama u *IMF* dao je *Gesman* (*Goesmann H.*), [54]. U cilju smanjenja horizontalnih sila pri zakošavanju, preporučuje ugradnju elastičnih nosača vodećih rolni.

Sredinom 70-tih godina, *Markart* (*Marquardt H.–G.*) ukazuje na to da su mnoga pitanja u vezi zakošavanja dizalica ostala još uvek nedovoljno razjašnjena, uprkos sve većem broju istraživanja na ovom polju. Smatra da se samo na osnovu odgovarajućih spektara opterećenja može dati dovoljno pouzdana procena uticaja horizontalnih sila na naponska stanja u elementima noseće konstrukcije mosne dizalice.

Težište svojih istraživanja stavlja na formiranje odgovarajućeg proračunskog modela na osnovu kojeg se može analizirati stohastički karakter opterećenja usled zakošavanja, [56]. Pri tom, razmatra uticaj tolerisanih vrednosti geometrijskih (npr. α , l , b_w , itd.) i mašinsko-tehničkih parametara (npr. D_w , $s_{EM}\%$ i sl.) mosne dizalice, kao i elastičnih deformacija mosta (variranjem krutosti glavnih i bočnih nosača) na horizontalne sile. Sa ciljem da se kvantifikuju veličine koje se javljaju u interakciji točak – šina, *Markart* sprovodi niz eksperimentalnih istraživanja na specijalnom postrojenju sa kružnom šinom i točkom (sl. 2.4), [56, 66, 68, 69].



Sl. 2.4 Izgled i šema postrojenja sa kružnom šinom i točkom, [56, 227]



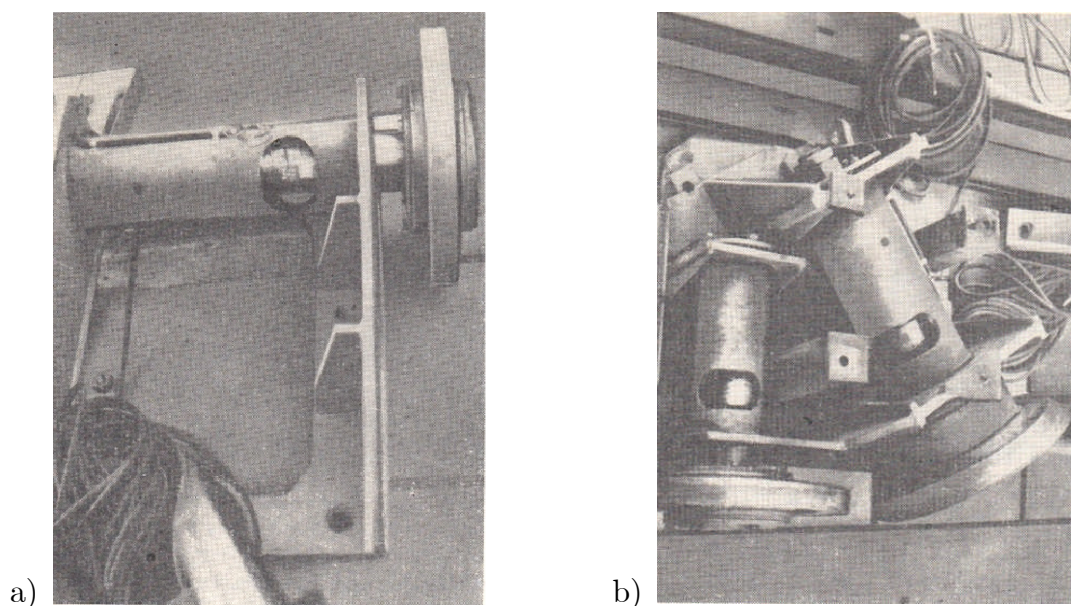
1. kružna šina 2. točak 3. zatezni ram 4. paket tanjirastih opruga
5. rolna za vođenje 6. kardansko vratilo 7. zupčasti prenosnik snage 8. elektromotor 9. senzor sile 10. pomerljivi oslonac točka

Ovaj pristup predstavljao je pokušaj da se kotrljajnim parom kružna šina – točak simulira kretanje točka mosne dizalice po šini staze. Postavljene su empirijske jednačine za opisivanje funkcionalne zavisnosti $\mu_{fy} = f(a_w, p_H)$ i $\mu_{fx} = f(a_w, p_H, s_x)$. Na osnovu izračunatih i izmerenih vrednosti horizontalnih sila (aksijalna i tangencijalna sila na mestu dodira točka i šine, odnosno sila zakošenja na horizontalnoj rolni), određeni su odgovarajući spektri opterećenja, [56, 66, 68, 69]. Pri tom, pokazalo se dobro poklapanje računski i eksperimentalno određenih spektara, prvenstveno u kvalitativnom pogledu. Zbog kompleksnosti problema, *Markart* smatra da je neophodno sprovesti još brojna ispitivanja na realnim konstrukcijama dizalica, sa ciljem da se tačnije utvrde obeležja spektara horizontalnih sila, granične vrednosti tolerancija izrade i montaže elemenata mosnih dizalica, itd.

Podrobnije i praktičnije sagledavanje problematike zakošavanja mosnih dizalica daje *Pajer* (*Pajer G.*), profesor *Visoke tehničke škole Oto fon Gerike* u Magde-

burgu³³. Ukazuje na neke propuste u *Hanoverovim* istraživanjima, koji su vezani prvenstveno za određivanje položaja trenutnog pola klizanja, [67]. Iznosi mišljenje u vezi manjkavosti proračunskog modela prema DIN 15018, a svoj kritički stav argumentuje brojnim primerima, [55]. U svojim radovima daje temeljite analize koje se odnose prvenstveno na računске postupke određivanja opterećenja usled zakošavanja (prema DIN i TGL standardima), a paralelno sa tim, tumači i rezultate eksperimentalnih istraživanja, [72, 73, 81].

Šleminger (*Schlemminger K.*) u radu [75] opisuje merenje bočnih sila pomoću rolni za vođenje, na livničkoj dizalici sa centralnim pogonom kretanja ($m_Q = 32/8$ t; $l = 26$ m). Specijalni sklopovi rolni izrađeni su u obliku davača sila. Na jednom bočnom nosaču vođenje je ostvareno samo sa dve horizontalne rolne (sl. 2.5.a). Na drugi bočni nosač postavljena su dva identična sklopa za vođenje – rolne prema strani glavnih nosača i montirani su u horizontalnom položaju, dok su rolne prema zidu hale nagnute (zbog prostornih ograničenja), sl. 2.5.b.



Sl. 2.5 Specijalne horizontalne rolne za merenje sile vođenja na livničkoj dizalici, [75]

Pored *Pajera* i drugi istraživači su prepoznali pojedine nedostatke i ograničenja računskog određivanja horizontalnih opterećenja prema DIN 15018.

³³ nem. *Technische Hochschule Otto von Guericke, Magdeburg*

Pozivajući se na *Gesmanove* zaključke i rezultate neobjavljenih istraživanja *Društva nemačkih metalurga*³⁴ (koji pokazuju da su izmerene sile zakošenja u velikom broju slučajeva veće nego što su odgovarajuće računске vrednosti, dobijene prema DIN 15018), *Hajne (Heine P.)* iznosi novi pristup rešavanju određenih problema. U radu [59] daje alternativnu metodu za računsko određivanje položaja trenutnog pola klizanja h , nezavisnu od odnosa trenje – klizanje.

Proračunski model za određivanje sila zakošenja dat u DIN 15018 primenljiv je prvenstveno na krute konstrukcije dizalica i staza. Međutim, činjenica je da se noseće konstrukcije portalnih mosnih dizalica odlikuju većom elastičnošću, nego noseće konstrukcije mosnih dizalica. Naravno, kada se govori o portalnim mosnim dizalicama, ovo bitno utiče na zakošavanje pri kretanju i naponska stanja u elementima noseće konstrukcije, [64].

Štosnah (Stosnach K.) predlaže da se normirani postupak za određivanje sila zakošenja delimično izmeni, uvođenjem korekcionih faktora koji uzimaju u obzir uticaj nejednake raspodele opterećenja po oslonačkim mestima dizalice, elastičnosti noseće konstrukcije u horizontalnoj ravni i promenljive vrednosti faktora trenja na mestu dodira točka i šine, [78].

Rudolf Nojgebauer (Neugebauer R.), čuveni profesor *Tehničkog univerziteta u Darmštatu*³⁵, 1983. godine objavljuje rad [84] u kojem daje kritičko vrednovanje značajnijih istraživanja, kratak osvrt na mehaniku kretanja mosnih dizalica i komentar na normirani proračun horizontalnih sila usled zakošenja. Za određivanje ovih opterećenja predlaže elasto–statički proračunski model, uz anizotropnu zakonitost promene faktora trenja. Navedeni pristup ilustruje numeričkim primerom mosne dizalice, pri čemu razmatra uticaj tačnosti ugradnje i mehaničke povezanosti točkova, položaj kolica i sl. Predlaže dalje poboljšanje modela u smislu analize uticaja otpora kretanju, sile vetra i inercijalnih sila na horizontalna opterećenja usled zakošavanja.

U radu [88] *Švab (Sváb J.)* takođe ukazuje na nedovoljnu istraženost dejstava opterećenja stohastičkog karaktera (npr. sile dejstva vetra, sile zakošenja i sl.), što

³⁴ nem. *VDEh – Verein Deutscher Eisenhüttenleute*

³⁵ nem. *Technische Universität Darmstadt*

se može odraziti kroz neadekvatno dimenzionisanje elemenata dizalica. Ističe da se u većini proračuna uzima u obzir samo približno procenjeni „špic” stohastičkog opterećenja (koji je određen na osnovu nekog uprošćenog proračunskog modela, uz manje–više opravdane pretpostavke), što ne daje uvek pouzdane rezultate. U cilju dobijanja stvarne slike o naponskim stanjima u kritičnim tačkama elemenata nosećih konstrukcija dizalica, Švab preporučuje određivanje odgovarajućih spektara slučajno promenljivih opterećenja.

Pasternak (Pasternak H.) naglašava značaj poznavanja karaktera promene i realnih vrednosti bočnih sila kod racionalnog dimenzionisanja šinskih staza dizalica. Smatra da u poznatim računskim metodama nije uzet u obzir dovoljan broj uticajnih veličina na bočna opterećenja šinskih staza mosnih dizalica. U [93] predstavlja probabilistički model za određivanje bočnih sila usled zakošavanja dizalice i kočenja kolica. Da bi se dobile vrednosti koje više odgovaraju stvarnosti, u proračunu su uzete u obzir geometrijske imperfekcije dizalice i šinske staze, režim eksploatacije dizalice, oblik raspodele težine korisnog tereta i sl.

U cilju formiranja sveobuhvatnije slike o fenomenu zakošavanja dizalica, *Abel (Abel F.)* sprovodi niz istraživanja na različitim dizalicama. Pomoću modernog laserskog uređaja pratio je ugao zakošenja i bočno pomeranje mosta, odnosno merio je promenu sila zakošenja tokom kretanja. Jedinstvenost ovih istraživanja može se pripisati tome, da je realizovano merenje i na mosnoj dizalici ($m_Q = 125$ t; $l = 38$ m) sa 16 točkova i 8 pogonskih mehanizama za kretanje, [100, 126].

Kasnije, pod mentorstvom profesora *Nojgebauera, Ma (Ma D. Z.)* razvija novi pristup određivanju veličina koje opisuju nestacionarno kretanje slobodno kotrljajuće, odnosno prinudno vođene mosne dizalice. U proračunskom modelu razmatrano je elasto–kinetičko ponašanje noseće konstrukcije, kruto–kinetičke osobine pogonskih mehanizama kretanja, imperfekcije ugradnje točkova i nelinearnu zakonitost promene faktora trenja u zavisnosti od klizanja, [98, 94]. Na osnovu provere proračunskog modela na primeru dvogrede mosne dizalice, *Ma* tvrdi da predloženi model daje verodostojan uvid u stvarno stanje pri zakošavanju.

Varkentin (Warkenthin W.) u radu [99] naglašava da određivanje opterećenja izazvanih kretanjem dizalice treba posmatrati i sa aspekta tribologije. Ističe da je

ovo posebno važno za projektante nosećih konstrukcija dizalica, pošto poznavanje što tačnije vrednosti koeficijenta trenja između točka i šine bitno utiče na računске vrednosti horizontalnih opterećenja (kao što su npr. pogonske i kočne sile, sila zakošenja). Na osnovu statističke analize rezultata eksperimentalnih istraživanja (koji se odnose na utvrđivanje variranja vrednosti koeficijenta trenja u raznim uslovima okoline i za različita stanja površina u kontaktu), došao je do zaključka da je poželjno formirati tzv. spektre koeficijenta trenja, kako za dizalice na otvorenom, tako i za dizalice koje rade u industrijskim halama.

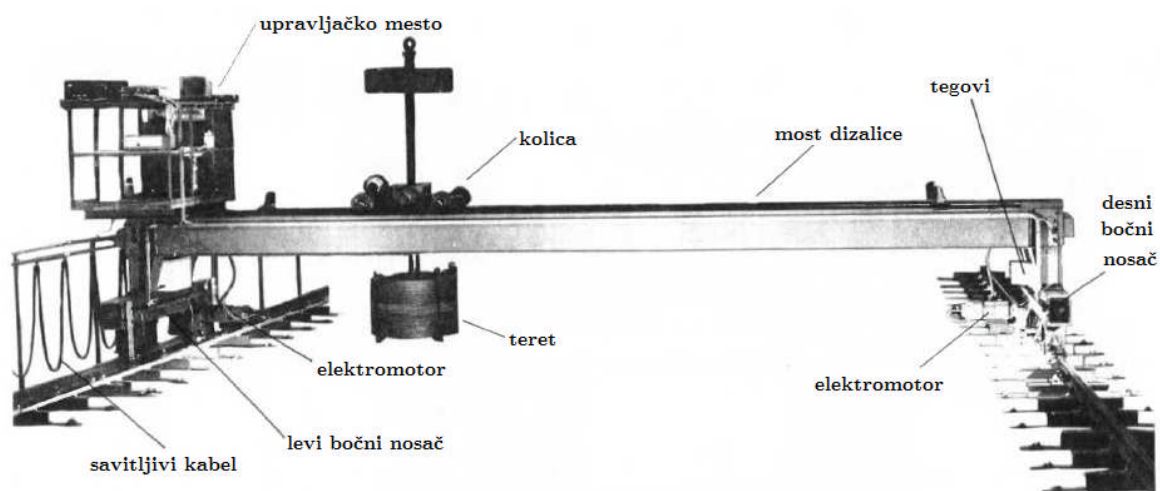
Pojedini istraživači delili su mišljenje da empirijski izraz za koeficijent trenja μ_f , preporučeni i standardom [231], nije određen na osnovu stvarnih radnih uslova dizalica. Pošto tačnost računskih vrednosti bočnih sila na mestu dodira točka i šine u velikoj meri zavisi od opisa zakonitosti promene faktora trenja u zavisnosti od klizanja, ova tvrdnja postala je osnova za dalja istraživanja. U izvorima [95, 104, 105] opisani su rezultati teorijsko–eksperimentalnog rada na ovom problemu. Analiziran je uticaj vrste materijala vertikalnih točkova, stanja gornje površine glave šine (čista, korodirana ili zaprljana), radne okoline, režima vožnje i sl.

Teorijski pristup problematici vođenja dizalice na šinskoj stazi može se naći u [106, 113]. Šmit (*Schmidt P.*) je razvio proračunski model kretanja dizalice koji se skoro u potpunosti bazira na parametrima tribološkog sistema točak – šina. Model daje uvid u mogućnosti rešavanja pojedinih problema prinudnog i upravljanog (tj. bez mehaničkog kontakta sredstva za vođenje i šine) vođenja mosne dizalice.

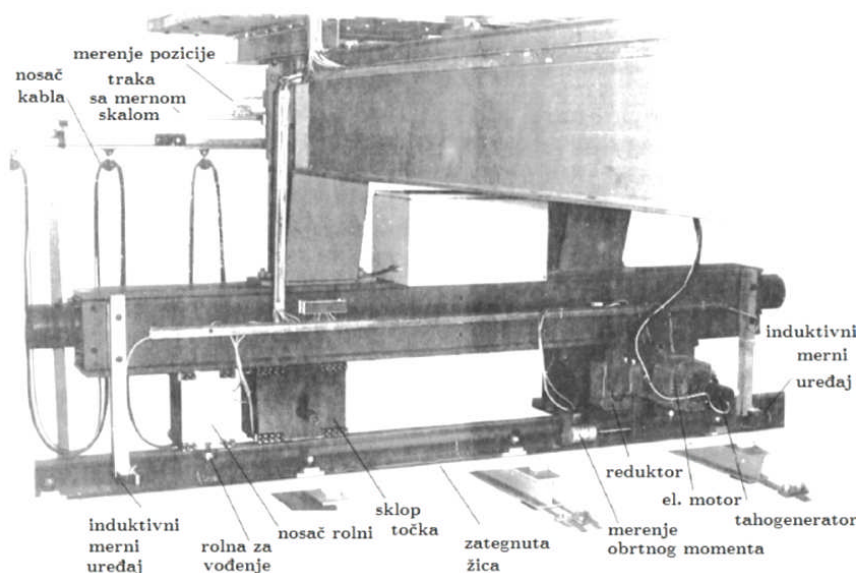
Hese (*Hesse W.*) je istraživao karakteristike habanja sistema točak – šina u zavisnosti od *Hercovog* pritiska, broja obrtaja točka, klizanja, geometrije i materijala elemenata u dodiru. Razmatrao je prvenstveno uticaj sile podužnog klizanja, kao i vertikalnog opterećenja, ugla zakošenja i prečnika točka, [85].

Šting (*Sting M.*) svoja istraživanja fokusira na određivanje međuzavisnosti faktora trenja i klizanja za realni sistem točak – šina. Ona predstavlja važan parametar elasto–kinetičkog modela za opis karakteristika vožnje dizalice, [112]. Eksperiment je obavljen na specijalnom ispitnom stolu, sa ciljem da se dobiju što pouzdaniji rezultati kvantitativnog snimanja zakonitosti promene $\mu_f = f(s)$.

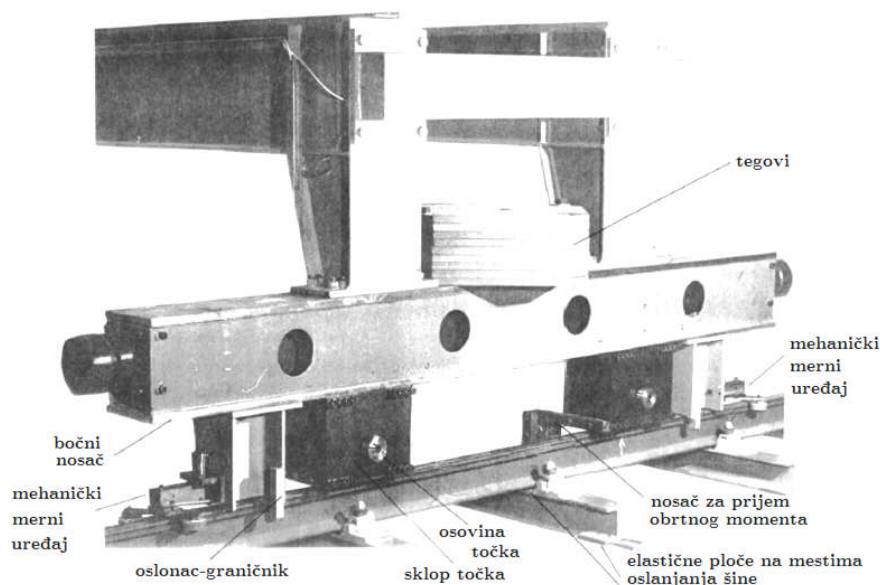
Sanders (Sanders D.) u okviru svoje doktorske disertacije razmatra mogućnosti upravljanog vođenja dizalice, u cilju postizanja što efikasnijeg smanjenje sila zakosjenja i habanja točkova usled poprečnog klizanja, [114]. Vrednosti dobijene analitički, upoređivano je sa rezultatima merenja laboratorijskoj mosnoj dizalici (sl. 2.6). Kao što se vidi i na slici, dizalica sa klatečim teretom nije opremljena uobičajenom izvedbom pogona dizanja. Vožnja mosta ostvarena je pomoću regulisanih pogona kretanja, na šinskoj stazi raspona 10 m. Instrumentirani bočni nosači prikazani su na sl. 2.7 i 2.8.



Sl. 2.6 Laboratorijska mosna dizalica za verifikaciju proračunskog modela prema [114]



Sl. 2.7 Instrumentirani levi bočni nosač dizalice sa slike 2.6, [114]



Sl. 2.8 Instrumentirani desni bočni nosač dizalice sa slike 2.6, [114]

Pri izvođenju eksperimenta, praćen je niz veličina: položaj dizalice na šinskoj stazi, položaj kolica na glavnim nosačima, brzina vožnje mosta, ugao zakošenja dizalice, bočne sile na točkovima, sile zakošenja na rolnama za vođenje i obrtni moment na elektromotorima pogona kretanja. Posebno je analiziran uticaj regulacije pogona, ekscentričan položaj kolica sa klatećim/kruto ovesenim teretom i ugla zakošenja na prethodno navedene veličine, [114, 115].

Rad [118] daje uvid u teorijsku analizu uticaja električne povezanosti elektromotora pogona kretanja na sile zakošenja.

Sanders u radu [121] predstavlja proračunski postupak za određivanje sila zakošenja iz [231], međutim u značajno pojednostavljenom obliku. Ova interpretacija proračuna uključena je i u norme [238, 239]. Pored toga, on razvija novi proračunski model za određivanje sila zakošenja u slučaju elastičnih prostornih struktura nosećih konstrukcija (npr. portalnih) dizalica, [122].

Studija [101] daje uvid u eksperimentalno utvrđivanje vrednosti sile vođenja na mosnoj dizalici, preko horizontalnih rolni. Sprovedeno je klasiranje dobijenih rezultata metodom broja premašenja nivoa i metodom parova raspona. Naponska stanja (izazvana zakošavanjem) u bočnom i glavnom nosaču (neposredno u blizini mesta veze ovih nosača) dobijena su analitički, na osnovu izmernih vrednosti sila.

U radu [219] takođe je opisano merenje sila vođenja preko rolni jednogrede mosne dizalice. Pored toga, u ovom eksperimentu praćen je položaj bočnih nosača u odnosu na šine, kao i brzine istih, u cilju utvrđivanja mere zakošenja mosta u određenom trenutku.

U [109] opisano je indirektno određivanje bočnih sila na vertikalnim točkovima različitih mosnih dizalica, na osnovu tenzometrijski utvrđenih vrednosti deformacija balansira točkova.

Indirektno određivanje bočnih sila pri kretanju dizalice navedeno je i u [165]. U ovom slučaju, merenje je sprovedeno pomoću tenzometrijskih mernih traka i davača sila na čeličnim nosećim stubovima šinske staze laboratorijske mosne dizalice ($m_Q = 5 \text{ t}$; $l = 8,28 \text{ m}$). Manjkavost ovog pristupa može se sagledati u tome da je priprema eksperimenta dugotrajna, zahteva skidanje dizalice sa staze i rešenje je primenljivo samo u laboratorijskim uslovima. Nastavak ovih istraživanja opisan je u [166]. Bočna opterećenja izazvana zakošavanjem, dobijena su preračunavanjem eksperimentalno utvrđenih vrednosti napona u različitim presecima noseće konstrukcije prethodno spomenute mosne dizalice. Sličan pristup je opisan i u [153].

U protekloj deceniji *Musilek* (*Musilek J.*) je dao vredan doprinos razvoju savremenog teorijsko–eksperimentalnog pristupa analizi problematike zakošavanja dizalica, [170]. Merenje bočnih sila pri kretanju dvogrede mosne dizalice ($m_Q = 2 \times 12,5 \text{ t}$; $l = 23,05 \text{ m}$) obavio je pomoću specijalnih sklopova vertikalnih točkova (sl. 2.9). Izmerene vrednosti sila upoređene su sa odgovarajućim računskim vrednostima dobijenim na osnovu različitih normi i preporuka.



Sl. 2.9 Merenje bočnih sila na dvogrednoj mosnoj dizalici pomoću specijalnih sklopova točkova, [170]

Ako se pažljivo prouče publikacije novijeg datuma objavljivanja, može se zaključiti da se relativno mali broj izvora bavi određivanjem bočnih opterećenja usled zakošavanja i analizom pri tom izazvanih naponsko–deformacionih stanja nosećih konstrukcija dizalica, [149, 151, 188, 194, 197, 198, 204, 211, 228].

Kod nas, po saznanju Kandidata, sistematsko naučno istraživanje (poduprto eksperimentom) fenomena zakošavanja dizalica nije dosad sprovedeno.

60-ih godina prošlog veka na osnovu pokazatelja privredne razvijenosti, SFRJ je svrstana u srednje razvijene zemlje. Teška mašinogradnja postaje jedno od značajnijih uporišta industrijskog napretka. Proizvodnja mosnih i portalnih dizalica odvijala se u relativno velikom broju fabrika (kao što su npr. *Goša*, *MIN*, *Litostroj*, *Metalna* i kasnije *Fering*), međutim ni u jugoslovenskoj naučno–stručnoj literaturi, niti u domaćoj inženjerskoj praksi, problematici zakošavanja nije posvećena posebna pažnja. Naravno, ovo se nepovoljno odrazilo na pojedinim konstruktivnim rešenjima dizalica: pogrešno su procenjeni intenziteti sila zakošenja, površno su dimenzionisani elementi pogona kretanja i nosećih konstrukcija, u velikom broju slučajeva neadekvatno je rešeno vođenje, kao i sinhronizacija kretanja strana dizalica itd.

Profesor *Marko Kos*, nekadašnji šef–projektant fabrike *Litostroj*, bio je jedan od retkih istraživača–inženjera koji je u svojim publikacijama bar delimično obradio pojedina pitanja u vezi određivanja otpora vožnje i zakošavanja dizalica. Već pre donošenja prvog jugoslovenskog standarda za proračun nosećih konstrukcija dizalica [249], dao je u [28] kritičku komparaciju postupaka za izračunavanje povremenih horizontalnih opterećenja. U [31] ukazao je na značaj eksperimenata na „nesavršenim” dizalicama u industrijskim pogonima. Smatrao je da se ovim pristupom mogu dobiti korisni rezultati i jasne osnove za razvoj projektovanja. Pored toga, tvrdio je da su merenja sprovedena na uzornim laboratorijskim modelima dizalica (u što povoljnijim uslovima), upotrebljiva samo u slučajevima kada se kontrolisano ispituje određeni uticajni parametar (pri čemu je uticaj svih ostalih promenljivih veličina eliminisan).

- *Fenomen zakošavanja sagledan kroz dinamiku dizalica*

Počeci analize dinamičkog ponašanja nosećih konstrukcija i pogonskih mehanizama dizalica datiraju iz 60-ih godina prošlog veka. Od tada, određivanju promenljivih opterećenja koja se javljaju u nestacionarnim režimima rada, dodeljuje se sve veći stepen važnosti. Danas, računarom podržani dinamički proračuni našli su široku primenu u savremenom projektovanju dizalica.

Osnove dinamike mosnih dizalica postavio je *Kazak* (*Казак С. А.*), [36], međutim, granice naučne spoznaje na ovom polju ipak je najviše proširio *Lobov* (*Лобов Н. А.*). U monografiji [96] data je detaljna analiza dinamičkog ponašanja mosne dizalice pri radu mehanizma za dizanje tereta, odnosno pri translatornom kretanju po šinskoj stazi. Posebna pažnja je posvećena problemu zakošavanja i mehanici kretanja dizalica sa konusnim točkovima. Detaljan pregled modela za dinamičku analizu kretanja mosne dizalice u horizontalnoj ravni dat je u [141]. Izložena materija predstavlja eksperimentima verifikovane rezultate teorijskih problema i poslužila je kao dragocena podloga mnogim istraživačima za dalji razvoj metoda proračuna dizalica.

U studiji [120] *Novak* (*Nowak А.*) daje novu matematičku deskripciju dinamičkog modela, kao i odgovarajuće numeričke algoritme za analizu uticaja elastičnih osobina konstrukcije dizalice i pogonskih sistema kretanja na vrednosti bočnih sila pri zakošavanju.

Jermak (*Ермак Е. М.*) i *Kalinin* (*Калинин П. М.*) u radu [156] ističu prednosti prinudnog vođenja mosne dizalice pomoću elastično oslonjenih rolni. Na osnovu odgovarajućeg matematičkog modela kretanja dizalice i softverske analize relevantnih parametara zakošavanja, pokazano je da se predloženim rešenjem vođenja može postići značajno smanjenje dinamičkih opterećenja konstrukcije mosta, odnosno šinske staze.

Izuzetan doprinos razvoju dinamičkih modela dala je i *Spicina* (*Спицына Д. Н.*)³⁶.

³⁶ Dinamičke pojave usled zakošavanja posebno su izražene kod mosnih dizalica sa kruto ovesenim teretom. Iako se u ovoj disertaciji ne razmatraju metode proračuna dinamičkih opterećenja metalnih konstrukcija prethodno navedenih izvedbi dizalica, korisno je napomenuti da je ova problematika detaljno obrađena u monografiji: Спицына, Д. Н., Поликарпов, К. В. (2009). *Динамика кранов с жестким подвесом груза*. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана.

U radu [199] predstavljen je jednomaseni dinamički model na osnovu kojeg se može analizirati uticaj imperfekcija šinske staze (pre svega odstupanja od projektovanog pravca šina) na parametre zakošavanja mosne dizalice. Model razmatra složeno ravansko kretanje dizalice (koje se sastoji od translatornog kretanja i zakretanja oko težišta opterećene dizalice), odnosno mogućnost linearnog i ugaonog elastičnog pomeranja točkova, montiranih u zakošenom položaju. Pri tom, u diferencijalnim jednačinama kretanja dizalice uzete su u obzir: pogonske sile na točkovima, osnovni otpori kretanju dizalice, sile usled bočnog elastičnog klizanja točkova, kao i sile koje se javljaju na mestu kontakta venca točka i glave šine.

Tromaseni dinamički model koji uzima u obzir elastične deformacije konstrukcije mosne dizalice, opisan je u [218]. Maksimalne vrednosti bočnih sila određene prema ovom modelu, upoređene su sa rezultatima koji su dobijeni na osnovu druga dva, različita jednomasena modela. Utvrđeno je da se u slučaju „idealne” šinske staze dobijaju isti rezultati prema svim razmatranim modelima, međutim ako se uzmu u obzir odstupanja pravca staze, model sa tri mase daje 2...3 puta veće vrednosti sila. Na ovaj način je pokazano da je pri dinamičkoj analizi opterećenja usled zakošavanja neophodno uzeti u obzir i imperfekcije staze.

U [225] *Spicina* predstavlja model za određivanje bočnih sila pri kretanju mosne dizalice sa više točkova po oslonačkom mestu, koji pored odstupanja staze od idealnog pravca, uzima u obzir elastičnost mosta dizalice i balansira točkova, odnosno zakošenost točkova. Primena predloženog modela pokazana je na primeru mosne dizalice sa ukupno osam točkova.

Oslanjajući se pretežno na rezultate sovjetskih istraživanja, *Ostrić* daje doprinos analizi opterećenja usled zakošavanja, posebno na polju dinamike dizalica, [57, 58, 65, 71, 127].

Njegova disertacija [57] daje detaljan uvid u rešavanje problema veličina tzv. bočnih reakcija. Na osnovu postavljene dinamike kretanja mosne dizalice u stanju zakošenja, određeni su izrazi za sile u mostu, što ujedno omogućava sagledavanje dopunskih opterećenja noseće konstrukcije u horizontalnoj ravni.

U [58] posmatra dvogredu mosnu dizalicu sa nezavisnim pogonima u fazi ubrzanja i postavlja dinamički model sa četiri mase. Uz pretpostavku da je pogonska sila

elektromotora konstantna, izvedene relacije svedoče o složenoj zavisnosti opterećenja mosta od koncentrisanih masa iznad bočnih nosača, krutosti konstrukcije mosta i transmisionih vratila, kao i od karaktera pogonske sile elektromotora. Rezultati su pokazali da smanjenje vremena ubrzanja u prelaznoj fazi kretanja i približavanje kolica ka bočnom nosaču bitno utiču na povećanje dopunskih opterećenja mosta dizalice u horizontalnoj ravni.

Nastavak ovih istraživanja dat je u radu [65], u kojem se takođe na osnovu četvoromasenog dinamičkog modela razmatraju dopunska opterećenja mosta dizalice izazvana zakošenjem pri kočenju. Nakon ispitivanja modela na primeru dvogrede mosne dizalice sa nezavisnim pogonima, došlo se do zaključka da se u periodu ubrzanja dizalice dobijaju veće vrednosti opterećenja mosta, nego u fazi kočenja.

Slična dinamička analiza opterećenja horizontalnih rolni za vođenje opisana je u [71]. Model je primenjen na primerima mosnih dizalica (nosivosti 5...50 t i raspona 10...32 m). Ustanovljeno je da su dinamičke sile na ovim sredstvima za vođenje najveće u prelaznim fazama kretanja dizalice (u periodu ubrzanja čak 10 puta veće, nego prilikom kočenja). Međutim pošto je proizvodnja mosnih dizalica sa jednostranim pogonom kretanja već potpuno napuštena, rezultati ove publikacije izgubili su na značaju, ali imaju smisla za razmatranje havarijskih uslova rada (npr. otkaz jednog pogona kretanja).

Radi sagledavanja naponskih stanja u nosećoj konstrukciji portalne dizalice, *Zrnić* težište svojih istraživanja stavlja na određivanje vrednosti puta zakošenja, bočnih opterećenja i deformacija strukture, [124]. Ujedno, formira originalni diskretni dinamički model portalne dizalice sa više koncentrisanih masa, koji obuhvata uticaj obrtnih masa pogona, kao i elastično vešanje tereta na dinamičke procese u nosećoj konstrukciji.

- *Stanje u oblasti analize zamora nosećih konstrukcija dizalica na osnovu pogonske čvrstoće*

Istraživanja sprovedena u različitim granama tehnike pokazala su da je zamorni lom jedan od najčešćih uzroka otkaza mašinskih delova. Već u prvoj polovini 20. veka, uporedo sa statičkim determinističkim proračunima za dimenzionisanje i

proveru elemenata mašina, razvijani su i noviji dokazi za slučajevne dejstva promenljivih opterećenja³⁷. Postupci proračuna, utemeljeni na savremenom pristupu analizi zamora, danas su već opširno izloženi u mnogobrojnoj literaturi [142, 144, 180, 196, 226].

Provera dinamičke čvrstoće, bazirana na saznanjima koja potiču od *Velerovih* (*Wöhler A.*) eksperimenata (sprovedenih u periodu 1858–1870, [125]) svodi se na poređenje najveće očekivane vrednosti napona sa trajnom dinamičkom čvrstoćom. Naravno, ovo vodi dobijanju predimenzionisanih konstrukcija (teorijski) neograničenog veka trajanja pri zadatim uslovima (sa neiskorišćenim rezervama nosivosti). Ujedno, pouzdanost vitalnih delova može se samo približno proceniti, zbog nesigurnosti polaznih podataka, [86, 168]. Razvoj novog koncepta provere izdržljivosti konstrukcija na zamor iniciran je sve izraženijim izazovima savremenog mašinskog inženjerstva, odnosno zahtevima lake gradnje, pouzdanosti i ekonomičnosti.

Začetnik ovog novog pristupa bio je *Gasner* (*Gaßner E.*), suosnivač *Fraunhofer instituta za pogonsku čvrstoću*³⁸. Nakon što je objavio svoje prve, značajnije rezultate istraživanja na polju vazduhoplovne industrije 1939. godine³⁹, započeo je intenzivan razvoj koncepta proračuna na osnovu tzv. *pogonske čvrstoće*⁴⁰.

Osnovne postavke provere izdržljivosti na zamor, bazirane na podacima o opterećenjima koje se javljaju u toku eksploatacije konstrukcije, navedene su u

³⁷ Kratak istorijat proučavanja zamora metala, odnosno konstrukcija, može se naći u [125, 143].

³⁸ nem. *Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit LBF*

³⁹ Gaßner, E. (1939). Festigkeitsversuche mit wiederholter Beanspruchung im Flugzeugbau. *Luftwissen*. Bd. 6, No. 2, pp. 61-64.

⁴⁰ U nemačkoj literaturi za pogonsku čvrstoću koristi se izraz *die Betriebsfestigkeit*, dok je ekvivalentni termin na engleskom jeziku *working strength* (radna čvrstoća).

Kod nas, termin *pogonska čvrstoća* čak ni do danas se nije u potpunosti odomaćio. Najkompletnija formulacija pogonske čvrstoće na srpskom jeziku (zasnovana na definicijama iz [92, 154]) data je u doktorskoj disertaciji Nikole Brkljača: „Pojam pogonska čvrstoća se danas koristi za projektovanje i optimizaciju mašinskih delova i konstrukcija sa orijentacijom ka njihovom veku trajanja, pri čemu se polazi od stvarnih pogonskih opterećenja, uslova okruženja, detalja konstrukcija, osobina materijala i karakteristika proizvodnog procesa.” (preuzeto iz: Brkljač, N. (2013). *Proračunski modeli nosećih konstrukcija sa primenom na rešenja železničkih vagona za prevoz tereta*. Doktorska disertacija. Novi Sad: Fakultet tehničkih nauka).

Suštinski, *dokaz pogonske čvrstoće* bazira se na poređenju karakteristike radnog opterećenja i karakteristike nosivosti posmatranog elementa konstrukcije.

[171, 181]. Detaljan pregled opšteg koncepta dimenzionisanja na osnovu pogonske čvrstoće dali su *Buksbaum* (*Buxbaum O.*) [92] i *Hajbah* (*Haibach E.*) [154].

Tokom rada, elementi pogonskih mehanizama i nosećih konstrukcija industrijskih dizalica izloženi su aperiodično promenljivim opterećenjima (često stohastičkog karaktera), tako da je problem zamora postao vrlo brzo predmet mnogih istraživanja i u oblasti teške mašinogradnje. Razvoj tenzometrijskih metoda, tj. metoda merenja mehaničkih veličina (deformacija) električnim putem (apliciranjem tzv. tenzometrijskih mernih traka na elemente konstrukcije), omogućio je brzo i efikasno snimanje vremenskog toka napona u odabranim tačkama elemenata nosećih konstrukcija dizalica. Prva eksperimentalna istraživanja započeta su početkom 60-ih godina prošlog veka na livničkim mosnim dizalicama, u pogonima metalurških kombinata nekadašnje Savezne Republike Nemačke i Nemačke Demokratske Republike. Naponska stanja praćena su prvenstveno u karakterističnim tačkama kutijastog glavnog nosača (na donjem pojasnom limu, mestima ukrućenja, mestu veze glavnog i bočnog nosača i sl.).

Najznačajnije rezultate istraživanja iz ovog perioda objavili su *Svenson* (*Svenson O.*) i *Šver* (*Schweer W.*) u radovima [24, 29].

Ubrzo, razvoj računarske tehnike otvara nove mogućnosti u dobijanju spektara određenih obeležja, diskretizacijom slučajnih procesa koji su utvrđeni merenjem ili analitičkim simulacijama. Specifičnosti postupaka formiranja spektara napona elektronskom obradom podataka⁴¹, komentarisani su u [50, 62, 63, 80].

Sa druge strane, rezultati teorijskih i eksperimentalnih istraživanja potvrdili su neophodnost proširenja normiranih postupaka verifikacije konstrukcije dizalice. Koncept proračuna na osnovu pogonske čvrstoće integrisan je u tehničku regulativu za čelične noseće konstrukcije (DIN 15018–1, DIN 4132, TGL 13500, FEM 1.001, itd.), [79, 131, 136, 148, 231, 232, 233, 254, 255]. Korisne predloge mogućih poboljšanja prvobitnih verzija normiranih postupaka provere izdržljivosti na zamor (prvenstveno u smislu adekvatnijeg definisanja i izbora faktora, potrebnih za proračun veka trajanja) dao je *Kogan* (*Kogan I.*), [51, 76].

⁴¹ Misli se na elektronsku obradu podataka na računaru, pomoću specijalnih programa (nem. *EDV-Programm – elektronische Datenverarbeitung*).

Ako se analiziraju publikacije objavljene zadnjih 10-ak godina, može se zaključiti da je samo jedan deo istraživanja u vezi aktuelnih pitanja zamora nosećih konstrukcija dizalica zasnovan na konceptu pogonske čvrstoće (videti npr. [130, 202, 203, 208]), dok drugi deo studija daje uvid u rešavanje problema na osnovu mehanike loma i metode konačnih elemenata (videti npr. [206]).

Podloge za dobijanje i grafičku interpretaciju spektara opterećenja na osnovu utvrđene promene opterećenja u toku vremena, mogu se naći u [191]. Generalno, u dosadašnjim istraživanjima analizirani su samo uticaji stalnih i promenljivih redovno delujućih opterećenja na zamor nosećih konstrukcija dizalica. Spektri sila zakošenja, dobijeni na osnovu rezultata merenja na dizalicama ili računarskom simulacijom, spominju se svega u nekoliko izvora [45, 56, 89, 101].

Problematika zamora nosećih konstrukcija dizalica je relativno malo obrađena u literaturi na našem jeziku, a u „domaćoj” inženjerskoj praksi, dimenzionisanje na osnovu pogonske čvrstoće veoma retko je korišćeno. Na neophodnost napretka u ovoj oblasti ukazano je u [86, 168]. Pored toga, u Srbiji ni danas ne postoji standardizovana terminologija iz oblasti zamora mašinskih elemenata i konstrukcija. Pojedini autori se često služe neadekvatnim terminima ili se za iste pojmove koriste različiti nazivi, što stvara konfuziju čak i u korišćenju malobrojne domaće stručne literature. Rad [139] predstavlja jedan od retkih pokušaja da se uvede jedinstvena terminologija u oblasti integriteta konstrukcija. Međutim, predlog je nepotpun iz razloga što većim delom pokriva samo pojmove iz mehanike loma.

U jugoslovenskoj literaturi, osnovni koncept proračuna pogonske čvrstoće predstavljen je prvi put u radovima [32, 35]. U [32] *Kos* iznosi svoja razmišljanja u vezi značajnijih teorijsko-eksperimentalnih istraživanja. O značaju pogonske čvrstoće govori u radu [35], u kojem ujedno daje i pregled mogućih načina određivanja, odnosno grafičkog prikazivanja spektra opterećenja.

Šostakov u [86] daje sveobuhvatnije i praktičnije sagledavanje određivanja specifičnosti spektara napona u elementima dizalica (posebno u glavnom nosaču mosne dizalice). Pored toga, predstavljen je predlog postupka dimenzionisanja koji adekvatnije uzima u obzir specifičnosti rada dizalica.

U SFRJ godinama nije bilo odgovarajućeg nacionalnog standarda koji je obuhvatio dimenzionisanje nosećih konstrukcija dizalica sa aspekta zamora. Jedino je u [249] predviđeno da se proračun delova koji su izloženi promenljivim opterećenjima sprovede i na osnovu vremenske ili trajne dinamičke čvrstoće. U radu [103] ukazano je na neohodnost razvoja standarda JUS M.D1.020 i JUS M.D1.050 u pravcu uvođenja koncepta pogonske čvrstoće.

Marinković predlaže verovatnosno–statistički model proračuna veka trajanja elemenata pogonskih mehanizama dizalica koji omogućava još u fazi projektovanja adekvatnu proveru radne sigurnosti, veka trajanja i pouzdanosti sastavnih delova, [116].

Šostakov u [168] daje koncept sprovođenja dokaza zamorne čvrstoće prema tzv. dinamičkom koeficijentu zamora i spektra tzv. stacionarnog zamora. Bazira se na dinamičkom modelu i simulaciji karakterističnih faza rada pogona dizanja.

Kao što se vidi iz prethodnog pregleda, uticaj sila zakošenja na zamor nosećih konstrukcija dizalica nije razmatran ni u domaćoj literaturi.

Kritičkom analizom trenutnog stanja u oblasti i kandidatu dostupnih naučno–stručnih rezultata, koncipirano je polazište naučne rasprave u okviru ove disertacije. Naravno, pojedini pristupi tretiranoj problematici, sagledani u navedenoj literaturi, mogu se smatrati (prema raznim kriterijumima) adekvatnijim u partikularnom smislu. Međutim, kandidat veruje da sinteza ideja, stavova, rešenja i predloga, prezentovana kroz ovo istraživanje, predstavlja originalni doprinos primenjenoj nauci u oblasti teške mašinogradnje.

3

ZAKOŠAVANJE MOSNIH DIZALICA. POLAZNE TEORIJSKE OSNOVE

Dinamičke pojave u vertikalnoj ravni, izazvane radom pogonskog mehanizma za dizanje tereta, predstavljaju predmet brojnih istraživanja u svetu. Ipak, da bi se ustanovila stvarna dešavanja u nosećoj konstrukciji dizalice, potrebno je posvetiti posebnu pažnju i izučavanju uticaja spoljnih opterećenja u horizontalnoj ravni kretanja mosta.

Kao što je već i pomenuto, mosna dizalica predstavlja kompleksnu mobilnu konstrukciju – radnu mašinu sa više podsistema – koja se oslanja na šinsku stazu preko vertikalnih točkova u oslonačkim mestima. Osnovni tehnički i eksploatacioni parametri koji određuju dinamičko ponašanje dizalice tokom kretanja po stazi u mnogome se razlikuju od radnih i konstruktivnih karakteristika ostalih šinskih vozila. Sistem točak – šina određen je nizom parametara koji imaju pretežno stohastički karakter, tako da *određivanje horizontalnih sila u interakciji dizalice i šinske staze predstavlja jedan od najkompleksnijih oblasti teorijsko-eksperimentalnog rada na polju „dizaličnog” inženjerstva.*

S obzirom na raznolikost dosadašnjih pristupa istraživanju fenomena zakošavanja dizalica, odabir adekvatnih saznanja u cilju formulisanja naučne osnove na kojoj će se zasnivati novi koncepti analize dejstava sila zakošenja (podjednako primenljivi kako za dalji razvoj u oblasti, tako i u praktičnom radu projektanta) nije jednostavan zadatak. Shodno tome, u ovoj glavi koncizno je izložena *teorijska podloga problematike zakošavanja mosne dizalice, neophodna za potpunije razumevanje relevantnih obeležja predmeta istraživanja.*

3.1 Glavni uzroci zakošavanja mosnih dizalica

U stvarnim pogonskim prilikama, neujednačenost kretanja i postojanje prekomernog zakošavanja mosne dizalice prepoznaje se na osnovu sledećih „simptoma”, [171]:

- izražena pohabanost vertikalnih točkova dizalice i glava šina staze,
- otežano kretanje dizalice, ponekad praćeno neobičnim, lako prepoznatljivim zvucima „škripanja” ili „grebanja” (koji potiču od klizanja venaca točkova po bokovima glava šina),
- tendencija „penjanja” točka na šinu,
- nestabilan rad elektromotora pogona kretanja uz povećanje potrebne snage za vožnju dizalice,
- plastične deformacije šina, elemenata veze šine sa podlogom i horizontalnih bočnih spregova staze,
- pojava zamornih prslina na bočnim nosačima, blizu spoja sa glavnim nosačem ili oko mesta uležištenja vertikalnih točkova,
- razaranje elemenata spojeva bočnih i glavnih nosača i sl.

Teorijska i eksperimentalna istraživanja su pokazala da na dinamičko ponašanje dizalice pri kretanju, kao i na učestanost pojavljivanja, amplitude i vremenski tok promene opterećenja izazvanih zakošavanjem, utiče zamašan broj slučajno promenljivih parametara. Činjenica je da statički proračun, zasnovan na dominantnom uticaju vertikalnih opterećenja, nije uvek dovoljan za adekvatno dimenzionisanje pouzdane i trajne noseće konstrukcije dizalice. Uticaj horizontalnih dinamičkih sila koje potiču od kretanja po šinskoj stazi, je evidentan u mnogim slučajevima, mada njihov karakter složenije je utvrditi – upravo zbog pomenutih slučajnih i nepostojanih parametara – opšte važećim, jasnim zakonitostima.

Polazeći od toga da potpunija analiza noseće konstrukcije u fazi projektovanja, odnosno praćenje stanja tokom eksploatacije, nije moguća bez poznavanja „porekla” ovih bočnih opterećenja, u nastavku je dat kratak pregled najčešćih uzroka zakošavanja mosnih dizalica.

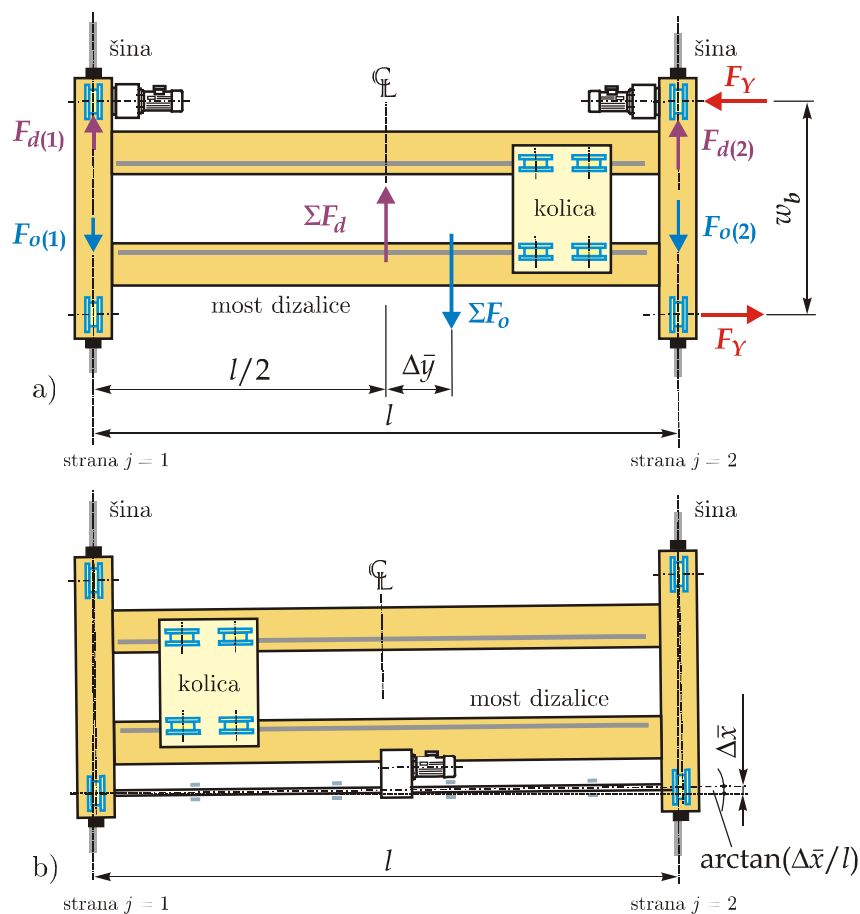
3.1.1 Faktori i pojave na koje nije moguće uticati tehničko-tehnološkim intervencijama

Ovi faktori i pojave vezani su za konfiguraciju dizalice, režime eksploatacije i uslove radne okoline. Činjenica je da savremene industrijske mosne dizalice moraju zadovoljiti visoke tehno-ekonomske zahteve tokom eksploatacije. Izražene promene režima rada, ustaljene i nestacionarne faze vožnje, kao i sama geometrija mosta okarakterisana velikim odnosom l/w_b , nepovoljno utiču na ujednačenost kretanja dizalice po šinskoj stazi. Ovo uslovljava pojavu dinamičkih dejstava i dodatnih promenljivih opterećenja koja se ne mogu u potpunosti eliminisati – određena su konfiguracijom i cikličnim radom dizalice. Kao što je već i napisano, kod mosnih dizalica mesta kačenja/prihvatanja i skidanja/odlaganja tereta mogu biti određena tehnološkim zahtevima procesa u čijem sklopu dizalica radi (npr. rasporedom mašina alatki u proizvodnoj hali, lokacijom pretovara na drugo transportno sredstvo i sl.). Prema tome, tokom premeštanja tereta u manipulativnom prostoru dizalice menja se i položaj kolica. Kod dizalica simetrične konstrukcije, vertikalna opterećenja točkova su približno jednaka samo kada se kolica nalaze na sredini raspona. U suprotnom, nastaje nesimetrična raspodela masa, te nisu više jednaka vertikalna opterećenja točkova – kao ni otpori kretanju – po stranama dizalice. Naravno, ovo prouzrokuje zakretanje mosta dizalice u horizontalnoj ravni. Ova pojava je posebno izražena pri vožnji mosnih dizalica sa nezavisnim pogonima, mada se javlja i kod dizalica sa centralnim pogonom kretanja, prvenstveno zbog uvijanja dužih transmisionih vratila (sl. 3.1).

Kod nezavisnih pogona (sl. 3.1.a) zbog *nejednakog opterećenja strana dizalice* rezultanta svih otpora kretanju ΣF_o deluje na nekom rastojanju $\Delta \bar{y}$ od sredine mosta (označene sa CL), a rezultanta pogonskih sila ΣF_d jednakih, simetrično postavljenih elektromotora deluje na sredini raspona l . Ove sile su istog intenziteta, ali suprotnog smera. Moment njihovog sprega izaziva zakretanje mosta dizalice, koje mora da se primi na jednoj ili obe šine (na krajnjim sredstvima za vođenje) spregom sila F_Y jednakog momenta: $F_Y \cdot w_b = \Delta \bar{y} \cdot \Sigma F_o$.

Kod centralnog pogona kretanja dizalice, pogonski moment motora raspodeljuje se po pogonskim točkovima proporcionalno otporima na njima. Prema tome, zbir pogonskih sila je nezavisan od položaja kolica na mostu. Pri nejednakim opterećenjima strana (sl. 3.1.b) nastaje *razlika uglova uvijanja vratila* $\Delta \delta_s$, koja izazove

razliku pređenih puteva $\Delta \bar{x} = (D_w/2) \cdot \Delta \delta_s$, odnosno zakošavanje dizalice na početku vožnje.



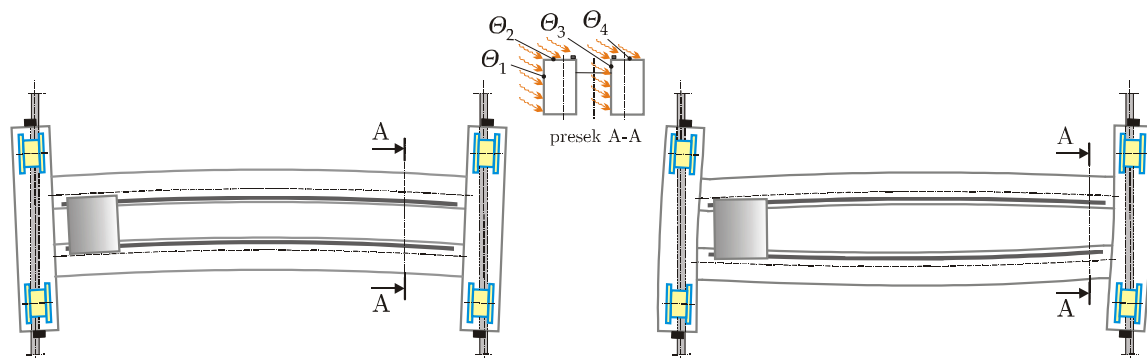
Sl. 3.1 Zakretanje mosne dizalice usled:

- a) nejednakih opterećenja strana (dizalica sa nezavisnim pogonima); b) nejednakog uvijanja transmisionih vratila (dizalica sa centralnim pogonom)

U nekim slučajevima, pojedini *uslovi okoline* (prvenstveno *temperатурne promene* i *dejstvo vetra*) mogu prouzrokovati smetnje u kretanju dizalice.

Deformacije mosta dizalice usled nejednakog zagrevanja limova glavnih nosača (sl. 3.2) su neželjene posledice intenzivnog sunčevog zračenja (ako dizalica radi na otvorenom) ili visokih temperatura u zatvorenoj prostoriji (npr. u livnici, kovačnici ili valjaonici). Pošto bočni nosači imaju relativno veliku krutost, temperатурne dilatacije jednog glavnog nosača u određenoj meri utiču i na promene oblika drugog glavnog nosača. Prikazane deformacije mosta praćene su promenom raspona dizalice i pravca kotrljanja vertikalnih točkova. Ako su ove promene u većoj meri izražene, mogu se pojaviti smetnje pri kretanju dizalice. Pored toga može nastupiti

i otežano kretanje kolica, pre svega zbog nastalih odstupanja u rasponu šina na glavnim nosačima dizalice. U izvoru [67] je opisan jedan od mogućih metoda računskog određivanja promena oblika mosta dizalice usled različitih temperatura.



Sl. 3.2 Deformacije mosta dizalice usled različitih temperatura limova ($\Theta_1 \dots \Theta_4$) kutijastih glavnih nosača (karikirani prikaz)

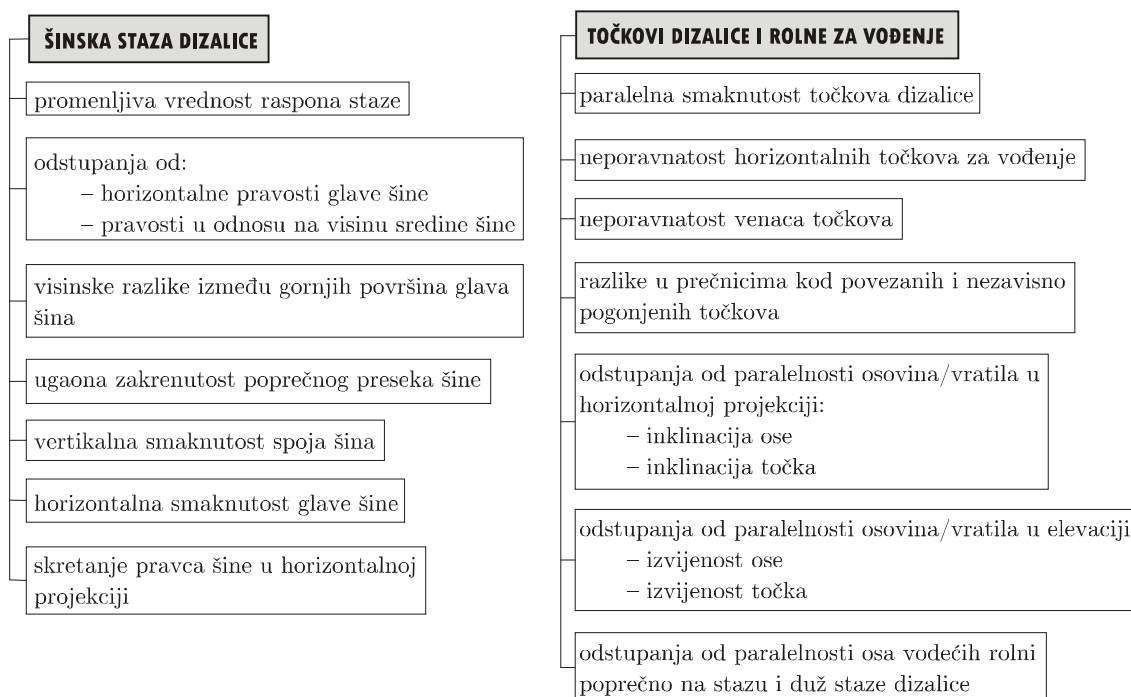
Uticaoj dejstva vetra na zakošavanje dizalica koje rade na otvorenom ili natkrivenom prostoru razmatran je u izvorima [55, 108]. Prvenstveno kod nesimetrične konstrukcije mosta, nejednaki otpori sile vetra po stranama, mogu doprineti zakošavanju dizalice.

3.1.2 Geometrijske imperfekcije šinske staze, vertikalnih točkova i vodećih rolni dizalice

Kada se govori o elementima neposredne interakcije dizalica – šinska staza, na ponašanje dizalice pri kretanju znatan uticaj imaju pojedine geometrijske imperfekcije i odstupanja (sl. 3.3) nastala pri:

- izradi i/ili ugradnji elemenata sklopova vertikalnih točkova,
- izradi i/ili postavljanju šinske staze dizalice i
- ugradnji elemenata vodećih rolni dizalice.

Većinu ovde pomenutih imperfekcija (zajedno sa odstupanjima od idealne geometrije mosta, opterećenjem usled vetra i inercijalnim silama) *Hanover* je nazvao *poremećajnim veličinama* – zajedničkim imenom, pod kojim se podrazumevaju sve veličine koje mogu izazvati zakošenje pri kretanju dizalice. Publikovani rezultati koji govore o uticajima ovih poremećajnih veličina naučno su argumentovani kroz brojna teorijska i eksperimentalna istraživanja, [42, 44, 46, 52].



Sl. 3.3 Geometrijske imperfekcije i odstupanja šinske staze, točkova dizalice i vodećih rolni

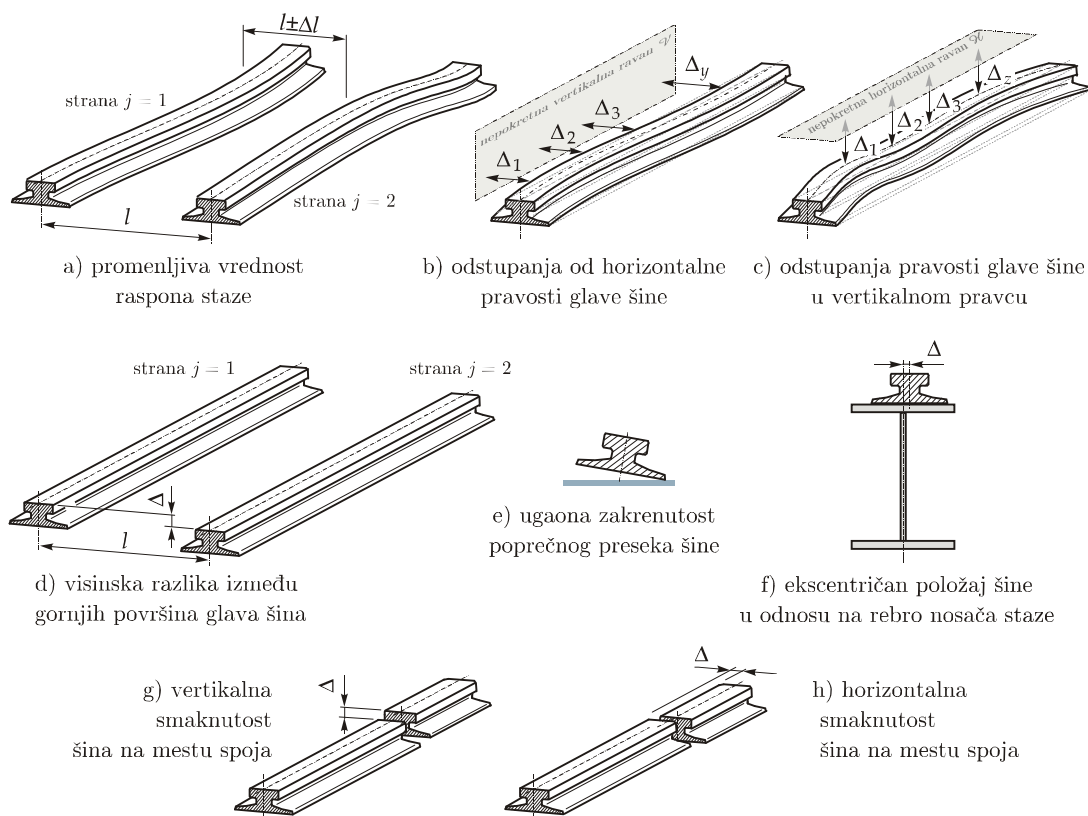
Nesavršenosti šinske staze nemoguće je proceniti u fazi projektovanja, tako da je skoro svaki proračunski model izveden uz pretpostavku da će šine biti brižljivo postavljene u idealno pravom položaju. Međutim, na izvedenim konstrukcijama šinskih staza i te kako postoje razne geometrijske imperfekcije.

Promenljiva vrednost raspona staze (sl. 3.4.a), kao i *odstupanja od horizontalne pravosti šine* (sl. 3.4.b) u velikoj meri utiču na ustaljenost vožnje dizalice. Ove imperfekcije prouzrokuju otežano kretanje mosta (ili strane mosta), pa samim tim i skretanje sa pravca. Pri tom javljaju se dodatna opterećenja sredstava za vođenje, odnosno noseće konstrukcije dizalice i njene staze. Pored toga, dolazi do intenzivnog habanja venaca točkova i glava šina na pojedinim deonicama staze. Ukoliko su ova odstupanja pravca izražena u većoj meri, može doći do tzv. „uklinjavanja” (zaglavljivanja) mosta pri kretanju, ili u ekstremnom slučaju čak i do silaska dizalice sa staze, [67, 145, 171].

U zavisnosti od konstruktivne izvedbe staze i uslova okoline, prethodno navedene neželjene imperfekcije, [33, 134, 135, 179] potiču najčešće od:

- bočnih inercijalnih sila ubrzanja/kočenja kolica,
- bočnih udara pri vožnji dizalice,

- temperaturnih razlika na pojasevima čeličnih stubova šinske staze,
- temperaturnih dilatacija šina i tzv. horizontalnih spregova nosača staze,
- ekscentričnog opterećenja temelja i stubova šinske staze,
- opterećenja industrijske hale (u kojoj radi dizalica) vetrom,
- neadekvatnog pričvršćivanja šine za gornji pojas nosača staze i sl.

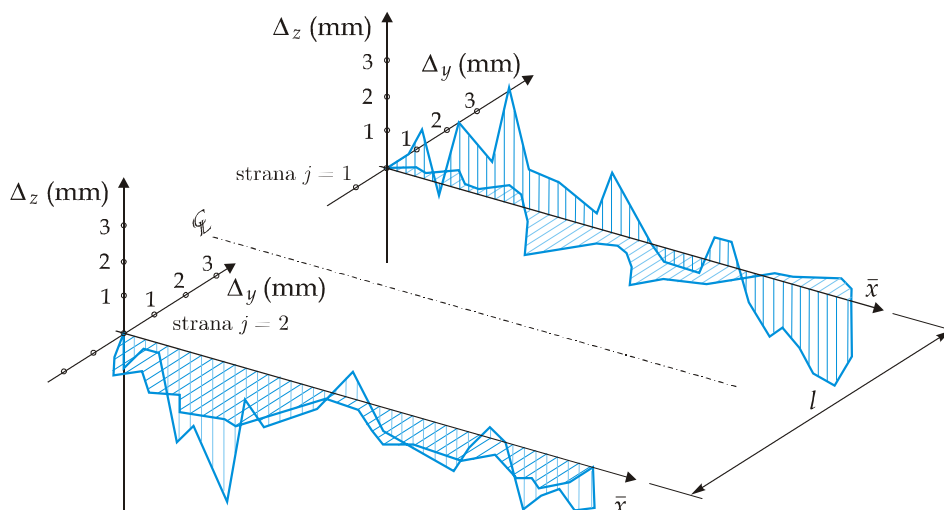


Sl. 3.4 Imperfekcije šinskih staza dizalica

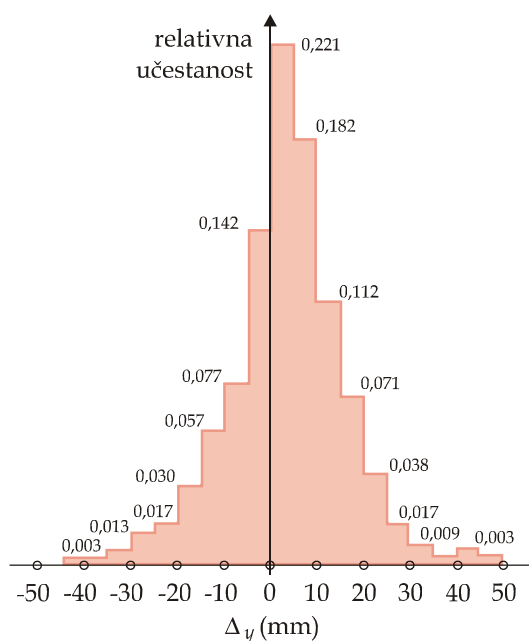
Odstupanja od pravosti glave šine u vertikalnom pravcu (sl. 3.4.c) su neželjene promene koje potiču od prekomernih ugiba nosača staze između stubova na koje se oslanjaju, ili „tonjenja” temelja istih. Ukoliko su ove imperfekcije u granicama tolerisanih vrednosti, njihov uticaj na zakošavanje mosta je zanemarljiv. U suprotnom može doći do statički neodređenog oslanjanja dizalice, što dovodi do nejednakog habanja točkova. Kao što je napomenuto i u nastavku, nakon dužeg vremenskog perioda, trošenje kotrljajne površine točka je praćeno pojavom razlike u prečnicima pogonskih točkova i eventualnim zakošavanjem mosta.

Primera radi, na sl. 3.5 prikazana su merenjem utvrđena odstupanja od pravosti šina staze dugačke 135 m. Dat je ujedno uvid i u statistički obrađene vrednosti

horizontalnih odstupanja od pravosti šina (sl. 3.6) koje su dobijene na osnovu geodetskog snimanja staza dizalica (ukupne dužine 4000 m) u jednom metalurškom kombinatu. Na prikazanom histogramu jasno se vidi da u pojedinim slučajevima odstupanja – doduše sa malom učestanošću – dostižu i neprihvatljivo visoke vrednosti (i do 45 mm!).



Sl. 3.5 Izmerena vertikalna i horizontalna odstupanja od pravosti šina, [67]



Sl. 3.6 Relativna učestanost horizontalnih odstupanja šinskih staza dizalica u metalurškom kombinatu u Magnitogorsku, [67]⁴²

⁴² Detaljniji opis istraživanja i kompletniji pregled rezultata dat je u izvornom radu:

Уваров, Б.Ю., Эглескалн, Ю.С. (1966). К вопросу учета влияния смещения подкранового рельса с оси балки. *Пром. стр-во*. No. 10, pp. 28-29.

Visinska razlika između gornjih površina glava šina (sl. 3.4.d) je prvenstveno rezultat netačnog nivelisanja strana staze. Neželjene posledice ovih odstupanja se manifestuju takođe kroz statički neodređeno oslanjanje dizalice i nejednaka vertikalna opterećenja, odnosno habanje točkova. Pored toga, može se javiti i zaostajanje jedne strane dizalice u odnosu na drugu (zbog nedovoljne athezije između točka i šine na „nižoj” strani staze), kao i torzija noseće konstrukcije mosta.

Ugaona zakrenutost poprečnog preseka šine (sl. 3.4.e) utiče na geometriju kontakta točak – šina. Usled neadekvatnog uzajamnog položaja kotrljajne površine točka i gornje površine glave šine, dolazi do znatnog porasta pritiska na mestu kontakta i neuniformnog habanja elemenata u dodiru.

Ekscentričan položaj šine (sl. 3.4.f) osim toga što može izazvati smetnje pri kretanju dizalice (zbog smanjenog bočnog zazora između glave šine i sredstva za vođenje), doprinosi i lokalnoj torziji gornjeg pojasa, odnosno savijanju rebra nosača staze izvedenog u obliku I-profila, [179].

Odstupanja u vertikalnom pravcu na mestima sastava šina (sl. 3.4.g) izazivaju dodatne, neželjene udare koji se prenose na noseću konstrukciju dizalice, ali i oštećenja kotrljajne površine točka pri prelasku preko „uzvišenja”.

Na dinamičko ponašanje dizalice pri vožnji, u velikoj meri utiče *horizontalna smaknutost šina na mestu sastava* (sl. 3.3.h). Pored toga što prouzrokuje zakošavanje, nailazak venca točka na smaknuti kraj šine je praćen jakim udarom, što neretko dovodi do njegovog mehaničkog oštećenja.

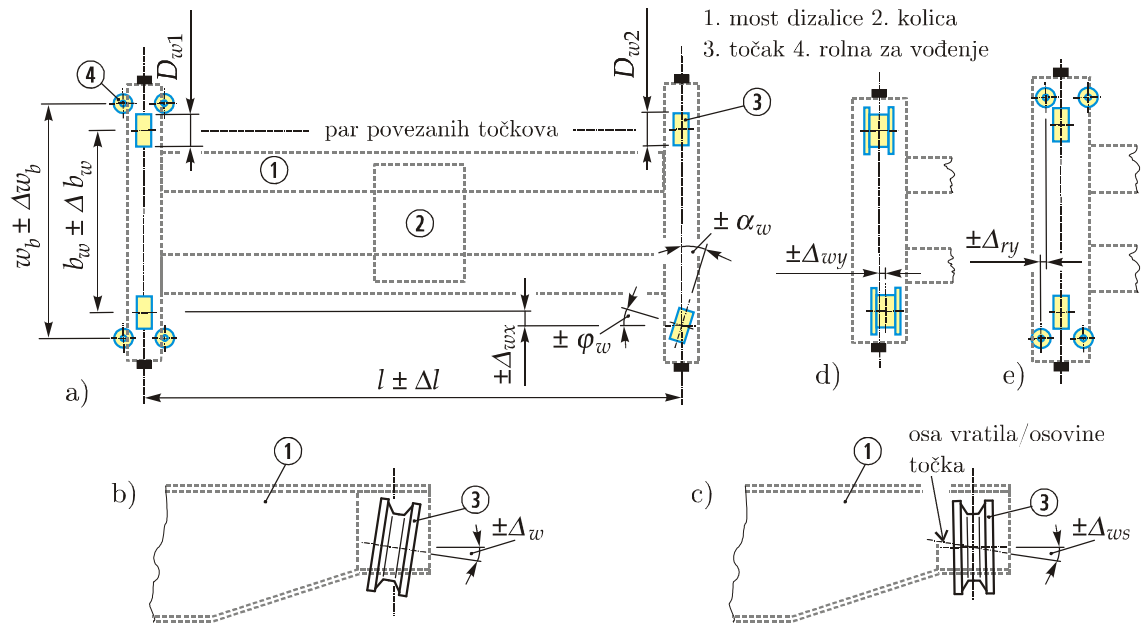
Netačnosti ugradnje točkova i vodećih rolni prikazani su na sl. 3.7.

Razlike u vrednostima raspona točkova dizalice $l \pm \Delta l$ (sl. 3.7.a) ima vrlo slične efekte na kretanje dizalice kao i odstupanja šina staze od horizontalne pravosti.

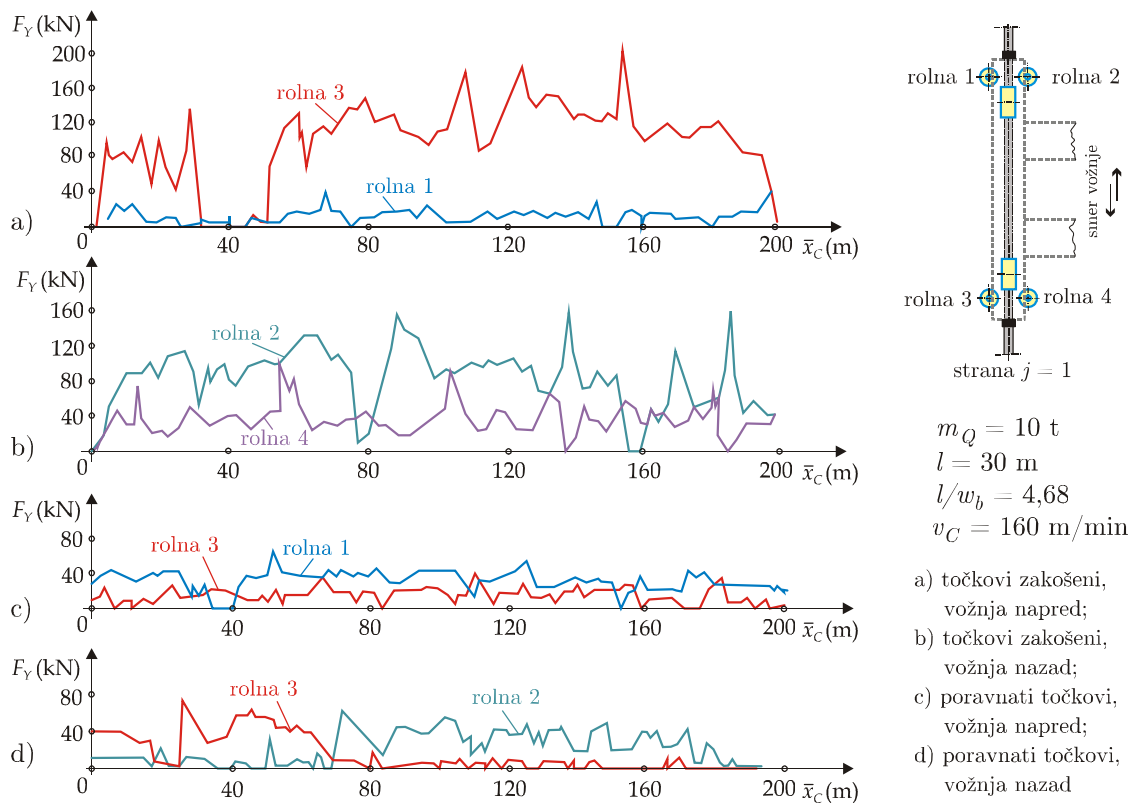
Paralelna smaknutost točkova $\pm \Delta_{wx}$ i manja odstupanja (u okviru propisanih tolerancija) *od projektovanih vrednosti b_w i w_b* (sl. 3.7.a), praktično neznatno utiču na kretanje dizalice.

Inklinacija ose vratila/osovine točka (definisana uglom $\pm \varphi_w$), *odnosno ose glavčine samog točka* (zakošenost točka je određena uglom $\pm \alpha_w$) u horizontalnoj ravni (sl.

3.7.a) veoma nepovoljno utiče na kretanje dizalice i u većini slučajeva prouzrokuje njeno zakošavanje. Rezultati istraživanja prikazani na sl. 3.8. upravo govore o uticaju zakošenosti točkova na vrednosti bočnih sila na vodećim rolnama.



Sl. 3.7 Geometrijske imperfekcije točkova i vodećih rolni dizalice



Sl. 3.8 Izmerene sile na vodećim rolnama dizalice, [38]

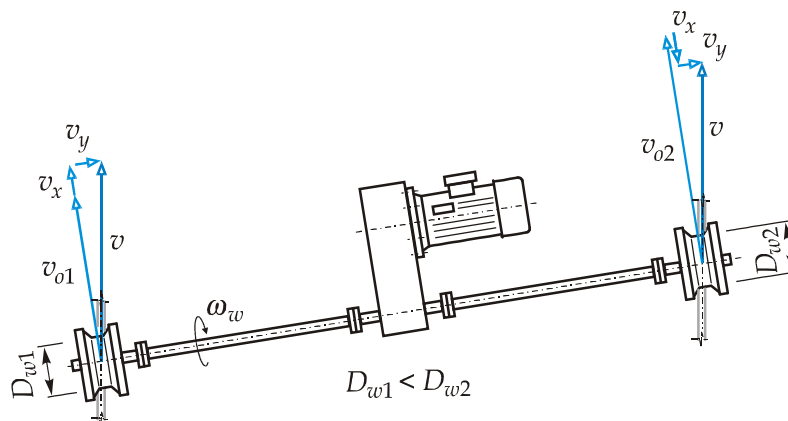
U prvom slučaju, vertikalni točkovi zaklapali su različite uglove α_w u odnosu na uzdužne ose bočnih nosača. Tokom vožnje dizalice po stazi (u oba smera) izmerene su izuzetno velike vrednosti sila na sredstvima za vođenje (sl. 3.8.a i 3.8.b). Maksimalne sile na pojedinim rolnama dostizale su vrednosti koje su iznosile čak 40% ukupne težine dizalice. Na zapisima koji su dati na sl. 3.8.c i 3.8.c jasno se vidi da su sile znatno manje nakon poravnavanja točkova (tj. dovođenja istih u geometrijski pravilan položaj). Pri tom, maksimalne vrednosti F_Y iznosile su oko 16% ukupne težine dizalice.

Izvijenost ose vratila/osovine točka (određena uglom $\pm\Delta_{ws}$, sl. 3.7.c), *ili samog točka* (data uglom $\pm\Delta_w$, sl. 3.7.b), utiče prvenstveno na geometriju kontakta točak – šina. Usled povećanog površinskog pritiska na mestu dodira kotrljajne površine točka i gornje površine glave šine, dolazi do neuniformnog habanja ova dva elementa, [48, 74]. U pojedinim slučajevima ove imperfekcije mogu izazvati i zakošavanje dizalice pri kretanju.

Neporavnatost venaca vertikalnih točkova (određena veličinom $\pm\Delta_{wy}$, sl. 3.7.d) prouzrokuje otežano kretanje jedne strane dizalice, što ujedno doprinosi i pojavi zakošavanja. U ekstremnom slučaju, pri ekscentričnom položaju kolica na mostu (prvenstveno u fazama naglih ubrzanja/kočenja) može doći čak i do silaska točka sa šine. Uticaj neporavnatosti točkova bez venaca (na dizalici vođenoj rolnama) na zakošavanje je zanemarljivo mala. Međutim, *neporavnatost vodećih rolni* (određena veličinom $\pm\Delta_{ry}$, sl. 3.7.e) može uticati u velikoj meri na ponašanje dizalice pri kretanju.

Razlike u prečnicima točkova potiču od netačne izrade ili nejednakog habanja kotrljajnih površina. Uticaj ovih razlika na ponašanje dizalice tokom vožnje zavisi od konstruktivne izvedbe pogona kretanja. Kod retko zastupljenih rešenja sa jednostranim pogonom mosta, razlike u prečnicima točkova ne doprinose zakošavanju dizalice. Međutim, kod pogona kretanja sa mehanički ili električno povezanim parom/parovima pogonskih točkova, ove netačnosti u velikoj meri utiču na zakretanje mosta u horizontalnoj ravni. Zapravo, pogonski točkovi nejednakih nazivnih prečnika, povezani brzinom obrtanja, kotrljaju se različitim obimnim brzinama (sl. 3.9). Ovo dovodi do pojave tendencije kretanja dizalice po kružnoj trajektoriji. Iako je silazak sa staze sprečen prinudnim vođenjem, neprekidno

zakošavanje pri kretanju je neizbežno. Sličan fenomen se javlja i kod dizalica pri radu nesinhronizovanih nezavisnih pogona strana. Ukoliko su odstupanja prečnika točkova u preporučenim granicama, njihov uticaj na kretanje dizalice (po stazi bez većih imperfekcija u vertikalnoj ravni) je neprimetan.



Sl. 3.9 Brzine (projektovane na horizontalnu ravan) na paru mehanički povezanih točkova različitih prečnika

Preporučene i dozvoljene vrednosti projektnih⁴³ i radnih⁴⁴ tolerancija točkova i šinskih staza dizalica su definisane standardom ISO 12488-1, [247]. One su date za četiri klase, a osnovni kriterijum za određivanje klase tolerancije je ukupni put kretanja dizalice tokom njenog veka trajanja. Slične preporuke sadrži i VDI 3571 za dve klase tolerancija [256], kao i izvori [243, 246, 250].

Poštovanje propisanih tolerancija (dimenzija, oblika i položaja) prilikom izrade, odnosno montaže sklopova točkova, vodećih rolni i šinske staze, od primarnog značaja je za besprekorno i pouzdano funkcionisanje dizalice, [137, 138]. Utvrđeno je da većina ovde navedenih nesavršenosti u velikoj meri utiče na nesmetano kretanje mosta po stazi, kao i na vek trajanja pojedinih elemenata konstrukcije dizalice. Iz ovog razloga, pre puštanja dizalice u rad, kao i prilikom periodičnih pregleda, neophodno je sprovesti kontrolu staze i položaje točkova dizalice prema odgovarajućoj metodologiji, [52, 60, 77, 146, 147, 155, 175, 176, 187].

⁴³ *Projektna tolerancija* je vrednost za koju je dozvoljeno da varira određena dimenzija, nastala u sklopu kompletne dizalice i njene šinske staze, u novim, modifikovanim, obnovljenim ili popravljenim objektima, pre eksploatacione upotrebe. Odnosi se na novoizrađene, popravljene ili modifikovane dizalice i šinske staze. Merenja se moraju izvoditi u stanju bez tereta, sa dizalicom i njenom šinskom stazom oslonjenim na način kakav će biti pri radu, [247].

⁴⁴ *Radna tolerancija* je vrednost za koju je dozvoljeno da varira određena dimenzija, nastala pri upotrebi dizalice i njene šinske staze. Mora se meriti kada dizalica radi bez tereta, [247].

3.1.3 Odstupanja nastala montažom elemenata noseće konstrukcije dizalice

Izrada i montaža nosećih konstrukcija mosnih dizalica (posebno većih gabarita i nosivosti) zahteva posebnu pažnju i stručnost. Naime, u većini slučajeva, različita odstupanja od projektovane geometrije mosta dizalice potiču upravo od:

- izobličenih kutijastih glavnih nosača većih dužina (posledica netačnog pozicioniranja limova koji se spajaju ili zaostalih deformacija nakon zavaranja) i
- neadekvatno izvedenih veza bočnih i glavnih nosača (u smislu neupravnosti uzdužnih osa bočnog nosača i glavnog nosača).

Ove netačnosti oblika mogu dovesti do pojave nejednakih opterećenja točkova po stranama mosta, dodatnih otpora i smetnji pri kretanju dizalice. Prema tome, nakon montaže ili remonta noseće konstrukcije dizalice, potrebno je izvršiti odgovarajuću kontrolu njene geometrije, [111, 173].

3.1.4 Razlike u brzinama obrtanja pogonskih točkova po različitim stranama dizalice

Ukoliko se razlikuju elektro-mehaničke karakteristike elektromotora ugrađenih u pogonske mehanizme kretanja po stranama dizalice, nisu ni brzine obrtanja pogonskih točkova iste, [52]. Ovde se misli prvenstveno na razliku na približno linearnim delovima mehaničkih karakteristika asinhronih elektromotora, mada su tolerancije naznačenih vrednosti i pogonskih karakteristika električnih rotacionih mašina propisani normom EN 60034-1. Ako postoji pomenuta razlika u brzinama obrtanja pogonskih točkova na različitim stranama dizalice, jedna strana prednjači u odnosu na drugu, te dolazi do zakretanja mosta dizalice u horizontalnoj ravni.

3.1.5 Propusti vezani za neredovno i nestručno održavanje dizalice i njene šinske staze

Nažalost, neredovno i nestručno održavanje dizalice i njene šinske staze i danas predstavlja veliki problem, posebno u pogonima teške industrije. Razne mehaničke prepreke na šinskoj stazi, ruinirana pričvršćenja i zamašćenost glava šina, kao i nepodešena kočnica, oštećenje ili lom nekog elementa (npr. klina) u mehanizmu

pogona kretanja, može izazvati primetne smetnje u kretanju dizalice i zaostajanje jedne strane mosta u odnosu na drugu.

3.1.6 Konstruktivne greške nastale pri projektovanju dizalice

U fazi projektovanja dizalica većina inženjerskih propusta potiče od nedovoljnog poznavanja problematike zakošavanja. Najčešće „tipične greške” projekatana su:

- marginalizacija propisanih, odnosno preporučenih odnosa l/w_b , vrednosti bočnog zazora s_g , kao i propisanih tolerancija izrade točkova,
- izbor neadekvatnog rasporeda vodećih rolni (npr. postavljanje istih na oba bočna nosača, sa svake strane šine ili iza vertikalnih točkova),
- nepostojanje odgovarajućeg sistema za sinhronizaciju rada elektromotora nezavisnih pogona kretanja dizalice i sl.

3.2 Preduslovi povoljnih voznih karakteristika mosne dizalice

Povoljne vozne karakteristike mosne dizalice (sklonost pravolinijskom kretanju, brzo smanjivanje zakošenja mosta, uz male bočne sile) se postižu prvenstveno konstruktivnim parametrima, [52].

Preporučuju se različite vrednosti odnosa l/w_b u zavisnosti od izvedbe pogona kretanja dizalice⁴⁵:

- nezavisni pogoni: $l/w_b \leq 6$;
- centralni pogon: $l/w_b = 4...8$;
- jednostranim pogon: $l/w_b \leq 3$.

Poželjno je da noseća konstrukcija mosta bude simetrične izvedbe (naravno ukoliko je moguće). Ujedno, uz dovoljnu krutost u horizontalnoj ravni, ona treba da

⁴⁵ *Nezavisni (odvojeni) pogoni kretanja dizalice:* Izvedba pogona kretanja gde je na svakoj strani mosta postavljen samostalni elektromotorni pogonski sistem. Konstruktivno rešenje mehanizma zavisi od broja pogonskih točkova po oslonačkom mestu dizalice, veze sklopova točkova sa bočnim nosačima, udaljenosti elektromotora od pogonskog točka itd.

Centralni pogon kretanja dizalice: Izvedba pogona kretanja kod koje su pogonski točkovi na različitim stranama dizalice mehanički povezani transmisionim (sporohodnim ili brzohodnim) vratilima, pri čemu je elektromotor postavljen najčešće na sredini mosta.

Jednostrani pogon kretanja dizalice: Kod ove izvedbe, pogonski sistem kretanja je postavljen samo sa jedne strane mosta.

zajedno sa sklopovima vertikalnih točkova obezbedi odgovarajuće oslanjanje dizalice.

Treba birati standardizovane vertikalne točkove sa kotrljajnim ležajevima – u poređenju sa točkovima sa kliznim ležajevima odlikuje ih manja vrednost specifičnog otpora kretanju, i niži su troškovi održavanja, odnosno reparaturnih radova. Konični točkovi u kombinaciji sa šinama sa zaobljenom glavom preporučuju se samo za dizalice sa centralnim pogonom kretanja i lakim režimom rada. U slučaju nezavisnih pogona prioritet imaju cilindrični točkovi u kombinaciji sa ravnim glavama šina.

Za savremene konstrukcije dizalica uobičajenih i većih raspona treba predvideti isključivo nezavisne pogone kretanja. Centralni pogon treba izbegavati (preporučuje se eventualno samo za dizalice koje su izložene velikim silama vetra ili za zaista male raspone). Većina dizalica je izvedena sa aksijalno nepomerljivim točkovima, mada je poželjno obezbediti bočnu pomerljivost točkova sa jedne strane mosta (kombinacija parova točkova CFM ili IFM, videti objašnjenja u potpoglavlju 3.5.5).

Za dizalice sa odnosom $l/w_b \leq 4$ preporučuju se asinhroni kavezni elektromotori u normalnoj izvedbi. Ako je $l/w_b = 4..6$ treba birati asinhroni kavezni elektromotor sa tzv. mekom mehaničkom karakteristikom. Problem zakošavanja može se znatno ublažiti, ukoliko se ovi motori zajedno koriste sa statičkim frekventnim pretvaračem. Na dizalice većih nosivosti koje rade u težim uslovima, mogu se ugraditi klizno-kolutni elektromotori (mada sve ređe), a postoje i rešenja sa motorima jednosmerne struje sa rednom pobudom.

Vođenje vencima vertikalnih točkova treba predvideti za dizalice koje rade u pogonskim grupama B1...B4 (prema [231]). Vođenje rolnama se pokazalo kao bolje rešenje na dizalicama koje pripadaju pogonskim grupama B5 i B6. Vodeće rolne (koje mogu biti i elastično oslonjene, npr. oprugama) poželjno je postaviti samo na jednom bočnom nosaču, obostrano u odnosu na šinu. U cilju smanjenja ugla zakošenja dizalice, treba predvideti što manje zazore između šina i sredstava za vođenje (videti minimalne preporučene vrednosti npr. u tab. 3.3).

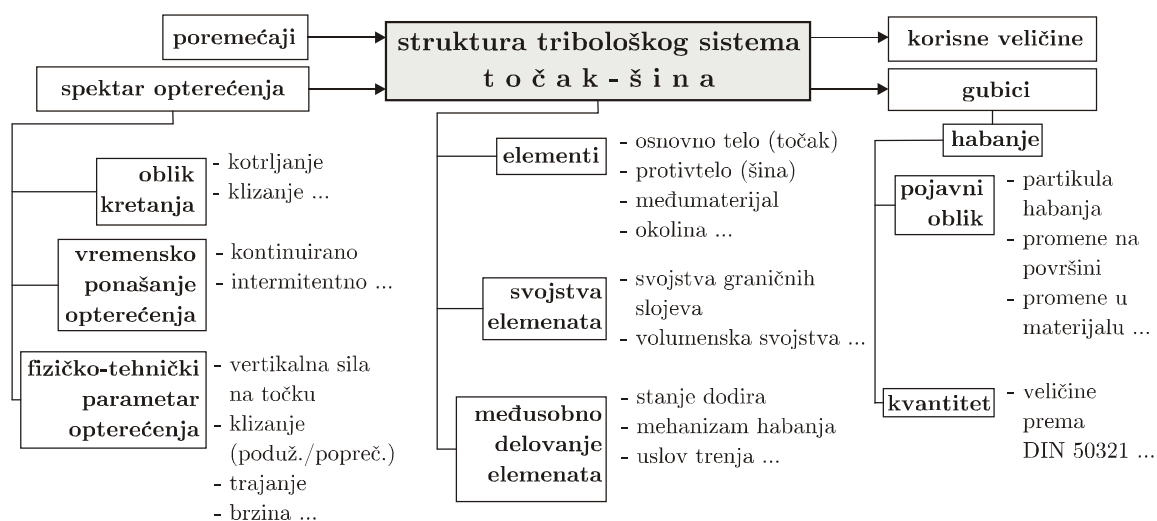
Kao što je već i naglašeno u potpoglavlju 3.1.2, pored predhodno navedenih osnovnih zahteva, moraju biti ispoštovane i sve tolerancije mera, oblika i položaja točkova, vodećih rolni, noseće konstrukcije mosta i šinske staze.

3.3 O kontaktu točak – šina

Par točak – šina može da se posmatra kao tribološki sistem – relativno kretanje ova dva elementa u direktnoj interakciji praćeno je pojavom trenja na mestu kontakta i procesom trošenja materijala sa dodirnih površina.

Osnovnu strukturu *tribološkog sistema točak – šina* (sl. 3.10) čine elementi određenih svojstava, odnosno promenljivo međusobno delovanje istih. Osnovno telo u dodiru je točak, pri čemu šina predstavlja protivtelo, a između njih nalazi se međumaterijal (u ovom slučaju misli se prvenstveno samo na partikule habanja). Može se reći da točak – šina čini tzv. *otvoreni tehnički tribološki sistem* – osnovno i protivtelo (a ujedno i međumaterijal) okruženi su okolnim vazduhom koji u pojedinim slučajevima može sadržati i supstance koje prouzrokuju razne promene na dodirnim površinama.

Određeni poremećaji koji potiču prvenstveno od zaprljanosti dodirnih površina (npr. prisustva prašine, sredstva za podmazivanje, snega i sl.), u velikoj meri utiču na veličine koje se javljaju u interakciji točak – šina, kao i na mehanizam trenja/habanja.



Sl. 3.10 Tribološki sistem točak – šina, [85]

Trošenje dodirnih površina je neželjena posledica trenja kotrljanja i klizanja pri kretanju točka po šini. Trošenje kotrljajne površine i venaca točka, kao i glave šine najčešće se ispoljava kroz adhezivno i abrazivno habanje, tribo–hemijske reakcije (npr. fretting koroziju⁴⁶) i površinski zamor. Tokom dužeg rada dizalice velike nosivosti u prostoriji sa visokom temperaturom (npr. u železari ili livnici), na točkovima i šinama mogu se pojaviti i razni oblici termičkog trošenja (praćene erozijom) površina.

Sa druge strane, *sistem točak – šina* može se posmatrati kao jedan *neholonomni sistem* – zajedničko dejstvovanje ova dva elementa u dodiru nije uslovljeno prinudno, geometrijom istih (izuzev kada je venac točka naslonjen na glavu šine), već je određeno *vremenski promenljivim zakonitostima trenja*.

U teorijskom slučaju, pri kretanju apsolutno krutog tela u obliku cilindra po potpuno krutoj podlozi, ne postoji otpor trenja kotrljanja. Ipak u stvarnosti, u zoni kontakta elemenata od čelika, javlja se izvesna, veoma mala elastična deformacija podloge pod cilindričnim telom. Kroz razvoj teorije kontakta točak – šina kod šinskih vozila [209]⁴⁷ je pokazano, da se u slučaju deformabilnih tela dodir ostvaruje po površini.

Pri relativnom kretanju točka i šine, u svakoj tački kontaktne površine postoje *promenljivi uslovi trenja*, određeni prvenstveno karakteristikama ova dva elementa, kao i stanjem dodirnih površina, režimom rada dizalice, radnom okolinom, dinamičkim efektima koji potiču od rada pogona dizalice i sl.

Na sl. 3.11 prikazan je detalj dodira pogonskog točka i šine. Točak mosne dizalice samo u veoma kratkim vremenskim intervalima vrši čisto kotrljanje – u stvarnosti, kretanje točka po šini je praćeno istovremenom pojavom *trenja kotrljanja* i *trenja*

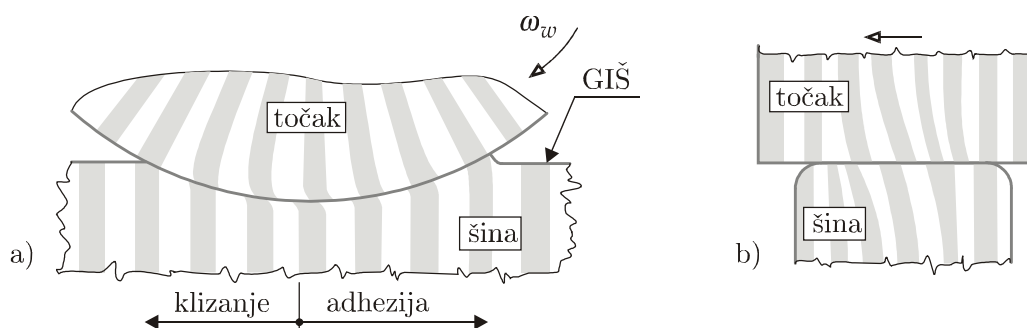
⁴⁶ eng. *fretting corrosion* – vrsta habanja koje se javlja pri manjim oscilatornim pomeranjima jedne površine u odnosu na drugu u uslovima delovanja korozivnih sredina. Detaljnije objašnjenje može se naći u knjizi: Tanasijević, S. (1989). *Osnovi tribologije mašinskih elemenata*. Beograd: Naučna knjiga.

⁴⁷ Vredan pregled ove teme je dat i u sledećim domaćim istraživanjima:

Milković, D. (2012). *Uticaj parametara dodira točak – šina na dinamičko ponašanje šinskih vozila*. Doktorska disertacija. Beograd: Mašinski fakultet.

Bižić, M. (2015). *Istraživanje uticajnih parametara u interakciji točak – šina na stabilnost kretanja železničkih vozila*. Doktorska disertacija. Kraljevo: Fakultet za mašinstvo i građevinarstvo.

klizanja. Imajući u vidu postojanje malih elastičnih deformacija točka i šine, na kontaktnoj površini razlikuje se *zona adhezije* i *zona klizanja* (sl. 3.11.a). Adhezijom⁴⁸ se ostvaruje *frikciona veza točka i podloge* pod dejstvom spoljašnjeg opterećenja. Usled već pomenutih elastičnih deformacija elemenata u dodiru, između točka i šine postoji određeno *mikroklizanje*. Promenljiva veličina zone klizanja zavisi prvenstveno od dejstava spoljašnjih opterećenja. Gledano u pravcu kretanja dizalice, adhezijska sila ograničava vrednost pogonskog momenta na točku koju podloga može da primi. Kada se u potpunosti iskoristi mogućnost prijema obimne sile točka od strane šine, zona klizanja se proširi na celu kontaktnu površinu i nastaje *makroklizanje* (tzv. *proklizavanje*).



Sl. 3.11 Slikoviti prikaz elastičnih deformacija točka i podloge

Slični fenomeni se javljaju i pri relativnom kretanju točka po šini, poprečno u odnosu na pravac vožnje dizalice (sl. 3.11.b), međutim oni su znatno manje istraživani.

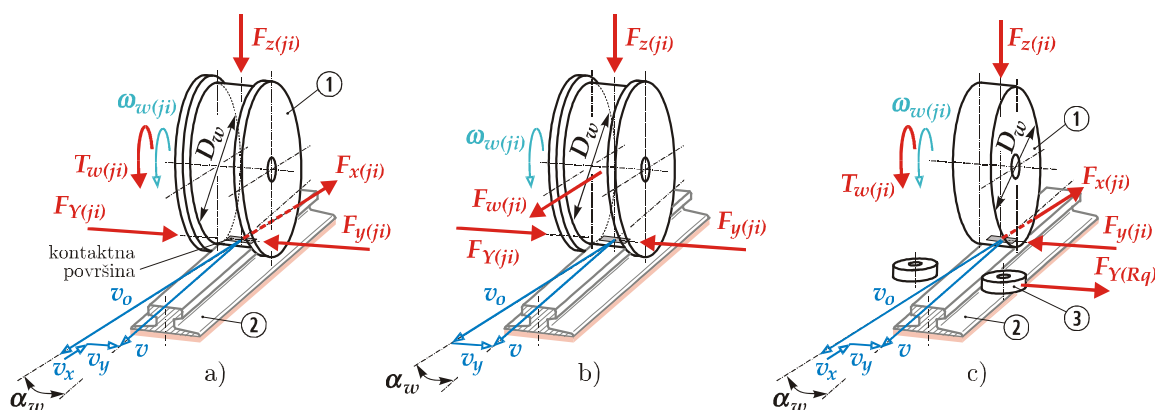
3.3.1 Sile u interakciji točak – šina

Opšteprihvaćeno je da se u mehanici kretanja mosnih i portalnih dizalica pod *horizontalnim silama* podrazumevaju *sile koje deluju u ravni dodira točka i šine, odnosno na mestu kontakta vodeće rolne i šine*.

Sile koje se javljaju u interakciji točak – šina, kao i odgovaraće brzine (projektivane u ravan dodira) prikazane su na sl. 3.12. Prirodni pravac kotrljanja vertikalnog točka dizalice odstupa od pravca uzdužne ose šine za ugao zakošenja α_w .

⁴⁸ Adhezija (lat. *adhaesio*) – prijanjanje, pojava frikcionih veza u zoni kontakta dva čvrsta tela pod dejstvom spoljašnjeg opterećenja. (Definicija preuzeta iz: Ivković, B. (2011). *Rečnik triboloških termina*. Kragujevac: Srpsko tribološko društvo – Mašinski fakultet).

Pogonski točak i na strani dizalice j (sl. 3.12.a), opterećen vertikalnom silom $F_{z(ji)}$ i pogonjen momentom $T_{w(ji)}$, kotrlja se po šini obimnom brzinom $v_o = (D_w/2) \cdot \omega_{w(ji)}$. Usled elastičnih deformacija kotrljajne površine pogonskog točka i gornje površine glave šine javlja se *podužno klizanje* točka brzinom v_x . Prilikom nailaska venca na glavu šine, sa prirodnog pravca kotrljanja točak se vraća *poprečnim klizanjem* na pravac šine (odgovarajuća brzina je v_y), pa se kao rezultatna brzina dobija brzina kretanja točka v u pravcu šine. Odgovarajuće *sile trenja usled podužnog i poprečnog klizanja* označene su sa $F_{x(ji)}$ i $F_{y(ji)}$.



1. vertikalni točak dizalice; 2. šina; 3. rolna za vođenje dizalice

Sl. 3.12 Brzine i sile na zakošenom točku dizalice:

a) pogonski točak sa vencima; b) slobodni točak sa vencima; c) pogonski točak bez venaca

Slobodni točak (sl. 3.12.b) pogoni se povlačenjem njegove osovine silom $F_{w(ji)}$ (preko noseće konstrukcije dizalice) i kotrlja se ugaonom brzinom $\omega_{w(ji)}$. U ovom slučaju ne dolazi do elastičnog klizanja u pravcu kotrljanja točka, pa ne postoji ni brzina v_x , niti sila $F_{x(ji)}$.

Kada se dizalica kreće pomoću pogonskih točkova bez venaca (sl. 3.12.c), na kontaktnoj površini takođe deluju obe sile izazvane klizanjem točka po podlozi.

Navedene sile trenja klizanja ($F_{x(ji)}$, $F_{y(ji)}$) ujedno predstavljaju komponente rezultatne *tangencijalne sile* $F_{t(ji)}$ na mestu interakcije kotrljajne površine točka i gornje površine glave šine. *Sila vođenja* (na sl. 3.12.a i 3.12.b označena sa $F_{Y(ji)}$, dok na sl. 3.12.c sa $F_{Y(Rq)}$) je bočno opterećenje koje se javlja na mestu kontakta sredstva za vođenje i šine.

Prema tome, *sile zakošenja* predstavljaju *sistem horizontalnih opterećenja koja su izazvana zakošavanjem dizalice pri kretanju po šinskoj stazi*. Ovde spadaju *sile koje leže u ravni dodira kotrljajnih površina vertikalnih točkova i šina*, kao i *bočne sile nastale interakcijom sredstava za vođenje i šina*.

Pri kretanju dizalice, prenos sila zakošenja na noseću konstrukciju mosta, odnosno šinske staze, ostvaruje se:

- *silama trenja* i
- *oblikom elemenata u dodiru*.⁴⁹

Drugim rečima, sve dok sredstvo za vođenje ne dođe u dodir sa šinom, veza između vertikalnih točkova i šina ostvaruje se isključivo silama trenja na kontaktnim površinama. Kada nastupi prinudno vođenje dizalice, dolazi do preraspodele sila izazvanih zakošavanjem – deo bočnih opterećenja prenosi se na noseću konstrukciju mosta i staze sredstvima za vođenje (tj. oblikom venaca ili vodećih rolni), a ostatak trenjem na mestima dodira kotrljajnih površina točkova i šina. Treba imati u vidu i sledeće: sva inercijalna opterećenja pri translatornom kretanju mosta/kolica, odnosno sile dejstva vetra na noseću konstrukciju dizalice, prenose se na podlogu takođe trenjem između točkova i šina, kao i preko sredstava za vođenje.

3.3.2 Odnos trenje – klizanje

Klizanje predstavlja veličinu koja je povezana sa odnosom pomeranja točka usled translatornog kretanja i kotrljanja po šini.

⁴⁹ Kada se govori o spojevima u mašinstvu, odnosno o tehničkim sistemima kao što je npr. par točak – šina, u nemačkoj literaturi čitalac se susreće veoma često sa pojmovima *der Kraftschluß* i *der Formschluß*. Nažalost, u srpskom jeziku ne postoje istovetni termini za prethodno navedene pojmove. Shodno tome, Kandidat je smatrao za potrebno da ove izraze bar deskriptivno pojasni.

der Kraftschluß: Frikciona veza („spregnutost”) točka i šine ostvarena silom dinamičkog trenja (na kontaktnoj površini) koja ujedno održava i njihovo relativno kretanje. Prema tome, postojanost kretanja točka po šini (bez prekida kinematske veze između istih), kao i prenos horizontalnih opterećenja nastalih interakcijom elemenata u dodiru, ograničen je raspoloživom adhezionom silom između njih.

der Formschluß: Relativno kretanje dva elementa (u ovom slučaju poprečno kretanje točka ili vodeće rolne u odnosu na šinu) ograničeno je njihovim oblikom (a ujedno i čvrstoćom).

Pored prethodno navedenih, u mašinstvu se koristi još i pojam *der Stoffschluß* (može se smatrati podslučajem *Formschluß-a*) – odnosi se na spoj elemenata koji je dobijen posredstvom dodatnog materijala i ne može se rastaviti bez razaranja (tipični primeri: zavareni, lemljeni i lepljeni spojevi).

U literaturi, *podužno* i *poprečno klizanje* definisano je na osnovu odnosa:

- brzina, [105]:

$$s_x = \frac{v_x}{v_o}, \quad (3.1.a)$$

$$s_y = \frac{v_y}{v_o}, \text{ ili} \quad (3.1.b)$$

- pomeranja pri klizanju u podužnom/poprečnom pravcu i pređenog puta točka u prirodnom pravcu kotrljanja, [117, 248]:

$$s_x = \frac{\bar{x}_w}{\bar{o}_w}, \quad (3.2.a)$$

$$s_y = \frac{\bar{y}_w}{\bar{o}_w}. \quad (3.2.b)$$

Prema Šmitu⁵⁰, rezultantno klizanje može se izraziti kao:

$$s = \sqrt{s_x^2 + s_y^2}. \quad (3.3)$$

Polazeći od izraza (3.2.a) i (3.2.b), odnosno slike 3.12, može se napisati da je klizanje u poprečnom pravcu brojno približno jednako uglu zakošenja točka ($s_y \approx \alpha_w$).

Preduslov tačnog određivanja funkcionalne zavisnosti između sila zakošenja i klizanja je ispunjenost sledećih pretpostavki, [126]:

- deformacije točka i šine su potpuno elastične,
- elementi u dodiru su homogeni i izotropni,
- kontaktna površina je mala i ravanska i
- koeficijent trenja je nezavisan od pritiska na kontaktnoj površini.

Međutim, u realnim tehničkim sistemima kao što je i par točak – šina, elementi u dodiru imaju nehomogene, anizotropne i u određenoj meri deformisane dodirne površine različite hrapavosti. Nesumnjivo, i prilikom interakcije točka i šine javljaju se veoma male plastične deformacije dodirnih površina. Pored toga, treba imati u vidu da kontaktna površina nije idealno čista – između točka i šine nalazi se međumaterijal u obliku reakcionih i adsorpcionih slojeva, partikula habanja, prljavštine, vlage i sl. S obzirom na kompleksnost međusobnih uticaja fizičko-

⁵⁰ Sažetak Šmitovog istraživanja dat je u radu [113]. Detaljnija objašnjenja mogu se naći u: Schmidt, P. (1989). *Ein einfaches Modell für die formschlüssige und die geregelte formschluffreie Führung von Brückenkränen*. Doktorska disertacija. Darmstadt: Technische Hochschule

hemijskih karakteristika i tehničko-eksploatacionih parametara razmatranog sistema, zakonitost trenja između točka i šine čak ni do danas nije u potpunosti potkrepljena zadovoljavajućim fizikalnim objašnjenjima, niti je eksplicitno matematički opisana. Uprkos kritikama na brojna istraživanja, u važećim standardima i preporukama [231, 235, 238, 240, 248] i dalje je zadržana empirijski određena relacija za računsko određivanje *koeficijenta trenja pri klizanju*. U opštem obliku ona se može moći napisati kao:

$$\mu_f(s) = \mu_{f\max} \cdot (1 - e^{-k \cdot s}). \quad (3.4)$$

Gledajući sa stanovišta klasične mehanike, *koeficijent dinamičkog trenja* predstavlja odnos tangencijalne sile F_t (tj. horizontalne reakcije podloge pomoću koje se odvija kretanje točka po šini u datom trenutku) i vertikalnog opterećenja točka F_z :

$$\mu_f = \frac{F_t}{F_z}. \quad (3.5)$$

Pri tom, *koeficijent adhezije* definisan je kao odnos maksimalne tangencijalne sile $F_{t\max}$ koja se trenjem može preneti na podlogu (bez prekida kinematske veze između točka i šine) i vertikalnog opterećenja točka F_z :

$$\mu_{f\max} = \frac{F_{t\max}}{F_z}. \quad (3.6)$$

Drugim rečima, koeficijent $\mu_{f\max}$ predstavlja graničnu vrednost faktora trenja μ_0 pri kojoj dolazi do prekida adhezije na kontaktnoj površini. Iskorišćenost raspoložive adhezije između točka i šine moguće je izraziti odnosom $\eta_{ath} = \mu_f / \mu_{f\max}$.

Polazeći od izraza (3.3), koeficijent μ_f može se napisati za trenje u oba pravca klizanja:

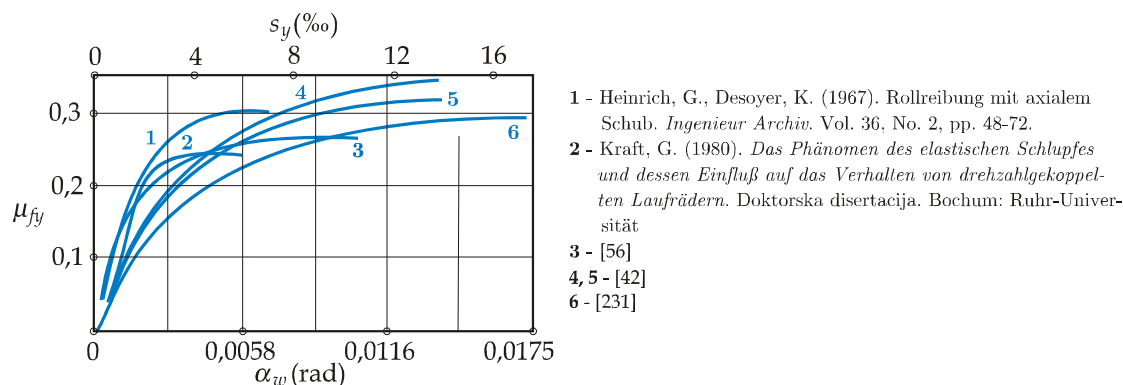
$$\mu_{fx} = \frac{s_x}{s} \cdot \mu_f(s), \quad (3.7.a)$$

$$\mu_{fy} = \frac{s_y}{s} \cdot \mu_f(s), \quad (3.7.b)$$

pri čemu je član $\mu_f(s)$ već definisan relacijom (3.4).

U većini istraživanja, funkcije $\mu_f = f(s)$ za podužni i poprečni pravac određene su na osnovu merenja, sprovedenih na specijalnim opitnim stolovima ili mosnim dizalicama. Kratak pregled najznačajnijih rezultata je dat u nastavku.

Na sl. 3.13 prikazane su eksperimentima dobijene promene koeficijenta μ_{fy} u funkciji od ugla zakošenja točka α_w (odnosno poprečnog klizanja s_y), u poređenju sa računski određenom krivom 6. U merenjima, vrednost *Hercovog* pritiska⁵¹ na kontaktnoj površini kretala se u opsegu $p_H = 430...640$ MPa. Povećanjem veličine klizanja i zakošenosti točka vidno dolazi do porasta vrednosti μ_{fy} .



Sl. 3.13 Eksperimentalno određene promene μ_{fy} u funkciji od α_w , odn. s_y , [95, 126]

Nojgebauer je u [84] upotrebio *Tepferov* pristup iz [49] i uveo je korekzione članove u izrazima za određivanje s_x i s_y . Ujedno, on je smatrao da veličina ovih klizanja ne treba da premaši vrednost 0,015. Iako je svojevremeno *Nojgebauer* ukazao na to da u stvarnosti funkcija $\mu_f = f(s)$ zavisi od više konstruktivnih i pogonskih parametara, u proračun sila zakošenja prema [231] zadržale su se isključivo konstante⁵² $\mu_{fmax} = 0,3$ i $k = 250$. Nadovezujući se na prethodno, u svojim straživanjima isti autor konstatuje:

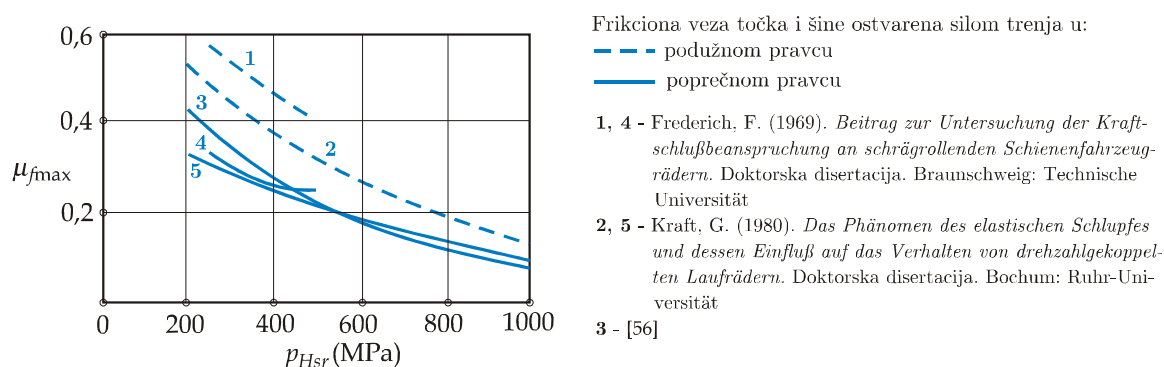
- manji uticaj brzine kretanja dizalice (do $v_C = 120$ m/min) i temperature,
- srednji uticaj pritiska na kontaktnoj površini i
- značajan uticaj okoline u kojoj radi dizalica, kao i vrste materijala, stanja površina elemenata u dodiru i pogonskih uslova.

Slika 3.14 govori o eksperimentalno utvrđenom uticaju srednje vrednosti *Hercovog* pritiska p_{Hsr} na koeficijent adhezije μ_{fmax} . Jasno se vidi da porastom p_{Hsr} dolazi do

⁵¹ Uobičajeni termin za kontakti pritisak između kotrljajne površine točka i glave šine, nazvan prema *Hajnrihu Hercu* (*Heinrich Hertz*).

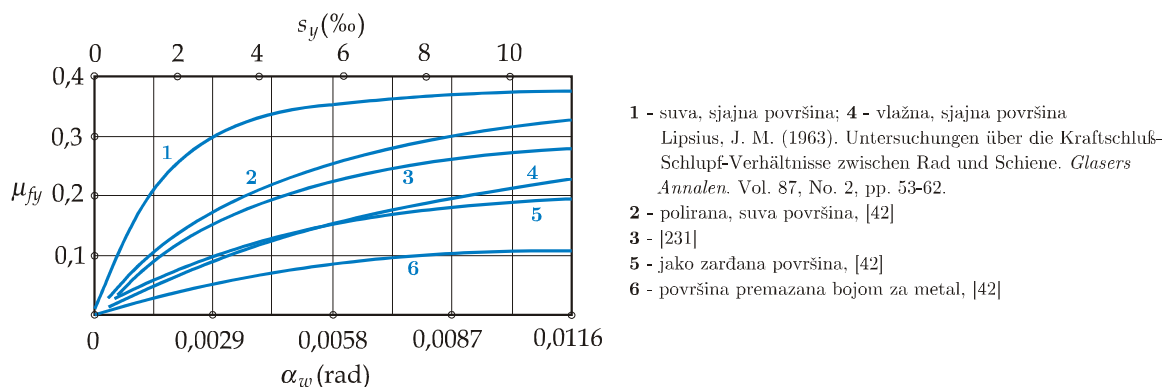
⁵² Kao što je kasnije napomenuto i u potpoglavlju 3.4.5, u novijim verzijama (SRPS) EN 13 001-2 i (SRPS) EN 15011, pored $\mu_{fmax} = \mu_0 = 0,3$ preporučuje se i vrednost $\mu_{fmax} = \mu_0 = 0,2$. Konstanta k figuriše u relaciji $m_0 = k \cdot \mu_{fmax}$ kojom je opisan početni nagib krive $\mu_f = f(s)$.

smanjenja $\mu_{f\max}$ kako u podužnom, tako i u poprečnom pravcu delovanja sila trenja.



Sl. 3.14 Zavisnost koeficijenta adhezije $\mu_{f\max}$ od pritiska p_{Hsr} , [126]

Dijagram predstavljen na sl. 3.15 ukazuje na znatan uticaj stanja površine glave šine na zavisnost $\mu_{fy} = f(s_y)$. Oblik krive 1 potkrepljuje zapažanja većine istraživača: najveće vrednosti μ_{fy} dobijene su u slučajevima kada su površine elemenata u dodiru bile suve, čiste i metalnog sjaja. Kao što se vidi na prethodno navedenoj slici, prisustvo međumaterijala doprinosi izvesnom smanjenju μ_{fy} . Ovaj uticaj prepoznaje se i na oblicima prikazanih funkcija (krive 2, 4, 5 i 6 vidno su „ravnije”). Vrsta i količina međumaterijala ima primaran uticaj na proces trenja između točka i šine, a pored toga određuje i meru opadanja vrednosti μ_{fy} .



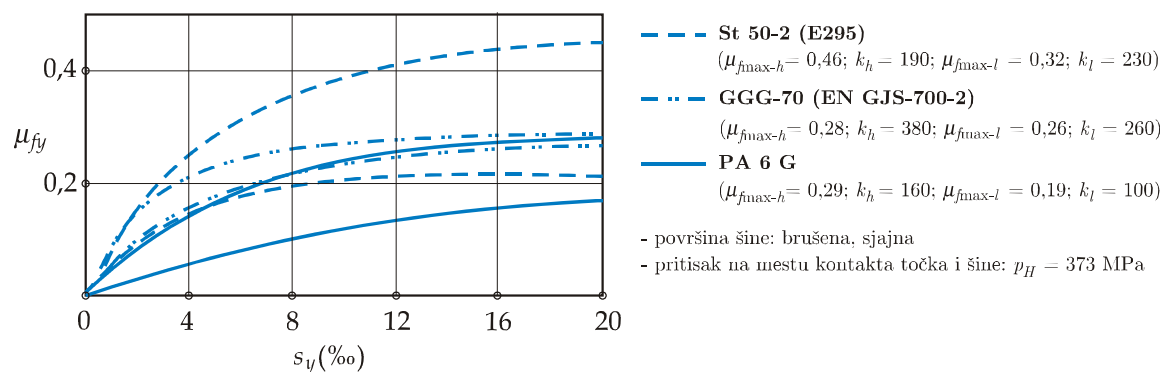
Sl. 3.15 Promena μ_{fy} u funkciji od α_w , odn. s_y , za različita stanja površine glave šine, [126]

Štosnah je dao pregled vrednosti koeficijenta adhezije $\mu_{f\max}$ u zavisnosti od Hercovog pritiska p_H na kontaktnoj površini i stanja površina točka i šine (tab. 3.1). Nažalost, ni u [78], niti u [126] nije naglašeno da li se navedene vrednosti odnose na podužni ili poprečni pravac kretanja točka.

Tab. 3.1 Predložene vrednosti μ_{fmax} u zavisnosti od stanja površina u dodiru i p_H , [78, 126]

p_H (MPa)	stanje površine točka i šine			
	jako zaprljana, zardala, vlažna	zaprljana, zardala, vlažna	čista, sjajna, vlažna	čista, sjajna, suva
< 330	0,20...0,25	0,25...0,35	0,35...0,40	0,40
330...470	0,18...0,23	0,23...0,30	0,30...0,35	0,35
470...605	0,15...0,20	0,20...0,25	0,25...0,30	0,30
605...690	0,12...0,15	0,15...0,20	0,20...0,25	0,25
> 690	0,10...0,13	0,13...0,17	0,17...0,20	0,20

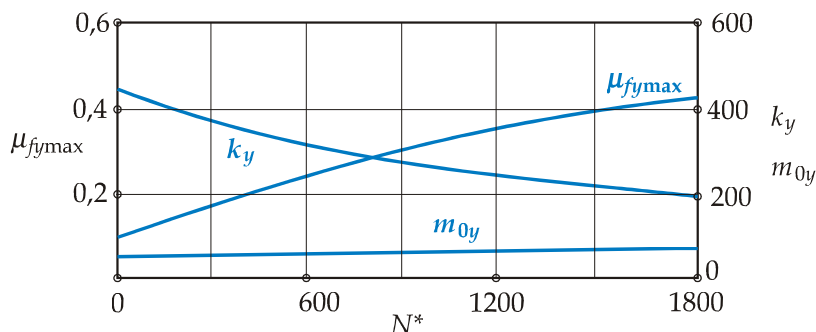
Na opitnoj dizalici *Muntel* [95] i *Štajn* [105] istraživali su uticaj materijala točkova na promenu $\mu_{fy} = f(s_y)$, sl. 3.16. Za navedene materijale dati su i koeficijenti adhezionih krivih (gornja i donja vrednost) koje ograničavaju oblasti unutar kojih se nalaze različite, merenjima određene funkcije $\mu_{fy} = f(s_y)$. Pokazano je da zavisno od materijala elemenata u dodiru, broj prelazaka točka N^{*53} preko bilo koje tačke gornje površine glave šine ima različit uticaj na frikcionu vezu točka i šine, ostvarenu silama trenja u poprečnom pravcu. Kao što se vidi i na navedenoj slici, početni nagib svake krive zavisi od materijala točka, odnosno elastičnih osobina oba elementa u dodiru.

**Sl. 3.16** Granične funkcije $\mu_{fy} = f(s_y)$ za različite materijale točkova, određene na osnovu 850 opitnih vožnji dizalice, [95, 126]

Štajn je analizirao samo uticaj broja N^* na promenu koeficijenta adhezije μ_{fmax} (sl. 3.17). Serija opita započeta je vožnjama dizalice po zardalnoj šinskoj stazi. Sa porastom broja realizovanih vožnji šine su postale čistije (tj. točkovi su vremenom

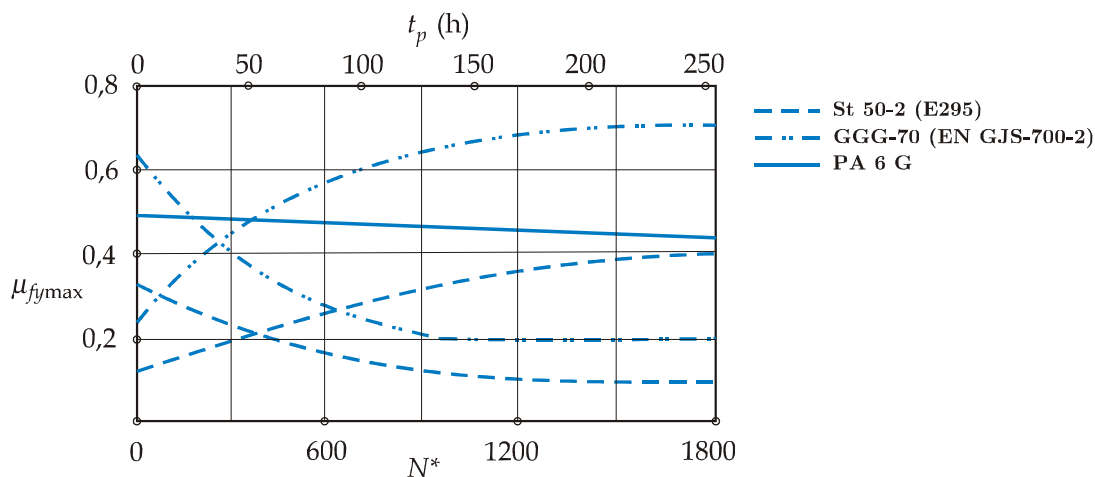
⁵³ Kada se govori samo o točku, pod veličinom N^* podrazumeva se broj opterećivanja bilo koje tačke kotrljajne površine točka.

mehanički „očistili” šine od slojeva korozije). Posledica ovoga bilo je kontinualno povećanje koeficijenta adhezije $\mu_{fy\max}$, ali ujedno i pad vrednosti faktora k_y . Rezultati pokazuju približno konstantnu vrednost m_{0y} u razmatranom opsegu N^* .



Sl. 3.17 Koeficijenti adhezivne krive određene prema jedn. (3.4) u zavisnosti od N^* , za materijal točka E295, [105, 126]

Na sl. 3.18 predstavljena je promena $\mu_{fy\max}$ u zavisnosti od N^* i trajanja pauze t_p između uzastopnih ciklusa rada dizalice. Kao što je već i navedeno, povećanjem N^* raste i $\mu_{fy\max}$ (videti rastuće funkcije na sl. 3.18). Međutim, za vreme duže pauze između dva uzastopna ciklusa, na površini glave šine ponovo se stvara sloj korozije (posebno ako dizalica radi na otvorenom), ili se nakuplja prljavština, koja svakako doprinosi smanjenju vrednosti $\mu_{fy\max}$ (videti opadajuće funkcije na sl. 3.18).



Sl. 3.18 Promene $\mu_{fy\max}$ u zavisnosti od N^* (rastuće funkcije) i t_p (opadajuće funkcije) za različite materijale točkova, [105, 126]

Na kraju ovog pregleda nije teško zaključiti da je *sistem točak – šina određen sa većim brojem signifikantnih parametara*, od kojih su najvažniji, [85]:

- Hercov pritisak $p_H = f(F_z, D_w, c_A, \Delta_w)$;

- broj prelazaka točka preko iste tačke šine $N^* = f(v_C, D_w, EDC)$;
- brzina podužnog klizanja $v_x = f(T_w, F_z, D_w, c_A, \mu_{fx})$;
- brzina poprečnog klizanja $v_y = f(\alpha_w, F_z, D_w, c_A, \mu_{fy})$;
- geometrija točka i šine i
- materijal točka i šine.

3.4 Kratak osvrt na kinematiku kretanja mosne dizalice

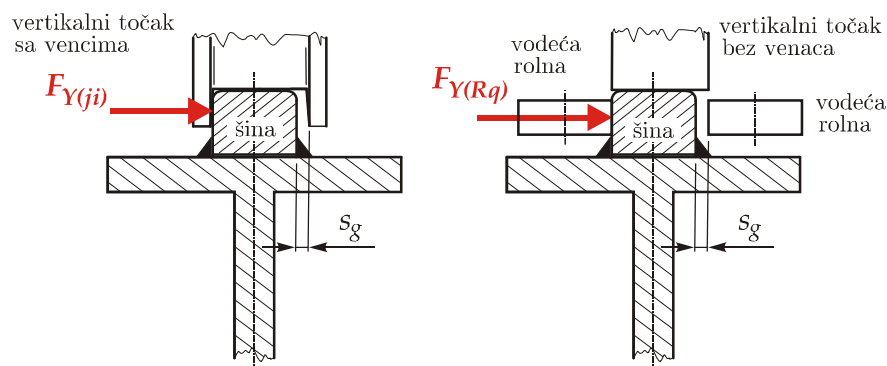
3.4.1 Položaji mosta pri ravanskom kretanju u odnosu na šinsku stazu

Širine kotrljajnih površina standardnih točkova dizalice sa i bez venaca nešto su veće od širina glava šina. Prema tome, tokom vožnje dizalice omogućeno je određeno pomeranje točkova poprečno u odnosu na pravac šina. Ukoliko je silazak dizalice sa staze sprečen vencima vertikalnih točkova, prinudno vođenje obezbeđeno je preko obe šine (tj. radi se o tzv. *dvostranom vođenju*). Na dizalicama koje se oslanjaju na točkove bez venaca, horizontalne rolne za vođenje po pravilu postavljaju se u paru na krajevima samo jednog bočnog nosača (po mogućstvu ispred vertikalnih točkova zbog povoljnijeg odnosa l/w_b). Na ovaj način postiže se tzv. *jednostrano vođenje* (tako da su na jednom bočnom nosaču dve rolne unutar, a dve izvan raspona dizaličke staze). Ako se projektant dizalice ipak odluči za dvostrano vođenje rolnama, iste treba postaviti ili unutar ili izvan raspona staze. Drugim rečima, u ovom slučaju na svaki kraj oba bočna nosača dovoljno je montirati samo po jednu rolnu⁵⁴ (ili na strani prema glavnom nosaču, ili na strani bočnog nosača koja gleda prema zidu hale). Kraći pregled adekvatnog rasporeda ugradnje vodećih rolni je dat u [52].

Bočno pomeranje i zakretanje mosta u horizontalnoj ravni tokom kretanja po stazi moguće je samo u granicama zazora između sredstava za vođenje i bočnih površina glava šina. Ukupni zazor u poprečnom pravcu između sredstva za vođenje i boka glave šine s_g (tzv. *zazor vođenja*, sl. 3.19) ujedno treba da kompenzuje i horizontalne imperfekcije u rasponu šinske staze, kao i greške u rasponu dizalice. Na nekim dizalicama, konstruktivnom izvedbom uležištenja pojedinih točkova omogućena je

⁵⁴ Ugrađivanjem dva para rolni po svakom bočnom nosaču dobija se izuzetno nepovoljno ponašanje dizalice pri vožnji koje je praćeno pojavom dodatnih, bočnih opterećenja noseće konstrukcije dizalice i njene staze. Ovo neretko prouzrokuje čak i lom elemenata za fiksiranje šine.

bočna pomerljivost istih. Ovo svakako doprinosi smanjenju bočnih opterećenja pri vožnji, mada velika većina proizvođača dizalica i dalje preferira rešenja kod kojih ne postoji bočna pomerljivost točkova.



Sl. 3.19 Zazor s_g između šine i sredstva za vođenje

Pošto zazor vođenja „dopuštaju” određeno geganje dizalice tokom kretanja, most i sredstva za vođenje mogu zauzeti različite položaje u odnosu na šine (sl. 3.20):

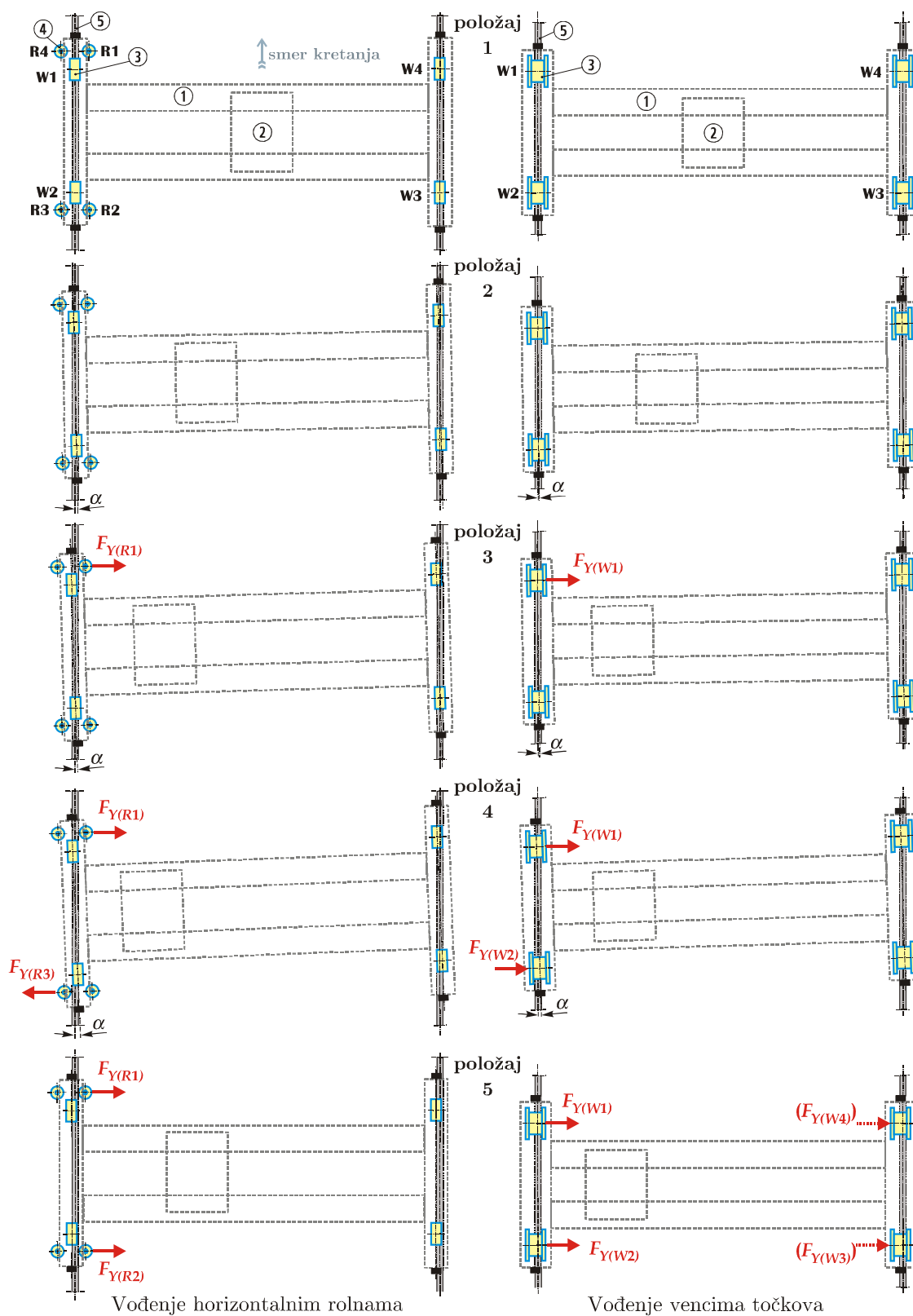
Položaj 1 – Translatorno kretanje dizalice bez zakošenja ($\alpha = 0$), uz slobodno kotrljanje točkova u tzv. prirodnom pravcu, pri čemu nijedno sredstvo za vođenje nije u dodiru sa šinom. Zbog pomenutih uzroka pojave zakošavanja, ovo stanje pri kretanju je nepostojano i traje vrlo kratko.

Položaj 2 – Dizalica se nalazi u zakošenom položaju ($\alpha \neq 0$), međutim nijedno sredstvo za vođenje još nije u dodiru sa šinom.

Položaj 3 – Dizalica je u zakošenom položaju ($\alpha \neq 0$), pri čemu se vođenje ostvaruje samo vencem jednog točka, odnosno samo jednom rolnom. Kao što će se videti i u nastavku rada, u pojedinim modelima računске procene maksimalnih vrednosti sila zakošenja polazi se od pretpostavke da je u „kritičnom trenutku” samo prednje sredstvo za vođenje (gledano u smeru vožnje) u dodiru sa šinom.

Položaj 4 – Dizalica je u zakošenom položaju ($\alpha \neq 0$), pri čemu silazak sa staze sprečavaju dva sredstva za vođenje sa različitih strana šine (ili ponekad staze).

Položaj 5 – Silazak dizalice sa staze onemogućen je pomoću dva sredstva za vođenje sa iste strane šine. U ovom slučaju dizalica nije u zakošenom položaju ($\alpha = 0$), već je bočno pomerena u odnosu na pravac staze i kreće se translatorno. U pojedinim (doduše veoma retkim) slučajevima sile vođenja mogu se istovremeno pojaviti čak na svakom sredstvu za vođenje.



Sl. 3.20 Različiti položaji mosne dizalice u horizontalnoj ravni pri kretanju (1. most; 2. kolica; 3. vertikalni točak; 4. vodeća rolna; 5. šina)

3.4.2 Definisanje trenutnih polova pri zakošavanju

Ravansko kretanje mosne dizalice predstavlja *kombinaciju translacije i zakretanja oko tačke* čiji je položaj promenljiv tokom vremena. Saznanja iz mehanike prinudnog vođenja šinskih vozila među prvima je *Henis* iskoristio za koncipiranje odgovarajuće teorijske podloge *kinematike kretanja mosnih dizalica*, [37].

Faktički, zakošavanje mosta može se analizirati vrlo slično kao i trenutno kretanje šinskog vozila u krivini – složeno kretanje u ravni sastoji se od kretanja u smeru uzdužne ose vozila i zakretanja oko određene tačke na toj osi. Ovu tačku koja se nalazi u preseku normale povučene iz centra krivine koloseka i uzdužne ose vozila, *Ibelaker* (*Übelacker H.*) je nazvao *centrom trenja*⁵⁵. Naravno, pri tzv. *skretanju* vozila u krivini dolazi do klizanja točkova po šinama, slično kao i kod zakošavanja dizalice. Normalno na pravce krakova klizanja (prave koje spajaju centar trenja i tačke dodira točkova i šina) deluju sile trenja, usmerene suprotno od smera zakretanja vozila. Da bi se izračunala bočna sila koja „vodi” vozilo kroz krivinu – tzv. *sila skretanja* na mestu dodira venca točka i šine, neophodno je odrediti i položaj centra trenja. Rešenje ovog problema datira iz davne 1913. godine kada je *Hojman* (*Heumann H.*), ugledni profesor *Tehničkog univerziteta Severne Rajne-Vestfalije u Ahenu*⁵⁶, predložio grafo-analitički postupak⁵⁷ na osnovu kojeg se (preko položaja šinskog vozila u krivini) jednostavno dolazi do položaja centra trenja, kao i do vrednosti bočne sile skretanja, [209]. Uprkos polaznim uprošćenjima, ova metoda (nazvana kao *Hojmanov postupak minimuma*⁵⁸) još i danas zauzima posebno mesto u teoriji kretanja šinskih vozila.

Upravo ovaj postupak je primenjen i za definisanje tzv. polova klizanja (videti objašnjenja u nastavku) pri zakošavanju dizalice i u razvoju novijih modela (izloženih u *Hanoverovim istraživanjima*) za izračunavanje sile vođenja.

⁵⁵ Detaljnija objašnjenja data su u izvornom radu:

Übelacker, H. (1903). Untersuchung über die Bewegung von Lokomotiven mit Drehgestellen in Bahnkrümmungen. *Organ für die Fortschritte im Eisenbahnwesen*. No. 58 Beilage, pp. 158-162.

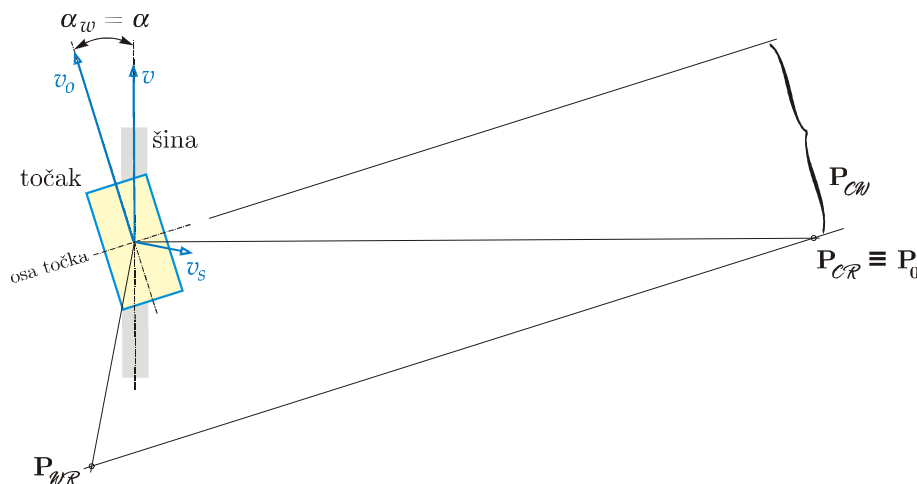
⁵⁶ nem. *Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen*

⁵⁷ Detaljnija objašnjenja data su u izvornom radu:

Heumann, H. (1913). Zum Verhalten von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbögen. *Organ für die Fortschritte im Eisenbahnwesen*. No. 68, pp. 104-108 (kao i 118-121, 136-140, 158-163).

⁵⁸ Određivanje centra trenja i sile skretanja zasniva se na uslovu da vozilo u krivini zauzima onaj položaj, pri kojem je sila skretanja minimalna.

Kinematska analiza ravanskog kretanja mosne dizalice neizvodljiva je bez poznavanja položaja trenutnih polova – tačaka čije su brzine u datom trenutku jednake nuli. Da bi se objasnilo definisanje položaja trenutnih polova pri zakošavanju, posmatraće se prvo kretanje samo jednog točka po šini (sl. 3.21), [108].



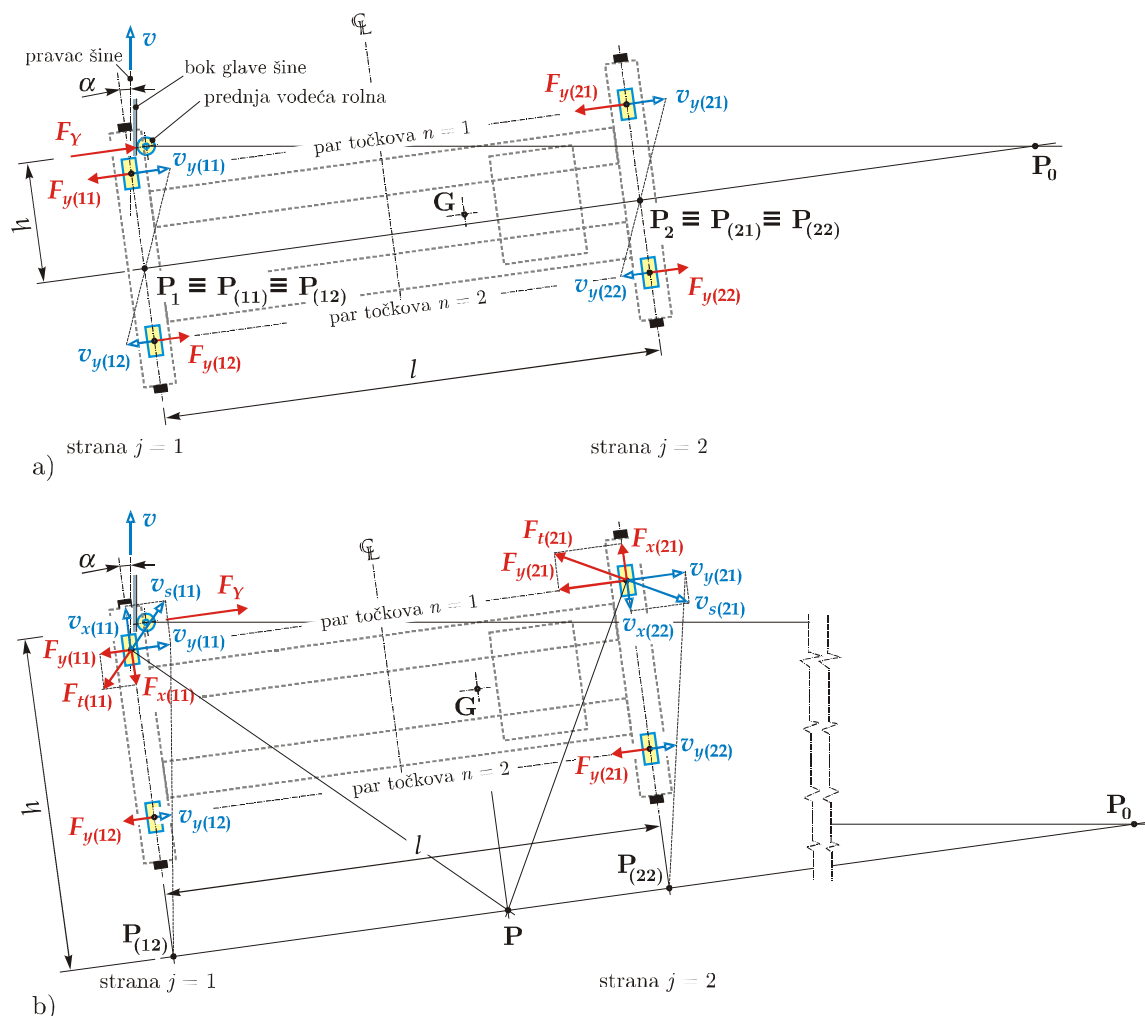
3.21 Trenutni polovi brzina pri kotrljanju zakošenog točka po šini, [55, 72, 108]

Objašnjenje se zasniva na zamišljenom uzajamnom kretanju tri paralelne ravni W , R i C . Ravan W se poklapa sa ravni oslanjanja točka i klizi u odnosu na ravan R u kojoj leže gornje ivice glave šine. Tačka P_{WR} je *pol klizanja* i nalazi se na pravi koja je normalna na pravac rezultatne brzine klizanja v_s . Osa kotrljajućeg točka leži u ravni C (vezana je za most dizalice) i kreće se translatorno u odnosu na ravan oslanjanja točka. Pošto je translatorsna brzina ose točka paralelna sa translatorsnom brzinom mosta u tzv. prirodnom pravcu, odgovarajući trenutni pol P_{CW} nalazi se u beskonačnosti. Rezultat ova dva relativna kretanja je zakretanje dizalice oko trenutnog pola $P_{CR} \equiv P_0$. Na osnovu *Kenedijeve* (*Kennedy A.*) teoreme⁵⁹ dolazi se do sledećeg zaključka: sva tri pomenuta trenutna pola se nalaze na istoj pravi koja je paralelna sa osom točka. Prave sa trenutnim polovima koje pripadaju svakom pojedinačnom zakošenom točku, seku se u *trenutnom polu dizalice* $P_{CR} \equiv P_0$. Ukoliko su ose ovih točkova paralelne, prethodno pomenute prave se poklapaju, tj. čine jednu zajedničku pravu (paralelnu poprečnoj osi mosta) na kojoj leže polovi $P_{(ij)}$ svih točkova.

⁵⁹ *Kenedijeva teorema* glasi [1]:

Tri zajednička trenutna pola za tri kruta tela sa relativnim kretanjem (jednog tela u odnosu na drugo) bilo da su ova dva tela povezana ili ne, uvek leže na zajedničkoj pravi.

Primeru radi, na sl. 3.22 predstavljene su dve mosne dizalice bez geometrijskih imperfekcija točkova, noseće konstrukcije i staze, [108]. Smatra se da se dizalica kreće po idealno horizontalnoj stazi u zatvorenoj prostoriji, pri čemu je zanemaren uticaj prelaznih faza vožnje.



Sl. 3.22 Sile, brzine i polovi klizanja pri zakošavanju mosne dizalice sa, [108]:
a) nezavisnim pogonima kretanja; b) centralnim pogonom kretanja

Kretanje dizalice sa sl. 3.22.a ostvareno je nezavisnim pogonima strana, dok sl. 3.22.b prikazuje izvedbu sa centralnim pogonom. U oba slučaja par točkova $n = 1$ predstavlja pogonske točkove. Pri kretanju, most je zakošen za ugao α u odnosu na pravac šine. Smatra se da je pri tom, ulogu prinudnog vođenja dizalice preuzela rolna koja se nalazi ispred točka W11, sa unutrašnje strane bočnog nosača. U tačkama oslanjanja vertikalnih točkova ucrtane su odgovarajuće brzine klizanja i sile zakošenja. Pomaci pri klizanju odgovaraju kratkim lukovima koji su opisani pri zakretanju svakog pojedinačnog točka oko odgovarajućeg pola klizanja. Treba

imati u vidu da na prikazanim primerima dizalica, uležištenja vratila/osovina ne omogućavaju bočnu pomerljivost točkova.

Kao što se vidi i na sl. 3.22.a, na mestima nezavisno pogonjenih i slobodnih točkova postoji samo klizanje u poprečnom pravcu. Iz toga sledi da se polovi klizanja nalaze na uzdužnim osama bočnih nosača. Na mehanički povezanim pogonskim točkovima (sl. 3.22.b) javlja se klizanje u poprečnom i podužnom pravcu, dok na slobodnim točkovima takođe postoji samo poprečno klizanje. Prema tome, točkovi povezani brzinom obrtanja imaju jedan zajednički pol klizanja P . Polovi klizanja slobodnih točkova nalaze se i u ovom slučaju na uzdužnim osama bočnih nosača. Rastojanje h od prave sa trenutnim polovima do mesta dodira prednjeg sredstva za vođenje sa šinom, jedno je od najvažnijih kinematskih pokazatelja ponašanja dizalice pri zakošavanju.

Prethodno izneti pristup određivanju trenutnih polova primenljiv je i kada su uzeti u obzir i pojedini uticaji koji na dizalicama u eksploataciji realno postoje (npr. različiti otpori kretanju po stranama dizalice, zakošenje točka α_w , neparalelnost vratila/osovina točkova, inercijalna opterećenja pri ubrzanju/kočenju mosta, dejstvo vetra itd.), mada u tim slučajevima određivanje sile vođenja, položaja trenutnih polova i rastojanja h postaje kompleksnije pitanje. Ovo potvrđuju i rezultati istraživanja objavljeni u [52, 55, 108], mada su teorijska zapažanja samo delimično potkrepljena eksperimentima.

3.5 Računski postupci određivanja sila zakošenja

U ovom poglavlju opisani su značajniji normirani postupci računске procene amplituda sila zakošenja. Pošto su u većini evropskih zemalja nacionalni standardi (npr. [231, 249]) zamenjeni odgovarajućim evropskim normama, u daljem izlaganju težište je stavljeno pre svega na metode proračuna iz [235, 238].

Naravno, pored ovde iznetih, postoje još i drugi numerički postupci određivanja opterećenja izazvanih zakošavanjem dizalice. Razni pristupi – zasnovani na načelima statike ili empirijskim relacijama – opisani su uglavnom u izvorima ruske literature [41, 87, 90, 102, 110, 151]. Za inženjersku praksu oni i danas predstavljaju dragocenu osnovu (npr. pri definisanju opterećenja elemenata pogona kretanja i

nosećih konstrukcija dizalica različitih tipova), ali većina ovih metoda nije do danas integrisana ni u nacionalne, niti u međunarodne standarde.

Može se reći da su postupci računskog određivanja opterećenja šinske staze usled zakošavanja skoro u potpunosti identični onim koji se odnose na proračun noseće konstrukcije dizalice. No, na pojedine specifičnosti je ipak ukazano u standardima [232, 233, 240, 251, 253] i publikacijama [83, 93, 119, 133, 140, 178, 205].

Važno je napomenuti da predmet ovog rada nije eksperimentalna verifikacija proračunskih modela (poznavanje samo amplituda razmatranih bočnih opterećenja ne pruža nikakve informacije o uticaju istih na zamor noseće konstrukcije mosta), tako da podrobnija kritička analiza i međusobna komparacija poznatih računskih metoda ovde nije sprovedena. Postupci računskog određivanja sila zakošenja opisani u nastavku, dati su informativno (mada su u Glavi 5 pojedine konstatacije izvedene upoređivanjem računskih i eksperimentalnih rezultata). Objašnjenja su vezana prvenstveno za tipičnu izvedbu mosne dizalice (bez pomenutih imperfekcija), oslonjene na četiri točka. Specifičnosti definisanja bočnih sila kod posebnih konstrukcija (npr. sa tri oslonačka mesta dizalice/kolica) opisani su u [52, 61, 121].

3.5.1 Prve preporuke iz DIN 120-1

Prema prvom nemačkom nacionalnom standardu za noseće konstrukcije dizalica i šinskih staza [230], pri najnepovoljnijem položaju kolica sa teretom, procenjena vrednost bočne sile iznosi 10% od vertikalnog opterećenja $F_{z(ji)}$ posmatranog točka:

$$F_{Y(ji)} \approx 0,1 \cdot F_{z(ji)} \quad (3.8)$$

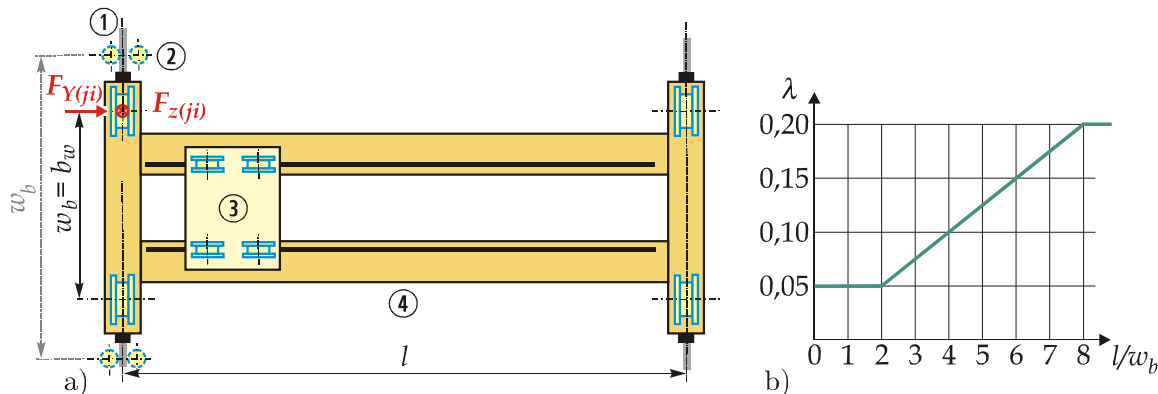
3.5.2 Poprečne reakcije na pravac kretanja dizalice u skladu sa JUS M.D1.050

Način određivanja sila zakošenja prema ovom povučenom jugoslovenskom standardu je identičan postupku koji je dat u starijim izdanjima [242]. Bočno opterećenje na mestu dodira točka/vodeće rolne sa šinom (sl. 3.23.a)⁶⁰ izračunava se pomoću koeficijenta reakcije λ , koji se očitava sa dijagrama (sl. 3.23.b) na osnovu odnosa l/w_b , [249] :

⁶⁰ Iako se u [249] govori prvenstveno o točkovima sa vencima, radi lakšeg razumevanja, na sl. 3.23.a prikazana su oba načina prinudnog vođenja dizalice (rolne su ucrtane isprekidanom linijom).

$$F_{Y(ji)} = \lambda \cdot F_{z(ji)} \quad (3.9)$$

Vrednosti koeficijenta λ , očitani sa sl. 3.23.b odnose se na cilindrične točkove i male zazore⁶¹ između glava šina i venaca točka.



Sl. 3.23 Bočna reakcija na pravac kretanja dizalice:

- a) sila zakošenja $F_{Y(ji)}$ na točku W_{ji} ; b) dijagram koeficijenta reakcije λ
(1. šina; 2. vodeće rolne; 3. kolica; 4. most dizalice)

Međutim [249] obuhvata još i sledeće dodatne preporuke, koje [242] ne sadrži:

- u slučaju velikog zazora između šine i venca točka treba usvojiti korigovanu vrednost koeficijenta reakcije $\lambda_{kor} = 1,45 \cdot \lambda$ (veći zazori dopuštaju i veće uglove zakošenja dizalice);
- ukoliko se na dizalici koriste konični točkovi, odgovarajući korigovani koeficijent reakcije iznosi $\lambda_{kor} = 0,65 \cdot \lambda$.

Kao što je već i ranije napomenuto, pri nepovoljnom odnosu l/w_b može doći i do izuzetno velikih opterećenja usled zakošenja, tako da su u ovom standardu data i sledeća ograničenja⁶²:

- $l/w_b \leq 6$ (za cilindrične točkove sa vencima) i
- $l/w_b \leq 7$ (za konične točkove ili horizontalne vodeće rolne).

⁶¹ Ova napomena imala bi smisla ako bi razmatrani standard sadržao bar orijentacione preporuke veličine zazora.

⁶² Povučeni *Pravilnik o tehničkim normativima za dizalice* daje drugačije smernice za odabir odnosa l/w_b . Za dizalice sa nezavisnim pogonima kretanja preporučuje se odnos $l/w_b < 6$, a za portalne dizalice sa jednom zglobovno vezanom nogom $l/w_b < 7$. U slučaju kada se kretanje ostvaruje centralnim pogonom, ovi odnosi mogu se smanjiti za 25%. Pored toga, napomenuto je da se preporučene vrednosti l/w_b mogu i povećati u slučaju kada na dizalici postoji uređaj za sprečavanje zakošavanja ili ako se vođenje ostvaruje rolnama. Međutim, u ovom Pravilniku nije komentarisano koliko treba da iznosi ovo povećanje.

Ujedno je naglašeno i to da je u ovako dobijene vrednosti poprečnih reakcija uračunat i uticaj inercijalnih sila, koje nastaju prilikom udara kolica u branike na krajevima glavnih nosača.

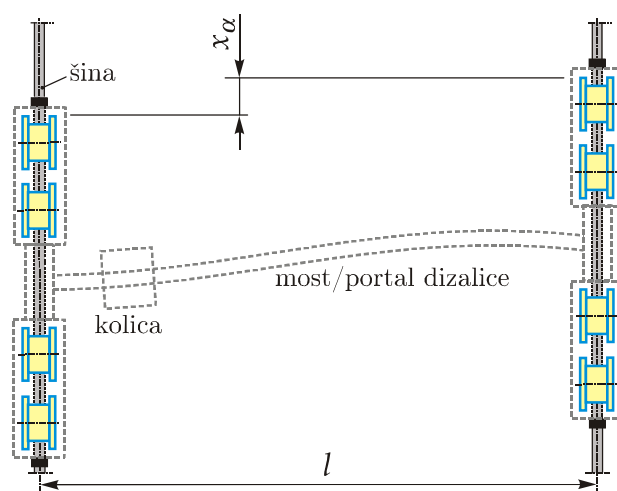
3.5.3 Određivanje opterećenja usled zakošavanja prema ГOCT 32579.5

Iako je standard [245] novijeg datuma, za procenu vrednosti poprečne sile na vencu točka i na strani dizalice j (ili rolni za vođenje dizalice) predviđa već navedenu relaciju iz [230]:

$$F_{Y(j)} = 0,1 \cdot F_{z(j)}. \quad (3.10)$$

Za proračun noseće konstrukcije dizalice, zakošenje (sl. 3.24) je definisano u obliku:

$$x_{\alpha} = \frac{l}{\gamma}. \quad (3.11)$$



Sl. 3.24 Zakošenje izraženo kroz veličinu x_{α} , [245]

Koeficijent γ usvaja se iz tab. 3.2.

Tab. 3.2 Vrednosti koeficijenta γ , [245]

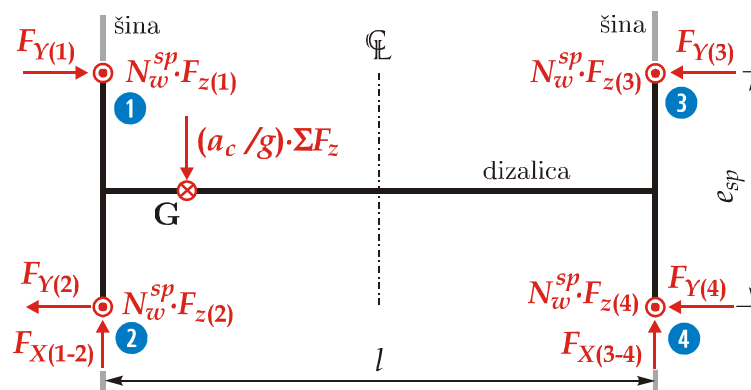
Konstrukcija dizalice	Sistem upravljanja mehanizmima kretanja dizalice	
	bez sinhronizacije	sa sinhronizacijom
mosna	200	400
portalna	100	150

Napomena: Ovde se pod pogonima sa sinhronizacijom podrazumevaju pogoni sa sistemom frekventnog upravljanja.

U proračunu zakošavajuća dejstva treba pomnožiti i sa odgovarajućim koeficijentima pouzdanosti. Važno je napomenuti da ovaj standard dopušta korišćenje i drugih (složenijih) metoda za modelovanje opterećenja usled zakošenja, pod uslovom da su verifikovane eksperimentom ili projektovanjem, odnosno ako bolje odgovaraju konstrukciji i uslovima eksploatacije projektovane dizalice.

3.5.4 Određivanje horizontalnih sila na točkovima dizalice prema TGL 13470

Računski postupak dat u [91, 252] obuhvata određivanje horizontalnih sila na točkovima dizalice (sl. 3.25) koje potiču od ubrzanja, kočenja i zakošavanja dizalice. Veličina ovih horizontalnih opterećenja zavisi od izvedbe oslonačkih mesta i pogona kretanja, kao i od raspodele vertikalnih sila po točkovima.



Sl. 3.25 Horizontalne sile na točkovima dizalice prema [252]

Oslonačka mesta dizalice obeležena su brojevima 1...4. Smatra se da broj točkova po oslonačkom mestu može biti jedan ili dva. Prema tome, zbir vertikalnih opterećenja točkova je:

$$\sum F_z = N_w^{sp} \cdot (F_{z(1)} + F_{z(2)} + F_{z(3)} + F_{z(4)}). \quad (3.12)$$

Ako se posmatra prelazna faza kretanja dizalice, u težištu G deluje horizontalno opterećenje $(a_c/g) \cdot \Sigma F_z$, pri čemu je:

$$\frac{a_c}{g} = \mu_f \cdot N_w^{d/b} \cdot \frac{F_{z(\min)}^{d/b}}{\sum F_z}. \quad (3.13)$$

U prethodnom izrazu, koeficijent trenja između točka i šine iznosi $\mu_f = 0,12$.

Sa stanovišta bočne pomerljivosti točkova, razlikuje se sistem FF (ne postoji bočna pomerljivost točkova na različitim stranama dizalice) i FM (na jednoj strani dizalice točkovi su fiksni, dok su na drugoj bočno pomerljivi).

- *Horizontalne sile na točkovima (izrazi za sistem FF)*

Pri određivanju bočnih sila smatra se da je $F_{z(1)}$ jednaka najvećem mogućem vertikalnom opterećenju točka $F_{z(\max)}$ (pri čemu treba uzeti u obzir sopstvenu težinu dizalice i težinu podiznog tereta) koje se može pojaviti u radnim uslovima dizalice.

Horizontalne bočne sile po oslonačkim mestima izračunavaju se na osnovu sledećih izraza:

$$F_{Y(1)} = F_Y' + (0,5 - N_w^{sp} \cdot \frac{F_{z(\max)}}{\sum F_z} + \frac{\chi_{FF}}{2}) \cdot \frac{\sum F_z}{26}, \quad (3.14)$$

$$F_{Y(2)} = F_Y' + N_w^{sp} \cdot \frac{\chi_{FF}}{26} \cdot F_{z(\max)}, \quad (3.15)$$

$$F_{Y(3)} = -F_Y' + (0,5 - N_w^{sp} \cdot \frac{F_{z(\max)}}{\sum F_z}) \cdot \frac{\sum F_z}{26}, \quad (3.16)$$

$$F_{Y(4)} = F_Y' + (0,5 - N_w^{sp} \cdot \frac{F_{z(\max)}}{\sum F_z}) \cdot \frac{\sum F_z}{26} \cdot \chi_{FF}. \quad (3.17)$$

Član F_Y' koji figuriše u prethodnim izrazima definisan je obrascem:

$$F_Y' = (N_w^{sp} \cdot \frac{F_{z(\max)}}{\sum F_z} - \frac{1}{4}) \cdot \frac{l}{e_{sp}} \cdot \frac{a_c}{g} \cdot \sum F_z. \quad (3.18)$$

Podužne sile određuju se kao:

$$F_{X(1-2)} = 0,5 \cdot (\frac{a_c}{g} - \frac{\chi_{FF}}{26} \cdot \frac{e_{sp}}{l}) \cdot \sum F_z, \quad (3.19)$$

$$F_{X(3-4)} = 0,5 \cdot (\frac{a_c}{g} + \frac{\chi_{FF}}{26} \cdot \frac{e_{sp}}{l}) \cdot \sum F_z. \quad (3.20)$$

- *Horizontalne sile na točkovima (izrazi za sistem FM)*

Pri određivanju bočnih sila smatra se da je sila $F_{z(1)}$ jednaka vertikalnom opterećenju jednog točka $F_{z(F)}$ na strani mosta sa fiksnim točkovima (pri čemu se uzima u obzir sopstvena težina dizalice i težina podiznog tereta).

Horizontalne bočne sile na oslonačkim mestima 1 i 2 su:

$$F_{Y(1)} = F_{Y(2)} = 2 \cdot \left(N_w^{sp} \cdot \frac{F_{z(F)}}{\sum F_z} - \frac{1}{4} \right) \cdot \frac{l}{e_{sp}} \cdot \frac{a_c}{g} \cdot \sum F_z + \frac{\chi_{FM}}{26} \cdot N_w^{sp} \cdot F_{z(F)}, \quad (3.21)$$

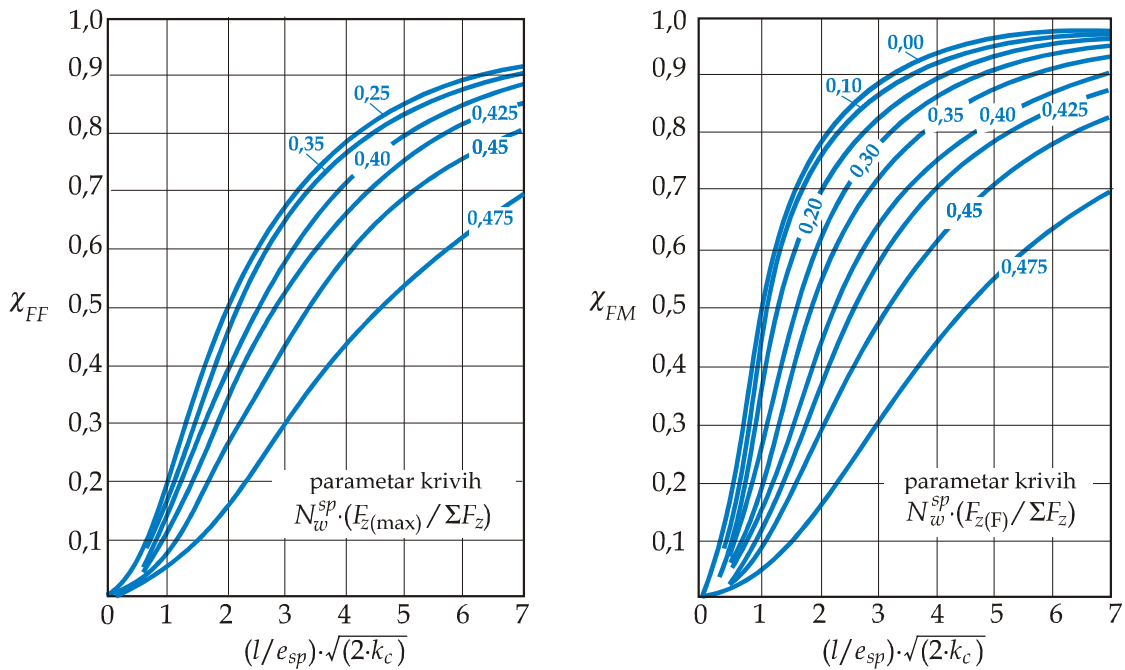
dok na oslonačkim mestima 3 i 4 ne deluju poprečne sile, tj. $F_{Y(3)} = F_{Y(4)} = 0$.

U ovom slučaju podužne sile se određuju kao:

$$F_{X(1-2)} = 0,5 \cdot \frac{a_c}{g} \cdot \sum F_z - \frac{\chi_{FM}}{26} \cdot \frac{e_{sp}}{l} \cdot N_w^{sp} \cdot F_{z(F)}, \quad (3.22)$$

$$F_{X(3-4)} = 0,5 \cdot \frac{a_c}{g} \cdot \sum F_z + \frac{\chi_{FM}}{26} \cdot \frac{e_{sp}}{l} \cdot N_w^{sp} \cdot F_{z(F)}. \quad (3.23)$$

Odgovarajući faktori zakošenja χ_{FF} i χ_{FM} se očitavaju sa dijagrama koji su prikazani na sl. 3.26. Vrednost veličine k_c se dobija deljenjem broja mehanički ili električno povezanih parova točkova sa ukupnim brojem parova točkova dizalice (pri čemu je $0 \leq k_c \leq 1$). U slučaju nezavisnog pogona kretanja strane mosta, koji nije povezan brzinom obrtanja sa pogonom druge strane, uzima se da je $k_c = 0$.



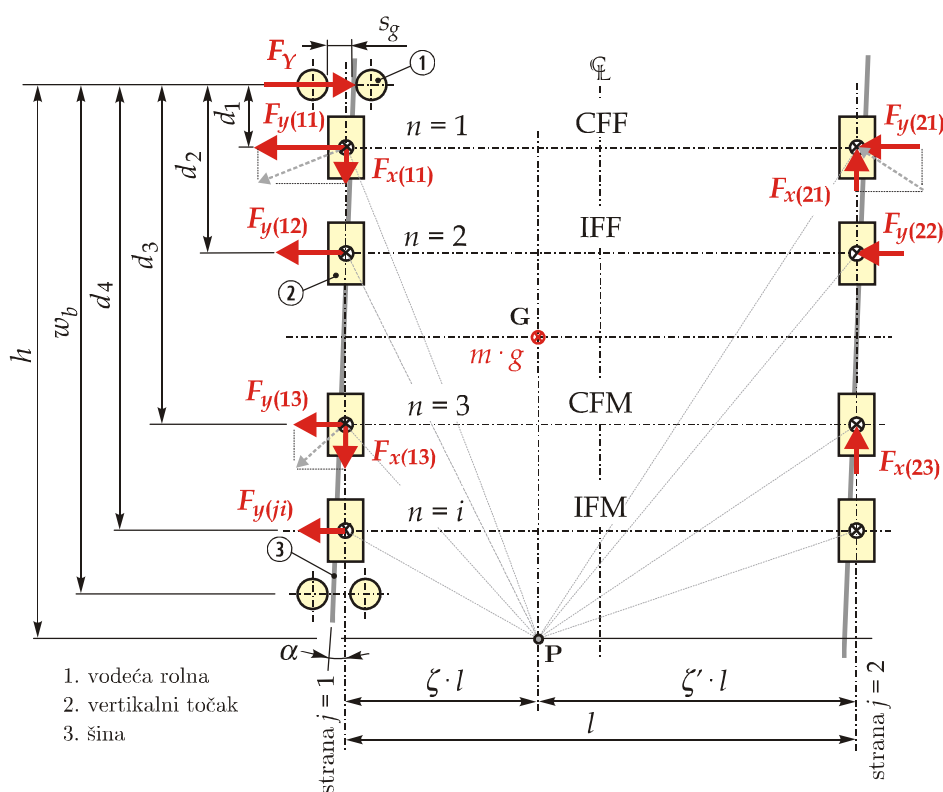
Sl. 3.26 Faktori zakošenja, [252]

3.5.5 Izračunavanje sila zakošenja prema (SRPS) EN 13001-2

Proračunska metoda data u [235] identična je postupku koji je 1974. godine objavljen u nemačkoj nacionalnoj normi [231]. Zasnovana je na sledećem nizu uprošćenja i pretpostavki:

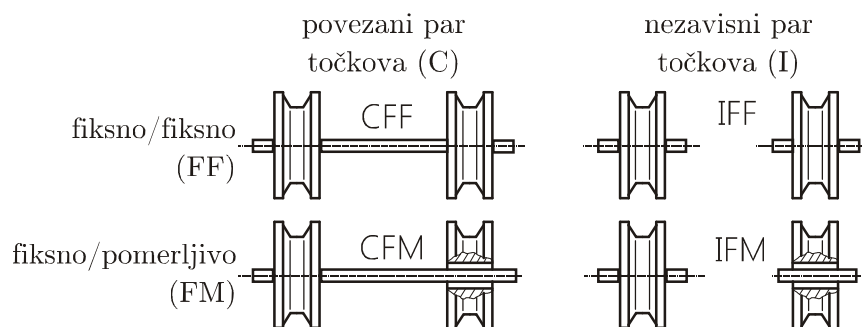
- dizalica se kreće po stazi ustaljenom brzinom, bez upravljanja zakošenjem pri kretanju,
- dizalica je vođena u horizontalnoj ravni vencima vertikalnih točkova ili dodatnim sredstvima za vođenje (tj. horizontalnim rolnama),
- noseća konstrukcija dizalice i njene šinske staze je kruta,
- na strani dizalice j vertikalna opterećenja točkova su jednaka,
- točkovi su postavljeni u idealnom geometrijskom položaju i
- zanemarene su razlike u prečnicima točkova.

Kao što se vidi i na sl. 3.27, model se sastoji od n poprečno u liniji postavljenih parova točkova. U nastavku sa p je označen broj povezanih parova točkova.



Sl. 3.27 Model za određivanje sila zakošenja prema [235]

Povezanim parom točkova (C) smatraju se točkovi koji su mehanički ili električno povezani brzinom obrtanja. Nezavisno oslonjeni, tzv. slobodni točkovi i pojedinačno pogonjeni točkovi tretiraju se kao nezavisni par točkova (I). Sa stanovišta bočne pomerljivosti, točkovi mogu biti fiksni (F) ili pomerljivi (M). Shodno tome, u ovom modelu razmatrane su četiri različite kombinacije parova točkova dizalice, (sl. 3.28).



Sl. 3.28 Različite kombinacije parova točkova

- *Određivanje rastojanja h*

Rastojanje između trenutnog pola klizanja i prednjeg sredstva za vođenje (koje je u dodiru sa šinom) određuje se na osnovu sledećih izraza:

$$h = \frac{p \cdot \zeta \cdot \zeta' \cdot l^2 + \sum d_i^2}{\sum d_i} \text{ (za sistem uležištenja točkova FF),} \quad (3.24)$$

$$h = \frac{p \cdot \zeta \cdot l^2 + \sum d_i^2}{\sum d_i} \text{ (za sistem uležištenja točkova FM).} \quad (3.25)$$

- *Računska vrednost ugla zakošenja dizalice α*

Ugao zakošenja dizalice α čine tri različite komponente, koje uzimaju u obzir odnos s_g/w_b , kao i razumne varijacije dimenzija i pohabanost točkova i šina (tab. 3.3):

$$\alpha = \alpha_g + \alpha_t + \alpha_w. \quad (3.26)$$

Prema preporukama, dobijena računaska vrednost α ne treba da premaši 0,015 rad.

Tab. 3.3 Izrazi za određivanje α_g , α_t i α_w

komponenta ugla α	točkovi sa vencima	rolne za vođenje
α_g	$\alpha_g = \frac{s_{g \min}}{w_b}$ za $s_g \leq \frac{4}{3} \cdot s_{g \min}$	
	$\alpha_g = 0,75 \cdot \frac{s_g}{w_b}$ za $s_g > \frac{4}{3} \cdot s_{g \min}$	
Preporučene vrednosti $s_{g \min}$ (za dizalicu): $s_{g \min} = 10$ mm (vođenje vencima) $s_{g \min} = 5$ mm (vođenje rolnama)		
α_t	$\alpha_t = 0,001$ rad	
α_w	$\alpha_w = 0,1 \cdot \frac{b_h}{w_b}$	$\alpha_w = 0,03 \cdot \frac{b_h}{w_b}$

- *Koeficijent trenja μ_f*

Koeficijent trenja dat je relacijom:

$$\mu_f = \mu_0 \cdot \left[1 - e^{(-250 \cdot \alpha)} \right], \quad (3.27)$$

pri čemu je $\mu_0 = 0,3$ (za očišćene šine), odnosno $\mu_0 = 0,2$ (za neočišćene šine u uobičajenom okruženju).

- *Sila na sredstvu za vođenje F_Y*

Bočna sila koja se javlja na sredstvu za vođenje izračunava se kao:

$$F_Y = \nu \cdot \mu_f \cdot m \cdot g. \quad (3.28)$$

Koeficijent ν koji se koristi u prethodnom izrazu određuju se prema relacijama:

$$\nu = 1 - \frac{\sum d_i}{n \cdot h} \quad (\text{za sistem uležištenja točkova FF}) \text{ i}$$

$$\nu = \zeta' \cdot \left(1 - \frac{\sum d_i}{n \cdot h} \right) \quad (\text{za sistem uležištenja točkova FM}).$$

- *Sile na točkovima $F_{x(ji)}$ i $F_{y(ji)}$*

Podužne i poprečne sile na vertikalnim točkovima, izazvane zakretanjem dizalice oko pola P izračunavaju se na osnovu izraza:

$$F_{x(ji)} = \xi_{(ji)} \cdot \mu_f \cdot m \cdot g, \quad (3.29)$$

$$F_{y(ji)} = \nu_{(ji)} \cdot \mu_f \cdot m \cdot g. \quad (3.30)$$

Vrednosti $\xi_{(ji)}$ i $\nu_{(ji)}$ određuju se prema obrascima iz tab. 3.4.

Tab. 3.4 Izrazi za određivanje $\xi_{(ji)}$ i $\nu_{(ji)}$

kombinacije parova točkova	$\xi_{(ji)}$		$\nu_{(ji)}$	
	$j = 1$	$j = 2$	$j = 1$	$j = 2$
CFF	$\frac{\zeta \cdot \zeta' \cdot l}{n \cdot h}$		$\frac{\zeta'}{n} \cdot \left(1 - \frac{d_i}{h} \right)$	$\frac{\zeta}{n} \cdot \left(1 - \frac{d_i}{h} \right)$
IFF	0			0
CFM	$\frac{\zeta \cdot \zeta' \cdot l}{n \cdot h}$			
IFM	0			

Isti postupak proračuna je integrisan i u [244, 248].

3.5.6 Kruta metoda prema (SRPS) EN 15011

Za razliku od proračunske metode iz [235], koja je primenljiva samo za krute konstrukcije, opštija metoda data u [238] može se koristiti i u slučaju neparnog broja točkova, neravnomerne raspodele opterećenja po točkovima i elastične konstrukcije. Naime, za određivanje opterećenja usled zakošavanja, u standardu [238] predviđene su *kruta* i *elastična metoda*⁶³. Odgovarajuća metoda proračuna bira se na osnovu konfiguracije noseće konstrukcije dizalice.

Za mosnu dizalicu koja se kreće odozgo po šinskoj stazi i ima ravnu, horizontalnu, skoro krutu noseću konstrukciju, preporučuje se primena *krute metode*. Pri tom, sredstva za vođenje mogu biti postavljena samo na jednom ili na oba bočna nosača. Naravno, i u ovom slučaju se polazi od niza pretpostavki i uprošćenja:

- konstrukcija dizalice i šinske staze smatra se potpuno krutom,
- šinska staza dizalice je horizontalna i ravna,
- svi uglovi su mali,
- geometrijska odstupanja su zanemarena i
- tokom kretanja dizalice nema ubrzanja.

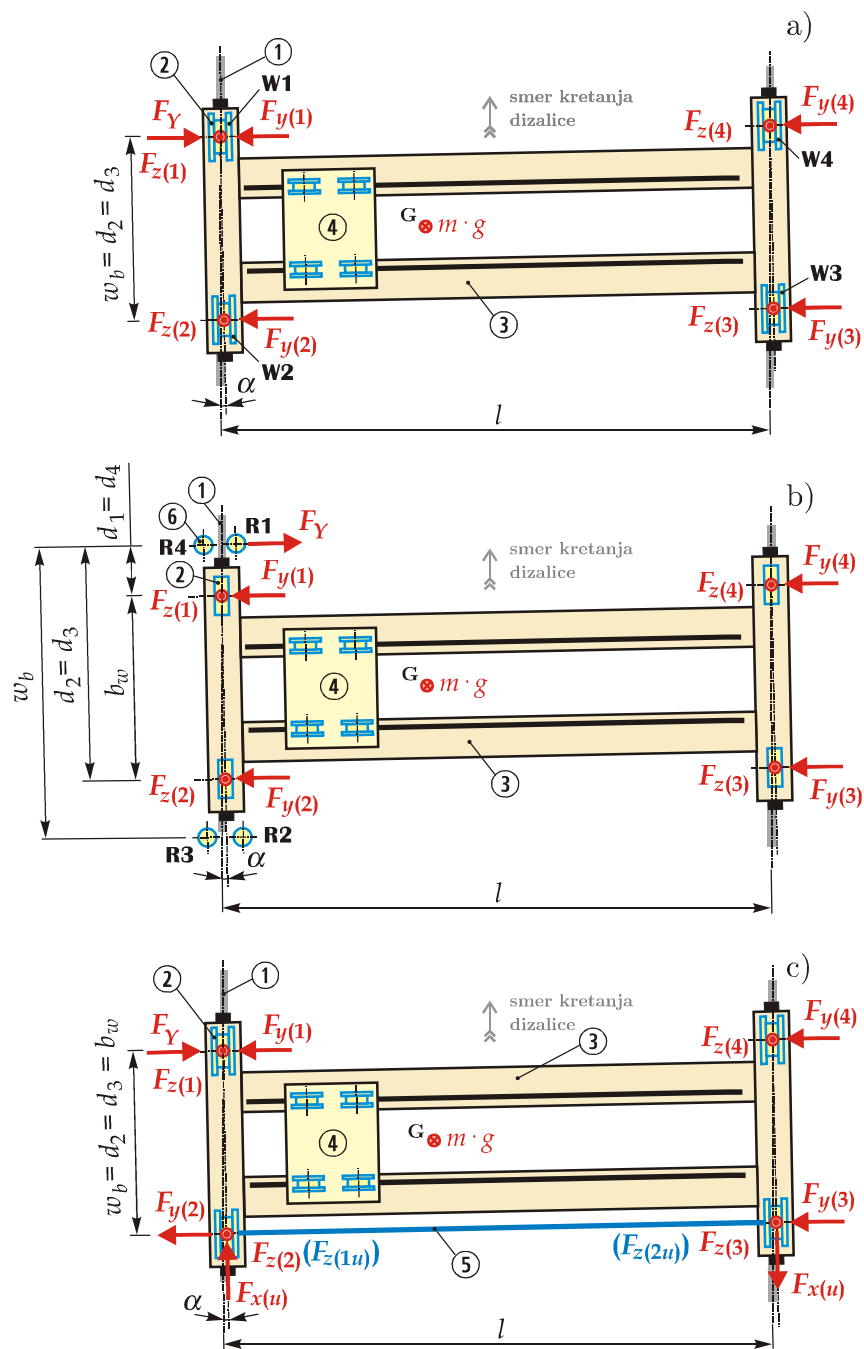
Faktički, kruta metoda opisana u nastavku predstavlja pojednostavljeni tok proračuna sila zakošenja (publikovan u radu [121]) na osnovu modela iz [231]. U ovom izlaganju, određivanje sila je objašnjeno na primeru mosne dizalice sa četiri vertikalna točka (sl. 3.29). Smatra se da je samo prednje sredstvo prinudnog vođenja (gledano u smeru kretanja mosta) u dodiru sa šinom. Postavka uprošćenog proračunskog modela ne uključuje direktno određivanje rastojanja h . Za razliku od modela koji je dat u [231, 235], u ovde opisanoj krutoj metodi električno povezani pogoni strana dizalice se smatraju nepovezanim. Kada se govori o kombinacijama parova točkova, važe iste napomene koje su izložene već u potpoglavlju 3.4.5.

- *Računska vrednost ugla zakošenja dizalice α*

Određuje se na isti način kao i u 3.5.5, na osnovu izraza (3.26) i tab. 3.3. Pri tom, dozvoljen je linearni oblik odnosa trenja i klizanja za izračunavanje α , izuzev u slučaju kada je $\mu_0 < 0,2$.

⁶³ eng. *rigid/flexible method*

Detaljnija objašnjenja u vezi elastične metode data su u [122].



1. šina; 2. vertikalni točak; 3. most dizalice;
4. kolica; 5. vratilo; 6. rolna za vođenje

Sl. 3.29 Primeri određivanja sila zakošenja u skladu sa krutom metodom iz [238]:

- a) dizalica sa nezavisnim pogonima kretanja, vođenje vencima;
- b) dizalica sa nezavisnim pogonima kretanja, vođenje rolnama;
- c) dizalica sa centralnim pogonom kretanja, vođenje vencima

- Koeficijent trenja μ_f

Izračunava se na osnovu izraza (3.27).

- *Sume S , S_d i S_{dd}*

Određuju se prema:

$$S = \sum F_{z(i)} \quad (3.31)$$

$$S_d = \sum F_{z(i)} \cdot d_i \quad (3.32)$$

$$S_{dd} = \sum F_{z(i)} \cdot d_i^2 \quad (3.33)$$

U prethodnim jednačinama sa $F_{z(i)}$ označena je stvarna vrednost vertikalnog opterećenja fiksno g tačka i . Iz toga sledi da su u izrazima (3.31), (3.32) i (3.33) vertikalne sile bočno pomerljivih tačkova jednake nuli.

- *Međuvrednost b*

Data je relacijom:

$$b = \frac{S_d}{S_{dd} + W \cdot l^2}. \quad (3.34)$$

Ukoliko ne postoji povezanost tačkova vratilom, onda se uzima da je $W = 0$, tako da prethodni izraz dobija oblik $b = S_d/S_{dd}$.

Ako su neki parovi tačkova dizalice povezani vratilom, neophodno je prvo izračunati rezultujuću vertikalnu silu W_u za svako vratilo u :

$$W_u = \frac{F_{z(1u)} \cdot F_{z(2u)}}{F_{z(1u)} + F_{z(2u)}} \quad (3.35)$$

pri čemu je:

$F_{z(1u)} > 0$ – stvarna vrednost vertikalnog opterećenje prvog tačka vratila u ,

$F_{z(2u)} > 0$ – stvarna vrednost vertikalnog opterećenje drugog tačka vratila u .

Nakon toga, lako se dobija W u obliku sume:

$$W = \sum W_u. \quad (3.36)$$

- *Sile na tačkovima $F_{x(u)}$ i $F_{y(i)}$*

Podužne i poprečne sile na mestima dodira tačkova i šina izračunavaju se kao:

$$F_{x(u)} = \mu_f \cdot l \cdot b \cdot W_u, \quad (3.37)$$

$$F_{y(i)} = \mu_f \cdot F_{z(i)} \cdot (1 - d_i \cdot b). \quad (3.38)$$

- *Izračunavanje sile na sredstvu za vođenje F_Y*

Bočna sila koja se javlja na sredstvu za vođenje data je jednačinom:

$$F_Y = \mu_f \cdot (S - S_d \cdot b) = \sum F_{y(i)}. \quad (3.39)$$

3.5.7 Komentar na pojedine tačke krute metode, predstavljene u [239]

Kruta metoda data u [238] formirana je prekomponovanjem pojedinih karakterističnih veličina modela iz norme [231]. Očigledno je da numerički okvir krute metode zaista odlikuje jednostavnost i univerzalnost. Međutim, pažljivom analizom njenog objašnjenja u originalnoj verziji EN 15011 na engleskom jeziku [239], mogu se otkriti pojedine nejasne odredbe i relacije, koje su u [238] već komentarisane kroz nacionalne napomene⁶⁴.

Da bi ukazao na ove diskutabilne tačke, kandidat je sproveo proračun sila zakošenja prema krutoj metodi na primeru mosne dizalice datih parametara. Za istu dizalicu, razmotrena su oba načina prinudnog vođenja. U zavisnosti od bočne pomerljivosti i mehaničke povezanosti, prikazano je šest kombinacija parova točkova. Numeracija vertikalnih točkova ista je kao na sl. 3.29.a. Vrednosti sila zakošenja izražene su za tri položaja kolica na glavnim nosačima, koja su definisana rastojanjima između težišta kolica sa teretom i uzdužne ose bočnog nosača sa točkovima W1 i W2: $\bar{y}_L = 1,5$ m (levi položaj L), $\bar{y}_M = 7,5$ m (srednji položaj M) i $\bar{y}_R = 13,5$ m (desni položaj R).

- *Numerički primer*

Osnovni podaci o dizalici⁶⁵:

$$m_Q = 10 \text{ t}; m_C = 6 \text{ t}; m_T = 1 \text{ t};$$

$$l = 15 \text{ m}; b_w = 2,5 \text{ m};$$

$$b_h = 50 \text{ mm}.$$

⁶⁴ Pojedine neprecizno definisane tačke krute metode u EN 15011 konstatovane su kroz istraživanja kandidata koja su sprovedena još na samom početku izrade ove disertacije. Dugogodišnji naučni, stručni i prevodilački rad *prof. dr Rastislava Šostakova (Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad)* u *Komisiji M096 (Dizalice, oprema za dizanje i kontinualni transport) Instituta za standardizaciju Srbije* u velikoj meri je doprineo tome da ovde izneti komentari kandidata (čak pre završetka ove disertacije) postanu deo nacionalnih napomena u srpskom izdanju [238].

⁶⁵ Polazni podaci o dizalici preuzeti su iz [178].

– vođenje vencima točkova (rastojanja d_i kao na sl. 3.29.a):

$$w_b = b_w = 2,5 \text{ m}; s_g = 10 \text{ mm};$$

$$d_1 = d_4 = 0; d_2 = d_3 = 2,5 \text{ m};$$

$$\mu_0 = 0,3; \alpha = 0,007 \text{ rad.}$$

– vođenje rolnama (raspored rolni i rastojanja d_i kao na sl. 3.29.b):

$$w_b = 3 \text{ m}; s_g = 8 \text{ mm};$$

$$d_1 = d_4 = 0,25 \text{ m}; d_2 = d_3 = 2,75 \text{ m};$$

$$\mu_0 = 0,3; \alpha = 0,004 \text{ rad.}$$

Dobijeni rezultati predstavljeni su u tab. 3.5 i 3.6. U poljima prve kolone tabele, gornja oznaka odnosi se na par točkova W1-W4, a donja na par W2-W3.

Tab. 3.5 Računske vrednosti sila zakošenja (vođenje vencima točkova)

kombinacija parova točkova	položaj kolica	sile zakošenja u (kN)						
		$F_{x(1)}$	$F_{x(2)}$	$F_{y(1)}$	$F_{y(2)}$	$F_{y(3)}$	$F_{y(4)}$	F_Y
IFF IFF	L	0,00	0,00	15,69	0,00	0,00	4,99	20,68
	M	0,00	0,00	10,34	0,00	0,00	10,34	20,68
	R	0,00	0,00	4,99	0,00	0,00	15,69	20,68
IFM IFM	L	0,00	0,00	15,69	0,00	0,00	0,00	15,69
	M	0,00	0,00	10,34	0,00	0,00	0,00	10,34
	R	0,00	0,00	4,99	0,00	0,00	0,00	4,99
CFF IFF	L	2,84	0,00	15,69	13,73	4,36	4,99	38,77
	M	3,10	0,00	10,34	9,30	9,30	10,34	39,28
	R	2,84	0,00	4,99	4,36	13,73	15,69	38,77
CFM IFM	L	2,27	0,00	15,69	14,12	0,00	0,00	29,81
	M	1,55	0,00	10,34	9,82	0,00	0,00	20,16
	R	0,57	0,00	4,99	4,86	0,00	0,00	9,85
CFF CFF	L	1,70	1,70	15,69	14,51	4,61	4,99	39,80
	M	1,55	1,55	10,34	9,82	9,82	10,34	40,32
	R	1,70	1,70	4,99	4,61	14,51	15,69	39,80
CFM CFM	L	1,13	1,13	15,69	14,90	0,00	0,00	30,59
	M	0,78	0,78	10,34	10,08	0,00	0,00	20,42
	R	0,57	0,57	4,99	4,86	0,00	0,00	9,85

Tab. 3.6 Računske vrednosti sila zakošenja (vođenje rolnama)

konfiguracija parova točkova	položaj kolica	sile zakošenja u (kN)						
		$F_{x(1)}$	$F_{x(2)}$	$F_{y(1)}$	$F_{y(2)}$	$F_{y(3)}$	$F_{y(4)}$	F_Y
IFF IFF	L	0,00	0,00	10,83	-0,87	-0,28	3,44	13,12
	M	0,00	0,00	7,13	-0,57	-0,57	7,13	13,12
	R	0,00	0,00	3,44	-0,28	-0,87	10,83	13,12
IFM IFM	L	0,00	0,00	10,83	-0,87	0,00	0,00	9,96
	M	0,00	0,00	7,14	-0,58	0,00	0,00	6,56
	R	0,00	0,00	3,44	-0,28	0,00	0,00	3,16
CFF IFF	L	2,60	0,00	11,82	10,02	3,18	3,76	28,78
	M	2,96	0,00	7,81	6,82	6,82	7,81	29,26
	R	2,60	0,00	3,76	3,18	10,02	11,82	28,78
CFM IFM	L	2,17	0,00	11,85	10,35	0,00	0,00	22,20
	M	1,19	0,00	7,87	7,47	0,00	0,00	15,34
	R	0,87	0,00	3,79	3,60	0,00	0,00	7,39
CFF CFF	L	1,30	1,30	11,91	11,01	3,50	3,78	30,20
	M	1,19	1,19	7,87	7,47	7,47	7,87	30,68
	R	1,30	1,30	3,78	3,50	11,01	11,91	30,20
CFM CFM	L	1,30	1,30	11,91	11,01	0,00	0,00	22,92
	M	0,59	0,59	7,89	7,69	0,00	0,00	15,58
	R	0,43	0,43	3,80	3,71	0,00	0,00	7,51

Nakon uporedne analize opisa krute metode iz originala norme EN 15011 i prethodno prikazanih rezultata, formulisana su sledeća zapažanja:

Komentar 1:

Na samom početku opisa krute metode u [239] stoji sledeće:

„...The position of the trolley is located in such a way that the maximum skewing forces are computed. This is usually a location on the opposite side of span in relation to the side with uncoupled drives. In cases of a mechanically coupled drives the trolley is set in a manner to provide equal loading on the drive wheels, usually mid crane span...”⁶⁶

⁶⁶ U nemačkoj verziji DIN EN 15011 iz 2011. godine (kandidatu nije bilo na raspolaganju novije izdanje ovog standarda) stoji ista tvrdnja: *„...Die Position der Laufkatze ist so angeordnet, dass die maximalen Schräglaufrkräfte berechnet werden. Diese Position befindet sich üblicherweise an der gegenüberliegenden Seite der Spannweite in Bezug auf die Seite mit nicht gekoppelten Antrieben. Bei mechanisch gekoppelten Antrieben wird die Laufkatze so eingestellt, dass eine gleichmäßige Belastung der Antriebsräder erfolgt, gewöhnlich in der Mitte der Kranspannweite...”*

Prethodne rečenice u prevodu imaju sledeće značenje, [238]:

„...Položaj kolica je određen tako da se proračunom dobijaju najveće sile usled zakošenja. To je obično položaj na suprotnoj strani raspona u odnosu na stranu sa nezavisnim pogonima. U slučajevima mehanički povezanih pogona, kolica se postavljaju tako da se dobije jednako opterećenje pogonskih točkova, to je obično na sredini raspona dizalice...”

Činjenica je da se već druga rečenica citata u ovom obliku ne može objasniti, te zaslužuje dodatno pojašnjenje.

Kao što se vidi iz tab. 3.5 i 3.6, u slučaju dizalice sa nezavisnim pogonima strana i bočno nepomerljivim točkovima, položaj kolica utiče samo na vrednosti poprečnih sila na mestima kontakta točkova i šina. Međutim, sila vođenja ostaje ista pri bilo kom položaju kolica na mostu. Ukoliko su točkovi na jednom bočnom nosaču bočno pomerljivi, sa promenom položaja kolica dolazi i do promene vrednosti sila usled poprečnog klizanja, kao i sile vođenja. Najveće vrednosti se dobijaju u slučaju kada su kolica najudaljenija od bočnog nosača sa bočno pomerljivim točkovima.

Prema tome, sporna rečenica trebala bi da glasi ovako: *„...To je obično položaj na suprotnoj strani raspona u odnosu na stranu sa aksijalno slobodnim točkovima...”* Prethodna napomena već je uneta u [238] (na ovo već je skrenuta pažnja čitaoca u fusnoti 64), međutim, po saznanju kandidata navod u originalnoj verziji EN 15011 na engleskom jeziku do danas nije preciziran.

Kada se govori o konstrukcijama mosnih dizalica sa centralnim pogonom kretanja, na osnovu rezultata datih u prethodnim tabelama može da se zaključiti sledeće:

- pri svakoj konfiguraciji parova točkova promena položaja kolica primetno utiče na vrednosti sila usled zakošenja;
- nezavisno od broja pogonskih točkova, pri srednjem položaju kolica najveće poprečne sile usled zakošenja dobijaju se samo u slučaju ako su sva četiri točka dizalice bočno nepomerljiva;
- slično kao i kod dizalice sa nezavisnim pogonima kretanja, ukoliko su točkovi na jednom bočnom nosaču aksijalno pomerljivi, najveće vrednosti sila zakošenja dobijaju se u slučaju kada su kolica uz bočni nosač sa fiksnim točkovima.

Komentar 2:

U [239] suma vertikalnih sila na točkovima dizalice izjednačena je sa težinom opterećene dizalice $S = \Sigma F_{z(i)} = m \cdot g$, uprkos tome da ovu jednakost ne sadrži ni izvorni rad [121], niti ranije verzije norme EN 15011. Kao što je napomenuto i u opisu razmatrane metode, u izraz (3.31) uvrštavaju se stvarne vrednosti vertikalnih opterećenja samo onih točkova čiji ležajevi omogućavaju prijem/prenos bočne sile. Shodno tome, uslov $S = \Sigma F_{z(i)} = m \cdot g$ je ostvaren samo ako ležajevi svih točkova primaju/prenose bočne sile.

Komentar 3:

U izraz (3.35) treba uvrstiti stvarne vrednosti vertikalnih opterećenja točkova, bez obzira na to da li su točkovi fiksni ili bočno pomerljivi. Ovo nije jednoznačno naglašeno u [239], te može doći do zabune s obzirom na napomenu koja se odnosi na računanje veličine S (videti Komentar 2).

Po mišljenju kandidata, da bi se otklonila konfuzija u samom opisu, pa i u tumačenju razmatranih tačaka krute metode, poželjno je precizirati pojedine delove originalnog teksta norme EN 15011, u skladu sa prethodno iznetim komentarijima.

3.6 Alternative regulacije i sprečavanja zakošavanja pri kretanju dizalice

Zakošavanje je neizbežna pojava tokom kretanja dizalice po šinskoj stazi. Konvencionalnim tehničkim rešenjima, uz uobičajeni nivo finansijskih ulaganja zakošavanje se ne može u potpunosti eliminisati, već može samo da se u određenoj meri ublaži.

U Glavi 1 već je spomenuto, da su novoprodukovane, skuplje dizalice visokih performansi pretežno opremljene nekim od savremenih sistema za sprečavanje zakošavanja pri kretanju, mada se u raznim sferama industrije (kako kod nas, tako i u svetu) i dalje koristi znatan broj dizalica (starih više desetina godina) bez specijalnog senzorskog vođenja po stazi.

Problem zakošavanja kod dizalica starijeg datuma proizvodnje delimično je rešen:

- tzv. *samoispravljanjem*,
- primenom sistema tzv. *električne osovine*,
- ugrađivanjem pomoćnih elektromotora i planetnih diferencijalnih reduktora u pogonske mehanizme za kretanje dizalice i
- postavljanjem ograničivača zakošenja.

Efekat tzv. *samoispravljanja* postiže se ugrađivanjem koničnih pogonskih točkova (nagib kotrljajne površine 1:16) na mosne dizalice koje se kreću po šinama sa zaobljenom glavom. Kada dizalica pri kretanju zauzme zakošen položaj u odnosu na pravac staze, na strani koja je isprednjačila, pogonski točak dolazi u kontakt sa šinom na sve manjem prečniku kotrljajne površine, te mu se za istu brzinu obrtanja smanjuje obimna brzina. Pri tom, ta strana mosta usporava, pa zaostala strana može da je pristigne – rezultat ovoga je upravo već ranije pomenuto „geganje” tokom vožnje. Treba naglasiti da ovo rešenje ima smisla samo kod dizalica manjih nosivosti, koje su predviđene za rad u lakšim uslovima (manja opterećenja točkova, relativno redak rad i sl.), jer se u tim slučajevima trošenje elemenata u dodiru odvija znatno sporije. Naravno, habanjem zaobljene glave šine i kotrljajne površine točka efekat samoispravljanja se gubi – teorijski dodir točka i šine u tački prelazi u dodir po duži (izvodnici konusa).

Kada se govori o opravdanosti primene koničnih točkova, mišljenja inženjera i istraživača su podeljena, [31, 53]:

- merenja su pokazala da je otpor kretanju dizalice sa koničnim točkovima veći, nego u slučaju dizalica sa cilindričnim točkovima,
- konični točkovi se preporučuju samo u slučaju šinske staze sa neznatnim odstupanjima u rasponu,
- ako su geometrijske imperfekcije ugradnje točkova u tolerisanim granicama, zadovoljavajuće ponašanje dizalice pri kretanju, kao i samoispravljanje obezbeđeno je čak i pri odnosu $l/w_b \approx 7$,
- rešenja sa pogonskim koničnim točkovima pokazala su se dobro prvenstveno kod centralnog pogona mosta – čak i da postoji električna povezanost elektromotora nezavisnih pogona kretanja strana dizalice, odgovarajuće samoispravljanje ne može da se postigne, itd.

Iako habanje može da se redukuje na minimalnu meru adekvatnom termičkom obradom kotrljajne površine točka, za zadovoljavajuće samoispravljanje neophodna je mehanička povezanost točkova na različitim stranama dizalice. Razvojem novih sistema upravljanja elektromotornim pogonima, zastarela rešenja koja se baziraju na centralnim pogonima, kao i na kombinovanju koničnih točkova i šina sa zaobljenom glavom, izgubila su na značaju. Upravo zbog ovde iznetog, izvedbe dizalica sa koničnim točkovima nisu razmatrane detaljnije u ovoj disertaciji.

Tzv. *električne osovine* koriste se u posebnim slučajevima kada:

- određeni tehnološki zahtev uslovljava potrebu za bar delimično sinhronizovanim radom dva ili više elektromotora, ili
- dva elektromotora pokreću istu konstrukciju, pa nesinhronizovani rad elektromotora dovodi do njenog zakošenja, mehaničkog opterećenja i sl. (npr. pogon kretanja portalne mosne dizalice velikog raspona i sl.).

Električna osovina za izravnavanje brzine ostvaruje se povezivanjem rotorskih kola dva jednaka asinhrona klizno-kolutna elektromotora kao pomoćnih elektromotora, mehanički povezanih sa glavnim elektromotorima. Pri istom opterećenju glavnih motora, njihove brzine su iste. Iz toga proizilazi da su i naponi indukovani u rotorskim kolima pomoćnih klizno-kolutnih elektromotora isti, tako da u ovom slučaju nema toka struje kroz zajedničko kolo, niti efekta sinhronizacije. U suprotnom (tj. kada su opterećenja glavnih motora različita), kroz zajedničko kolo povezanih rotorskih kola pomoćnih motora, snaga se prosleđuje sa manje opterećenog na opterećeniji glavni motor. Kod *radne električne osovine* asinhroni klizno-kolutni elektromotori (dovoljne snage) preuzimaju i ulogu glavnih motora. U rotorsko kolo su uključeni dodatni rotorski otpornici. Kroz ove otpornike teče sumarna rotorska struja oba motora, samo ako su isti jednako opterećeni. Ukoliko dođe do razlike opterećenja, javlja se veće klizanje opterećenijeg motora, pri čemu indukovani viši napon „potera” struju izjednačenja kroz rotorska kola koja koči rasterećeniji, a ubrzava opterećeniji elektromotor.

Ugrađivanje pomoćnih elektromotora i planetnih diferencijalnih reduktora u pogonske mehanizme za kretanje dizalice predstavlja retko, zastarelo i skupo rešenje. Naime, na jednoj ili obe strane dizalice ugrađeni su pomoćni elektromotori uz glavni elektromotor pogona kretanja, koji se povezuju preko planetnog diferen-

cijalnog reduktora. Ovakva izvedba omogućava sabiranje brzina: pri kretanju dizalice bez zakošenja rade samo glavni elektromotori, a kada neka strana isprednjači, uključe se pomoćni elektromotori (na zaostaloj strani u smeru povećanja, a na isprednjačenoj u smeru smanjenja obimne brzine točka).

Ograničivači zakošenja se postavljaju najčešće na dizalice koje se kreću po šinskim stazama velikih raspona (npr. portalne mosne dizalice). Prema većini preporuka, kod portalnih mosnih dizalica sa jednom krutom i jednom zgloбно vezanom nogom vrednost dozvoljenog ugla zakošenja ne bi trebala da bude veća od 0,09 rad (5°). U izuzetnim slučajevima vrednost ovog ugla može da se kreće i u granicama 0,14...0,26 rad (8°...15°). U poređenju sa savremenom senzorskom tehnikom, ograničivači zakošenja danas već predstavljaju zastarelo rešenje (sa užetnim prenosom ili polužnim mehanizmima) i zastupljeni su samo na ponekim dizalicama starijeg datuma proizvodnje. Pri dostizanju granične (dozvoljene) vrednosti ugla zakošenja, element za isključivanje napajanja elektromotora pogona kretanja portala aktivira se pomoću pomenutog užetnog ili polužnog mehanizma. Ukoliko je dizalica opremljena posebnim uređajem – sistemom za sprečavanje zakošavanja, ograničivači ne moraju da budu postavljeni.

Savremeni sistemi za sprečavanje zakošavanja su bazirani na regulaciji rada elektromotora pogona kretanja dizalice pomoću komponenti energetske elektronike i senzorske tehnike. Danas renomirani proizvođači nude zaista širok spektar komercijalnih rešenja koja su podjednako primenljiva kako na novoproduzvedenim, tako i na rekonstruisanim/revitalizovanim konstrukcijama dizalica.

Većina ovih elektronskih sistema za regulaciju ili eliminaciju zakošenja zasnovano je na praćenju:

- *veliĉine zazora između sredstava za vođenje i bokova glava šina staze ili*
- *položaja strana dizalice u odnosu na određene referentne taĉke (tzv. marke-re) koji se nalaze na krajevima šina ili pored njih.*

Prvi sistem se široko primenjuje na mosnim dizalicama velikih raspona. Veliĉina zazora između venca/vodeće rolne i šine se kontinualno prati tokom vožnje pomoću dva (najčešće ultrazvuĉna ili laserska) senzora rastojanja na svakoj strani dizalice. U skladu sa promenom veliĉine pojedinih zazora, preko programabilnog logiĉkog kontrolera frekventni pretvaraĉ koriguje brzinu obrtanja elektromotora odgovara-

jućeg pogonskog točka. Na ovaj način obezbeđeno je vođenje dizalice u pravcu staze, bez mehaničkog kontakta sredstva za vođenje i šine.

U drugom slučaju prekomerno zakošavanje se sprečava korekcijom razlike položaja strana dizalice. Rešenje može biti bazirano npr. na principu kaskadne regulacije brzine⁶⁷. Da bi se korigovala apsolutna razlika položaja, potrebno je istovremeno pratiti apsolutni položaj obe strane dizalice. Ovo se postiže korigovanjem relativne razlike položaja integracijom razlike brzina (davači brzina su postavljeni na mestima slobodnih točkova), ali ujedno sprovodi se i dodatna korekcija apsolutnog položaja pomoću impulsnih davača (na „nogama” dizalice ili bočnim nosačima) i referentnih tačaka koje su postavljene na određenim međusobnim rastojanjima sa obe strane šinske staze. Eliminacija zakošavanja se vrši korekcijom brzine odgovarajućeg pogona kretanja na osnovu razlike položaja strana dizalice. Kod portalnih mosnih dizalica većih raspona ovo rešenje se pokazalo zaista efikasnim.

Kod nekih metoda koje su slične prethodnoj, položaji strana portalne mosne dizalice se prate u realnom vremenu pomoću dva para senzora (na bazi radio talasa) i prijemnih jedinica na krajevima šinske staze. Napredne varijante ovog sistema mogu se primeniti pored eliminacije zakošavanja i za sprečavanje kolizije dve dizalice koje rade na istoj stazi.

Naravno, ovde su navedena samo najšire primenjivana rešenja. Problematika eliminacije zakošavanja je detaljnije obrađena u izvorima [156, 172, 183, 184, 185, 195].

3.7 Zaključna napomena

U ovom radu Kandidat nije razmatrao specifičnosti definisanja bočnih opterećenja posebnih konstrukcija mosnih dizalica. Odabrani problemi koji se odnose npr. na utvrđivanje uticaja povezanosti pogona kretanja mosta, broja točkova po oslonačkom mestu, inercijalnih sila, vetra ili nekih drugih poremećajnih veličina, na sile zakošenja pri kretanju dizalice, opisani su u [44, 46, 55, 108, 118, 159, 224].

⁶⁷ Rešenje opisano u ovom pasusu preuzeto je iz:

Jeftenić, B., Bebić, M., Štatkić, S. (2011). *Višemotorni električni pogoni*. Beograd: Akademska misao

Činjenica je da su razni aspekti problematike zakošavanja obrađeni u pretežno stranoj (nemačkoj i ruskoj) literaturi. Međutim, čak i u moderno doba razmene informacija, poprilično velik broj izvora je teško dostupan istraživačima u ovoj oblasti. Najznačajniji rezultati, verifikovani serijom eksperimenata predstavljaju najčešće interne publikacije nekadašnjih vodećih proizvođača dizalica (npr. *VEB Kranbau Eberswalde* u okviru čuvenog kombinata *TAKRAF*), kojima se danas nažalost ne može ući u trag.

Jasno je da detaljnu analizu većine ključnih pitanja iz ove kompleksne oblasti nije moguće obuhvatiti samo jednom studijom, pa tako ni ovom disertacijom. Sve dalje rasprave o konstitutivnim relacijama između velikog broja slučajno promenljivih veličina (kojima je određen fenomen zakošavanja), inicirale bi nove polemike u vezi adekvatnosti pojedinih teorijskih i eksperimentalnih pristupa. Prema tome, u Glavi 3 uvedeni su samo osnovni pojmovi u vezi zakošavanja dizalica, koji su neophodni za razumevanje daljeg izlaganja.

4

EKSPERIMENTALNI DEO

ISTRAŽIVANJA

Eksperimentalni deo disertacije je realizovan u cilju provere postavljenih hipoteza. Merenja su obavljena na jednogrednoj mosnoj dizalici u *Laboratoriji za mašinske konstrukcije, transportne i građevinske mašine Fakulteta tehničkih nauka* u Novom Sadu.

U istraživanju se mogu razgraničiti *dve eksperimentalne celine*. U prvom navratu, tokom kretanja dizalice praćene su isključivo bočne sile na horizontalnim rolnama za vođenje. U ovoj preliminarnoj fazi, primarni cilj rada nije bio razvoj nove, originalne metode merenja sila u interakciji rolna – šina, već eksperimentalno određivanje odgovarajućih spektara opterećenja, neophodnih za ilustraciju predloženog koncepta analize zamora elemenata noseće konstrukcije dizalice usled zakošavanja. U drugoj etapi, istraživanje je usmereno na razvoj i verifikaciju jedinstvene metode za određivanje bočnih sila na vertikalnim točkovima pri kretanju dizalice, takođe u cilju dobijanja spektara opterećenja.

Sile zakošenja nije moguće direktno meriti na površini kontakta točka i šine u eksploatacionim uslovima. Kao što je već i ranije napomenuto, teško je pronaći univerzalno rešenje posrednog merenja ovih opterećenja, koje će bez većih modifikacija strukture bočnog nosača ili sredstava prinudnog vođenja, obezbediti praćenje pomenutih veličina u realnim uslovima eksploatacije. U tom smislu, za potrebe eksperimentalne determinacije bočnih sila u interakciji točak – šina, projektovane su dve specijalne konstrukcije davača sila.

S obzirom na objektivne mogućnosti i obim izvedenih eksperimenata u okviru ovog rada, kao i na dugotrajnost procesa nastanka zamornih oštećenja u materijalu, na primeru raspoložive dizalice nije bilo moguće pokazati signifikantan uticaj sila zakošenja na zamor noseće konstrukcije, što i nije bio cilj ovog istraživanja. Merenja su realizovana u nastojanju da se kroz problematiku zakošavanja koncipira adekvatna eksperimentalna podloga za dalje proširenje i razvoj probablističkih proračuna zamora nosećih konstrukcija mosnih dizalica.

U narednim poglavljima predstavljen je objekat ispitivanja, izložene su dve metode eksperimentalnog određivanja sila zakošenja, prikazana je topologija merno-akvizicionih sistema i dati su opisi konstrukcija davača.

4.1 Objekat ispitivanja

Eksperimentalni deo istraživanja je izveden na realnom objektu ispitivanja – *jednogrednoj mosnoj dizalici* (sl. 4.1).



Sl. 4.1 Jednogreda mosna dizalica sa elektromotornim pogonima (FTN, Laboratorija za mašinske konstrukcije, transportne i građevinske mašine)

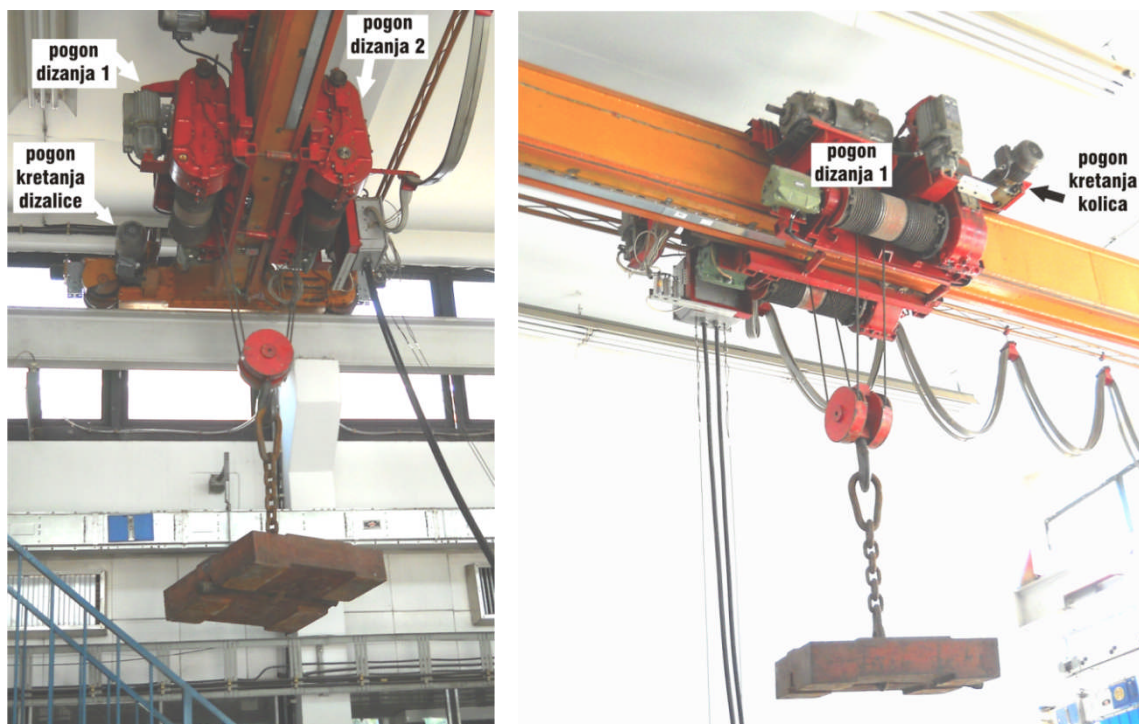
U nastavku navedene su osnovne karakteristike prethodno prikazane dizalice:

- nosivost: $m_Q = 3,2$ t;
- raspon: $l = 8,91$ m;
- pogonska klasa (prema JUS M.D1.020): 2.

- proizvođač: *MIN*, Niš, Jugoslavija;
- godina proizvodnje: 1975.
- zahvatno sredstvo: jednokraka kovana kuka;
- visina dizanja: 4,2 m;
- masa mosta (sa sklopovima točkova): $m_C = 1,3$ t;
- masa kolica: $m_T = 1,15$ t;
- napajanje pogona dizalice:
 - direktno iz mreže: 3×400 V, 50 Hz;
 - preko statičkog frekventnog pretvarača:
 - $VLT\ 302\ AutomationDrive$ (*Danfoss*), ($P_{U/f\ N} = 5,5$ kW);
- dva pogona dizanja (zajednički ili pojedinačni rad):
 - brzina dizanja: $v_H = 11,3/6,3/5,0/1,3$ m/min;
 - elektromotori: klizno-kolutni;
 - $2AKzd\ 187-4$ (*Rade Končar*);
 - $P_{emN} = 5,2$ kW (klasa režima rada S4, intermitencija 40%);
 - $n_{emN} = 1390$ min⁻¹;
 - elastične spojnice: prema SRPS M.C1.516 (nazivni prečnik 160 mm);
 - mehaničke kočnice: sa dve zglobno vezane papuče; tip: $2\ Z.160$ (*MIN*);
 - kočno-otkočni uređaji $EHT\ 12,5\ F$ (*Elektrokovina*);
 - reduktori: vertikalni tip; cilindrični zupčanici sa kosim zupcima i evolventnim profilom;
 - prenosni odnos (pogon dizanja 1/pogon dizanja 2):
 - $i_{gbH} = 66,77/84,20$;
 - zupčaste spojnice: konstruisane u skladu sa ГOCT 5006-55;
 - bubanjevi za uže: nazivni prečnik 200 mm; ukupna dužina 520 mm;
 - čelična užad: obično (prosto usukano);
 - konstrukcija 6×37 ($6 \times (1+6+12+18)+VJ$);
 - uže 11 SRPS C.H1.074 - VJ - g - 1570 s/Z;
 - donji sklop koturače: poludugačka izvedba, kuka prema SRPS M.D1.144;
- pogon kretanja kolica:
 - brzina kretanja kolica: $v_T = 20$ m/min;
 - elektromotor: asinhroni kavezni;
 - $ZK80\ A-4$ (*Sever*); $P_{emN} = 0,55$ kW; $n_{emN} = 1390$ min⁻¹;
 - reduktor: tip $R42\ W$ (*Sever*); oblik B-3;
 - $P_{gbN} = 0,55$ kW; $n_{gbO} = 163$ min⁻¹;
 - prenosni odnos otvorenog zupčastog para: $i_{gpT} = 2,58$;

- vertikalni točkovi: sa vencima; naznačeni prečnik 100 mm;
materijal E 295; površinski kaljeni na 430 HB;
- pogon kretanja mosta:
 - brzina kretanja dizalice: $v_C = 30$ m/min;
 - elektromotori: asinhroni kavezni kočioni;
 $KZK90 S-4$ (Sever); $P_{emN} = 1,1$ kW; $n_{emN} = 1420$ min⁻¹;
 - prenosni odnos otvorenog zupčastog para: $i_{gpC} = 1,90$;
 - reduktor: tip $R52 W$ (Sever); oblik B-3; $P_{gbN} = 1,1$ kW; $n_{gbO} = 91$ min⁻¹;
 - vertikalni točkovi: sa vencima; $D_w = 200$ mm; materijal E 295;
površinski kaljeni na 430 HB;
sklop pogonskog točka prema SRPS M.D1.110;
sklop slobodnog točka prema SRPS M.D1.111;
 - osovinski razmak vertikalnih točkova dizalice: $b_w = 1,5$ m;
 - zazor vođenja: $s_g = 20$ mm (vođenje vencima); $s_g = 8$ mm (vođenje rolnama);
 - rastojanje između vodećih rolni: $w_b = 1,87$ m;
- radni uslovi: redak rad sa lakim teretima u zatvorenoj, suvoj prostoriji;
prosečna temperatura okoline 25° C.

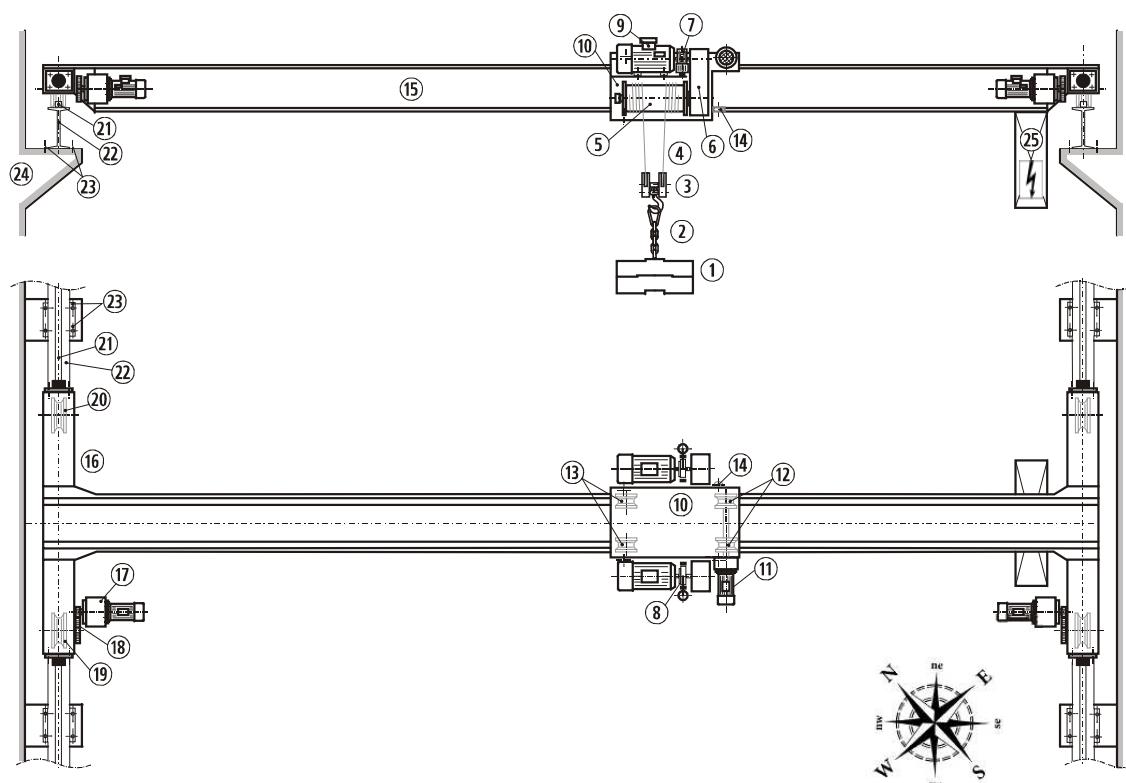
Raspored elektromotornih pogona na kolicima, odnosno na (levom) bočnom nosaču dizalice prikazan je na sl. 4.2.



Sl. 4.2 Raspored elektromotornih pogona na objektu ispitivanja

Staza dizalice je dugačka 12 m i postavljena je u pravcu severoistok–jugozapad. Šine su kvadratnog poprečnog preseka, dimenzija 40x40 mm. One su zavarene isprekidanim šavovima za gornje pojaseve nosača staze. Ovi I-nosači (INP 340) pričvršćeni su pomoću vijaka na konzolne ispuste armirano-betonskih stubova hale. Međusobno osno rastojanje stubova je 3,3 m.

Na sl. 4.3 dat je uprošćeni prikaz i pregled osnovnih elemenata razmatrane dizalice.



1. teret;
2. lanac za vešanje tereta;
3. donji sklop koturače;
4. čelično užje;
5. bubanj za užje sa ugrađenom zupčastom spojnicom;
6. reduktor;
7. dvopapučna kočnica sa kočno-otkočnim uređajem;
8. elastična spojnica;
9. elektromotor pogona dizanja;
10. ram (noseća konstrukcija) kolica;
11. motoreduktor pogona kretanja kolica;
12. pogonski točkovi kolica;
13. slobodni točkovi kolica;
14. horizontalni točkovi kolica;
15. glavni nosač;
16. bočni nosač;
17. motoreduktor pogona kretanja dizalice;
18. otvoreni zupčasti par;
19. pogonski točak dizalice;
20. slobodni točak dizalice;
21. šina;
22. nosač staze dizalice;
23. pločice sa vijcima;
24. stub hale sa konzolnim ispustom;
25. elektroorman

Sl. 4.3 Osnovna konfiguracija ispitivane jednogrede mosne dizalice

Pogon dizanja čine dva jednaka mehanizma koji alternativno mogu raditi pojedinačno ili zajednički. Zajednički rad mehanizama obezbeđuje veza među njima, koja je ostvarena sa dva jednaka komada užeta. Oni se paralelno vode kroz donji sklop koturače, a krajevi svakog od njih se namotavaju na bubnjeve oba mehanizma. Mehanizmi se pogone pomoću asinhronih klizno-kolutnih elektromo-

tora (poz. 9) istog tipa i karakteristika. Vertikalni zupčasti reduktori (poz. 6) imaju različite prenosne odnose, što znači da se u slučaju zajedničkog rada pogonskih mehanizama (u istom, ili u suprotnim smerovima) mogu postići četiri različite brzine dizanja. Vratila elektromotora i reduktora povezana su spojnica sa elastičnim ulošcima (poz. 8). Obodi ovih spojnica predstavljaju ujedno i doboše radnih kočnica pogona dizanja (poz. 7). Obe kočnice su sa zglobno vezanim papučama, jednostavnim polužnim mehanizmom i kočno-otkočnim uređajem. Ožljebljeni bubnjevi (poz. 5) oslonjeni su na kotrljajna ležišta i omogućavaju namotavanje po jednog kraja oba čelična užeta (poz. 4). Zupčasta spojica na izlaznom vratilu reduktora uklopljena je ujedno i u gabarite bubnja za uža. Izvedeno je četvorokrako vešanje donjeg sklopa koturače (poz. 3). U prelaznim fazama vožnje dizalice se javlja značajno njihanje tereta. Ovo je posebno izraženo u slučaju kada su elektromotori pogona kretanja direktno napajani iz mreže.

Kolica (poz. 10) se kreću pomoću pogonskih (poz. 12) i slobodnih (poz. 13) točkova po šinskoj stazi na glavnom nosaču dizalice. Pogonski točkovi postavljeni su na isto vratilo, koje je povezano preko otvorenog zupčastog para (nije prikazan na sl. 4.3) sa motoreduktorom (poz. 11). U pogon kretanja kolica nije ugrađena mehanička kočnica. Momente usled težina mehanizama pogona dizanja u odnosu na tačke vešanja primaju bočni horizontalni točkovi (poz. 14).

Glavni nosač (poz. 15) je zavarene kutijaste konstrukcije. Za gornji i donji pojasni lim (u pravcu bočnih limova) zavarene su šine kvadratnog poprečnog preseka. Gornji par šina predstavlja stazu kolica, dok se po bokovima donjih šina kotrljaju horizontalni točkovi rama kolica. Bočni limovi ukrućeni su unutrašnjim poprečnim rebrima, tako da je na ovaj način postignuta relativno velika krutost glavnog nosača u horizontalnoj ravni. Glavni nosač je vijčanim vezama pričvršćen za bočne nosače (poz. 16) koji su takođe zavarene kutijaste izvedbe.

Na krajevima bočnih nosača pričvršćeni su sklopovi standardnih vertikalnih točkova (poz. 19 i 20). Kretanje dizalice po šinskoj stazi se ostvaruje nezavisnim pogonima strana mosta. Elektromotori zupčastih reduktora (poz. 17) napajani su iz mreže preko tzv. *KUSA-spoja*. Pri tom, nije izvedena električna povezanost strana mosta brzinom obrtanja. Međutim, sinhronizovani rad elektromotora pogona

kretanja dizalice (u cilju postizanja iste brzine obrtanja pogonskih točkova), kao i „mekše” ubrzanje/zaustavljanje može se ostvariti opcionim napajanjem preko navedenog statičkog frekventnog pretvarača. Dodatna redukcija između motoreduktora i pogonskog točka izvedena je otvorenim zupčastim parom (poz. 18).

Snabdevanje dizalice električnom energijom je ostvareno iz elektroormana (poz. 25), preko zatvorenog šinskog razvoda (nije prikazan na sl. 4.3). Napajanje električnih komponenti kolica vrši se preko savitljivog pljosnatog kabla koji se na rolnicama kreće po nosaču istog (sl. 4.2). Dizalicom se upravlja sa poda hale pomoću viseće komandne kutije. Hodovi pojedinih pogonskih mehanizama ograničeni su krajnjim isključivačima. Branici sa gumenim odbojnicima na krajevima šinske staze sprečavaju naletanje dizalice na zidove hale, u slučaju otkaza krajnjih isključivača pogona kretanja mosta.

4.2 Eksperiment 1: Merenje bočnih sila na horizontalnim rolnama za vođenje dizalice

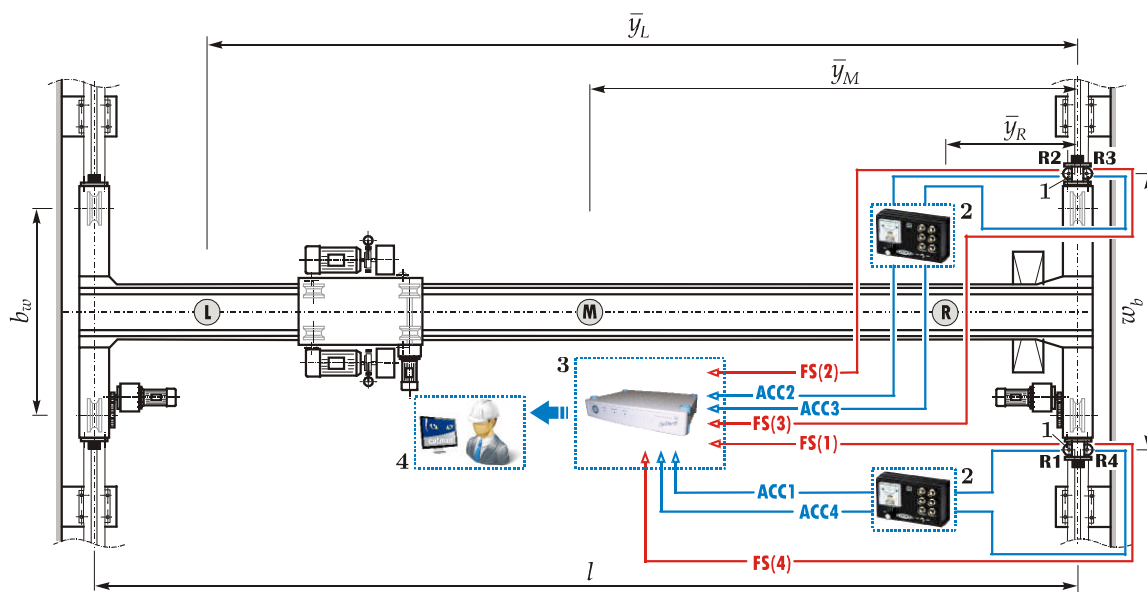
U prvoj etapi eksperimentalnih istraživanja sprovedeno je *merenje bočnih sila na vodećim rolnama* koje su naknadno montirane na bočni nosač dizalice. Naravno, ovde prikazana metoda ne predstavlja u potpunosti novo, originalno rešenje (videti pregled dosadašnjih istraživanja u Glavi 2), međutim, treba imati u vidu da je za potrebe merenja ipak projektovana i izrađena posebna konstrukcija davača sile.

Važno je napomenuti da je *postavljanjem sklopova horizontalnih rolni na krajeve bočnog nosača promenjen prvobitni (fabrički) sistem prinudnog vođenja dizalice* – umesto venaca vertikalnih točkova, ulogu vođenja preuzele su horizontalne rolne.

4.2.1 Postavka eksperimenta i opis merno-akvizicionog sistema

Šematski prikaz merno-akvizicionog sistema za praćenje sile vođenja pri kretanju dizalice dat je na sl. 4.4. Osnovni elementi ovog sistema su:

- dva sklopa vodećih rolni (svaki sklop sadrži dve rolne, tj. dva davača sile),
- četiri akcelerometra, tip *AC 102-1A* (CTC, SAD),
- dve napojne jedinice za akcelerometre, tip *PS03* (PRO, SAD),
- višekanalno merno pojačalo *Spider 8*® (HBM, Nemačka) i
- personalni računar sa softverom *catman Easy*® (HBM, Nemačka).



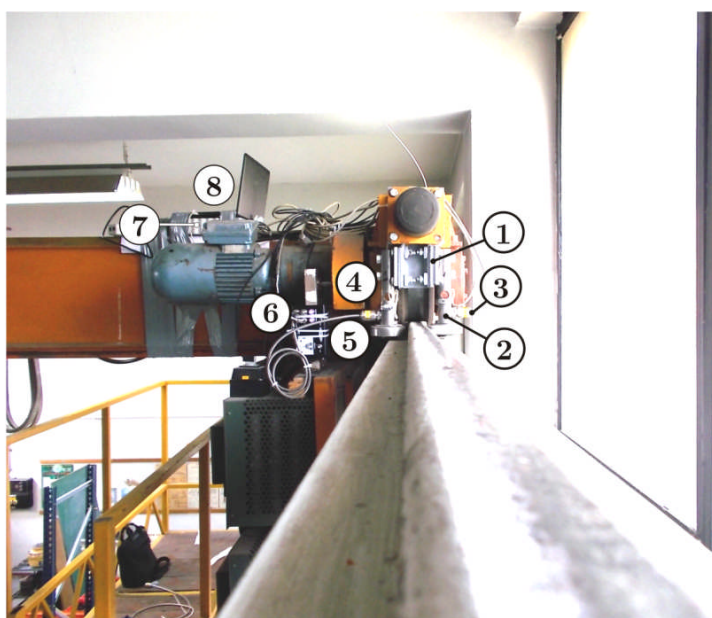
1. sklopovi vodećih rolni sa akcelerometrima serije *AC102*; 2. modul za napajanje *PS03*;
3. višekanalno merno pojačalo *Spider 8*; 4. prikupljanje rezultata merenja (računar + softver *catman*)

Sl. 4.4 Šema merno-akvizicionog sistema za praćenje sila vođenja na rolnama

Oba sklopa vodećih rolni postavljena su na krajevima desnog bočnog nosača (u skladu sa sl. 4.4). Tokom izvođenja eksperimenta, bočne sile su merene na svim rolnama (R1...R4). Na svaki konzolni nosač rolne – *davač sile vođenja*, pričvršćen je po jedan akcelerometar. Simultano snimanje vremenske promene sile i vibracija na sredstvima za vođenje sprovedeno je u cilju pronalaženja alternativne metode za efikasnije prikupljanje neophodnih podataka za dobijanje odgovarajućih spektara opterećenja.

Baterijsko napajanje akcelerometara je obezbeđeno dodatnim jedinicama. Merni signali sila i ubrzanja su preko kablova sa priključcima uvedeni u univerzalno merno pojačalo sa osam ulaznih kanala. Upravljanje merenjem i memorisanje prikupljenih vremenskih zapisa izvedeno je pomoću personalnog računara i odgovarajućeg softverskog paketa.

Izgled i raspored elemenata prethodno prikazanog merno-akvizicionog sistema na ispitivanoj dizalici dat je na sl. 4.5.

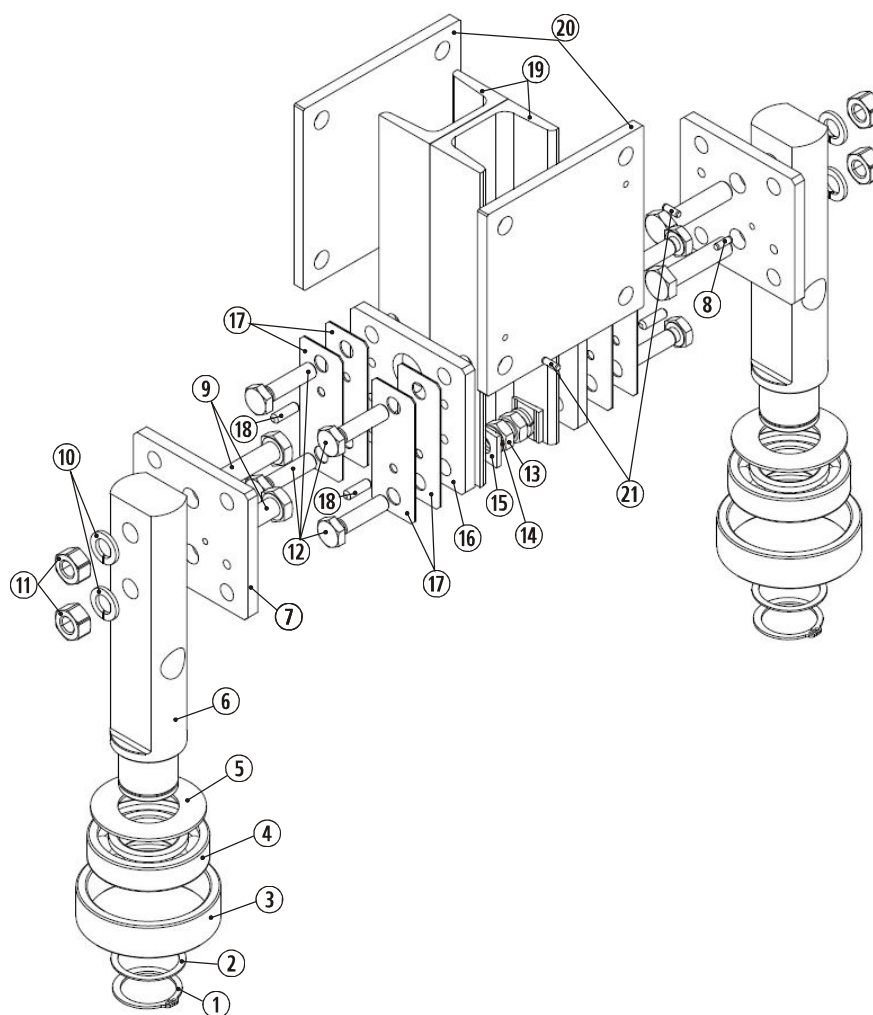


1. sklop horizontalnih rolni za vođenje; 2. davač sile sa rolnom R4;
3. akcelerometar (za merenje ubrzanja ACC4); 4. davač sile sa rolnom R1;
5. akcelerometar (za merenje ubrzanja ACC1); 6. modul za napajanje akcelerometara 3 i 5; 7. višekanalno merno pojačalo; 8. računar

Sl. 4.5 Elementi merno-akvizicionog sistema postavljeni na objekat ispitivanja (desni bočni nosač, strana prema pogonskom točku)

4.2.2 Opis konstrukcije davača sile vođenja

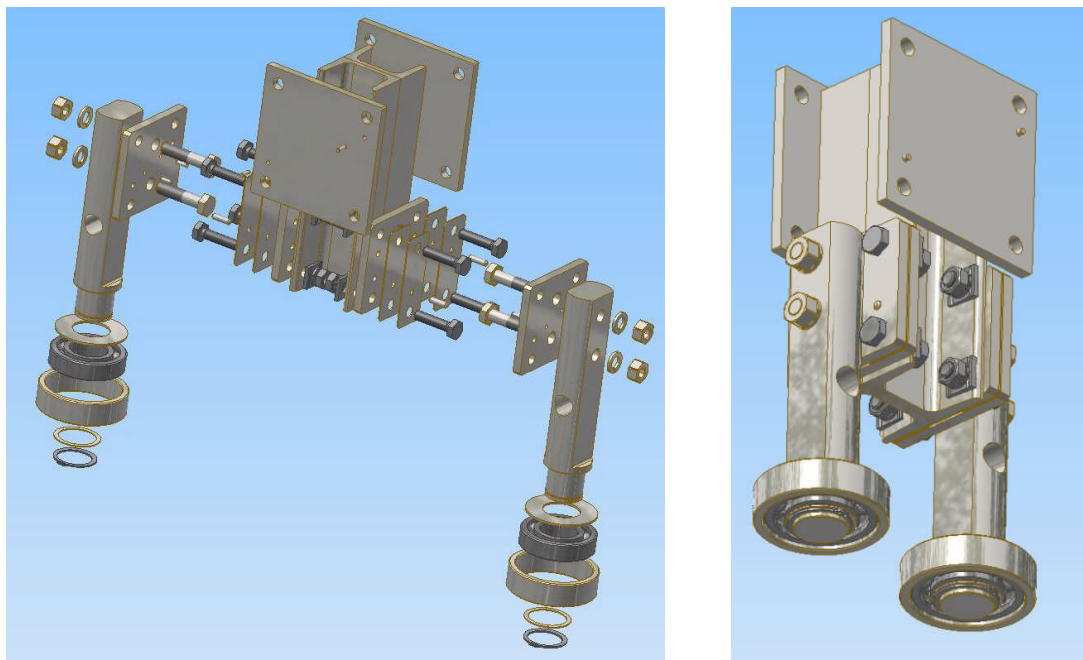
Ekspandirani crtež, odnosno trodimenzionalni model sklopa horizontalnih rolni za vođenje dizalice predstavljen je na sl. 4.6 i 4.7.



Sl. 4.6 Ekspandirani crtež sklopa vodećih rolni

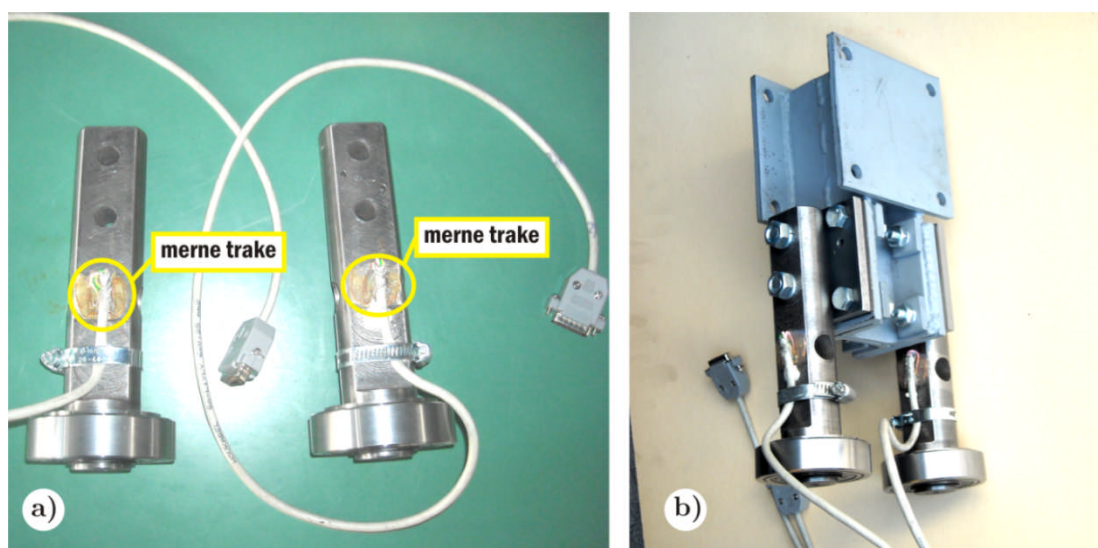
U osnovi, ovaj davač sile se sastoji od vodeće rolne (poz. 3) sa samopodesivim kugličnim ležajem (poz. 4), koji je postavljen na cilindrični kraj konzolnog nosača (poz. 6). Praktično, ovaj nosač je ujedno i merni element davača. Adekvatno naleganje ležaja na „rame“ konzolnog nosača postignuto je metalnom podloškom (poz. 5). Aksijalno pomeranje ležaja je sprečeno metalnim prstenom (poz. 2) i spoljašnjim elastičnim uskočnikom (poz. 1). Konzolni nosač sa vodećom rolnom je pričvršćen za ploču sa otvorima (poz. 7) pomoću vijčane veze koju čine vijci (poz. 9), elastične podloške (poz. 10) i navrtke (poz. 11). Ovako formirani podsklop montiran je pomoću vijaka (poz. 12), elastičnih (poz. 14) i kosih (poz. 15) podloški, kao i navrtki (poz. 13) na zavareni nosač koji je dobijen spajanjem dva \square -profila (poz. 19) i ploča (poz. 16 i 20). Podešavanje željenog zazora vođenja između šine i rolne omogućeno je povećanjem ili smanjenjem broja distantnih limova sa otvorima (poz. 17). Pravilno pozicioniranje elemenata u sklopu postignuto je cilindričnim čivijama

(poz. 8 i 18). Kompletan sklop pričvršćen je pomoću četiri vijka na kraj bočnog nosača dizalice. Pri tom, cilindričnim čivijama (poz. 21) obezbeđena je vertikalnost konzolnih nosača rolni, čak i pri intenzivnijim bočnim udarima.



Sl. 4.7 Trodimenzionalni prikaz modela sklopa vodećih rolni

Na sl. 4.8.a prikazana su mesta tenzometrijskih mernih traka na konzolnim nosačima. Fotografija kompletnog sklopa vodećih rolni dat je na sl. 4.8.b.

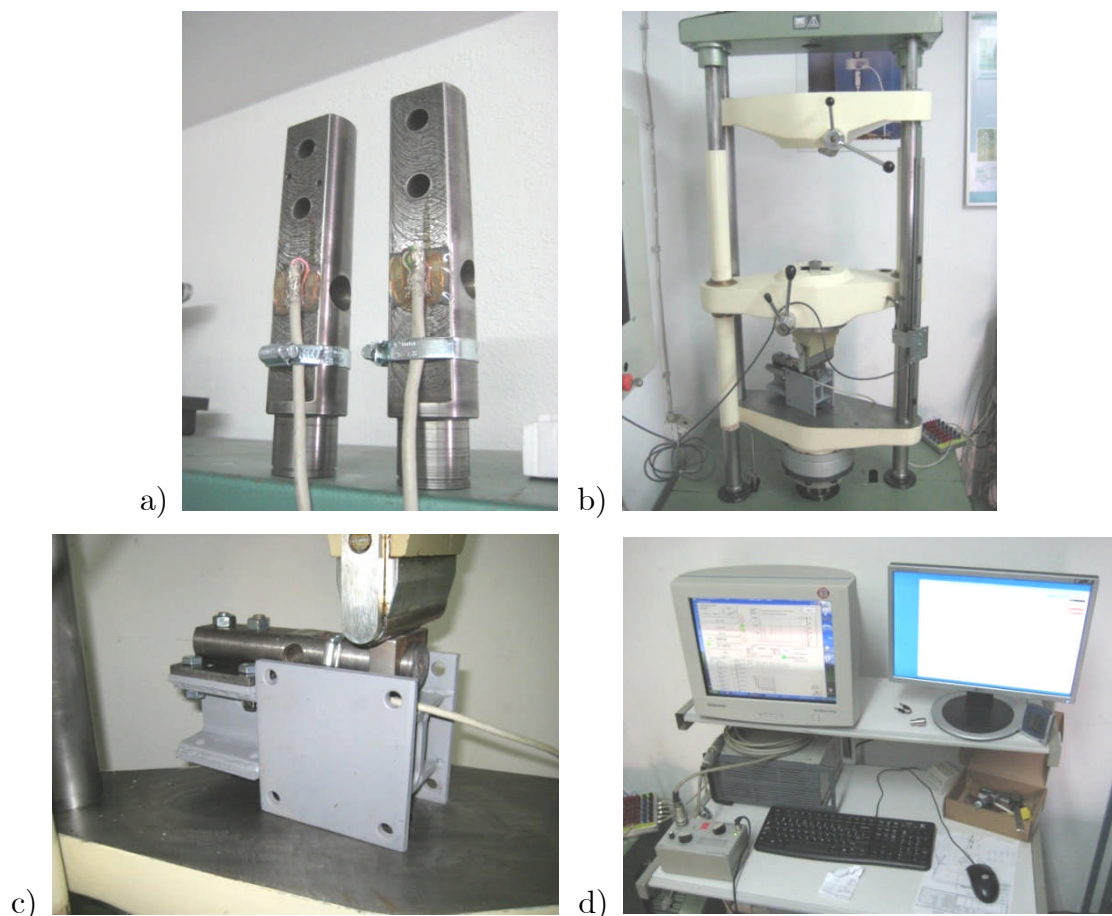


Sl. 4.8 Davači sa rolnama za merenje sile vođenja:

- a) tenzometrijske mere trake aplicirane na konzolne nosače rolni; b) kompletan sklop vodećih rolni, pripremljen za montažu na bočni nosač dizalice

Kao što se vidi i na prethodnim fotografijama, na obe strane konzolnog nosača (na mestu preseka koji je oslabljen kružnim otvorom) aplicirane su po dve tenzometrijske merne trake tipa *1-LY11-10/120* (HBM, Nemačka) koje su povezane u pun *Vitstonov* most⁶⁸.

Kalibracija davača⁶⁹ je izvršena u akreditovanoj laboratoriji. Merni elementi davača sila bez vodećih rolni (sl. 4.9.a) ispitani su na hidromehaničkoj kidalici (sl. 4.9.b i 4.9.c) do maksimalnog opterećenja od 10 kN. Sile generisane hidrocilindrom kidalice i deformacije ispitivanog dela beležene su sinhrono pomoću pratećih komponenti (referentnog mernog pojačala i sl.), računara i odgovarajućeg aplikacionog softvera (sl. 4.9.d).



Sl. 4.9 Kalibracija konzolnih nosača horizontalnih rolni – davača sile vođenja:
 a) konzolni nosači (bez rolni) pripremljeni za kalibraciju; b) kidalica predviđena za kalibraciju davača c) predmet kalibracije na radnom stolu kidalice d) računarska oprema za praćenje procesa kalibracije i vizuelizaciju rezultata

⁶⁸ eng. *Wheatstone bridge*

⁶⁹ u skladu sa ISO 7500-1:2004 Annex C

4.3 Eksperiment 2: Merenje bočnih sila na vertikalnim točkovima dizalice

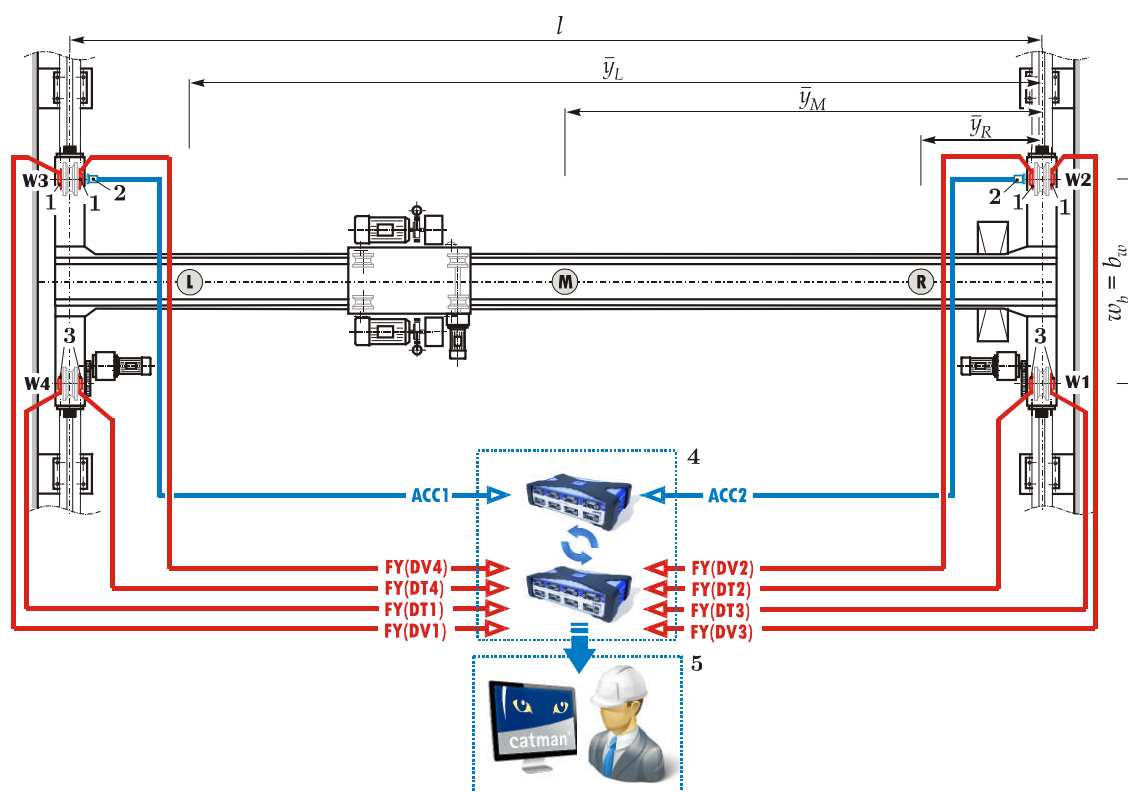
Napomenuto je da bočne sile izazvane zakošavanjem dizalice (koja je vođena vencima vertikalnih točkova) nije moguće direktno meriti na mestu njihovog delovanja, tj. na mestu kontakta točka i šine. Međutim, rezultati bliski stvarnosti se mogu dobiti posrednim merenjem opterećenja na pogodnom elementu u neposrednoj blizini ovog mesta. No, čak i poznavanjem smera toka bočnog opterećenja kroz funkcionalne celine sklopa točka, pronalaženje adekvatne metode merenja nije jednostavan zadatak. Poteškoće proističu iz pojedinih mašinsko-tehničkih i eksploatacionih ograničenja (npr. prenos opterećenja i kretanja se odvija pomoću obrtnih elemenata, nepristupačnost, relativno malo rastojanje između bočnog nosača i zida hale i sl.). S obzirom na kompleksnost problematike eksperimentalnog određivanja bočnih sila u interakciji točak – šina, razlike u pristupima istraživanju fenomena zakošavanja i nepostojanje odgovarajuće preporuke kojom je definisana potrebna tačnost merenja pomenutih opterećenja, veoma je teško izdvojiti rešenje koje se može smatrati najboljim.

U ovoj disertaciji, *drugi deo eksperimentalnih istraživanja obuhvata verifikaciju nove metode praćenja bočnih sila na vertikalnim točkovima dizalice*. Za potrebe merenja izrađene su *dve različite konstrukcije davača sila* (tip DT i tip DV), koji se vrlo jednostavno – zamenom prvobitnih poklopaca standardnih kućišta ležajeva sa novoprojektovanim davačima – ugrađuju u postojeće sklopove pogonskih i slobodnih točkova.

4.3.1 Postavka eksperimenta i opis merno-akvizicionog sistema

Šematski prikaz merno-akvizicionog sistema za praćenje bočnih sila na vertikalnim točkovima ispitivane dizalice dat je na sl. 4.10. Osnovni elementi ovog sistema su:

- četiri davača sile tipa *DT*,
- četiri davača sile tipa *DV*,
- dva akcelerometra tipa *AC102-1A* (*CTC*, *SAD*),
- dva univerzalna merna pojačala *QuantumX[®]* (*HBM*, Nemačka) i
- personalni računar sa softverom *catman Easy[®]* (*HBM*, Nemačka).

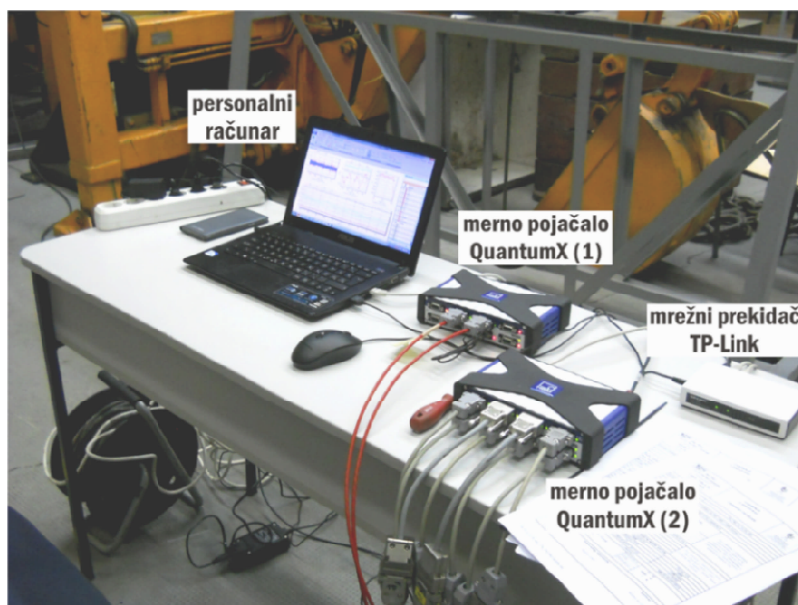


1. davač sile (tip *DV*); 2. akcelerometar serije *AC102*; 3. davač sile (tip *DT*);
4. univerzalna merna pojačala *QuantumX*; 5. prikupljanje rezultata merenja (računar + softver *catman*)

Sl. 4.10 Šema merno-akvizicionog sistema za praćenje bočnih sila na vertikalnim točkovima dizalice

Kao što se vidi i na prethodnoj slici, davači tipa *DV* ugrađeni su u uležištenja slobodnih točkova (W2 i W3), dok su davači tipa *DT* integrisani u sklopove pogonskih točkova (W1 i W4). Simultano snimanje vremenske promene bočnih sila i vibracija i u ovom slučaju je sprovedeno u nastojanju da se utvrdi eventualno postojeća statistička veza između ove dve stohastičke veličine. Zbog tehničkih i prostornih ograničenja, akcelerometri su postavljeni samo na sklopovima slobodnih točkova. Fotografije davača sila ugrađenih u sklopove točkova dizalice date su u potpoglavljima 4.3.2 i 4.3.3.

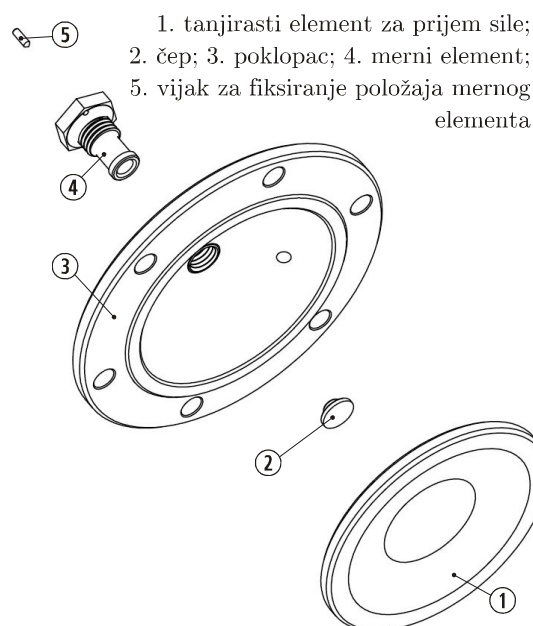
Sistem za akviziciju podataka (sl. 4.11) čine dva međusobno povezana i mrežnim prekidačem sinhronizovana univerzalna merna pojačala. Merni signali iz oba akcelerometra (ACC1 i ACC2) su uvedeni u prvo merno pojačalo. Na ulazne kanale drugog mernog pojačala su povezani svi davači sile. Odgovarajući merni signali sila su označeni sa FY(DV1)...FY(DV4), odnosno FY(DT1)...FY(DT4). Isto kao i u prvom eksperimentu, memorisanje prikupljenih vremenskih zapisa je obavljeno pomoću personalnog računara i odgovarajućeg softvera.



Sl. 4.11 Izgled sistema za akviziciju mernih signala

4.3.2 Opis konstrukcije davača bočnih sila – tip *DV*

Osnovni elementi davača sile tipa *DV* prikazani su na sl. 4.12.

Sl. 4.12 Ekspandirani prikaz davača sile tipa *DV*

Merni element ove konstruktivne izvedbe davača je tankozidni cilindrični element u obliku vijka (poz. 4), koji na jednom delu ima navoj, dok je ostatak stabla gladak. Uvrnut je u otvor sa unutrašnjim navojem na koničnom poklopcu (poz. 3). Pritezanjem vijka (poz. 5) koji prolazi kroz otvor na šestougaonoj glavi mernog

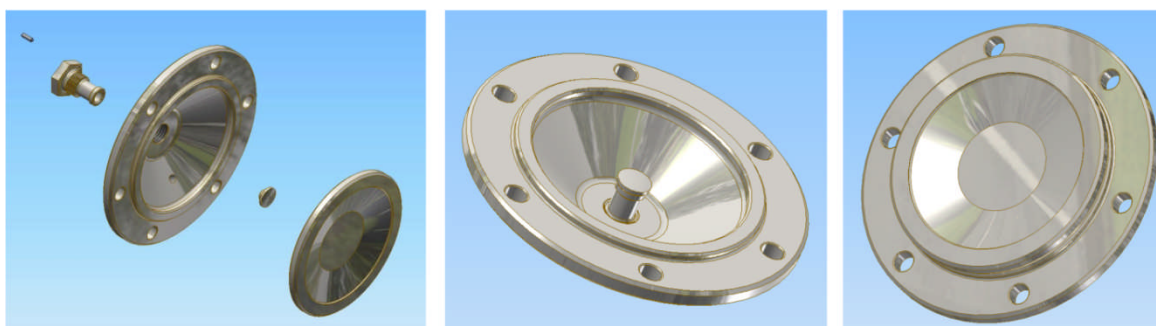
elementa postiže se fiksiranje odgovarajućeg položaja istog. Ujedno, predviđena je i mogućnost postavljanja akcelerometra na šestougaonu glavu mernog vijka⁷⁰ pomoću posebnog svornog vijka ili magnetnog nastavka. Međuelement tanjirastog oblika (poz. 1) je pritisnut na spoljašnji prsten ležaja točka preko čeličnog čepa sa sfernim oblikom glave (poz. 2), koji se nalazi na slobodnom kraju mernog elementa. Ravna dodirna površina međuelementa i sferna glava čepa su termički obrađeni radi povećanja tvrdoće.

Pojedini detalji mernog elementa prikazani su na sl. 4.13. U cilju postizanja odgovarajuće osetljivosti davača, optimalne dimenzije stabla mernog elementa određene su na osnovu rezultata prethodne računarske analize metodom konačnih elemenata.



Sl. 4.13 Detalji mernog elementa davača tipa DV

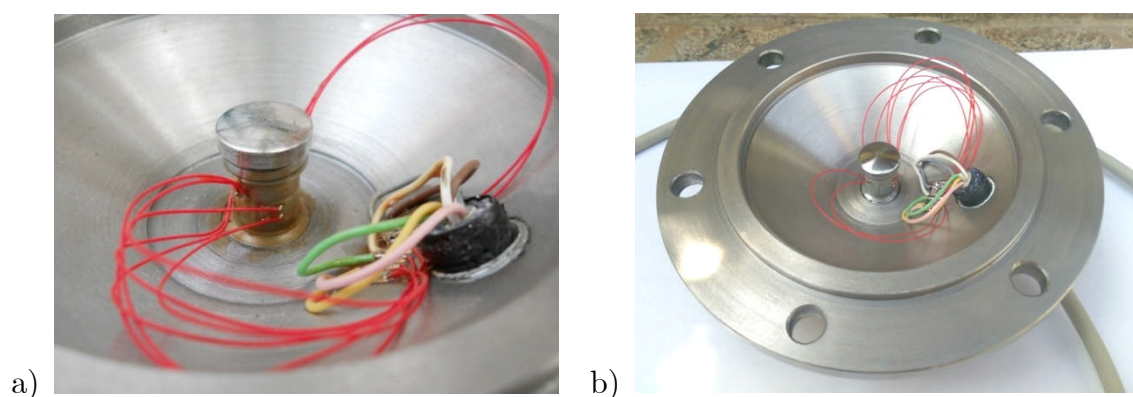
Trodimenzionalni model kompletnog davača sa i bez tanjirastog međuelementa za prijem bočne sile, predstavljen je na sl. 4.14.



Sl. 4.14 Trodimenzionalni model davača sile tipa DV

⁷⁰ Polazna idejna koncepcija praćenja poprečnih vibracija na vertikalnom točku dizalice se delimično razlikovala od ovde prikazane izvedbe davača tipa DV (videti komentar u Glavi 5), međutim zbog tehničkih i materijalnih ograničenja to rešenje nije moglo da se razradi.

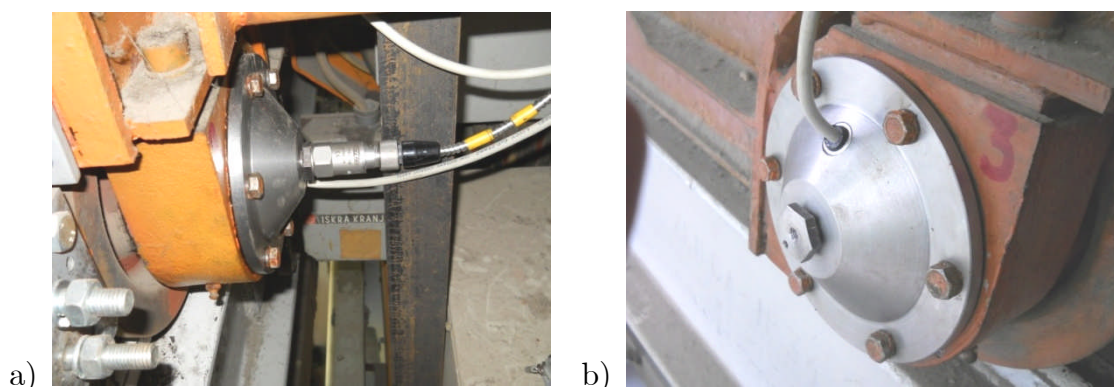
Na fino obrađenu površinu stabla mernog elementa aplicirane su četiri tenzometrijske merne trake (sl. 4.15.a) tipa *1-LA11K3/350_E* (HBM, Nemačka) i povezane su u pun *Vitstonov* most. Prilikom ugradnje davača u sklop slobodnog točka, prvo je postavljen tanjirasti međuelement u kućište ležaja. Nakon toga, kontrolisanim pritezanjem vijaka poklopca pričvršćen je i davač prikazan na sl. 4.15.b. Bočna sila koja se javlja na mestu kontakta točka i šine, prenosi se sa spoljašnjeg prstena ležaja točka na merni vijak sa čepom, posredstvom tanjirastog međuelementa.



Sl. 4.15 Izgled davača sile tipa *DV*:

a) raspored mernih traka na vijku sa čepom; b) davač pripremljen za ugradnju

Davači sile, ugrađeni u sklopove slobodnih točkova dizalice prikazani su na sl. 4.16.



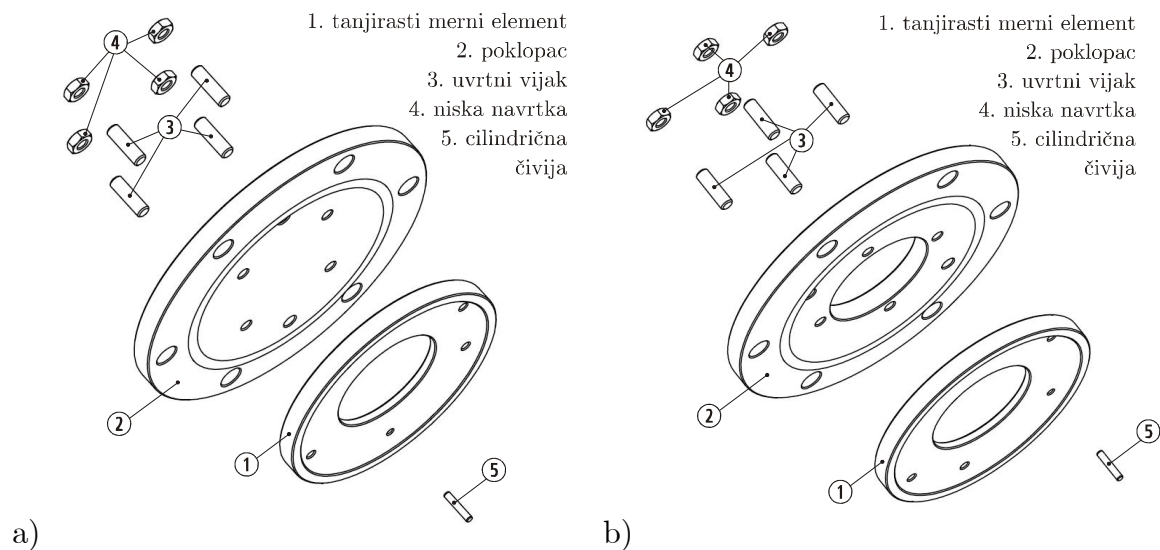
Sl. 4.16 Davač sile tipa *DV* ugrađen u uležištenje slobodnog točka na:

a) desnom i b) levom bočnom nosaču dizalice

Na sl. 4.16.a jasno se vidi i akcelerometar, pričvršćen na šestougaonu glavu mernog elementa. Zbog malih rastojanja između stubova hale i najjisturenije površine poklopca kućišta ležaja, na stranama bočnih nosača prema zidovima, akcelerometri nisu postavljeni, (sl. 4.16.b).

4.3.3 Opis konstrukcije davača bočnih sila – tip *DT*

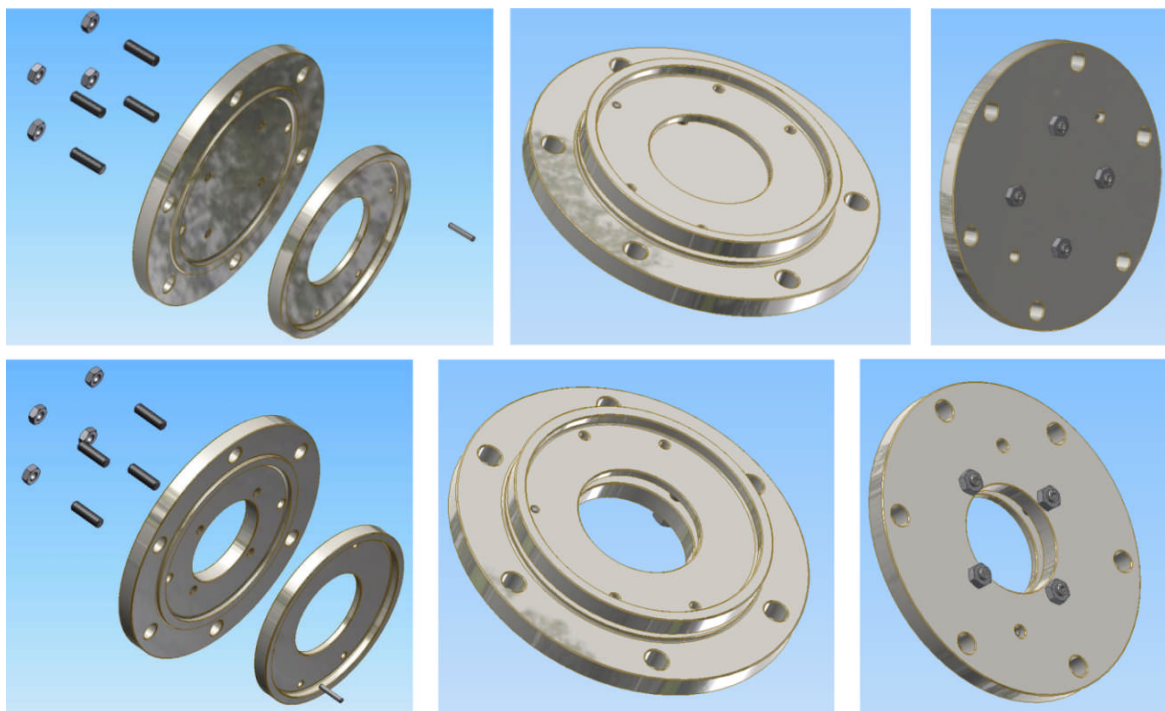
Osnovni elementi davača tipa *DT* prikazani su na sl. 4.17.



Sl. 4.17 Ekspandirani crtež davača sile tipa *DT*

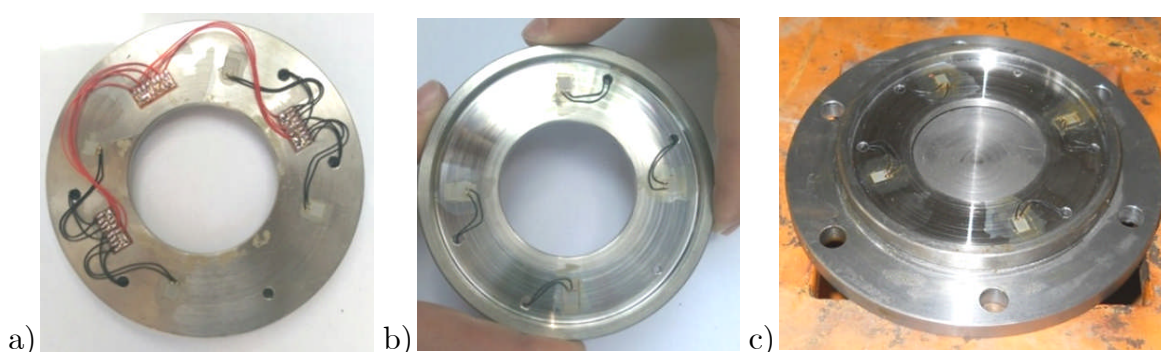
Merni element (poz. 1) izveden je u obliku tanjira sa šupljim dnom. Leži na četiri oslonička vijka (poz. 3) koji su uvrnuti u odgovarajuće otvore sa unutrašnjim navojem na poklopcu kućišta ležaja točka (poz. 2). Fiksiranje adekvatnog položaja osloničkih vijaka postignuto je niskim navrtkama (poz. 4). Na strani bočnog nosača prema zidu hale, predviđena je ugradnja davača sa poklopcem bez centralnog otvora (sl. 4.17.a). Poklopac sa centralnim otvorom (sl. 4.17.b) kroz koji prolazi vratilo pogonskog točka, predstavlja deo davača na strani prema otvorenom zupčastom paru mehanizma pogona kretanja dizalice. Od ostala dva otvora na poklopcu, jedan je predviđen za izvod signalnog kabla, dok u drugi ulazi kraj cilindrične čivije (poz. 5). Ujedno, ova čivija prolazi i kroz otvor na tanjirastom mernom elementu. Time je sprečeno njegovo neželjeno zakretanje u odnosu na poklopac.

Trodimenzionalni modeli davača tipa *DT* dati su na sl. 4.18. Na slikama u donjem redu prikazana je izvedba sa otvorom na poklopcu, a u gornjem redu rešenje sa zatvorenim poklopcem. Važno je uočiti da je merni element oslonjen isključivo u četiri tačke, a između njega i poklopca postoji tačno definisani zazor koji je pre sastavljanja davača precizno podešen (na osnovu položaja i dimenzija delova u sklopu točka).



Sl. 4.18 Trodimenzionalni modeli davača sile tipa *DT*

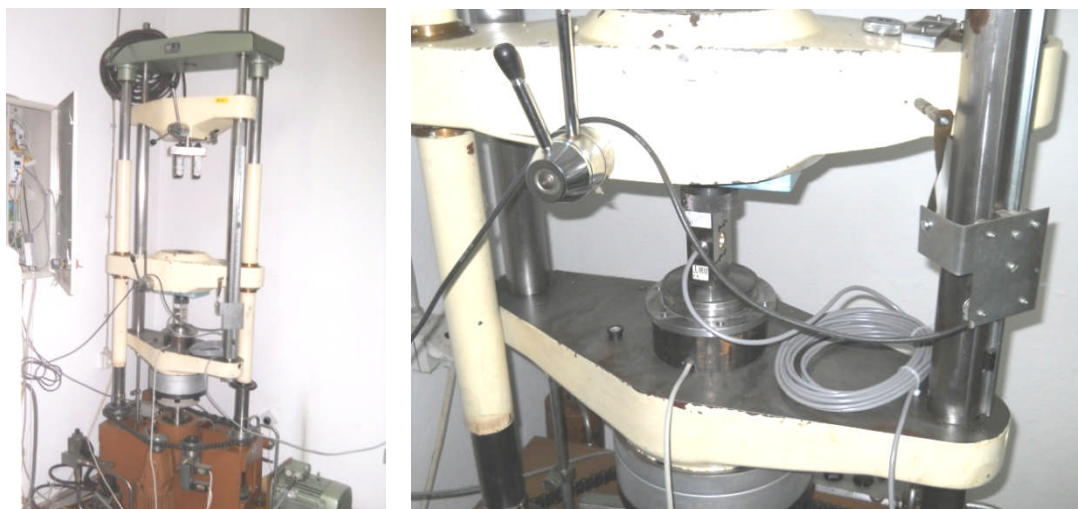
Tenzometrijske merne trake tipa *1-LA11K3/350_E* (*HBM*, Nemačka) su aplicirane na obe strane tanjirastog elementa (sl. 4.19.a i 4.19.b) i povezane su u pun *Vitston*-ov most. Dimenzije mernog elementa, kao i adekvatan raspored mernih traka je određen na osnovu rezultata prethodne računarske analize metodom konačnih elemenata. Izgled kompletnog sklopa davača, pre ugradnje u uležištenje točka dat je na sl. 4.19.c. Bočna sila koja se javlja na mestu kontakta točka i šine, sa spoljašnjeg prstena ležaja vratila točka prenosi se na prstenasti rub tanjirastog mernog elementa.



Sl. 4.19 Izgled davača sile tipa *DT*:

a) i b) raspored mernih traka na tanjirastom elementu; c) davač pripremljen za ugradnju

I u ovom slučaju, kalibracija⁷¹ oba tipa davača je sprovedena u akreditovanoj laboratoriji, (sl. 4.20).



Sl. 4.20 Kalibracija davača tipa *DT* na kidalici

Jednostavnom zamenom standardnih poklopaca kućišta ležajeva sa novoizrađenim davačima (sl. 4.19.c), izvršena je njihova ugradnja u sklopove pogonskih točkova (sl. 4.21).



Sl. 4.21 Davači tipa *DT* ugrađeni u uležištenja pogonskog točka na levom bočnom nosaču

Naravno, po potrebi se može poboljšati tačnost rezultata dobijenih prethodno prikazanim principom merenja bočnih opterećenja, npr. dodavanjem procenjene vrednosti sile trenja⁷² između spoljašnjeg prstena ležaja i zida otvora u kućištu

⁷¹ u skladu sa standardom ISO 7500-1:2004 Annex C

⁷² u pravcu uzdužne ose vratila/osovine točka

ležaja, na izmerene vrednosti bočnih sila usled zakošavanja. Kvantifikacija sile trenja između spoljašnjeg prstena ležaja i njegovog kućišta za dato naleganje može se sprovesti računski ili eksperimentalno (npr. na specijalnom laboratorijskom ispitnom stolu, izvođenjem niza merenja na različitim sklopovima točkova). Pošto u ovoj disertaciji primarni cilj eksperimentalnog rada nije bio postizanje visoke tačnosti merenja, korekcija izmerenih vrednosti nije sprovedena.

4.4 Uslovi i tok izvođenja eksperimenta

Pre puštanja dizalice u rad 1975. godine, šinska staza postavljena je u skladu sa projektnom dokumentacijom i propisanim tolerancijama izrade. Prilikom merenja sila zakošenja, odstupanja šinske staze nisu kontrolisana geodetskim snimkom. Vizuelnim pregledom ustanovljeno je da su sastavi šina adekvatno izvedeni. Na stazi, odnosno točkovima nije bilo golim okom vidljivih mehaničkih oštećenja. Tokom izvođenja merenja, šine i kotrljajne površine točkova bile su suve, čiste i nezamašćene. Geometrijske netačnosti ugradnje vodećih rolni i vertikalnih točkova (npr. zakošenost točka, razlike u nazivnim prečnicima točkova, poravnatost vodećih rolni i sl.) takođe nisu proveravane. Treba naglasiti da zadatak ovog rada nije bio da se u strogo kontrolisanim laboratorijskim uslovima pojedinačno utvrde uticaji određenih poremećajnih veličina na bočna opterećenja koja se javljaju pri kretanju dizalice, već isključivo testiranje predloženih metoda za eksperimentalno određivanje sprektara sila zakošenja.

U okviru eksperimentalnog određivanja sila izazvanih zakošavanjem dizalice (sl. 4.22) varirana su tri faktora:

- masa korisnog tereta,
- položaj kolica i
- način napajanja elektromotora pogona kretanja dizalice.

Kao što se vidi na prethodno navedenoj slici, teret predstavljaju baždareni tegovi, ovešeni na kuku dizalice pomoću teretnog lanca. Za vešanje tereta korišćeni su ispitani, nekalibrisani teretni lanci od okruglog čelika koji se sastoje od dve alke (A20, SRPS C.H4.051), dve prelazne karike (A20, SRPS C.H4.051) i karika (B20 x 56, SRPS C.H4.020, L0, tamni).



Sl. 4.22 Merenje bočnih sila na vertikalnim točkovima jednogrede mosne dizalice

U Eksperimentu 1, praćenje sila na rolnama je realizovano pri vožnji dizalice bez tereta ($m_{HL} = 0$), odnosno pri radu sa $m_{HL} = 0,7/1,4$ t. Nažalost, zbog neočekivanih tehničkih poteškoća, u ovom slučaju nije sprovedeno merenje pri radu sa teretom mase $m_{HL} = m_Q = 3,2$ t. U Eksperimentu 2, bočne sile na točkovima snimljene su pri radu dizalice bez tereta, odnosno pri transportu tereta mase $m_{HL} = 0,7/1,4/3,2$ t.

Tri različita položaja kolica (L – levi, M – srednji i R – desni) definisani su rastojanjima $\bar{y}_L = 7$ m, $\bar{y}_M = 4,45$ m i $\bar{y}_R = 2,2$ m, (sl. 4.4 i 4.10). Tokom vožnje dizalice nije menjan položaj kolica na glavnom nosaču, niti visina vešanja tereta.

Za sve kombinacije mase tereta i položaja kolica, elektromotori pogona kretanja dizalice bili su napajani direktno iz mreže, odnosno preko statičkog frekventnog pretvarača. Shodno tome, u Eksperimentu 1 merenje sila na rolnama obavljeno je na osnovu 18 kombinacija nivoa faktora (K1...K18, tab. 4.1). Pošto je u Eksperimentu 2 merenje sila na točkovima dizalice sprovedeno i pri radu sa teretom $m_{HL} = 3,2$ t, odgovarajući broj kombinacija nivoa faktora bio je 24 (K1...K24, tab. 4.2).

Tab. 4.1 Kombinacije nivoa faktora (Eksperiment 1)

masa tereta m_{HL} (t)	napajanje	položaj kolica		
		L	M	R
0	VFD	K1	K2	K3
	DOL	K4	K5	K6
0,7	VFD	K7	K8	K9
	DOL	K10	K11	K12
1,4	VFD	K13	K14	K15
	DOL	K16	K17	K18

VFD - napajanje preko statičkog frekventnog pretvarača

DOL - direktno napajanje iz mreže

Tab. 4.2 Kombinacije nivoa faktora (Eksperiment 2)

masa tereta m_{HL} (t)	napajanje	položaj kolica		
		L	M	R
0	VFD	K1	K2	K3
	DOL	K4	K5	K6
0,7	VFD	K7	K8	K9
	DOL	K10	K11	K12
1,4	VFD	K13	K14	K15
	DOL	K16	K17	K18
3,2	VFD	K19	K20	K21
	DOL	K22	K23	K24

VFD - napajanje preko statičkog frekventnog pretvarača

DOL - direktno napajanje iz mreže

U većini kombinacija, vožnja dizalice je realizovana pretežno kontinuirano, sve do promene smera kretanja na krajevima staze. Međutim, u pojedinim slučajevima, bez ikakvog pravila izvršene su nagle promene smera kretanja ili manje korekcije položaja mosta na stazi, prvenstveno sa namerom da se izazovu slične dinamičke pojave koje se realno mogu očekivati i u različitim režimima rada dizalica u eksploataciji.

5

REZULTATI EKSPERIMENATA I DISKUSIJA

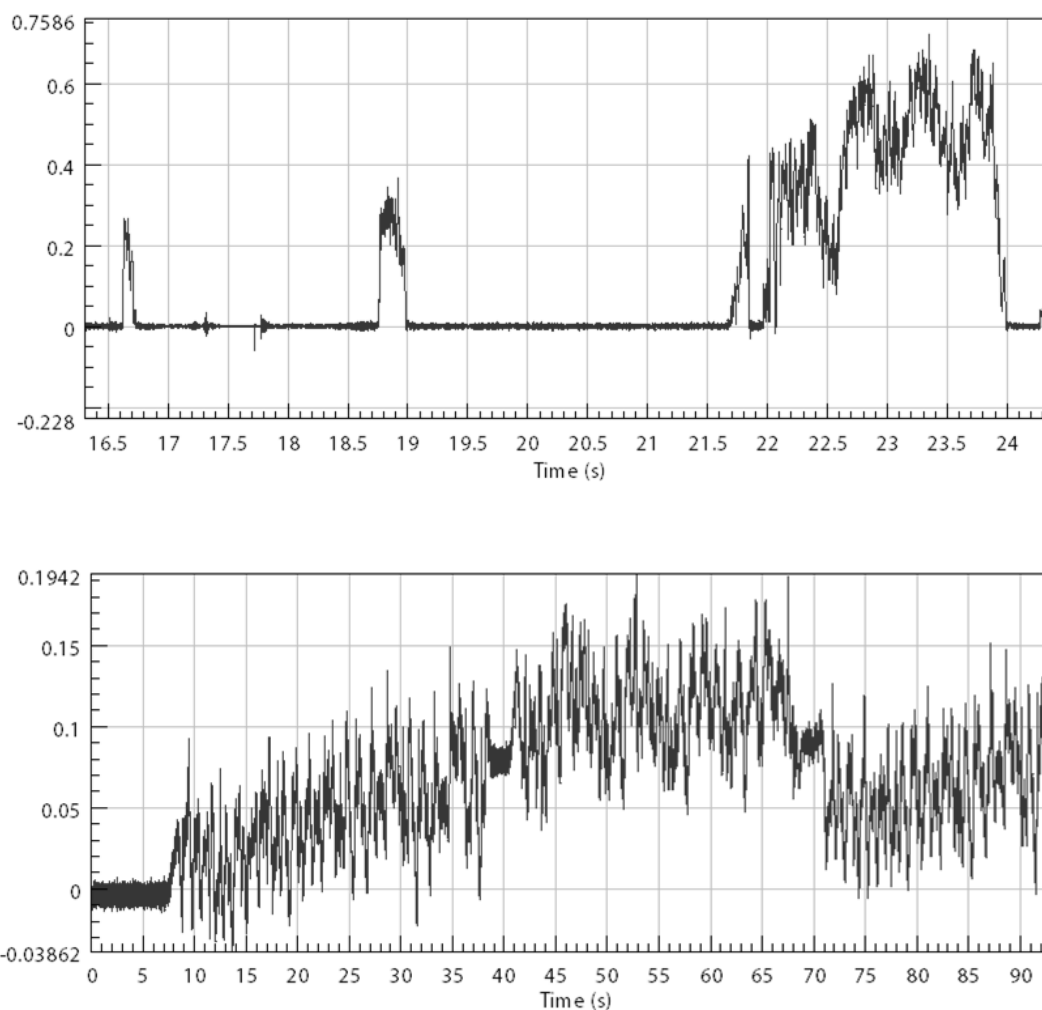
U ovoj glavi predstavljeni su najznačajniji rezultati eksperimentalnog dela disertacije. Pored toga, dato je tumačenje istih, kao i kritičko vrednovanje primenjenih metoda praćenja sila zakošenja na realnom objektu, odnosno merne opreme koja je kandidatu stajala na raspolaganju prilikom izvođenja eksperimenata.

U Eksperimentu 1 je prikupljeno 144 vremenska zapisa: od toga 72 dijagrama pokazuju promenu sile vođenja pri kretanju, dok se druga polovina zapisa odnosi na istovremene vibracije konzolnih nosača vodećih rolni. Rezultati Eksperimenta 2 takođe obuhvataju 144 zapisa: za analizu bočnih sila na vertikalnim točkovima dizalice snimljeno je 96 vremenskih zapisa, dok je memorisanjem ostalih 48 mernih signala dobijen uvid u poprečne vibracije točkova.

Zbog velikog obima merenja, u nastavku su predstavljeni samo odabrani rezultati, dovoljno reprezentativni za:

- konsekventno izvođenje zaključaka u vezi karaktera promene i izmerenih vrednosti eksperimentom praćenih veličina,
- kvalitativno promatranje fenomena zakošavanja na ispitivanoj dizalici i
- ocenu efikasnosti predloženih metoda za permanentno praćenje opterećenja izazvanih zakošavanjem u cilju dobijanja vremenskih zapisa, neophodnih za formiranje odgovarajućih spektara opterećenja kao osnove za dalju analizu zamora noseće konstrukcije dizalice.

Rezultati merenja su obrađeni u softverskom paketu *nCode GlyphWorks*[®] (HBM, Nemačka). Pre analize prikupljenih vremenskih zapisa (videti primere na sl. 5.1) i donošenja zaključaka, iz mernih signala su filtriranjem eliminisani sadržaji neželjenih frekvencija (koji potiču npr. od sopstvenih vibracija konzolnog nosača rolni i sl.).

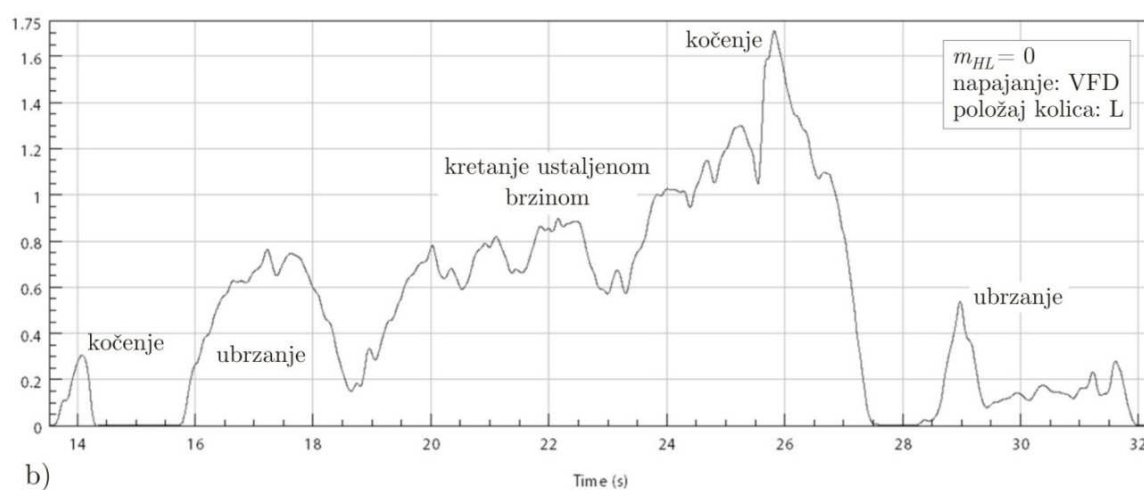
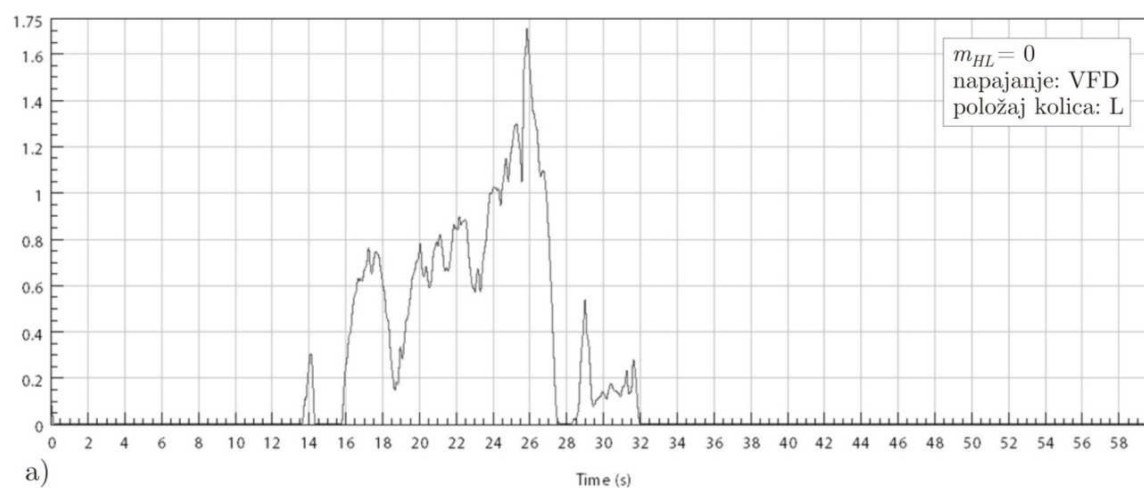


Sl. 5.1 Primeri nefiltriranih vremenskih zapisa: bočna sila (izražena u kN) na rolni (gore) i vertikalnom točku (dole)

5.1 Analiza rezultata dobijenih Eksperimentom 1

- *Kretanje dizalice bez tereta ($m_{HL} = 0$)*

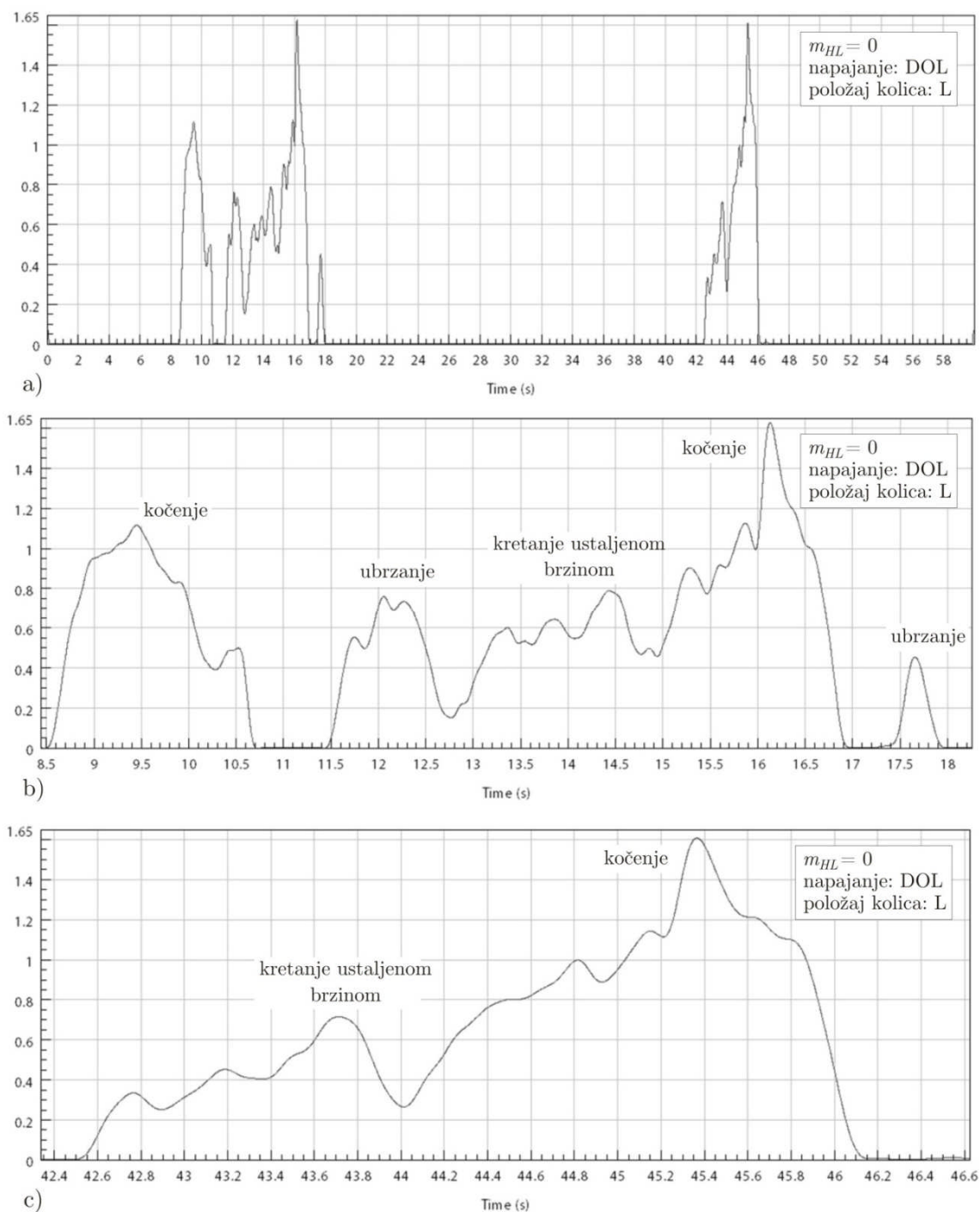
Tokom vožnji pomoću frekventno regulisanih pogona kretanja, bočna sila vođenja javila se isključivo na rolni R2, i to samo u slučajevima kada su kolica bila u položaju L. Pri tom, najveća izmerena sila vođenja iznosila je $F_{Y(R2)} = 1,71$ kN, (sl. 5.2).



Sl. 5.2 Sila vođenja (izražena u kN) na rolni R2, (kombinacija nivoa faktora K1)

Kao što se vidi i sa sl. 5.2.b, prvi dodir rolne sa šinom je nastupio na kraju prve vožnje u smeru jugozapad – severoistok. Ipak, prvi značajniji porast sile vođenja konstatovan je u fazi ubrzanja povratne vožnje. Tokom ustaljenog kretanja, sila se postepeno povećavala, sve do dostizanja maksimuma u fazi kočenja. Nakon zaustavljanja dizalice rolna se odvojila od šine, međutim ubrzanje i početak ustaljene vožnje u suprotnom smeru praćeni su ponovnim udarom rolne o šinu.

Na sl. 5.3.a prikazan je zapis koji odgovara kombinaciji nivoa faktora K4. Na uvećanim detaljima (sl. 5.3.b i 5.3.c) se jasno vidi da je vremenski tok sile na rolni R2 sličan delu zapisa sa sl. 5.2.



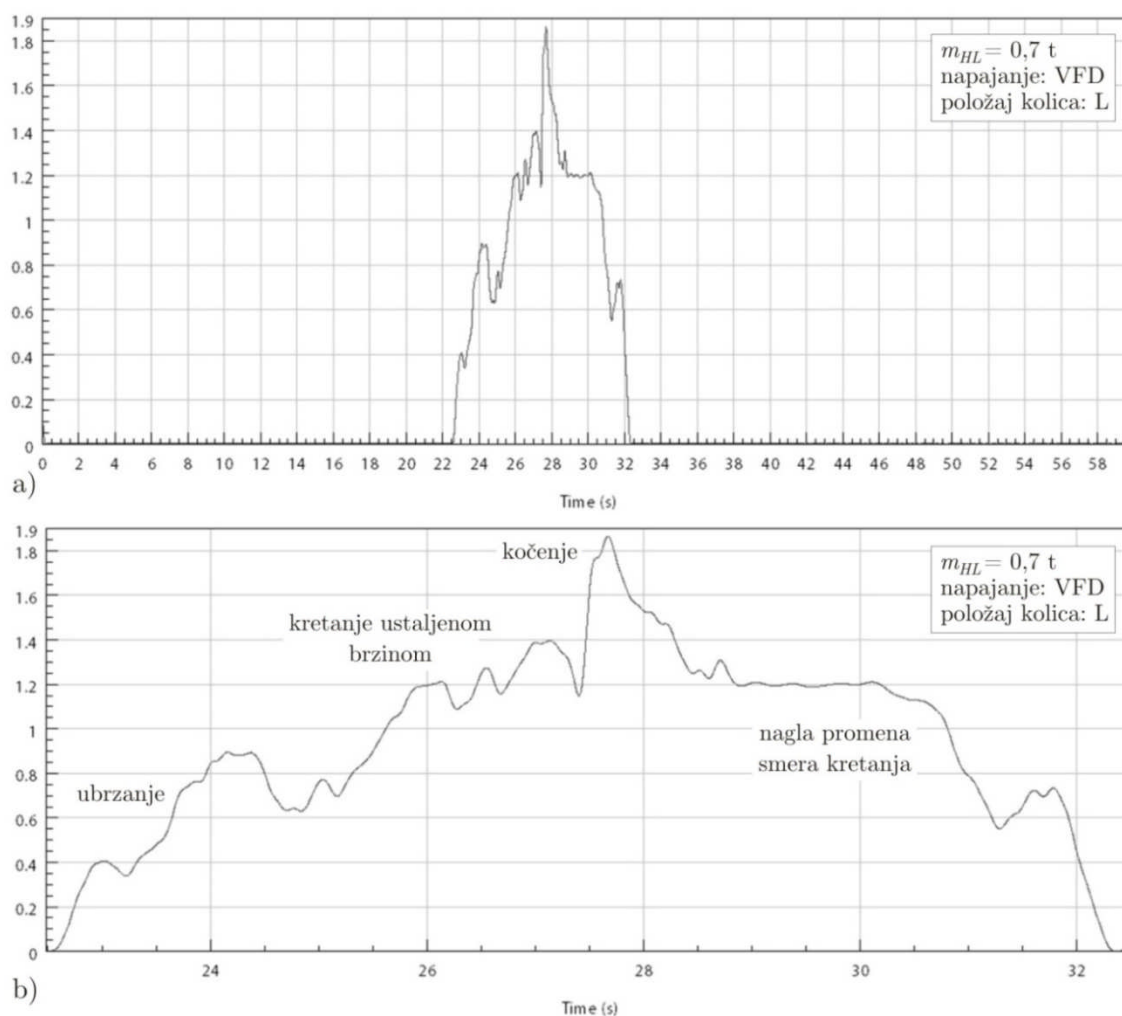
Sl. 5.3 Sila vođenja (izražena u kN) na rolni R2, (kombinacija nivoa faktora K4)

Direktno napajanje elektromotora pogona kretanja iz mreže vidno je uticalo (u kvalitativnom smislu) na ponašanje dizalice tokom vožnje. Pri ekscentričnim položajima kolica na mostu, vođenje se odvijalo pomoću rolni R2 i R4. Pri položaju R, bočna opterećenja na sredstvima za vođenje dostigla su vrednosti $F_{Y(R2)} = 2,24$ kN i $F_{Y(R4)} = 2,51$ kN, dok su pri položaju L gornji ekstremi bili nešto manji ($F_{Y(R2)} =$

1,63 kN i $F_{Y(R4)} = 1,12$ kN). Nakon pomeranja kolica na sredinu raspona, sila vođenja (uz maksimum $F_{Y(R4)} = 1,92$ kN) se javila samo na rolni R4.

- *Kretanje dizalice sa teretom mase $m_{HL} = 0,7$ t*

Tokom vožnji pomoću frekventno regulisanih pogona, sila na rolni R2 dostigla je vrednost $F_{Y(R2)} = 1,87$ kN (sl. 5.4). Na ostalim rolnama nije registrovana bočna sila.



Sl. 5.4 Sila vođenja (izražena u kN) na rolni R2, (kombinacija nivoa faktora K7)

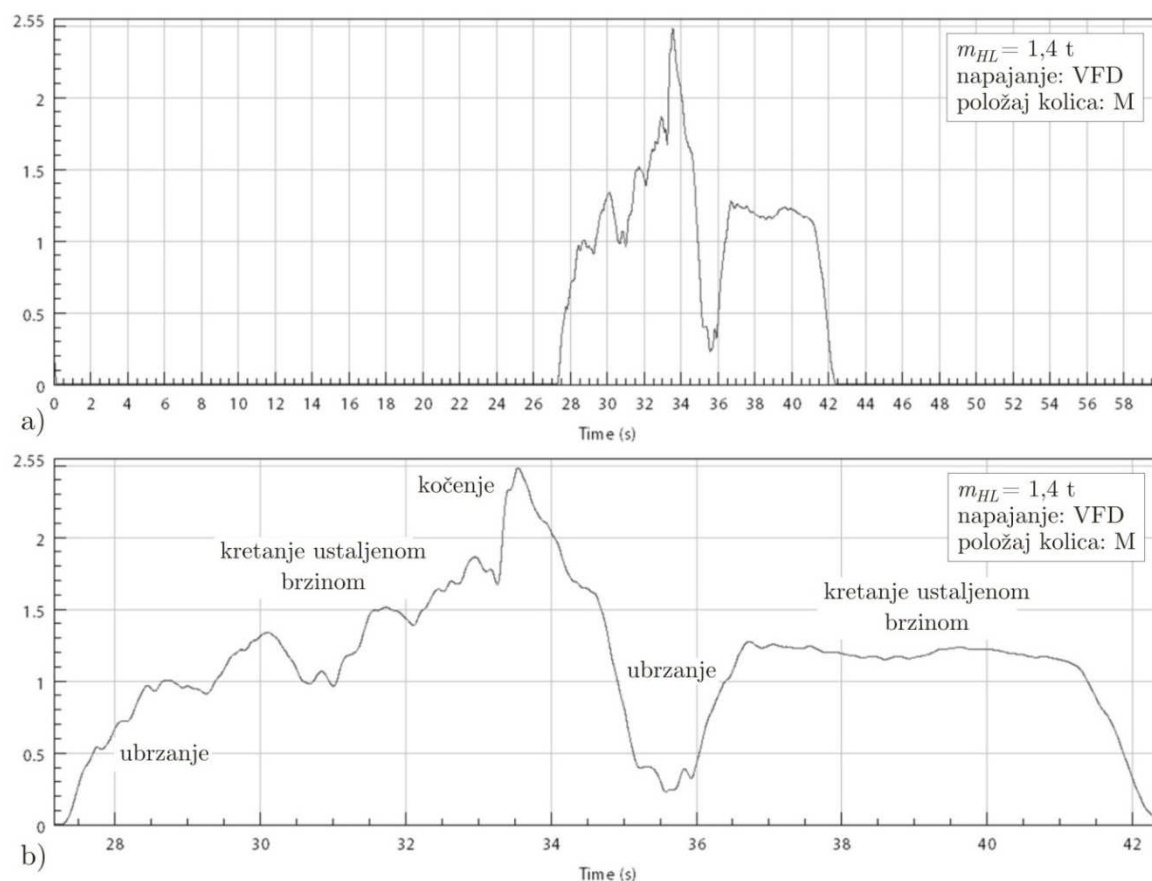
Kao što se vidi i na sl. 5.4.b, opterećenje rolne R2 u različitim fazama kretanja menjala se skoro istim tokom kao i u prethodnim slučajevima. Međutim, može se zapaziti da pri promeni smeru vožnje dizalice (nakon kočenja) nije došlo odmah do potpunog odvajanja rolne od šine, već je vrednost sile postepeno opadala.

Pri ekscentričnim položajima kolica i direktnom napajanju elektromotora pogona kretanja mosta, najveće izmerene vrednosti sila zakošenja iznosile su $F_{Y(R2)} = 1,86$

kN (položaj L) i $F_{Y(R4)} = 2,94$ kN (položaj R). Vožnja sa centralnim položajem kolica na glavnom nosaču nije praćena uzajamnim delovanjem sredstava za vođenja i šine.

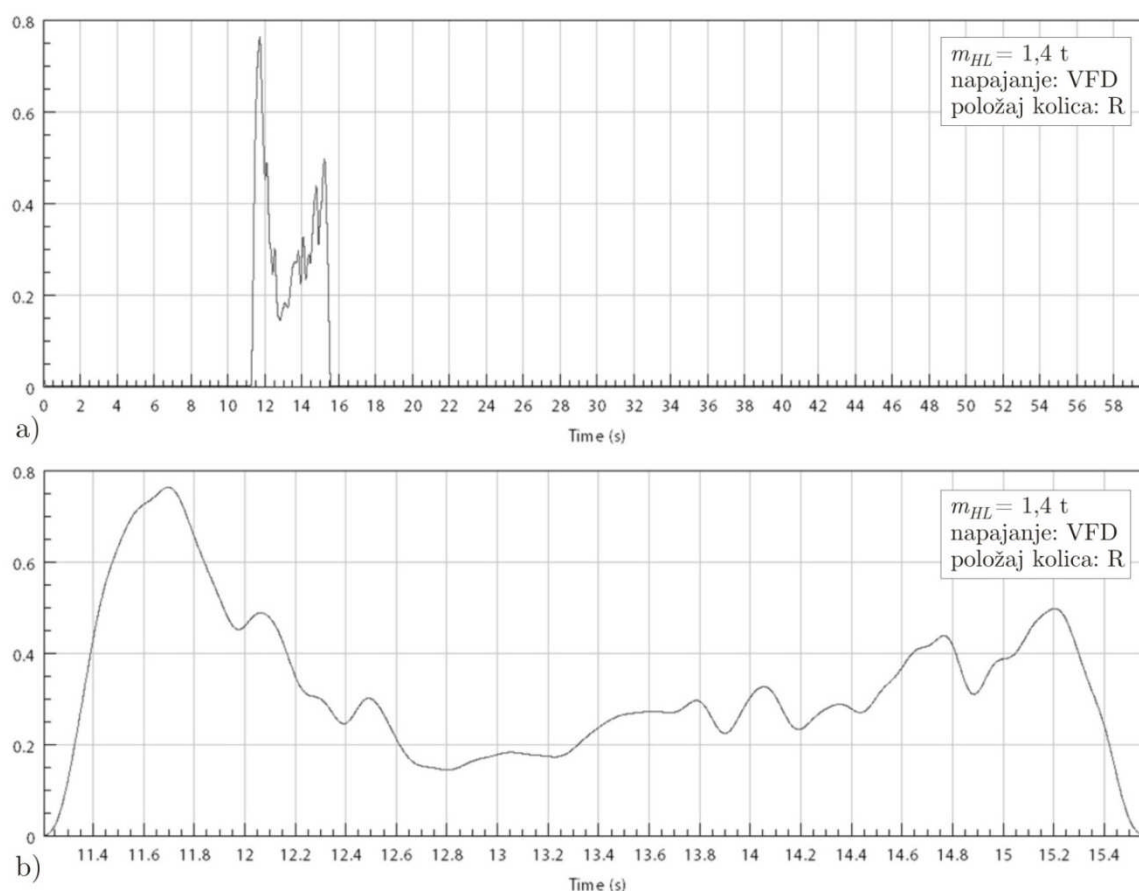
- *Kretanje dizalice sa teretom mase $m_{HL} = 1,4$ t*

Čak i uz sinhronizaciju rada elektromotora pogona kretanja pomoću frekventnog pretvarača, pri centralnom položaju kolica sa teretom, opterećenje rolne R2 dostiglo je vrednost $F_{Y(R2)} = 2,49$ kN, (sl. 5.5). Na vremenskom zapisu se jasno vidi da je smanjenje vrednosti sile vođenja nakon kočenja praćeno ponovnim rastom u fazi ubrzanja povratne vožnje, sve do dostizanja približno konstantne vrednosti tokom ustaljenog kretanja.



Sl. 5.5 Sila vođenja (izražena u kN) na rolni R2, (kombinacija nivoa faktora K14)

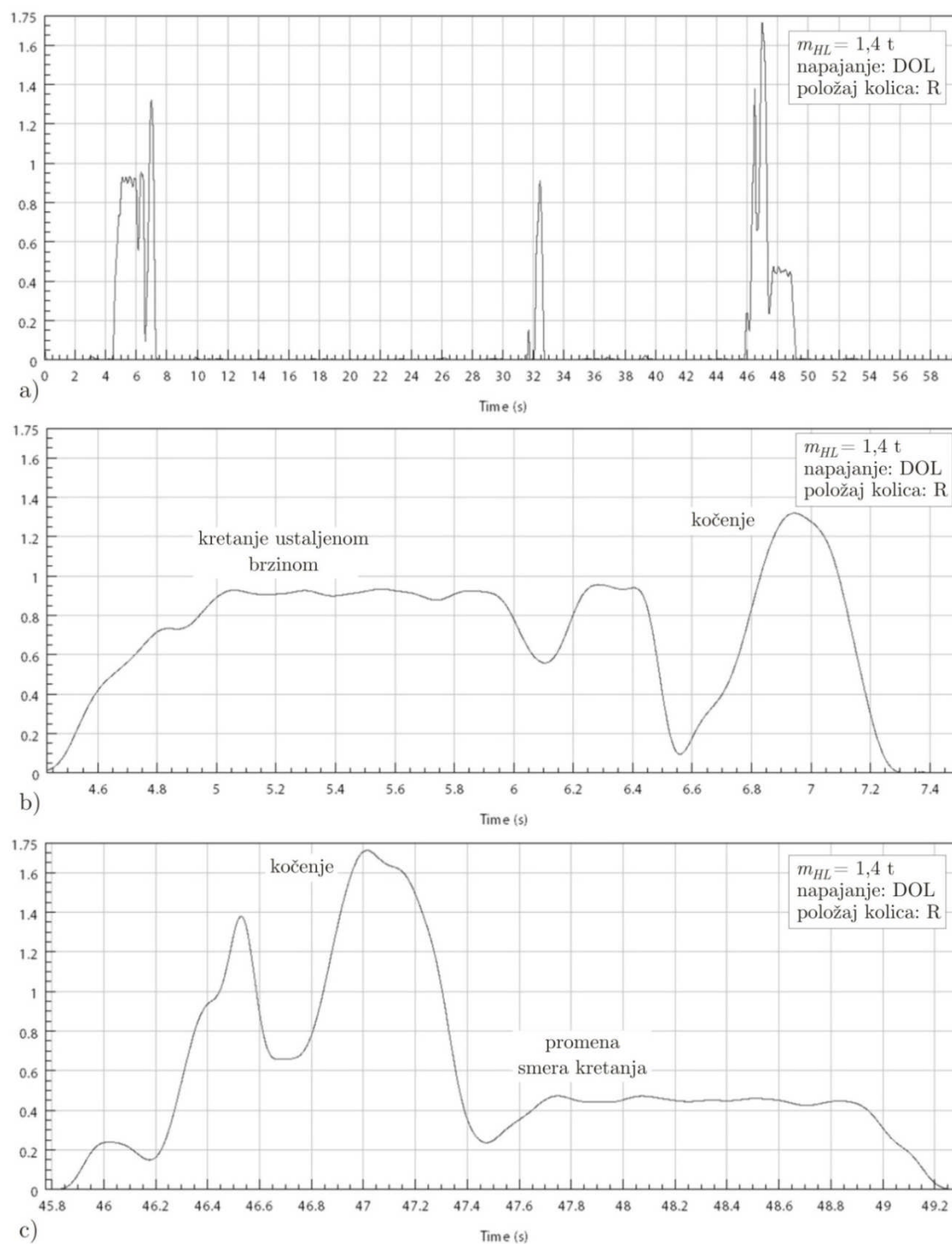
Pri položaju kolica L, najveća izmerena sila na rolni R2 iznosila je $F_{Y(R2)} = 2,04$ kN. Rolna R3 se naslonila na šinu samo tokom jedne vožnje. Pri tom je sila vođenja dostigla vrednost $F_{S(R3)} = 0,76$ kN, sl. 5.6.



Sl. 5.6 Sila vođenja (izražena u kN) na rolni R3, (kombinacija nivoa faktora K15)

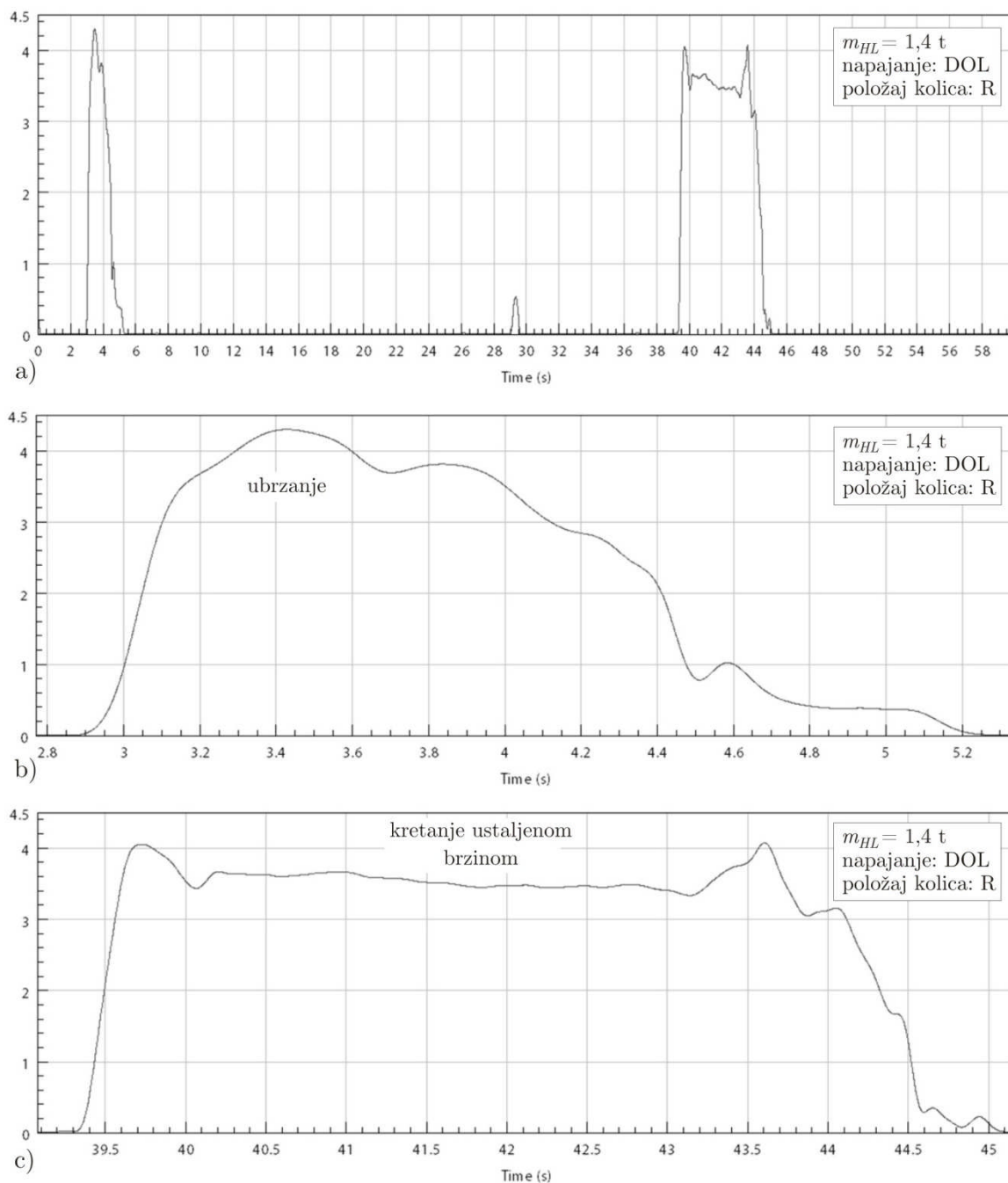
Intenzivniji udari u trenucima nailaska vodećih rolni na šinu, zabeleženi su tokom kretanja dizalice pomoću direktno napajanih elektromotora. Kada su se kolica nalazila u položajima L i M, prinudno vođenje dizalice se odvijalo samo preko rolne R2. Pri tom, najveća bočna opterećenja na sredstvu za vođenje iznosila su $F_{Y(R2)} = 1,91 \text{ kN}$ (položaj L) i $F_{Y(R2)} = 1,46 \text{ kN}$ (položaj M).

Pri položaju kolica R, bočna opterećenja izazvana zakošavanjem primile su rolne R2 i R4. Radi ilustracije, na sl. 5.7 dat je vremenski zapis promene sile na rolni R2. Na osnovu uvećanih segmenata dijagrama (slike 5.7.b i 5.7.c prikazuju prvi i treći kontakt rolne i šine, respektivno) nije teško zaključiti da se i u ovom slučaju izraženiji skokovi sile javljaju prvenstveno u fazama kočenja.



Sl. 5.7 Sila vođenja (izražena u kN) na rolni R2, (kombinacija nivoa faktora K18)

Najveća vrednost sile zakošenja u Eksperimentu 1 je izmerena na rolni R4 ($F_{Y(R4)} = 4,30 \text{ kN}$). Na zapisu koji je predstavljen na sl. 5.8 može se uočiti da je maksimum dostignut u fazi ubrzanja mosta (videti detalj na sl. 5.8.b), mada je približno konstatna vrednost sile ostala poprilično visoka, čak i pri kretanju dizalice ustaljenom brzinom (sl. 5.8.c).



Sl. 5.8 Sila vođenja (izražena u kN) na rolni R4, (kombinacija nivoa faktora K18)

Iz analize rezultata merenja proizilaze sledeći zaključci:

1. Povećanjem mase tereta rastu i vrednosti bočnih sila na vodećim rolnama.
2. Iako je maksimalna sila na sredstvu za vođenje izmerena u slučaju kada su se kolica sa teretom nalazila uz bočni nosač sa rolnama, ne može se decidno tvrditi da sile vođenja na ispitivanoj dizalici zavise od položaja kolica na glavnom nosaču. Kao što je izloženo i u pregledu rezultata, relativno visoke

vrednosti sila su izmerene i u slučajevima kada su se kolica nalazila na sredini raspona ili u položaju L.

3. Upadljivo je da su čak i pri ujednačenijim vožnjama – postignutim sinhronizacijom rada nezavisnih pogona kretanja mosta pomoću statičkog frekventnog pretvarača – u više slučajeva izmerene veće sile vođenja, nego pri direktnom napajanju elektromotora iz mreže.
4. Skoro pri svakoj vožnji prinudno vođenje dizalice je ostvareno interakcijom rolne R2 i/ili R4 i šine. Rolna R3 je svega jednom došla u kontakt sa šinom, dok na rolni R1 nije ni jednom registrovano bočno opterećenje. Analizom prikupljenih vremenskih zapisa je ustanovljeno da se zakošavanje mosta (posmatrajući u oba smera kretanja) odvijalo vrlo sličnim tokom.

Objašnjenje ovog zapažanja treba potražiti u sledećim činjenicama:

- i. U eksperimentu položaj kolica na glavnom nosaču se nije menjao tokom vožnje dizalice. Okolnosti su takve da pri kretanju na relativno kratkoj stazi ne mogu nastupiti razni položaji mosta (u horizontalnoj ravni) u odnosu na pravac šina.
 - ii. Prosečna rastojanja koje pređe dizalica pri obavljanju radnog zadatka, zavise od veličine manipulativnog prostora i tehnoloških varijanti rada. Jasno je da kod dizalica većih raspona i nosivosti, prosečni putevi kretanja duž staze mogu iznositi i više desetina metara. U tim slučajevima zakošavanje se odvija drugačijim tokom (nego u slučaju ovde razmatrane dizalice), posebno ako postoji mogućnost istovremenog rada pogona kretanja kolica i mosta.
 - iii. Ranije je napomenuto da precizna kontrola uglova zakošenosti točkova ispitivane dizalice nije sprovedena pre izvođenja eksperimenta. Međutim, vizuelnim pregledom i ručnim mernim instrumentima utvrđeni su očevdini propusti proizvođača dizalice (netačna izrada i montaža elemenata sklopova točkova i sl.), koji su nesumnjivo uticali na karakteristike kretanja mosta na raspoloživoj deonici staze i tok promene sila vođenja.
5. Generalno, merenjem su dobijene veće vrednosti sile vođenja, nego proračunom na osnovu tzv. krute metode iz [238].

Komparacijom eksperimentalnih i računskih rezultata utvrđeno je sledeće:

- i. Za $m_{HL} = 0$ proračunom dobijena sila vođenja $F_Y = 1,32$ kN manja je za 47,4% od odgovarajuće maksimalne izmerene vrednosti $F_{Y(R4)} = 2,51$ kN (pri kombinacija nivoa faktora K6).
- ii. Kada se u proračunu uzme u obzir masa tereta $m_{HL} = 0,7$ t, dobija se $F_Y = 1,70$ kN koja je za 42,2% manja od odgovarajuće najveće izmerene sile $F_{Y(R4)} = 2,94$ kN (pri kombinacija nivoa faktora K6).
- iii. Za $m_{HL} = 1,4$ t računaska vrednost sile vođenja $F_Y = 2,08$ kN je približno upola manja od maksimalnog izmerenog bočnog opterećenja $F_{Y(R4)} = 4,30$ kN (pri kombinaciji nivoa faktora K18).

I pored toga što merenje nije realizovano sa teretom mase $m_{HL} = 3,2$ t (zbog već pomenutih tehničkih problema), poželjno je navesti da je odgovarajuća računaska vrednost sile vođenja u ovom slučaju $F_Y = 3,05$ kN.

- iv. Praktično, direktno upoređivanje svakog pojedinačnog, eksperimentom dobijenog rezultata sa proračunskim vrednostima nije moguće, prvenstveno zbog postavke i specifičnosti krute metode, niza pojednostavljenja i sl. (videti potpoglavlje 3.4.6). Prvo, model ove metode se bazira na pretpostavci da je samo jedno sredstvo za vođenje – po pravilu samo prednja rolna, gledajući u smeru kretanja mosta – u kontaktu sa šinom (što sa stanovišta određivanja maksimalnih sila zakošenja svakako predstavlja merodavan slučaj). Međutim, u stvarnosti, most može zauzeti i takav položaj u odnosu na stazu, pri kojem se vođenje ostvaruje preko dve rolne. Broj rolni u dodiru sa šinom u velikoj meri utiče kako na ponašanje dizalice pri kretanju, tako i na intenzitet bočnih sila pri zakošavanju. Treba naglasiti da proračun baziran na krutoj metodi predstavlja samo približnu procenu maksimalnih vrednosti razmatranih opterećenja – model je postavljen uz zanemarenje imperfekcija noseće konstrukcije mosta, točkova, vodećih rolni i staze, premda one realno postoje na izvedenim konstrukcijama. Pošto navedeni faktori bitno utiču na karakter opterećenja usled zakošavanja, zapažanja doneta samo na osnovu ispitivanja jedne određene dizalice ne mogu se u potpunosti prevesti u univerzalne zaključke, koji važe za sve konstruktivne izvedbe mosnih dizalica i u najrazličitijim uslovima rada.

6. Prikupljeni vremenski zapisi ukazuju na izraženi dinamički karakter sile na sredstvima za vođenje. Skokovi vrednosti su evidentni posebno u fazama ubrzanja i kočenja mosta. Pri kočenju, na rolnama su izmerena čak i do 50% veća bočna opterećenja, nego u periodu ubrzanja ili tokom vožnje ustaljenom brzinom. No, ovo zapažanje treba dodatno objasniti.

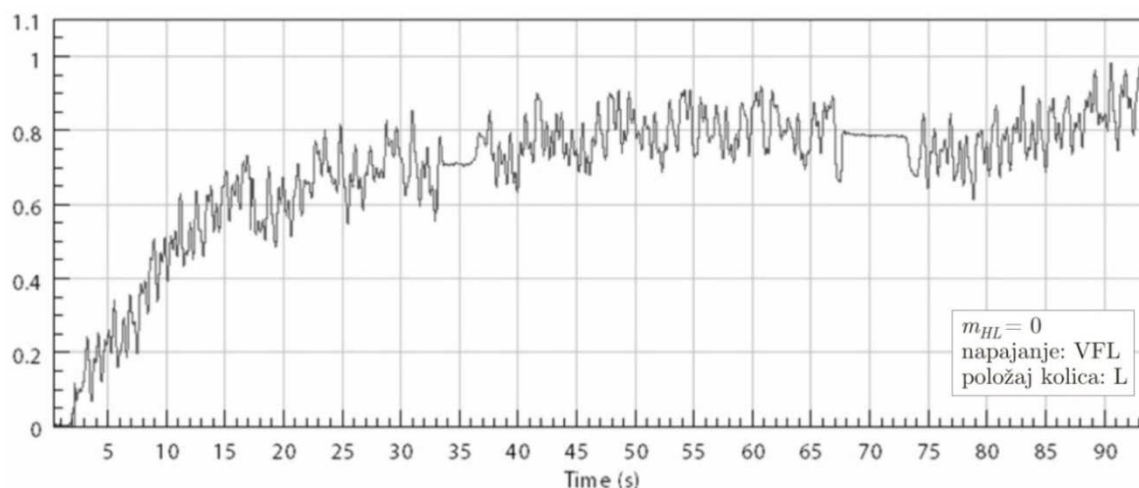
Prilikom izvođenja eksperimenta je ustanovljeno da su u kočionim elektromotorima pogona kretanja podešeni veći kočioni momenti od potrebnog, te nije uvek omogućen prijem obimne sile adhezijom sa šinom. Pošto je brzina translatornih masa dizalice veća od obimne sile kočenih točkova, isti se zakočeni kližu po šinama. Ovaj vid blokiranja točkova je primetan prvenstveno pri napajanju elektromotora pogona kretanja direktno iz mreže i radu dizalice bez tereta (ili sa teretom znatno manje mase od naznačene nosivosti dizalice). Ujedno, neusklađeni rad kočnica po stranama dizalice prouzrokuje primetno zakošavanje, kao i intenzivne udare na sredstvima za vođenje.

7. Već je napomenuto da zakošavanje može nastupiti kako pri vožnji ustaljenom brzinom, tako i u prelaznim fazama kretanja. Razdvojeno posmatranje komponente sile vođenja koja potiče od ubrzanja ili kočenja dizalice, od komponente usled samog zakošavanja koje je izazvano nekim drugim uticajem, moguće je eventualno pomoću složenijeg mernog sistema. Praktično, za formiranje odgovarajućih spektara sila zakošenja ovo nije neophodno.

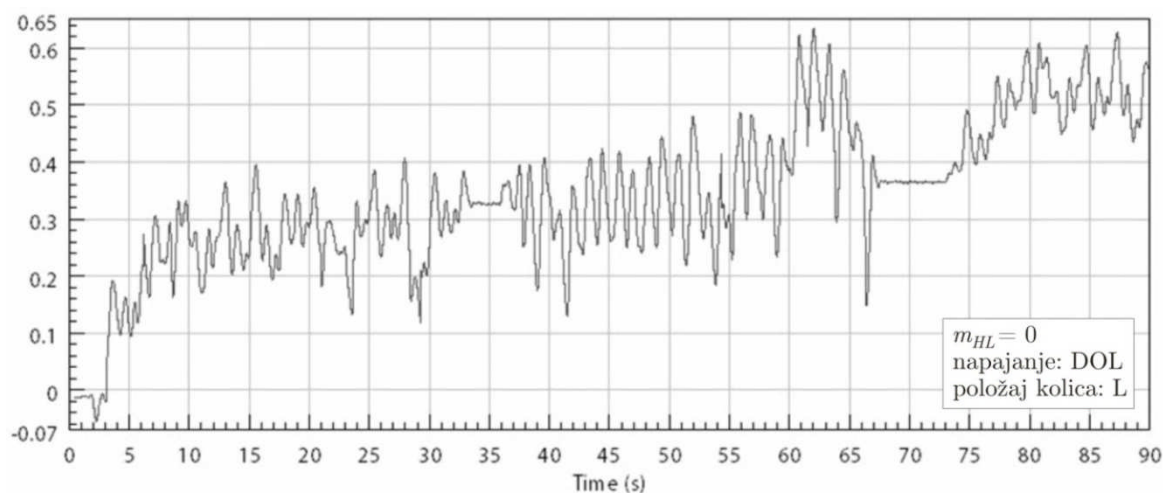
5.2 Analiza rezultata dobijenih Eksperimentom 2

- *Kretanje dizalice bez tereta ($m_{HL} = 0$)*

Pregledom vremenskih zapisa je ustanovljeno da nijednom nije došlo do interakcije venca točka i šine. Najveća vrednost sile usled poprečnog klizanja $F_{y(W3)} = 0,98$ kN je izmerena na točku W3, pri položaju kolica L i napajanju elektromotora pogona kretanja mosta preko statičkog frekventnog pretvarača, (sl. 5.9). Naravno, uticaj načina napajanja elektromotora odrazio se kako na dinamičko ponašanje dizalice, tako i na karakter bočnih opterećenja na mestima kontakta točkova i šina. Ovo pokazuju i izraženije oscilacije vrednosti izmerenih sila, prvenstveno pri direktnom napajanju iz mreže (videti primer zapisa na sl. 5.10).



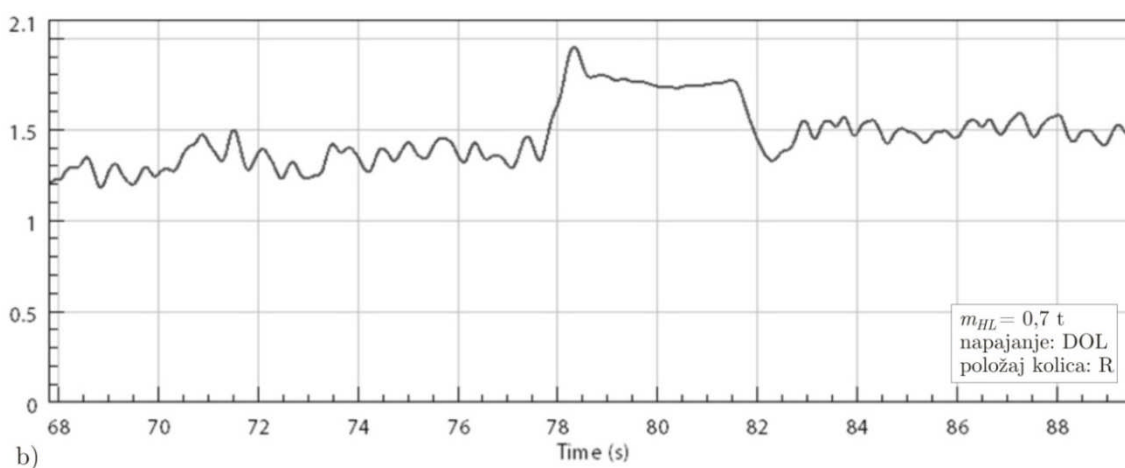
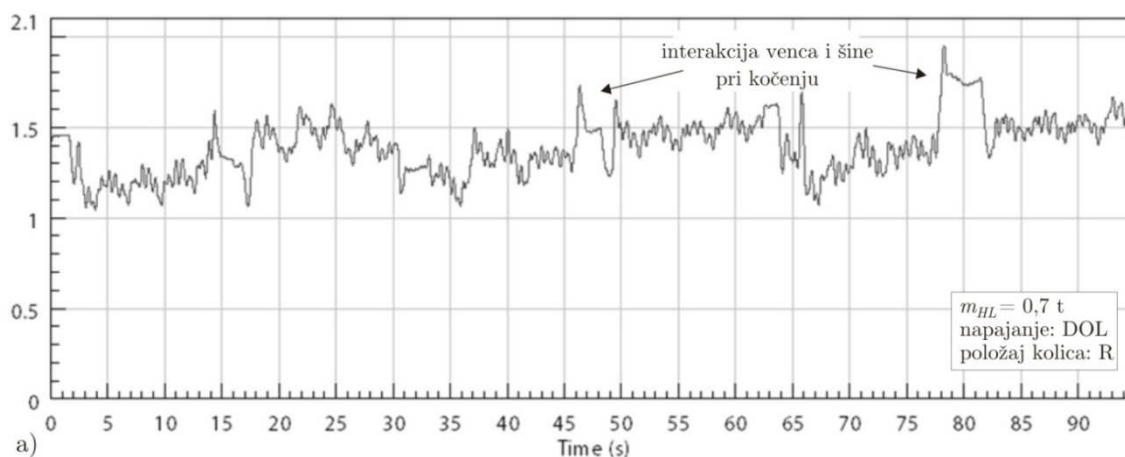
Sl. 5.9 Bočna sila (izražena u kN) na točku W3, (kombinacija nivoa faktora K1)



Sl. 5.10 Bočna sila (izražena u kN) na točku W2, (kombinacija nivoa faktora K4)

- *Kretanje dizalice sa teretom mase $m_{HL} = 0,7 t$*

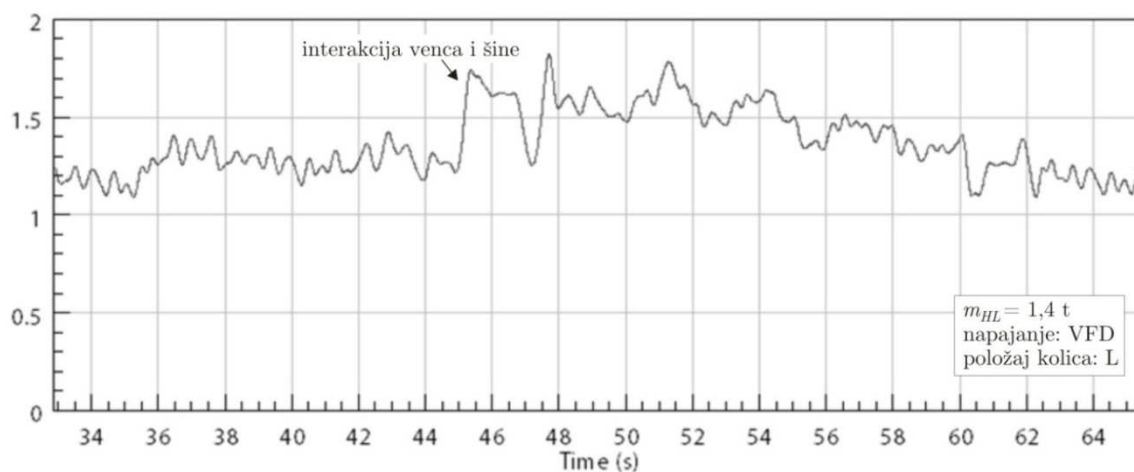
Pri radu sa teretom mase $m_{HL} = 0,7 t$, naslanjanje venaca pojedinih točkova na šine je nastupilo isključivo u fazama kočenja (videti primer zapisa na sl. 5.11.a). Ako se pažljivije pregledaju pojedini detalji vremenskog toka promene bočne sile na točku, mogu se prepoznati intervali koji ukazuju na interakciju venca i šine. Kao što se vidi i na datom zapisu, udar venca o šinu i naglo povećanje opterećenja nastupili su upravo u trenutku kočenja. Nakon promene smera vožnje, u fazi ubrzanja i na početku dostizanja ustaljene brzine kretanja dizalice, sila je ostala približno konstantna, sve do odvajanja venca od šine. Uvećani detalj dijagrama (sl. 5.11.b) prikazuje ujedno i najveću izmerenu bočnu silu $F_{Y(W1)} = 1,95 \text{ kN}$, koja se pojavila pri kombinaciji nivoa faktora K12.



Sl. 5.11 Bočna sila (izražena u kN) na točku W1, (kombinacija nivoa faktora K12)

- *Kretanje dizalice sa teretom mase $m_{HL} = 1,4 t$*

Slično kao i u prethodnom slučaju, sila usled poprečnog klizanja točka po šini je varirala u relativno uskim granicama, dok skokovite promene jasno ukazuju na interakciju venca točka i šine u fazama kočenja.

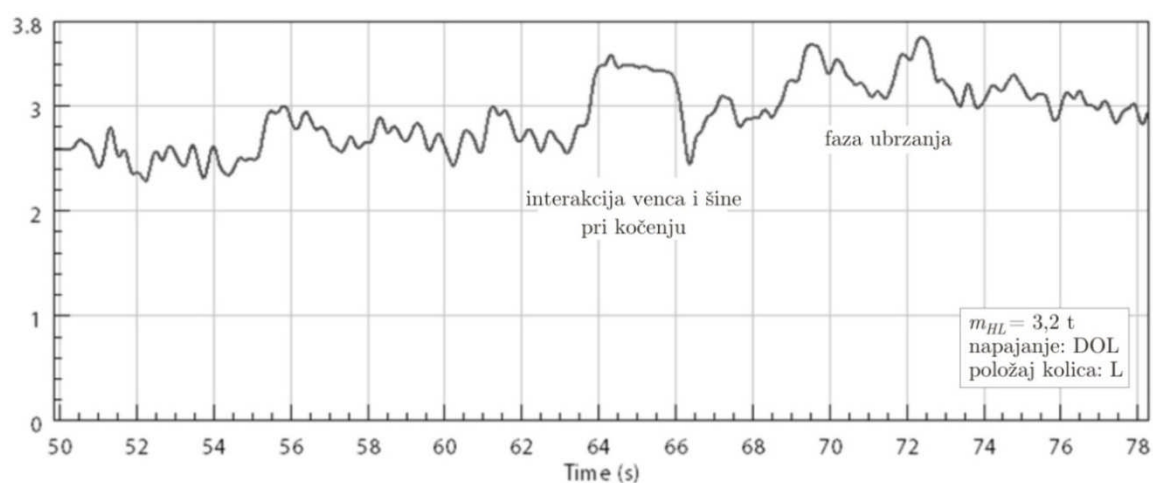


Sl. 5.12 Bočna sila (izražena u kN) na točku W4, (kombinacija nivoa faktora K13)

Najveća bočna sila $F_{Y(T4)} = 1,82$ kN je izmerena je na točku W4, (sl. 5.12).

- *Kretanje dizalice sa teretom mase $m_{HL} = 3,2$ t*

Tokom izvođenja Eksperimenta 2, najveće poprečne sile izazvane zakošavanjem dizalice su izmerene pri transportu tereta mase $m_{HL} = m_Q$ i napajanju elektromotora pogona kretanja direktno iz mreže. Na sl. 5.13 je izdvojen uvećani detalj jednog zapisa koji je snimljen pomoću davača u sklopu točka W4. Može se primetiti da je u ovom slučaju sila poprečnog klizanja u fazi ubrzanja mosta bliska vrednosti sile vođenja $F_{Y(W4)} = 3,66$ kN pri kočenju.



Sl. 5.13 Bočna sila (izražena u kN) na točku W4, (kombinacija nivoa faktora K22)

Na osnovu analize rezultata doneti su sledećih zaključci:

1. Sa povećanjem mase korisnog tereta je došlo i do porasta bočnih sila u interakciji točak – šina.
2. Iako je raspon dizalice relativno mali, primetan je određeni uticaj ekscentričnog položaja kolica na mostu, na vrednosti sila zakošenja na mestima dodira točkova i šina. Razlike u izmerenim silama po stranama dizalice bile su najviše izražene u slučajevima kada su se kolica nalazila u položaju R. Ovoj nejednakosti opterećenja po stranama je verovatno doprinela i nesimetrična raspodela težine mosta (koja potiče od elektroormana montiranog uz desni bočni nosač).
3. Nezavisno od načina napajanja elektromotora pogona kretanja (za istu masu tereta i isti položaj kolica), vrednosti sila pri poprečnom klizanju točkova

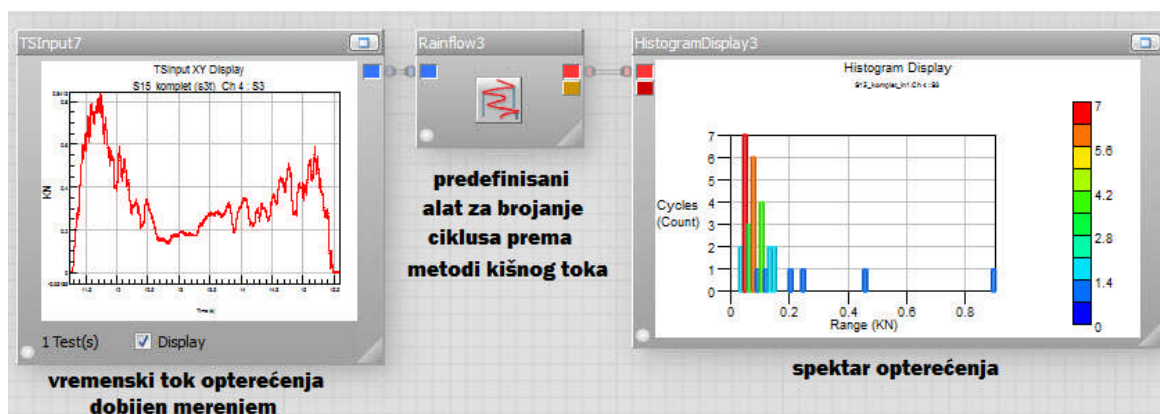
varirale su u približno istim granicama. No, regulacijom pomoću statičkog frekventnog pretvarača je postignuta vidno „mirnija” vožnja. Pri napajanju elektromotora direktno iz mreže promene na vremenskim zapisima su uočljive prvenstveno u kvalitativnom smislu. Primetnije oscilovanje vrednosti sile (uporediti izgled dijagrama sa sl. 5.9 i 5.10) je izraženo prvenstveno u prelaznim fazama kretanja. Isto tako, tokom svake vožnje koja je bila realizovana uz direktno napajanje, izmerene su veće sile vođenja (izuzev pri radu dizalice bez tereta, kada uopšte nije došlo do dodira venca i šine).

4. Proučavanjem stvarnih zbivanja pri kretanju ispitivane dizalice, utvrđeno je da se interakcija venca i šine odvijala manjim intenzitetom (tj. bez izraženijih dinamičkih efekata), nego u slučaju prinudnog vođenja rolnama. U Eksperimentu 2, na karakter uzajamnog dejstva sredstva za vođenje i šine zasigurno je uticala geometrija dodira venac – šina (npr. veći poluprečnik zaobljenja ivica šina, odnosno prelazni radijus sa kotrljajne površine točka na unutrašnju površinu venca), kao i parametri pogona kretanja mosta. Kao što se vidi i na prikazanim primerima rezultata merenja, na dijagramima se lako mogu razdvojiti segmenti koji predstavljaju tok sile usled poprečnog klizanja točka po šini, od delova zapisa koji ukazuju na promenu sile vođenja.
5. Kako u Eksperimentu 1, tako i u slučaju vođenja dizalice vencima točkova, zakošavanje mosta se odvijalo sličnim tokom u većini pojedinačnih vožnji. Ovo zapažanje je već objašnjeno u poglavlju 5.1 (videti objašnjenja 4.i, 4.ii i 4.iii). Ukoliko bi na objektu ispitivanja postojala mogućnost istovremenog kretanja mosta i kolica sa teretom, tok promene bočnih sila na točkovima izgledao bi znatno drugačije, a izmerene vrednosti menjale bi se u širim granicama.
6. Direktna komparacija izmerenih i proračunskih vrednosti (određenih prema [238]) nije moguća. Naime, na osnovu krute metode, sile usled poprečnog klizanja pojedinih točkova jednake su nuli, što u stvarnosti nije slučaj. Shodno prethodnom, u ovom pregledu nije dat uporedni prikaz rezultata za svaki pojedinačni točak. Generalno gledajući, u slučaju ispitivane dizalice izmerene sile zakošenja su čak i do 30% manje od računskih vrednosti.

5.3 Određivanje spektara sila zakošenja na osnovu rezultata realizovanih eksperimenata

Kao što se vidi i na prethodno prikazanim primerima vremenskih zapisa, opterećenja izazvana zakošavanjem dizalice se odlikuju promenljivom amplitudom i slučajnim karakterom. Prema tome, kvantitativna analiza uticaja sila zakošenja na zamor noseće konstrukcije dizalice je nemoguća bez odgovarajućih spektara opterećenja. U cilju sagledavanja uticaja relevantnih za zamor, neophodno je prvo vremenski tok razmatranih bočnih sila (koje su u ovom istraživanju eksperimentalno određene ranije opisanim metodama) prevesti u skup opterećenja koji je sređen po veličini i broju ciklusa (tj. učestalosti pojavljivanja).

Diskretizacija i klasifikacija parametara prikupljenih zapisa je sprovedena u softveru *nCode GlyphWorks*[®], metodom kišnog toka⁷³. Ovaj programski paket se pokazao veoma efikasnim u računarskoj obradi rezultata ispitivanja, analizi zamora i trajnosti, kao i u optimizaciji životnog veka konstrukcija. U ovom delu rada, obrada eksperimentom dobijenih podataka se bazirala na povezivanju zapisa sila zakošenja sa predefinisanim alatom (tzv. *glifom*⁷⁴) za brojanje ciklusa prema metodi kišnog toka i prozorom za prikaz spektra u obliku histograma, (sl. 5.14).



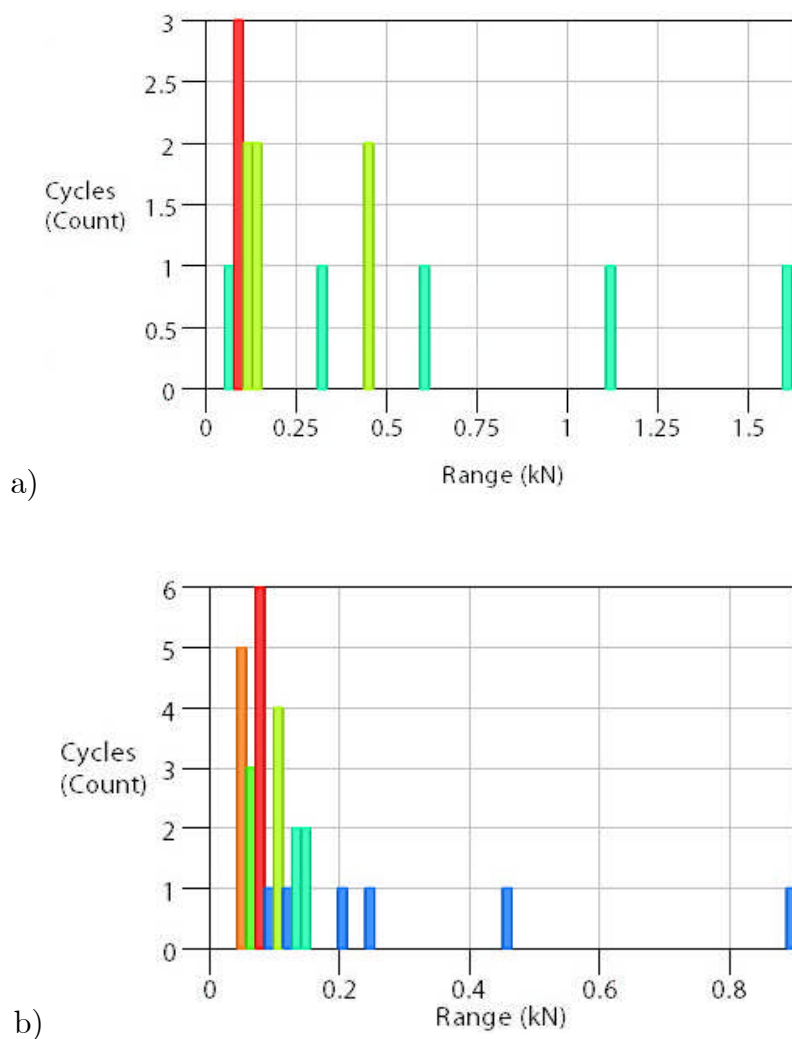
Sl. 5.14 Određivanje spektra opterećenja u softveru *nCode Glyphworks*

⁷³ Metodu kišnog toka (eng. *Rainflow method*) su predstavili *Macuiši (Matsuishi M.)* i *Endo (Endo T.)* 1968. godine. Ona u krugovima inženjera danas već predstavlja opšte poznatu metodu tzv. punih ciklusa i objašnjena je u velikom broju izvora (videti npr. [97, 154, 180, 193, 196]), tako da bi njeno opisivanje u ovoj disertaciji bilo suvišno.

⁷⁴ eng. *glyph* – (slovni) znak. U softveru *nCode Glyphworks* termin *glyph* označava predefinisane i podešive blokove – alate koji su prema funkciji raspoređeni u razne kategorije (obrada mernih signala, frekventna analiza, zamor, vibracije, vizuelizacija rezultata itd.). Proces analize se odvija u preglednom grafičkom okruženju pomoću više međusobno povezanih i adekvatno podešenih glifova.

Primeri radi, na sl. 5.15 i 5.16 predstavljeni su pojedini spektri opterećenja, formirani obradom rezultata realizovanih merenja na objektu ispitivanja. Kao što je izloženo i u Glavi 6, savremeni dokazi zamorne čvrstoće zavarenih nosećih konstrukcija dizalica sprovode se tzv. $\Delta\sigma$ -postupkom. Prema tome, raspon napona $\Delta\sigma$ je od primarne važnosti za zamor realne konstrukcije, dok se uticaj srednjeg napona zanemaruje. Saglasno sa ovim, na prikazanim primerima spektara je data učestalost pojavljivanja *raspona opterećenja*, tako da se na osnovu njih mogu odrediti i odgovarajući spektri napona za relevantne pravce, odnosno posmatrane tačke preseka detalja konstrukcije.

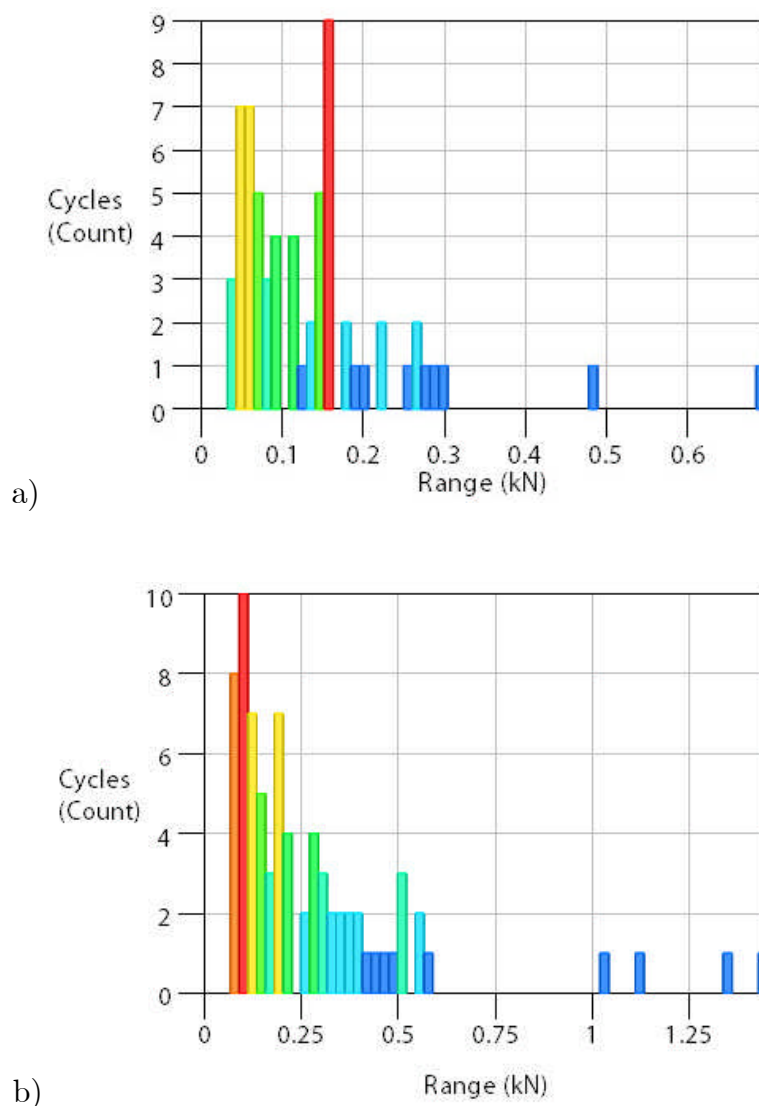
Na sl. 5.15.a predstavljen je spektar opterećenja dobijen na osnovu vremenskog toka sile vođenja sa sl. 5.3.



Sl. 5.15 Primeri spektara sile vođenja na osnovu rezultata Eksperimenta 1

Histogram je poprilično „prazan”, što je i razumljivo s obzirom na to da su iz filtriranog zapisa, prilikom prevođenja u spektar, naknadno uklonjeni i ciklusi sa zaista malim promenama. Pored toga, treba imati u vidu da je rolna R2 samo u kratkim intervalima bila u kontaktu sa šinom. Spektar formiran npr. na osnovu nefiltriranog zapisa sile vođenja na rolni R3 (pri kombinaciji nivoa faktora K15) je nešto „puniji”, ali sadrži i više ciklusa, nebitnih za zamor, sl. 5.15.b.

Na sl. 5.16 prikazana su dva primera spektra opterećenja, dobijeni obradom filtriranih zapisa bočnih sila na vertikalnim točkovima ispitivane dizalice. I u ovom slučaju, ciklusi sa malim promenama su uklonjeni pri diskretizaciji i klasifikaciji. Histogram na sl. 5.16.a je formiran na osnovu zapisa sa sl. 5.10, dok spektar na sl. 5.15.b odgovara vremenskom toku sa sl. 5.13.



Sl. 5.16 Primeri spektara sila zakošenja na osnovu rezultata Eksperimenta 2

S obzirom na velik broj prikupljenih zapisa i na ograničenja u smislu obima ovog rada, nije dat opširniji pregled rezultata diskretizacije. Naravno, i ostali spektri su dobijeni na identičan način kao i prethodno prikazani primeri. Ne treba zaboraviti na to, da su pri izvođenju oba eksperimenta sile zakošenja snimane samo u veoma kratkim vremenskim periodima. U slučaju dugotrajnijeg praćenja ovih veličina na ispitivanoj ili nekoj drugoj konstrukciji dizalice veće nosivosti i raspona, potpunost odgovarajućih spektara opterećenja bila bi više izražena.

5.4 Zaključna napomena

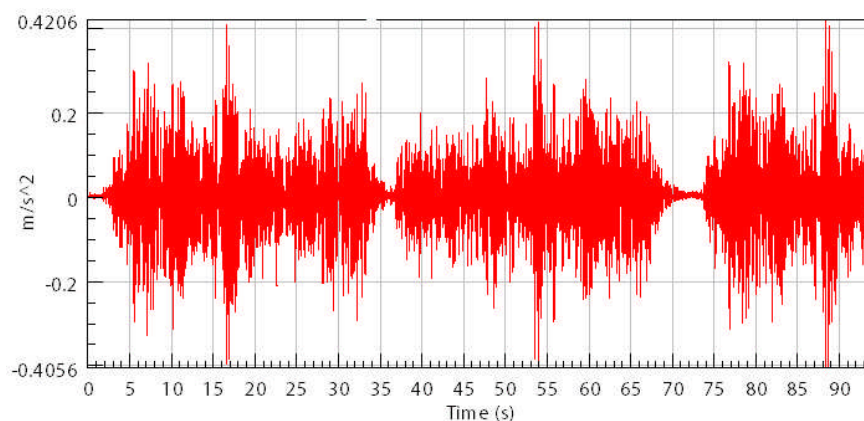
U fazi izvođenja preliminarnih eksperimentalnih istraživanja 2016. godine, zbog nedostatka adekvatne merne opreme još nisu postojali tehnički uslovi za praćenje bočnih sila na vertikalnim točkovima dizalice. Prema tome, u Eksperimentu 1 merene su samo sile vođenja na horizontalnim rolnama. Davači sila u obliku konzolnih nosača vodećih rolni pokazali su se vrlo pouzdanim rešenjem. Naravno, na intenzitet udara pri nailasku sredstva za vođenje na šinu, pa i na karakter bočne sile koja se javlja u toj interakciji, uticala je i krutost konzolnih nosača. Drugom konstruktivnom izvedbom mernog sklopa sa vodećim rolnama zasigurno bi se dobili drugačiji zapisi sila, pre svega u kvalitativnom smislu.

Oba davača bočnih sila, korišćeni u Eksperimentu 2, pokazali su se takođe pouzdanim i dovoljno osetljivim (čak na ponekim nefiltriranim zapisima dobijenih pomoću tipa *DV* mogu se uočiti i „parazitne” komponente signala koje potiču od njihovanja tereta). Ipak, prilikom pripreme i realizacije merenja se pokazalo, da na besprekorno funkcionisanje davača tipa *DT* vidno utiče tačnost izrade elemenata sklopa točka, posebno kućišta ležajeva vratila. Nažalost, proizvođač ispitivane dizalice se nije u potpunosti pridržavao standardom propisanih tolerancija mera, oblika i montaže pojedinih elemenata sklopova točkova. Ove greške su u značajnoj meri otežali relevantno i adekvatno tumačenje par zapisa.

U određenim slučajevima, analiza zamora može da se sprovede i praćenjem slučajnih vibracija elemenata ispitivane konstrukcije (ova problematika je detaljnije obrađena u izvorima [181, 210]). Polazeći od toga, u opisanim eksperimentima, pored bočnih sila snimane su i poprečne vibracije konzolnih nosača rolni, kao i vertikalnih točkova (videti primer zapisa vibracija na sl. 5.17). Još u fazi planiranja eksperimen-

menata, inicijalna ideja se bazirala na tome da se prikupljeni signali sila i ubrzanja (tj. vibracija koje su registrovane na mestu dejstva bočnih sila) podvrgnu korelacionoj analizi.

U nastojanju da se razvije odgovarajuće rešenje, prvobitna izvedba davača tipa *DV* bila je zamišljena tako da se specijalni akcelerometar malih gabarita (oko $\text{Ø}7 \times 16$) ugradi u sâm vrh mernog vijka, neposredno na cilindrični kraj čepa sa sfernom glavom. Kandidat je svestan toga da bi ovo rešenje znatno proširilo prostor za diskusiju.



Sl. 5.17 Primer vremenskog zapisa poprečnih vibracija točka W3 (kombinacija nivoa faktora K1)

Međutim, iz tehničkih razloga, kao i zbog prostornih i materijalnih ograničenja, nije bilo moguće Eksperiment 2 pripremiti i realizovati u skladu sa prvobitnim rešenjem. Praćenje vibracija je izvedeno samo na način koji je već predstavljen u Glavi 4, sa mernom opremom koja je Kandidatu u trenutku realizacije eksperimenta bila na raspolaganju. Treba još napomenuti i to da ni u Eksperimentu 1 nije bilo moguće akcelerometre postaviti na mesto prijema bočne sile, već samo iznad rolni.

Zbog problema koji su proisticali iz ovih ograničenja, sinhrono snimanje vibracija i sila zakošenja nije moglo da da zadovoljavajuće rezultate u eksperimentalnom delu rada. Upravo zbog toga, pokušaj alternativnog praćenja bočnih opterećenja na osnovu prikupljenih zapisa vibracija nije detaljnije komentarisano u ovoj disertaciji. U cilju dobijanja adekvatnijih ulaznih podataka za korelacionu analizu, neophodno je prvo u budućim istraživanjima delimično poboljšati predložene metode.

6

PRAKTIČNO UVOĐENJE SILA ZAKOŠAVANJA U PROCEDURU DOKAZA ZAMORNE ČVRSTOĆE NOSEĆE KONSTRUKCIJE DIZALICE

Noseća konstrukcija dizalice svojim oblikom i pokretljivošću ostvaruje dve osnovne funkcije: fizički objedinjava sve pogonske mehanizme u funkcionalnu celinu i preko točkova prenosi na šinsku stazu *sva opterećenja* nastala u toku rada dizalice, odnosno van njega.

Noseća konstrukcija mosne dizalice izložena je opterećenjima koja se razlikuju prema poreklu (npr. težina korisnog tereta, sopstvena težina, inercijalne sile, uticaji radne sredine itd.), intenzitetu (sile i momenti u vertikalnoj ravni imaju dominantni uticaj), karakteru promene (statička ili dinamička) i učestalosti pojavljivanja. Po pravilu se klasifikacija ovih opterećenja sprovodi *prema učestalosti pojavljivanja* na *redovna*, *povremena* i *izuzetna*⁷⁵.

Redovna opterećenja (npr. od težine tereta, sopstvene težine dizalice, ubrzanja pogona dizalice itd.) deluju stalno u toku normalnog rada dizalice i merodavna su u proračunima statičke, ali i zamorne čvrstoće. Povremena opterećenja (npr. od dejstva radnog vetra, snega/leda, temperaturnih promena, zakošavanja itd.) se ne javljaju stalno u normalnom radu dizalice. Ovo je bio upravo jedan od glavnih razloga što se u dosadašnjim konceptima dokaza zamorne čvrstoće noseće konstrukcije dizalice i njene staze (videti izvore [231, 232, 233, 254, 255]), sile usled zakošavanja nisu uzimale u obzir. Izuzetna opterećenja, izazvana veoma retkim (često i neočekivanim) događajima tokom eksploatacije dizalice (npr. udar u branik na kra-

⁷⁵ U [249] nazvana su glavnim, dopunskim i izuzetnim opterećenjima.

ju staze, opterećenja pri statičkom ispitivanju, uticaj neradnog vetra, nenamerni pad tereta, otkaz komponente nekog mehanizma i sl.), takođe se ne uzimaju u obzir u dokazima zamorne čvrstoće.

S obzirom na to, da se *opterećenja izazvana zakošavanjem dizalice pri kretanju*, u pojedinim slučajevima *moгу smatrati i redovnim opterećenjima* (videti formulaciju potrebe za istraživanjem), u nastavku rada dat je *predlog koncepta uvođenja sila zakošavanja u normiranu proceduru dokaza zamorne čvrstoće noseće konstrukcije* (mosne) dizalice.

6.1 Sile zakošavanja – redovna ili povremena opterećenja?

U uvodnim razmatranjima već je naglašeno da ni u relevantnim evropskim normama, niti u drugim izvorima literature *nisu date jasno formulisane smernice za definisanje adekvatnog kriterijuma* na osnovu kojeg se sile zakošavanja mogu tretirati redovnim opterećenjima.

Prvi (a bez sumnje i najznačajniji) korak u koncipiranju odgovarajuće podloge za procenu uticaja sila zakošavanja na zamor noseće konstrukcije dizalice je *realizacija serija eksperimenata na realnim objektima* – pre svega *na mosnim i portalnim mosnim dizalicama* – koji rade u različitim eksploatacionim uslovima. Praćenje stanja konstrukcije⁷⁶ u stvarnim uslovima rada se već široko primenjuje u raznim granama savremenog inženjerstva: mostogradnji, energetici (vetrogeneratori, postrojenja nuklearnih elektrana), avio-industriji i teškoj mašinogradnji (rotorni bageri za površinsku eksploataciju npr. uglja, dizalice), [161, 167, 177, 216]. Cilj *monitoringa* objekata velike vrednosti i važnosti je pravovremeno dobijanje odgovarajućih informacija o praćenim veličinama (npr. opterećenje, brzina vetra, mehaničke vibracije, deformacije i sl.), nastalim promenama u ugrađenim materijalima, stanju detalja (elementa) konstrukcije, kao i o stanju kompletne strukture, dejstvu okoline itd.

Svrsishodno rešenje za praćenje sila zakošavanja (bazirano npr. na predloženim metodama, videti Glavu 4), integrisano u kompleksnije sisteme monitoringa stanja dizalica različitih izvedbi, omogućilo bi dobijanje jasnije slike o karakteru

⁷⁶ eng. *Structural Health Monitoring (SHM)*

opterećenja, što bi svakako doprinelo definisanju relevantnijih postupaka proračuna na probabilističkoj osnovi. Sistematizovane *baze podataka o najbitnijim uticajima sila zakošavanja na zamor i vek trajanja nosećih konstrukcija dizalica* mogu se formirati na osnovu snimljenih i obrađenih rezultata, dobijenih:

- *kontinualnim monitoringom*, tj. registrovanjem veličina od interesa u dužem vremenskom periodu (dobijaju se sveobuhvatnije, jasnije i pouzdanije informacije, međutim, permanentnost procesa zahteva besprekorno funkcionisanje sistema za akviziciju, skladištenje i obradu velike količine podataka), ili
- *periodičnim monitoringom* u reprezentativnim vremenskim periodima rada dizalice (obično se izvodi jeftinijim i jednostavnijim merno-akvizicionim sistemom, dok se približna procena stanja ili zamora konstrukcije sprovodi ekstrapolacijom prikupljenih obeležja).

Naravno, da bi se definisala odgovarajuća podloga za analizu zamora (podjednako značajna kako za projektanta, tako i za dalja naučna istraživanja na ovom polju), neophodna je sistematska obrada pojedinih diskretnih veličina koje karakterišu *stohastička bočna opterećenja* noseće konstrukcije dizalice. *Monitoring sila zakošavanja*, ali i *ostalih obeležja slučajnog procesa zakošavanja* potrebno je tako koncipirati da se diskretizacijom dobijenih rezultata – formiranjem *reprezentativnih spektara opterećenja* – jasno može identifikovati uticaj:

- sistema prinudnog vođenja dizalice po šinskoj stazi,
- odnosa l/w_b (raspon šinske staze/osni razmak krajnjih sredstava za vođenje),
- vrste i izvedbe sistema upravljanja pogona kretanja dizalice,
- prelaznih faza kretanja (ubrzanja/kočenja),
- istovremenosti rada pogona kretanja dizalice i kolica,
- klasa tolerancije dimenzija i položaja šinskih staza i točkova dizalice,
- izvedbe i elastičnosti noseće konstrukcije mosta, odnosno portala,
- težine režima rada dizalice,
- radnih uslova (rad u zatvorenoj hali, na otvorenom ili u specijalnim uslovima) itd.

Imajući u vidu savremeni koncept dokaza zamorne čvrstoće koji se temelji na poznavanju učestalosti pojave opterećenja koja prouzrokuju zamor, *eksperi-*

mentalno određivanje spektara sila zakošavanja ima apsolutni prioritet u odnosu na druge (manje delikatne i zahtevne) numeričke postupke. No, posle određenog vremena, brojni rezultati merenja će ujedno predstavljati dragocenu bazu podataka kako za razvoj simulacionih modela procesa zakošavanja, tako i za generisanje projektovanih dejstava opterećenja, koji će dovoljno tačno reprezentovati stvarni tok opterećivanja. U određivanju spektara sila zakošavanja, „klasični” računski postupci ostaće manje prikladni u poređenju sa eksperimentalnim i simulacionim metodama iz vrlo jednostavnih razloga: polaze od pretpostavke da su režimi eksploatacije, uslovi i „scenariji” rada unapred poznati (i nepromenljivi) tokom veka trajanja dizalice. Pored toga, nemoguće je matematičkom formulacijom obuhvatiti sve interakcije slučajno promenljivih parametara zakošavanja.

U opštem slučaju, spektar dobijen diskretizacijom i klasifikacijom vremenskog toka opterećenja, okarakterisan je maksimalnom amplitudom opterećenja L_{\max} , brojem ciklusa promene opterećenja N_t i funkcijom raspodele opterećenja.

Funkcija raspodele opterećenja ukazuje na tzv. *punoću spektra*. Ona se kvantifikuje *faktorom spektra opterećenja* k_L , koji se na osnovu analogne jednačine *Velerove* linije⁷⁷, odnosno linearizovane zavisnosti učestalosti javljanja i vrednosti promene opterećenja u detalju noseće konstrukcije, može odrediti prema relaciji:

$$k_L = \sum_r \frac{n_r}{N_t} \cdot \left(\frac{L_r}{L_{\max}} \right)^3. \quad (6.1)$$

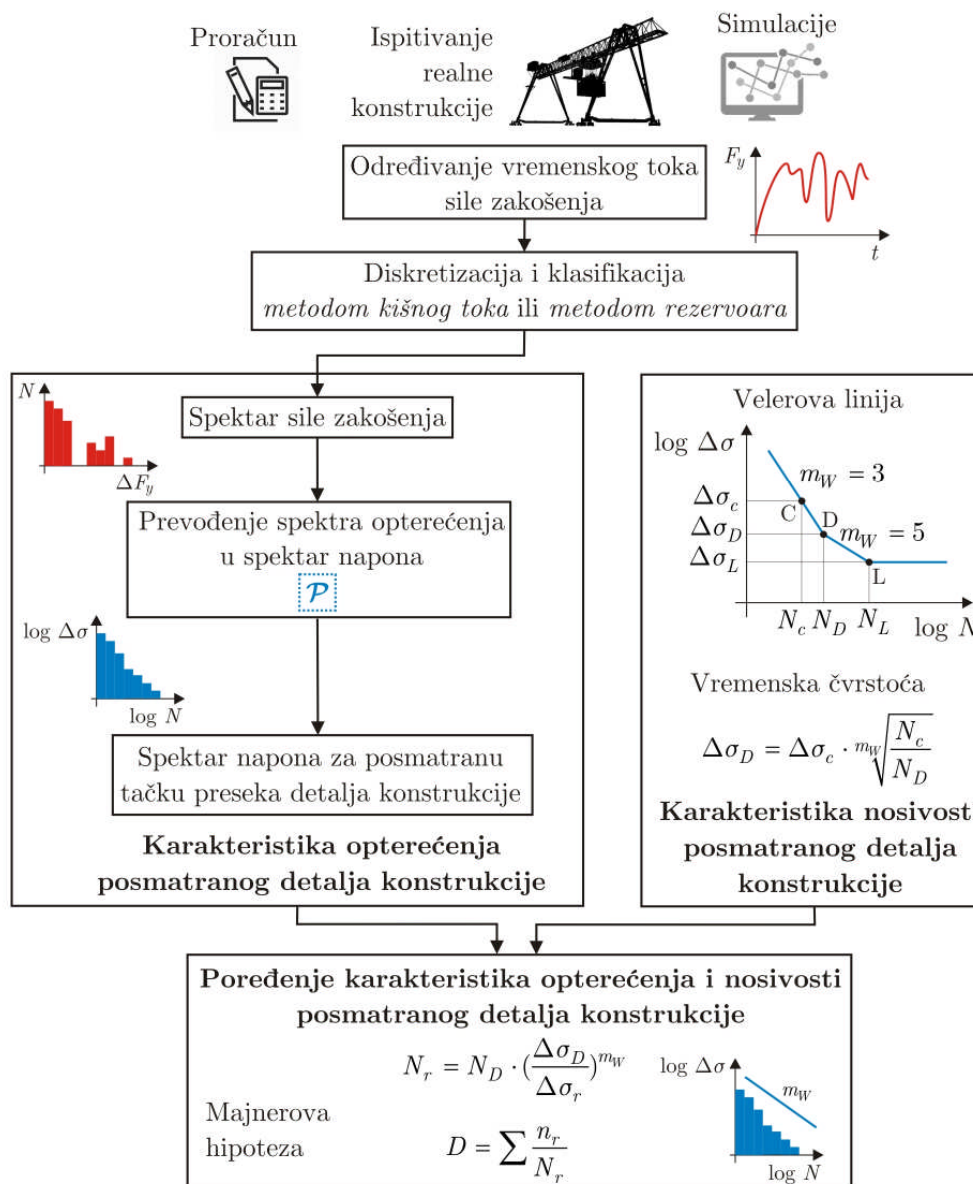
Faktor spektra sila zakošavanja, izražen u prethodno napisanoj formi, *može se smatrati jednim od mogućih, relevantnih pokazatelja za definisanje kriterijuma* na osnovu kojeg se sile zakošavanja u određenom slučaju mogu tretirati redovnim opterećenjima. S obzirom na to da se savremeni normirani dokazi zamorne čvrstoće čeličnih nosećih konstrukcija baziraju na $\Delta\sigma$ -postupku, pogodno je da se nakon diskretizacije obeležja reprezentativnog toka opterećenja, spektri sila zakošavanja predstave u obliku *histograma učestalosti raspona promena opterećenja* (videti primere rezultata u Poglavlju 5.3). Spektri opterećenja definisani u ovom obliku (pre uvođenja u normiranu proceduru dokaza zamorne čvrstoće) se zatim jednoznačno prevode u odgovarajuće *spektre raspona napona* za posmatranu tačku preseka elementa noseće konstrukcije mosne dizalice.

⁷⁷ nem. *Wöhlerlinie*. U razmatranim evropskim normama se koristi termin *kriva zamorne čvrstoće*.

6.2 O proceni akumulisanog oštećenja usled zakošavanja

Savremeni pristup analizi zamora nosećih konstrukcija mosnih i portalnih mosnih dizalica može se prepoznati u radovima [157, 202, 208, 212, 216], međutim, ni u jednom istraživanju nisu konkretno razmatrana dejstva opterećenja usled zakošavanja.

U nedostatku preporuka verifikovanih kroz istraživanja, uticaj sila zakošavanja na zamor i vek trajanja noseće konstrukcije dizalice može se analizirati npr. prema „klasičnom” konceptu pogonske čvrstoće [154, 168], tj. poređenjem relevantnih vrednosti karakteristika opterećenja i nosivosti posmatranog detalja konstrukcije, (sl. 6.1).



Sl. 6.1 Procena zamornog oštećenja koje potiče od sila zakošavanja

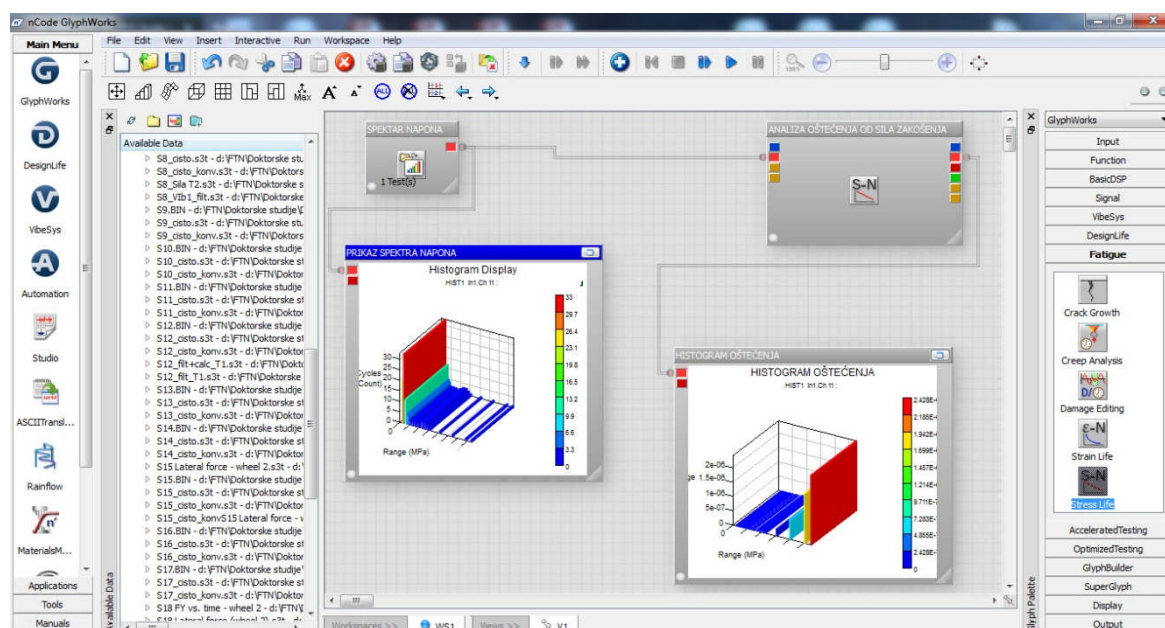
Karakteristika opterećenja se bazira na eksperimentalno, simulacijom ili proračunom određenom toku sila zakošavanja. Skup obeležja vremenskog zapisa u vidu spektra raspona opterećenja se formira diskretizacijom i klasifikacijom. Ukoliko odgovarajući pokazatelj (npr. predloženi faktor spektra k_L) ukaže na neophodnost uključivanja sila zakošavanja u dalju analizu zamora, spektar opterećenja usled zakošavanja se zajedno sa spektrima ostalih opterećenja, prevodi u spektar napona za posmatranu tačku preseka detalja konstrukcije.

Karakteristika nosivosti predstavlja *Velerovu* liniju, eksperimentalno određenu za razmatrani detalj konstrukcije. Važno je napomenuti da je u [241] korigovan (samo za normalne napone) uobičajeni prikaz *Velerove* linije (videti desnu granu algoritma na sl. 6.1): na nagnutom delu razlikuju se dve oblasti, definisane konstantama $m_W = 3$ i $m_W = 5$. Konvencionalna tačka C odgovara referentnom broju ciklusa $N_C = N_{ref} = 2 \cdot 10^6$, dok prema rasponu $\Delta\sigma_c$ se vrši nazivna klasifikacija detalja konstrukcije. Novouvedena prelomna tačka D je određena brojem ciklusa $N_D = 5 \cdot 10^6$ i rasponom napona $\Delta\sigma_D$. Tačka L predstavlja rubnu granicu zamora pri $N_L = 10^8$ i $\Delta\sigma_L$. U slučaju tangencijalnih napona konstanta nagiba *Velerove* linije iznosi $m_W = 5$. Međutim, za razliku od [241], norma [236] u dokazu zamorne čvrstoće predviđa pojednostavljeno definisanje nagnutog dela *Velerove* linije, samo na osnovu jedne vrednosti konstante ($m_W = 3$ ili $m_W = 5$).

Kvantitativna procena akumulisanog oštećenja koje potiče od sila zakošavanja, kao dalji *proračun veka trajanja* detalja noseće konstrukcije dizalice, sprovodi se na osnovu opšte poznate *Majnerove* hipoteze⁷⁸.

Algoritam dat na sl. 6.1 predstavlja osnovu analize zamora u pogodnom računarskom programu. Primera radi, na sl. 6.2 predstavljeno je radno okruženje softverskog paketa *nCode GlyphWorks*[®] u kojem je sprovedena procena nivoa akumulisanog oštećenja u izabranoj tački preseka bočnog nosača ispitivane dizalice. Spektar napona (ulazni podatak) dobijen je prevodenjem odgovarajućeg spektra opterećenja, koji je određen prethodnom analizom na osnovu snimljenih vremenskih zapisa sila zakošavanja u Eksperimentu 2. Nakon podešavanja odgovarajućih parametara bloka *Stress Life*, u „prozoru“ rezultata se prikazuje histogram akumulisanog oštećenja.

⁷⁸ hipoteza linearne akumulacije zamornih oštećenja nazvana prema *Majneru* (*Milton Miner*)



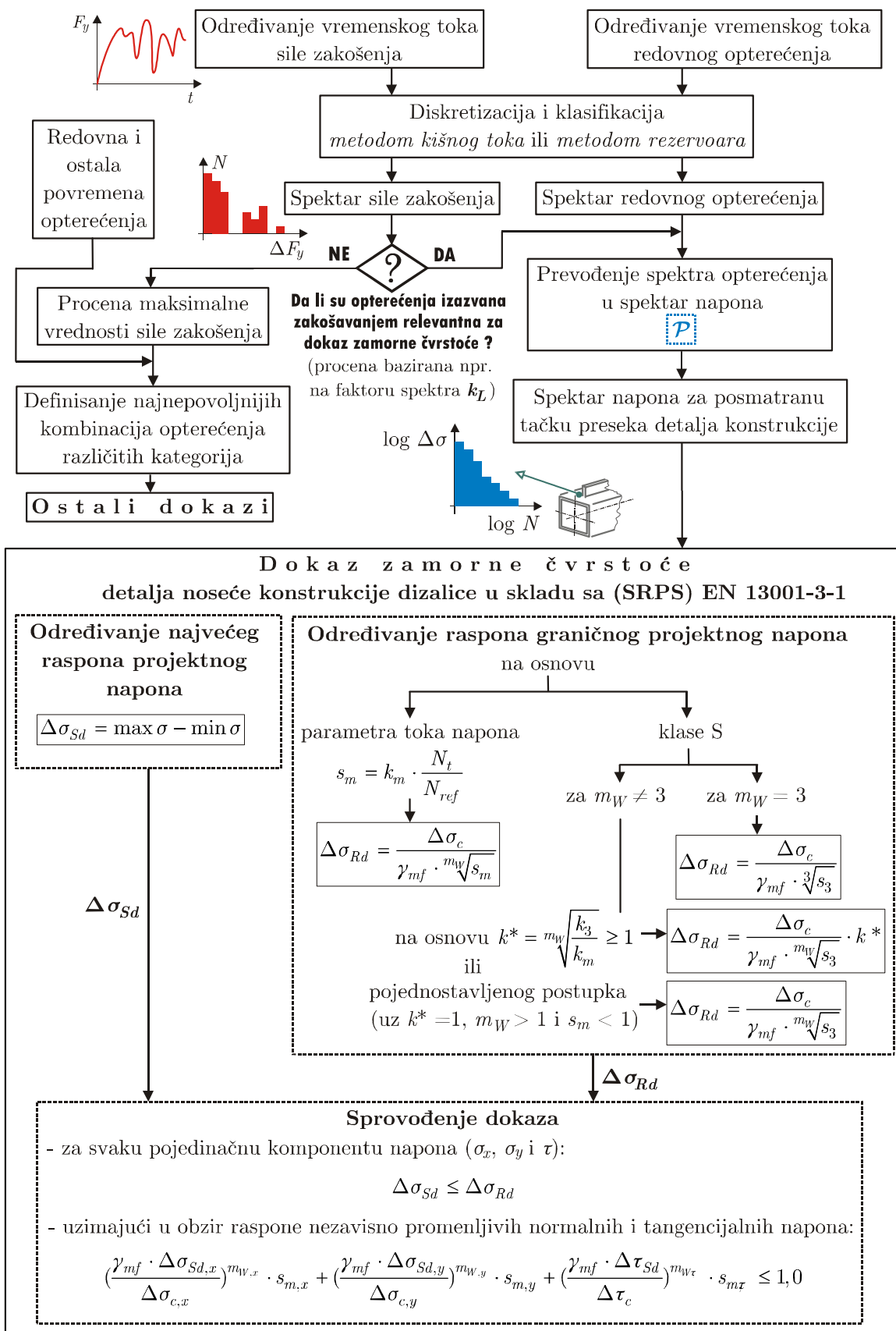
Sl. 6.2 Računarska procena nivoa akumulisanog zamornog oštećenja na osnovu spektra napona izazvanih silama zakošavanja

6.3 Sprovođenje dokaza zamorne čvrstoće u skladu sa (SRPS) EN 13001-3-1

Noseća konstrukcija mora da ispuni niz zahteva neophodnih za bezbedno ostvarenje predviđene funkcije dizalice. Provera ispunjenosti ovih zahteva vrši se kroz razne *dokaze kompetentnosti*. Jedan od njih je upravo dokaz zamorne čvrstoće koji je definisan normom [236].

Naravno, pre „rutinskog” sprovođenja ovog dokaza postavlja se pitanje, *kako sile zakošavanja uvesti u normirani tok proračuna*, ukoliko se konstatuje signifikantan uticaj razmatranih bočnih opterećenja na zamor noseće konstrukcije. Problemu se može pristupiti na osnovu predloga koncepta koji je predstavljen na sl. 6.3.

Nadovezujući se na prethodno izlaganje, polazi se od eksperimentom ili simulacijom dobijenog vremenskog toka sila zakošavanja. Kao što je već i ranije komentarisano u radu, u ovom slučaju je računsko određivanje istorije opterećivanja teško izvodljivo. Odgovor na pitanje da li u razmatranom slučaju sile zakošavanja spadaju u redovna ili povremena opterećenja, može se dobiti tek nakon formiranja odgovarajućeg spektra opterećenja, odnosno određivanja faktora spektra k_L .



Sl. 6.3 Algoritam uvođenja sila zakošavanja u normiranu proceduru dokaza zamorne čvrstoće detalja noseće konstrukcije dizalice

Ukoliko se smatra da sile zakošavanja nisu relevantne za zamor, određuju se maksimalne amplitude istih (npr. za mosnu dizalicu prema krutoj metodi), pa u najnepovoljnijoj kombinaciji sa ostalim povremenim i redovnim opterećenjima figurišu u drugim dokazima (npr. statičke čvrstoće, elastične stabilnosti i sl.).

Međutim, ako se proceni da se uticaj zakošavanjem izazvanih opterećenja ne može zanemariti u analizi zamora, reprezentativni spektri sila zakošavanja se zajedno sa spektrima redovnih opterećenja prevode u odgovarajuće spektre napona. Prevođenje spektra opterećenja u spektar napona za posmatranu tačku preseka detalja se sprovodi pomoću odgovarajuće *prenosne funkcije* \mathcal{P} . Definisanje ove analitičke funkcije je *zadatak projektanta dizalice* – određuje se po potrebi za svako relevantno opterećenje pojedinačno, prvenstveno u zavisnosti od mesta unošenja istih u konstrukciju, kao i od oblika i dimenzija bočnih i glavnih nosača mosta.

Dalji tok algoritma sa sl. 6.3 odgovara postupku dokaza zamorne čvrstoće u skladu sa [236]. Smatra se da su vrednosti svih parcijalnih faktora sigurnosti $\gamma_p = 1$. U proračunu relevantna redovna opterećenja noseće konstrukcije treba pomnožiti sa odgovarajućim dinamičkim faktorima ($\phi_1 \dots \phi_5$), definisanim za kombinaciju opterećenja A (videti [235]). Međutim, u normi nije komentarisano način određivanja dinamičkog koeficijenta za opterećenje (kao što je npr. sila zakošavanja), koje je po već navedenom kriterijumu prebačeno iz kategorije povremenih u grupu redovnih opterećenja. Kao što se vidi i iz prikazanog algoritma, u datim relacijama figuriše i faktor otpornosti zamorne čvrstoće γ_{mf} ⁷⁹, koji se usvaja u zavisnosti od pristupačnosti detalja veze, uzimajući u obzir posledice otkaza (loma) elementa konstrukcije⁸⁰, kao i stepen opasnosti po zdravlje i život ljudi u neposrednoj blizini dizalice. Vrednost ovog faktora kreće se u granicama $\gamma_{mf} = 1,0 \dots 1,25$.

Treba imati u vidu da se naponi određuju prema konceptu nominalnih napona⁸¹. Najveći raspon projektnog napona $\Delta\sigma_{sd}$ je definisan razlikom ekstremnih vrednosti projektnih napona ($\max\sigma$ i $\min\sigma$ dobijaju se na osnovu vremenskog toka napona).

⁷⁹ U [241] veličina γ_{mf} se pominje kao parcijalni faktor sigurnosti za zamornu čvrstoću $\Delta\sigma_c$ (odn. $\Delta\tau_c$) detalja konstrukcije.

⁸⁰ U smislu da li lokalni otkaz elementa prouzrokuje ujedno i lom konstrukcije kao celine, ili ne.

⁸¹ Nominalni napon je napon u osnovnom materijalu, na mestu potencijalne zamorne prsline. Njegovo izračunavanje je bazirano na teoriji elastičnosti materijala.

U izraz za $\Delta\sigma_{sd}$ pritiski naponi se uvrštavaju sa negativnim predznakom. Ako se radi o nezavarenom detalju konstrukcije, može se računati samo sa maksimalnim rasponom glavnog napona, i to samo u slučaju ako normalni i tangencijalni naponi (izazvani istim skupom opterećenja) variraju simultano, ili ako se ravan maksimalnog glavnog napona ne menja signifikantno tokom opterećivanja.

Raspon graničnog projektnog napona $\Delta\sigma_{Rd}$ se može odrediti direktnom upotrebom parametra toka napona s_m ili na osnovu klase S.

Parametar toka napona s_m se izračunava na osnovu faktora spektra napona k_m koji je definisan u obliku:

$$k_m = \sum_r \left(\frac{\Delta\sigma_r}{\Delta\hat{\sigma}} \right)^{m_W} \cdot \frac{n_r}{N_t}, \quad (6.2)$$

pri čemu je $\Delta\hat{\sigma} = \Delta\sigma_{sd}$.

Norme [234, 236] predviđaju dvanaest klasa S (S02...S9) koje se odnose na dizalicu kao celinu, ali i na njenu noseću konstrukciju (a najčešće i na pogon dizanja). Odgovarajuća klasa S može se odrediti na osnovu:

- preporuka u zavisnosti od namene i vrste rada dizalice (najjednostavniji način, ali predstavlja samo približnu procenu), ili
- klasa Q i U (što je svakako preciznije, ali zahteva poznavanje dodatnih podataka o prosečnom relativnom teretu i o broju radnih ciklusa dizalice tokom veka trajanja).

Pri računanju $\Delta\sigma_{Rd}$, za $m_W = 3$ se vrednost parametra toka napona s_3 usvaja u zavisnosti od klase S noseće konstrukcije dizalice. Ukoliko je $m_W \neq 3$, raspon $\Delta\sigma_{Rd}$ zavisi od klase S i faktora spektra napona k_m . Potrebno je prvo izračunati vrednost k^* , pri čemu faktori k_3 i k_m treba da se baziraju na istom spektru. Pored toga, za $m_W \neq 3$ predviđena je i druga mogućnost pojednostavljenog izračunavanja $\Delta\sigma_{Rd}$ (uz $k^* = 1$, $m_W > 3$ i $s_m < 1$). Pri tom se ostavlja alternativni način određivanja faktora k_m i k_3 na osnovu iskustveno procenjenog spektra.

Kao što se vidi i sa sl. 6.3, karakteristična zamorna čvrstoća $\Delta\sigma_c$ (odn. τ_c) figuriše kako u izrazima za izračunavanje $\Delta\sigma_{Rd}$, tako i u uslovima dokaza zamorne čvrstoće. Detalji konstrukcije su klasifikovani upravo na osnovu $\Delta\sigma_c$ (odn. τ_c) i

dati su u prilogu norme [236], uz odgovarajuće vrednosti m_W . Kroz vrednost karakteristične zamorne čvrstoće su uzeti u obzir efekti:

- lokalnih koncentracija napona od oblika spoja i geometrije zavora,
- veličine i oblika prihvatljivih diskontinuiteta,
- pravca napona,
- zaostalih napona,
- metalurških svojstava i
- (u pojedinim slučajevima) karakteristika procesa zavarivanja i zatim naknadnih postupaka u cilju poboljšanja osobina.

Efekte ostalih geometrijskih (globalnih) koncentracija napona treba obračunati kroz nominalni napon, preko srednjih vrednosti relevantnih faktora koncentracije napona.

I na kraju, dokaz zamorne čvrstoće detalja noseće konstrukcije dizalice se svodi na poređenje vrednosti raspona projektnog napona $\Delta\sigma_{Sd}$ i raspona graničnog projektnog napona $\Delta\sigma_{Rd}$. Ispunjenost uslova $\Delta\sigma_{Sd} \leq \Delta\sigma_{Rd}$ mora se proveriti za svaku pojedinačnu komponentu napona σ_x , σ_y i τ . Sem toga, finalni dokaz mora se sprovesti i za kombinaciju raspona normalnih i tangencijalnih napona.

7

ZAKLJUČAK

Disertacija obrađuje problematiku praktičnog uvođenja opterećenja izazvanih zakošavanjem dizalice u normiranu proceduru zamorne čvrstoće njene noseće konstrukcije. Ključna pitanja iz tretirane oblasti su razmatrana i eksperimentalno potvrđena na primeru mosne dizalice.

Potreba za istraživanjem je argumentovana prvenstveno ilustrativnim pregledom negativnih posledica zakošavanja (razni oblici oštećenja vertikalnih točkova/vodećih rolni, plastične deformacije elemenata, pa čak i kolaps kompletne noseće konstrukcije dizalice), kao i činjenicom da je uticaj zakošavanjem izazvanih opterećenja na zamor nosećih konstrukcija dizalica dosad razmatran u svega par radova.

Fenomen zakošavanja dizalica, kao i problemi teorijsko-eksperimentalnog određivanja sila u interakciji točak – šina, odnosno vodeća rolna – šina su sistematski istraživani 60-ih i 70-ih godina prošlog veka, što je rezultiralo značajnim brojem publikacija. Nakon toga je usledio period „zasićenja”, tako da je interesovanje za istraživanjem ovih pitanja primetno opalo. Međutim, nakon stava u EN da u pojedinim slučajevima sile zakošavanja treba tretirati kao redovna opterećenja relevantna za analizu zamora nosećih konstrukcija dizalica, u disertaciji razmatrana tematska oblast ponovo postaje vrlo aktuelna.

S obzirom na to da nijedna domaća studija ne obrađuje detaljno problematiku zakošavanja, niti zamor nosećih konstrukcija dizalica usled opterećenja u horizon-

talnoj ravni, u radu je dat hronološki pregled dosadašnjih istraživanja, kao i presek aktuelnog stanja u oblasti. Izneti su ključni pojmovi koji odgovaraju predmetu, problemskoj orijentaciji i cilju ove disertacije.

U Glavi 3 zasebnu celinu čini pregled računskih postupaka određivanja sila zakošavanja. Posebna pažnja je posvećena *krutoj metodi* prema standardu [238]. Pažljivom analizom originalne verzije ovog dokumenta na engleskom jeziku, uočene su pojedine nejasne odredbe i relacije u delu koji se odnosi upravo na prethodno pomenutu metodu. Da bi se ukazalo na diskutabilne tačke, sproveden je proračun sila zakošavanja prema *krutoj metodi* na numeričkom primeru mosne dizalice datih parametara. Dobijeni rezultati praćeni su odgovarajućim komentarima, koji su čak pre završetka ove disertacije postali deo nacionalnih napomena u srpskom izdanju SRPS EN 15011. Da bi se otklonila konfuzija u samom opisu, pa i u tumačenju razmatranih i nedovoljno jasno definisanih delova opisa krute metode, poželjno je precizirati iste (u skladu sa komentarima iznetim u potpoglavlju 3.5.7) i u originalnoj engleskoj verziji norme [239].

Analize i dokazi izdržljivosti na zamor se zasnivaju na poznavanju odgovarajućih spektara opterećenja. S obzirom na neistraženost uticaja sila zakošavanja na zamor noseće konstrukcije dizalice, kao i na izrazito stohastički karakter razmatranih opterećenja, značajan napredak u ovoj oblasti može se ostvariti tek nakon obimnih ispitivanja realnih konstrukcija dizalica. Shodno prethodnom, u cilju dobijanja spektara sila zakošavanja, u disertaciji je dat predlog metode praćenja bočnih sila direktno na vertikalnim točkovima mosnih/portalnih dizalica.

Eksperimentalni deo disertacije realizovan je u dve etape. Merenja su obavljena na raspoloživoj električnoj jednogrednoj mosnoj dizalici nosivosti 3,2 t i raspona 8,91 m. U preliminarnoj fazi istraživanja (Eksperiment 1), sile vođenja pri kretanju dizalice praćene su na horizontalnim rolnama (do sada uobičajeno rešenje, koje nažalost menja strukturu sistema bočnog vođenja dizalice). U drugoj etapi (Eksperiment 2) sile zakošavanja merene su direktno na vertikalnim točkovima dizalice (bez promene navedene strukture). U oba slučaja, za potrebe eksperimentane determinacije bočnih opterećenja projektovane su specijalne konstrukcije davača sila. Oslanjajući se na studije iz oblasti zamora konstrukcija vojnih aviona, pored snimanja sila, vršeno je i praćenje poprečnih vibracija na vertikalnim točkovima/vodećim

rolnama u cilju priprema za eventualno korišćenje danas sve češće razmatrane alternativne metode za formiranje sprektara opterećenja.

Iz analize rezultata realizovanih eksperimenata proizilazi sledeće:

1. Oba eksperimenta su pokazala da sa povećanjem mase tereta rastu i vrednosti bočnih sila na vodećim rolnama, odnosno vertikalnim točkovima.
2. U Eksperimentu 1 su izmerene sile vođenja na rolnama koje su i do $\approx 50\%$ veće od odgovarajućih vrednosti dobijenih računski, na osnovu krute metode iz [238]. Generalno, u Eksperimentu 2 su registrovane bočne sile usled poprečnog klizanja točkova do $\approx 30\%$ manje od računskih vrednosti. Proučavanjem stvarnih zbivanja pri kretanju ispitivane dizalice, utvrđeno je da se interakcija venca točka i šine (pa i ceo proces zakošavanja) odvijala manjim intenzitetom i bez izraženijih dinamičkih efekata, nego u slučaju prinudnog vođenja rolnama. Ovo svakako objašnjava i prethodno iznete konstatacije koje se odnose na poređenje rezultata.
3. Način napajanja elektromotornih pogona kretanja ispitivane dizalice je više kvalitativno nego kvantitativno uticao na vrednosti sila zakošavanja.
4. Na osnovu rezultata Eksperimenta 1 ne može se decidno tvrditi da je položaj kolica na mostu uticao na izmerene vrednosti sile vođenja. U Eksperimentu 2 je konstatovan određeni uticaj položaja kolica na izmerene vrednosti bočnih sila.
5. Izraženi skokovi vrednosti sila zakošavanja evidentni su prvenstveno u fazama ubrzanja i kočenja dizalice. U trenucima kočenja izmerena su oko 30...50% veća bočna opterećenja, nego u periodu ubrzanja ili tokom kretanja stacionarnom brzinom. Ovo zapažanje se u konkretnom slučaju objašnjava neusklađenim radom kočnica po stranama mosta, kao i povremenim blokiranjem točkova pri kočenju.
6. Na osnovu snimljenih vremenskih zapisa je zaključeno da se zakošavanje ispitivane dizalice (posmatrano u oba smera kretanja) odvijalo vrlo sličnim tokom. Ovo se može dovesti u vezu sa okolnostima da pri kretanju po relativno kratkoj stazi ne mogu nastupiti raznovrsniji položaji mosta u horizontalnoj ravni. Pored toga, još u fazi pripreme eksperimenta su uočeni

pojedini propusti proizvođača dizalice (netačna izrada i montaža elemenata sklopova točkova), koji su nesumnjivo uticali na dobijene rezultate. Naravno, ukoliko bi postojala mogućnost istovremenog rada pogona kretanja kolica i mosta, promene sile zakošavanja odvijale bi se znatno drugačijim vremenskim tokom.

7. Zapažanja doneta samo na osnovu rezultata prethodno pomenutih eksperimenata ne mogu se u potpunosti prevesti u univerzalne zaključke koji važe za sve konstruktivne izvedbe mosnih dizalica i u najrazličitijim uslovima rada.
8. Pri zakošavanju koje se javlja u prelaznim fazama vožnje dizalice, sredstva za vođenje primaju i komponente bočnih sila koje potiču od ubrzanja/kočenja mosta i/ili kolica. Razdvojeno posmatranje udela ovih komponenti u ukupnoj vrednosti sile zakošavanja pri formiranju odgovarajućih sprektara opterećenja je bilo u datim uslovima (kratka staza) teško izvodivo, a nije neophodno.
9. Praćenje vibracija na točkovima/nosačima vodećih rolni je realizovano mernom opremom koja je kandidatu pri izvođenju eksperimenata bila na raspolaganju. Zbog problema tehničkih, prostornih i materijalnih ograničenja, zapisi simultanog praćenja sila zakošavanja i vibracija nisu mogli biti adekvatno iskorišćeni.
10. Generalno uzevši, eksperimentalna verifikacija predloženih metoda praćenja sila zakošavanja tokom kretanja dizalice je ocenjena pozitivno. Davači bočnih sila su se pokazali pouzdanim i dovoljno osetljivim za predviđenu namenu.

Diskretizacija i klasifikacija parametara eksperimentalno dobijenih vremenskih zapisa sila zakošavanja je sprovedena u softverskom paketu *nCode GlyphWorks*[®]. S obzirom na obim merenja i velik broj prikupljenih zapisa, prikazani su samo odabrani, dovoljno ilustrativni rezultati. Slika ostalih zapisa bila je identična kao u slučaju prezentovanih primera.

Polazišna tačka u koncipiranju ovog istraživanja bila je da se sile zakošavanja u pojedinim slučajevima mogu smatrati redovnim opterećenjima, što znači da se moraju uzeti u obzir pri analizi zamora. Međutim, relevantne evropske norme

uopšte ne razmatraju pitanje kako sile zakošavanja uzeti u obzir pri sprovođenju dokaza zamorne čvrstoće noseće konstrukcije dizalice. Sveobuhvatnije i praktičnije sagledavanje uticaja sila zakošavanja na zamor i vek trajanja noseće konstrukcije dizalice moguće je samo na osnovu spektara opterećenja dobijenih eksperimentalnim putem, npr. na način izloženim u ovom radu. Pre formiranja reprezentativnih spektara moraju se analizirati uticaji vrste dizalice, sistema prinudnog bočnog vođenja, konstruktivne izvedbe noseće konstrukcije i pogona kretanja, težine režima rada dizalice, radnih uslova itd, te po potrebi izvršiti i njihovu klasifikaciju prema relevantnim uticajima.

Navedeno bi bilo osnova za eventualno uvođenje „kataloga” normiranih relativnih spektara sila zakošavanja i pripadajućih faktora njihovih spektara, što bi omogućilo poređenje spektara i razmatranje uticaja sila zakošavanja na zamor noseće konstrukcije još u fazi projektovanja dizalice, bez izvođenja zahtevnih i skupih eksperimenata. Kao jedan od mogućih relevantnih pokazatelja za definisanje kriterijuma na osnovu kojeg se sile zakošavanja u određenom slučaju svrstavaju u redovna opterećenja, predložen je faktor spektra sila zakošavanja. Navedeni „katalog” bi bio osnova za formulisanje alternativnog približnog računskog postupka za uzimanje u obzir uticaja sila zakošavanja na zamornu čvrstoću već u fazi projektovanja (kao što se u normama tretiraju i ostali uticaji na istu).

Kao što se vidi iz algoritama prikazanih u Glavi 6, prevođenjem spektra sila zakošavanja i spektara ostalih redovnih opterećenja u spektre napona za posmatranu tačku preseka detalja noseće konstrukcije, obezbeđeni su neophodni ulazni podaci za sprovođenje dokaza zamorne čvrstoće prema (SRPS) EN 13001-3-1.

Ocenu validnosti predloženog koncepta treba da dâ buduća projektantska praksa. Naravno, kompleksnost razmatranog problema ukazuje na potrebu za daljim istraživanjima koja treba da obuhvate:

- produbljivanje metodološkog pristupa definisanju preciznijih kriterijuma za svrstavanje sila zakošavanja u odgovarajuću kategoriju opterećenja, kao i kompletnijoj analizi zamora nosećih konstrukcija izazvanih opterećenjima u horizontalnoj ravni,

- dalje unapređenje i proširenje predloženih metoda kontinualnog praćenja sila zakošavanja na različitim dizalicama u eksploataciji, što eventualno zahteva delimične modifikacije i poboljšanja konstrukcije predloženih davača sila,
- razvoj novih rešenja za monitoring sila zakošavanja baziranih na savremenoj mernoj tehnici (npr. piezo-davačima, beskontaktnim metodama, praćenju vibracija i sl.) i
- realizaciju serije eksperimenata na većem broju mosnih i portalnih dizalica različitih konstruktivnih izvedbi u cilju dobijanja reprezentativnih spektara opterećenja koji se kasnije mogu sistematizovati u odgovarajuće „kataloge”.

LITERATURA

Napomena: U pojedine izvore Kandidat nije imao neposredan uvid. Ove jedinice literature obeležene su podvučenim imenom/imenima autora.

- [1] Kennedy, A. (1886). *The mechanics of machinery*. London: Macmillan and Co.
- [2] Ernst, A. (1903). *Die Hebezeuge (Erster Band)*. Berlin/Heidelberg: Springer
- [3] Hillbrand, E. (1908). Spurkranzreibung bei Hebezeugen. *Zeitschrift für Elektrotechnik und Maschinenbau*. Vol. 26, Heft 25, pp. ?
- [4] Pape, M. (1910). Über Fahrwiderstände an Laufkranen (Teil 1). *Dinglers polyt. Journal*. Bd. 325, Heft 10, pp. 147-151.
- [5] Pape, M. (1910). Über Fahrwiderstände an Laufkranen (Teil 2). *Dinglers polyt. Journal*. Bd. 325, Heft 11, pp. 169-173.
- [6] Pape, M. (1910). Über Fahrwiderstände an Laufkranen (Teil 3). *Dinglers polyt. Journal*. Bd. 325, Heft 12, pp. 177-180.
- [7] Pape, M. (1910). Über Fahrwiderstände an Laufkranen (Teil 4). *Dinglers polyt. Journal*. Bd. 325, Heft 13, pp. 196-199.
- [8] Pape, M. (1910). Über Fahrwiderstände an Laufkranen (Teil 5). *Dinglers polyt. Journal*. Bd. 325, Heft 14, pp. 216-220.
- [9] Bülz, F. (1913). *Beitrag zur Kenntnis der Spurkranzreibung bei Laufkranen*. Doktorska disertacija. Danzig: Technische Hochschule
- [10] Schubert, B. (1914/1915). Die Theorie des Spurkranzes. *Die Fördertechnik*. Vol. 7, Heft 9/Vol. 8, Heft 3, pp. ?
- [11] Rücker, E. (1929). *Das Ecken der Laufkrane und ihre Spurkranzreibung*. Doktorska disertacija. Berlin: Technische Hochschule
- [12] Wedler, B. (1937). Die neuen Berechnungsgrundlagen für Stahlbauteile von Kranen und Kranbahnen. *Der Stahlbau*. Heft 3, pp. 19-21.
- [13] Wedler, B. (1937). Die neue Ausgabe der Berechnungsgrundlagen für Stahl im Hochbau. *Der Stahlbau*. Heft 20, pp. 156-157.

-
- [14] Klein, L. (1943). Fahrwiderstände der Krane. *Die Fördertechnik*. Vol. 36, Heft 1/Heft 2, pp. ?
- [15] Hüser, K. H. (1954). *Laufstabilität und Fahrwiderstände eines Laufkranes bei verschiedenen Laufrädern*. Doktorska disertacija. Braunschweig: Technische Hochschule
- [16] Hüser, K. H. (1955). Kranlauf und Fahrwiderstände der verschiedenen Laufrad-Arten. *Stahl und Eisen*. Vol. 75, No. 8, pp. 485-499.
- [17] Bell, J. A. (1955). Taper vs. straight tread crane wheels. *Iron and Steel Engineer*. No. 2, pp. ?
- [18] Lüttgerding, H. (1956). Fahrwiderstand von Laufkränen. *Fördern und Heben*. Vol. 6, No. 4, pp. 293-296.
- [19] Балашов, В. П. (1957). Поперечные силы при движении мостовых кранов с центральным приводом механизма передвижения. *Сб. науч. тр. ВНИИПТМАШ*. No. 18, pp. 24-59.
- [20] Балашов, В. П. (1958). *Исследование поперечных сил при движении мостовых кранов*. Disertacija kandidata tehničkih nauka, Москва
- [21] Казак, С. А. (1958). Определение силы сопротивления передвижению тележек и мостов мощных мостовых и колодцевых кранов. *Вестник машиностроения*. Vol. 38, No. 6, pp. 20-22.
- [22] Балашов В. П. (1959). *Раздельный привод в механизмах передвижения мостовых кранов*. Москва: ВНИИПТМАШ
- [23] Асвадуров, Д. С., Балашов, В. П. (1960). Сопротивление движению многоколесных кранов. *Труды ин-та ВНИИПТМАШ*, pp. 53-65.
- [24] Svenson, O., Schweer, W. (1960). Ermittlung der Betriebsbedingungen für Hüttenkrane und Überprüfung der Bemessungsgrundlage. *Stahl und Eisen*. Vol. 80, No. 2, pp. 79-90.
- [25] Scheffler, M. (1963). *Der Gleichlauf von Verladenbrücken mit zentralem und getrenntem Brückenfahrantrieb*. Doktorska disertacija. Dresden: Technische Universität
- [26] Mayer, S. (1964). Seitenkräfte von Brückenkränen mit Einzelantrieb durch Asynchronmotoren. *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 4, Heft 10, pp. 309-311./Heft 11, pp. 333-336.
- [27] Billich, J. (1964). Die Seitenkräfte bei Laufkranfahrwerken. *Fördern und Heben*. Heft 3, pp. 163-172.
- [28] Kos, M. (1964). Horizontalna dodatna opterećenja nosećih konstrukcija dizalica. *Mašinstvo*. No. 11, pp. 255-258.
- [29] Schweer, W. (1964). Beanspruchungskollektive als Bemessungsgrundlage für Hüttenwerkslaufkrane. *Stahl und Eisen*. Vol. 84, No. 3, pp. 138-153.
-

-
- [30] Mertens, P. (1965). Dynamische Seitenkräfte bei Brückenkränen. *Fördern und Heben*. Messe-Sonderausgabe, pp. 245-248.
- [31] Kos, M. (1965). Rezultati istraživanja translacije na dizalicama – otpor vožnje i uticaj oblika točkova. *Mašinstvo*. No. 9, pp. 197-206.
- [32] Kos, M. (1965). O proračunu na pogonsku čvrstoću nosećih konstrukcija dizalica spektrima pogonskih opterećenja. *Mašinstvo*. No. 3, pp. 49-56.
- [33] Faith, S. (1967). Horizontalna pomeranja stubova industrijskih hala i njihov uticaj na vožnju kranova. *Naše građevinarstvo*. No. 9, pp. 192-199.
- [34] Scheffler, M. (1967). Kräfteverteilung und Gleichlauf in Schienenfahrwerken von Kranen. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. Vol. 11, No. 1, pp. 63-83.
- [35] Kos, M. (1967). O pogonskoj čvrstoći i pogonskom dopuštenom naponu na osnovu spektra opterećenja u proračunu mašinskih delova na zamor. *Mašinstvo*. No. 10, pp. 220-228.
- [36] Казак, С. А. (1968). *Динамика мостовых кранов*. Москва: Машиностроение
- [37] Hennies, K. (1969). Seitenkräfte in Brückenkrananlagen infolge Schräglaufs des Kranes. *Stahl und Eisen*. Vol. 89, No. 8, pp. 398-404.
- [38] Scheffler, M., Marquardt, H.-G. (1969). Abhängigkeit der Seitenkräfte an Kranen von der Schrägstellung der Laufradachsen. *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 9, Heft 8, pp. 239-242.
- [39] Конопля, А. С. (1969). *Вопросы силового взаимодействия крановых ходовых колес с рельсами*. Doktorska disertacija.
- [40] Трутень, В. А., Кулаков Ю. Н. (1969). Повышение долговечности ходовых колес мостовых кранов. *Вестник машиностроения*. No. 3, pp. 45-46.
- [41] Гохберг, М. М. (1969). *Металлические конструкции подземно-транспортных машин*. Москва: Машиностроение
- [42] Hannover, H.-O. (1970). *Untersuchung des Fahrverhaltens der Brückenkrane unter Berücksichtigung von Störgrößen*. Doktorska disertacija. Braunschweig: Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik
- [43] Hannover, H.-O. (1970). Horizontalkräfte und Schrägstellungsverlauf an einem Brückenkran in der Beharrungsfahrt. *Stahl und Eisen*. Vol. 90, No. 26, pp. 398-404.
- [44] Hannover, H.-O. (1971). Fahrverhalten von Brückenkränen (Teil 1) – Untersuchung des Einflusses von Störgrößen. *Fördern und Heben*. Vol. 21, No. 13, pp. 767-778.
- [45] Engel, A. (1971). *Ermittlung der Radlasten und Führungskräfte schwerer Hüttenwerkskrane und deren Einfluß auf die Beanspruchung des Kranbahnträgers*. Doktorska disertacija. München: Technische Universität
-

-
- [46] Hannover, H.-O. (1972). Fahrverhalten von Brückenkränen (Teil 2) – Fahrverhalten mit Störgrößen: Theorie, Versuchsergebnisse, Toleranzen. *Fördern und Heben*. Vol. 22, No. 5, pp. 249-256.
- [47] Feldmann, J. (1972). *Bestimmung des horizontalen Kräftesystems am Brückenkran unter Berücksichtigung der Elastizität und der Fahrwiderstände*. Doktorska disertacija. Braunschweig: Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik
- [48] Kos, M. (1973). Auslegung von Laufkränen – Einfluß von Schienenneigungsfehlern auf die Laufradberührung. *Fördern und Heben*. Vol. 23, No. 6, pp. 319-324.
- [49] Töpfer, B. (1973). *Die Fahrriechungskorrektur bei schräglaufenden Brückenkränen – ein Beitrag zur Ermittlung der Horizontalkräfte unter Berücksichtigung der Elastizitäten von Kran und Kranbahn*. Doktorska disertacija. Stuttgart: Technische Universität
- [50] Kurth, F. (1973). Betriebsfestigkeit im Kranbau. *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 13, No. 9, pp. 260-265.
- [51] Kogan, I. (1973). Zur Betriebsfestigkeit der Stahltragwerke von Kranen. *dhf*. No. 12, pp. 37-40.
- [52] Hannover, H.-O. (1974). *Fahrverhalten von Kranen – Ein ABC der Spurführungsmechanik*. Düsseldorf: VDI-Verlag
- [53] Sobolev, V. M. (1975). Prospects of using conical running wheels in bridge cranes. *Metallurgist*, Vol. 19, No. 7, pp. 525-526.
- [54] Goesmann, H. (1975). *Untersuchung des Kräftesystems am Brückenkran beim Durchlaufen von horizontalen Schienenknicken und Schienenabsätzen*. Doktorska disertacija. Braunschweig: Technische Universität
- [55] Pajer, G. (1976). Bemerkungen zum Berechnungsverfahren der Kräfte aus Schräglauf der Brückenkrane nach DIN 15018 Blatt 1. *dhf*. No. 10, pp. 41-49.
- [56] Marquardt, H.-G. (1976). *Horizontalkräfte an Brückenkränen während der gleichförmigen Fahrbewegung unter Beachtung des stochastischen Charakters einiger Einflußgrößen*. Doktorska disertacija. Dresden: Fakultät für Maschinenwesen
- [57] Ostrić, D. (1976). *Prilog određivanju bočnih reakcija kod mosnih dizalica*. Doktorska disertacija. Beograd: Mašinski fakultet
- [58] Ostrić, D. (1976). Opterećenje mosta mosne dizalice sa odvojenim pogonom u stanju zakošenja pri ubrzanju. *Mašinstvo*. No. 12, pp. 3-7.
- [59] Heine, P. (1976). Ein Beitrag zur Ermittlung der Kräfte bei Kranschräglauf. *Fördern und Heben*. Vol. 26, No. 7, pp. 749-751.
- [60] Röder, A. (1976). Montagefehler an Kranlaufrädern und Vorstellungen zu ihrer Beseitigung. *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 16, No. 2, pp. 35-38.
-

-
- [61] Hannover, H.-O. (1976). Fahrverhalten und Kräfte aus Schräglauf bei Kranen mit dreieckiger Stützfläche. *Fördern und Heben*. Vol. 26, No. 4, pp. 357-360.
- [62] Köppe, U. (1976). Meßtechnische und rechnerische Methoden zur Ermitteln von Beanspruchungskollektiven. *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 16, No. 8, pp. 230-232.
- [63] Wächter, K., Richter, B., Schulze, E. (1976). Ermitteln von Beanspruchungskollektiven. *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 16, No. 8, pp. 226-229.
- [64] Seebacher, G. (1977). Schräglaufmessungen an einem Portalkran. *Fördern und Heben*. Vol. 27, No. 6, pp. 581-584.
- [65] Ostrić, D. (1977). Opterećenje mosta mosne dizalice sa odvojenim pogonom u stanju zakošenja pri kočenju. *Mašinstvo*. No. 4, pp. 10-13.
- [66] Marquardt, H.-G. (1977). Einfluß der Fahrbewegung auf die Horizontalkräfte an Brückenkränen. *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 17, No. 7, pp. 196-203.
- [67] Kulcsár, B. (1977). *Daruk mozgáshibái*. Budapest: Budapesti Műszaki Egyetem Továbbképző Intézete
- [68] Scheffler, M., Marquardt, H.-G. (1978). Horizontalkräfte an schienenfahrbaren Kranen (Teil 1). *dhf*. No. 2, pp. 41-44.
- [69] Scheffler, M., Marquardt, H.-G. (1978). Horizontalkräfte an schienenfahrbaren Kranen (Teil 2). *dhf*. No. 3, pp. 51-54.
- [70] Allianz Versicherungs-AG Berlin/München (1978). *Handbook of loss prevention*. Berlin/Heidelberg/New York: Springer Verlag
- [71] Ostrić, D. (1979). Opterećenje horizontalnih točkova mosne dizalice kod pogona sa jedne strane. *Mašinstvo*. No. 6, pp. 18-22.
- [72] Pajer, G. (1979). Auswertung der gemessenen Seitenkräfte an einem Brückenkrane mit Rollenführung. *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 19, No. 2, pp. 43-47.
- [73] Pajer, G. (1979). Bemerkungen zu den Kräften aus Schräglauf der Brückenkrane nach TGL 13470 und TGL 13471 bei Rollenführung. *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 19, No. 3, pp. 73-77.
- [74] Krettek, O. (1979). Kraftschluß zwischen Kranrad und Schiene unter besonderer Berücksichtigung des Laufflächenverschleißes. *Fördern und Heben*. Vol. 29, No. 5, pp. 459-466.
- [75] Schlemminger, K. (1979). Meßtechnische Untersuchungen an einem Hüttenkrane. *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 19, No. 4, pp. 100-102.
- [76] Kogan, I. (1979). Nachweis der Betriebsfestigkeit für Krantragwerke. *Fördern und Heben*. Vol. 29, No. 9, pp. 721-725.
- [77] Hannover, H.-O. (1980). Zur Sicherheit und Zuverlässigkeit von Krantragwerken. *Fördern und Heben*. Vol. 30, No. 9, pp. 801-806.
-

- [78] Stosnach, K. (1980). *Spurführungskräfte an Schienenfahrwerken von Portalcranen Überlegungen zur Ergänzung des genormten Berechnungsverfahrens*. Doktorska disertacija. Braunschweig: Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik
- [79] Thelen, G., Rössiger, R. (1980). Gedanken zur Einführung des Betriebsfestigkeitsnachweises in die Stahlbau – Bemessungsvorschriften der Fördertechnik (Teil 1). *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 20, No. 1, pp. 4-7.
- [80] Köppe, U. (1980). Rechnerisches Ermitteln von Beanspruchungskollektiven. *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 20, No. 2, pp. 41-44.
- [81] Pajer, G. (1981). Zum Einfluß waagerechter Kranbahnschienenknicke auf die Seitenführungskräfte von Brückenkranen. *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 21, No. 10, pp. 304-308.
- [82] Ricker, D. T. (1982). Tips for avoiding crane runway problems. *Engineering Journal*. Vol. 19, No. 4, pp. 181–205.
- [83] Csellár, Ö. (1982). *Magasépítési acélszerkezetek*. Budapest: Műszaki Könyvkiadó
- [84] Neugebauer, R. (1983). Zur Fahrmechanik nichtidealer Brückenkranen (Erfahrung, Forschung, Normung). *Der Stahlbau*. No. 6, pp. 173-179.
- [85] Hesse, W. (1983). *Verschleißverhalten des Laufrad – Schiene – Systems fördertechnischer Anlagen*. Doktorska disertacija. Bochum: Fakultät für Maschinenbau
- [86] Šostakov, R. (1983). *Prilog dimenzionisanju elemenata mosne dizalice na osnovu pogonske čvrstoće*. Magistarska teza. Novi Sad: Fakultet tehničkih nauka
- [87] Вершинский, А. В., Гохберг, М. М., Семенов, В. П. (1984). *Строительная механика и металлические конструкции*. Ленинград: Машиностроение
- [88] Sváb, J. (1985). Probleme der zeitgemässen Bemessung von fördertechnischen Maschinen. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. Vol. 29, No. 1-3, pp. 177-183.
- [89] Thelen, G., Warkenthin, W., Rössiger, R. (1985). Überarbeitung der Berechnungsvorschriften für Stahltragwerke der Fördertechnik. *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 25, No. 11, pp. 336-342.
- [90] Александров, М. П., Колобов, Л. Н., Лобов Н. А. et al. (1986). *Грузоподъемные машины*. Москва: Машиностроение
- [91] Kurth, F. (1986). *Stahlbau 2*. Berlin: VEB Verlag Technik
- [92] Buxbaum, O. (1986). *Betriebsfestigkeit*. Düsseldorf: Verlag Stahleisen
- [93] Pasternak, H. (1987). Ein probabilistisches Modell der Seitenbelastung von Kranbahnen. *Stahlbau*. No. 3, pp. 70-78.

-
- [94] Ma, D. Z. (1987). *Ein ebenes elastokinetisches Modell des nichtidealen Brückenkrans zur Berechnung der Fahrmechanischen Größen beim Übergang vom ungeführten zum geführten instationären Kranlauf*. Doktorska disertacija. Darmstadt: Technische Hochschule
- [95] Muntel, B. C. (1987). *Querkraft-Schlupf-Funktionen einer realen Brückenkrananlage unter Variation der Parameter*. Doktorska disertacija. Braunschweig: Technische Universität
- [96] Лобов, Н. А. (1987). *Динамика грузоподъемных кранов*. Москва: Машиностроение
- [97] König, U. et al. (1987). *Leichtbau-Handbuch. Band 5: Festigkeitsversuche*. Dresden: JfL
- [98] Ma, D. Z. (1988). Zur Elastokinetik fahrender nichtidealer Brückenkrane. *Stahlbau*. Vol. 57, Heft 2, pp. 51-57.
- [99] Warkenthin, W. (1988). Statistische Untersuchungen zur Reibung zwischen Rad und Schiene. *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 28, No. 9, pp. 260-263.
- [100] Abel, F. (1988). *Lasergestützte Untersuchungen der Spurführungsdynamik von Brückenkranen zur Bestimmung von praxisherechten Schräglaufkollektiven*. Doktorska disertacija. Bochum: Ruhr-Universität
- [101] Müller, U. (1988). *Senkung der Instandhaltungskosten von Krananlagen durch betriebsgerechte Auslegung*. Luxemburg: Kommission der Europäischen Gemeinschaften
- [102] Гохберг, М. М. et al. (1988). *Справочник по кранам (Том 1)*. Москва: Машиностроение
- [103] Babin, N., Mijajlović, R., Šostakov, R. (1988). Koncept pogonske čvrstoće u zakonskoj regulativi dizaličko-transportnih mašina u SFRJ. U: *Deseti naučno-stručni skup o transportnim procesima u industriji (zbornik radova)*. Beograd: SMEITS
- [104] Thormann, D., Stein, R. (1989). Kräfte aus Schräglauf bei Kranen. *Fördern und Heben*. Vol. 39, No. 12, pp. 989-994.
- [105] Stein, R. (1989). *Einfluß von Beschaffenheit und Zustand der Schienen und Räder auf die Querkraft-Querschlupf-Funktion bei Kranen*. Doktorska disertacija. Braunschweig: Technische Universität
- [106] Schmidt, P. (1989). *Ein einfaches Modell für die formschlüssige und die geregelte formschlupffreie Führung von Brückenkranen*. Doktorska disertacija. Darmstadt: Technische Hochschule
- [107] Sokolov, L. I. (1989). Accidental collapse of the metal structures of gantry cranes. *Metallurgist*. Vol. 33, No. 1, pp. 21-23.
- [108] Pajer, G., Scheffler, M., Gräbner, P., Adam, G., Kurth, F. (1989). *Unstetigförderer 1*. Berlin: Technik
-

-
- [109] Engelbrecht, S. W. H. (1989). *The Measurement of Vertical and Lateral Forces on Electric Overhead Cranes During Operation*. Master rad. Johannesburg: Faculty of Engineering
- [110] Казак, С. А. et al. (1989). *Курсовое проектирование грузоподъемных машин*. Москва: Высшая школа
- [111] Дудко, Г. Д., Колчинский, Ю. Л. (1990). *Монтаж мостовых кранов-перегрузателей*. Москва: Стройиздат
- [112] Sting, M. (1990). *Zu den Kraftschluß-Schlupf-Zusammenhängen von Kranrad-Schiene-Systemen mit Längs- und Querschluß als Grundlage fahrmechanischer Modelle*. Doktorska disertacija. Darmstadt: Technische Hochschule
- [113] Schmidt, P. (1991). Formschlußfreie Führung von Kranen. *Fördern und Heben*. Vol. 41, No. 4, pp. 313-315.
- [114] Sanders, D. (1991). *Rechnerisches Modell und vergleichende experimentelle Untersuchung zur spurgeregelten Fahrt des Brückenkranes*. Doktorska disertacija. Darmstadt: Technische Hochschule
- [115] Sanders, D. (1992). Theoretische und experimentelle Untersuchung zur spurgeregelten Fahrt des Brückenkranes. *Stahlbau*. Vol. 61, Heft 6, pp. 165-172.
- [116] Marinković, Z. (1993). *Verovatnosno-statistički model proračuna veka trajanja elemenata pogonskih mehanizama dizalica*. Doktorska disertacija. Niš: Mašinski fakultet
- [117] Scheffler, M. (1994). *Grundlagen der Fördertechnik – Elemente und Triebwerke*. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg
- [118] Sanders, D. (1994). Spurführungskräfte von Brückenkranen, elektrische Kopplung der Fahrtriebe. *Stahlbau*. Vol. 63, Heft 4, pp. 105-111.
- [119] Matysiak, A. (1994). *Budownictwo stalowe*. Warszawa/Poznan: Wydawnictwo Naukowe PWN
- [120] Nowak, A. (1995). *Modelowanie dynamiki jazdy suwnicy pomostowej przy uwzględnieniu zjawiska odbicia*. Gliwice: Politechnika Śląska
- [121] Sanders, D. (1996). Einfache Berechnung der Schräglaufrkräfte. *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 36, No. 3, pp. 74-75.
- [122] Sanders, D. (1996). Schräglaufrkräfte nichtstarrer Krane. *Stahlbau*. Vol. 65, Heft 8, pp. 276-284.
- [123] Grinberg, E. I. (1996). Increase in operating reliability of electric traveling cranes. *Metallurgist*. Vol. 40, No. 5-6, pp. 105.
- [124] Zrnić, N. (1996). *Prilog identifikaciji dinamičkog ponašanja ramne dizalice pri njenom kretanju*. Magistarska teza. Beograd: Mašinski fakultet
- [125] Schütz, W. (1996). A history of fatigue. *Engineering Fracture Mechanics*. Vol. 54, No. 2, pp. 263-300.
-

-
- [126] Scheffler, M., Feyrer, K., Matthias, K. (1998). *Fördermaschinen (Hebezeuge, Aufzüge, Flurförderzeuge)*, Braunschweig: Vieweg
- [127] Ostrić, D. (1998). *Dinamika mosnih dizalica*. Beograd: Mašinski fakultet
- [128] Кузнецов, В. В. et al. (1998). *Справочник проектировщика. Металлические конструкции (Том 2)*. Москва: Издательство АСВ
- [129] Gartsman, S. D., Gorbulinskii, B. T., Zhukov, A. A., et al. (1998). Improving the durability of elements of overhead-traveling cranes and underlying structures by reducing dynamic loads. *Metallurgist*. Vol. 42, No. 2, pp. 73-75.
- [130] Kopnov, V. A. (1999). Fatigue life prediction of the metalwork of a travelling gantry crane. *Engineering Failure Analysis*. No. 6, pp. 131-141.
- [131] Warkenthin, W. (1999). *Tragwerke der Fördertechnik 1 - Grundlagen der Bemessung*. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg
- [132] Obretinow, R., Wagner, G. (2000). Die Europäische Krannorm (EN 13 001) – Verbindung zu den Eurocodes und grundlegende Änderungen gegenüber DIN 15 018. *Stahlbau*. Vol. 69, Heft 4, pp. 218-227.
- [133] Sedlacek, G., Schneider, R. (2000). Neue europäische Regelwerke für die Bemessung von Kranbahnträgern. *Stahlbau*. Vol. 69, Heft 4, pp. 236-250.
- [134] Bahlke, K., Lange, J., Strohbach, H. (2000). Krane der MAN im Spiel mit Kranbahn und Zeit. *Stahlbau*. Vol. 69, Heft 4, pp. 326-332.
- [135] Davis, J. J. (2000). Not accepting crane wheel flange failures. *AISE Steel Technology*. Vol. 77, No. 9, pp. 56-59.
- [136] Klee, S., Seeger, T. (2001). Entwicklungen zum Betriebsfestigkeitsnachweis im Stahlbau. *Stahlbau*. Vol. 70, Heft 9, pp. 675-684.
- [137] Meister, J., Reichwald, R. (2002). Überlegungen zum Nachweis der Gebrauchstauglichkeit von Kranbahnen und Kranbahnunterstützungen (Teil 1). *Stahlbau*. Vol. 71, Heft 3, pp. 212-220.
- [138] Meister, J., Reichwald, R. (2002). Überlegungen zum Nachweis der Gebrauchstauglichkeit von Kranbahnen und Kranbahnunterstützungen (Fortsetzung aus Heft 3/2002 und Schluß). *Stahlbau*. Vol. 71, Heft 4, pp. 263-270.
- [139] Fransoa, D. (2002). Preporuke za terminologiju i nomenklaturu u oblasti integriteta konstrukcija. *Integritet i vek konstrukcija*. No. 1-2, pp. 55-68.
- [140] Warkenthin, W. (2002). Schräglaufrkräfte bei Kranen – Was ist zu beachten? *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 42, No. 11, pp. 558-560.
- [141] Лобов, Н. А. (2003). *Динамика передвижения кранов по рельсовому пути*. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана
-

- [142] Wagner, G., Scholten, J., Haensel, H. (2003). Neu Möglichkeiten im Festigkeitsnachweis – die zukünftige Krannorm EN 13001. U: *11. Internationale Kranfachtagung: „Krane – Einsatzerfahrungen und Entwicklungstendenzen“*. Dresden: TU Dresden, pp. 1-22.
Preuzeto sa: https://www.baumaschine.de/baumaschine/fachtagungen_mehr.html?p=entwicklung-konstruktion/internationale-kranfachtagung_dateien/&m=Entwicklung+Konstruktion
Datum pristupa: 01. 02. 2016.
- [143] Schijve, J. (2003). Fatigue of structures and materials in the 20th century and the state of the art. *International Journal of Fatigue*. Vol. 25, pp. 679-702.
- [144] Haibach, E. (2003). *FKM-Guideline – Analytical Strength Assessment of Components in Mechanical Engineering*. Frankfurt am Main: VDMA Verlag
- [145] Котельников, В. С., Шишков, Н. А. (2004). *Аварийность и травматизм при эксплуатации грузоподъемных кранов*. Москва: Федеральное государственное унитарное предприятие Научно-технический центр по безопасности в промышленности Госгортехнадзора России
- [146] Bunzel, L., Grüger, Ch., Warkenthin, W. (2004). Wie lässt sich das Fahrverhalten bewerten? *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 44, No. 6, pp. 356-358.
- [147] Baumann, W. (2004). Messtechnik zur Krananlagen-Prüfung. *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 44, No. 5, pp. 256-259.
- [148] Kunze, G. (2005). Methode zur Bestimmung von Normlastkollektiven für Bau- und Fördermaschinen. pp. 1-10.
Preuzeto sa: <https://www.baumaschine.de>
Datum pristupa: 01. 02. 2016.
- [149] Musílek, J., Vraný, T. (2005). Zatížení jeřábové dráhy způsobené přičením mostového jeřábu. *Stavební obzor*. Vol. 14, No. 5, pp. 129-134.
Preuzeto sa: <http://www.profesis.cz/files//dokumpdf/sobzor/so052005.pdf>
Datum pristupa: 10. 10. 2016.
- [150] Ostrić, D., Tošić, S. (2005). *Dizalice*. Beograd: Mašinski fakultet
- [151] Соколов, С. А. (2005). *Металлические конструкции подземно-транспортных машин*. Санкт-Петербург: Политехника
- [152] Seeßelberg, Ch. (2005). Zum Entwurf von Kranbahnträgern für Laufkrane, *FRILO – Magazin*. pp. 20-30.
Preuzeto sa: <http://www.frilo.eu/de/service/publikationen/frilo-magazin.html>
Datum pristupa: 14. 05. 2015.
- [153] Bigoš, P, Burák, J. (2005). Teoreticko-experimentálny model priečenia mostového žeriava. *Acta Mechanica Slovaca*. No. 4, pp. 13-24.
- [154] Haibach, E. (2006). *Betriebsfestigkeit – Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung*. Berlin/Heidelberg: Springer Verlag

- [155] Feldhaus, K. (2006). Kranschienen und deren Befestigungen und erforderliche Toleranzen. U: 14. *Internationale Kranfachtagung: „Krane – Einsatz-erfahrungen und Entwicklungstendenzen“*. Dresden: TU Dresden, pp. 63-76.
Preuzeto sa:
https://www.baumaschine.de/baumaschine/fachtagungen_mehr.html?p=entwicklung-konstruktion/internationale-kranfachtagung_dateien/&m=Entwicklung+Konstruktion
Datum pristupa: 01. 02. 2016.
- [156] Єрмак, Є. М., Калінін, П. М. (2006). Параметри оптимального регулювання протиперекосних стабілізаторів для мостових кранів. *Металеві конструкції*. Vol. 11, No. 3, pp. 161-169.
- [157] Kuhr, T., Strohbach, H. (2006). Die Lösung von Ermüdungsfragen am Beispiel eines Prozeßkranes in der Stahlindustrie. *Stahlbau*. Vol. 75, Heft 11, pp. 925-929.
- [158] Feldhaus, K. (2006). Welche Schienenarten und -befestigungen sind geeignet? *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 46, No. 7-8, pp. 366-368.
- [159] Krahwinkel, M. (2006). Schräglaufrkräfte großer Containerkrane mit Schwingenfahrwerken. *Stahlbau*. Vol. 75, Heft 4, pp. 257-263.
- [160] Котельников, В. С., Жуков, В. Г., Липатов, А. С., et al. (2006). *Рекомендации по экспертному обследованию грузоподъемных кранов мостового типа*. Москва: ОАО НТЦ «Промышленная безопасность»
- [161] Balageas, D. (2006). Introduction to Structural Health Monitoring. U: Balageas, D., Fritzen, C. P., Güemes, A. (eds.), *Structural Health Monitoring*. London: ISTE, pp. 13-39.
- [162] Bošnjak, S., Petković, Z., Gašić, V., Zrnić, N. (2006). Pretovarni mostovi sa elevatorima – Deo 1: Identifikacija opterećenja, proračun strukture i zakošavanje. *Tehnika – Mašinstvo*. Vol. 55, No. 6, pp. 1-8.
- [163] Bošnjak, S., Petković, Z., Gašić, V., Zrnić, N. (2007). Pretovarni mostovi sa elevatorima – Deo 2: Konstruktiono rešenje, tehnologija i proračun rekonstruisane strukture. *Tehnika – Mašinstvo*. Vol. 56, No. 1, pp. 7-13.
- [164] Sonsino, C. M. (2007). Fatigue testing under variable amplitude loading. *International Journal of Fatigue*. Vol. 29, pp. 1080-1089.
- [165] de Lange, J. H. (2007). *An experimental investigation into the behaviour of a 5 ton electric overhead travelling crane and its supporting structure*. Master rad. Stellenbosch: University of Stellenbosch
- [166] McKenzie, K. A. (2007). *The numerical simulation of wheel loads on an electric overhead travelling crane*. Master rad. Stellenbosch: University of Stellenbosch
- [167] Pápai, F. (2007). *Építő és anyagmozgató gépek teherviselő elemeinek szerkezeti diagnosztikája a kísérleti modális elemzés alkalmazásával*. Doktorska disertacija. Budapest: Budapesti Műszaki Egyetem

- [168] Šostakov, R. (2007). *Dinamički model kao osnova za proračun elemenata mehanizma pogona dizanja dizalice prema konceptu pogonske čvrstoće*. Doktorska disertacija. Novi Sad: Fakultet tehničkih nauka
- [169] Viiala, O. (2008). *Development of the guide roller system of a portal gantry crane*. Bečelor rad. Lappeenranta: Faculty of Technology
- [170] Musílek, J. (2008). *Příčné horizontální síly mezi mostovým jeřábem a jeřábovou drahou*. Doktorska disertacija. Praha: ČVUT Fakulta stavební
- [171] Davis, G. (2008). Diagnosing bridge crane tracking problems. *Industrial Lift & Hoist*. July–August, pp. ?.
- [172] Burák, J. (2008). Eliminácia priečenia mostového žeriava pomocou tenzovmetrie. *Zdvihací zařízení v teorii a praxi*, No. 2, pp. 5-8.
Preuzeto sa: <http://www.342.vsb.cz/zdvihacizarizeni/>
Datum pristupa: 12. 11. 2015.
- [173] Максименко, А., Антипенко, Г., Лягушев, Г. (2008). *Диагностика строительных, дорожных и подземно-транспортных машин*. Санкт–Петербург: БХВ–Петербург
- [174] Sonsino, C. M. (2008). Betriebsfestigkeit – Eine einföhrung in die Begriffe und ausgewählte Bemessungsgrundlagen. *MP Material Testing*. Vol. 50, No. 1-2, pp. 77-90.
- [175] Křemen, T., Koska, B., Pospíšil, J., et al. (2008). Checking of crane rails by terrestrial laser scanning technology. U: Zbornik radova sa „13th FIG Symposium on Deformation Measurement and Analysis. 4th IAG Symposium on Geodesy for Geotechnical and Structural Engineering”. Lisbon: LNEC, pp. ?
- [176] Bryś, H., Ćmielewski, K., Kowalski, K. (2009). Control measurements of geometry at location of crane carriage wheels: tolerance – method of measurements – instrumentarium. *Reports on Geodesy*. No. 2/87, pp. 47-55.
- [177] Boller, Ch. (2009). Structural Health Monitoring – An introduction and definitions. U: Boller, Ch., Chang, K. F., Fujino, Y. (eds.), *Encyclopedia of Structural Health Monitoring*. Chichester: John Wiley & Sons, pp. 3-25.
- [178] Seeßelberg, Ch. (2009). *Kranbahnen – Bemessung und konstruktive Gestaltung*. Berlin: Bauwerk Verlag
- [179] Milman, R., Hoppel, Ch. (2009). Fixed vs. floating rail arrangements. *Iron & Steel Technology*. No. 6, pp. 68-73.
- [180] Lalanne, C. (2009). *Fatigue Damage*. London/Hoboken: ISTE/John Wiley & Sons
- [181] Lalanne, C. (2009). *Specification Development*. London/Hoboken: ISTE/John Wiley & Sons
- [182] Buđevac, D. (2009). *Metalne konstrukcije u zgradarstvu*. Beograd: Građevinska knjiga

- [183] Sedzik, L., Noack, V. (2009). Einsatzverfahren mit Elektronischen Spurkränzen. U: *17. Internationale Kranfachtagung: „Krane – wirtschaftliche Aspekte und Entwicklungstendenzen“*. Dresden: TU Dresden, pp. 107-118.
Preuzeto sa: https://www.baumaschine.de/baumaschine/fachtagungen_mehr.html?p=entwicklung-konstruktion/internationale-kranfachtagung_dateien/&m=Entwicklung+Konstruktion
Datum pristupa: 01. 02. 2016.
- [184] Mitrović N., Kostić V., Petronijević M., Jeftenić B. (2010). Practical implementation of load sharing and anti skew controllers for wide span gantry crane drives. *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering*. Vol. 56, No. 3, pp. 207-216.
- [185] Mitrovic, N., Kostic, V., Petronijevic, M., Jeftenic, B. (2010). Practical implementation of multi-motor drives for wide span gantry cranes. *Iranian Journal of Science & Technology, Transaction B: Engineering*. Vol. 34, No. B6, pp. 649-654.
- [186] Кузнецов, Е. С. (2010). Обоснование необходимости рихтовки рельсовых путей кранов мостового типа, *Журнал ВСЕ КРАНЫ*. No. 3/33, pp. 22-25.
- [187] Vukojević, N., Vukojević, D., Hadžikadunić, F. (2010). Analiza odstupanja mjera kranskih staza kao uzrok loših radnih svojstava dizalica. U: *Zbornik radova sa „The 1st Conference Održavanje – Maintenance 2010“*. Zenica: Mašinski fakultet Univerziteta u Zenici, pp. 159-166.
- [188] Sap'yanov, V. Yu., Bondarchuk, D. A. (2010). Influence of skew loads on the stress-strain state of the metal framework in a 100-t crane. *Russian Engineering Research*. Vol. 30, No. 10, pp. 999-1000.
- [189] Thoß, R. (2011). Steuerbare Einwirkungen auf Kranbahnen. *Stahlbau*. Vol. 80, Heft 1, pp. 39-45.
- [190] Щёткин, Р. В. (2011). Характерные дефекты концевых балок опорных мостовых кранов и методы их устранения при ремонте и модернизации. *Вестник ПГТУ*. No. 1, pp. 107-118.
- [191] Sonsino, C. M. (2011). Spectrum loading effects on structural durability of components. *Integritet i vek konstrukcija*. Vol. 11, No. 3, pp. 157-171.
- [192] Hrabovský, L. (2012). Síly přičení podvěsných jeřábů určované dle ČSN EN 15011. *Zdvihací zařízení v teorii a praxi*. No. 1, pp. 31-40.
Preuzeto sa: <http://www.342.vsb.cz/zdvihacizarizeni/>
Datum pristupa: 12. 11. 2015.
- [193] Köhler, M., Jenne, S., Pötter, K., Zenner, H. (2012). *Zählverfahren und Lastannahme in der Betriebsfestigkeit*. Berlin/Heidelberg: Springer Verlag
- [194] Слободяник, В. А. (2012). Исследование причин неустойчивого движения колес козлового крана Г/П 2Х180 т. *Машинобудування – Збірник наукових праць*. No. 10, pp. 48-57.

- [195] Mitrovic, N., Petronijevic, M., Kostic, V., Jeftenic, B. (2012). Electrical drives for crane application. U: Gokcek, M. (Ed.). *Mechanical Engineering*. pp. 131-156.
Preuzeto sa: <https://www.intechopen.com/books/mechanical-engineering/electrical-drives-for-crane-application>
Datum pristupa: 13. 12. 2015.
- [196] Lee Y.-L., Barkey M., Kang H.-T. (2012). *Metal Fatigue Analysis Handbook*. London: Elsevier
- [197] Лебедев, В. А. (2013). Расчет перекоса металлической конструкции козлового крана. U: *Современное машиностроение. Наука и образование – материалы 3-й Международной научно-практической конференции*. Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, pp. 975-981.
Preuzeto sa: http://www.mmf.spbstu.ru/mese/2013/mese_2013.html
Datum pristupa: 14. 12. 2016.
- [198] Лебедев, В. А., Соколов, С. А. (2013). Исследование перекосов металлических конструкций кранов мостового типа. *Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета*, 2(171), pp. 171-176
- [199] Спицына, Д. Н., Юрин, А. Н. (2013). Влияние неточности укладки путей на уровень нагрузок, действующих на мостовые краны. *Машиностроение*, No. 8, pp. 20-29.
- [200] Прокофьев, Б. И., Попов, М. Ю. (2013). *Крановые сооружения*. Томск: Издательство ТГАСУ
- [201] Kanov, G. (2013). History of cranebuilding and crane household until now.
Dostupno na: <http://www.metaljournal.com.ua/History-of-cranebuilding-and-crane-household-until-now/>
Datum pristupa: 18. 10. 2016.
- [202] Eiwani, Ch., Fischl, A., Bucak, Ö., Seeßelberg, Ch. (2013). Beanspruchungskollektive von Turmdrehkränen. *Stahlbau*. Vol. 82, Heft 4, pp. 264-269.
- [203] Feldmann, M., Eichler, B., Schaffrath, S., Stötzel, J. (2013). Ermüdungsfestigkeitsnachweise für den Kranbau nach verschiedenen Regelwerken. *Stahlbau*. Vol. 82, Heft 4, pp. 250-263.
- [204] Чернова, Н. М., Кобзев, Р. А. (2013). Определение нагрузок на металлические конструкции козловых кранов от действия перекосных усилий при проектировании. *Известия Тульского государственного университета - Технические науки*. No. 5, pp. 77-83.
Preuzeto sa: <https://tidings.tsu.tula.ru>
Datum pristupa: 02. 01. 2017.
- [205] Żmuda, J. (2013). *Konstrukcje wsporcze dźwignic*. Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN

- [206] Qi, K., Wang, W., Wang, X. et al. (2013). Safety assessment and fatigue life analysis of aged crane structures. U: *13th International Conference on Fracture ICF-13 (Proceedings)*. Beijing: International Congress on Fracture, pp. 4648-4652.
- [207] Thoß, R. (2013). Einseitiger Spurkranz- und Schienenverschleiß am Brückenkran – Häufig anzutreffen – der Versuch einer Erklärung. *Hebezeuge und Fördermittel*. Vol. 53, No. 5, pp. 246-248.
- [208] Alămoreanu, M. (2013). Procena raspoloživih resursa nosećih konstrukcija dizaličnih mašina za vreme eksploatacije. *IMK-14 – Istraživanje i razvoj u teškoj mašogradnji*. Vol. 19, No. 2, pp. SR39-SR44.
- [209] Fendrich, L., Fengler, W. (2013). *Handbuch Eisenbahninfrastruktur*. Berlin/Heidelberg: Springer Vieweg
- [210] Lalanne, C. (2014). *Random Vibrations*. London/Hoboken: ISTE/John Wiley & Sons
- [211] Луцько, Т. В., Баркалов, М. О. (2014). Дослідження напружено – деформованого стану козлових кранів з різними видами опор при перекосі мосту. *Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Серия: Подвѣмно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование*. Vol. 79, pp. 201-207.
- [212] Bucas, S., Rumelhart, P., Gayton, N., Chateauneuf, A. (2014). A global procedure for the time-dependent reliability assessment of crane structural members. *Engineering Failure Analysis*. Vol. 42, pp. 143-156.
- [213] Коваленко, В. О., Павкін, Р. А., Редька, Є. С. (2015). Дослідження експлуатаційної надійної роботи системи "ходове колесо – підкранова рейка". *Машино-будування*. No. 15, pp. 28-38.
- [214] Степин, Д., Соколов, М., Коломоец, А. (2015). Характерные дефекты металлоконструкций мостовых кранов. *ТехНАДЗОР*. Vol. 108, No. 11, pp. 72-73.
- [215] Zolina, T. V. (2015). Skewed crane movement as a cause of defect accumulation and damages of bearing frame structures of industrial building. *Scientific Herald of the Voronezh State University of Architecture & Civil Engineering*. Vol. 28, No. 4, pp. 7-15.
- [216] Iancu, C., Vilceanu, F. (2015). A Method of Calculus of Residual Lifetime for Lifting Installation. *American Journal of Mechanical Engineering*. Vol. 3, No. 4, pp. 115-121.
- [217] Михайлович, С. В., Павлович, Ф. И., Михайлович, О. Е. (2015). Опыт и проблемы эксплуатации мостовых кранов. *Молодой учёный*. Vol. 97, No. 17, pp. 259-263.

- [218] Спицына, Д. Н., Юрин, А. Н. (2015). К вопросу определения боковых сил, действующих на ходовые колеса мостовых кранов. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. No. 2, pp. 3-13.
- [219] Czabanowski, R. (2015). System do eksperymentalnej identyfikacji ukosowania suwnicy pomostowej natorowej. *Logistyka*. No. 3, pp. 833-839.
- [220] Seeßelberg, Ch. (2016). Umnutzung von Bestandskranbahnen (Teil 1). *Stahlbau*. Vol. 85, Heft 6, pp. 387-394.
- [221] Seeßelberg, Ch. (2016). Umnutzung von Bestandskranbahnen (Teil 2). *Stahlbau*. Vol. 85, Heft 7, pp. 483-490.
- [222] Kulka, J., Mantic, M., Fedorko, G., Molnar, V. (2016). Failure analysis of increased rail wear of 200 tons foundry crane truck. *Engineering Failure Analysis*. Vol. 67, pp. 1-14.
- [223] Kulka, J., Mantic, M., Fedorko, G., Molnar, V. (2016). Analysis of crane track degradation due to operation. *Engineering Failure Analysis*. Vol. 59, pp. 384-395.
- [224] Förderer, K. -H., Anderson, T., Zimmermann, B., Averbek, H. (2016). Motion analysis for determining of behavior of automated and manually operated cranes. *Iron & Steel Technology*. June, pp. 77-82
- [225] Спицына, Д. Н., Юрин, А. Н. (2016). Исследование боковых сил, действующих на многоколесные мостовые краны при наличии неровностей подкрановых путей. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. No. 6, pp. 33-41.
- [226] Sivák, P., Delyová, I., Trebuňa, F., Hroncová, D. (2016). Applying of stress collectives in the design of structural elements of heavy load-bearing structures. *American Journal of Mechanical Engineering*. Vol. 4, No. 7, pp. 252-257.
- [227] Tanasković, D. (2016). *Otpornost prema habanju i lomiu reparaturno navarenih točkova kranških dizalica* (sic!). Doktorska disertacija. Beograd: Mašinski fakultet
- [228] Луцко, Т. В., Браговский, О. В., Новак, Е. В., Пудлич, Н. Н. (2016). Анализ напряженно – деформированного состояния козлового крана КК-12,5-25. *Вестник Донбасской национальной академии строительства и архитектуры – Технология, организация, механизация и геодезическое обеспечение строительства*. No. 6, pp. 104-109.
- [229] Бородина, О., Могильников, А., Юлдашев, А., Усольцев, С., Полетаевкин, С. (2016). Износ ходовых колес и подкрановых путей мостовых и козловых кранов на опасных производственных объектах. *ТехНАДЗОР*. Vol. 113, No. 4, pp. 84-85.

-
- [230] DIN 120–1 (1936). *Berechnungsgrundlagen für Stahlbauteile von Kranen und Kranbahnen*. Berlin: Beuth
- [231] DIN 15018–1 (1984). *Krane – Grundsätze für Stahltragwerke – Berechnung*. Berlin: Beuth
- [232] DIN 4132 (1981). *Kranbahnen – Stahltragwerke, Grundsätze für Berechnung, bauliche Durchbildung und Ausführung*. Berlin: Beuth
- [233] DIN 4132, Bbl. 1 zu DIN 4132 (1981). *Kranbahnen – Stahltragwerke, Grundsätze für Berechnung, bauliche Durchbildung und Ausführung, Erläuterungen*. Berlin: Beuth
- [234] SRPS EN 13001–1:2017. *Dizalice – Konstrukcija uopšte – Deo 1: Opšti principi i zahtevi*. Beograd: ISS
- [235] SRPS EN 13001–2:2016. *Bezbednost dizalica – Konstrukcija uopšte – Deo 2: Dejstva opterećenja*. Beograd: ISS
- [236] SRPS EN 13001–3–1:2014. *Dizalice – Opšta konstrukcija – Deo 3–1: Granična stanja i dokaz sigurnosti čeličnih konstrukcija*. Beograd: ISS
- [237] SRPS EN 13001–3–3:2016. *Dizalice – Konstrukcija uopšte – Deo 3–3: Granična stanja i dokaz kompetencije kontakta točak – šina*. Beograd: ISS
- [238] SRPS EN 15011:2015. *Dizalice – Mosne i portalne dizalice*. Beograd: ISS
- [239] EN 15011:2011+A1:2014. *Cranes – Bridge and gantry cranes*. Brussels: CEN
- [240] SRPS EN 1991–3:2012. *Evrokod 1: Dejstva na konstrukcije – Deo 3: Dejstva usled kranova i mašina*. Beograd: ISS
- [241] SRPS EN 1993–1–9:2012. *Evrokod 3 – Projektovanje čeličnih konstrukcija – Deo 1–9: Zamor*. Beograd: ISS
- [242] FEM 1.001 (1998). *Rules for the design of hoisting appliances (Booklet 2)*. Courbevoie: Fédération Européenne de la Manutention
- [243] FEM 1.001 (1998). *Rules for the design of hoisting appliances (Booklet 8)*. Courbevoie: Fédération Européenne de la Manutention
- [244] FEM 1.001 (1998). *Rules for the design of hoisting appliances (Booklet 9)*. Courbevoie: Fédération Européenne de la Manutention
- [245] ГОСТ 32579.5 (2013). *Краны грузоподъемные. Принципы формирования расчетных нагрузок и комбинаций нагрузок. Часть 5. Краны мостового типа*. Москва: Стандарт-информ
- [246] ГОСТ Р 56944 (2016). *Краны грузоподъемные. Пути рельсовые крановые надземные. Общие технические условия*. Москва: Стандартинформ
- [247] ISO 12488–1 (2012). *Cranes – Tolerances for wheels and travel and traversing tracks, Part 1: General*. Geneva: International Organisation for Standardization
-

-
- [248] ISO 8686–1 (1989). *Cranes – Design principles for loads and loads combinations, Part 1: General*. Geneva: International Organisation for Standardization
- [249] JUS M.D1.050. (1968). *Osnove proračuna čeličnih konstrukcija dizalica*. Beograd: Jugoslovenski zavod za standardizaciju
- [250] SEB 664 035 (1990). *Krane und Kranbahnen einschließlich geschweißter Kran-schienenstöße – Toleranzen für das Fahrsystem Laufrad – Schiene*. Düsseldorf: Verlag Stahleisen
- [251] СНиП 2.01.07–85 (2011). *Нагрузки и воздействия* (Актуализированная редакция). Москва: Министерство регионального развития Российской Федерации
- [252] TGL 13470 (1974). *Stahlbau – Stahltragwerke der Hebezeuge, Berechnung, Bauliche Durchbildung*. Berlin: Staatsverlag der DDR
- [253] TGL 13471 (1969). *Stahlbau – Stahltragwerke für Kranbahnen, Berechnung nach zulässigen Spannungen*. Leipzig: VEB Fachbuchverlag
- [254] TGL 13500/1 (1982). *Stahlbau – Stahltragwerke, Berechnung, Bauliche Durchbildung*. Leipzig: Verlag für Standardisierung
- [255] TGL 13500/2 (1982). *Stahlbau – Stahltragwerke, Berechnung, Bauliche Durchbildung*. Leipzig: Verlag für Standardisierung
- [256] VDI 3571 (1977). *Herstelltoleranzen für Brückenkrane – Laufrad, Laufrad-lagerung und Katzfahrbahn*. Düsseldorf: VDI-Verlag
- [257] <http://www.kranunion.de/ardelt/>, (15. 07. 2017.)
- [258] <https://www.liebherr.com/en/usa/products/maritime-cranes/port-equipment/container-bridges/ship-to-shore-container-cranes.html>, (27. 07. 2017.)
- [259] <http://dic.academic.ru/dic.nsf/ruwiki/1489607>, (08. 08. 2017.)
- [260] <http://www.demagcranes.us/cms/site/us/semi-gantry-cranes>, (27. 07. 2017.)
- [261] <http://www.baltkran.ru/index.html>, (28. 07. 2017.)
- [262] <http://www.liftandhoist.com/content/integrated-crane-system-demag-german-engineering-firm>, (17. 12. 2015.)
- [263] <http://www.dimetm.ru/products/gruzopodemnie-krani/>, (02. 03. 2017.)
- [264] <http://www.elprodrive.cz/cz/produkty/pohony-jerabu.php>, (09. 04. 2016.)
- [265] https://wn.com/demag_laser-mess-system_zum_pr%C3%A4zisen_vermessen_von_kranbahnen_und_bodenschienen, (09. 04. 2016.)
- [266] <http://www.tokki.co.jp/en/introduction/wheel/>, (09. 06. 2017.)
- [267] <http://www.hoistmagazine.com/features/reducing-crane-wheel-failures/>, (09. 04. 2016.)
-

- [268] <http://www.engineeredlifting.com/blog/proper-overhead-crane-inspections-runway-how-to/>, (09. 06. 2017.)
- [269] <http://capitalcitycranes.com/services/inspections/>, (25. 10. 2016.)
- [270] <https://www.yumpu.com/en/document/view/42642970/gantrex-technical-bulletin-47-crane-rail-inspection/3>, (08. 04. 2016.)
- [271] http://lbt.pk.edu.pl/images/dydaktyka/pomoce/bezp_tech_urz/Inz_Bezp_04_2012.pdf, (05. 05. 2017.)
- [272] <http://www.demagcranes.us/cms/site/us/end-carriages>, (17. 12. 2016.)