



UNIVERZITET U NIŠU
MAŠINSKI FAKULTET



GORAN N. RADOIČIĆ

**DINAMIČKO PONAŠANJE ODREĐENIH
KLASA TRANSPORTNIH MAŠINA SA
ASPEKTA INCIDENTNIH DOGAĐAJA**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Niš, 2016.



UNIVERSITY OF NIŠ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING



GORAN N. RADOIČIĆ

**THE DYNAMICAL BEHAVIOUR OF
CERTAIN CLASSES OF HEAVY LIFTING
AND CONSTRUCTION MACHINERY FROM
THE ASPECT OF ACCIDENTAL EVENTS**

DOCTORAL DISSERTATION

Niš, 2016.

Mentor: **Dr Miomir Jovanović**, redovni profesor
Univerzitet u Nišu – Mašinski fakultet
Uža naučna oblast: Transportna tehnika i logistika

Komisija za ocenu i odbranu doktorske disertacije

Predsednik: **Dr Jovan Vladić**, redovni profesor
Univerzitet u Novom Sadu – Fakultet tehničkih nauka
Uža naučna oblast: Mašinske konstrukcije, transportni sistemi i logistika

Mentor i član: **Dr Miomir Jovanović**, redovni profesor
Univerzitet u Nišu – Mašinski fakultet
Uža naučna oblast: Transportna tehnika i logistika

Član: **Dr Dragoslav Janošević**, redovni profesor
Univerzitet u Nišu – Mašinski fakultet
Uža naučna oblast: Transportna tehnika i logistika

Član: **Dr Nenad Pavlović**, redovni profesor
Univerzitet u Nišu – Mašinski fakultet
Uža naučna oblast: Mehatronika

Član: **Dr Goran Petrović**, docent
Univerzitet u Nišu – Mašinski fakultet
Uža naučna oblast: Transportna tehnika i logistika

PODACI O DOKTORSKOJ DISERTACIJI

Mentor: Dr Miomir Jovanović, redovni profesor
Univerzitet u Nišu – Mašinski fakultet

Naslov: **Dinamičko ponašanje određenih klasa transportnih
mašina sa aspekta incidentnih događaja**

Rezime: Doktorska disertacija se bavi incidentnim situacijama transportnih mašina. Istraživanjima se izučava stabilnost i rizik mehaničkih sistema na dinamičke impulsne uticaje koji određuju sigurnost nosećih struktura. Izabrani su karakteristični incidentni događaji kojima je na jedinstven način postavljeno modeliranje i dinamička simulacija uticaja kojima se izaziva incident u radu mašina. Istraživanja su realizovana na grupi od pet tipova mašina za koje su razvijeni modeli numeričkih simulacija sa pet pratećih eksperimentalnih ispitivanja struktura čime je urađena verifikacija modela. Rezultati su: Tačno identifikovane opasne prinudne frekvencije oscilovanja; Matematičke formulacije incidentnih pobudnih sila; Matematičke forme pobudnih sila vetra srednjih jačina, a višestrukih naleta; Geometrije okvirnih struktura niske dinamičke stabilnosti; Matematičke forme zlonamernih ljudskih pobuda velikih amplituda oscilovanja. Izdvojeni i definisani su elementi opasnosti: visoka ubrzanja, veliki ugibi, podrhtavanje, ekstremni dinamički koeficijenti, gubitak kontakta delova struktura. Primenjena je FE metoda (metoda konačnih elemenata) tranzijentne dinamičke analize mehaničkog sistema. Eksperimenti su izvedeni na toranjskoj dizalici, mosnoj dizalici, brodogradilišnoj dizalici, rudarskom odlagaču i servisnoj autoplatforni. Dobijeni tehnički modeli čine obrazac dizajna incidenta kojim se proverava osetljivost na ekstremne i nepredviđene uticaje.

Naučna oblast: Mašinsko inženjerstvo

Naučna disciplina: Transportna tehnika i logistika

Ključne reči: Dinamički odgovor, eksperimentalno ispitivanje, incidenti, modalna analiza, modeliranje struktura, okvirne strukture, oscilacije, simulacija, stabilnost, transportne mašine

UDK:

CERIF klasifikacija: T 210 Mašinsko inženjerstvo, inženjerstvo vibracija i akustike

*Tip licence
Kreativne zajednice:*

CC BY-NC-ND

DATA ON DOCTORAL DISSERTATION

Doctoral supervisor: PhD Miomir Jovanović, Full Professor
University of Niš – Faculty of Mechanical Engineering

Title: **The Dynamical Behaviour of Certain Classes of Heavy Lifting and Construction Machinery from the Aspect of Accidental Events**

Abstract: The doctoral dissertation deals with incidents of heavy lifting and construction machinery. The research studies the stability and the risk of mechanical systems at the dynamic impulse influences which determine the safety of supporting structures. Typical incident events, at work of machinery, which influence in unique way on placed modelling and dynamical simulation, here are selected. The surveys on a group of five types of machines were carried out whereby the models of numerical simulations were developed, with the help of five experimental investigations of the structures for supporting model verification. The results of the disertation are: Exact identification of dangerous forced vibration frequencies; Mathematical formulation of incidental excitation forces; Mathematical forms of wind excitation forces with medium strength in multiple gusts; Geometry of frame structures with low dynamic stability; Mathematical forms of malicious excitations with large vibration amplitudes. Elements of risk are separated and defined: high accelerations, large deflections, shaking (tremor), extreme dynamic coefficients, loss of contact of structural parts. The finite element method (FEM) is applied in transient dynamic analysis of mechanical system. The experiments on tower crane, bridge crane, shipbuilding (level-luffing) crane, mining stacker and mobile elevating platform were performed. The obtained technical models are an incidental design template which checks sensitivity on extreme and unexpected influences.

Scientific field: Mechanical Engineering

Scientific discipline: Transport Technology and Logistics

Key words: Accidents, dynamical response, experimental testing, FEM modelling, frame structures, heavy lifting and construction machinery, modal analysis, simulation, stability, vibration

UDC:

CERIF Classification: T210 Mechanical engineering, vibration and acoustic engineering

*Creative commons
license type:* CC BY-NC-ND

ZAHVALNOST

Pre svega, želim da uputim zahvalnost institucijama koje su podržale istraživanja u ovoj disertaciji. To se odnosi na Mašinski fakultet Univerziteta u Nišu na sveobuhvatnoj i stalnoj podršci, zatim na Tehnički univerzitet u Berlinu – Institut za mehaniku na pomoći u oblasti mehanike, kao i na konferencije: „Transport i logistika“ (u organizaciji Mašinskog fakulteta Niš), „Buka i vibracije“ (Fakultet zaštite na radu Niš), “Heavy Machinery” (Mašinsko-građevinski fakultet Kraljevo), “Material Handling, Constructions and Logistics” (Mašinski fakultet Beograd) na pozitivnim recenzijama i publikovanju prijavljenih radova proisteklih iz veoma sadržajnih istraživanja.

Eksperimentalna istraživanja u okviru ove disertacije izvedena su u preduzećima koja su stavila na raspolaganje svoju opremu, a pogotovo, za naše uslove, veoma skupe mašine. Zato, ovom prilikom, upućujem veliku zahvalnost preduzećima: JKP „Mediana“ Niš, YUGO-IMPEX Niš, JKP „Gorica“ Niš i KOPEX-Niš.

Posebnu zahvalnost želim da uputim uvaženom mentoru, svom dragom profesoru dr Miomiru Jovanoviću, na podršci i pomoći tokom veoma složenih i obimnih istraživanja transportnih mašina kao i tokom same izrade ove disertacije. Njegova stručnost i veliko iskustvo u naučno-istraživačkom radu značajno mi je pomoglo u rešavanju dinamičkih problema ispitivane mehanizacije kao i u izvođenju velikog broja eksperimenata na izabranim klasama mašina, koja su sprovedena u različitim sredinama i uslovima poslednjih nekoliko godina.

Pored toga, veliku zahvalnost želim da uputim Komisiji za ocenu i odbranu doktorske disertacije i to predsedniku komisije dr Jovanu Vladiću, redovnom profesoru Fakulteta tehničkih nauka Univerziteta u Novom Sadu kao i članovima komisije dr Dragoslavu Janoševiću, redovnom profesoru Mašinskog fakulteta Univerziteta u Nišu, dr Nenadu D. Pavloviću,

redovnom profesoru Mašinskog fakulteta Niš i dr Goranu Petroviću docentu Mašinskog fakulteta Niš na korisnim primedbama i sugestijama prilikom pregleda ove doktorske disertacije.

Niz eksperimentalnih ispitivanja na transportnim mašinama, u okviru ove disertacije, izveden je u saradnji sa mojim kolegama na projektu br. TR-35049 pod pokroviteljstvom Ministarstva prosvete, nauke i tehnološkog razvoja Republike Srbije pa, u tom smislu, želim da izjavim zahvalnost asistentima Mašinskog fakulteta u Nišu, Danijelu Markoviću, Vesni Jovanović, Vojislavu Tomiću i Predragu Miliću.

Za naučnu podršku u oblasti strukturne analize takođe želim da se zahvalim konsultantima dr Draganu Marinkoviću, saradniku na Tehničkom univerzitetu u Berlinu – Institutu za mehaniku i mr Slobodanu Jovanoviću, članu Katedre za mehatroniku i upravljanje na Mašinskom fakultetu u Nišu.

Na kraju, želim da pomenem i svoju porodicu koja me je u ovom poduhvatu svesrdno podržavala, podsticala i hrabrila do konačnog cilja. I zato, dugujem veliku zahvalnost mojim najdražim, Snežani, Miroslavu i Mileni.

Niš, april 2016.

Autor

PREDGOVOR

Svedoci smo ubrzanog razvoja tehnologija u službi ljudi i značajnih dostignuća moderne mehanike podržane kompjuterskim tehnologijama. Internet komunikacije danas omogućuju istraživačima efikasnu i brzu razmenu znanja i rezultata istraživanja ubrzavajući opšti naučni razvoj globalnih razmera. I pored toga, moderne mašine i konstrukcije velikih dimenzija i masa, uprkos svojoj tehnološkoj superiornosti, nisu rezistentne na određene incidentne situacije koje su nezanemarljive verovatnoće implicirane veoma velikom globalnom primenom i uslovima ambijenta u kojem se nalaze, a najčešće slučajnim dejstvima. Teški incidenti sa gubitkom stabilnosti, lomom ili kolapsom velike strukture se više nalaze u domenu sudskih (krivičnih) procedura pa je istraživački bliža tematska oblast incidenata sa prinudnim oscilatornim prelaznim karakterom.

Put ka željenom dizajnu, koji će uključiti otpornost mašine na incident kao uzrok teške havarije, zahteva od istraživača proučavanje pojedinačnih incidentnih događaja. U tom smislu, postoje kategorije incidenata kojima treba posvetiti posebnu pažnju, na primer: pad tereta, naglo podizanje tereta, otkaz člana okvirne strukture koji dovodi do gubitka stabilnosti, oštećenja izazvana sudarom sa okolnim objektima, nekontrolisana kinematika sa naletanjem na prepreku ili tlo, udar vazdušnog talasa (vetra), seizmički udar, kidanje užeta, kombinacija incidenata sa faznim pomakom.

Efikasan način za realizaciju istraživanja incidentnih događaja zasniva se na primeni FEM tehnologije mehaničkih sistema i paralelnoj eksperimentalnoj i numeričkoj analizi. Na ovaj način disertacijom su tretirani visoki i teški objekti i to: dizalice (toranjska, portalna, mosna), odlagač i mobilna podizna platforma. Uspešno istraživanje ovako složene problematike zahteva saradnju sa više akademskih zajednica koja se ogleda u mogućnosti plasmana radova, uvida u radove, recenzije, ostvarivanja veza na naučnom planu. Posebno treba istaći raspoložive resurse za istraživanje i to pre svega: SCI Thomson Reuters listu, redakcije i editore naučnih časopisa, kao i ljude dobre volje.

Niš, april 2016.

Autor

PREGLED OBJAVLJENIH RADOVA U OKVIRU OVE DISERTACIJE

1. Radoičić G., Jovanović M., “Experimental identification of overall structural damping of system”, *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 59, No. 4, 2013, pp. 260-268.
2. Radoičić G., Jovanović M., Marinković D., “Non-linear incidental dynamics of frame structures“, *Structural Engineering and Mechanics*, Vol. 52, No. 6, 2014, pp. 1193-1208.
3. Radoičić G., Jovanović M., “Design of a shipyard crane determined by the simulation of impulse wind effect”, *Wind and Structures*, Paper ID: WAS63984C (in edition), Date received 06.03.2016.

4. Jovanović M., Radoičić G., Petrović G., Marković D., “Dynamical models quality of truss supporting structures”, *Facta Universitatis – Series Mechanical Engineering*, Vol. 9, No. 2, 2011, pp. 137-148.
5. Radoičić G., Jovanović M., Marković D., Tomić V., “By structural design to performance growth”, *Machine Design*, Vol. 5, No. 4, 2013, pp. 151-156.
6. Jovanović M., Radoičić G., “Dynamical structural reliability based on the case study analysis”, *Facta Universitatis – Series: Working and Living Environmental Protection*, Vol. 12, No. 1, 2015, pp. 95-109.
7. Radoičić G., Jovanović M., “Dynamic response of heavy-lifting shipyard machines to resonant environmental load conditions”, *Facta Universitatis – Series: Working and Living Environmental Protection*, Vol. 12, No. 3, 2015, pp. 341-358.

8. Jovanović M., Radoičić G., Milić P., “Dynamic sensitivity research of portal-rotating cranes”, XIX International Conference MHCL’09, Belgrade, 15-16 October 2009, pp. 61-66.
9. Radoičić G., Milić P., Jovanović M., “Dynamic behavior of damaged structure of crane in the following incidental event”, 7th International Conference “Research and Development of Mechanical Elements and Systems - IRMES 2011”, Zlatibor, 27-28 April 2011.
10. Jovanović M., Radoičić G., Maneski T., “Dynamical eigenvalue identification of heavy structures machine”, The 7th International Triennial Conference “Heavy Machinery - HM2011”, Vrnjačka Banja, June 29th – July 2nd 2011, pp. B.73-B.78.

11. Jovanović M., Radoičić G., Marković D., “Theoretical and experimental identification of the base mode of torsional vibrations of tower crane”, The XX International Conference MHCL’12, Belgrade, 3-5 October, 2012, pp. 95-100.
12. Radoičić G., Jovanović M., “The extreme dynamic state of main members of frame supporting structure”, 4th International Conference “Noise and Vibration”, Niš, 17-19 October 2012, pp. 121-126.
13. Jovanović M., Radoičić G., Marinković D., “Post-fracture dynamic simulation of responsible supporting structure”, XI International SAUM Conference on Systems, Automatic Control and Measurements, Niš, 14-16 November 2012, pp. 270-273.
14. Jovanović M., Radoičić G., “Dynamical response of structures to malicious and random actions”, The 5th International Conference “Transport and Logistics – TIL2014”, Niš, 5-6 June 2014.
15. Jovanović M., Radoičić G., Marković D., “Design challenge of large frame structures”, The 8th International Symposium KOD-2014, Balatonfüred, Hungary, 12-15 June 2014, pp. 41-46.
16. Radoičić G., Jovanović M., Savić I., “The influence of heavy structure anchoring on eigenvalues and translations”, The 8th International Conference “Heavy Machinery - HM2014”, Zlatibor, June 25th-28th, 2014, pp. A.125-A.130.
17. Radoičić G., Jovanović M., “Design of the dynamic models of mobile elevating work platforms and solutions”, The 3rd International Conference “Mechanical Engineering in XXI Century”, Niš, 17-18 September 2015.
18. Jovanović M., Radoičić G., Tomić V., Marković D., “Experience with extreme impacts load excitation”, The XXI International Conference MHCL’15, Vienna, 23-25 September 2015, pp. 89-94.
19. Jovanović M., Radoičić G., Jovanović V., Tomić V., “Synchronic excitation – a type of malicious dynamic action”, The XXI International Conference MHCL’15, Vienna, 23-25 September 2015, pp. 207-210.

SADRŽAJ

1. Uvod	1
1.1 Motivacija istraživanja	1
1.2 Postavljanje istraživačkog cilja	7
2. Stanje istraživanja u svetu	12
2.1 Aktuelna referentna istraživanja	12
2.2 Tehničke podloge dizajna transportnih mašina	19
3. Izbor metodologije rešavanja istraživačkih zadataka	23
4. Numerička analiza karakterističnih klasa transportnih mašina	27
4.1 Izbor klasa transportnih mašina za istraživanje incidentne dinamike	27
4.2 Teorijski pristup formulisanju modela	31
4.2.1 Osnove teorije drugog reda	31
4.2.2 Geometrijski nelinearna tranzijentna dinamika	35
4.2.3 Teorijska osnova za razvoj modela prigušenja	38
4.2.4 Određivanje najniže sopstvene vrednosti	40
4.3 Razvoj modela izabranih struktura	41
4.3.1 Model toranjske dizalice	42
4.3.2 Model portalno-obrtne dizalice	44
4.3.3 Model mobilne podizne radne platforme	46
4.3.4 Model mosne dizalice	49

4.3.5	Model odlagača	50
4.4	Izbor klase incidenata za istraživanja	51
4.4.1	Opterećenje izazvano padom tereta (Model-1)	53
4.4.2	Opterećenje izazvano otkazom odgovornog elementa (Model-2)	55
4.4.3	Efekat smanjenja performansi strukture usled skrivene neispravnosti (Model-3)	56
4.4.4	Opterećenje izazvano impulsnim dejstvom (Model-4)	57
4.4.5	Opterećenje izazvano dejstvom vetra (Model-5)	59
4.4.6	Opterećenje izazvano seizmičkom pobudom (Model-6)	64
4.4.7	Opterećenje izazvano živom silom (Model-7)	66
4.4.8	Kombinovana opterećenja	69
5.	Ekperimentalna istraživanja	73
5.1	Ispitivanje toranjske dizalice POTAIN-744E	74
5.1.1	Identifikacija ukupnog strukturnog prigušenja	75
5.1.2	Identifikacija karakteristične kružne frekvencije	80
5.1.3	Utvrđivanje vremena rasterećenja sistema	81
5.1.4	Identifikacija najniže sopstvene frekvencije	82
5.1.5	Merenje ubrzanja ispitnog tereta	85
5.1.6	Provera ugiba tla pod dejstvom opterećenja	85
5.2	Ispitivanje portalno-obrtne dizalice	87
5.3	Ispitivanje mobilne podizne radne platforme	90
5.3.1	Ekperimentalna identifikacija perioda oscilovanja i sopstvene frekvencije	92
5.3.2	Ekperimentalno utvrđivanje dinamičkog koeficijenta sile	93
5.3.3	Uticaj zlonamernog dejstva na promenu ubrzanja	96
5.4	Ispitivanje mosne dizalice	97
5.4.1	Istraživanje uticaja zlonamernog dejstva na noseću strukturu	97
5.4.2	Efekti grubog podizanja tereta sa tla na ponašanje strukture	100
5.4.3	Ispitivanje ponašanja izazvanog vožnjom dizalice duž dizalične staze pod teretom	101
5.4.4	Identifikacija ubrzanja nosača usled sinhronog ljuljanja	102

5.5	Ispitivanje rudarske transportne mašine - odlagača	103
6.	Verifikacija razvijenih numeričkih modela istraživanja eksperimentom	105
6.1	Verifikacija modela toranjske dizalice	106
6.2	Verifikacija modela portalno-obrtne (brodogradilišne) dizalice	111
6.3	Verifikacija modela mobilne podizne platforme	113
6.4	Verifikacija modela mosne dizalice	116
6.5	Naučna zasnovanost modela	117
7.	Dinamička simulacija određenih klasa incidenata	120
7.1	Analiza dobijenih rešenja i dinamičkih odgovora	120
7.1.1	Odgovor strukture toranjske dizalice na incident po Modelu-1 ...	120
7.1.2	Odgovor strukture toranjske dizalice na incident po Modelu-2 ...	124
7.1.3	Odgovor strukture toranjske dizalice na incident po Modelu-3 ...	128
7.1.4	Odgovor strukture toranjske dizalice na incident po Modelu-4 ...	131
7.1.5	Odgovor strukture portalno-obrtne dizalice na dinamičko opterećenje vetrom	133
7.1.6	Odgovor strukture toranjske dizalice na seizmičko opterećenje ..	142
7.1.7	Odgovor strukture mosne dizalice na incident izazvan živom silom	143
7.1.8	Odgovor strukture mobilne podizne platforme na maliciozno dejstvo	145
7.1.9	Odgovor strukture toranjske dizalice na kombinovana opterećenja	147
7.2	Definisanje zaključaka o metodama rešavanja dinamičkih problema kod određenih klasa transportnih mašina	154
8.	Zaključak	156
8.1	Naučni rezultati disertacije	156
8.2	Moguće primene – tehnička rešenja	159
8.3	Pravci daljih istraživanja	160
	Literatura	164
	Biografija autora	170

ILUSTRACIJE

Slika 1.1	Incidenti sa dizalicama: (a) broj incidenata po klasama dizalica, (b) najčešći incidenti, [2]	2
Slika 1.2	Najčešći uzroci incidenata: (a) svih dizalica prema [3], (b) toranjskih dizalica prema [1]	3
Slika 1.3	Havarije dizalica u Srbiji: (a) „Ekotehna 2000”, Zemun, 2012; (b) Azotara Pančevo, 2009; (c) „Bora Kečić“, Beograd, 2010; (d) Telekom Srbija, 2005; (e) RTB Bor, 2002	6
Slika 1.4	Dijagram toka istraživanja (u disertaciji)	8
Slika 2.1	Ilustracija američkog nacionalnog standarda ASME B30.5	21
Slika 4.1	Kriterijumi za izbor klasa transportnih mašina na kojima se vrši istraživanje	28
Slika 4.2	Diferencijalni element ravnog štapa dx pre i posle deformacije (mala pomeranja), [44]	32
Slika 4.3	Vernost modela toranjske dizalice POTAIN-744E: (a) realna struktura, (b) FEM model razvijen za tranzijentnu analizu, [60]	43
Slika 4.4	Detalji FE modela toranjske dizalice POTAIN-744E: (a) Obrtno postolje (sa mehanizmom za okretanje strele), (b) protiv-teg, (c) toranjske sekcije, [61]	44
Slika 4.5	Diskretni FE model P-O dizalice MIN-Pula2 – gornji deo strukture, [13]	45
Slika 4.6	Alternativni modeli u funkciji izabrane složenosti strukture: (a) grupisanje masa pojedinih članova modela, (b) model sa tri koncentrisane mase, (c) model sa pet koncentrisanih masa, (d) model sa samo jednom – ukupnom masom platforme	46
Slika 4.7	SolidWorks model podizne platforme CTE-Z19: (a) ceo model, (b) detalj veze dva članka zglobne strele, (c) detalj stuba sa mehanizmom za okretanje, [65]	48
Slika 4.8	Originalni FE model mobilne podizne platforme CTE-Z19	48
Slika 4.9	FE model mosne dizalice MIN-D800 sa stazom i osloncima staze	49

Slika 4.10	Dokaz vernosti modela: (a) originalna dizalica, (b) FE model detalja oslanjanja dizalice na dizaličnu stazu i stubove	49
Slika 4.11	FE model odlagača: E – izabrani odgovorni elementi strukture za tranzijentnu analizu, F_p – aksijalna sila u zategi pre prekida prema incidentnom scenariju ..	50
Slika 4.12	FEMAP dialog box za modeliranje opterećenja u čvorovima	52
Slika 4.13	FEMAP dialog box za definisanje matematičke funkcije – u ovom slučaju za modeliranje funkcije opterećenja (sile poremećaja)	52
Slika 4.14	Oblik teorijske funkcije opterećenja (Model-1: podizanje i pad tereta)	54
Slika 4.15	Položaj opterećenja za tranzijentnu analizu dizalice POTAIN-744E prema scenariju pada tereta	54
Slika 4.16	Model dizalice POTAIN-744E za proveru redundantnosti strukture (E-17 – glavna zatega, E-158 – ispravna zatega kontra-strele, E-159 – „prekinuta“ zatega, F_{E-159} – sila u zategi, [70]	55
Slika 4.17	Teorijska funkcija opterećenja (Model-2: otkaz odgovornog elementa strukture)	56
Slika 4.18	Model-3 – pad tereta sa noseće strukture umanjenih performansi: (a) model postolja toranjske dizalice TOPKIT FO/23B sa oštećenim štapovima E-33 i E-34 (isprekidano crveno), (b) teorijska funkcija opterećenja (pad tereta)	57
Slika 4.19	Model-4 – impulsno dejstvo tereta: (a) izračunavanje sile pobude za četiri karakteristična perioda kretanja tereta mase m , (b) teorijska funkcija opterećenja (brzo spuštanje i naglo kočenje)	58
Slika 4.20	Silueta brodogradilišne dizalice sa elementarnim površinama – levo, brzine vetra (4.40) i sile vetra (4.37) u zavisnosti od visine težišta površina z – desno	60
Slika 4.21	Model-5 – Impulsna (harmonijska) funkcija naleta vetra 1H (funkcija poremećaja hronološki povezana trima funkcijama $f_1(t)$ - $f_3(t)$)	63
Slika 4.22	Akcelerogrami podrhtavanja tla u Ulcinju (IIE55-IIE68, 1979-04-15, 06-20)	65
Slika 4.23	Dijagram uzdužnih napona kutije nosača mosne dizalice MIN-D800 pri zlonamernom njihanju	66
Slika 4.24	Eksperimentalno izmerene vertikalne sile izazvane impulsnim dejstvom ljudskog opterećenja (žive sile) od jedne osobe $F(t)$ sa kratkim prekidom dejstva između 21.5-23 sekunde merenja. Horizontalna crvena prava je sila sopstvene težine osobe koja učestvuje u merenju	67
Slika 4.25	Konturna funkcija amplituda $F_L(t)$	67
Slika 4.26	Multiplikativna linearizovana oscilatorna funkcija pobude. Parametri primenjene funkcije: $F_L(t)$: $t_0=0$ s, $t_1=3$ s, $t_2=5.5$ s, $t_3=10.5$ s, $t_4=11.5$ s, $t_5=15$ s, $t_6=18$ s, $t_7=26.5$ s, $F_2=0.24$, $F_3=0.93$, $F_6=0$, $\Omega=2.306$ Hz	68
Slika 4.27	Prva incidentna kombinacija (KM-I1); uključeni: Model-4 (f-ja p_1) i Model-2 (p_3)	70
Slika 4.28	Druga incidentna kombinacija (KM-I2); uključeni: Model-4 (p_1) i Model-2 (p_3)	70
Slika 4.29	Treća incidentna kombinacija (KM-II1); uključeni: Model-1 (p_2) i Model-2 (p_3)	71

Slika 5.1	Raspored merne opreme za eksperimentalno ispitivanje toranjske dizalice POTAIN-744E	74
Slika 5.2	Foto zapisi sa merenja toranjske dizalice POTAIN-744E, MIN-KOPEX Niš, maj 2012: (a) Obrtni deo dizalice; (b) merna traka MT-3 na jednoj od dve zatege kontra-strele; (c) merna traka MT-1 na glavnom nosaču (levo) u podnožju tornja; (d) merna traka MT-2 na glavnom nosaču (desno) u podnožju tornja; (e) cela dizalica; (f) ispitni teret; (g) davači sile i ubrzanja	76
Slika 5.3	Deformacije glavnih vertikalnih nosača dizalice u podnožju tornja na mestima mernih traka MT1 (na strani tereta - pritisak) i MT2 (na strani kontra-tega - zatezanje); za određivanje srednjeg perioda oscilovanja uzeta su 24 pojedinačna perioda T_i iz “područja razmatranja”, [28]	77
Slika 5.4	Koeficijent prigušenja δ u zavisnosti od izmerenih vrednosti dekremenata Δ' , [28].....	79
Slika 5.5	Utvrđivanje vremena rasterećenja nosećeg užeta za podizanje tereta $\Delta t_s = t_4 - t_3$, [16]	81
Slika 5.6	Deformacije strukture dizalice u scenariju sa rotacijom i zaustavljanjem strele bez tereta (slobodno oscilovanje); MT1 i MT2 - merne trake na glavnim vertikalnim nosačima u podnožju tornja; MT3 – merna traka na jednoj od dve zatege kontra-strele, [31]	82
Slika 5.7	Deformacije strukture pri scenariju: podizanje tereta, rotacija i zaustavljanje strele dizalice; MT1 i MT2 - merne trake na glavnim vertikalnim nosačima u podnožju tornja; MT3 – merna traka na zategi kontra-strele, [31]	84
Slika 5.8	Merenje ubrzanja u tri pravca; nakon relativnog mirovanja, podignuti ispitni teret se naglo spušta do udara o tlo (oko 76-te sekunde merenja)	85
Slika 5.9	Postavka merenja ugiba tla, i prikaz maksimalne vrednosti statičkog ugiba od 0.04 mm, na komparatoru, [16]	86
Slika 5.10	Portalno-obrtna dizalica “Pula-2” u brodogradilištu “Uljanik” u Puli	87
Slika 5.11	Šema merne opreme za ispitivanje pogonskog mehanizma	88
Slika 5.12	Šema merne opreme za ispitivanje ugiba tla	88
Slika 5.13	Dijagrami merenja prve grupe veličina, [82]	89
Slika 5.14	Eksperimentalno ispitivanje mobilne podizne radne platforme sa zglobno-teleskopskom višočlanom strelom (JKP Gorica – Niš, 2012); raspored merne opreme: a – senzor ubrzanja Philips PR9369/10, b – senzor sile HBM U2A/10t, c,d,e – merne (tenzometrijske) trake HBM LY 10/120Ω	90
Slika 5.15	Ispitivanje podizne platforme: (a) merno mesto (merna traka) MT1 za merenje naponsko-deformacionog stanja trećeg članka zglobne strele, (b) merna traka MT2 na prvom članku zglobne strele, (c) merna traka MT3 na stabilizatoru, (d) senzori sile i ubrzanja u pripremi merenja, (e) ispitni teret i senzor sile u zauzimanju ispitnog položaja, (f) pogled na ispitni teret i davač sile (levo), i improvizovani pisac za kontrolu veličine ugiba (desno)	92
Slika 5.16	Merenje deformacija na: trećem članku strele (MT1), prvom članku strele (MT2), prednjem stabilizatoru (MT3); ukupni ispitni teret 120 kg (ispitni teret 104 kg + davač sile + prateća oprema koja sadrži uže i noseće elemente davača sile), dohvat 6.7 m, visina dizanja 4.1 m	94

Slika 5.17	Identifikacija pojedinačnih perioda oscilovanja T_i u cilju utvrđivanja srednje eksperimentalne vrednosti T_{sr}	94
Slika 5.18	Merenje sile u užetu, o kojem je ovešan probni teret, usled prinudnog dejstva izazvanog ručnim povlačenjem korpe platforme užetom sa tla	95
Slika 5.19	Mikro-deformacije izabranih elemenata strukture autodizalice; teret 120 kg, dohvat 7 m, visina dizanja 12 m	95
Slika 5.20	Ubrzanja držača korpe podizne platforme pri ručnom povlačenju užetom sa tla; teret 120 kg, visina dizanja 5.2 m, dohvat 6.7 m	96
Slika 5.21	Ubrzanja držača korpe podizne platforme pre i posle odbacivanja (pada) tereta mase 120 kg; visina dizanja 4.1 m, dohvat 6.7 m	96
Slika 5.22	Ispitivanje mosne dizalice MIN-D800: (a) postavka dizalice u okruženju, (b) senzori puta oscilovanja, (c) dizalična staza, (d) merne trake na glavnom nosaču, (e) deo mernog sistem na samom mostu, (f) deo sistema za merenje puta	98
Slika 5.23	Naponi na gornjoj lameli nosača kutijastog poprečnog preseka dobijeni sinhronom pobudom poskakivanjem grupe ljudi mase 350kg	99
Slika 5.24	Izmerene veličine bez uticaja radnog tereta: (a) ubrzanja u vertikalnom z-pravcu, (b) mikro-deformacije jednog od dva glavna mosna nosača na sredini raspona mosta	99
Slika 5.25	Merenje puta – vertikalnih deformacija na sredini glavnog nosača mosta pri sinhronom ljuljanju dva čoveka; deformacije izmerene senzorom puta HBM W200; max dvostruka amplituda iznosi $2A=118$ mm, [69]	100
Slika 5.26	Naponi usled grubog podizanja tereta mase 4 t	100
Slika 5.27	Merenje horizontalnog ubrzanja glavnog nosača pri kretanju mosta dizalice duž staze, sa prethodno podignutim teretom mase 4 t	101
Slika 5.28	Merenje normalnih napona gornjeg pojasa nosača pri kretanju mosta duž staze, sa prethodno podignutim teretom mase 4 t	102
Slika 5.29	Merenje ubrzanja br. 7 (Yugo-Impex Niš, maj 2015.), merni instrument Data Logger MSR165, vreme zapisa datoteke 12:57:09; režim ispitivanja: ljuljanje mosta od strane dveju osoba, intenzitet $2.5W_T$ – kratkotrajan	102
Slika 5.30	Eksperimentalno izmerena ubrzanja u tri komponentna pravca x, y, z , [67]	104
Slika 5.31	Izmereni FFT signali u pravcima x, y, z u funkciji frekvencija	104
Slika 6.1	Verifikacija koeficijenta ukupnog strukturnog prigušenja G numeričkog modela toranjske dizalice	109
Slika 6.2	Verifikacija elastičnih svojstava modela P-O dizalice	112
Slika 6.3	Numeričko određivanje vertikalnog ugiba čvora N-7 podizne platforme CTE-Z19	113
Slika 6.4	Eksperimentalno utvrđivanje perioda sopstvenog oscilovanja izvedenog tehničkog rešenja platforme CTE-Z19 sa teretom u radnoj platformi (korpi)	114
Slika 6.5	Oblik oscilovanja Mod-17 ($\omega_{17}=2.306$ Hz) FE modela mosne dizalice D800	116

Slika 7.1	Prvi karakteristični oblik oscilovanja TD POTAIN-744E u pravcu dejstva opterećenja (Mod 2): $\omega_2=0.4749$ Hz, $T_2= 2.1057$ s	121
Slika 7.2	Drugi karakteristični oblik oscilovanja TD POTAIN-744E u pravcu dejstva opterećenja (Mod 4): $\omega_4=1.5446$ Hz, $T_4=0.6474$ s	121
Slika 7.3	Numeričke aksijalne sile u korenu glavnih vertikalnih nosača tornja (na mestima mernih traka MT-1 i MT-2); dve simulacije: sa teretom mase 2.65 t na dohvat 45 m (pune krive) i teretom mase 5.3 t na dohvat 20.88 m (isprekidane krive)	122
Slika 7.4	Osnovni oblik oscilovanja modela toranjske dizalice Potain-744E (Mod 1): $\omega_1=0.1583$ Hz, $T_1=6.317$ s	124
Slika 7.5	Glavna zatega E-17: zavisnost aksijalnih sila F_A i dinamičkog koeficijenta K_D od položaja tereta (i odgovarajuće nosivosti)	126
Slika 7.6	Zatega kontra-strele E-159: zavisnost aksijalnih sila F_A i dinamičkog koeficijenta K_D od položaja tereta (i odgovarajuće nosivosti)	127
Slika 7.7	Aksijalna sila u zategi kontra-strele E-159 usled loma (prekida) redundantnog elementa, zatega E-158; K_D – dinamički koeficijent, K_F – koeficijent ukupnog rasta sile	127
Slika 7.8	Aksijalne sile u izabranim elementima postolja oštećene strukture dizalice (slučaj ispravnosti S-2)	130
Slika 7.9	Položaj izabranih konačnih elemenata u modelu dizalice	131
Slika 7.10	Aksijalne sile u izabranim konačnim elementima TD pri naglom spuštanju i kočenju tereta	132
Slika 7.11	Prvi modalni oblik BD PULA-2 (sopstvena vrednost $\omega_1=0.3147$ Hz)	135
Slika 7.12	(a) Položaj elastičnih oslonaca portala E, (b) Funkcija opterećenja vetrom sa jednim harmonikom – 1H, (c) Funkcija opterećenja vetrom sa četiri harmonika – 4H, (d) Sile reakcije u elastičnim osloncima E-70 i E-71 za dva promenljiva dejstva – 1H i 4H	136
Slika 7.13	Statička i dinamička x -translacija čvora N-38 (zelena prava pokazuje pomeranje vrha klackalice pri statički tretiranom vetru)	137
Slika 7.14	Elementarne izložene površine dizalice A_i , promena brzine vetra prema (4.38) i sile vetra prema (4.37) za dve vrednosti referentnih brzina vetra $U(H_{ref}=10m)=35$ i 45 m/s, u zavisnosti od visine z težišta elementarnih površina.....	138
Slika 7.15	(a) Uprošćena šema portala sa elastičnim osloncima, (b) sinusna pobuda – jedan nalet vetra, (c) sinusna pobuda – tri naleta vetra, (d) dinamički odgovori u vidu aksijalne sile u konačnom elementu E-71 – elastičnom osloncu izvedenog rešenja portala osnovnih dimenzija $b \times d=6 \times 8$ m	139
Slika 7.16	Sile reakcije u konačnom elementu (elastičnom osloncu) E-71 redizajniranog portala sa novom bazom $b_2 \times d_2=8 \times 8$ m za dva promenljiva dejstva vetra 1H i 3H (Nema gubitka stabilnosti!)	140
Slika 7.17	Dinamički koeficijenti izraženi preko konačnih elemenata nogu portala (E-212 do E-215): za osnovnu geometriju portala baze $b_1 \times d_1=6 \times 8$ m – levo, i za redizajniranu geometriju portala sa novom bazom $b_2 \times d_2=8 \times 8$ m – desno	142

Slika 7.18	Dinamički odgovori TD na tektonsku pobudu: (a) oscilovanje vrha strele, (b) unutrašnja sila u glavnom kosniku uležištenja tornja (u portalu)	143
Slika 7.19	Mosna dizalica D800: numeričko oscilovanje glavnog nosača u čvoru na sredini raspona	144
Slika 7.20	Mosna dizalica D800: eksperimentalno oscilovanje glavnog nosača u čvoru na sredini raspona	145
Slika 7.21	Podizna platforma CTE-Z19: (a) numerički i eksperimentalni ugib, (b) eksperimentalna (izmerena) sila povlačenja užeta, (c) model sile poremećaja (opterećenja)	146
Slika 7.22	Scenario KM-I1: promene unutrašnje (aksijalne) sile u glavnoj zategi E-17	148
Slika 7.23	Scenario KM-I1: promena aksijalne sile u preostaloj ispravnoj zategi kontra-strele E-158 posle prekida zatege E-159	148
Slika 7.24	Scenario KM-I2: skok napona u elementu zatege kontra strele E-158	149
Slika 7.25	Scenario KM-I2: promene unutrašnje sile u glavnoj zategi E-17	150
Slika 7.26	Scenario KM-III1: promene unutrašnje sile u glavnoj zategi E-17	151
Slika 7.27	Scenario KM-III1: promena unutrašnje sile u zategi kontra strele E-158	151
Slika 7.28	Scenario KM-III1: ukupno pomeranje vrha (kraja) strele u čvoru N-1409	152
Slika 7.29	Scenario KM-III1: bočno pomeranje vrha tornja u čvoru N-958	153
Slika 7.30	Dinamički koeficijenti sile u glavnoj zategi E-17 i zategi kontra-strele E-158	153

REGISTAR SKRAĆENIH IZRAZA

ANSYS	ANSYS Structural Mechanics – softverski paket za analizu struktura i rešavanje inženjerskih i dizajnerskih problema korišćenjem FEA alata.
ASME	American Society of Mechanical Engineers – Američko udruženje mašinskih inženjera je jedna neprofitna organizacija za promociju globalnog multidisciplinarnog inženjerstva i srodnih nauka. https://www.asme.org/
BD	Brodogradilišna Dizalica.
G	Overall structural damping coefficient – koeficijent ukupnog strukturnog prigušenja.
DOF	Degrees Of Freedom – broj stepeni slobode predstavlja broj nezavisnih načina kretanja dinamičkog sistema pod uslovima postavljenih ograničenja (Wikipedia).
E	Česta oznaka za Element (misli se na konačni element br.?, npr. E-17).
EC	EuroCode (Evrokod) predstavlja normativ za proračun raznih vrsta konstrukcija u ujednačenom sistemu evro-pravila. Evrokodovi postepeno zamenjuju evropske norme EN i usklađeni su sa CEN normama. Evrokodovi su podeljeni na kategorije i podkategorije.
EXP	Oznaka za eksperimentalno.
ISO	International Organization for Standardization – Međunarodna organizacija za standardizaciju. http://www.iso.org
ISS	Institut za standardizaciju Srbije. http://www.iss.rs/
IUOE	The International Union of Operating Engineers – Međunarodni savez operativnih inženjera. http://www.iuoe.org
K	Česta oznaka za Koeficijent (npr. K_D – dinamički koeficijent).
KM	Kombinovani Model opterećenja.

MG	M easuring G auge – u disertaciji se često koristi i MT što označava skraćenicu za M ernu T raku.
MEWP	M obile E levating W ork P latform – najčešća međunarodna skraćenicu za mobilnu podiznu radnu platformu.
MIN	M ašinska I ndustrija N iš.
MSC.NASTRAN	MSC Nastran je softverska aplikacija koja se koristi za multidisciplinarnu strukturnu analizu i to statičku, dinamičku i termalnu analizu u domenu linearnosti i nelinearnosti. Proizvođač je MSC Software (MSC – M ac N eal- S chwendler C orporation).
N	N ode – česta oznaka za čvor, npr. N-7.
OSHA	O ccupational S afety and H ealth A dministration - Uprava za bezbednost i zdravlje na radu pri Ministarstvu rada Sjedinjenih Američkih Država. http://www.osha.gov
P-O	P ortalno- O brtna dizalica.
RTB	R udarsko- T opioničarski B asen B or. http://rtb.rs/
TD	T oranjska D izalica.
FEA	F inite E lement A nalysis – analiza metodom konačnih elemenata predstavlja numeričku metodu za rešavanje različitih fizičkih problema. Naročitu primenu ima u oblasti mehanike čvrstih tela (Solid Mechanics).
FEM	F inite E lement M ethod – ili metoda konačnih elemenata. Ona predstavlja metodu za analizu struktura koja se često primenjuje u numeričkim izračunavanjima problema u strukturnoj mehanici. U praktičnoj primeni često se naziva i F inite E lement A nalysis (FEA).
FEMAP	F inite E lement M odeling A nd P ostprocessing – softverski alat za modeliranje metodom konačnih elemenata i postprocesiranje.
FE	F inite E lement model – često se koristi u disertaciji za kraće obeležavanje modela konačnih elemenata.
FFT	F ast F ourier T ransform – brza Furijeova transformacija. Metoda prebacivanja signala snimljenih u vremenskom domenu u frekventni domen.
HBM	H ottinger B aldwin M esstechnik – jedna od vodećih svetskih kompanija u oblasti merne tehnike. http://www.hbm.com
HBM CatMAN	Softver za akviziciju, vizuelizaciju i analizu podataka merenja. Proizvođač je HBM (H ottinger B aldwin M esstechnik G mbH).
CEN	C omité E uropéan de N ormalisation – Evropski komitet za standardizaciju. http://www.cen.eu

1. UVOD

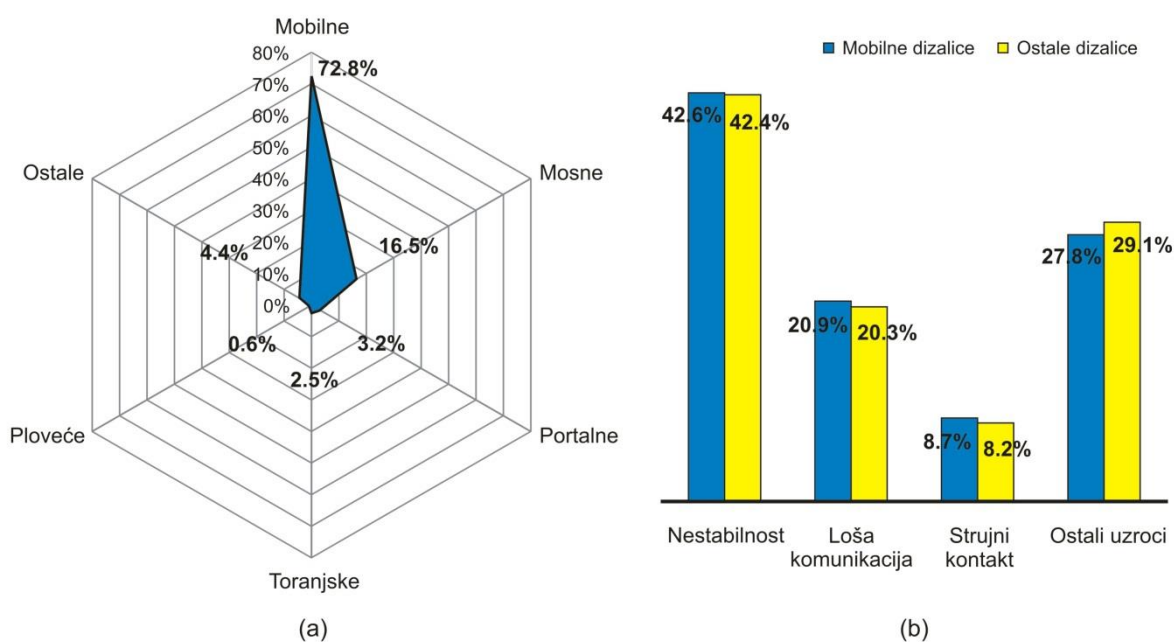
1.1. MOTIVACIJA ISTRAŽIVANJA

Koliko su česti incidenti i koliki je rizik u radu sa teškim transportnim mašinama? Takva analiza bila bi posebno interesantna za visoke mašine sa ograničenom stabilnošću, na primer za klase mobilnih, toranjskih, brodograđevinskih i dizalica na otvorenom. Podaci o ovakvim incidentnim situacijama nisu dostupni u jednoj globalnoj bazi pa se uvid u incidentna i havarijska stanja ovih mašina može imati na osnovu izveštaja i analiza od strane nacionalnih državnih institucija za bezbednost na radu i drugih organizacija u svetu. Ovakve baze se odlikuju tačnim informacijama ali ni jedna od njih ne obuhvata registar svih incidenata koji su se desili na globalnom nivou. Prema relevantnom izvoru [1] a na osnovu podataka iz perioda 2000.-2009, godišnje se u svetu dogodi 260 havarijskih incidenata sa dizalicama u proseku i sa 140 fatalnih (smrtnih) ishoda. Realno, broj incidenata je veći i on se prikriva zbog izbegavanja visoke odgovornosti i štete koja nastaje u takvim okolnostima. Međutim, pojava incidenata sa transportnim mašinama je i dalje manje verovatnoće u odnosu na incidente u saobraćaju, a broj nastradalih u ovim incidentima nije ni približan onom u saobraćajnim nesrećama. U svetu nastrada godišnje u saobraćaju oko 1 milion ljudi, a u Srbiji 1331 čovek prema podacima MUP-a Srbije za 2012. i 2013. godinu.

Prema analizi California Department of Industrial Relations/Division of Occupational Safety and Health [2], najveći broj incidenata nastaje pri radu sa mobilnim dizalicama gde spadaju i mobilne podizne platforme za rad na visini, sl. 1.1(a). Tako je u periodu 1997.-1999. broj incidenata kod mobilnih dizalica iznosio 115. Posmatrajući dijagram sa sl. 1.1(b) možemo zaključiti da su isti uzroci incidenata, prema analizi [2], gotovo identično zastupljeni

kod mobilnih kao i svih ostalih klasa dizalica. Najveći broj havarija kod mobilnih (42.6%) i ostalih dizalica (42.4%) događa se zbog nestabilnosti, sl. 1.1(b), a konkretno: pri radu sa neobezbeđenim teretom, pri manipulisanju teretom van granica stabilnosti, usled denivelacije mašine kod oslanjanja na tlo. Prema broju incidenata zatim slede mosne, portalne, toranjske i ploveće dizalice, sl. 1.1(a). Interesantno je da toranjske dizalice nisu vodeća klasa po broju incidentnih situacija sa svega 2.5% od svih incidenata, iako su najzastupljenije širom sveta.

Drugi najčešći uzrok incidenata je loša komunikacija, sl. 1.1(b). Pod ovim izrazom se podrazumeva otežana vizuelna komunikacija sa teretom i ciljnim objektom tj. nemogućnost operatera dizalice da, zbog udaljenosti i loše vidljivosti, izvede najbolju putanju kretanja tereta. Rukovanje – upravljanje dizalicom obuhvata skup aktivnosti kojima operater vodi korisni teret do mesta odredišta. Upravljanje je izuzetno značajno sa aspekta stabilnosti dizalice. Kako upravljanje dizalicom, a time i stabilnost, u velikoj meri zavisi od ljudskog faktora – operatera, potrebno je vršiti pažljivu kontrolu procesa upravljanja uključujući metode izbora putanja vođenja tereta u ograničenom radnom prostoru. Ovim metodama se minimizuju eventualne greške operatera i suspenduju neželjena dejstva izazvana pojedinim naglim kretanjima. Primenom metoda izbora prostornih putanja ostvaruje se bezbedno pozicioniranje tereta i smanjuje vreme radnih ciklusa. Neželjena dejstva su kretanja usled inercije, na primer ljuljanje tereta, a posledice su: izražene vibracije strukture, duže trajanje radnog ciklusa (duža putanja), kolizija između tereta i postojeće prepreke u neposrednom

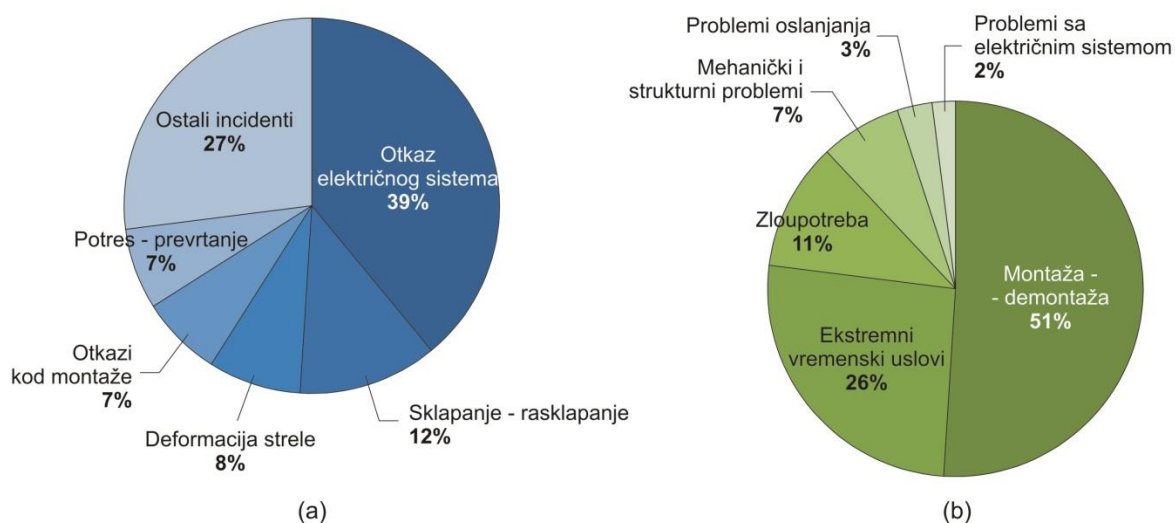


Slika 1.1 Incidenti sa dizalicama: (a) broj incidenata po klasama dizalica, (b) najčešći incidenti, [2].

okruženju (sudar). Savremene metode kontrole vođenja tereta pružaju veći nivo sigurnosti eksploatacije dizalica ali ipak ne obuhvataju sve provjere, na primer režime izazvane slučajnim uticajima poput seizmičkog olujnog i zlonamernog dejstva i otkaza dela strukture.

Još jedan čest uzrok incidenata je i strujni kontakt, sl. 1.1(b). Ovim se podrazumeva neregularni prekid strujnog kola u električnoj instalaciji dizalice. Prekid je najčešće izazvan: nepažnjom, nedozvoljenim korišćenjem elektro-sistema dizalice i nedovoljnom zaštitom strujnih provodnika.

International Union of Operating Engineers (IUOE) [3] vrši sistematizaciju incidenata sa dizalicama čineći je pogodnijom za tehničku upotrebu, sl. 1.2(a). Prema podacima IUOE publikovanim 2009. godine, najveći broj incidenata se javlja kao posledica otkaza električnog sistema dizalice, čak 39%. Otkazi iz ove grupe su najčešće proizvod neispravnosti sigurnosnih uređaja kao i neusklađenosti korišćenja sa uputstvima za bezbedno rukovanje. Dominacija otkaza iz ove grupe, u novije vreme, rezultat je sve većeg učešća električnih i elektronskih komponenti u pojedinim sistemima dizalica. Slede incidenti manje učestanosti, sl. 1.2(a), i to prilikom sklapanja-rasklapanja dizalica, deformacije strele, montaže i potresa-prevrtanja. Procesi rasklapanja i sklapanja podrazumevaju prelazak noseće strukture dizalice iz transportnog u radni položaj, odnosno iz radnog u transportni položaj, kao i manipulisanje mehanizmima za okretanje, promenu dohvata i elevaciju u cilju promene radnog položaja. Statistički podaci IUOE pokazuju da je 12% havarija dizalica izazvano delovanjem operatera prilikom vršenja radnih operacija sklapanja i rasklapanja strukture. Ta delovanja ogledaju se kroz nepoštovanje uputstva za rukovanje i bezbedan rad, kao i izvođenje rizičnih operacija sa



Slika 1.2 Najčešći uzroci incidenata: (a) svih dizalica prema [3], (b) toranjskih dizalica prema [1].

mašinom ili elementima mašine. Deformacije konstrukcije strele izazivaju havarijska stanja u 8% slučajeva. Na deformaciju strele utiču: preopterećenje, nepravilno rukovanje i loše konstruktivno rešenje. Nešto manje otkaza se javlja u procesima montaže i demontaže noseće strukture, njih 7% i to uglavnom kod toranjskih dizalica. Isti procenat (7%) incidenata događa se usled nekonsolidovane (meke) podloge oslanjanja ili seizmičkih potresa, sudara, naleta jakog vetra sa ishodima prevrtanja ili loma konstrukcije.

Prema istraživanju [1], zasnovanom na statistici vodećih časopisa u oblasti tržišta dizalica [4] i [5], i internet baze [6], najveći broj incidenata kod toranjskih dizalica dogodio se u fazi uspravljanja tornja, odnosno montaže i demontaže i to u 51% slučajeva u periodu 1989.-2009, sl. 1.2(b). Ekstremni ambijentalni uslovi¹, poput aero-uticaja i hidro-uticaja, su druga najzastupljenija kategorija uzroka incidenata, a prvenstveno olujni vetar sa 26% slučajeva, sl. 1.2(b). Slede zloupotreba i nepažnja (11%), mehanički i strukturni problemi (7%), nekonsolidovano tlo i oslanjanje uopšte (3%) i otkazi uređaja za kontrolu – otkazi električnog sistema (2%).

Sistematizacijom svih ovih informacija može se doći do zaključka da postoje četiri glavne kategorije razloga zbog kojih dolazi do havarija teških transportnih mašina. To su: greške dizajna (eng. *design-in faults*), greške proizvodnje (eng. *manufacturing-in defects*), greške u eksploataciji (eng. *operating-in faults*) i poremećaji iz okruženja (eng. *environment-in defects*), [7].

Istraživanja u domenu graničnih slučajeva opterećenja naročito su važna za trajanje, stabilnost i havarijska stanja teških transportnih mašina sa okvirnom nosećom strukturom². Ciljna grupa u istraživanju dinamičkog odgovora na incidentne situacije su određene klase dizalica i rudarskih mašina sa dominantno okvirnom strukturom. Velike dimenzije, a najpre velika visina i teški uslovi rada (permanentna izloženost različitim ambijentalnim uslovima), čine ove mašine aktuelnim za proveru dinamike. Naročito se istražuje dinamičko ponašanje dizalica u tranzijentnim režimima i pri ekstremnim opterećenjima. Motivacija za istraživanje dinamike velikih dizaličnih struktura je potkrepljena i statističkim podacima [1], prema kojima: ne postoji proizvođačka marka dizalice za koju se može reći da je posebno sklona incidentima; ne postoji proizvođač čija dizalica bar jednom u toku svog životnog ciklusa nije imala incidentnu situaciju. S toga istraživanje dinamike treba da obuhvati kontrolu dizajna na rizične kategorije dejstava.

¹ Environmental conditions: wind load, ocean load etc. (eng.)

² Frame support structure (eng.)

Velika rasprostranjenost transportne i građevinske mehanizacije širom sveta s obzirom na brojnost opreme, čini mehanizaciju vrlo aktuelnom klasom za istraživanje. Motivacija ovog istraživanja leži i u porastu broja opravki havarisane opreme, pre svega dizalica. Taj broj je, u praksi, veći od broja nabavki novih mašina jer visoka cena nabavke nove mašine predstavlja uvek ograničavajući faktor. Takođe, regularni radni uslovi su bolje pokriveni standardima od havarijskih, što predstavlja svojevrsni pokazatelj nedovoljne istraženosti havarijskih situacija mašina. Neke od havarijskih situacija sa dizalicama u Srbiji iz prethodnih godina prikazane su na sl. 1.3.

Osetljivost nosećih struktura na dinamičke promene je izraženija pri prelasku iz regularnih u ekstremne režime rada. Takođe, različiti slučajevi otkaza (kidanje, lom) odgovornih elemenata struktura imaju za posledicu prestanak funkcije delova ili cele mašine. Neki slučajevi otkaza imaju dramatičan ishod po stabilnost strukture – prevrtanje. Primeri iz prakse u eksploataciji velikih struktura ukazuju na još jednu negativnu pojavu – incidente izazvane prethodnim incidentom – oštećenjem. To su zapravo situacije sa dva uzastopna incidenta. Tada su dinamički odgovori strukture praćeni velikim amplitudama oscilovanja i ne retko padom strukture. Mehanizam rušenja strukture u celini nije predmet običnih incidenata i često je posledica delovanja za koja strukture nisu pripremljene (cunami, seizmički talas, naletanje susednog objekta na strukturu). Pouzdanost okvirnih struktura transportnih mašina može se oceniti prema sposobnosti preuzimanja svih regularnih i neregularnih dejstava koja se javljaju tokom životnog veka mašine.

Incidentne situacije mogu da uzrokuju lokalna oštećenja strukture ali mogu proći i bez oštećenja. Tako na primer, u određenim situacijama usled njihanja konstrukcije i tereta može doći do prekida veze između strele i zatege što zapravo predstavlja dve uzastopne incidentne situacije – nekontrolisano njihanje i prekid konstruktivne veze. Druga česta incidentna kombinacija nastaje pri preopterećenju strukture, tj. pri radu sa teretom preko opsega nosivosti nastaje intenzivna dinamika, a kao posledica i otkaz nekog dela strukture.

Navedene ekstremne situacije kao i kombinacije incidentnih dejstava ističu očuvanje stabilnosti kao ključni zahtev u savremenom dizajnu nosećih okvirnih struktura teških mašina. Zadatak dobrog strukturnog dizajna je da odgovori na sledeća pitanja:

- Kako će se ponašati ostatak strukture nakon loma nekog odgovornog elementa?
- Da li će taj lokalni lom ugroziti opštu stabilnost strukture?
- Da li će se preraspodelom unutrašnjih sila u strukturi (rezerviranjem) očuvati stabilnosti?

Provera teorijskih modela – provera kvaliteta dizajna se najbolje vrši eksperimentalnim probama na gotovoj (izvedenoj) strukturi. Ta provera, tj. testiranje dinamičkog ponašanja,



(a)



(b)



(c)



(d)



(e)

Slika 1.3 Havarije dizalica u Srbiji: (a) „Ekotehna 2000”, Zemun, 2012; (b) Azotara Pančevo, 2009; (c) „Bora Kečić“, Beograd, 2010; (d) Telekom Srbija, 2005; (e) RTB Bor, 2002.

izvedenih rešenja dizalica i rudarskih transportnih mašina je veoma skupa jer se najčešće vrši na unikatnim mašinama u nekom od procesa rukovanja materijalom³, bilo da je reč o gradilištima, brodogradilištima, lukama, platformama na otvorenom moru, ili pak površinskim kopovima rudnika. Najviši kvalitet dizajna zahteva proveru specijalnih incidentnih situacija poput seizmičkih potresa i orkanskih vetra. Međutim, eksperimentalne provere radi verifikacije kvaliteta dizajna, najčešće nije moguće vršiti potpuno u tako terenskim uslovima. Skupe eksperimentalne analize velikih mašina su reda pojava. U situacijama ambijentalnog opterećenja, kada nije moguće vršiti eksperimentalne provere na nosećoj strukturi, primenjuju se simulacione analize. Dinamičko ponašanje se proverava na prethodno razvijenom modelu dovoljne reprezentativnosti. Dakle, visoka sigurnost u dizajnu noseće strukture obezbeđuje se detaljnim teorijskim modelom, simulacijom incidentnih scenarija i eksperimentalnim testiranjem prototipa ili realnih struktura.

1.2. POSTAVLJANJE ISTRAŽIVAČKOG CILJA

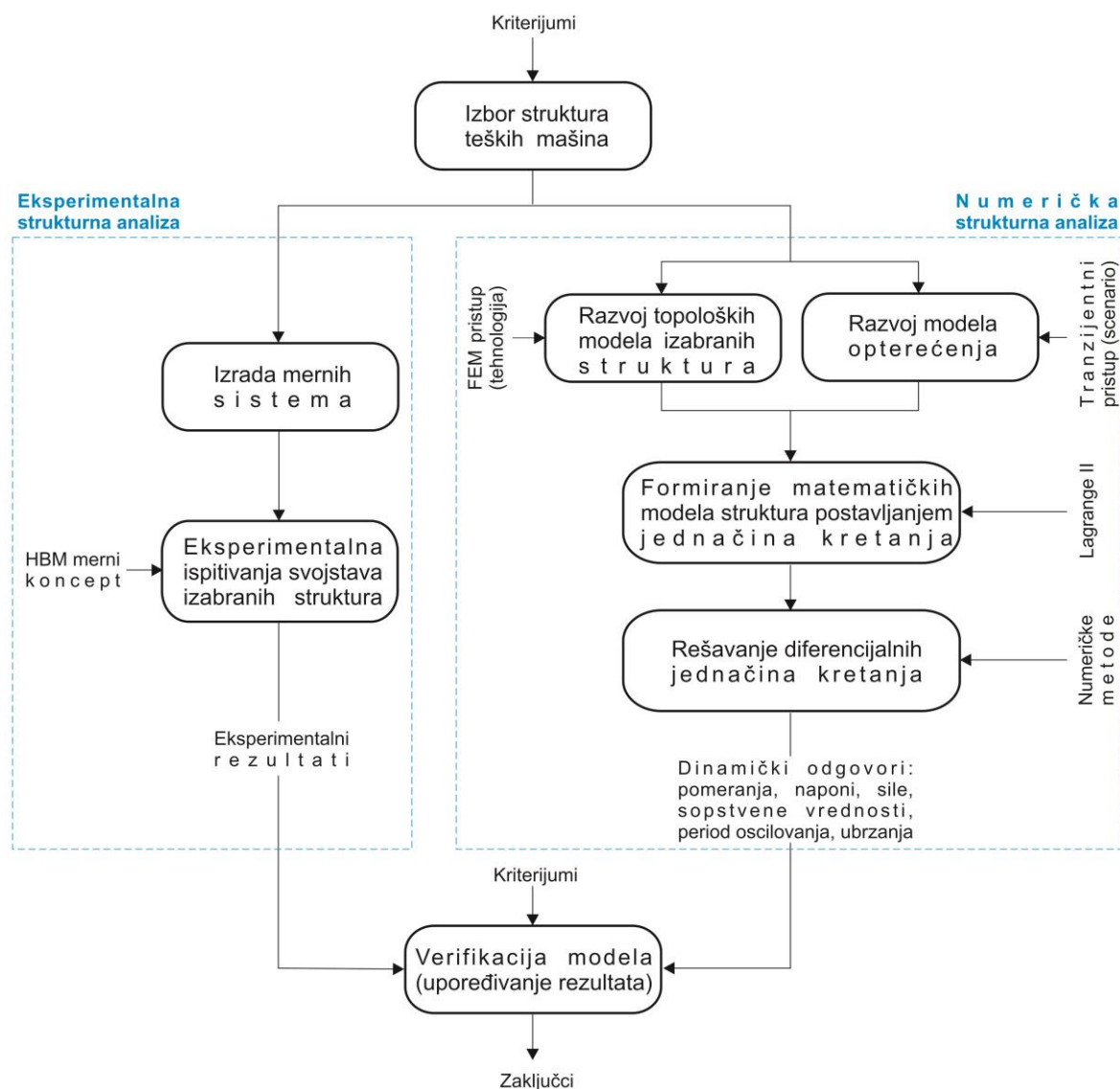
Istraživanje u ovoj disertaciji se sprovodi prema dijagramu toka istraživanja, sl. 1.4, u saglasnosti sa usvojenom metodologijom rešavanja zadataka tj. rešavanja diferencijalnih jednačina kretanja za svaku posmatranu strukturu transportne mašine. Istraživanja su usmerena na aktuelne klase transportnih mašina koje su izabrane na bazi motivacije definisane u prethodnom poglavlju i struktura osetljivih na dinamička delovanja (toranjske dizalice, portalno-obrtne dizalice, mobilne dizalice, mosne dizalice, odlagači). Prema dijagramu toka istraživanja sa sl. 1.4, razvijan je paralelno diskretan model strukture (mašine) i model opterećenja (poremećaja) za tranzijentne incidentne režime. Na bazi ovih polaznih modela formiraju se matematički modeli svih posmatranih struktura, tj. pripremaju se diferencijalne jednačine kretanja. Imajući u vidu da velike strukture koje su izabrane za analizu sadrže veliki broj stepeni slobode kretanja, pojavljuju se složeni – veliki numerički sistemi za rešavanje. Iz razloga velikog obima matematičkih modela (velikog broja jednačina), u disertaciji se daje prednost numeričkim metodama za traženje odgovora na statičke i dinamičke uticaje. S obzirom na cilj da se realno oblikuju geometrijski modeli, numerički modeli su imali prednost u odnosu na analitičke. Zato se može govoriti, pre svega, o numeričkom karakteru istraživanja obuhvaćenih ovom disertacijom. Kao rezultat numeričke integracije jednačina kretanja dobijaju se dinamički odgovori u vidu: pomeranja,

³ Material handling (eng.)

napona, sila, sopstvenih vrednosti, perioda oscilovanja i ubrzanja. Paralelno razvoju modela struktura i opterećenja vrši se eksperimentalno ispitivanje svojstava izvedenih rešenja svih izabranih struktura u cilju naučne verifikacije razvijenih matematičkih modela. Tako, pored numeričkog karaktera istraživanja ova disertacija ima i izraženi eksperimentalni karakter.

Glavni cilj disertacije je **utvrđivanje dinamičkih odgovora velikih nosećih struktura** izabranih transportnih mašina **na incidentne situacije**, izazvane slučajnim spoljašnjim opterećenjima (dejtstvima) i ekstremnim režimima rada koji su često na granici regularnosti. Ove incidentne situacije se odlikuju povećanim amplitudama oscilovanja koje mogu ugroziti integritet i opštu stabilnost visokih i teških a pokretnih struktura.

Treba istaći da ova disertacija nije imala za cilj istraživanje ponašanja struktura u domenu super-elastičnosti, plastičnosti, rušenja visokih objekata, teških havarija i potpunog



Slika 1.4 Dijagram toka istraživanja (u disertaciji).

gubitka stabilnosti, s obzirom da su takva eksperimentalna istraživanja (sa razaranjem) izuzetno skupa i praktično proceduralno neizvodljiva. Tako se izbor objekata analize, u okviru ove disertacije, ograničio na ispitivanje realno mogućeg. Pri tome su najviše korišćene metode statike i dinamike konstrukcija (male oscilacije mehaničkih sistema). Posmatrani su, pre svega, rizici u eksploataciji, uticaj različitih oblika nepažnje i kombinacije otkaza. Takođe, posmatrane su situacije koje mogu da se dogode kao posledica novih – izmenjenih klimatskih uticaja. Izučavana oblast dinamičkog ponašanja transportnih mašina karakteriše se višom kategorijom rizika od dinamike obuhvaćene projektovanjem transportnih mašina, a koja podrazumeva određenu rezervu nosivosti strukture. Izbor objekata je izvršen samo u onim kategorijama i elementima strukture koje ispoljavaju visoku osetljivost na dinamički poremećaj i visok rizik od oštećenja.

Situacija prevrtanja ili pada celih mašina analitički leži na potpuno drugačijoj vrsti mehaničkih analiza koje se nalaze u domenu mehanike tela (elastičnog i plastičnog) i različitih nelinearnih pojava koje prate razaranje materijala, promenu oblika strukture usled prevođenja kinetičke energije u deformacioni rad. To znači da su, u havarijskim slučajevima, deformacije velike i da menjaju potpuno stabilnost objekta kao celine, a da objekat, nakon incidenta, menja oblik i tačke oslanjanja. Ove ekstremne situacije imaju uglavnom individualni karakter i ne moraju nikad da se dogode. Upravo zato su posmatrane one mnogo češće situacije zajedničke za više transportnih mašina gde postoji gubitak funkcije jednog ili nekoliko članova, kada treba predvideti ponašanje strukture kao posledicu zbirnog događaja. Ocenjeno je da je najveći broj takvih zajedničkih incidentnih događaja u kategoriji oscilacija strukture. Zato je, osim provere statičke stabilnosti, u svim slučajevima istraživanja u okviru ove disertacije, dominantno bilo istraživanje dinamičkog ponašanja u vidu oscilovanja. Ovakav pristup polazi od činjenice da se različitim oblicima monitoringa i senzora može u ranoj fazi identifikovati lokalni gubitak regularnosti rada i intervenisati čime je i dalje očuvana sigurnost celine. Savremene informacione tehnologije i tehnički sistemi automatske kontrole stanja danas omogućuju primenu zaštitnih elektronskih sistema. Takvom strategijom je zapravo isključen ljudski nemar koji dovodi do incidenata najvećih razmera. Mali stepen oštećenja koji može nastati pri umerenom incidentu, koji je posmatran u ovoj disertaciji, mogao bi da bude sprečen utvrđivanjem najrizičnijih fizičkih parametara koji se mogu pratiti, a koji su ovom disertacijom analizirani i numerički vrednovani.

Istraživanja autora obuhvaćena ovom disertacijom, predstavljaju nastavak istraživanja transportnih mašina sadržanih u radu [8].

Pored utvrđivanja dinamičkih odgovora velikih nosećih struktura na incidentne situacije, kao glavnog cilja istraživanja, disertacija ima i pojedinačne ciljeve. To su:

- Formiranje referentnih fleksibilnih dinamičkih modela za dinamički osjetljive transportne mašine i različite slučajeve incidenata (spoljašnjih opterećenja).
- Formulisanje simulacionih mehaničkih modela sa postavljanjem novih vremenski promenljivih matematičkih modela poremećajnih uticaja (sila) na strukturu.
- Identifikacija najrizičnijih incidentnih situacija sa dizalicama i odlagačima koje zahtevaju najveću pažnju u dinamičkom dizajnu strukture.
- Određivanje dinamičkog ponašanja nekih sistema u rezonantnim stanjima.
- Analiza nivoa mehaničkih oštećenja strukture (prekoračenje napona i deformacija).
- Utvrđivanje povoljnog i nepovoljnog dizajna geometrije objekata za havarijska stanja.
- Utvrđivanje dinamičkih pokazatelja karakterističnih za izabrane klase mašina i struktura (dinamički koeficijent, koeficijent ukupne promene sile, koeficijent strukturnog prigušenja).
- Izgradnja sopstvenog iskustva o primeni opšteg principa i metoda za inženjersko rešavanje različitih problema graničnog dinamičkog ponašanja teških transportnih mašina.

Materija istraživanja u ovoj disertaciji je izložena u glavama, poglavljima i odeljcima. Glavama je obuhvaćeno osam tematskih celina u kojima se potpuno zaokružuje problematika specifična po pristupu, metodama i načinu izlaganja.

Nakon uvodnog dela (glava 1) koji nam ukazuje na važnost istraživanja dinamike nosećih struktura u domenu ekstremnih opterećenja i incidentnih dejstava, u disertaciji je dat osvrt na aktuelnu literaturu iz ove oblasti objavljenu u naučnim časopisima i na naučnim skupovima u svetu (glava 2). Takođe, dat je i kratak pregled normiranja u oblasti transportnih mašina, kao i jedan broj stručnih izvora informacija (časopisi i registrovane nacionalne institucije).

Metodologija za rešavanje dinamičkih zadataka, koja obuhvata metode i postupke za vršenje geometrijski nelinearne, modalne i tranzijentne analize na razvijenim teorijskim modelima izabranih transportnih mašina, pokazana je u glavi 3. Teorijski modeli su razvijani primenom metode konačnih elemenata (eng. *Finite Element Method* – FEM). Rešavanje dinamičkih zadataka u disertaciji podrazumeva numeričko sprovođenje brojnih dinamičkih analiza (matematičkih proračuna) za različite teorijske modele nosećih struktura, slučajeve opterećenja i tranzijentne scenarije incidentnih stanja.

Nakon kratkih uvodnih izlaganja o kriterijumima za izbor mašina koje će biti predmet istraživanja i o teorijskom pristupu za formulisanje modela, u glavi 4 se pristupa razvoju

teorijskog modela svake od izabranih struktura (poglavljje 4.3) kao i razvoju modela opterećenja, odnosno incidenata (poglavljje 4.4). Istaknut je značaj i pokazan način formiranja verodostojnog geometrijskog modela kao preduslova za kvalitetnu numeričku analizu dinamičkih izlaza simulacije incidentnih situacija. Posebna pažnja posvećena je: izboru konačnih elemenata, kinematskim slobodama, orijentaciji konačnih elemenata, tačnosti geometrijskih formi i položaju koncentrisanih masa. Takođe, pokazan je i postupak modeliranja opterećenja kojim se opisuje priroda incidentne situacije – spoljašnje opterećenje. Reč je o nekoliko scenarija označenih sa: Model-1, Model-2, ..., Model-7. Analiza obuhvata i očekivane kombinacije nekih od već navedenih scenarija.

Koncepcije i rezultati eksperimentalnih ispitivanja na realnim mašinama detaljno su pokazani u glavi 5. Data su objašnjenja za izbor merne opreme i mernih mesta. Merni sistemi su objašnjeni šematskim prikazima za svaku od izabranih ispitnih struktura. Eksperimentalne probe su, takođe, verno ilustrovane originalnim fotografijama sa ispitivanja.

Koristeći rezultate eksperimenata i upoređujući ih sa rezultatima numeričkih analiza, ova disertacija utvrđuje naučnu dovoljnost (zasnovanost) svih razvijenih teorijskih modela struktura u glavi 6. Naučna zasnovanost teorijskog modela se utvrđuje na osnovu određenih značajnih statičkih, kinematskih i dinamičkih parametara. Za tu svrhu određeni su parametri: pomeranja, sopstvene vrednosti, periodi oscilovanja, unutrašnje sile, naponi, dinamički koeficijenti.

U glavi 7 pokazane su dinamičke simulacije svih pojedinačnih zadataka i data je analiza dobijenih **dinamičkih odgovora** ispitivanih struktura na pobude izazvane spoljašnjim incidentnim opterećenjem (poremećajem). Dati su predlozi u nekoliko kategorija problema: definisanje graničnih parametara karakterističnih za incidentna stanja; razvoj savršenijeg dizajna zasnovanog na izmeni geometrije (forme i dizajna) ključnih članova strukture kod nekih klasa transportnih mašina; zavisnost promene koncepcijske forme mašina od povišenih dinamičkih zahteva eksploatacije; formiranje naučne baze eksperimentalnih parametara modela (prigušenja, krutosti tla).

U zaključku (glava 8) se daju naučni izlazi i predlozi tehničkih rešenja za dalju primenu kao i pravci daljih istraživanja u oblasti dinamike incidentnih stanja velikih transportnih mašina.

Listinzi dinamičkih modela i rezultati eksperimentalnih proba kao i fotografije sa obavljenih ispitivanja su sastavni deo ove disertacije i oni su u elektronskom obliku dostupni na uvid javnosti radi dokaza, provere i korišćenja datih rezultata.

Sistematski, po redosledu citiranja u tekstu disertacije, na kraju teksta dat je popis korišćene literature i izvora informacija na koje se autor ove disertacije poziva.

2. STANJE ISTRAŽIVANJA U SVETU

2.1. AKTUELNA REFERENTNA ISTRAŽIVANJA

Istraživači, u najnovijim studijama, razmatraju dinamičko ponašanje transportne mehanizacije u ekstremnim režimima rada i pri različitim incidentnim dejstvima. U pregledu je dat kratak osvrt na jedan broj aktuelnih istraživanja koji se bave problematikom transportnih mašina sa nekoliko različitih aspekata: dinamičkog ponašanja strukture, dizajna, stabilnosti, upravljanja, itd. U referentnim radovima, objekti istraživanja su uglavnom dizalice svih klasa i rudarske transportne mašine. Poseban osvrt tokom pisanja ove disertacije načinjen je prema istraživanjima koja se bave dinamikom okvirnih struktura transportnih mašina i visokih objekata poput tornjeva i slično. Značajan broj radova koji analiziraju dinamičko ponašanje visokih objekata ili mostova u građevinarstvu⁴ može takođe biti referentan za proučavanje dinamičkih pojava kod teških i visokih dizalica zbog analogije okvirnih struktura i dejstva spoljašnjeg opterećenja na strukturu (npr. isti aero-uticaji ili seizmička dejstva). Značajan broj aktuelnih istraživanja se bavi dinamičkim odgovorom struktura pri opterećenju od jakog vetra. Ova vrsta opterećenja može biti izuzetno opasna po opštu stabilnost i integritet visokih struktura kao što su visoke brodogradilišne i mobilne dizalice pa je prilikom izbora literature posebna pažnja posvećena radovima i istraživanjima u oblasti fenomena opterećenja vetrom. Veoma aktuelna su istraživanja ponašanja struktura izloženih prirodnim dejstvima. Takva opterećenja se često nazivaju *environmental loads* i sadrže uticaje vodene mase, vetra, temperature, snega, leda, uticaja tla itd.

⁴ Civil engineering (eng.)

Dejstvo vetra i drugih ambijentalnih opterećenja na strukturu. *Qu* i ostali, [9], posmatraju dejstvo vetra kao potencijalno incidentno dejstvo na velike rešetkaste toranjske strukture. Za analizu formiraju dva modela konačnih elemenata – statički i dinamički. Za analitičko određivanje dinamičkog odgovora strukture pri opterećenju od vetra koriste numeričke metode za integraciju jednačina kretanja. *Bošnjak* i ostali, [10], posmatraju vrtložno dejstvo vetra kao slučajne pobude, na mobilnu podiznu radnu platformu čime se stvaraju uslovi za pojavu rezonantnog oscilovanja na nižim sopstvenim frekvencijama mašine. Autori zaključuju da se nestabilnost podizne platforme usled dejstva vetra može izbeći aktivnom nosećom konstrukcijom koja će reagovati na promenljive uslove okruženja podešavanjem sopstvenih dinamičkih karakteristika. U tom cilju, već postojeći hidraulični cilindri mogu se koristiti i kao aktivni elementi za podešavanje bezbednog položaja kojim struktura dizalice odgovara na dejstva iz okruženja. Ovo istraživanje ukazuje na potrebu za sveobuhvatnijom analizom nosećih struktura sa mehaničkim višečlanim manipulatorom kao i građevinskih mašina, tj. jednim kompleksnim pristupom u dizajniranju imajući u vidu sve nove mogućnosti automatizacije manipulatora. Slučajno dejstvo morskih talasa (vodene mase⁵) na jednu strukturu *off-shore* platforme razmatraju *Cho* i ostali, [11]. Talasna indukovana pobuda vodene mase predstavlja veoma ozbiljan dinamički poremećaj direktno ugrožavajući stabilnost *off-shore* platforme koja na sebi često ima jednu ili više teških dizalica velikog dohvata. *Rama*, [12], vrši *in-place* analizu jedne teške *jack-up* platforme u složenim ambijentalnim uslovima (uslovima „opstanka“⁶) u *off-shore* okruženju, a u cilju definisanja mogućnosti prelaska strukture iz radnog u bezbedni režim⁷ kojim se suspenduju sve radne operacije na ovim objektima u slučaju ekstremnih vremenskih uslova. Posebna pažnja posvećena je talasnom opterećenju strukture od vodene mase i opterećenju od vetra⁸. *Radoičić* i *Jovanović*, [13], primećuju da su klimatske promene na planeti donele pojavu ekstremnih prirodnih uticaja na velike objekte u lukama i brodogradilištima kao i na objekte na otvorenom moru. Kako je vetar jedan od najpromenljivijih meteoroloških uticaja u prostoru i vremenu, to su autori u ovom radu pokazali način za dinamičko modeliranje opterećenja vetrom jedne visoke strukture brodogradilišne dizalice. Nalet vetra je modeliran kao talasna veličina promenljiva sa vremenom i altitudom strujanja. Dinamičko delovanje vetra na visoke strukture je korišćeno za nalaženje ponašanja strukture na ekstremne

⁵ Ocean load (eng.)

⁶ Survival conditions (eng.)

⁷ Safe or survival mode (eng.)

⁸ Wind load (eng.)

klimatske događaje kada se pojavljuju frekventno rezonantni uticaji. U radu se koriste: originalno razvijen dinamički model dizalice, eksperimentalno verifikovana krutost, i unutrašnje statičke veličine. *Case study* analizom je traženo dejstvo vetra koje bi pri višestrukum rezonantnom naletu izazvalo gubitak dinamičke stabilnosti dizalice. Ovakvim analizama se može utvrditi realan rizik za potencijalni havarijski incident visokih objekata od meteorološki registrovanih ambijentalnih dejstava.

Uticaj seizmičke pobude na strukturu. *Solazzi*, [14], zaključuje da je kod svih posmatranih vrsta dizalica (lučke, toranjske, portalne) u slučaju seizmičke pobude, osnovna prirodna frekvencija veoma niska. Prvih pet frekvencija imaju vrednost manju od 2 Hz. Dinamički odgovor svih posmatranih dizalica na seizmičku pobudu je sličan i ne zavisi od strukturne konfiguracije dizalice. U svim slučajevima, pomeranja dizalica usled zemljotresa su skoro deset puta veća od pomeranja izazvanih u normalnim radnim uslovima, pa su i strukturni naponi veoma visoki. Zone maksimalnih napona u strukturi dizalica pri seizmičkoj pobudi su drugačije locirane u odnosu na regularne radne režime. Te zone se nalaze u okolini tačkaka visoke krutosti – na spojevima horizontalnih i vertikalnih nosača (čvorni limovi). *Alamoreanu* i *Vasilescu*, [15], traže rešenje za problem ponašanja toranjske dizalice usled dejstva seizmičkog opterećenja. Tom prilikom razmataju se dve hipoteze: dizalica se nalazi u radnom položaju sa teretom a mehanizam za okretanje strele⁹ je zakočen; dizalica je van radnog režima pa je mehanizam za okretanje slobodno orijentisan prema vetru. Prema prvoj hipotezi, torzioni moment M_t koji se prenosi na toranj, zavisi od momenta kočenja M_F , prenosnog odnosa i_t i stepena efikasnosti mehanizma za okretanje η_t , i momenta otpora vetra M_w . Prema drugoj hipotezi, zbog slobodnog okretanja strele ($M_F=0$), torzioni moment M_t koji se prenosi na toranj je jednak momentu otpora vetra M_w .

Incidentna dinamika izazvana otkazom odgovornih elemenata. *Radoičić* i ostali, [16], analiziraju dinamičko ponašanje jedne toranjske dizalice simulacijom otkaza odgovornih elemenata okvirne strukture. Postavljeni su osnovni incidentni modeli, identifikovani višegodišnjim posmatranjem havarijskih situacija i najčešćih ljudskih grešaka u eksploataciji. Definisani su i modeli kombinovanog opterećenja strukture kao posledice zbirnog dejstva više grešaka i otkaza. Kombinovane modele karakteriše sledljivost i koincidencija incidenata (vremenski uzastopno ili istovremeno). Na osnovu eksperimentalnih ispitivanja definisani su granični parametri potrebni za tranzijentnu analizu, kao što su:

⁹ Slewing mechanism (eng.)

koeficijent ukupnog strukturnog prigušenja, ubrzanje tereta, vreme odbacivanja (pada) tereta, i unutrašnje sile u odgovornim elementima strukture. *Gnjatović* i ostali, [17], analiziraju otkaze odgovornih podsklopova donjeg stroja i nadgradnje, koji su povremeno izazivali zastoje i pretili eventualnom kolapsu rotacionog bagera na površinskom kopu rudnika Kolubara. Analizirani otkazi uzrokovani su kombinacijom greške u projektovanju¹⁰ nosača točkova i defekta zavarenog sastava. *Savković* i ostali, [18], se bave analizom loma izazvanog ekstremnim naprezanjem strukture strele mobilne dizalice u najnepovoljnijem slučaju opterećenja. Istraživanje se zasniva na FE analizi i analizi zamora materijala, i ukazuje na glavni uzrok otkaza – superpoziciju negativnih uticaja zamora materijala i projektovanja izraženog nedovoljnim poprečnim presekom noseće strukture na mestu loma. *Ibrahim* i ostali, [19], istražuju uticaj položaja i dubine pukotine u materijalu na veličinu slobodnih oscilacija u eksploataciji delimično oštećenih okvirnih struktura. Razvijen je model (element) pukotine prema principima mehanike loma. *Rusiński* i ostali, [20], zaključuju da su slobodne oscilacije i rezonantno dejstvo glavni razlozi zamora materijala i geneze pukotina u strukturi rudarskih mašina kao što su roto-bager i odlagač. Takođe, pukotine mogu nastati i usled: neadekvatne tehnologije za proizvodnju konstruktivnih elemenata, loše projektovanih zglobnih veza u strukturi, slučajnih događaja – opterećenja. Ređe su to greške u materijalu. Ističe se potreba za tačnim modeliranjem (veća vernost modela). *Katkhuda* i ostali, [21], razvijaju jedan novi sistem za detekciju lokalnih oštećenja elemenata pri normalnim radnim uslovima, kao i procenu ispravnosti čeličnih okvirnih struktura.

Razvoj teorijskih i simulacionih modela. *Gašić* i ostali, [22], razvijaju model jedne ravanske strukture portalne dizalice sa idejom njegove univerzalne primene u analizi sličnih struktura uz minimalno prilagođavanje. *Da Silva* i ostali, [23], uključuju geometrijsku nelinearnost u modeliranje okvirnih struktura čije se dinamičko ponašanje proučava usled dejstva dinamičkih uticaja. U obadva istraživanja, modeliranje je zasnovano na primeni FEM analiza. *Kettal* i *Wiberg*, [24], ukazuju na složenost modela za simulaciju procesa otkaza koji obuhvata rešavanje velikog broja nelinearnih jednačina i zahteva primenu novijih i brzih numeričkih metoda za mehaničku analizu struktura. *Shi* i ostali, [25], razvijaju jedan numerički model za simulaciju i analizu dinamičkog ponašanja različitih vrsta rastavljivih veza u čeličnoj konstrukciji, ostvarenih zavrtnjevima i pločama. *Jovanović* i ostali, [26], teorijskim i eksperimentalnim analizama na toranjskoj dizalici, pokazuju značaj kvalitetnog

¹⁰ Design-in faults (eng.)

modeliranja rešetkastih nosećih struktura za potrebe tehničkih analiza, prvenstveno dinamičkih. Vršiti se komparacija numerički (simulacijom) dobijenih dinamičkih odgovora strukture sa rezultatima eksperimentalnih provera. Visok kvalitet razvijenog teorijskog modela dizalice potvrđen je malim odstupanjima traženih dinamičkih veličina ovog modela u odnosu na eksperimentalni. Radom se ukazuje na pravce dobrog modeliranja, i to na: izbor tipa konačnih elemenata, broj konačnih elemenata, potrebnu detaljnost pojedinih opisa (npr. veze elemenata, orijentacija elemenata, itd.), eksperimentalno utvrđivanje vrednosti strukturnog prigušenja, verno uvođenje svojstava svake modelirane strukture (npr. nadvišenje strele kod toranjskih dizalica, itd.). *Vasiljević* i ostali, [27], istražuju uticaj stepena aproksimacije u modelu pri određivanju sopstvenih frekvencija noseće konstrukcije jedne portalne dizalice. Odgovori dobijeni analizom aproksimativnih matematičko-mehaničkih modela sa raspoređenim i direktno koncentrisanim masama upoređeni su sa odgovorima dobijenim analizom modela sa raspodeljenim masama (modelom za tačan prilaz analizi). Za analizu dinamičkog ponašanja noseće strukture portalne dizalice pod dejstvom pokretnog opterećenja predložena je, kao tačnija, metoda „konzistentnih“ masa. Opisani modeli su dati bezdimenzionim parametrima pa tako mogu imati univerzalnu primenu u analizi simetričnih portalnih dizalica. *Radoičić* i *Jovanović*, [28], istražuju uticaj strukturnog prigušenja na dinamičko ponašanje velikih i složenih konstrukcija. Eksperimentalno istraživanje koeficijenta prigušenja zasniva se na činjenici da se u dinamičkim analizama na razvijenim modelima okvirnih struktura a pre početka analize tranzijentnih stanja, vrednost otpora prigušenja usvaja na osnovu preporuka, što implicira grešku tranzijentnog odgovora, uvedenu preko frekvencija, dekremenata i maksimalnih amplituda. Na osnovu eksperimentalnih i teorijskih istraživanja autori su predložili jedan postupak za identifikaciju koeficijenta ukupnog strukturnog prigušenja¹¹ i utvrdili sigurne vrednosti ovih koeficijenata za posmatanu klasu mašina. Takođe, doneti su generalni zaključci o dinamičkom ponašanju celokupne klase toranjskih dizalica sa rešetkastom strukturom. *Jovanović* i ostali, [29], istražuju dinamičko ponašanje strukture portalno-obrtne dizalice mase 400 t. Osetljivost delova dizalice na dinamičke promene izražena je značajnim amplitudama njihanja i dugim periodima smirenja. Istraživane su dinamičke sile u različitim položajima mehanizma za promenu dohvata¹² uključujući i uticaj njihanja tereta. Zapravo, tražen je odgovor na pitanje: da li njihanje nazivnog tereta na dugačkom užetu pod uglom $\pm 3^\circ$ može izazvati kritične pojave, odnosno ugroziti stabilnost dizalice i oštetiti noseću strukturu. Dobijeni dinamički

¹¹ Overall structural damping coefficient (eng.)

¹² Luffing level mechanism (eng.)

koeficijenti ukazuju na važnost visokog kvaliteta konstruktorskog modeliranja u cilju prilagođavanja geometrije i materijala konstrukcije funkcijama dizalice. *Langen* i ostali, [30], istražuju dinamičko ponašanje konstrukcije ploveće dizalice¹³ prilikom podizanja tereta. Pored nestabilnog oslanjanja na vodenoj površini i jakog dejstva vetra na otvorenom moru, ove dizalice na brodu su izložene dodatnom dinamičkom uticaju ljuľanja tereta. Položaj vertikalne ose obrtanja dizalice je najčešće ekscentričan u odnosu na vertikalnu osu težišta broda, što problem stabilnosti čitavog sistema čini još ozbiljnijim. Istraživanje obuhvata numeričku simulaciju procesa podizanja tereta koja se zasniva na razvijenom FE modelu. Odgovorni članovi strukture su modelirani konačnim elementima tipa ljuľke, dok su uže za podizanje tereta i hidraulični cilindri modelirani elementima tipa opruge i prigušnice. Razvijeni model dizalice sadrži i sistem za kontrolu kretanja strele i kompenzaciju položaja broda-dizalice u odnosu na plovni objekat kod koga se vrši istovar/utovar tereta. *Jovanović* i ostali, [31], istražuju uticaj najniže sopstvene frekvencije na ponašanje toranjske dizalice sa aspekta budućeg projektovanja elektro-mehaničkog kočionog sistema i regulacije zaustavljanja mehanizama velikih toranjskih dizalica. Najniža frekvencija, dobijena modalnom analizom, eksperimentalno je proverena izradom preciznog tenzometrijskog sistema. Koristeći analogiju realnog i teorijskog modela, bez izvođenja eksperimenta, razvijen je opšti dinamički model za različite simulacije. *Kang* i *Miranda*, [32], se bave razvojem virtualne strukture toranjske dizalice kojom se omogućuje simulacija i vizuelizacija procesa izgradnje. Matematički model dizalice se sastoji iz dva sub-modela – kinematskog i dinamičkog. Za verifikaciju ove metode razvijen je softver kojim se detaljno vizuelizuju operacije sa dizalicom i vrši simulacija radnih operacija u realnom vremenu izvođenja kod dugotrajnih projekata izgradnje.

Optimalno vođenje tereta. *Nakazono* i ostali, [33], razvijaju rešenje za optimalno vođenja tereta (tj. utvrđivanje najkraće putanje i minimizaciju oscilacija izazvanih inercijalnim silama tereta i delovima konstrukcije angažovanim u manipulisanju sa teretom) kod obrtne dizalice, koje se bazira na primeni veštačkih neuronskih mreža¹⁴. Prilikom rotacije strele oko vertikalne ose dizalice dolazi do nekontrolisanog njihanja tereta čija se minimizacija (ili suspenezija) vrši primenom neuronskog kontrolera na bazi genetskog algoritma. Kontroler omogućuje *feedback* analizu kretanja tereta u različitim vremenskim periodima. *Leung* i ostali, [34], razmatraju mogućnost razvoja modela za proračun vremena

¹³ Floating crane, ship-mounted crane (eng.)

¹⁴ Artificial neural networks (eng.)

manipulacije teretom kod toranjskih dizalica. Model se zasniva na primeni veštačkih neuronskih mreža i višestrukoj regresionoj analizi. Upoređivani su faktori koji, prema informacijama od operatera dizalica na gradilištima, značajno utiču na vreme rukovanja teretom. Model je verifikovan uporednim podacima sa nekoliko različitih gradilišta. *Abe*, [35], pokazuje jednu novu teorijsku tehniku upravljanja klatnom zasnovanu na promeni dužine užeta klatna. Razvijena je šema nelinearnog upravljanja sa povratnom spregom u cilju korekcije ugla njihanja tereta (klatna). Ključni ulazni parametar upravljanja predstavlja ubrzanje užeta. Validnost primene predloženog algoritma nelinearnog upravljanja je potvrđena simulacijom i eksperimentom. *Sorensen* i ostali, [36], istražuju mogućnosti za precizno vođenje tereta kod dizalica primenom posebno razvijenog kontrolera koji sadrži: modeler ulaznih oblika (kontrolnih funkcija), detektor-korektor poremećaja, povratnu spregu za informacije o greškama putanje. Testiranje kontrolera je izvršeno na mosnoj dizalici nosivosti 10 t. Umesto slobodnog njihanja tereta ostvareno je kontrolisano (oblikovano) kretanje čime je smanjeno ukupno vreme pozicioniranja tereta. Takođe, ovakvom optimizacijom putanje izbegnute su dve konfliktne situacije (naletanja na prepreku) kojih je bilo u prethodnom slobodnom vođenju tereta. *Kim* i *Singhose*, [37], takođe istražuju problem preciznog vođenja tereta kod dizalica, izazvan tranzijentnim i rezidualnim oscilacijama vešane mase. I ovde se primenjuje metoda kontrole i oblikovanja ulaznih parametara vođenja tereta¹⁵. Slično prethodnom, i ovde je testiranje metode izvršeno na mosnoj dizalici nosivosti 10 t. *Jerman* i *Podržaj*, [38], istražuju oscilovanje tereta pri eksploataciji obrtne dizalice sa ciljem poboljšanja upravljivosti i smanjenja vremena pozicioniranja tereta. Tom prilikom, razvijen je model upravljanja kretanjem tereta pri rotaciji dizalice na bazi *Closed-loop control method*. *Kłosiński*, [39], takođe istražuje mogućnost boljeg upravljanja kretanjem tereta u eksploataciji obrtne dizalice. U tom cilju predložena je kontrola oscilacija izazvanih kretanjem karakterističnih masa mehanizama u sistemu dizalice. Numerički dobijeni dinamički odgovori su zatim eksperimentalno verifikovani na specijalno dizajniranom i izvedenom modelu dizalice. *Sawodny* i ostali, [40], nakon razmatranja aktuelnog stanja u oblasti automatizacije dizalica, zaključuju da sistem senzora za kontrolu ugla otklona užeta predstavlja kritičnu tačku u upravljanju teretom pa, shodno tome, upoređuju različite senzorske sisteme, a zatim predlažu jedan koncept upravljanja čiju efikasnost potvrđuju eksperimentalno.

¹⁵ Input shaping control (eng.)

Analize stabilnosti struktura. Liu i ostali, [41], razmatraju tzv. *tip-over* stabilnost dizalice sa gusenicama¹⁶ u slučaju nepovoljnog položaja težišta mašine izazvanog pozicioniranjem mašine u toku podizanja tereta. U tom slučaju kontra-teg ne obezbeđuje ravnotežu čitave strukture već naprotiv, povećava rizik za prevrtanje. Istražuje se momentni indeks prevrtanja¹⁷ koji odgovara graničnim pozicijama kontratega u obadva pravca pomeranja. Fujioka i ostali, [42], razmatraju stabilnost mobilnih dizalica, ugroženu mogućim prevrtanjem usled ljujanja tereta. Teret je posmatran kao dinamički sistem dvostrukog klatna. Analiza statičke stabilnosti pri maksimalno dozvoljenoj nosivosti, vrši se na jednostavnom modelu dizalice. Analiza se zatim proširuje uvođenjem uticaja uglova njihanja tereta. Nakon dinamičke simulacije modela dizalice i poređenja rezultata analize sa eksperimentalnim, zaključuje se da oscilacije tereta značajno ugrožavaju stabilnost dizalice. Gašić i ostali, [43], zaključuju da kod mobilnih građevinskih (npr. utovarivača¹⁸) ili poljoprivrednih mašina do nesreće može doći praktično samo u slučaju prevrtanja jer su mašine robusne i kreću se malim brzinama. Ukoliko ne postoji zaštitni okvir sposoban da se odupre opterećenju od prevrtanja kabina će biti potpuno uništena a verovatnoća preživljavanja operatera nažalost mala. Sama mašina će ostati gotovo neoštećena. Istraživanja izvršena u laboratorijskim uslovima su statičkog tipa i uključuju bočna opterećenja zaštitnog okvira kabine. Testiranje je izvršeno bočnom silom generisanom hidrocilindima.

2.2. TEHNIČKE PODLOGE DIZAJNA TRANSPORTNIH MAŠINA

Transportne mašine predstavljaju predmet široke standardizacije u svetu. To su uređaji sa dominantnom ulogom čelične noseće strukture. Od devet grupa standarda EuroCode – EC, koje donosi Evropski odbor za standardizaciju¹⁹, čak tri se odnose na čelične konstrukcije. To su Eurocode-1 (EC1), EC3 i EC4. Eurocode-1 se bavi dejstvima, uglavnom opterećenjima, ali uključuje i druga dejstva koja utiču na ponašanje strukture, kao što su temperatura i iznuđene deformacije. EC3 se bavi čeličnim, a EC4 armirano-betonskim strukturama. Standard EC3: *Design of Steel Structures* je podeljen na osam delova od kojih prvi deo ima šest odeljaka. Standard EC1: *Basis of Design and Actions on Structures* se sastoji od pet delova od kojih drugi deo ima sedam odeljaka. Odeljci standarda EC3: Part-1.1 i Part-1.2 obuhvataju detaljna

¹⁶ Crawler crane (eng.)

¹⁷ Overturning moment-index (eng.)

¹⁸ Loader (eng.)

¹⁹ The European Committee for Standardisation – CEN (eng.)

pravila za jednostavne objekte. Ostali delovi standarda EC3 se primenjuju u slučaju složenih čeličnih struktura. Za proučavanje ekstremne i incidentne dinamike transportnih mašina (čeličnih konstrukcija) najznačajniji su delovi standarda EC1 i to: Part-2.4: *Actions on structures - Wind loads*, Part-2.7: *Accidental actions* i Part-5: *Actions induced by cranes and machinery*. Standard EC4: *Design of Composite Steel and Concrete Structures* u velikoj meri upućuje na standarde EC3 i EC2 ali za strukture od armiranog betona.

Standard EC1-2-4 pruža detaljna uputstva za izračunavanje opterećenja vetra kroz deset poglavlja i tri aneksa. Poglavljima se definiše vetar kao slučajna promenljiva, objašnjava opšta priroda vetra, vrši idealizacija vetra kao uniformnog pritiskog dejstva normalno na površinu objekta, daje uputstvo za izračunavanje pritiska vetra, definišu odnosi sila vetra i ostalih sila, određuju parametri vetra, vrši izbor procedure i daju uputstva za izračunavanje aero-dinamičkih koeficijenata za specijalne strukture. U okviru EC3-1-1 nalazi se nekoliko aneksa koji mogu biti normativnog ili informativnog tipa. Prema EC3, osnovni parametri materijala čeličnih struktura su dopušteni napon i Jungov modul. EC3 definiše operativne granične uslove ugiba i vibracija struktura.

Institut za Standardizaciju Srbije (ISS) donosi, razvija, preispituje, menja i povlači srpske standarde. Ovaj institut je usaglasio domaće standarde sa evropskim i međunarodnim standarima poznatim pod nazivom EuroCode (EC) i ISO (International Organization for Standardization).

Standard ASME B30 je skup američkih nacionalnih standarda za dizalice. Standard je usmeren ka obezbeđenju zaštite radnika i dobara, i pružanju smernica odgovornim licima i ostalima učesnicima u životnom ciklusu ovih mašina. On predstavlja svojevrsno uputstvo regulatornim telima za razvoj, propisivanje i sprovođenje sigurnosnih direktiva. Svoju glavnu primenu standard nalazi u industriji, eksploataciji i održavanju opreme. Za praktičnu primenu, standard je podeljen u nekoliko grupa. Tako se neke od grupa iz ove serije odnose na: B30.3 građevinske toranjske dizalice, B30.4 portalne i dizalice na postolju, B30.5 mobilne dizalice, itd. S obzirom da su mobilne dizalice najzastupljenije u upotrebi širom sveta, nekoliko reči o standardu ASME 30.5.

Prema standardu ASME B30.5, mobilne i železničke dizalice²⁰ se razvrstavaju u pet kategorija: kamionske dizalice²¹, gusenične dizalice, železničke dizalice, specijalne dizalice na točkovima sa više komandnih mesta i sa jednim komandnim mestom²², sl. 2.1. Suštinski,

²⁰ Mobile and locomotive cranes (eng.)

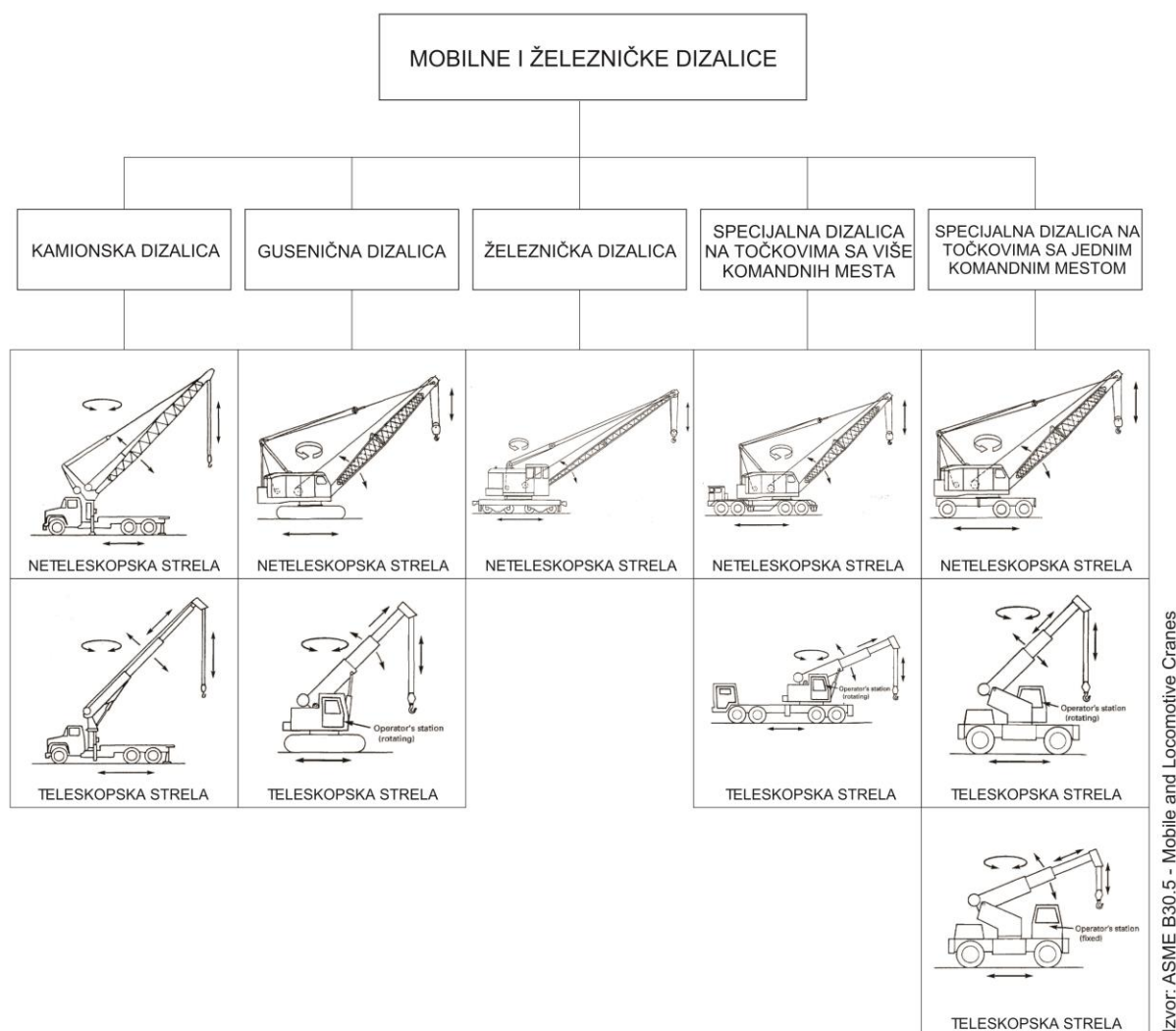
²¹ Commercial truck-mounted crane (eng.)

²² Wheel-mounted crane - multiple control stations and Wheel-mounted crane - single control station (eng.)

prema ovom standardu, svaka kategorija se deli na dve podkategorije prema vrsti strele koja može biti neteleskopska i teleskopska. Samo kod specijalnih dizalica na točkovima sa jednim komandnim mestom, podkategorija teleskopske strele deli se na dva dela, i to na dizalice kod kojih kabina rotira zajedno sa strelom i one kod kojih je kabina fiksirana, sl. 2.1.

Australijski standard AS 2550 razmatra dizalice i podizanje tereta kroz nekoliko delova i to, npr.: AS 2550.3 u oblasti mosnih i portalnih dizalica, AS 2550.4 u oblasti toranjskih dizalica, AS 2550.5 u oblasti mobilnih dizalica, AS 2550.10 u oblasti podiznih radnih platformi, itd.

Auto-podizne mašine su obuhvaćene procedurama, tehničkim zahtevima i uputstvima prema norveškom **Det Norske Veritas (Recommended Practice) DNV-RP-C104** – izdanju iz novembra 2012. Standard se odnosi na: kvalitet i bezbednost metodologije, tehnologiju materijala, strukture, sisteme, specijalne objekte, cevovode i stubove, održavanje, aktivnosti u lukama, čistiju energiju, podvodne sisteme, i nekonvencionalna goriva. DNV *offshore*



Slika 2.1 Ilustracija američkog nacionalnog standarda ASME B30.5.

standardi daju preporuke dizajna, opšte zahteve i uputstva za projektovanje nosećih struktura auto-podiznih mašina kroz delove: DNV-OS-C101 *Design of Offshore Steel Structures, General (LRFD method)*; DNV-OS-C104 *Structural Design of Self-elevating Units (LRFD method)*; DNV-OS-C201 *Design of Offshore Units (WSD method)*. Pri tome, standardi se odnose na dve sigurnosne metode: *Load and Resistance Factor Design method* – LRFD, i *Working Stress Design method* – WSD. Standardom se daju preporuke za dizajn *off-shore* auto-podiznih struktura (poput *jack-up* platformi) za specifične ambijentalne uslove morskog i obalnog okruženja. Ovi ambijentalni uslovi zavise od sledećih prirodnih faktora: morskih talasa, vremenskih uslova, vetra, temperature, dubine mora, konfiguracije morskog dna, snega i leda. Modeliranje opterećenja izazvanih navedenim prirodnim faktorima obuhvaćeno je standardom Det Norske Veritas (**R**ecommended **P**ractice) DNV-RP-C205 – izdanjem iz oktobra 2010.

3. IZBOR METODOLOGIJE REŠAVANJA ISTRAŽIVAČKIH ZADATAKA

Dinamička analiza izabranih struktura transportnih mašina se vrši na idealizovanim modelima sa konačnim brojem stepeni slobode, korišćenjem diskretnih metoda. Frekventne jednačine su algebarske, a broj sopstvenih oblika (tonova) oscilovanja je konačan. U istraživanjima se vrši diskretizacija modela uvođenjem koncentrisanih masa elemenata strukture, a u cilju što vernijeg opisa ponašanja realnih kontinualnih sistema. Sve modele karakteriše prigušenje, i po potrebi, određena kategorija nelinearnosti. Linearna teorija se inače ne može primeniti u svim slučajevima analize ponašanja inženjerskih struktura. S obzirom da je elastičnost struktura izražena primenjuje se uglavnom nelinearan model analiza. Autor *Sekulović* u [44] za nelinearne teorijske probleme sugerira rigoroznije teorijske pretpostavke u kojima je bar jedna od tri osnovne grupe jednačina nelinearna. Te tri grupe jednačina su: veze deformacija i pomeranja, veze unutrašnjih sila i deformacija, i veze unutrašnjih i spoljašnjih sila – uslovi ravnoteže. Najstrožiji teorijski pristup podrazumeva nelinearnost sve tri grupe jednačina. Međutim, ako se posmatra nelinearnost dveju grupa, i to veze deformacija i pomeranja, i uslova ravnoteže, onda se radi o geometrijskoj nelinearnosti. Sa druge strane, ako se posmatra samo nelinearnost veze između unutrašnjih sila i deformacija onda je reč o konstitutivnoj ili materijalnoj nelinearnosti. Iako su najčešće simultane, ove dve nelinearnosti se mogu odvojeno posmatrati. Kod visokih i vitkih okvirnih struktura najčešće se do dovoljno tačnih rezultata dolazi primenom samo geometrijski nelinearne analize. Opšta nelinearnost u modelima javlja se usled zazora u strukturi, neravnomerne krutosti tla (podloge oslanjanja mašine), nehomogenog materijala strukture, itd. Svojevrsnom interpolacijom linearne i opšte nelinearne teorije (uprošćenjem osnovnih

nelinearnih jednačina) dobijaju se posebne nelinearne teorije od kojih veliki praktičan značaj ima Teorija drugog reda, [44]. Ova teorija podrazumeva pretpostavke o linearnim vezama između deformacija i pomeranja, i unutrašnjih sila i deformacija, ali i pretpostavke o nelinearnim uslovima ravnoteže (tj. veza između unutrašnjih i spoljašnjih sila). Prema Teoriji drugog reda, pomeranja i izvodi pomeranja se smatraju malim veličinama pa se veza između deformacija i pomeranja smatra linearnom (jer se zanemaruju kvadrati i viši stepeni podrazumevano malih veličina pomeranja). Pored toga, ova teorija podrazumeva da ravnoteža sistema ostaje očuvana usled pomeranja koja nisu tako mala, što ukazuje na nelinearnost u jednačinama ravnoteže. U okviru numeričkih analiza izabranih struktura transportnih mašina, u ovoj disertaciji, nelinearnost je tretirana *Newton-Raphson* metodom. Ova metoda se zasniva na izračunavanju korena x_n nelinearnih jednačina forme $f(x)=0$ pomoću rekursivne formule (3.1) kojom se vrši konvergencija rešenja x_{n+1} ka početnom rešenju x_0 , ukoliko je početno rešenje dovoljno blisko tačnom rešenju.

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)} \quad (3.1)$$

Zbog složenosti struktura i opterećenja, rešavanje diferencijalnih jednačina kretanja, kao i frekventne jednačine, postaje prilično otežano pa se za rešavanje dinamičkih zadataka u analizi primenjuju numeričke metode. Reč je o približnim metodama, [45], i to: metodama za izbor dinamičkog (uprošćenog) modela, metodama za približno rešavanje diferencijalnih jednačina, i varijacionim metodama za formiranje jednačina. Za izbor uprošćenog dinamičkog modela koristi se metoda zamene kontinualno raspoređene mase skupom konačnog broja koncentrisanih masa. Broj i raspored koncentrisanih masa su određeni u zavisnosti od potrebnog stepena tačnosti i geometrijske konfiguracije strukture za svaki dinamički model razmatranih struktura.

Dinamički zadatak se svodi na rešavanje algebarske forme frekventne jednačine n -tog reda. Približno rešavanje dinamičkih zadataka vrši se FE metodom. Ova metoda omogućuje diskretizaciju u modeliranju složenih prostornih sistema realnih transportnih mašina. Za formulisanje diferencijalnih jednačina kretanja koristi se uslov minimuma funkcionala konstrukcije. U zavisnosti od izabranih nezavisno promenljivih veličina i načina formiranja jednačina postoje četiri FEM metode i to: metoda pomeranja (deformacija), metoda sila, mešovita i hibridna metoda. Kod metode pomeranja koristi se princip minimuma funkcionala (pune energije sistema). Kod metode sile koristi se princip minimuma komplementarne

energije. Mešovita metoda koristi princip *Vašic*-a i *Reissner-Hellinger*-a. Može se koristiti i metoda *Rayleigh-Ritz*-a za formiranje jednačina kretanja. Određivanje sopstvenih frekvencija može se uraditi *Givens*, *Power*, *Sturm*, *Householder* metodom. U ovim FEM analizama primenjena je uglavnom *Lanczos* metoda realnih rešenja sa redukovanim koncentrisanim masama u čvorovima. Tranzijentna analiza ili analiza vremenski promenljivog stanja (eng. *Transient Dynamic/Time History*) može biti direktna i modalna, a u analizama u ovoj disertaciji je korišćen direktni metod za numeričku integraciju spregnutog sistema jednačina kretanja. U direktnoj tranzijentnoj analizi se koristi fiksni vremenski korak i konačne vremenske razlike za predstavljanje brzina i ubrzanja u diskretnim vremenskim intervalima. Prigušenje je predstavljeno preko ukupnog strukturnog prigušenja G u funkciji susednih brzina oscilovanja (trenja u materijalu) ω_3 i ω_4 čime se uglavnom gubici energije realizuju u materijalu. Gubici u ležajevima i zglobovima na ovaj način nisu obuhvaćeni, a model prigušenja se zasniva na viskoznom trenju kod koga su sile prigušenja zavisne od brzine oscilovanja (*Rayleigh*-ovo prigušenje). Početni uslovi kretanja su obično idealni položaji geometrije bez delovanja sopstvenih težina zbog čega je u svakoj tranzijentnoj analizi početni integracioni period produžavan da bi se odstranio uticaj oscilacija izazvanih sopstvenom težinom. Tek nakon smirenja sopstvenih oscilacija mogle su da budu unete poremećajne dinamičke sile. Na ovaj način numerička rešenja su mogla da se upoređuju sa eksperimentalnim.

Numeričkim metodama analize dinamičkog ponašanja struktura prethodi razvoj mehaničkih modela izabranih transportnih mašina. Razvoj mehaničkih modela zasniva se na primeni FE metode. Razvijeni su diskretni modeli (FE modeli) sledećih struktura: toranjske dizalice, portalno-obrtne dizalice, mosne dizalice, mobilne podizne radne platforme, rudarske transportne mašine – odlagača. Razvoj FE modela vrši se u pod-sofveru FEMAP²³ proizvođača MSC.NASTRAN-2004. U slučaju izuzetno složenih struktura, prethodno je razvijen geometrijski model u softveru SolidWorks da bi se potom isti eksportovao u pod-sofver FEMAP radi vršenja dalje analize. Primenom FEA²⁴ analiza traže su frekventni odgovori na prinudna prigušena dinamička dejstva. Rešavanje dinamičkih modela struktura transportnih mašina vrši se numerički u softveru MSC.NASTRAN²⁵ i ANSYS²⁶. U okviru softvera MSC NASTRAN korišćen je programski paket za izvođenje: linearne statičke, nelinearne statičke, modalne, i tranzijentne analize.

²³ Finite Element Modeling And Postprocessing (eng.), referenca:
http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/femap/index.shtml

²⁴ Finite Elements Analysis – FEA (eng.)

²⁵ Referenca: <http://www.mscsoftware.com>

²⁶ Referenca: <http://www.ansys.com>

Ekperimentalno istraživanje dinamike, koje prati ovu doktorsku disertaciju, znatno je šireg obima, a rezultati jednog njegovog dela direktno su korišćeni u samom tekstu disertacije. Ekperimentalno istraživanje se vrši u cilju verifikacije rezultata dobijenih u numeričkim analizama na razvijenim FE modelima izabranih tipova transportnih mašina aktuelnih sa aspekta incidenata. Sve strukture za koje su razvijeni FE modeli u okviru disertacije, bile su ekperimentalno tretirane. Ekperimentom su izazvana incidentna stanja za koja su traženi dinamički odgovori strukture, odnosno: zakon oscilovanja, pomeranja, naponi i deformacije. Ekperimentalnim metodama su identifikovana svojstva i dinamički parametri ispitivanih struktura, kao što su: frekvencije, prigušenja, ubrzanja karakterističnih tačaka. U tu svrhu, izvršene su ekperimentalne provere mikro-deformacija, sile i puta čime su potvrđene amplitude i frekvencije iz numeričkih analiza.

Prilikom ekperimentalnih istraživanja korišćena je merna oprema nekoliko različitih proizvođača i to: **Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (HBM)**, Philips, **Bruel&Kjaer**, **MSR Electronics GmbH**. Procesiranje podataka dobijenih ekperimentalno izvršeno je u mernom softverom **HBM CatMAN²⁷**. Dve važne karakteristike za sva izvedena merenja su: učestanost uzorkovanja od 20 ms (50 Hz) i veza između davača i pojačivača ostvarena punim mernim mostom.

S obzirom da su u ekperimentima bila izazvana incidentna stanja tj. dinamika struktura inicirana karakterističnim poremećajnim dejstvima („pad“ tereta, njihanje tereta, preopterećenje, zlonamerno rukovanje, itd.), posebna pažnja posvećena je teorijskom modeliranju opterećenja kojima se simulira pobuda u cilju prinudnog oscilovanja strukture. Tom prilikom korišćene su: funkcije harmonijskog karaktera za simulaciju opterećenja od zlonamerne žive sile; ramp funkcije sa naglim prekidom dejstva za simulaciju odbacivanja (pada) tereta ili otkaza nekog strukturnog elementa; impulsne funkcije sinusnog oblika za simulaciju naleta jakog vetra na strukturu. Radi tačnog formulisanja nekih specifičnih opterećenja, poput opterećenja od žive sile (poskakivanje i sinhrono skakanje grupe ljudi po površini noseće strukture), izvršena su posebna laboratorijska ispitivanja oblika i intenziteta opterećenja kako bi ista zatim mogla biti korišćena u analizi incidenata nekih struktura dizalica, izazvanih zlonamernim dejstvom. U slučaju jednog broja ekstremnih režima, ekperimentalne provere na transportnim mašinama nisu bile izvodljive pa je izvršeno proširenje istraživanja frekventnih odgovora simulacijom na razvijenim dinamičkim modelima struktura. Ovi ekstremni režimi su veoma bliski havarijskim situacijama pa se iz simulacionih analiza mogu izdvojiti delovi koji ukazuju na osetljivost i ukupno ponašanje sličnih velikih okvirnih struktura.

²⁷ Referenca: <http://www.hbm.com>

4. NUMERIČKA ANALIZA KARAKTERISTIČNIH KLASA TRANSPORTNIH MAŠINA

4.1. IZBOR KLASA TRANSPORTNIH MAŠINA ZA ISTRAŽIVANJE INCIDENTNE DINAMIKE

Razlozi zbog kojih su izabrane određene klase transportnih mašina za analizu dinamičkog ponašanja usled ekstremnih opterećenja i incidenata su višestruki. Ove razloge ćemo razvrstati u šest grupa – kriterijuma, sl. 4.1. Prvi kriterijum za izbor objekta istraživanja je **rasprostranjenost**. Upravo široka rasprostranjenost ovih mašina u svetu i njihova velika primena (u privredi) čini istraživanje incidentne dinamike veoma aktuelnim. Sledeći kriterijum se odnosi na **visinu** dizalica, kao jednu od najvažnijih karakteristika ove klase transportnih mašina. Najčešće velika visina podrazumeva i veliku težinu mašine. Tako imamo intenzivne inercijalne sile delova složene strukture i velike površine izložene ambijentalnim uslovima, najčešće vetru i vodenim talasima. Rešenje kojim se umanjuje uticaj strujanja vazduha, konstruktori obično nalaze u primeni rešetkastih i okvirnih struktura. Sledi kriterijum **izloženosti** mašina ekstremnim uslovima okruženja. Neke od velikih mašina su stalno izložene ekstremnim, često incidentim prirodnim opterećenjima poput orkanskog vetra, ekstremnih talasa okeana ili seizmičkih talasa, i nemaju mogućnost zauzimanja tzv. sigurnosnog položaja, pa su one posebno interesantne za izučavanje dinamičkog ponašanja. S obzirom da imaju veliku i stalnu primenu u praksi, noseće strukture i odgovorni elementi ovih mašina podložni su oštećenjima, otkazima i zamoru materijala. Tako se može formulisati još jedan kriterijum za izbor objekta istraživanja – kriterijum **rizika za pojavu otkaza**. Na dužinu životnog ciklusa ovih transportnih mašina značajno utiče i pravilno rukovanje. Međutim, u praksi postoji nezanemarljiv broj primera otkaza pa čak i havarija

usled nepažnje pri rukovanju. Ima čak i primera nekih malicioznih dejstava od strane operatera. Neke klase transportnih mašina su pogotovo osetljive na greške usled nepažnje pri rukovanju. Zato je jedan od kriterijuma za izbor nekih od transportnih mašina upravo povećani rizik za nastanak havarije usled **nepažnje (ili zlonamere)** pri rukovanju. Neki transportni uređaji rade u zatvorenom a drugi na otvorenom prostoru. Za izučavanje incidentne dinamike, ovde su pogotovo interesantne mašine koje rade u spoljašnjim uslovima, izložene, između ostalog, i mogućnostima za **gubitak stabilnosti** usled nekonsolidovane ili neravne površine oslanjanja – tla.

Istraživanje incidentne dinamike toranjskih dizalica motivisano je, pre svega, ogromnom rasprostranjenošću širom sveta i velikom visinom. Portalno-obrtne (lučke, brodogradilišne) dizalice su izabrane za istraživanje prvenstveno prema kriterijumima visine (težine) i stalne izloženosti uticaju jakog vetra. Mosne dizalice i podizne radne platforme, zbog svoje široke primene u privredi, često su izložene incidentima usled nepažnje ili zlonamernih akcija ljudi, pa motivacija za istraživanje dinamike leži upravo u toj konstataciji. Odlagač je teška rudarska mašina sa velikom okvirnom strukturom i veoma je interesantna za dinamičku analizu zbog svoje stalne izloženosti nepovoljnim uticajima iz prirode kao i radu na nekonsolidovanoj podlozi (propadanje tla). Najveće i najteže mašine su obično i najviše



Slika 4.1 Kriterijumi za izbor klasa transportnih mašina na kojima se vrši istraživanje.

izložene riziku za nastanak otkaza odgovornih elemenata, a to se ovde odnosi, pre svega na toranjske i portalno-obrtne dizalice kao i rudarsku mašinu odlagač.

Sve izabrane mašine odlikuju se okvirnom nosećom strukturom sa velikom osetljivošću pri prelasku iz regularnih u ekstremne režime rada. Ta prelazna stanja – tranzijentni režimi zahtevaju poznavanje bitnih pokazatelja ekstremne dinamike strukture. Pogotovo je značajno poznavanje dinamičkog ponašanja u incidentnim situacijama, što omogućuje kreiranje specijalnog dizajna strukture prema kriterijumima: najveće aksijalne sile, najvećeg normalnog napona, rezerviranja. S toga, mehanički modeli struktura namenjeni numeričkoj simulaciji u cilju dobijanja dinamičkih odgovora, moraju verno predstavljati realnu strukturu kako bi dobili reprezentativnost (verodostojni modeli).

Na složenost modeliranja (izrade mehaničkog modela) utiču: konstruktivni dizajn, elastična svojstva materijala, materijalno prigušenje, strukturno prigušenje, sopstvene vrednosti. Posebnu pažnju u razvoju modela treba posvetiti izboru tipa, vizuelizaciji oblika i orijentaciji konačnih elemenata. Velike okvirne strukture dizalica, tornjeva, *off-shore* struktura (*jack-up* platformi) i specijalnih mobilnih transportnih mašina se, za potrebe dinamičkih analiza, a s obzirom na masu od više desetina tona, modeliraju linijskim strukturnim elementima tipa grede²⁸ ([26], [46], [47]). Dodavanjem *beam* elemenata, relativno lako se razvijaju modeli složenih struktura. Mehanički model grede sa šest stepeni slobode kretanja u svakom čvoru, prilično dobro opisuje svojstva realnih struktura. Nešto složenija situacija javlja se kod opisa čvorova u kojima se elementi nosećih struktura spajaju. U ovim situacijama čvorni limovi ograničavaju deformaciju zavarenih struktura. Čvorovi izvedeni normalno pritegnutim vijcima isto tako smanjuju idealizovanu deformaciju linijskih strukturnih elemenata. Takođe, manjim prethodnim momentom pritezanja vijaka u čvorovima uvode se nelinearna svojstva u pomeranja strukture. Uvođenje čvornih limova u velike modele je vrlo složeno jer strukture imaju više stotina čvorova što dramatično uvećava numerički obim modela, [48].

Sa druge strane, velike dimenzije okvirnih struktura i elastičnost njihovih članova impliciraju velika elastična pomeranja pri ekstremnim delovanjima. To zahteva primenu posebne nelinearne teorije – Teorije drugog reda koja podrazumeva pretpostavke o linearnim vezama između pomeranja i deformacija, i unutrašnjih sila i deformacija, kao i pretpostavke o nelinearnim uslovima ravnoteže. Kako je primena ove teorije uslovljena činjenicom da pomeranja napadnih tačaka spoljašnjih i unutrašnjih sila nisu mala u odnosu na dimenzije

²⁸ Konačni elementi tipa „Beam“

strukture, a dimenzije odgovaraju masi tih okvirnih struktura od više desetina tona, to je najbolje izvršiti modeliranje linijskim konačnim elementima. U disertaciji, razvoj modela i analiza struktura vrše se primenom metode konačnih elemenata, a računarska realizacija se izvodi numeričkim metodama. Na primer, nelinearnost se rešava primenom *Newton-Raphson* metode.

Dobijanje kvalitetnih analitičkih rešenja velikih struktura je veoma složen zadatak i najčešće se ne može realizovati u prvom koraku, imajući u vidu zahteve velikog obima poznavanja tehničkih karakteristika ugrađenih strukturnih delova. Svaka konstruktivna promena članova modela značajno utiče na translacije, a tako i na preciznost rezultata analize. Dovođenje modela u status matematički reprezentativnog, zahteva poklapanje izmerenih statičkih i dinamičkih parametara. U ponudi više mernih parametara (pomeranja, naponi, sile, ubrzanja, period i amplitude oscilovanja) postoji samo jedno rešenje (kombinacija), odnosno jedan mehanički model koji zaista odgovara ponašanju realne strukture. Naizgled, što je više izmerenih parametara, teže se dolazi do kvalitetnog dinamičkog modela strukture. Pa ipak, mnoštvo mernih parametara omogućuje siguran put ka neophodnim modifikacijama modela u cilju što kvalitetnijeg opisa strukture. Zato se mogu utvrditi opšti kriterijumi dinamičkog modeliranja:

- Tačno poznavanje oblika konstrukcije i ugrađenih masa u strukturu pri njenoj izradi i montaži.
- Unos svih statičkih osobina članova strukture, raščlanjivanjem do detalja.
- Poštovanje realnog rasporeda članova u strukturi sa minimumom aproksimacija.
- Unos sekundarnih masa članova, uključujući: pogone, motore, sajle, stepeništa, platforme, zglobne veze, elektro-opremu, armirano-betonski fundament, itd.
- Predstavljanje tankih zatega konačnim elementima 1D klase²⁹ u analizama frekvencija oscilovanja.
- Prethodno eksperimentalno utvrđivanje klase stišljivosti tla i provera pomeranja fundamenta (ili temelja mašine) pri ekstremnim dinamičkim dejstvima u cilju modeliranja krutosti tla.
- Utvrđivanje strukturnog prigušenja (logaritamskog dekrementa) kao promenljive veličine dinamičkog modela na bazi osrednjenih eksperimentalnih statističkih veličina.
- Podešavanje tačnih mehaničkih karakteristika statičkog modela za analizu elastičnih pomeranja, zasnovano na bazi eksperimenta, u najboljem slučaju.
- Izdvajanje dominantnih sopstvenih frekvencija (oblika oscilovanja) modalnom analizom iz skupa stotina frekvencija od kojih su mnoge beznačajne.

²⁹ Konačni elementi tipa „Rod“

- Tačnost nekih numerički dobijenih i eksperimentalno utvrđenih frekvencija može se uvećati pažljivim podešavanjem krutosti oslanjanja čitave strukture.
- Poznavanje baznih kriterijuma metalnih konstrukcija pri formiranju velikih modela, a naročito korišćenje geometrije zasnovane na sistemskim linijama strukture.
- Korišćenje referentnih softvera za FEA sa mogućnošću naprednog modeliranja, pogotovo u slučajevima tranzijentne analize modela koji sadrže geometrijsku nelinearnost.

4.2. TEORIJSKI PRISTUP FORMULISANJU MODELA

4.2.1. Osnove teorije drugog reda

Linearna teorija je najčešće prvi izbor u rešavanju analitičkih problema ponašanja inženjerskih struktura jer omogućuje jednostavno i dobro opisivanje realnog strukturnog odgovora ali samo do određenog intenziteta dejstva spoljašnjih uticaja, [44]. U mnogim slučajevima analize linearna teorija i linearni modeli ne daju dovoljno tačna rešenja. Tada treba primeniti rigoroznije teorijske pretpostavke analize u kojima bar jedna od tri grupe polaznih jednačina mora biti nelinearna. Razlikuju se dve vrste nelinearnosti, geometrijska i materijalna. Geometrijska nelinearnost je određena dvema grupama osnovnih jednačina i to jednačinama veze između deformacija i pomeranja, a zatim i jednačinama ravnoteže. Konstitutivna ili materijalna nelinearnost je određena trećom grupom osnovnih jednačina – jednačinama veze između unutrašnjih sila i deformacija.

Posebne nelinearne teorije dobijaju se uprošćenjem osnovnih nelinearnih jednačina tj. zanemarivanjem onih nelinearnih članova jednačina sa relativno malim uticajem. Jedna takva posebna teorija za geometrijski nelinearnu analizu jeste Teorija drugog reda. Prema ovoj teoriji uslovi ravnoteže se smatraju nelinearnim, dok veze između deformacija i pomeranja, kao i konstitutivne veze između unutrašnjih sila i deformacija ostaju linearne. Prema Teoriji drugog reda usvaja se pretpostavka da su pomeranja i izvodi pomeranja male veličine pa se njihovi kvadratni i viši stepeni mogu zanemariti, čime se dobijaju linearne veze između deformacija i pomeranja. Međutim, pomeranja nisu tako mala da bi bila zanemarljiva i u drugoj grupi jednačina – uslovima ravnoteže. Dakle, Teorija drugog reda podrazumeva linearnost između deformacija i pomeranja, linearnost između unutrašnjih sila i deformacija, i nelinearnost između unutrašnjih i spoljašnjih sila (uslova ravnoteže), [44].

Veze između statičkih i deformacijskih veličina mogu se direktno uspostaviti sa sl. 4.2 na kojoj je prikazan diferencijalno mali element ravnog štapa pre i posle deformacije. Posmatrajući deformaciju elementa ravnog štapa dužine dx sa sl. 4.2, mogu se napisati dve veze statičkih i deformacijskih veličina:

$$\cos \varphi = \frac{dx + du}{(1 + \varepsilon)dx}; \quad \sin \varphi = \frac{dv}{(1 + \varepsilon)dx} \quad (4.1)$$

Pretpostavljajući da se radi o malim pomeranjima, mogu se napisati relacije kojima se uvode određena matematička pojednostavljenja:

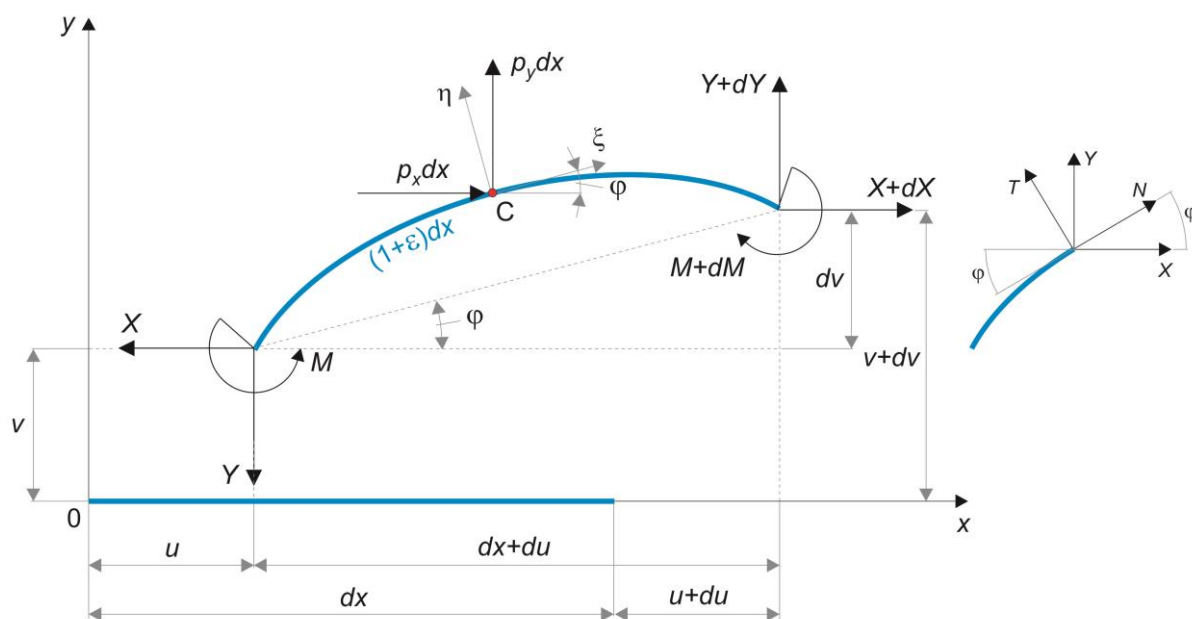
$$\cos \varphi \cong \varphi; \quad \sin \varphi \cong \varphi; \quad \varepsilon \varphi \cong 0 \quad (4.2)$$

koja omogućuju formulisanje dveju deformacijskih veličina, ε – dilatacije ose štapa i φ – obrtanja tangente na osu štapa φ (ugao deformacije):

$$\varepsilon = \frac{du}{dx}; \quad \varphi = \frac{dv}{dx} \quad (4.3)$$

Uslovi ravnoteže (tj. veze spoljašnjih i unutrašnjih sila) sa sl. 4.2, posle sređivanja, su:

$$\begin{aligned} \sum X_i = 0: \quad dX + p_x dx &= 0 \\ \sum Y_i = 0: \quad dY + p_y dx &= 0 \\ \sum M_i = 0: \quad dM - Y(dx + du) + Xdv &= 0 \end{aligned} \quad (4.4)$$



Slika 4.2 Diferencijalni element ravnog štapa dx pre i posle deformacije (mala pomeranja), [44].

gde su: X , Y i M – unutrašnje sile štapa; dX , dY i dM – diferencijalne veličine unutrašnjih sila; p_x i p_y – komponente spoljašnjeg opterećenja; dx – diferencijalna dužina štapa; du i dv – diferencijalne veličine pomeranja.

Deljenjem jednačina (4.4) sa dx dobija se:

$$\begin{aligned}\frac{dX}{dx} &= -p_x \\ \frac{dY}{dx} &= -p_y \\ \frac{dM}{dx} - Y(1 + \varepsilon) + X\varphi &= 0\end{aligned}\quad (4.5)$$

Dakle, sedam nepoznatih veličina: tri statičke veličine X , Y i M , dve deformacijske veličine ε i φ , i dve komponente spoljašnjeg (konzervativnog) opterećenja p_x i p_y , nije moguće odrediti pomoću pet jednačina, (4.3) i (4.5). Uvođenjem veza između deformacija i sila omogućuje se primena dveju dodatnih jednačina kako bi sistem bio statički određen, [44]. To su veze:

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{N}{EF} + \alpha t \\ \kappa &= \frac{M}{EI} + \alpha \frac{\Delta t}{h}\end{aligned}\quad (4.6)$$

u kojima su: N – normalna sila, E – modul elastičnosti materijala štapa, F – površina poprečnog preseka štapa, α – koeficijent linearne temperaturne dilatacije, t – temperatura u osi štapa, κ – promena krivine ose štapa, I – moment inercije poprečnog preseka štapa, Δt – temperaturna razlika između gornjeg i donjeg vlakna poprečnog preseka, h – visina poprečnog preseka štapa.

Normalna N i transverzalna T sila sa sl. 4.2 mogu se izraziti kao:

$$\begin{aligned}N &= X \cos \varphi + Y \sin \varphi = X + Y\varphi \\ T &= -X \sin \varphi + Y \cos \varphi = Y - X\varphi\end{aligned}\quad (4.7)$$

pa se jednačine (4.6) mogu napisati kao:

$$\begin{aligned}\varepsilon = \frac{du}{dx} &= \frac{N}{EF} + \alpha t = \frac{1}{EF}(X + Y\varphi) + \alpha t \\ \kappa = -\frac{d\varphi}{dx} &= -\frac{d^2v}{dx^2} = \frac{M}{EI} + \alpha \frac{\Delta t}{h}\end{aligned}\quad (4.8)$$

Usvajanjem pretpostavke da je $\varepsilon=0$, dobijaju se jednačine koje definišu podužnu deformaciju ose štapa:

$$\frac{du}{dx} = 0; \quad \varepsilon = \frac{1}{EF}(X + Y\varphi) + \alpha t = 0\quad (4.9)$$

kao i sistem od pet linearnih jednačina sa pet nepoznatih veličina, koji definiše poprečnu deformaciju ose štapa:

$$\begin{aligned}
 \varphi &= \frac{dv}{dx} \\
 \frac{dX}{dx} &= -p_x \\
 \frac{dY}{dx} &= -p_y \\
 \frac{dM}{dx} - Y + X\varphi &= 0 \\
 \frac{d\varphi}{dx} &= -\left(\frac{M}{EI} + \alpha \frac{\Delta t}{h}\right)
 \end{aligned} \tag{4.10}$$

Sistem jednačina (4.10) predstavlja pojednostavljeni oblik Teorije drugog reda – tzv. Linearizovanu teoriju drugog reda, odakle se eliminacijom nepoznatih Y , M i φ može napisati diferencijalna jednačina pravog štapa u kojoj figurišu samo nepoznate X i v :

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{d^2 v}{dx^2} \right) - \frac{d}{dx} \left(X \frac{dv}{dx} \right) = p_y - \frac{d^2}{dx^2} \left(EI \alpha \frac{\Delta t}{h} \right) \tag{4.11}$$

Nakon izračunavanja horizontalne komponente sile X iz (4.10), tačnije iz $dX = -p_x dx$, a potom i izračunavanja pomeranja v iz (4.11) dobijaju se ugaona deformacija $\varphi = dv/dx$ i unutrašnje sile štapa Y , M , N i T . U opštem slučaju, prizmatični štapovi imaju konstantan poprečni presek ($EI = const$) i izloženi su transverzalnom opterećenju $p(x)$ i aksijalnoj sili na krajevima ($X = S = const$), pa diferencijalna jednačina ima oblik:

$$\frac{d^4 v}{dx^4} \pm k^2 \frac{d^2 v}{dx^2} = \frac{p(x)}{EI} \tag{4.12}$$

gde se znak „+“ primenjuje kod aksijalne sile pritiska, a znak „-“ kod aksijalne sile zatezanja, dok koeficijent k iznosi:

$$k^2 = \frac{S}{EI} \Rightarrow k = \sqrt{\frac{|S|}{EI}} \tag{4.13}$$

Rešenje jednačine (4.12) predstavlja zbir homogenog i partikularnog rešenja:

$$v(x) = v_h(x) + v_p(x) \tag{4.14}$$

4.2.2. Geometrijski nelinearna tranzijentna dinamika

Kvalitet dinamičkog modeliranja incidentnog događaja je uslovljen izborom linearnog ili nelinearnog geometrijskog modela strukture. Istraživači prvenstveno teže ka upotrebi linearnih modela i analiza uvek kad to omogućuje dovoljno tačnu aproksimaciju realnog ponašanja strukture. Predviđanje linearnog odgovora strukture zasniva se na određenim pretpostavkama koje podrazumevaju prilično mala pomeranja u odnosu na dimenzije strukture, dok se ponašanje materijala smatra linearno-elastičnim. Dodatna pretpostavka uvodi nepromenljivost graničnih uslova za vreme dejstva opterećenja. Prva pretpostavka omogućuje analitičaru da zanemari promene u samoj strukturnoj konfiguraciji. Kao posledica toga, matrica krutosti \mathbf{K} se utvrđuje integracijom nad originalnom strukturnom konfiguracijom, a elastične (unutrašnje) strukturne sile se dobijaju direktno, množenjem matrice krutosti i pomeranja. Druga pretpostavka omogućuje korišćenje konstantne konstitutivne matrice materijala.

Geometrijska nelinearna strukturna analiza se odlikuje nezanemarljivim promenama u strukturnoj konfiguraciji, sve dok se izazvane deformacije i naponi nalaze u domenu linearnosti materijala. Drugim rečima, dok je ponašanje strukture u okviru najtipičnijih radnih uslova, ono se može sa dovoljnom tačnošću opisati linearnim modelom. Uključivanje incidenta u strukturno ponašanje dovodi do pojave većih pomeranja što zahteva analizu van granica geometrijske linearnosti. Tako, za analizu metodom konačnih elemenata, jednačina geometrijske nelinearne tranzijentne strukturne dinamike, [16], za posmatrano vreme t , ima oblik:

$$\mathbf{M}^t \ddot{\mathbf{q}} + {}^t\mathbf{C} \dot{\mathbf{q}} = {}^t\mathbf{f}_{\text{ext}} - {}^t\mathbf{f}_{\text{int}} \quad (4.15)$$

gde su: \mathbf{M} i \mathbf{C} – matrice masa i prigušenja, \mathbf{f}_{ext} i \mathbf{f}_{int} – eksterne (pobudne) i unutrašnje (elastične) sile FEM skupa, $\dot{\mathbf{q}}$ – vektor brzine, $\ddot{\mathbf{q}}$ – vektor ubrzanja (q – strukturno pomeranje), levi indeks t – vremenski trenutak u kom se posmatra kvantitet (ubrzanja, prigušenja, brzine i sile).

Geometrijska nelinearna analiza zahteva izračunavanje inženjerskih napona u aktuelnoj strukturnoj konfiguraciji $\boldsymbol{\sigma}$, i njihovu integraciju u aktuelnom strukturnom kontinuumu, tV , u cilju dobijanja unutrašnjih strukturnih sila, odnosno:

$${}^t\mathbf{f}_{\text{int}} = \int_{{}^tV} {}^t\mathbf{B}^t \boldsymbol{\sigma} \cdot d{}^tV \quad (4.16)$$

gde je \mathbf{B} – interpolaciona matrica deformacija-pomeranja (definiše linearne članove deformacionog polja) FE skupa.

Integracija jednačine dinamičke ravnoteže (4.15) izvodi se u najvećem delu vremena FEM tranzijentnog izračunavanja. Geometrijska nelinearna analiza zahteva metode direktne integracije, koje su podeljene u grupu eksplicitnih i grupu implicitnih metoda. Osnovne razlike između ovih metoda čine troškovi izračunavanja pri jednom vremenskom koraku, veličina vremenskog koraka uslovljena kriterijumom stabilnosti rešenja i u kom trenutku vremena se razmatra jednačina. Ravnoteža u vremenu t (4.15) je pogodna za *time-marching-forward* šeme eksplicitnih metoda. Nakon dijagonalizacije inercione matrice, eksplicitna vremenska integraciona shema ne zahteva faktorizaciju matrice sistema, jer je sistem jednačina razdvojen. Iako su tada načinjene uštede na izbegavanju korišćenja matrice invertora, sa druge strane ograničava se veličina vremenskog koraka, koji treba da bude manji od određene kritične vrednosti kako bi rešenje bilo stabilno. Kritični vremenski korak direktno zavisi od najveće sopstvene frekvencije skupa konačnih elemenata izazvane diskretizacijom strukture. Dakle, u simulaciji treba koristiti dovoljno kratak vremenski korak, što ima negativan uticaj na ukupno vreme izračunavanja, ali sa druge strane, greške iteracije zbog nelinearnosti su zanemarljive (pa se stoga može govoriti o izvođenju proračuna bez iteracija).

Implicitne metode su bezuslovno stabilne, što predstavlja njihovu prednost. Međutim, vremenski korak se svakako ograničava zahtevanim nivoom tačnosti. Tačnije, on zavisi od najveće sopstvene frekvencije u strukturnom odgovoru koja je od interesa za analizu. Opšta preporuka je izbor veličine vremenskog koraka tako da period najviše sopstvene frekvencije od značaja bude podeljen na 8-10 segmenata. Trebalo bi takođe uzeti u obzir da, u okviru implicitne integrisane geometrijski nelinearne tranzijentne analize, veliki vremenski koraci podrazumevaju relativno veliki napor računara za rešavanje jednog vremenskog koraka zbog spregnutog sistema jednačina i potrebnih iteracija. Za rešavanje strukturne konfiguracije u vremenu $t+\Delta t$ treba koristiti jednačinu ravnoteže za isti vremenski trenutak (tj. $t+\Delta t$).

S obzirom da su strukture razmatrane u disertaciji sačinjene od čelika, uslovna stabilnost eksplicitnog vremena integracije treba da nametne kritični vremenski korak reda $10^{-7} \div 10^{-5}$ s. Uzimajući u obzir razmatrane pobude i opsege strukturnih oblika oscilovanja od značaja, razuman izbor je implicitna vremenska integraciona šema sa vremenskim korakom od 10^{-3} s. Takav izbor takođe efikasno odbacuje više oblike u strukturnom odgovoru i, prema izboru autora, pada na *Newmark*-ovu vremensku integraciju (metodu). Tako, sistem jednačina za geometrijski nelinearnu strukturnu dinamiku može biti napisan za vreme $t+\Delta t$ kao:

$$\mathbf{M}^{t+\Delta t} \ddot{\mathbf{q}}^{(k)} + {}^{t+\Delta t}\mathbf{C} \dot{\mathbf{q}}^{(k)} + {}^{t+\Delta t}\mathbf{K}_T \Delta \mathbf{q}^{(k)} = {}^{t+\Delta t}\mathbf{f}_{\text{ext}} - {}^{t+\Delta t}\mathbf{f}_{\text{int}}^{(k-1)} \quad (4.17)$$

gde su: \mathbf{K}_T – tangencijalna matrica krutosti, Δ – priraštaj vremena, k – iteracija. Tangencijalna matrica krutosti sa priraštajem pomeranja omogućuje procenu unutrašnjih sila u vremenu $t+\Delta t$.

Prema ažuriranoj *Lagrange*-ovoj formulaciji, tangencijalna matrica krutosti je:

$${}^t \mathbf{K}_T = {}^t \mathbf{K}_L + {}^t \mathbf{K}_\sigma \quad (4.18)$$

gde su: ${}^t \mathbf{K}_L$ – linearna matrica krutosti i ${}^t \mathbf{K}_\sigma$ – geometrijska matrica krutosti, zajedno određene za aktuelnu strukturnu konfiguraciju, tj. u vremenu t kao:

$${}^t \mathbf{K}_L = \int_{{}^t V} {}^t \mathbf{B}^T \mathbf{H} {}^t \mathbf{B} \cdot d^t V \quad (4.19)$$

$${}^t \mathbf{K}_\sigma = \int_{{}^t V} {}^t \mathbf{B}_{NL}^T \cdot {}^t \boldsymbol{\sigma} \cdot {}^t \mathbf{B}_{NL} \cdot d^t V \quad (4.20)$$

gde su: \mathbf{H} – *Hooke*-ova matrica, \mathbf{B}_{NL} – matrica koja uvodi nelinearni deo deformacija, $\boldsymbol{\sigma}$ – naponsko stanje dato u matričnoj formi. Sve ovo je definisano na aktuelnoj strukturnoj konfiguraciji, tj. u vremenu t .

Okvirne strukture, razmatrane u disertaciji, su modelirane generalno pomoću *beam* elemenata. Matrica linearne krutosti za 2-čvorni *Bernoulli*-jev *beam* element orijentisan duž x -ose, za ravanski problem, ima sledeću formu:

$$\mathbf{K}_{Le} = \left(\frac{EI_{zz}}{l^3} \right)_e \begin{bmatrix} \frac{A}{I_{zz}} l^2 & 0 & 0 & -\frac{A}{I_{zz}} l^2 & 0 & 0 \\ 0 & 12 & 6l & 0 & -12 & 6l \\ 0 & 6l & 4l^2 & 0 & -6l & 2l^2 \\ -\frac{A}{I_{zz}} l^2 & 0 & 0 & \frac{A}{I_{zz}} l^2 & 0 & 0 \\ 0 & -12 & -6l & 0 & 12 & -6l \\ 0 & 6l & 2l^2 & 0 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (4.21)$$

gde su: l – dužina elementa, A – površina poprečnog preseka elementa, E – *Young*-ov modul materijala, I_{zz} – moment inercije za osu savijanja (z -osu).

Newmark-ova integraciona metoda uključuje sledeće pretpostavke:

$${}^{t+\Delta t} \mathbf{q} = {}^t \mathbf{q} + \frac{\Delta t}{2} ({}^t \dot{\mathbf{q}} + {}^{t+\Delta t} \dot{\mathbf{q}}) \quad (4.22)$$

$${}^{t+\Delta t} \dot{\mathbf{q}} = {}^t \dot{\mathbf{q}} + \frac{\Delta t}{2} ({}^t \ddot{\mathbf{q}} + {}^{t+\Delta t} \ddot{\mathbf{q}}) \quad (4.23)$$

i, dodatno uključuje odnos priraštaja:

$${}^{t+\Delta t} \mathbf{q}^{(k)} = {}^{t+\Delta t} \mathbf{q}^{(k-1)} + \Delta \mathbf{q}^{(k)} \quad (4.24)$$

Uvođenjem jednačina (4.22)-(4.24) u jednačinu (4.17), jednačina (4.17) dobija oblik:

$$\begin{aligned} {}^t \hat{\mathbf{K}} \cdot \Delta \mathbf{q}^{(k)} = & {}^{t+\Delta t} \mathbf{f}_{\text{ext}} - {}^{t+\Delta t} \mathbf{f}_{\text{int}}^{(k-1)} - \mathbf{M} \left[\frac{4}{\Delta t^2} ({}^{t+\Delta t} \mathbf{q}^{(k-1)} - {}^t \mathbf{q}) - \frac{4}{\Delta t^2} {}^t \dot{\mathbf{q}} - {}^t \ddot{\mathbf{q}} \right] - \\ & - \mathbf{C} \left[\frac{2}{\Delta t} ({}^{t+\Delta t} \mathbf{q}^{(k-1)} - {}^t \mathbf{q}) - {}^t \dot{\mathbf{q}} \right] \end{aligned} \quad (4.25)$$

sa sistemskom matricom $\hat{\mathbf{K}}$ datom kao:

$${}^t \hat{\mathbf{K}} = {}^t \mathbf{K} + \frac{2}{\Delta t} {}^t \mathbf{C} + \frac{4}{\Delta t^2} \mathbf{M} \quad (4.26)$$

4.2.3. Teorijska osnova za razvoj modela prigušenja

Deo ukupne energije sistema (npr. jedne transportne mašine) troši se na deformacije u samom materijalu, trenje između kontaktnih površina i relativno kretanje unutar strukture. Dakle, na otpore prigušenja. Uticaj otpora prigušenja na tranzijentni odgovor mehaničke strukture je značajan i teško ga je precizno odrediti. Problem identifikacije otpora prigušenja i procene uticaja ovih otpora na dinamički odgovor strukture razmatran je u istraživanjima [49]-[52].

Histerezijsko prigušenje podrazumeva „kašnjenje“ elastične strukture pri vraćanju u prvobitni položaj nakon prestanka dejstva sile pobude, [53]. Matrica viskoznog prigušenja tada je proporcionalna matrici histerezijskog prigušenja pri čemu je koeficijent proporcionalnosti inverzna veličina apsolutne vrednosti kružne frekvencije ω pri kojoj se odvija oscilatorno kretanje. U dinamičkoj analizi visokih okvirnih struktura, prema novijoj literaturi, koristi se i aerodinamičko prigušenje, [54]. Ova vrsta prigušenja se javlja pri oscilovanju visoke toranjske i slične noseće strukture usled prirodnih opterećenja tzv. aero-dejstava (vetra). Povećanjem srednje vrednosti brzine vetra povećava se i aerodinamička komponenta prigušenja.

U numeričkim analizama tranzijentnih stanja vrednost otpora prigušenja se usvaja na osnovu preporuka. Kako bi se izbegle greške tranzijentnog odgovora analizirane strukture potrebno je utvrditi dovoljno tačnu vrednost otpora prigušenja, tj. aproksimativnu vrednost koeficijenta ukupnog strukturnog prigušenja G ([55], [56]). Utvrđivanje ovog koeficijenta može biti teorijsko i eksperimentalno. Ovde će biti reči o teorijskim osnovama za uvođenje koeficijenta strukturnog prigušenja G u numerička istraživanja, [28].

Model prigušenja se uvodi u analizu preko viskoznog i strukturnog prigušenja. Sila viskoznog prigušenja je proporcionalna brzini. Koeficijent proporcionalnosti naziva se koeficijentom viskoznog prigušenja. On je određen osobinama materijala članova modela za numeričku analizu. Sa druge strane, sila strukturnog prigušenja je proporcionalna pomeranju. Međutim, može se reći da strukturno prigušenje šire obuhvata: prigušenje u materijalu strukture, gubitke usled trenja između kontaktnih površina, rasipanje u medijumu pri relativnom kretanju površina unutar sistema, [57]. Strukturno prigušenje, na taj način, obuhvata ceo mehanički sistem (tj. strukturu) pa se sila prigušenja upravo može prikazati preko strukturnog prigušenja, [10].

Definisanje uslova za izvođenje dinamičke analize direktnom tranzijentnom metodom, [55], [56], podrazumeva uvođenje jednog broja neophodnih veličina od kojih je jedna i koeficijent ukupnog strukturnog prigušenja G . Dinamički odgovor modela sa više stepeni slobode kretanja, traži se direktnom numeričkom integracijom sistema diferencijalnih jednačina osnovne matrične forme, [58]:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}_T\mathbf{q} = \mathbf{Q} \quad (4.27)$$

u kojoj figurišu: \mathbf{M} – inercijalna matrica masa, \mathbf{C} – matrica viskoznog prigušenja, \mathbf{K}_T – složena matrica krutosti koja uključuje kompleksne uslove, \mathbf{q} – vektor pomeranja, $\dot{\mathbf{q}}$ – vektor brzine, $\ddot{\mathbf{q}}$ – vektor ubrzanja, \mathbf{Q} – vektor spoljašnjih generalisanih sila.

Rešenje sistema jednačina (4.27) je vektor pomeranja \mathbf{q} koji predstavlja osnovni odgovor strukture na dejstvo spoljašnjih sila. Diferenciranjem veličina pomeranja po vremenu dobijaju se i ostali tranzijentni odgovori (brzine, ubrzanja).

Strukturno prigušenje se uvodi u jednačine kretanja preko kompleksnih uslova sadržanih u matrici krutosti ([57]-[59]). Dinamička analiza, izvršena aplikativnim softverom [55] i [56] definiše korišćenje materijalnog prigušenja G_E (MATi) ili koeficijenta G (PARAM,G) za dobijanje ukupnog strukturnog prigušenja. Nakon unošenja pomenutih kompleksnih uslova, složena (kompleksna) matrica krutosti dobija sledeći izraz:

$$\mathbf{K}_T = (1 + iG) \cdot \mathbf{K} + i \sum G_E \mathbf{K}_E \quad (4.28)$$

u kome su: G – koeficijent ukupnog strukturnog prigušenja, G_E – koeficijent strukturnog prigušenja elemenata, \mathbf{K} – globalna matrica krutosti, \mathbf{K}_E – matrica krutosti elemenata.

Kako analiza tranzijentnog odgovora iz [55] i [56] ne uključuje kompleksne brojeve u proceduru izračunavanja, treba izvršiti konverziju strukturnog prigušenja u ekvivalentnu veličinu viskoznog prigušenja [58]. Ova konverzija se vrši pomoću jednačine:

$$\mathbf{C}_T = \mathbf{C} + \frac{G}{\omega_3} \mathbf{K} + \frac{1}{\omega_4} \sum G_E \mathbf{K}_E \quad (4.29)$$

u kojoj su: \mathbf{C}_T – složena matrica prigušenja, \mathbf{C} – matrica viskoznog prigušenja, ω_3 i ω_4 – dominantne kružne frekvencije u radjanima po jedinici vremena.

Matrice \mathbf{C} i \mathbf{K} su poznate veličine, dobijene u postupku modeliranja kada su definisani materijal i geometrija elemenata³⁰ FE modela. Dominantne sopstvene frekvencije ω_3 i ω_4 su korisnički definisani parametri koje istraživač uzima iz modalne analize. Obično, to su niže frekvencije dominantnih dinamičkih stanja. Tranzijentni odgovor koristi više dominantnih modalnih frekvencija pa se u softverskoj aproksimaciji (4.29) podrazumeva izbor one dve koje najbliže predstavljaju dominantno dinamičko ponašanje, prema [58]. Neuključivanje ova dva parametra ($\omega_3 = \omega_4 = 0$) dovelo bi do potpunog zanemarivanja uticaja strukturnog prigušenja pa bi aproksimacija (4.29) predstavljala samo viskozno prigušenje, prema [55]. Softverski posmatrano, vrednosti frekvencija ω_3 i ω_4 nisu uzastopne modalne vrednosti, već frekvencije koje odgovaraju vrsti tranzijentne analize (dinamičkom ponašanju po pravcu prostiranja).

Vrednosti G_E dobijene su uvođenjem materijala u proceduru (softverski: *GE on the MATi entry*), dok G predstavlja nepoznatu veličinu ukupnog strukturnog prigušenja koju je potrebno definisati pre tranzijentne analize (softverski: *PARAM, G*).

Uporednim posmatranjem različitih vrednosti koeficijenta strukturnog prigušenja G izračunatih pri slobodnom oscilovanju struktura u numeričkim modelima, i eksperimentalno dobijenih vrednosti koeficijenta G , mogu se kvalitetno, na bazi više eksperimenata, verifikovati numerički FEM modeli struktura koji su najpribližniji realnim modelima.

4.2.4. Određivanje najniže sopstvene vrednosti

Modalnom analizom se utvrđuju sopstvene frekvencije (sopstvene vrednosti) i sopstveni vektori oscilovanja strukture. Svaka sopstvena vrednost proporcionalna prirodnoj frekvenciji, ima svoj odgovarajući sopstveni vektor (modalni oblik ili oblik oscilovanja). Prirodna frekvencija je ona frekvencija kojom struktura osciluje nakon dejstva nekog spoljašnjeg opterećenja (poremećaja), a oblik deformacije strukture pri toj sopstvenoj frekvenciji je oblik oscilovanja (mod). Modalna analiza je neophodna za potpuno poznavanje dinamičkog ponašanja strukture i predstavlja osnov za dalje dinamičke analize (npr. tranzijentnu analizu, analizu frekventnog odgovora). Za utvrđivanje sopstvenih vrednosti

³⁰ Prilikom definisanja kategorije „Property“

najšee se primenjuju *Lanczos* metoda, modifikovana *Givens* metoda i *Sturm* modifikovana inverzna metoda. S obzirom da se modalnom analizom razmatraju slobodne neprigušene oscilacije, jednačina kretanja ne sadrži prvi izvod generalisane koordinate q po vremenu niti generalisanu silu ($\mathbf{F}=0$) već ima redukovanu matričnu formu:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = 0 \quad (4.30)$$

gde su: \mathbf{M} – matrica masa i \mathbf{K} – matrica krutosti.

Rešenje jednačine (4.30) je harmonijske prirode, odnosno:

$$\mathbf{q} = \mathbf{\Phi} \cos \omega t \quad (4.31)$$

Nakon diferenciranja rešenja (4.31), u kome su: $\mathbf{\Phi}$ – sopstveni vektor, ω – sopstvena kružna frekvencija, i t – vreme, i nakon zamene izvoda po vremenu u (4.30), dobija se frekventna jednačina:

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})\mathbf{\Phi} = 0 \quad (4.32)$$

iz koje se preko sistema algebarskih jednačina, odnosno jednačine (4.33), nalazi i rešenje najniže sopstvene kružne frekvencije ω_1 .

$$\det(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}) = 0 \quad (4.33)$$

4.3. RAZVOJ MODELA IZABRANIH STRUKTURA

Testiranja dinamičkih performansi izabranih transportnih mašina su izvršena simulacijom na numeričkim modelima koji verno odlikavaju realne postojeće strukture. Modeliranje izabranih mašina je izvedeno metodom konačnih elemenata. Tom prilikom, razvijeno je nekoliko originalnih FE modela i to: toranjske dizalice, portalno-obrtne dizalice, mosne dizalice, autodizalice sa radnom platformom, rudarske mašine – odlagača.

U procesu modeliranja najčešće su korišćene tri vrste konačnih elemenata: linijski, ravanski, maseni elementi. Od linijskih elemenata najčešće su korišćeni: štap (*rod*), greda (*beam*) i opruga (*spring*). Od ravanskih elemenata najčešće je korišćena ploča (*plate*) i to za modeliranje delova sa velikim površinama a malom debljinom. Za modeliranje armirano-betonskog fundamenta samo kod nekih modela korišćen je zapreminski element – *solid*. U tabeli 4.1 dat je broj svih korišćenih konačnih elemenata po tipu u razvijenim modelima transportnih mašina.

Tabela 4.1: Broj konačnih elemenata po tipu

FE model	Tip elementa						Ukupno
	<i>Beam</i>	<i>Rod</i>	<i>Plate</i>	<i>Solid</i>	<i>Spring</i>	<i>Mass</i>	
Toranjaska dizalica	1481	3	47	68	68	-	1667
P-O dizalica	176	-	14	-	8	23	221
Podizna platforma	229	-	33	-	-	3	265
Mosna dizalica	1352	-	14339	-	-	16	15707
Odlagač	1862	-	-	-	-	276	2138
Ukupno FE	5100	3	14433	68	76	318	19998

Modeliranje je vršeno u softveru FEMAP v.10 (MSC.NASTRAN-2004). Strukturno prigušenje je modelirano konvertovanjem u ekvivalentno viskozno prigušenje u svakom od modela nosećih struktura. Za potrebe tranzijentne analize ovih klasa metalnih konstrukcija sa velikom visinom dizanja, usvojeni su sigurni koeficijenti strukturnog prigušenja u opsegu $G=0.05\div 0.06$ na bazi eksperimentalnih ispitivanja [26] i [28]. Nelinearna statička, modalna i tranzijentna analiza modeliranih struktura izvedene su metodom konačnih elemenata u softveru MSC.NASTRAN ([55], [56]). Visok kvalitet originalno razvijenih FE modela izabranih struktura je ostvaren striktnom primenom opštih elemenata kvaliteta razvoja modela i to: izuzetno vernim preslikavanjem geometrijske forme svake od realnih mašina, dobrom vizuelizacijom oblika članova strukture i pouzdanom orijentacijom članova.

Pri modeliranju su ipak bile neophodne izvesne aproksimacije i one su se odnosile na: zazore, pomeranja i materijal. Usvojeno je da u modelima nema zazora, što je utvrđeno vizuelnom kontrolom dijagrama napona i akustički pri eksperimentalnoj proveru u blizini obrtnih ležišta. Takođe, pomeranja u čvornim limovima nisu uzeta u obzir, a materijal se smatrao izotropnim.

4.3.1. Model toranjske dizalice

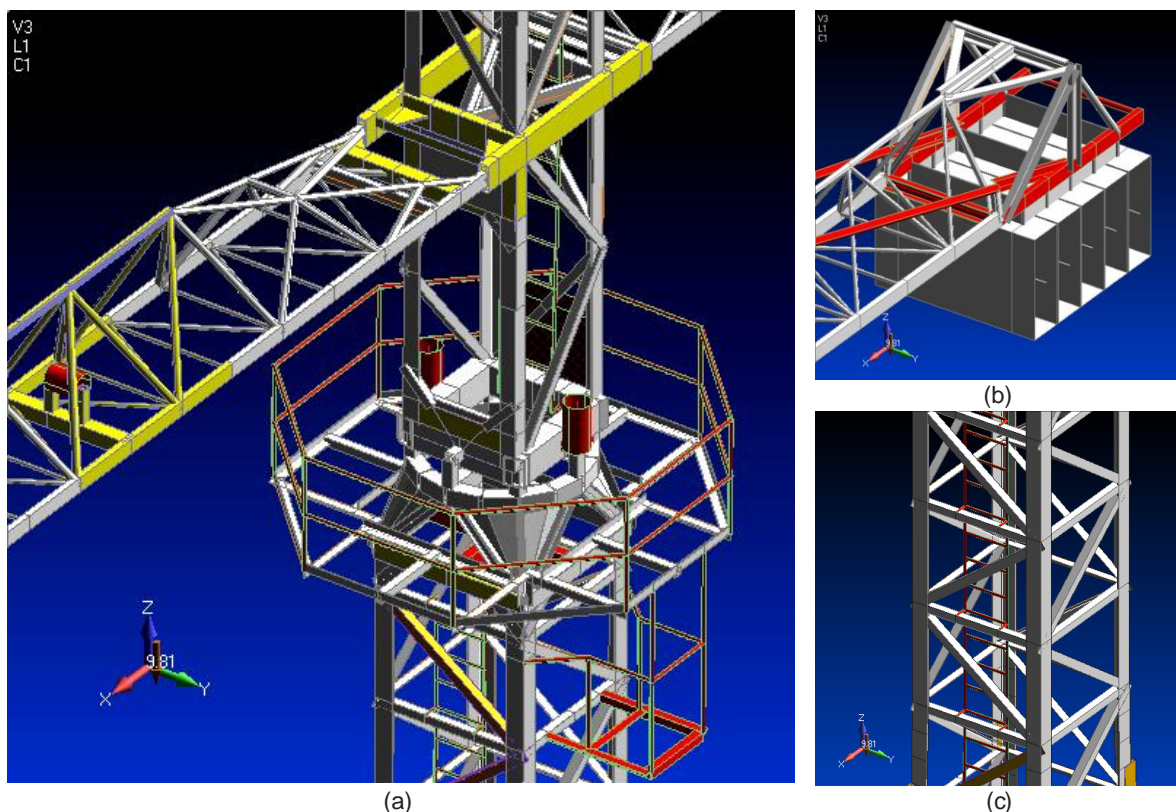
Toranjske dizalice spadaju u grupu velikih transportnih mašina čije visine mogu preći 100 m, a dohvati 60 m. Ove masivne dizalice karakteriše okvirna noseća struktura koja, naročito pri ekstremnim dejstvima (opterećenjima), ima velika elastična pomeranja. Modeliranje strukture toranjske dizalice zahteva primenu nelinearnih metoda na bazi teorije konačnih deformacija, tj. na osnovu činjenice da pomeranja napadnih tačaka spoljašnjih i unutrašnjih sila nisu tako mala u odnosu na dimenzije strukture.

Za analizu je izabrana realna toranjska dizalica POTAIN-744E. Njene glavne karakteristike su: ukupna visina $H=23.5$ m, visina dizanja $h=16$ m, max. dohvat $L=45$ m, max. nosivost $Q_{\max}=10$ t, ukupna masa $M=72.2$ t. Dizalica je oslonjena masivnim armirano-betonskim fundamentom na tlo nepoznatog sastava u temelju površine 4×4 m.

Modeliranje originalne strukture je zasnovano na primeni realnih preseka linijskih elemenata, dodeljivanju kinematskih sloboda u zglobnim vezama članova i uvođenju boja u cilju prepoznavanja celina unutar strukture, sl. 4.3 i sl. 4.4. Detaljnost modeliranja omogućuje i ostalim prisutnim (manjim) masama, kao što su pogoni, motori, reduktori, koturovi i elektrooprema, da utiču na dinamiku strukture. Uvođenje ovih tačnih koncentrisanih masa u model značajno poboljšava kvalitet – tačnost rešenja. Jedna od karakteristika modeliranja toranjske dizalice je nadvišenje strukture strele u rasterećenom položaju, čime model dobija još veći kvalitet i tačnije rezultate dinamičke analize. Krutost tla je usvojena iz eksperimentalnih istraživanja. Strukturno prigušenje je takođe usvojeno iz eksperimentalnih istraživanja i konvertovano proračunom u viskozno prigušenje. Strukturno prigušenje je uvedeno u proračun koeficijentom strukturnog prigušenja $G=0.05$, [28]. Primena konačnog elementa tipa grede, sa šest stepeni slobode u svakom čvoru, je karakteristika opisa okvirne



Slika 4.3 Vernost modela toranjske dizalice POTAIN-744E: (a) realna struktura, (b) FEM model razvijen za tranzijentnu analizu, [60].



Slika 4.4 Detalji FE modela toranjske dizalice POTAIN-744E: (a) Obrtno postolje (sa mehanizmom za okretanje strele), (b) protiv-teg, (c) toranjske sekcije, [61].

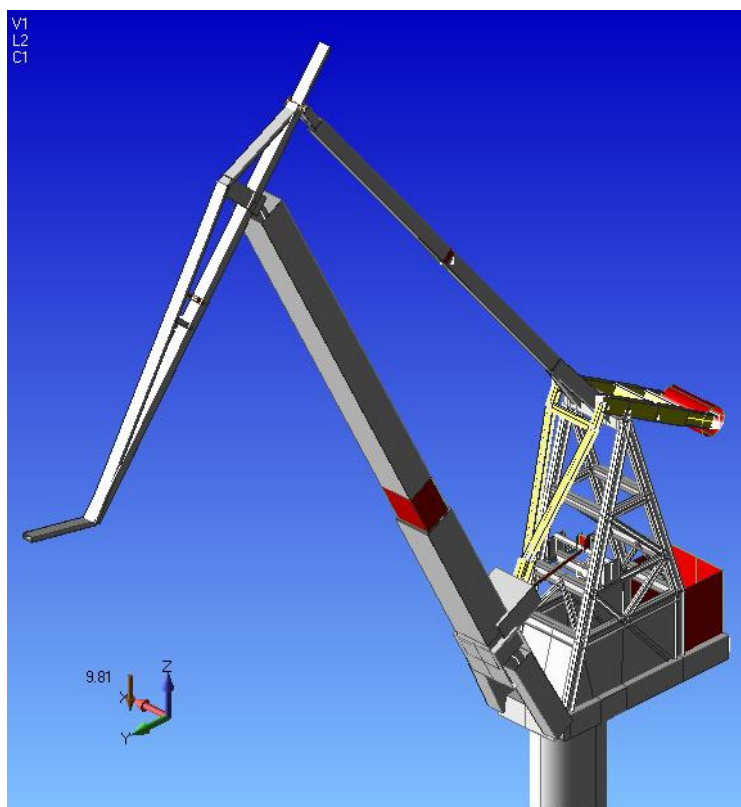
noseće strukture. Konačnim elementom tipa štapa opisane su zatege strele i kontra-strele. Za modeliranje oslonca fundamenta na tlo korišćen je konačni element tipa opruge, a za sam fundament od armiranog betona 8-čvorni zapreminski element. Originalno razvijeni model ove dizalice sadrži ukupno 1667 konačnih elemenata, 1146 čvorova i 6876 stepeni slobode.

4.3.2. Model portalno-obrtne dizalice

Portalne (lučke, brodogradilišne) dizalice su u novije vreme evoluirale u pogledu oblika noseće strukture pa se danas odlikuju visokim tačkama vešanja zahvatnih uređaja, dugačkim članovima u vidu strele i visokim obrtnim stubom u portalu. Visine portalnih dizalica dostižu i do 80 m, a ukupne mase ponekad prelaze 500 t. Time se ove dizalice svrstavaju u grupu najvećih dizalica. Specifičnost ovih struktura leži u mehanizmu za horizontalno vođenje tereta na bazi zglavkastog četvorougla. Visoka ekonomičnost ovog tehničkog koncepta (WIPP-system, prema *Niemann: Uber Wippkrane – Werft Reederei-Hafen*) zapravo uvodi ovaj mehanizam kao normu dizajna lučkih i brodogradilišnih dizalica.

Za analizu je izabrana izvedena portalno-obrtna dizalica MIN-Pula2, sl. 4.5, postavljena u brodogradilištu Uljanik u Puli (Republika Hrvatska), [29], [62]. Dizalica se odlikuje: nosećom strukturom max. visine $H=67$ m i max. dohvata $L=40$ m, bazom portala $a \times b=6 \times 8$ m, ukupnom masom $M=400$ t. Nosivost dizalice je 25/15/5 t na dohvatu 27/37/40 m respektivno. Sistem za promenu dohvata (vođenje tereta) je u vidu zglavkastog četvorougla sa zglobno spojenim članovima i klackalicom. Mehanizmi dizalice su smešteni na stubu visine 30 m iznad koga je, na kompaktnoj obrtnoj platformi, postavljen toranj (jarbol) rešetkaste strukture. Na tornju su uležišteni glavni članovi za promenu dohvata, i to: zatega, strela i klackalica. Pogonski uređaj za promenu dohvata je izveden sa zavojnim vretenom kojim se dejstvuje na osnovnu strelu. Uravnoteženje sistema strela je izvedeno pomoću strukture u obliku zglavkastog četvorougla, tj. ručicom i balanserom sa tegom mase 21 t. Uravnoteženje čitave obrtne strukture dizalice je izvedeno tegom mase 100 t smeštenim na obrtnoj platformi.

Originalno razvijen FE model portalno-obrtne dizalice definisan je sa 221 konačnim elementom i 144 čvora koji poseduju ukupno 864 stepena slobode. Noseća struktura je dominantno sastavljena od kutijastih nosača pa je njeno modeliranje izvedeno *beam* konačnim elementima, s tim što je predeo mašinske kućice na platformi stuba predstavljen *plate* elementima, sl. 4.5. Elastični oslonci dizalice ispod nogu portala opisani su *spring*

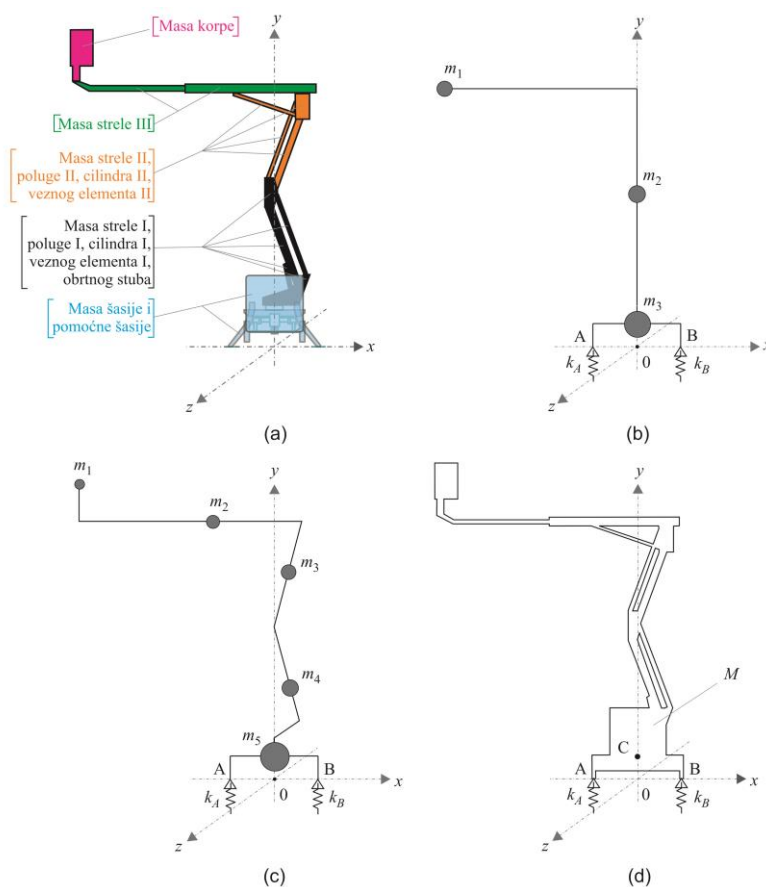


Slika 4.5 Diskretni FE model P-O dizalice MIN-Pula2 – gornji deo strukture, [13].

elementom. Broj konačnih elemenata nekih delova strukture određen je funkcionalnim granicama tih delova i teži minimumu potrebnih elemenata. Tako, na primer, modeli stuba i nogu portala sadrže po dva *beam* elementa kako bi se omogućilo lociranje težišta elementarnih površina izloženih vetru, [13]. Krutost tla je usvojena iz eksperimentalnih ispitivanja, [63]. Kod portalno-obrtnih dizalica koeficijent ukupnog strukturnog prigušenja G je za nijansu viši u odnosu na toranjske dizalice jer je i sama portalno-obrtna konstrukcija veće težine. U ovom modelu brodogradilišne portalne dizalice operiše se sa koeficijentom strukturnog prigušenja $G=0.05$.

4.3.3. Model mobilne podizne radne platforme

Problem oscilovanja mobilne podizne radne platforme svodi se na klasičan problem oscilovanja vozila koji je razmatran u [64] pa dinamičko modeliranje ovakvih nosećih stuktura ima uporište u starijim teorijskim postavkama. Prema teoriji oscilovanja vozila, složeni problem oscilovanja se svodi na prostiji – ravanski (kao na sl. 4.6), posmatranjem samo dva glavna kretanja i to translatornog kretanja mase konstrukcije u vertikalnom pravcu i njihanja čitavog

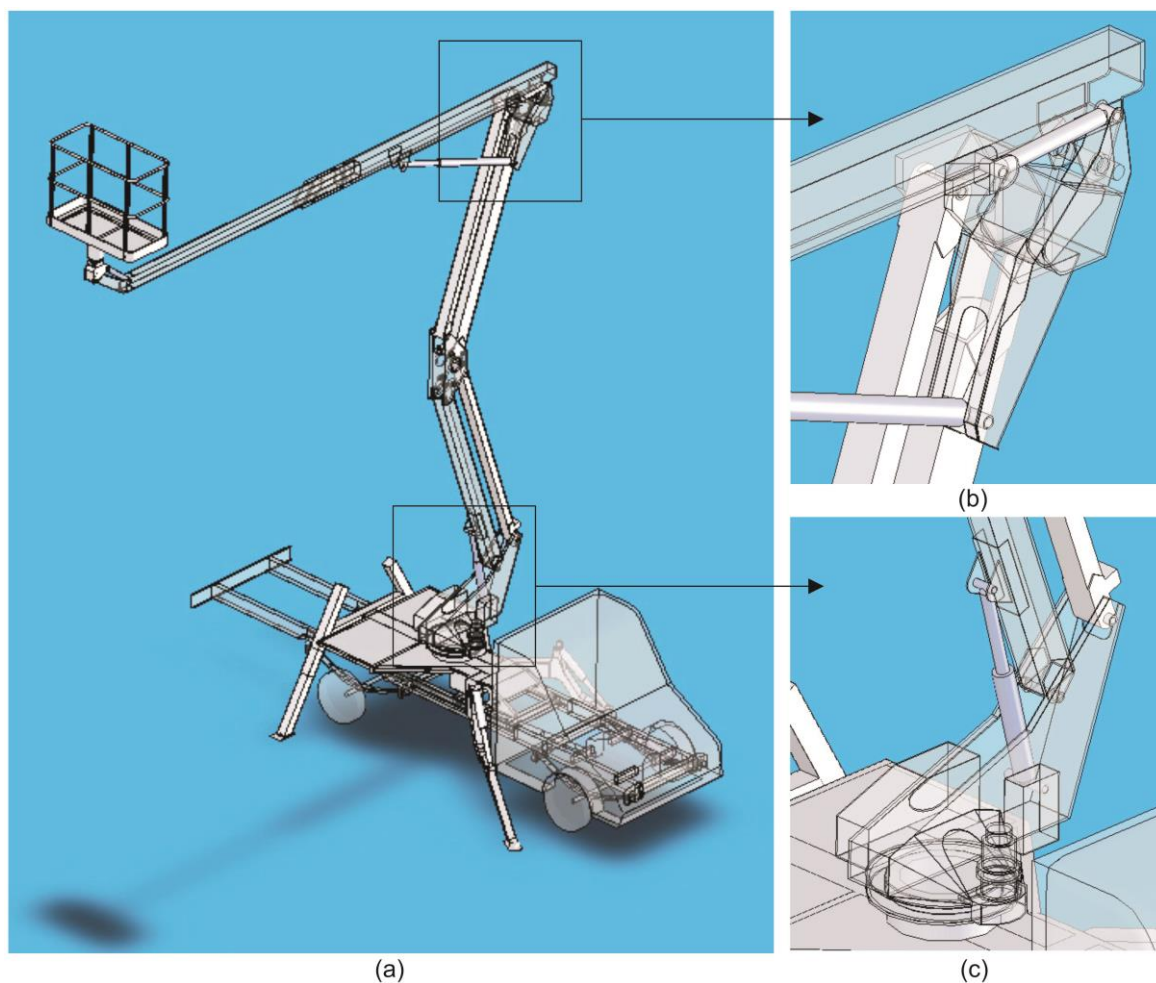


Slika 4.6 Alternativni modeli u funkciji izabrane složenosti strukture: (a) grupisanje masa pojedinih članova modela, (b) model sa tri koncentrisane mase, (c) model sa pet koncentrisanih masa, (d) model sa samo jednom – ukupnom masom platforme.

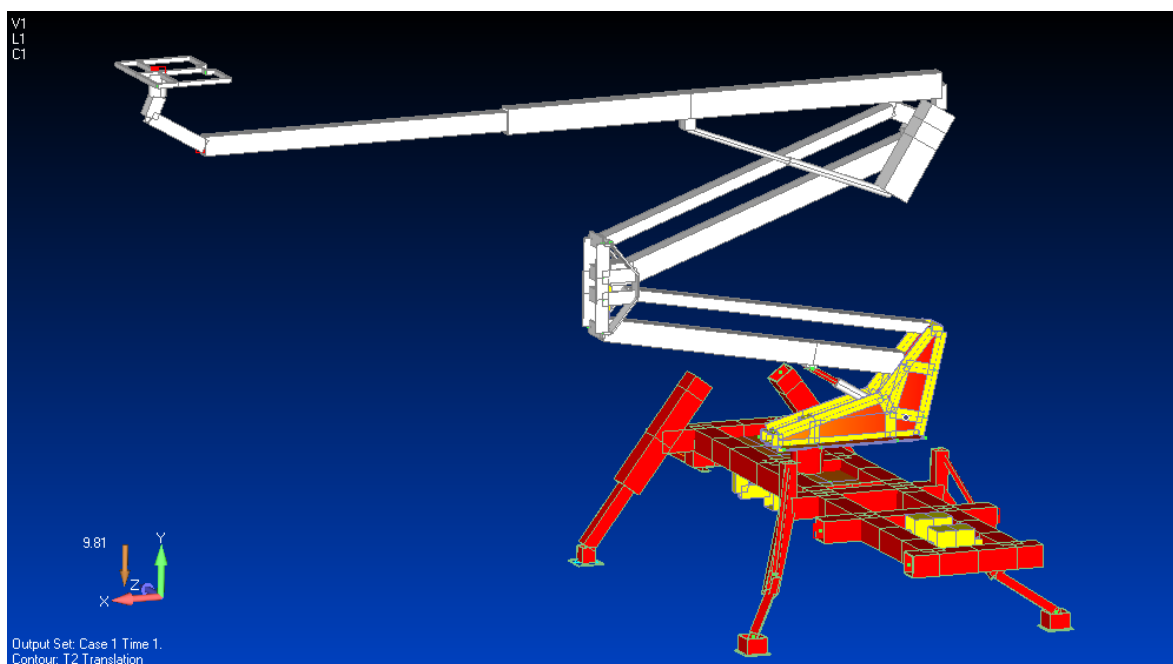
vozila oko uzdužne težišne ose u vertikalnoj poprečnoj ravni postavljenoj u težištu. Ovakav pristup se koristi kod analize dinamičkog ponašanja mobilne mašine u radnom položaju, tj. kada je čitava konstrukcija oslonjena kruto – stabilizatorima na tlo (a ne elastično – točkovima). Dalje uprošćenje problema oscilovanja je izvršeno fiksiranjem položaja višečlane zglobne strele, sl. 4.6, što podrazumeva da su veze između klipa i cilindra u hidrauličnim aktuatorima (pogonskim cilindrima) zapravo krute. Nakon zanemarivanja otpora viskoznog trenja, sistem se smatra konzervativnim te važi zakon o održanju mehaničke energije. Tada uprošćeni dinamički model podizne platforme čine jedna ili više diskretnih masa (M , m_i sa sl. 4.6) substrukture i superstrukture kao i dve opruge, krutosti k_A i k_B , koje predstavljaju elastičnu vezu levih i desnih oslonaca sa tlom (podlogom). Usvajaju se dve generalisane koordinate i to z – pomeranje težišta u vertikalnom pravcu, i φ – ugao obrtanja oko uzdužne ose u vertikalnoj poprečnoj ravni. Preko ovih veličina se izražavaju kretanja svih diskretnih masa (ako ih ima više) u modelu. Za analizu je uzeta realna mobilna podizna radna platforma CTE-Z19 čije su glavne karakteristike: max. radna visina $H=19$ m, max. visina poda radne platforme (korpe) $h=17$ m, max. radni dohvat $L=8$ m, max. dovat radne platforme (konstrukcije) $l=7.5$ m, masa konstrukcije bez tereta $M=3400$ kg. Za dinamičku analizu je uzet položaj strukture kada se korpa platforme nalazi na visini od 5.2 m i dohvatu od 6.7 m (merenje br. 3). Gabaritne dimenzije mobilne mašine u transportnom, položaju iznose: $6.55 \times 3.13 \times 2.9$ m. Modeliranje je izvršeno kombinacijom SolidWorks i FEMAP softverske tehnologije, sl. 4.7 i sl. 4.8.

Složenost modeliranja zglobne strukture CTE-Z19 je pokazana na primeru detalja veze članaka strele na sl. 4.7(b) i stuba sa mehanizmom za okretanje na sl. 4.7(c). Složeni SolidWorks model sa sl. 4.7 je pojednostavljen izvesnim aproksimacijama FEM opisa strukture u cilju smanjenja numeričkog obima zadatka dinamičke analize. Aproksimacije su dovele do originalnog FE modela, sl. 4.8, čija je složenost smanjena dodatnim podešavanjem geometrijske forme.

Noseća struktura je modelirana *beam* konačnim elementima (njih ukupno 229). Za modeliranje nekih karakterističnih delova konstrukcije (teret, skriveni cilindar, karoserija) korišćeni su diskretni *mass* konačni elementi (ukupno 3 elementa), a za opis ravnih članova gazišta (podni lim) i obrtnog stuba korišćen je *plate* element (ukupno 33 elementa). Opisi čvorova, tj. definicija stepena slobode (DOF) na mestima zglobnih veza članova značajno utiču na idealizovanu deformaciju linijskih elemenata strukture. Kako nisu vršena ispitivanja stišljivosti tla na koje se mašina oslanja u ispitnom (radnom) položaju, model je preuzeo iskustva iz ranijih sličnih istraživanja, [31]. Strukturno prigušenje je takođe usvojeno na osnovu prethodnih istraživanja sličnih ali težih mašina.



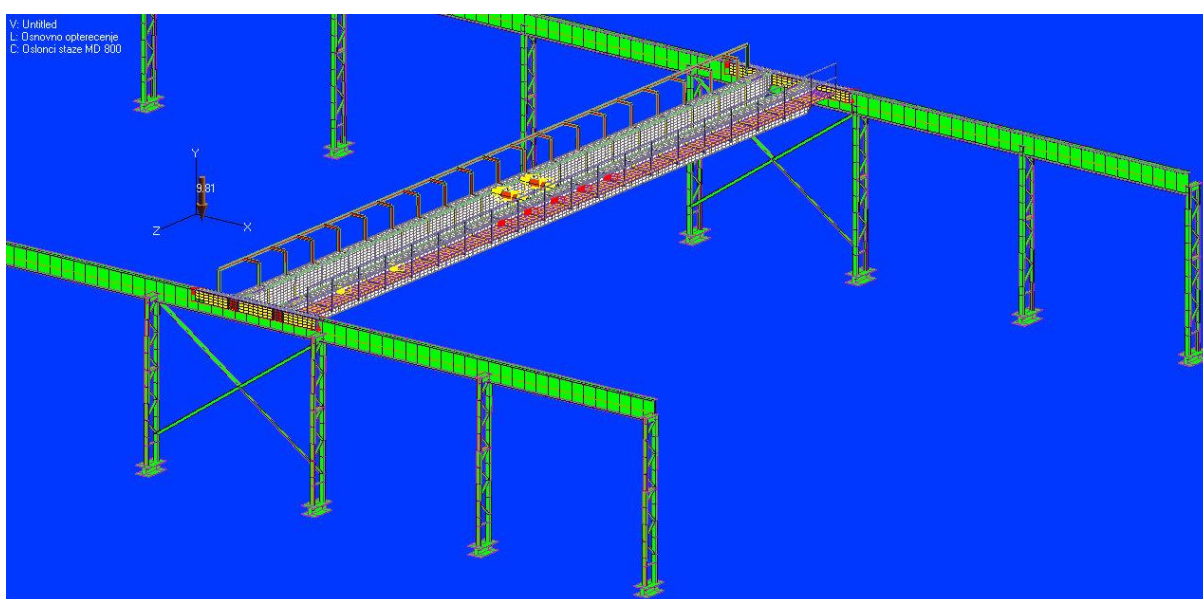
Slika 4.7 SolidWorks model podizne platforme CTE-Z19: (a) ceo model, (b) detalj veze dva članka zglobne strele, (c) detalj stuba sa mehanizmom za okretanje, [65].



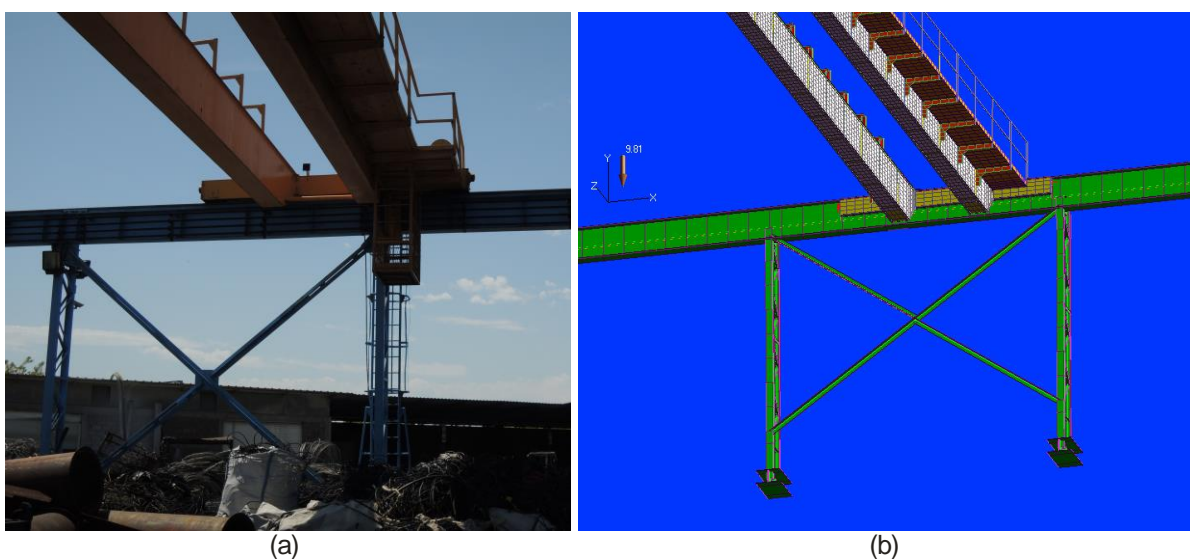
Slika 4.8 Originalni FE model mobilne podizne platforme CTE-Z19.

4.3.4. Model mosne dizalice

Diskretni FE model mosne dizalice sa sl. 4.9 zasnovan je na realnoj dizalici proizvođačke oznake MIN-D800 većeg raspona $L=30$ m i manje nosivosti $Q=5$ t sa srednjom elastičnošću strukture na savijanje, [66]. Realna struktura dizalice, ukupne mase 17.2 t, odlikuje se elastičnim nosačima srednje krutosti $L/f=3000\text{cm}/7.07\text{cm}=424>250$, gde je f ugib na sredini raspona. Ranija istraživanja autora nisu uključivala u analizu dizaličnu stazu i stubove oslonaca, tako da je za potrebe novih provera dinamičkih svojstava (sopstvenih vrednosti i oblika oscilovanja) posmatrane strukture mosne dizalice razvijen novi – prošireni



Slika 4.9 FE model mosne dizalice MIN-D800 sa stazom i osloncima staze.

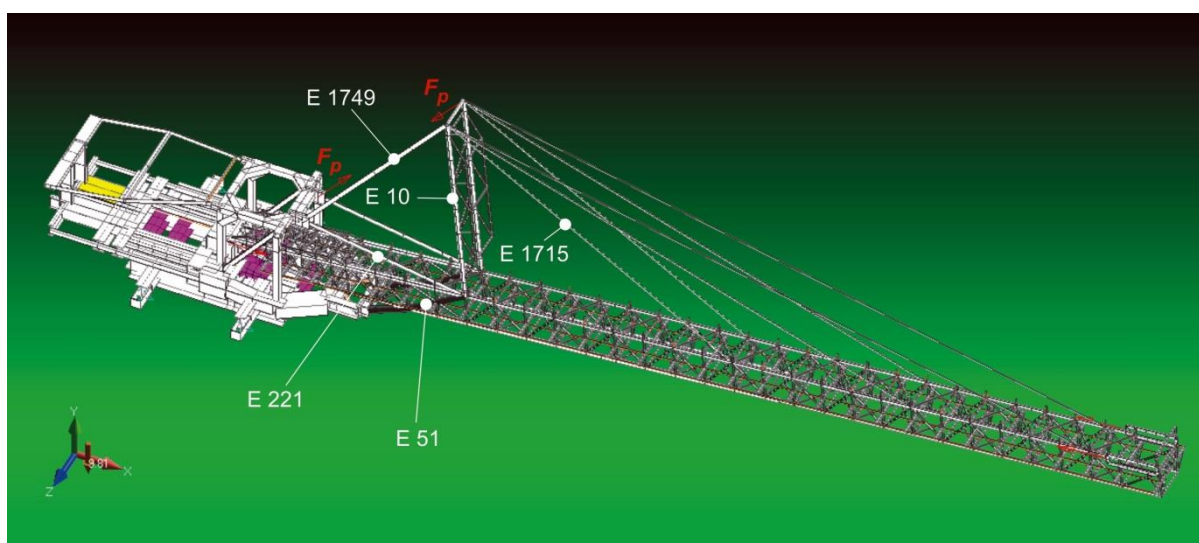


Slika 4.10 Dokaz vernosti modela: (a) originalna dizalica, (b) FE model detalja oslanjanja dizalice na dizaličnu stazu i stubove.

numerički model sa 15707 konačnih elemenata i 14582 čvorova, korišćenjem MSC.NASTRAN tehnologije, sl. 4.9. Uvođenjem dizaličnih staza i stubova oslonaca u FE model, omogućena je visoka vernost modela originalu dizalice, čime je obezbeđena i veća tačnost traženih rezultata dinamičkog odgovora strukture. Vernost modela originalu je pokazana detaljem na sl. 4.10.

4.3.5. Model odlagača

Najveće transportne rudarske mašine su odlagači i roto-bageri na površinskim kopovima, čije mase često premašuju 500 t. Razvijeni mehanički model odgovara realnoj mašini – odlagališnom uređaju OU-1 transportnog sistema na kopu Veliki Krivelj kompleksa RTB-Bor, sl. 4.11. Osnovne karakteristike postrojenja su: kapacitet 4700 t/h, brzina trake 4.25 m/s, snaga motora 160 kW, [67]. Karakteristika strukture ovakvih mašina je obrtna platforma koja nosi mašinska postrojenja i strelu sa transportnom trakom. Veza između donjeg postolja sa gusenicama i obrtne platforme je izvedena preko obrtnog ležaja tj. obrtne jedinice koja se sastoji od zupčastog prstena i pogonskog motora. Veza između donjeg postolja i platforme – dveju velikih masa, predstavlja nežan deo strukture koji daje mogućnost dosta velikog oscilovanja gornje mase – obrtnog postolja sa strelom. Teorijski model treba da omogući proveru dinamičke stabilnosti strukturnih delova, identifikaciju lokacija najvećih napona i nagomilavanja mehaničke energije. Takođe, na modelu se simulacijom isprobavaju potencijalna ekstremna delovanja izazvana aero-uticajima, vrše analize slučajeva otkaza odgovornih članova i posledica izazvanih prestankom funkcija delova strukture usled



Slika 4.11 FE model odlagača: E – izabrani odgovorni elementi strukture za tranzijentnu analizu, F_p – aksijalna sila u zategi pre prekida prema incidentnom scenariju.

loma ([68]-[69]). Poseban cilj dizajna je dinamička provera rezerviranja strukture u slučaju otkaza, shodno karakteru i trajanju ekstremnog dinamičkog dejstva – incidenta.

Dinamičko modeliranje odlagača³¹ izvršeno je formiranjem diskretnog FE sistema masa članova noseće strukture i ugrađene mašinske opreme. Mase su međusobno spregnute elastičnim vezama članova strukture. Obrtno postolje i strela odlagača, kao članovi okvirne noseće strukture, modelirani su konačnim elementima tipa grede. Mašinska oprema, traka, valjci i transportovani materijal na traci su modelirani tačkastim konačnim elementima u vidu koncentrisanih masa. Konstrukcija postolja (bez gusenica), kruto je položena na tlo. FE model odlagača sa sl. 4.11 je aproksimativan ali visoke vernosti. Model predstavlja strukturu osnovne geometrije $L \times H \times B = 55.9 \times 16.88 \times 7.87$ m i mase 210 t. Model sadrži ukupno 2138 konačna elementa (masa) i 1016 čvorova. Ovako veliki broj masa daje realnost modeliranju i vodi prednostima diskretnih modela.

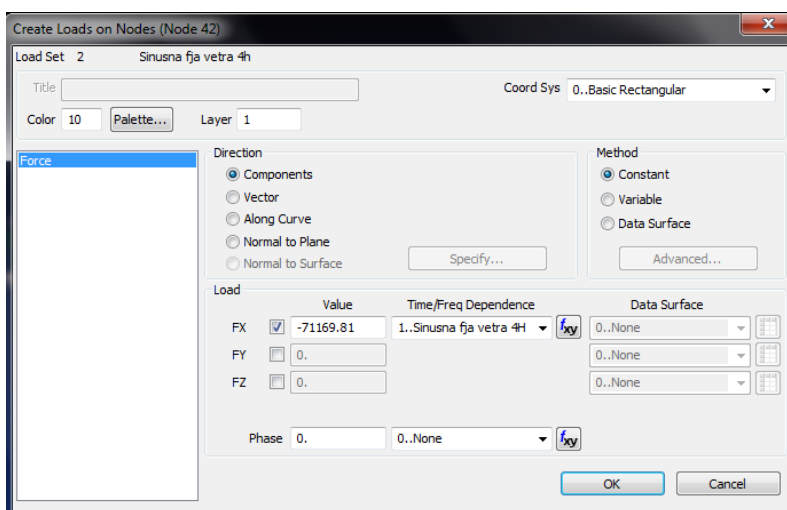
4.4. IZBOR KLASSE INCIDENATA ZA ISTRAŽIVANJA

Istraživanja u ovoj disertaciji se odnose na incidente u rukovanju i slučajne otkaze (kod transportnih mašina), koji ponašanju strukture u incidentu daju oscilatorni karakter. Istraživani su lakši tipovi incidenata u kojima se ne gubi opšta stabilnost i ne ruše objekti (lokalni otkazi). Teži incidenti su u domenu ređih događaja, imaju krivične uzroke i leže na teorijskim modelima dinamike krutog – plastičnog tela i teoriji sudara. Ti problemi su pojedinačne prirode i nemaju dizajnersku brojnost. Istraživanja ove klase incidenata ukazuju na potrebu za elektronskim zapisivanjem radnih režima na svakoj većoj transportnoj mašini čime bi se automatski registrovali incidenti.

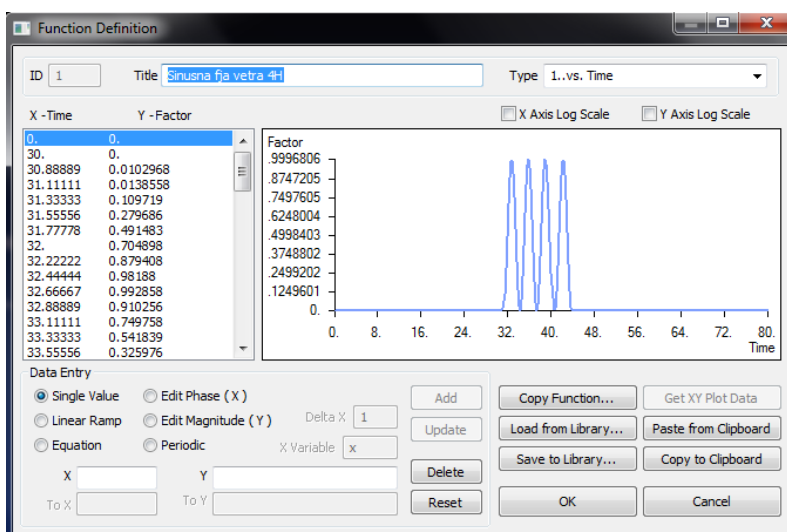
Dinamički zadaci obuhvataju incidentna stanja visokih transportnih mašina (dizalica) koja su prisutna u realnim radnim procesima, odnosno u toku životnog ciklusa mašine. U svim slučajevima analize u istraživanju inicirana je spoljašnja pobuda koja dovodi do ekstremne dinamike i velikih pomeranja posmatranih struktura. U svakom zadatku formulisano je spoljašnje opterećenje tj. funkcija pobude koja se manifestuje promenom intenziteta sile poremećaja u zavisnosti od karaktera opterećenja u zadatom vremenskom periodu. Modeliranjem dinamičkog opterećenja formuliše se intenzitet i pravac dejstva opterećenja, sl. 4.12, i tip funkcije pobude čiji je faktor y promenljiv sa vremenom x , sl. 4.13.

³¹ Stacker (eng.)

Najčešće je, u ovim zadacima, priroda spoljašnjeg poremećajnog (incidentnog) dejstva opisana linearnom opadajućom ili rastućom ramp funkcijom. Za modeliranje opterećenja strukture od nekih stohastičkih prirodnih procesa, poput naleta vetra, korišćena je harmonijska (sinusna) funkcija kojom se umnožava ustaljena vrednost opterećenja (eng. *steady load*). Razmatrano je nekoliko karakterističnih opterećenja za ove klase mašina u formi pojedinačnih incidentnih dejstava koja dovode do ekstremne dinamike strukture: pad tereta, otkaz – lom odgovornog elementa strukture, skriveno strukturno oštećenje, brzo spuštanje i naglo zaustavljanje tereta, udar vetra, seizmički udar. Pošto primeri iz prakse transportnih mašina ukazuju na koincidenciju dvaju poremećajnih dejstava, takođe su analizirani i složeni modeli opterećenja, i to usled naglog zaustavljanja tereta i usled pada tereta pod otkazom odgovornog elementa strukture u oba slučaja.



Slika 4.12 FEMAP dialog box za modeliranje opterećenja u čvorovima.



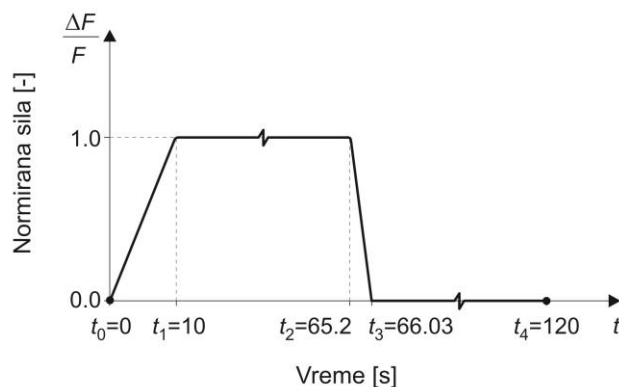
Slika 4.13 FEMAP dialog box za definisanje matematičke funkcije – u ovom slučaju za modeliranje funkcije opterećenja (sile poremećaja).

Dinamički zadaci su rešavani korišćenjem direktne tranzijentne metode koja uključuje konverziju ekvivalentnog strukturnog prigušenja u viskozno prigušenje primenjujući dve karakteristične sopstvene kružne frekvencije za opis prigušenja čitavog sistema i prigušenja elemenata (ω_3 i ω_4 , MSC.NASTRAN). Frekvencije su određene u modalnoj analizi koja je prethodila tranzijentnoj. Za svaku od analiza, u zavisnosti od razmatrane strukture, usvojen je koeficijent strukturnog prigušenja. Formirani incidentni modeli se realizuju dinamičkim scenarijima u vremenu trajanja simulacije dovoljno dugom da omogući dobijanje ekstremnih dinamičkih odgovora. Dužina koraka numeričke integracije je birana u zavisnosti od veličine modela i potrebnog vremena trajanja simulacije. Pod dejstvom spoljašnjeg opterećenja opisanog različitim incidentnim modelima na strukturama izabranih mašina, simulacijom su dobijeni dinamički odgovori u vidu: preraspodele unutrašnjih sila u strukturi i amplituda i perioda prinudnih oscilacija. Ovi parametri govore o rezervi deformacije koju mogu da prime članovi što proističe iz preraspodele deformacione energije.

4.4.1. Opterećenje izazvano padom tereta (Model-1)

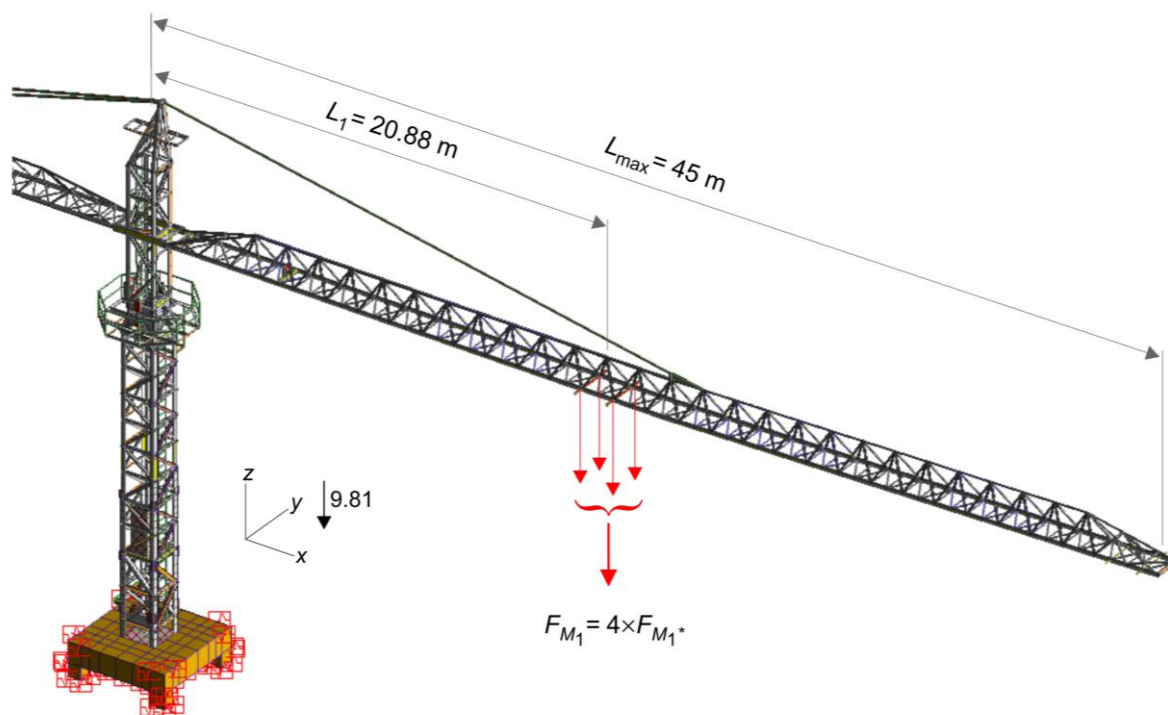
Pad ili odbacivanje tereta je realna incidentna situacija koja može nastupiti usled nekontrolisanog vođenja tereta velikom brzinom, naglog kočenja, inercije zaljuljane mase tereta, naleta na prepreku, lošeg vezivanja tereta za kuku, prekida užeta, i slično. U eksperimentalnim istraživanjima disertacije ova situacija je simulirana približnim incidentom što izvedeno naglim rasterećenjem strukture toranjske dizalice usled izuzetno brzog spuštanja tereta do udara u tlo. Opterećenje strukture strele, u ovom slučaju, ima intenzitet težine tereta koji se podiže i smer vertikalno naniže. Funkcija opterećenja incidentnog naglog spuštanja (pada) tereta je teorijski predstavljena trapezoidnom linearnom formom na sl. 4.14, [28]. Oblik opterećenja sa slike je uveden u dinamičku analizu kao odnos elementarne sile ΔF u trenutku t u odnosu na ustaljenu (statičku) silu F (normirano opterećenje).

Prema scenariju sa sl. 4.14 teret se podiže do potrebne visine pri čemu sila u užetu linearno raste i nakon 10 s dostiže max. vrednost sile težine tereta. U cilju smanjenja uticaja njihavanja podignutog tereta i oscilacija opterećene strukture toranjske dizalice obezbeđuje se potrebno vreme smirivanja koje traje do $t_2=65.2$ s. Novo oscilatorno kretanje je zatim pobuđeno silom naglog rasterećenja pri brzom spuštanju tereta na tlo, i ono traje do $t_3=66.03$ s. Ovakvo trajanje rasterećenja je uzeto iz eksperimentalnih ispitivanja, i iznosi $\Delta t = 0.83$ s. U periodu od $66.03 \div 120$ s vrši se smirenje strukture nakon incidenta.



Slika 4.14 Oblik teorijske funkcije opterećenja (Model-1: podizanje i pad tereta).

Teret mase $M_1=5.3$ t raspoređen je diskretno u četiri tačke (četiri sile težine $F_{M1^*}=0.25F_{M1}=13.25$ kN) na dohvatu $L_1=20.88$ m. Tako se dobija opterećenje predstavljeno silom težine (od diskretnih masa), sl. 4.15, koje je nešto veće od nazivne vrednosti nosivosti, a u cilju izazivanja oscilacija većih amplituda. Sopstvene frekvencije su tražene numerički modalnom analizom u okviru prvih 100 sopstvenih vrednosti. Dominantno (vertikalno) oscilovanje se javlja u vertikalnoj ravni pri spuštanju – padu tereta pa su tako izolovane kružne frekvencije drugog i četvrtog modalnog oblika ($\omega_2=0.4749$ Hz i $\omega_4=1.5444$ Hz) koje najbolje opisuju prirodu oscilovanja strukture u vertikalnoj ravni. Ove dve frekvencije se dalje koriste u tranzijentnoj analizi.

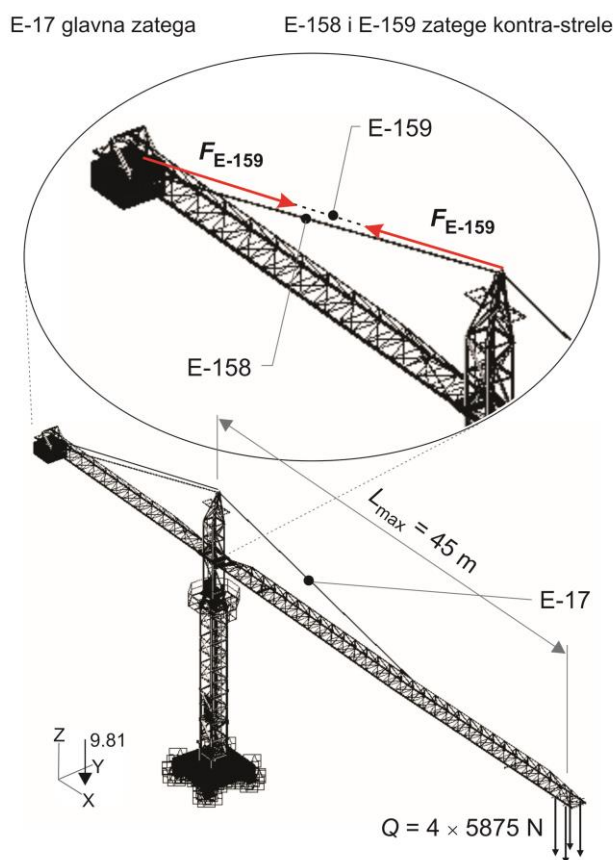


Slika 4.15 Položaj opterećenja za tranzijentnu analizu dizalice POTAIN-744E prema scenariju pada tereta.

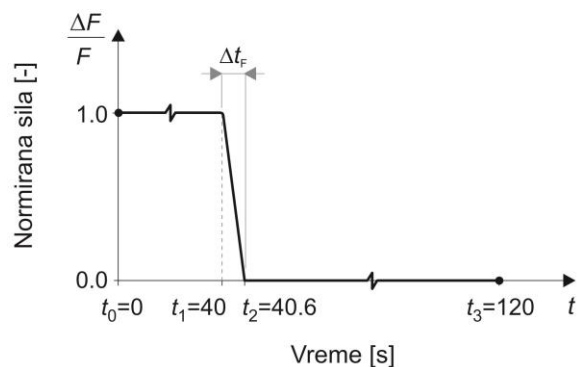
4.4.2. Opterećenje izazvano otkazom odgovornog elementa (Model-2)

Otkazi odgovornih elemenata noseće strukture velikih transportnih mašina, kao što su dizalice, uglavnom nastaju usled neblagovremenog i nedovoljnog održavanja, i kao posledica nepravilnog rukovanja. Otkazi mogu biti uzrokovani i lomom dela ili elementa konstrukcije (sl. 4.16, element E-159). U zavisnosti od sposobnosti same okvirne strukture da izvrši preraspodelu unutrašnjih sila (rezerviranje), lom odgovornog elementa će manje ili više ugroziti stabilnost mašine. Kod dizalica, zatege predstavljaju izuzetno odgovorne elemente. Cilj ovog zadatka analize je upravo potvrda sposobnosti rezerviranja jedne okvirne strukture toranjske dizalice.

Nakon podizanja tereta dolazi do preraspodele unutrašnjih sila članova strukture dizalice. Tada je, proračunom nelinearne statike strukture, utvrđena vrednost aksijalne sile u zategi kontra-strele E-159, sl. 4.16, kao ustaljeno (statičko) opterećenje F_{E-159} , [16]. Zatim je, za potrebe tranzijentne simulacije loma, u diskretnom FE modelu sa sl. 4.16 konačni element zatege E-159 zamenjen vektorom sile u zategi F_{E-159} . Napadne tačke sile nalaze se u krajnjim čvorovima zatege, a napadna linija sile ima pravac ose zatege.



Slika 4.16 Model dizalice POTAIN-744E za proveru redundantnosti strukture (E-17 – glavna zatega, E-158 – ispravna zatega kontra-strele, E-159 – „prekinuta“ zatega, F_{E-159} – sila u zategi, [16], [70]).

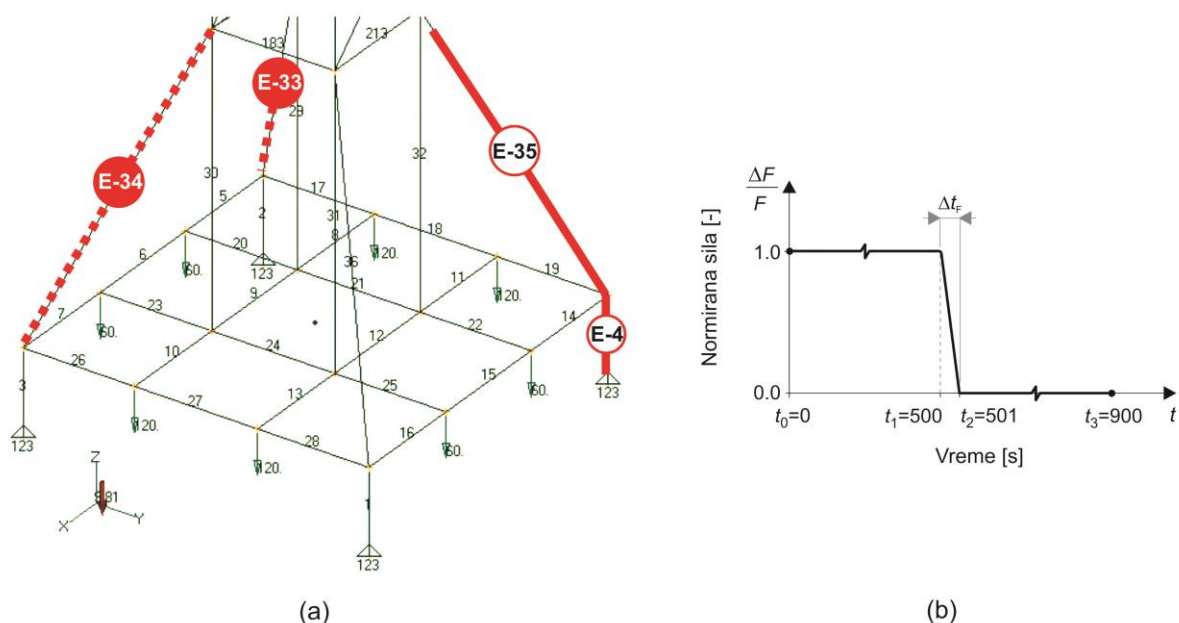


Slika 4.17 Teorijska funkcija opterećenja (Model-2: otkaz odgovornog elementa strukture).

U toku simulacije, opterećenje predstavljeno silom F_{E-159} se menja prema incidentnom modelu sa sl. 4.17. Redundantnost strukture proveravana je posmatranjem ponašanja ispravne (preostale) zatege kontra-strele E-158, sl. 4.16. Modeliranje opterećenja izvršeno je na osnovu eksperimentalnog izučavanja razvoja bliskih događaja na realnoj strukturi pri naglim promenama dejstava, [16]. Prema ovom modelu, u trenutku $t_1=40$ s, sl. 4.17, dok se teret nalazi na visini dizanja, javljaju se velike deformacije na istezanje kod jedne od dveju zatega kontra-strele i prvi znaci loma. Potpuni prekid veze te zatege sa toranjskom strukturom događa se u trenutku $t_2=40.6$ s. Ukupno vreme „kidanja“ zatege $\Delta t_F=0.6$ s je usvojeno empirijski, a njegova tačnost suštinski ne utiče na sam postupak tranzijentne analize, [70]. Smirenje strukture nakon incidenta loma vrši se do kraja simulacije tj. do vremena $t_3=120$ s.

4.4.3. Efekat smanjenja performansi strukture usled skrivene nesipravnosti (Model-3)

U praktičnoj primeni toranjskih dizalica prisutna su oštećenja kosih štapova osnove dizalice, do kojih dolazi usled nepovoljne izloženosti i nepredviđenih dejstava. Ta oštećenja su često skrivena pa se u radni proces ulazi praktično sa umanjenim performansama (na primer: jedan od oslonaca ne leži na tlu već visi). Postavlja se pitanje šta će se dogoditi sa integritetom strukture pa i stabilnošću, ukoliko takva struktura sa umanjenim performansama doživi novonastali incident. S toga je izvršeno modeliranje strukture toranjske dizalice čija su dva kosa štapa postolja oštećena tj. ne vrše preuzimanje opterećenja, sl. 4.18(a). Opterećenje je u ovom slučaju definisano delimično izmenjenim Modelom-1 koji sadrži samo deo funkcije promene sile poremećaja koji se odnosi na pad tereta. Tako je dobijen Model-3 opterećenja strukture umanjenih performansi usled pada tereta, sl. 4.18(b). Prema ovom modelu, simulacija incidentne dinamike podrazumeva mirovanje podignutog tereta u trajanju od 500 s kako bi se prigušile oscilacije strukture, nakon čega dolazi do „prekida“ užeta i time



Slika 4.18 Model-3 – pad tereta sa noseće strukture umanjenih performansi: (a) model postolja toranjske dizalice TOPKIT FO/23B sa oštećenim štapovima E-33 i E-34 (isprekidano crveno), (b) teorijska funkcija opterećenja (pad tereta).

rasterećenja dizalice u trajanju $\Delta t_F=1$ s. Smirivanje strukture zatim traje do kraja simulacije ($t_3=900$ s). Simulacijom je predviđeno nekoliko testiranja dinamike usled različitih masa tereta i to od: 2.26 t, 3 t i 3.7 t na max. dohvatu od 50 m.

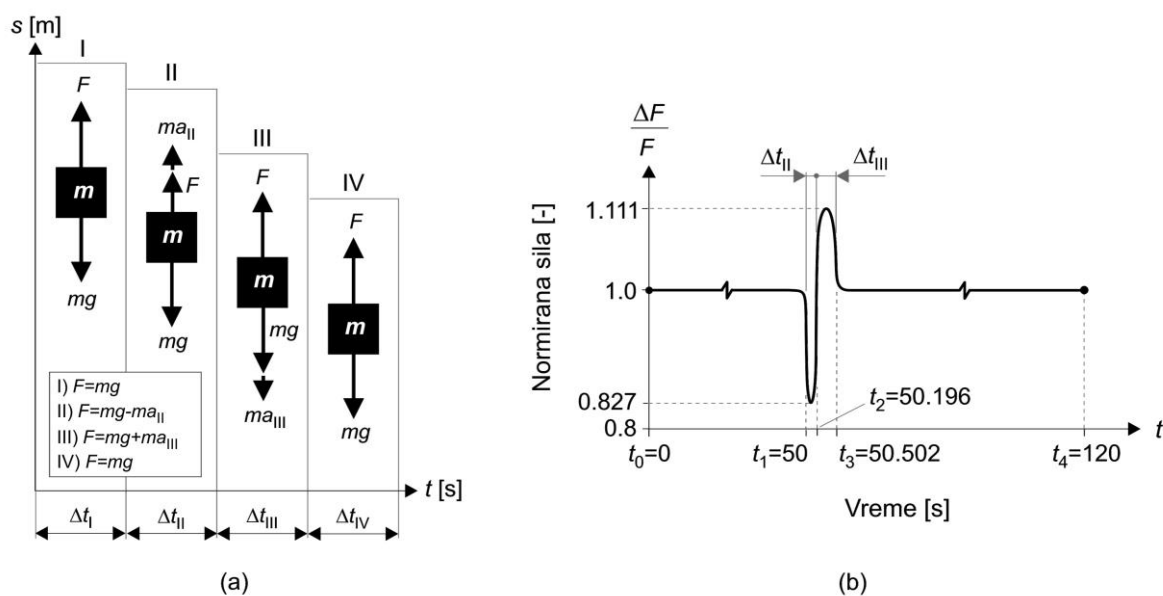
Modeliranje opterećenja od tereta je izvedeno sa četiri jednake koncentrisane sile na kraju strele. Sila težine protiv-tega podeljena je takođe u četiri jednake koncentrisane sile na suprotnom kraju – kraju kontra-strele. Sila težine tega za osnovno uravnoteženje raspoređena je u čvorovima na postolju dizalice. Prema scenariju sa sl. 4.18(b) simulacija se vrši prvo na modelu sa jednim, a onda i na modelu sa dva oštećena štapa strukture postolja. Štapovi su predstavljeni konačnim elementima E-33 – na strani protiv-tega i E-34 – na strani tereta, sl. 4.18(a) – isprekidano. Strela i kontra-strela se protežu paralelno sa globalnom x -osom. Tranzijentnom analizom traže se dinamički odgovori elemenata koji preuzimaju opterećenje nakon incidenta – elemenata E-4 i E-35.

4.4.4. Opterećenje izazvano impulsnim dejstvom (Model-4)

Poseban vid udarnog dejstva je impuls. Impulsna funkcija se odlikuje silom visokog intenziteta u kratkom vremenskom periodu. Analizirano je dinamičko opterećenje impulsnog tipa koje se sastoji od spuštanja tereta velikom brzinom i naglog kočenja pre dodira tla. za analizu incidentne dinamike impulsne pobude koristi se razvijeni FE model dizalice POTAIN-744E.

Funkcija opterećenja je definisana na bazi proizvoljno izabranog tereta mase 2.65 t koji se nalazi na max. dohvatu strele od 45 m. Nakon 50 s mirovanja tereta na visini dizanja dolazi do njegovog naglog spuštanja velikom brzinom $v=20$ m/min. Nakon dostizanja pune brzine spuštanja, dolazi do naglog kočenja motora i zaustavljanja tereta čime se izaziva ekstreman radni dinamički udar na noseću okvirnu strukturu. Ovo je jedna ekstremna ali regularna situacija u manipulaciji dizalicom koja nastaje u cilju skraćivanja vremena pozicioniranja tereta i koja implicira izraženi dinamički odgovor bez posledica.

Za definisanje funkcije opterećenja (poremećajne sile) korišćen je kruto-kinetički mehanički model. Taj model je formiran na bazi bilansa momenata na vratilu pogonskog motora za dizanje tereta (slično *D'Alambert*-ovom načinu sumiranja uticaja), [71]. Vreme ubrzanja mehanizma i užadi pri spuštanju tereta označeno je sa Δt_{II} , a vreme usporenja pri kočenju tereta sa Δt_{III} na sl. 4.19. Ovako formulisan model opterećenja je približan jer ne uvodi tačnu krivu motorne pobude, već se koristi kriva osrednjene (konstantne) pobude. Oscilacije konstrukcije se posmatraju do kraja ukupnog vremena simulacije $t_4=120$ s, [72]. Na bazi karakteristika pogonskog motora KZK 200 L-6, [72], izračunati su: brzina spuštanja tereta v , ugaona brzina motora ω , redukovani moment inercije J_R ($\approx J_R'$) kruto-kinetičkog modela, momenti ubrzanja i kočenja M_A i M_B , i statički moment od tereta M_S . Impulsni oblik sile poremećaja izazvane brzim spuštanjem i naglim zaustavljanjem tereta, dobijen je na osnovu izračunatih vremena ubrzanja i kočenja (4.34), i priraštaja ubrzanja u drugom i trećem periodu kretanja (4.35), [72].



Slika 4.19 Model-4 – impulsno dejstvo tereta: (a) izračunavanje sile pobude za četiri karakteristična perioda kretanja tereta mase m , (b) teorijska funkcija opterećenja (brzo spuštanje i naglo kočenje).

$$\Delta t_{II} = \frac{J_R \omega}{M_A + M_S} = 0.196 \text{ s}; \quad \Delta t_{III} = \frac{J'_R \omega}{M_B - M_S} = 0.306 \text{ s} \quad (4.34)$$

$$\Delta a_{II} = \frac{v}{\Delta t_{II}} = 1.699 \text{ ms}^{-2}; \quad \Delta a_{III} = \frac{v}{\Delta t_{III}} = 1.088 \text{ ms}^{-2} \quad (4.35)$$

Dve karakteristične vrednosti normirane sile poremećaja u odnosu na granična ubrzanja su:

$$\frac{\Delta F_{II}}{F} = \frac{(g - \Delta a_{II})}{g} = 0.827; \quad \frac{\Delta F_{III}}{F} = \frac{(g + \Delta a_{III})}{g} = 1.111 \quad (4.36)$$

4.4.5. Opterećenje izazvano dejstvom vetra (Model-5)

Za analizu dejstva ekstremnog vetra na konstrukciju visoke transportne mašine izabrana je portalno-obrtna dizalica locirana u brodogradilištu i stalno izložena aerouticajima (bez mogućnosti prelaska u zaštićen položaj). Prilikom modeliranja opterećenja vetrom struktura dizalice se posmatra kao dovoljno aerodinamična, što aproksimativno omogućuje zanemarivanje uticaja aerodinamičke sile usled vrtloženja pa se ona i neće razmatrati u tranzijentnoj analizi. U obzir će biti uzeta samo aerodinamička sila usled vremenski promenljivog spoljašnjeg opterećenja harmonijskog oblika izazvanog dejstvom (naletom) vetra u vertikalnoj ravni. Poremećajna sila vetra se posmatra na dva načina, i to kao:

- Statičko opterećenje u cilju definisanja graničnih uslova statičke stabilnosti.
- Nalet vetra u smislu dinamičkog opterećenja modeliranog funkcijom harmonijskog karaktera sa ciljem definisanja dinamičke rezerve strukture.

Kako je dizalica visine 67 m, uticaj vetra se posmatra na različitim visinama od tla i to diskretno u težištima izloženih elementarnih površina strukture. U neposrednoj računskoj realizaciji, izložena površina cele konstrukcije je podeljena na sedam elementarnih površina A_i , $i=1\div 7$, sl. 4.20, sa istim napadnim uglom sile vetra $\alpha=0^\circ$ (normalno na površinu). Kod dimenzionisanja noseće konstrukcije sila pritiska vetra na članove strukture se smatra nepromenljivim (ustaljenim) opterećenjem. Ustaljeno stanje dejstva vetra na komponente strukture i , tj. elementarne izložene površine A_i , se predstavlja silom vetra $F_w(i)$, prema [73] i [74]:

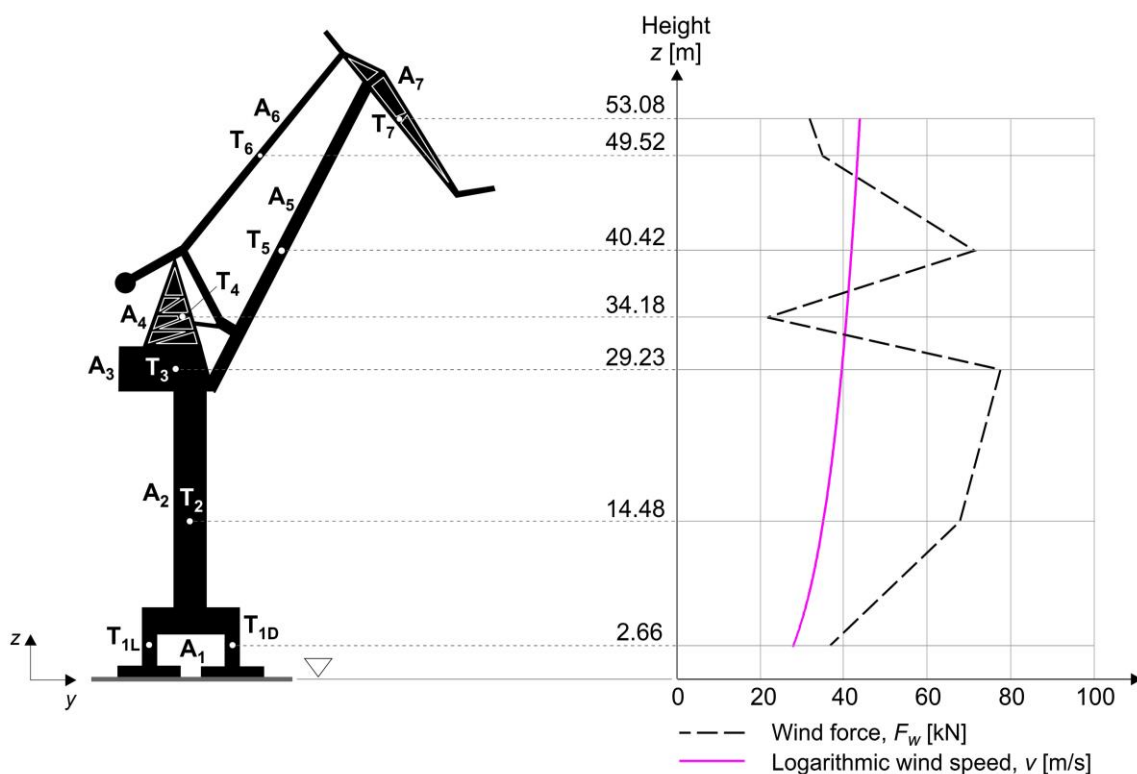
$$F_w(i) = \frac{1}{2} \rho_a C_s(i) A_i v^2(z) \cos \alpha \quad [\text{N}] \quad (4.37)$$

gde su: $\rho_a=1.225 \text{ kg/m}^3$ – gustina vazduha za suv vazduh na temperaturi od 15°C ; C_s – koeficijent oblika (*shape coefficient*) uzet prema do skora važećem standardu SRPS.U.C7.113; A_i [m^2] –

eksponirana površina svakog posmatranog elementa strukture (elementarna površina na visini z_i); $v=U(z)$ [m/s] – brzina vetra na svakoj posmatranoj visini z , koja uzima u obzir i geografsku hrapavost terena z_0 ; $\alpha=0^\circ$ – ugao između pravca dejstva vetra i normale na površinu posmatranog elementa konstrukcije (ako vetar dejstvuje normalno na površinu onda je $\alpha=0^\circ \Rightarrow \cos\alpha=1$). U tabeli 4.2 su date vrednosti visina težišta z_i (napadnih tačaka sile vetra) elementarnih izloženih površina A_i sa opisom oblika pripadajućih članova strukture, kao i vrednosti usvojenih aerodinamičkih koeficijenata oblika C_s .

S obzirom na stohastičku prirodu, za određivanje vertikalnog profila vetra (srednje brzine i pravca) na zadatoj visini z koristi se više verovatnosnih metoda (raspodela), i to: logaritamska, eksponencijalna, *Weibull*-ova, *Gumbel*-ova raspodela. Za rešavanja ovog zadatka dinamike koristi se metoda logaritamskog profila brzine, [75], u uslovima 10-minutnog osrednjavanja brzine $U(H)$ (referentna brzina) na referentnoj visini $H=10$ m. Logaritamski profil brzine vetra je definisan kao:

$$U(z) = U(H) \left(1 + \frac{1}{k_a} \sqrt{\kappa} \ln \frac{z}{H} \right) \quad (4.38)$$



Slika 4.20 Silueta brodogradilišne dizalice sa elementarnim površinama – levo, brzine vetra (4.40) i sile vetra (4.37) u zavisnosti od visine težišta površina z – desno.

gde su: $U(z)$ – aktuelna brzina vetra na visini z ; $U(H)$ – uprosečena brzina vetra na referentnoj visini $H=10$ m pri ekspoziciji od $T=10$ min; $H=10$ m – referentna visina; $k_a=0.4$ – Karmanova konstanta (eng. *von Karman's constant*); $z_0=0.001-0.01$ m, usvojeno $z_0=0.01$ m – parametar hrapavosti terena (površine tla) za priobalno područje sa dejstvom vetra sa mora na kopno (na osnovu Panofsky and Dutton 1984, Simiu and Scanlan 1978, Dyrbye and Hansen 1997, [75]); z – visina posmatrane napadne tačke u kojoj deluje sila vetra, κ – koeficijent površinskog trenja koji se određuje prema relaciji:

$$\kappa = \frac{k_a^2}{\left(\ln \frac{H}{z_0}\right)^2} = \frac{0.4^2}{\left(\ln \frac{10}{0.01}\right)^2} = 0.00335 \quad (4.39)$$

Usvaja se referentna brzina vetra iz Pregleda privremenih i približnih referentnih brzina vetra u bivšoj SFRJ sa povratnim periodom od 50 godina, [76]: $U(H)=v_{ref}(\text{Pula})=35$ m/s. Tako se dobija izraz za određivanje brzine vetra logaritamskog profila na visini z :

$$U(z) = 35 \cdot \left(1 + \frac{1}{0.4} \sqrt{0.00335} \ln \frac{z}{10}\right) \quad (4.40)$$

U tabeli 4.3 su date vrednosti brzine vetra u zavisnosti od visine težišta z_i elementarnih eksponiranih površina dizalice A_i , prema (4.40) i diskretne vrednosti sile pritiska vetra koji napada strukturu normalno na svaku od izloženih površina A_i , prema (4.37). U izrazu za silu F_{wi} (4.37) uzete su vrednosti brzine prema logaritamskom profilu.

Gotovo tehničko rešenje visoke mašine podvrgnuto je realnoj dinamičkoj analizi koja ne operiše sa pretpostavljenim dinamičkim koeficijentima uvećanja statičkih sila. Na osnovu

Tabela 4.2: Elementi za kalkulaciju sile vetra F_w

i	Ekspozirana površina, A_i [m ²]	Visina z_i [m]	Oblik elementa (za svako A_i)	Koeficijent oblika, C_s [-]
1	37.94	2.66	Pravougaoni poprečni presek	2.0
2	67.86	14.48	Kružni poprečni presek	1.2
3	38.80	29.23	Limena ploča	2.0
4	12.94	34.18	Rešetkasta struktura	1.6
5	32.82	40.42	Pravougaoni poprečni presek	2.0
6	15.30	49.52	Pravougaoni poprečni presek	2.0
7	13.73	53.08	Rešetkasta struktura	2.0

Tabela 4.3: Brzina i sila vetra za visinu z_i težišta eksponirane površine A_i

i	Visina, z_i [m]	Brzina vetra $U(z) = v_i$ [m/s]	Sila vetra, F_{wi} [N]
1	2.66	28.2934	37205.16
2	14.48	36.8748	67820.31
3	29.23	40.4322	77700.12
4	34.18	41.2245	21551.15
5	40.42	42.0737	71169.81
6	49.52	43.1020	34819.54
7	53.08	43.4536	31758.40

višegodišnjih meteoroloških zapisa, uvedena je realna priroda vetra na posmatranom području u funkciji vremena. Takve analize su bliske stvarnom razvoju situacije (ponavljanju) na zadatim *off-shore* lokacijama i predstavljaju sigurniju garanciju vlasniku dizalice za očuvanje stabilnosti. Naleti vetra imaju talasnu prirodu kretanja i menjaju se u funkciji vremena. Priroda dejstva vetra ima slučajni karakter ali može na istim prostorima da ima ponavljanje uslovljeno sezonskim ciklusima prirode i ambijentalnim uticajima obale kao što je usmeravanje strujanja terenom. Zato se za analize odgovora strukture na dejstvo vetra koriste opšti modeli prelaznih dinamičkih procesa – tranzijentne analize. Pri tome su pobude uzete prema meteorološkim dokumentima za posmatrani prethodni vremenski period.

Za određivanje dinamičkog ponašanja visoke dizalice na dejstvo vetra uzeta je talasna pobuda izazvana najnepovoljnijim harmonijskim dejstvom jednog i više kratkih i snažnih naleta vetra. Taj iznenadni dinamički karakter delovanja vetra se može matematički izraziti sa jednim i više harmonika pa je vremenska funkcija pobude sinhrona funkcija pojedinačnih sila $F_h(t)$ na pojedinim delovima strukture, odnosno:

$$F_h(t) = F_w \cdot f_w(t) = \frac{1}{2} \rho C_s A v^2 f_w(t) \cos \alpha \quad (4.41)$$

gde su: F_w – ustaljena sila vetra (statičko dejstvo), $f_w(t)$ – harmonijska funkcija pobude vetra.

Kako je ukupna izložena površina dizalice, u posmatranom primeru, podeljena na 7 elementarnih delova ($i=1 \div 7$), to se može definisati po jedna sinhrona harmonijska jednačina diskretne pobude prema (4.41), za svaku od elementarnih površina A_i . Za posmatranje ponašanja strukture na dejstvo vetra funkcija delovanja se mora proširiti početnim mirnim stanjem usled odsustva vetra i funkcijom mirnog stanja po prolasku vetra. Takva funkcija je

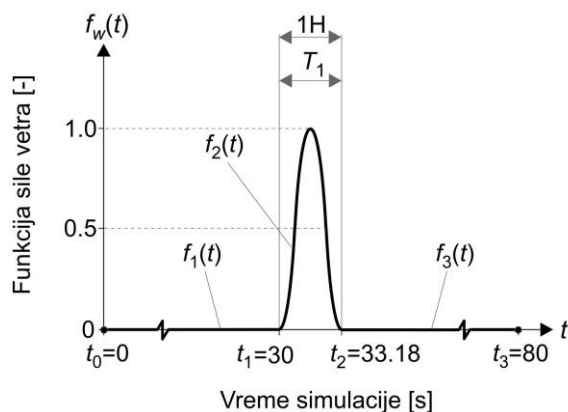
onda sastavljena iz više delova. U posmatranom slučaju, dejstvo vetra $f_w(t)$ je modelirano trima hronološki povezanim funkcijama $f_n(t)$, $n=1\div 3$, [13]:

$$f_w(t) = \begin{cases} f_1(t) = 0, & t = 0 \div t_1, & (t_1 = 30 \text{ s}) \\ f_2(t) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \sin \omega t, & t = t_1 \div t_2, & (t_2 = 33.18 \text{ s}) \\ f_3(t) = 0, & t = t_2 \div t_3, & (t_3 = 80 \text{ s}) \end{cases} \quad (4.42)$$

Nakon 30 s mirnog okruženja (bez vetra) tj. nakon linearne funkcije $f_1(t)$, simuliran je nalet vetra sa jednim ravnomernim udarom (4.42) i kritičnim periodom udara $T_1=3.18$ s, sl. 4.21. Za bliže definisanje nepredvidive pojave orkansog vetra posmatrana su prirodna dinamička dejstva sa rezonantnim svojstvima konstrukcija iz havarijskih događaja poput dizalice *Falcon* u Liverpoolu (visine 39 m) koja se srušila pod naletom vetra od 82 km/h u trajanju od 1 sec, [77].

U ovoj analizi kritičan period udara je najniža sopstvena vrednost perioda oscilovanja strukture u posmatranom pravcu tipičnog kretanja vetra. Time se izaziva rezonantni režim oscilovanja strukture. Modalnom analizom je utvrđen taj kritičan period (za posmatranu dizalicu) koji odgovara najnižoj sopstvenoj vrednosti dizalice $\omega_1=\omega_{\min}=0.3146$ Hz.

U vremenskom segmentu simulacije $t_1\div t_2$ funkcija pobude $f_w(t)$ ima harmonijski (sinusni) oblik $f_2(t)$, sa jednim naletom vetra (H – harmonik), sl. 4.21, dok su ostali segmenti funkcije (za ostale segmente vremena simulacije) linearnog oblika. Pobuda se završava linearnom funkcijom smirenja $f_3(t)$, za period $t_2\div t_3$, (do kraja simulacije), što omogućuje dovoljno vremena za dobijanje ekstremnih odgovora nakon njihajućeg slučajnog dejstva vetra. Ukupno vreme simulacije iznosi 80 s.



Slika 4.21 Model-5 – Impulsna (harmonijska) funkcija naleta vetra 1H (funkcija poremećaja hronološki povezana trima funkcijama $f_1(t)\div f_3(t)$).

4.4.6. Opterećenje izazvano seizmičkom pobudom (Model-6)

Seizmičke analize su naročito značajne u tektonski aktivnim regionima. Cilj ovih analiza je utvrđivanje karaktera dinamičkih sila u odgovornim elementima i pravilno dimenzionisanje struktura. Seizmička analiza nosećih struktura može se postaviti:

- Dinamičkom analizom za snimljeni seizmički uticaj u posmatranom geografskom području.
- Stohastičkom analizom konstrukcije za verovatnosni raspored sinusnih talasa.
- Spektralnom analizom strukture na skup mogućih frekventnih uticaja zadanog intenziteta.

Polazna dinamička jednačina oscilovanja strukture pri tektonskoj pobudi, pod dejstvom seizmičkog totalnog ubrzanja $\ddot{w}(t)$ ima oblik (4.43). Članovi jednačine \mathbf{M} , \mathbf{C} i \mathbf{K} su matrice mase, prigušenja i krutosti sistema, respektivno.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{w}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{w}} + \mathbf{K}\mathbf{w} = -\mathbf{M} \cdot \{\mathbf{1}\} \cdot \ddot{w}(t) \quad (4.43)$$

Diferencijalna jednačina r -tog oblika oscilovanja u normalnim koordinatama [78] ima oblik:

$$M_{(r)} \cdot \ddot{\eta}_{(r)} + C_{(r)} \cdot \dot{\eta}_{(r)} + K_{(r)} \cdot \eta_{(r)} = P_{(r)}(t) \quad (4.44)$$

gde su: $\eta_{(r)}$ – normalne koordinate kretanja, $M_{(r)}$ – generalisana masa, $C_{(r)}$ – generalisano prigušenje, $K_{(r)}$ – generalisana krutost za r -ti ton, $P_{(r)}(t)$ – generalisana sila usled seizmičkog uticaja.

Generalisana sila $P_{(r)}(t)$ se može izraziti kao:

$$P_{(r)}(t) = \Gamma_{(r)} \cdot \ddot{w}(t) \quad (4.45)$$

gde je $\Gamma_{(r)}$ faktor participacije kojim r -ti ton učestvuje u superpoziciji totalnog opterećenja silama.

Frekventni odgovor za sistem sa n stepeni slobode pri oscilovanju u r -tom tonu je:

$$\eta_{(r)}(t) = \frac{\Gamma_{(r)}}{\omega_{(r)} \cdot M_{(r)}} \cdot V_{(r)}(t) \quad (4.46)$$

Gde je $V_{(r)}$ integral zemljotresnog odgovora za r -ti ton (4.47), a $\omega_{(r)}$ sopstvena frekvencija sistema. To je dinamički faktor oscilovanja sistema r -tom frekvencijom (r -tim tonom).

$$V_{(r)}(t) = \int_0^t \ddot{w}(\tau) \cdot e^{-\zeta_{(r)} \cdot \omega_{(r)} \cdot (t-\tau)} \cdot \sin[\omega_{(r)} \cdot (t-\tau)] \cdot d\tau \quad (4.47)$$

Relativno prigušenje tona r - $\zeta_{(r)}$ u jednačini (4.47) može biti određeno relacijom (4.48), na bazi prigušenja \mathbf{C} jednovremeno proporcionalnog matrici masa \mathbf{M} i matrici krutosti strukture \mathbf{K} , (4.49).

$$\zeta_{(r)} = \frac{c}{c_{KR}} \quad (4.48)$$

$$\mathbf{C} = 2 \cdot \beta \cdot \mathbf{M} + \alpha \cdot \mathbf{K}, \quad c_{KR} = 2 \cdot \sqrt{k \cdot m} \quad (4.49)$$

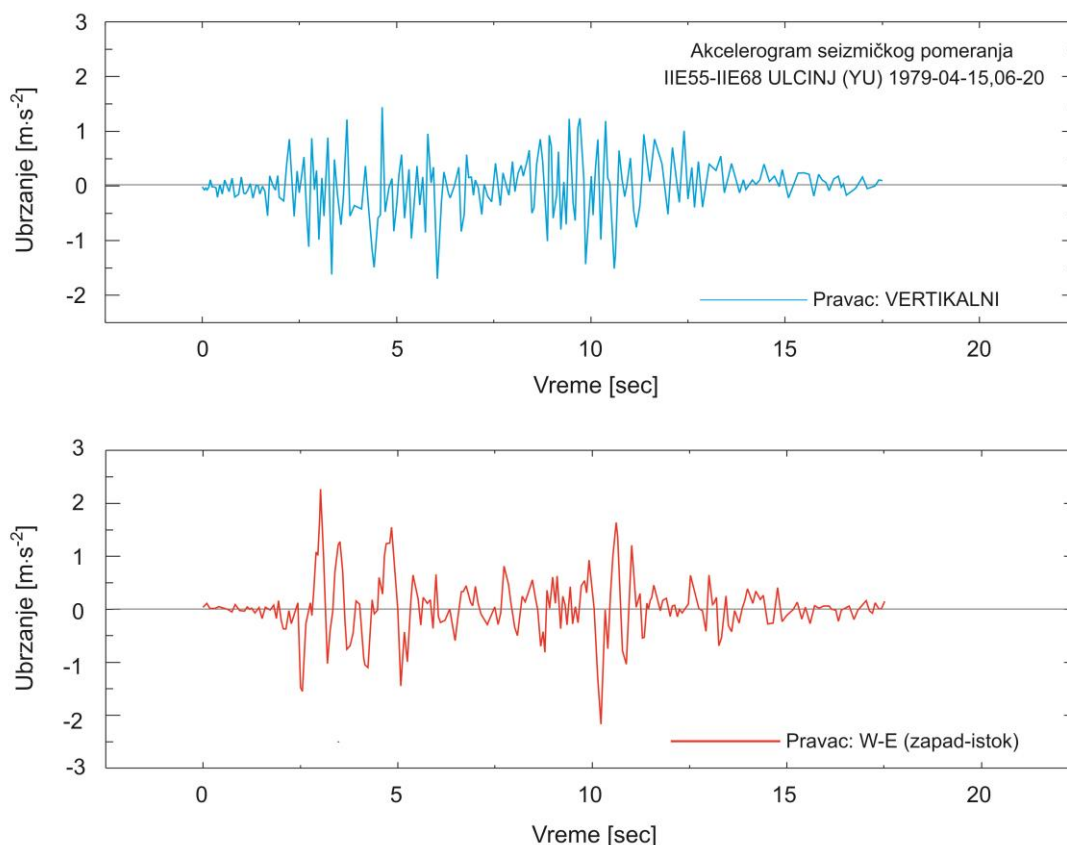
gde su α i β koeficijenti proporcionalnosti, a c_{KR} kritično prigušenje.

Elastična sila u s -tom posmatranom članu iznosi:

$$\{F_S(t)\} = \mathbf{M} \cdot \Phi \cdot \left\{ \frac{\Gamma_{(r)}}{M_{(r)}} \cdot \omega_{(r)} \cdot V_{(r)}(t) \right\} \quad (4.50)$$

Gde su Φ_i vektori pomeranja i -te tačke strukture u r -tom tonu.

Maksimalne vrednosti unutrašnjih elastičnih sila nastaju pri spoljašnjim pobudama koje frekventno odgovaraju sopstvenim frekvencijama sistema. Takvi frekventni odgovori koji daju amplitude oscilovanja pri sopstvenim frekvencijama, poznati kao “spektri odgovora” (*response spectra*), omogućuju određivanje najizrazitijih dinamičkih pojava – maksimalnih mogućih dinamičkih sila. Maksimalna dinamička sila pri slučajnoj tektonskoj pobudi je suma frekventnih uticaja izazvana sabiranjem amplituda po različitim tonovima, odnosno:



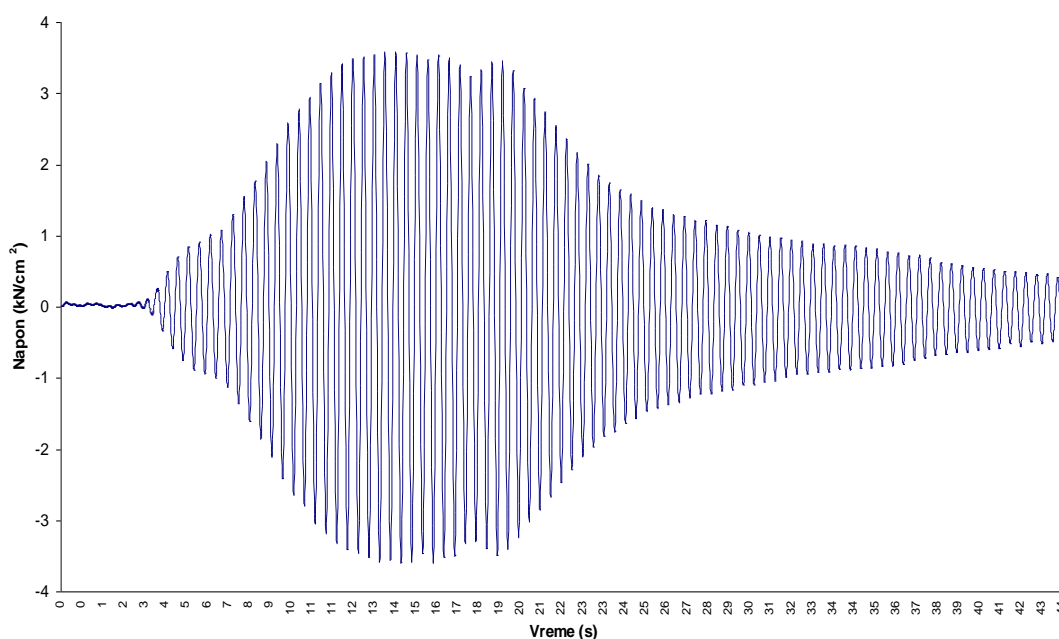
Slika 4.22 Akcelerogrami podrhtavanja tla u Ulcinju (IIE55-IIE68, 1979-04-15, 06-20).

$$\{F_{S,MAX}\} = \left[(F_{S1})_{MAX}^2 + (F_{S2})_{MAX}^2 + \dots + (F_{Sn})_{MAX}^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (i = 1 - r) \quad (4.51)$$

Analizom se posmatra P-O dizalica, a seizmički uticaj se uvodi primenom realnog akcelerograma [79] zapisanog 1979. u Ulcinju (bivša YU). Dijagrami ubrzanja sa sl. 4.22, u vertikalnom pravcu i W-E (zapad-istok) globalnom pravcu, predstavljaju originalne ulazne podatke za opis seizmičkog (dinamičkog) opterećenja.

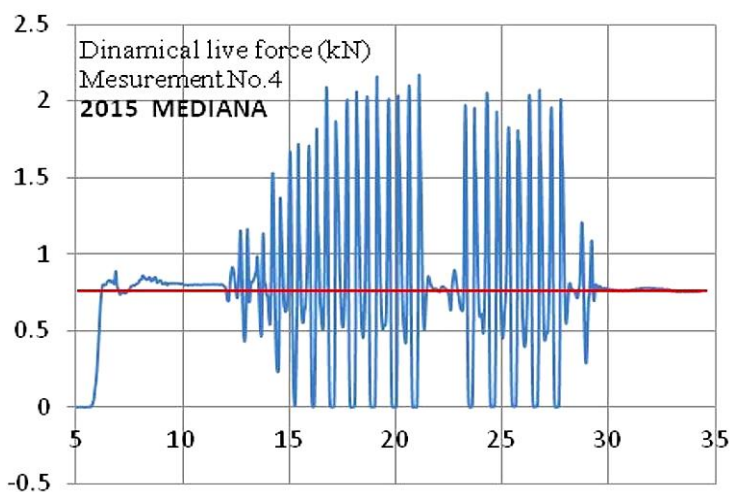
4.4.7. Opterećenje izazvano živom silom (Model-7)

Kao što je ranije rečeno, jedan broj incidenata izazvan je nepažnjom i zlonamernim operacijama u eksploataciji transportnih mašina. Ovde će biti reči o uticaju zlonamernog njihanja glavnog nosača mosne dizalice. Taj incident je opisan posebnim modelom opterećenja, [80]. Za razvoj modela prethodno su izdvojene sopstvene frekvencije dobijene modalnom analizom dizalice sa kojima je obavljeno eksperimentalno zlonamerno njihanje prinudnom silom petoro ljudi na glavnom mosnom nosaču. Ove frekvencije su podloga za tranzijentnu analizu za koju su potrebne brzine aktivnog prigušenja. Glavna nepoznata veličina simulacije je funkcija pobude $F_i(t)$ i ona se uvodi na bazi eksperimenta poskakivanja dva čoveka ($i=2$) na glavnom nosaču (mostu). Numeričko modeliranje pobude karakteriše se na bazi opisa izabranog slučaja iz eksperimenta sa uočenim svojstvima:

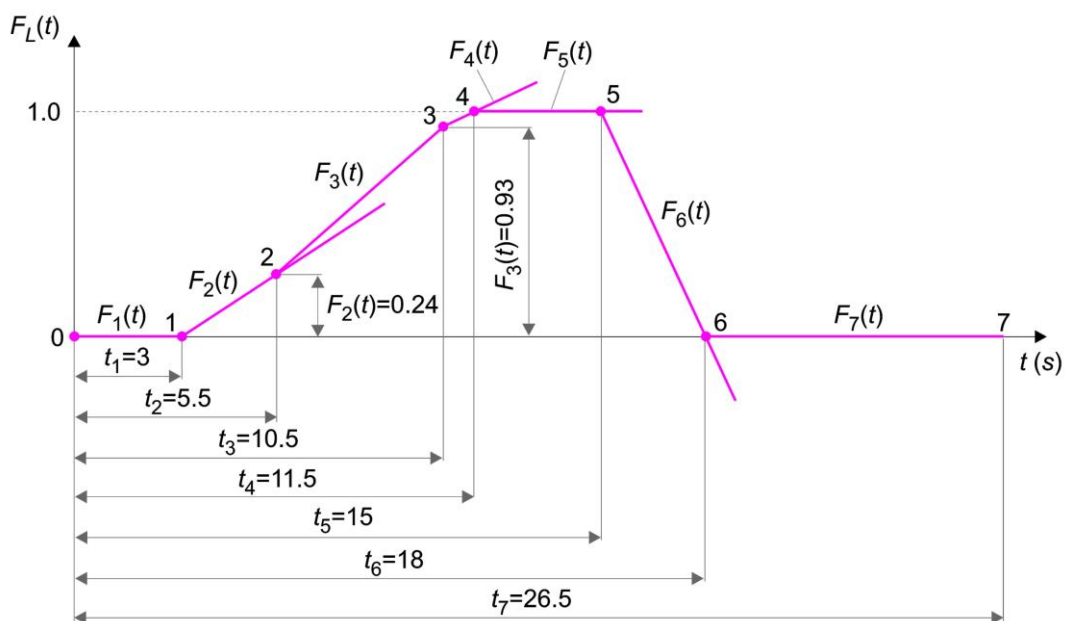


Slika 4.23 Dijagram uzdužnih napona kutije nosača mosne dizalice MIN-D800 pri zlonamernom njihanju.

- Sinhronost pojedinačnih ljudskih pobudnih sila $F_i(t)$.
- Poznate oscilatorne mase ljudi koji su izazvali pobudu M_i .
- Oscilatorni karakter pobude poznatom izmerenom frekvencijom Ω .
- Frekventna jednakost pobude (Ω) i najbliže modalne frekvencije (ω_{17}).
- Rast amplituda – prema eksperimentalnom dijagramu napona, sl. 4.23.
- Prirodno smirenje oscilovanja po prestanku dejstva sinhronih sila $F_i(t)$.
- Poznato trajanje pobude i poznat broj oscilacija do smirenja, sl. 4.24.
- Približna vrednost amplitude vertikalnog pomeranja pri oscilovanju.



Slika 4.24 Eksperimentalno izmerene vertikalne sile izazvane impulsnim dejstvom ljudskog opterećenja (žive sile) od jedne osobe $F(t)$ sa kratkim prekidom dejstva između 21.5÷23 sekunde merenja. Horizontalna crvena prava je sila sopstvene težine osobe koja učestvuje u merenju.



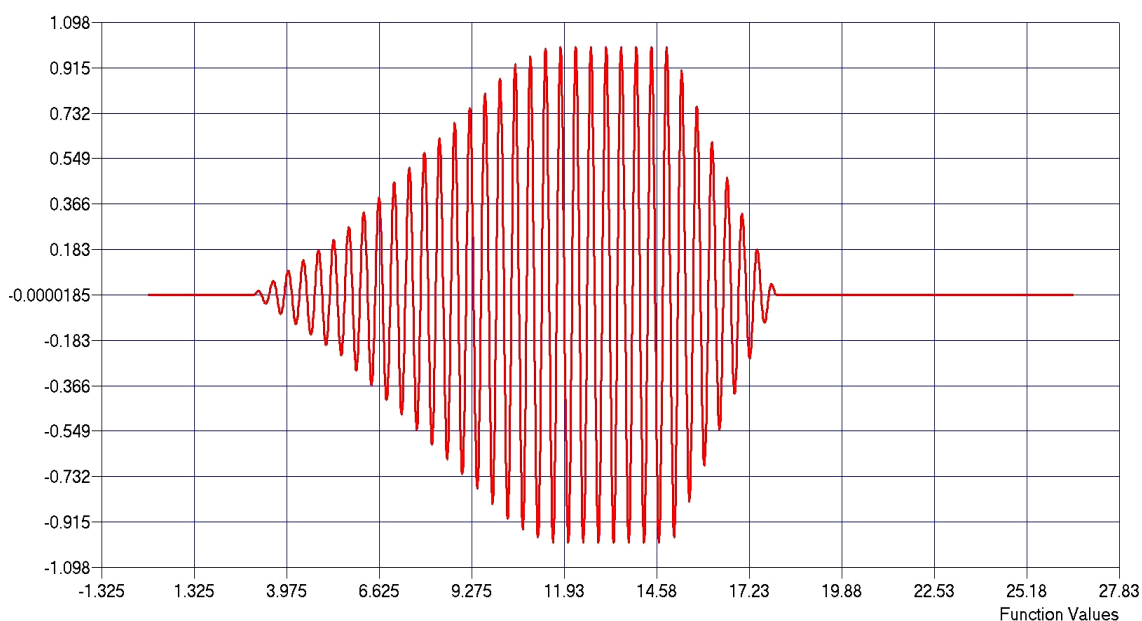
Slika 4.25 Konturna funkcija amplituda $F_L(t)$.

Poznato početno vreme pobude t_0 , krajnje vreme pobude $t_K=t_7$ i tekuća vremena pojedinih delova pobude: $t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, t_6, t_7$. Na bazi prethodnih devet osobina procesa ljuljanja dizalice i dinamičkog opterećenja opisanog *Fourier*-ovim redom [81] postavlja se, prema (4.52), multiplikativna linearizovana oscilatorna funkcija pobude. Ova multiplikativna funkcija $F_M(t)$ je, prema (4.53), proizvod težine ljudi G_0 , linearizovane konturne funkcije amplituda $F_L(t)$ i harmonijske funkcije $F_H(t)$. Vrednost maksimalne amplitude pobudne sile ljudi G_0 je određena na bazi eksperimentalne probe i ima individualni karakter. G_0 je sila od grupe masa N koja izaziva živu silu. U ovom numeričkom modelu sa dvoje ljudi ta vrednost je $G_0=2 \times 1000$ N. Sinhronizovanost opterećenja je potpuna tj. $\alpha=1$.

$$F_v(t)N = C(N) \cdot Q \cdot \left[1 + \sum_{n=1}^k \alpha_{n,v} \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot n \cdot t + \Phi_{nv}) \right] \quad (4.52)$$

$$F_M(t) = G_0 \cdot [1 + F_L(t) \cdot F_H(t)] \quad (4.53)$$

Konturna funkcija amplituda $F_L(t)$ se određuje linearnom aproksimacijom eksperimentalnog rasta napona/deformacija sa sl. 4.23 i ubrzanja. Ta funkcija se formira iz sedam hronološki uzastopnih funkcija $F_n(t)$, $n=1 \div 7$, datih jednačinama (4.54) i na sl. 4.25. Harmonijska funkcija pobude $F_H(t)$ prinudnom frekvencijom Ω data je kao sinusna funkcija (4.55). Multiplikativna linearizovana oscilatorna funkcija pobude (4.53) zatim dobija karakterističan teorijski oblik prikazan na sl. 4.26.



Slika 4.26 Multiplikativna linearizovana oscilatorna funkcija pobude. Parametri primenjene funkcije: $F_L(t)$: $t_0=0$ s, $t_1=3$ s, $t_2=5.5$ s, $t_3=10.5$ s, $t_4=11.5$ s, $t_5=15$ s, $t_6=18$ s, $t_7=26.5$ s, $F_2=0.24$, $F_3=0.93$, $F_6=0$, $\Omega=2.306$ Hz.

$$F_L(t) = \begin{cases} F_1(t) = 0, & t = 0 \div t_1 \\ F_2(t) - 0 = \frac{F_2 - F_1}{t_2 - t_1}(t - t_1), & t = t_1 \div t_2 \\ F_3(t) - F_{2(t=t_2)} = \frac{F_3 - F_2}{t_3 - t_2}(t - t_2), & t = t_2 \div t_3 \\ F_4(t) - F_{3(t=t_3)} = \frac{1 - F_3}{t_4 - t_3}(t - t_3), & t = t_3 \div t_4 \\ F_5(t) = 1, & t = t_4 \div t_5 \\ F_6(t) - 1 = \frac{F_6 - 1}{t_6 - t_5}(t - t_5), & t = t_5 \div t_6 \\ F_7(t) = 0, & t = t_6 \div t_7 \end{cases} \quad (4.54)$$

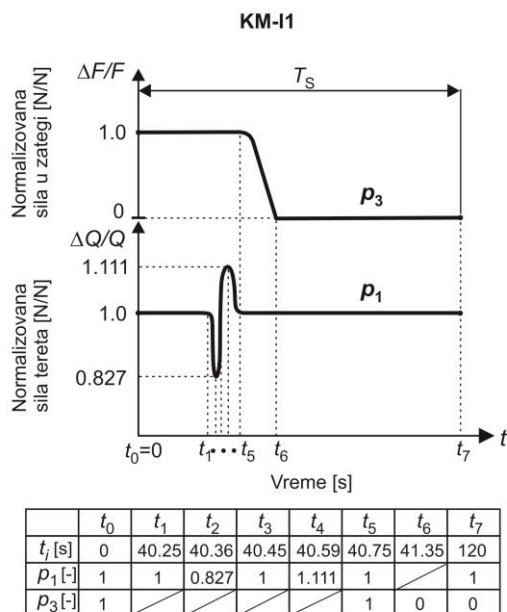
$$F_H(t) = \sin(\Omega \cdot t) \quad (4.55)$$

4.4.8. Kombinovana opterećenja

Način uvođenja pojedinih opterećenja na strukturu u proces simulacije predstavlja simulacioni scenario. Jedan simulacioni scenario opisuje situaciju nastalu superponiranjem po dva osnovna incidentna dejstva koja su modelirana opisanim funkcijama poremećaja tj. osnovnim modelima opterećenja, u odeljcima 4.4.1.–4.4.7. Kombinacijom osnovnih modela (Modela-1, Modela-2 i Modela-4) dobijamo tri karakteristična scenarija kombinovanih dejstava koji opisuju realne događaje u manipulaciji sa teretom. Svaki od scenarija obuhvata situaciju otkaza jedne od postojeće dve zatege kontra-strele toranjske dizalice. Situacija sa ovom vrstom otkaza naglo isključuje unutrašnju silu izabranog odgovornog elementa iz statički uravnotežene noseće strukture. Takav nagli događaj izaziva dinamičko uvećanje unutrašnjih sila u strukturi (preraspodelu unutrašnjih sila).

Prema incidentnom scenariju za kombinaciju dejstava KM-II (**K**ombinovani **M**odel), sl. 4.27, jedan poremećaj – iznenadno spuštanje i naglo kočenje tereta dovodi do drugog – otkaza jednog odgovornog elementa (zatege), [16]. Dva uzastopna incidenta odvijaju se prema sledećem vremenskom algoritmu:

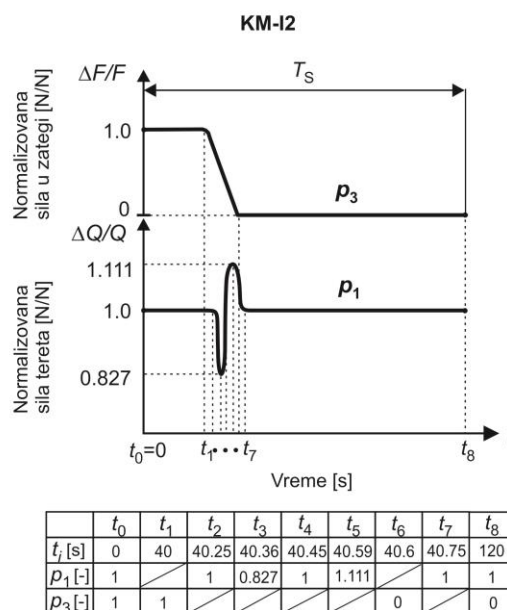
- Operater dizalice, u trenutku $t_1 = 40.25$ s, počinje sa naglim spuštanjem tereta brzinom $v = 20$ m/min (sl. 4.27, kriva p_1 , period ubrzanja $t_3 - t_1 = 0.2$ s).
- Zatim operater naglo koči kretanje tereta sve do vremena $t_5 = 40.75$ s (kriva p_1 , period kočenja $t_5 - t_3 = 0.3$ s).



Slika 4.27 Prva incidentna kombinacija (KM-I1); uključeni: Model-4 (f-ja p_1) i Model-2 (p_3).

- Kao posledica dejstva prethodnog delovanja u trenutku $t_5 = 40.75$ s nastaje lom jedne od dve zatege kontra-strele, dok rasterećenje traje $\Delta t_F = 0.6$ s (kriva p_3 , $t_6 - t_5$).
- Potpuni prekid zatege kontra-strele javlja se u trenutku $t_6 = 41.35$ s.
- Prigušeno oscilovanje strukture traje do kraja simulacije $t_7 = 120$ s (krive p_1 i p_3).

Prethodna situacija se u praksi može javiti i istovremeno pa je formulisan kombinovani simulacioni model KM-I2 (sl. 4.28) od dva koincidentna poremećaja i odvija se prema scenariju:



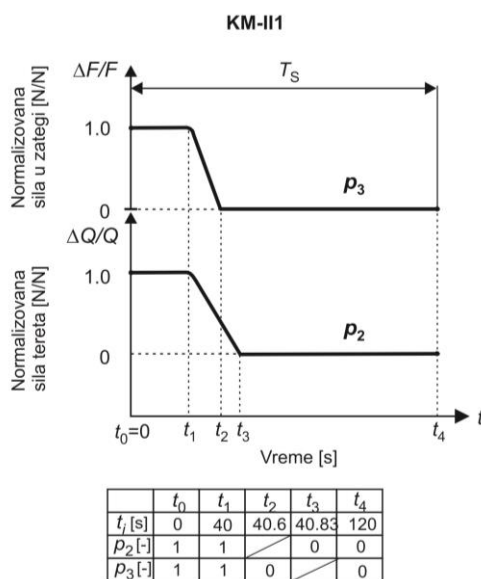
Slika 4.28 Druga incidentna kombinacija (KM-I2); uključeni: Model-4 (p_1) i Model-2 (p_3).

- Usled ranijih oštećenja materijala zglobne veze jedne zatege kontra-strele (sl. 4.28, kriva p_3 , $t_1 = 40$ s), u jednom trenutku nastaje njen prekid (kriva p_3 , $t_6 = 40.6$ s).
- Neznajući za pojavu otkaza ovog odgovornog elementa, operater dizalice u trenutku $t_2 = 40.25$ s (kriva p_1) počinje ekstremno brzo spuštanje tereta, brzinom $v = 20$ m/min.
- Period ubrzanja iznosi $t_4 - t_2 = 0.2$ s (kriva p_1).
- Zatim operater ekstremno brzo zaustavlja teret kočenjem do vremena $t_7 = 40.75$ s (kriva p_1 , period kočenja $t_7 - t_4 = 0.3$ s).
- Smirenje strukture traje do kraja simulacije $t_8 = 120$ s (krive p_1 i p_3).

Konačno, simulacija incidentne dinamike sa padom tereta i otkazom zatege KM-III, sl. 4.29, izvodi se prema sledećem scenariju:

- Prethodna oštećenja, u sistemu veze zatege kontra-strele i ostatka konstrukcije, uzrokuju lom jedne zatege (sl. 4.29, kriva p_3 , $t_1 = 40$ s).
- Istovremeno sa prekidom te zatege počinje i naglo spuštanje tereta (kriva p_2 , $t_1=40$ s).
- Lom zatege traje do trenutka $t_2 = 40.6$ s (kriva p_3).
- Nakon brzog spuštanja nastaje udar tereta u tlo, u trenutku $t_3 = 40.83$ s (kriva p_2), pri čemu rasterećenje strukture traje $\Delta t_1 = 0.83$ s (izmereno eksperimentalno).
- Smirenje strukture zatim traje do kraja simulacije $t_4 = 120$ s (krive p_2 i p_3).

Prethodni scenariji, obuhvaćeni ovim odeljkom, realizovani su simulacijom u odeljku 7.1.9. Razmatranjem ova tri scenarija obuhvaćena je svaka potencijalna incidentna situacija proistekla iz kombinacije opterećenja.



Slika 4.29 Treća incidentna kombinacija (KM-III); uključeni: Model-1 (p_2) i Model-2 (p_3).

Provera na incidentne situacije, shodno ovim istraživanjima, temelji se na eksperimentalnom poznavanju pet izabranih klasa transportnih mašina. Na bazi ovih provera tezom je **postavljen model – tehnologija** za modeliranje fizičkog objekta i modela opterećenja, koji je različit i odgovara drugačije svakom objektu koji se analizira na ekstremni poremećaj. Postavljena tehnologija modeliranja predstavlja originalni naučni doprinos ove disertacije.

Na ovakav način se mogu modelirati i teži oblici incidenata koji su u domenu loma i plastičnih deformacija. Problemi gubitka opšte stabilnosti i totalne havarije su klase daleko ređe od posmatranih i oni bi se zasnivali na kategoriji mehanike plastičnog tela.

5. EKSPERIMENTALNA ISTRAŽIVANJA

Konačna ocena mehaničkog modela, a time i kvaliteta dizajna strukture, donosi se na osnovu eksperimentalnih provera na realnim (izgrađenim) objektima – mašinama. Komparacijom eksperimentalnih i teorijskih (numerički određenih) rezultata daju se dokazi o reprezentativnosti modela i time vrši njegova verifikacija. Često eksperimentalno ponašanje strukture ne odgovara polaznom dinamičkom modelu pa je potrebno u hodu izvršiti redizajniranje modela. U tom cilju, potrebno je pouzdano (merenjem) odrediti dinamička svojstva strukture (sopstvene frekvencije, oblike oscilovanja, ubrzanja) u slobodnim, prinudnim i prelaznim režimima oscilovanja i tako izvršiti svojevrsnu kontrolnu fazu u razvoju dinamičkog modela velikih struktura.

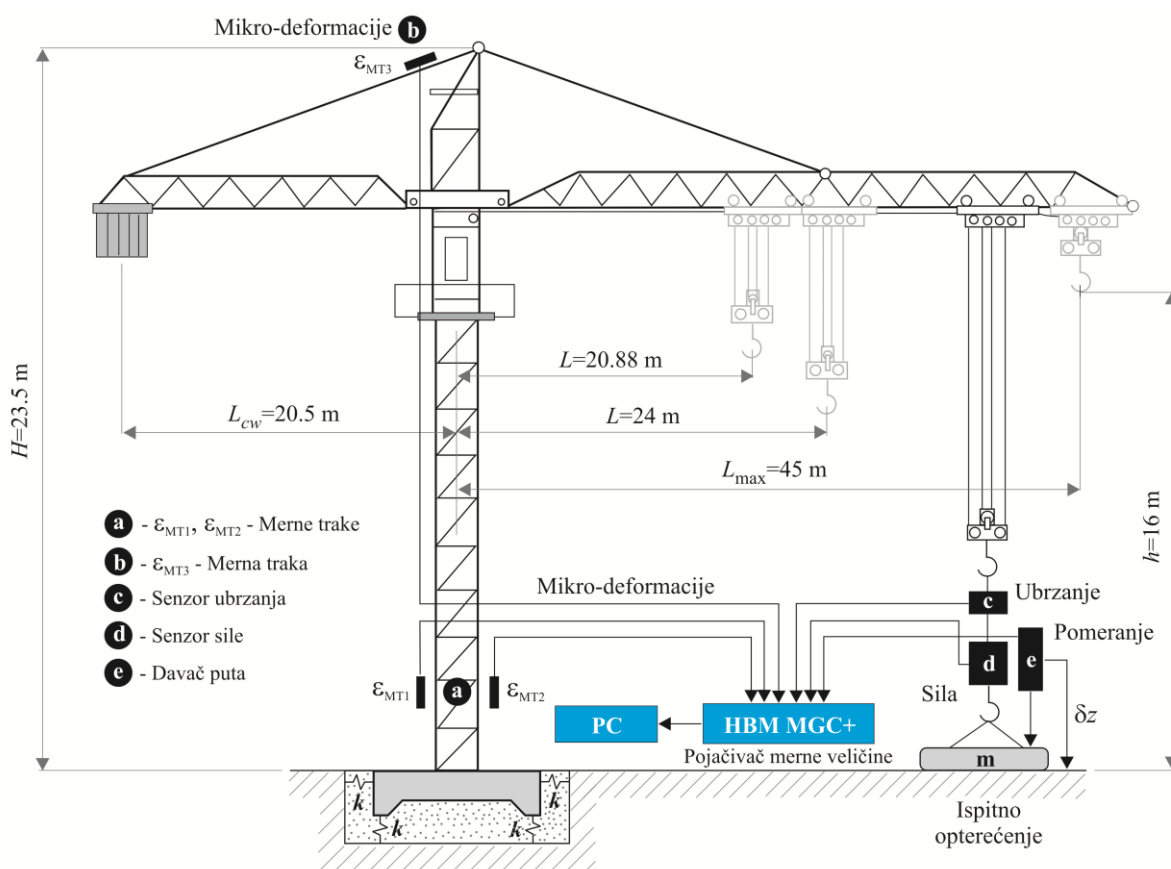
Danas je, u našim uslovima, eksperimentalno ispitivanje incidentnih stanja velikih i unikatnih transportnih mašina teško izvodljivo. Sa jedne strane, reč je o mašinama koje u svom procesu rada nemaju alternativu pa zastoji radi istraživanja nisu poželjni. Sa druge strane, postupci testiranja ekstremnih dinamičkih dejstava su prilično skupi i rizični te zahtevaju kvalitetnu i modernu ispitnu opremu. S obzirom na veliki broj transportnih mašina u eksploataciji širom sveta može se reći da je broj havarijskih incidenata sa fatalnim ishodom u odnosu na broj mašina relativno mali. U tom smislu, eksperimentalna istraživanja havarijskih incidenata se nalaze u domenu retkih pojava. Ipak, u okviru disertacije je izveden niz eksperimentalnih ispitivanja mašina ciljanih ka dobijanju relevantnih dinamičkih odgovora za nekoliko izabranih (veoma zastupljenih) okvirnih struktura. Određena retka slučajna dejstva u eksperimentima zamenjena su scenarijima sličnih ili približnih dejstava. Rezultati ovde prikazanih eksperimentalnih ispitivanja predstavljaju originalne dokaze kojima se verifikuju razvijeni mehanički modeli struktura, odnosno potvrđuju rezultati dinamičkih

analiza dobijeni u numeričkoj simulaciji modela (glava 7). U narednim poglavljima detaljno će biti opisana eksperimentalna ispitivanja transportnih mašina iz svake od izabranih klasa.

U okviru disertacije eksperimentalno su ispitivane: toranjska dizalica POTAIN-744E (u fabrici MIN-KOPEX u Nišu), mosna dizalica MIN-D800 (YUGO-IMPEX u Nišu), mobilna podizna radna platforma CTE-Z19 (JKP „GORICA“ u Nišu), odlagač na kopu rudnika RTB-Bor. Određena eksperimentalna istraživanja, ranije izvedena od strane Mašinskog fakulteta Niš, korišćena su za verifikaciju novog teorijskog modela portalno-obrtne dizalice u ovoj disertaciji ([62], [63], [82]).

5.1. ISPITIVANJE TORANJSKE DIZALICE POTAIN-744E

Eksperimentalno ispitivanje šireg dinamičkog karaktera izvršeno je na toranjskoj dizalici POTAIN-744E u kompaniji MIN-KOPEX Niš (u periodu: septembar 2011 – maj 2012). Izabrana dizalica je klasičan predstavnik velikih okvirnih struktura transportnih mašina. Dizalica je postavljena svojom osnovom – armirano-betonskim fundamentom na tlo



Slika 5.1 Raspored merne opreme za eksperimentalno ispitivanje toranjske dizalice POTAIN-744E.

klase stišljivosti II. Elastičnost veze dizalice i tla je definisana baznom krutošću tla k , sl. 5.1. Dohvat tereta mase 2.35 t je maksimalan i iznosi 45 m. Dizalica je dizajnirana za podizanje maksimalnog tereta od 10 t na dohvat manjem od 14.8 m. Ukupna visina dizalice, od podnožja do vrha tornja, iznosi 23.5 m. Visina dizanja iznosi 16 m. Cilj eksperimentalnog ispitivanja je utvrđivanje dinamičkog karaktera oscilovanja strukture u incidentnim situacijama pri regularnim i ekstremnim režimima. Posebna pažnja je posvećena identifikaciji značajnih dinamičkih parametara, kao što su: ukupno strukturno prigušenje sistema dizalice, vreme rasterećenja sistema, najniža sopstvena kružna frekvencija, karakteristična kružna frekvencija izazvana pobudom u vertikalnom pravcu oscilovanja – pravcu dejstva sile tereta, i ubrzanje tereta. Takođe, merenjem je proveravano naponsko-deformaciono stanje odgovornih delova noseće strukture tokom opterećenja. Na sl. 5.1 prikazan je raspored merne opreme u kome se jasno vide položaji tenzometrijskih traka „a“ i „b“, senzora ubrzanja „c“, senzora sile „d“ i davača puta „e“. Akvizicijom izmerenih signala dobijene su veličine: mikro-deformacija na glavnom vertikalnom nosaču tornja i zategi kontra-strele, sile u užetu, ubrzanja tereta, pređenog puta vrha strele (najveći ugib strele).

Na sl. 5.2, merenje je ilustrovano autentičnim fotografijama. Merne trake MT1 i MT2 postavljene su na suprotnim stranama dvaju glavnih vertikalnih nosača tornja u podnožju dizalice, sl. 5.1 i 5.2, u cilju merenja deformacija ε_{MT1} i ε_{MT2} . U toku ispitivanja, strela dizalice je menjala položaj sa sl. 5.1 rotacijom oko vertikalne ose tornja, u zavisnosti od karaktera (scenarija) merenja. Merenje deformacija ε_{MT3} zatege kontra-strele vrši se mernom trakom MT3. Merenje je sprovedeno prvenstveno sa ciljem utvrđivanja aksijalne sile u zategi kontre-strele, a potom i kontrole dinamičkih koeficijenata dobijenih tranzijentnom analizom FE modela nakon simulacije kidanja jedne od dve zatege. Merenje vertikalnog pomeranja kraja strele δz , sl. 5.1, na kome se nalazi teret, predstavlja svojevrсно kontrolno merenje ugiba strele alternativnom metodom. Za potrebe eksperimentalnog ispitivanja korišćena je merna oprema: pojačivač HBM-MGCPlus, merna traka HBM-LY10/120 Ω , davač sile HBM-U2A10t, davač ubrzanja Philips-PR9369/10, i komparator. Merenje je izvedeno punim mernim mostovima sa šestokanalnim (povratnim) vezama pojačivača i senzora.

5.1.1. Identifikacija ukupnog strukturnog prigušenja

Dinamičko ponašanje velikih i složenih struktura veoma zavisi od otpora prigušenja u samoj strukturi. Deo energije sistema troši se na deformacije u strukturi, odnosno trenje između kontaktnih površina i relativno kretanje unutar strukture. Često se u numeričkoj

analizi dinamike struktura vrednost otpora prigušenja usvaja na bazi preporuka, što dovodi do pojave greške u dinamičkom odgovoru. Ova greška se uvodi u rezultat preko frekvencija, dekremenata i maksimalnih amplituda.

Tokom razvoja dinamičkog modela, prigušenje se uvodi preko koeficijenata prigušenja, i to viskozno i strukturno. Sila viskozno prigušenja proporcionalna je brzini. Koeficijent

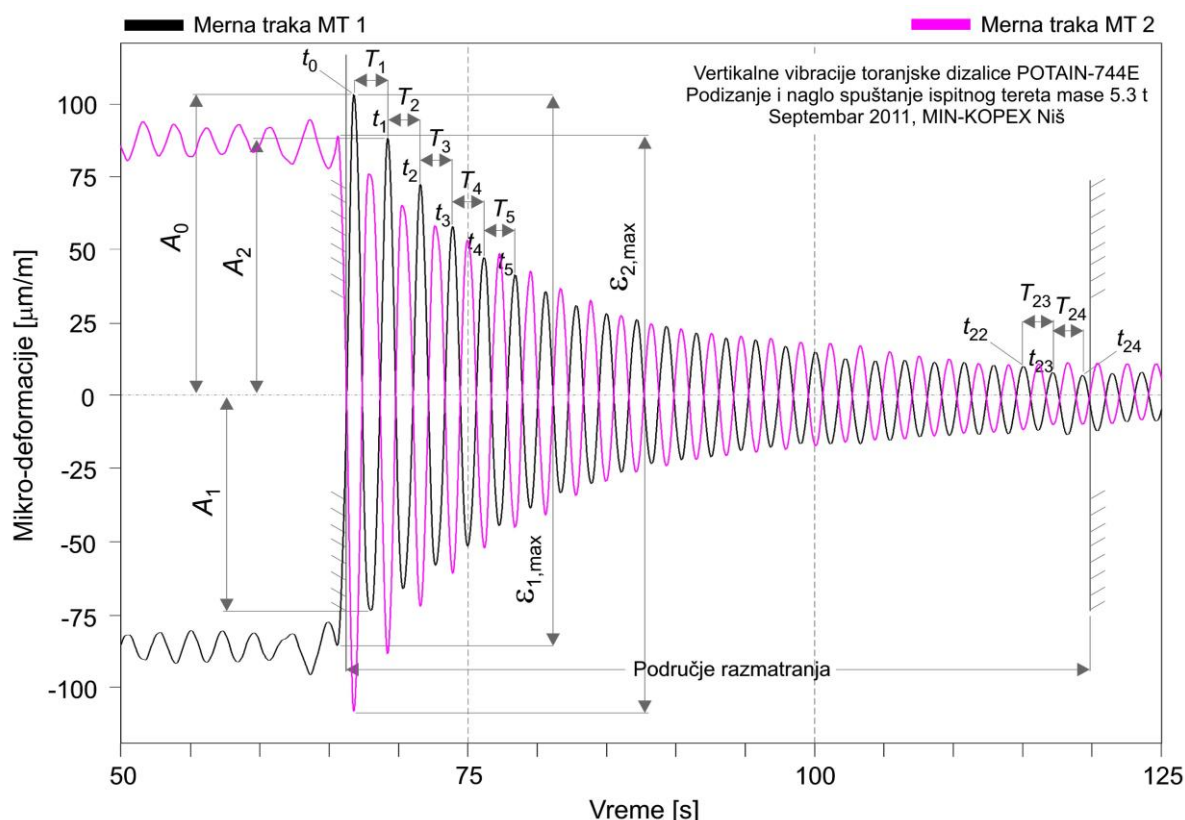


Slika 5.2 Foto zapisi sa merenja toranjske dizalice POTAIN-744E, MIN-KOPEX Niš, maj 2012: (a) Obrtni deo dizalice; (b) merna traka MT-3 na jednoj od dve zatege kontra-strele; (c) merna traka MT-1 na glavnom nosaču (levo) u podnožju tornja; (d) merna traka MT-2 na glavnom nosaču (desno) u podnožju tornja; (e) cela dizalica; (f) ispitni teret; (g) davači sile i ubrzanja.

proporcionalnosti naziva se koeficijentom viskoznog prigušenja. Ovaj koeficijent je određen osobinama materijala strukture. Sila strukturnog prigušenja je proporcionalna pomeranju. Strukturno prigušenje šire obuhvata: prigušenje u materijalu strukture, gubitke usled trenja između kontaktnih površina, rasipanje u medijumu pri relativnom kretanju površina unutar sistema, [57]. Strukturno prigušenje, na taj način, obuhvata šire ceo mehanički sistem.

Radi identifikacije ukupnog strukturnog prigušenja, izvršeno je eksperimentalno ispitivanje toranjske dizalice POTAIN-744E prema scenariju:

- Strela sa teretom se nalazi na strani merne trake MT1, okrenuta za 180° u odnosu na položaj sa sl. 5.1.
- Ispitni teret mase 5.3 t se nalazi na dohvatu $L=20.88$ m i podiže od tla na visinu $h=16$ m, nakon čega se zaustavlja.
- Tako podignuti teret miruje u cilju smirivanja vibracija strukture.
- Naglim spuštanjem tereta do udara o tlo izaziva se rasterećenje i slobodno oscilovanje čitave strukture.



Slika 5.3 Deformacije glavnih vertikalnih nosača dizalice u podnožju tornja na mestima mernih traka MT1 (na strani tereta - pritisak) i MT2 (na strani kontra-tega - zatezanje); za određivanje srednjeg perioda oscilovanja uzeta su 24 pojedinačna perioda T_i iz “područja razmatranja”, [28].

Za sve vreme eksperimenta, naponsko-deformaciono stanje strukture je bilo u granicama elastičnosti, a opšta stabilnost dizalice je očuvana. Dinamički je najinteresantniji period od 66-125 s posle naglog rasterećenja, kada se javljaju najveće amplitude oscilovanja, sl. 5.3. Najveće izmerene deformacije dveju mernih traka $\varepsilon_{1,max}$ i $\varepsilon_{2,max}$, izazvane naglim udarom tereta o tlo, iznose 188-195 $\mu\text{m/m}$, sl. 5.3.

Opadajuće oscilatorno kretanje karakteriše se promenljivim periodom oscilovanja, sa neznatnim razlikama, pa se koeficijent strukturnog prigušenja traži za dovoljan broj dekremenata i odgovarajućih perioda oscilovanja. Ukupno strukturno prigušenje G zavisi od koeficijenta prigušenja δ , odnosno logaritamskog dekrementa Δ (ili Δ'), [64], koji se traže eksperimentom. U istraživačkim merenjima, utvrđivanje logaritamskog dekrementa Δ (ili Δ') je pouzdanije ukoliko je broj merenja istog režima oscilovanja (isto ω) veći. Tako su eksperimentalno pronađene 24 amplitude promene deformacije ε do smirenja strukture, posle kojih nivo deformacija oscilovanja pada ispod 8%. Dalje amplitude nisu razmatrane. Obuhvatanje širokog opsega izmerenih deformacija uvodi i druge (slučajne) uticaje u rezultate, pa je izbor opsega od interesa sužen na zonu potpuno pravilnog (harmonijskog)

Tabela 5.1: Karakteristike slobodnog oscilovanja strukture nakon rasterećenja (MT1)

Br. n_A	Vreme t_0, t_i [s]	Deforma- cija A_0, A_i [$\mu\text{m/m}$]	Perioda T_i [s]	Koeficijent prigušenja δ_i [s^{-1}]	Br. n_A	Vreme t_0, t_i [s]	Deforma- cija A_0, A_i [$\mu\text{m/m}$]	Perioda T_i [s]	Koeficijent prigušenja δ_i [s^{-1}]
0	66.78	103.0	-	-	13	95.753	18.9	2.133	0.017501
1	69.22	88.0	2.44	0.064505	14	97.913	16.8	2.16	0.056643
2	71.575	72.2	2.355	0.084033	15	100.06	14.8	2.147	0.057019
3	73.9	57.9	2.325	0.095157	16	102.213	12.6	2.153	0.075743
4	76.165	47.1	2.265	0.090635	17	104.375	11.9	2.162	0.026071
5	78.41	41.3	2.245	0.05925	18	106.503	11.7	2.128	0.007965
6	80.61	35.6	2.2	0.06745	19	108.655	11.3	2.152	0.016165
7	82.815	30.9	2.205	0.064418	20	110.785	11.2	2.13	0.004173
8	84.99	27.9	2.175	0.046855	21	112.905	10.3	2.12	0.038599
9	87.185	25.9	2.195	0.034278	22	115.063	9.8	2.158	0.02207
10	89.315	23.7	2.13	0.040174	23	117.165	7.8	2.102	0.108096
11	91.475	21.3	2.16	0.050233	24	119.325	6.7	2.16	0.069716
12	93.62	19.7	2.145	0.037371	$\delta_{sr}=0.051 \text{ s}^{-1}, \text{Var}(\delta)=0.000791 \text{ s}^{-2}$				

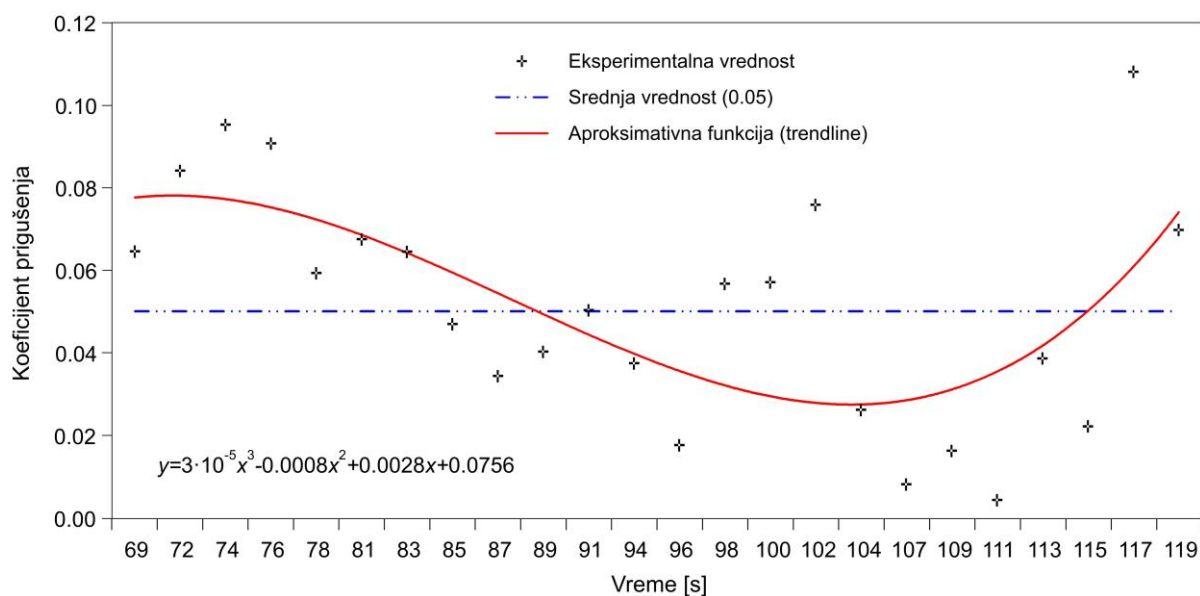
oscilovanja. Izbegnute su zone relativno slabih signala tj. malih deformacija sa relativno većim prisustvom slučajnih uticaja. Čak je i izbor merne trake i tenzometrijske tehnologije izvršen u cilju dobijanja boljeg i čistijeg signala u odnosu na druge tipove fizičkih mernih veličina, na primer senzora ubrzanja. U tabeli 5.1 date su vrednosti izmerenih deformacija i perioda oscilovanja, i izračunati koeficijenti prigušenja za mernu traku MT1.

Opšti izraz za izračunavanje pojedinačnih koeficijenata prigušenja δ_i , posmatrajući samo skup parnih amplituda (A_2, A_4, \dots) proširen početnom amplitudom A_0 , prema [64] je:

$$\delta_i = \left(\frac{2\Delta}{T} \right)_i = \left(\frac{\Delta'}{T} \right)_i = \frac{1}{T_i} \ln \frac{|A_{2(i-1)}|}{|A_{2i}|}; \quad i = 1, 2, \dots \quad (5.1)$$

u kome figurišu A_{2i} – amplituda pomeranja i $A_{2(i-1)}$ – prethodna isto-fazna amplituda pomeranja udaljena od amplitude A_{2i} za period oscilovanja T_i , sl. 5.3.

Zamenom izmerenih vrednosti amplituda i perioda oscilovanja u (5.1), izračunata su 24 koeficijenta prigušenja δ_i , čime su uvedene diskretne vrednosti dekrementa i perioda oscilovanja u zavisnosti od vremena i to od trenutka rasterećenja strukture do kraja eksperimenta, sl. 5.4. Vrednosti koeficijenata prigušenja, izmerene u eksperimentu, prikazane su krstićima, a aproksimacija polinomom trećeg stepena, koja pokazuje trend promene vrednosti koeficijenta u diskretnim izračunavanjima, punom linijom. Dijagram sa sl. 5.4 ukazuje na nelinearnu prirodu strukturnog prigušenja složenih struktura. Tako se zaključuje da koeficijent prigušenja zapravo ne predstavlja konstantnu vrednost koja se podrazumeva u



Slika 5.4 Koeficijent prigušenja δ u zavisnosti od izmerenih vrednosti dekrementa Δ' , [28].

numeričkim analizama, što je uslovljeno promenom oscilatorne mase sistema (odbacivanje tereta). U ovom eksperimentu prigušenje uzima ekstremne vrednosti $\delta_{\min}=0.004$ i $\delta_{\max}=0.108$ i to na samom kraju prigušenog oscilovanja. Upravo na kraju procesa smirenja oscilovanja, uvek se javljaju najveća rasipanja koeficijenta prigušenja u eksperimentalnim zapisima. Ako bi se smanjila oblast posmatranja (tretman manjeg broja amplituda), dobila bi se uža oblast prostiranja prigušenja. Iz ovog razloga, rezultati merenja su statistički obrađeni i time određene srednja vrednost prigušenja i empirijska varijansa statističkog skupa:

$$\bar{\delta} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{T_i} \ln \frac{A_{2(i-1)}}{A_{2i}} = 0.051; \quad n = 24 \quad (5.2)$$

$$Var(\delta) = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\delta_i - \bar{\delta})^2 = 0.000791 \quad (5.3)$$

Da je u izračunavanje koeficijenata prigušenja δ , primenom (5.1), uključen veći broj istosmernih amplituda, tada bi se smanjilo rasipanje ali bi bila narušena definicija korišćenja uzastopnih vrednosti amplituda oscilovanja pri određivanju logaritamskog dekrementa. Bez obzira na rasipanja sa sl. 5.4, proces oscilovanja dobijen merenjem i prikazan na sl. 5.3, se odvija vrlo uredno i prema teoriji asimptotski prigušeno (vrhovi amplituda se nalaze na envelopama), [28].

5.1.2. Identifikacija karakteristične kružne frekvencije

Za dalju tranzijentnu analizu noseće strukture numeričkim metodama, potrebno je utvrditi vrednost dveju karakterističnih sopstvenih kružnih frekvencija, [58]. To se vrši numerički modalnom analizom. Tačnija vrednost jedne od dveju pomenutih karakterističnih kružnih frekvencija (niže frekvencije), u odnosu na numeričku metodu, dobija se eksperimentom. Kako bi bolje uočili oscilatorni proces, sa sl. 5.3 ćemo uzeti samo rezultate izmerenih deformacija merne trake MT1 usled vibracija izazvanih naglim rasterećenjem nakon naglog spuštanja tereta do udara o tlo. U tabeli 5.1 prikazane su neke karakteristike oscilovanja nakon rasterećenja strukture, poput perioda oscilovanja i koeficijenta prigušenja.

Svaki vrh amplitude sa sl. 5.3 predstavlja mikro-deformaciju merne trake u vertikalnom pravcu. Vrhovima amplituda A_0 i A_i odgovaraju vremena t_0 i t_i iz tabele 5.1. Razlike vremena $t_i - t_{i-1}$, pri čemu je $i=1, \dots, 24$, predstavljaju periode oscilovanja T_i . Period oscilovanja T_i nije konstantan već promenljiv, pa se može izračunati srednja eksperimentalna vrednost perioda

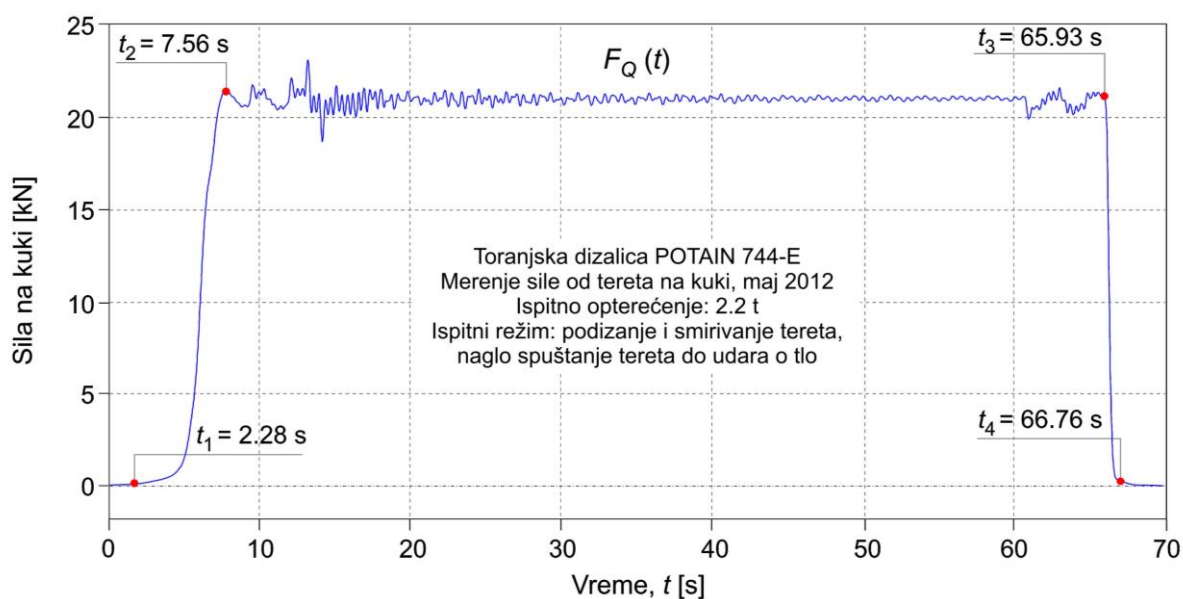
oscilovanja iz koje se dobija vrednost karakteristične kružne frekvencije oscilovanja u dominantnom – vertikalnom pravcu, i to:

$$\bar{T}_{ex} = \frac{1}{n_T} \sum_{i=1}^{n_T=24} T_i = 2.189375 \text{ sec} \quad (5.4)$$

$$\omega_{ex} = \frac{1}{\bar{T}_{ex}} = 0.45675 \text{ sec}^{-1} \quad (5.5)$$

5.1.3. Utvrđivanje vremena rasterećenja sistema

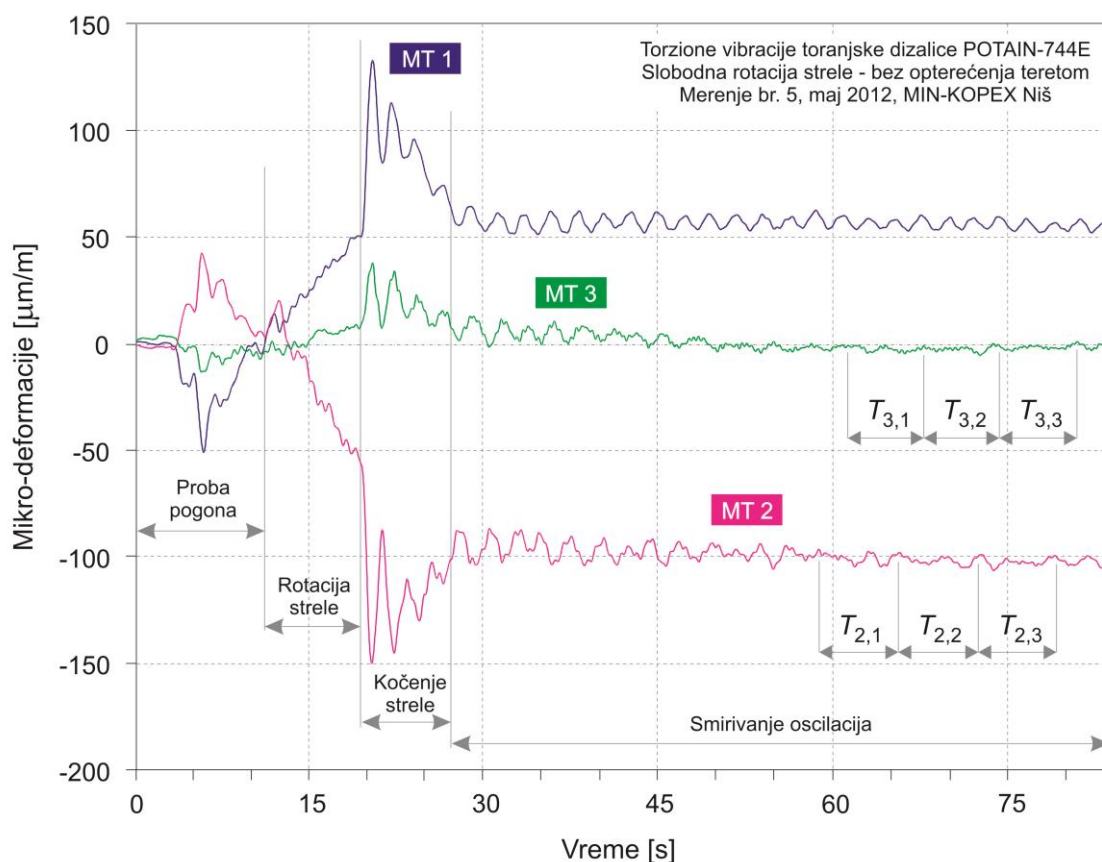
Za istraživanje incidentne dinamike i modeliranje sile poremećaja u simulacionim analizama od bitnog značaja je poznavanje dveju dinamičkih veličina. Te veličine su: vreme rasterećenja nosećeg užeta i vreme rasterećenja zatege (usled loma). Te dve veličine se tačno utvrđuju eksperimentalnim putem. Ispadanje (odbacivanje) tereta i otkaz odgovornih elemenata veze su događaji prilično očekivani u radu transportnih mašina. Na sl. 5.5 je prikazan dijagram izmerene sile tereta na kuki, iz koga je izračunato vreme rasterećenja strukture od dejstva tereta (vreme incidenta udara, eng. *shock*), koje iznosi $\Delta t_s = t_4 - t_3 = 0.83 \text{ s}$. U merenju je korišćen ispitni teret mase $m = 2.2 \text{ t}$ na najvećem dohvatu L_{\max} (sa sl. 5.1). Incident prekida („loma“, eng. *fracture*) veze zatege kontra-strele sa ostatkom strukture uzrokovan je ekstremno jakim udarom tereta o tlo pa je vreme prekida zatege Δt_f definisano kratkim vremenom nastajanja, manjim od vremena udara tereta o tlo Δt_s (usvojeno: $\Delta t_f = 0.6 \text{ s}$).



Slika 5.5 Utvrđivanje vremena rasterećenja nosećeg užeta za podizanje tereta $\Delta t_s = t_4 - t_3$, [16].

5.1.4. Identifikacija najniže sopstvene frekvencije

Nije jednostavno pobuditi jednu visoku strukturu, kakva je toranjaska dizalica, da osciluje najnižom frekvencijom. Takva frekvencija se javlja pri regularnom radu dizalice samo u slučaju kombinovanog dejstva više mehanizama. Najnižu frekvenciju je najlakše izdvojiti nakon kinematskog okretanja strele dizalice oko vertikalne ose tornja, bez opterećenja, i to po prestanku rotacije. Tada se javlja torziono oscilovanje čitave strukture oko vertikalne ose tornja, [31]. Ovim eksperimentom, korišćenjem mernih traka MT1, MT2 i MT3, izmerene su mikro-deformacije karakterističnih elemenata strukture, a zatim je, isključivo vizuelno pomoću dijagrama sa sl. 5.6, izvršena identifikacija najniže sopstvene frekvencije i to pri kraju torzionih oscilacija. Položaj i označavanje mernih traka objašnjeni su slikama 5.1 i 5.2. Najniža frekvencija usled torzionih oscilacija, uočava se oko 60-te sekunde merenja u fazi smirenja strukture, i to pre svega, kod mernih traka MT2 i MT3. Posmatrajući ova dva dijagrama, jasnije nego kod dijagrama MT1 se mogu uočiti periodi oscilovanja najnižom sopstvenom frekvencijom i to T_{2i} i T_{3j} ($i,j=1,2,3$). Dužina eksperimenta odredila je broj relevantnih perioda oscilovanja i on,



Slika 5.6 Deformacije strukture dizalice u scenariju sa rotacijom i zaustavljanjem strele bez tereta (slobodno oscilovanje); MT1 i MT2 - merne trake na glavnim vertikalnim nosačima u podnožju tornja; MT3 – merna traka na jednoj od dve zatege kontra-strele, [31].

u slučaju mernih traka MT2 i MT3, iznosi $m=n=3$. Uticaj merne trake MT1 na identifikaciju najniže frekvencije nije uzet u obzir jer je nemoguće prepoznati deformacije ove merne tačke izazvane isključivo torzijom. Prisustvo torzije je, inače u ovim merenjima, vrlo slabo jer je i pobuda male energije, što se manifestuje u vidu male amplitude izmerenog mehaničkog napona.

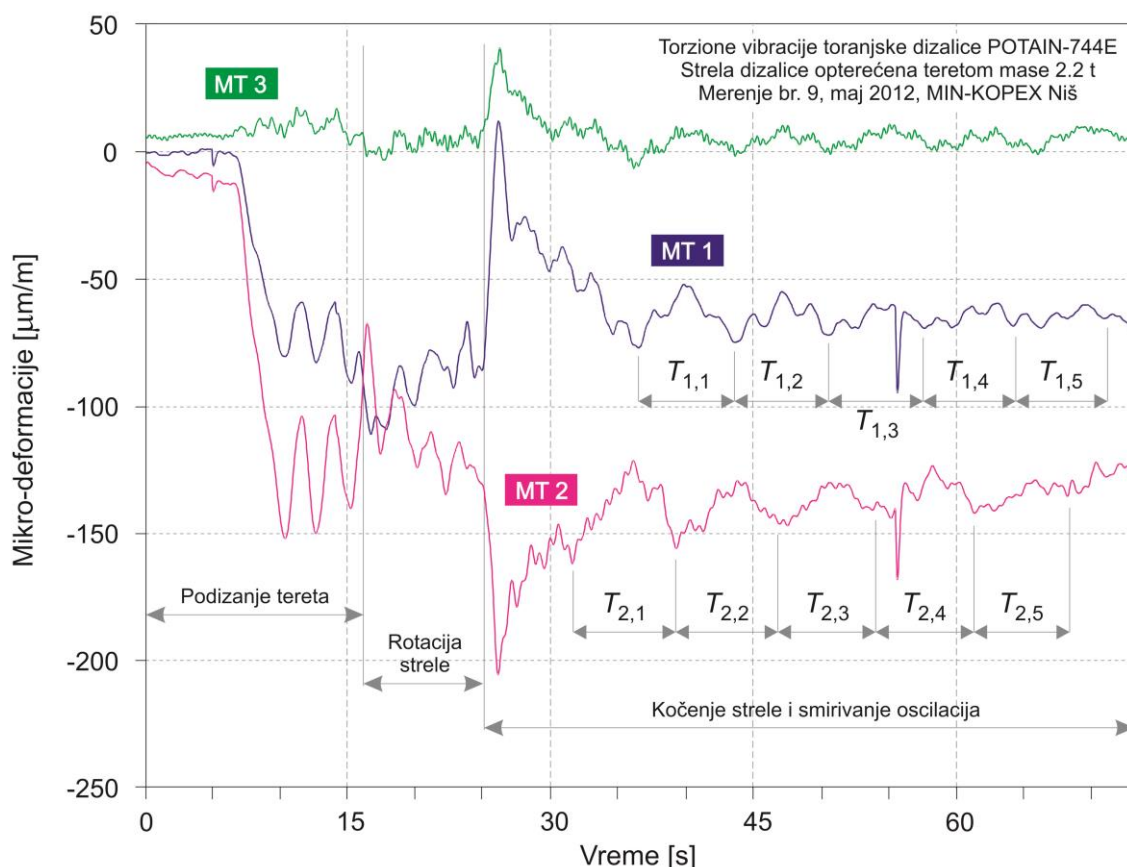
S obzirom na uticaj strukturnog prigušenja, [58], oscilatorno kretanje ovog sistema je kvazi-periodičko sa promenljivim periodom amortizovanog oscilovanja. Realne poteškoće oko izazivanja torzionih oscilacija uslovile su uvođenje izvesnih aproksimacija u izračunavanje perioda oscilovanja pa je tako izvršeno osrednjavanje vrednosti izmerenih perioda oscilovanja za tri relevantna (izabrana) pojedinačna perioda sa sl. 5.6, odnosno:

$$T = \bar{T} = \frac{1}{2}(\bar{T}_{MT2} + \bar{T}_{MT3}) = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m T_{2,i} + \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n T_{3,j} \right) \quad (5.6)$$

Na osnovu (5.6) dobijena je eksperimentalna vrednost perioda oscilovanja $T=6.733$ s izazvanog rotacijom strele. Sledi da je osnovna sopstvena kružna frekvencija $\omega_1=0.1485$ Hz što odgovara torzionim oscilacijama strukture bez tereta oko glavne vertikalne ose tornja.

Kod merenja koja se izvode sa teretom, identifikacija najniže frekvencije može biti otežana zbog prisustva uticaja njihanja tereta. Bliskost perioda nihanja tereta kao klatna najnižoj numeričkoj torzionoj frekvenciji može dovesti do slučajne zamene perioda oscilovanja dvaju različitih uticaja. Oscilacije od njihanja tereta se mogu odvojiti od drugih oscilacija uvođenjem posebnog merenja. U tom merenju, izvođenjem iz ravnotežnog položaja, pobuđen je teret da osciluje kao klatno. Pobuda mora biti najpre u jednom, a potom i upravnom pravcu, kako bi se izmerile obe frekvencije. Izmerene frekvencije zavise od dužine užadi ovešanog tereta.

Na probleme u identifikaciji realnih uticaja ukazuje eksperiment čiji scenario sadrži: podizanje ispitnog tereta mase 2.2 t do visine 1.5 m na dohvat od 24 m (vreme: 0-16 s, sl. 5.7), okretanje – rotacija opterećene strele (vreme: 16-25 s, sl. 5.7), kočenje strele i prigušenje oscilovanja (vreme: od 25 s do kraja merenja). Eksperimentom su izazvane prinudne prigušene vibracije strukture. Pored osnovnog harmonika oscilovanja, merenjem su registrovani i viši harmonici izazvani manjim masama. To se jasno može videti na sl. 5.7, u delu dijagrama koji pokazuje kočenje obrtnog kretanja i smirenje oscilovanja (od 25 s do kraja eksperimenta). Srednja vrednost perioda oscilovanja (njihanja) tereta, nakon vizuelne identifikacije relevantnih pojedinačnih perioda na sl. 5.7, pri čemu je uzeto $m=n=5$, može se izračunati pomoću (5.7). Pri izračunavanju perioda oscilovanja (5.7) nisu uzete u obzir vibracije zatege kontra-strele tj. deformacije izmerene mernom trakom MT3 sa sl. 5.7.



Slika 5.7 Deformacije strukture pri scenariju: podizanje tereta, rotacija i zaustavljanje strele dizalice; MT1 i MT2 - merne trake na glavnim vertikalnim nosačima u podnožju tornja; MT3 – merna traka na zategi kontra-strele, [31].

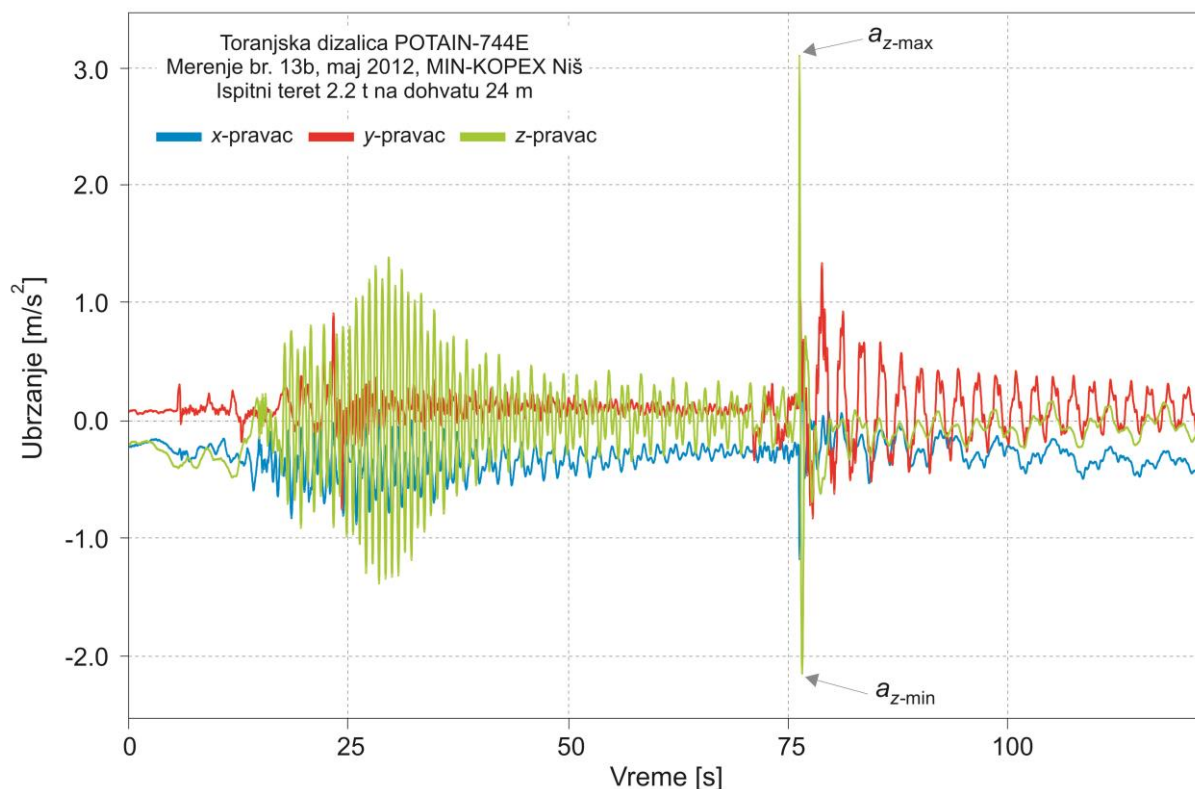
$$T_Q = \frac{1}{2}(\bar{T}_{MT1} + \bar{T}_{MT2}) = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m T_{1,i} + \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n T_{2,j} \right) \quad (5.7)$$

Na osnovu (5.7) je dobijena srednja eksperimentalna vrednost perioda oscilovanja ispitnog tereta mase 2.2 t i iznosi $T_Q=7.082$ s, a time i sopstvena kružna frekvencija tereta $\omega_Q=0.1412$ Hz.

Srednji eksperimentalni period njihanja tereta je veoma blizak periodu oscilovanja T_P matematičkog klatna dužine $h=13$ m (dužina užeta od strele do tereta) pod dejstvom zemljine gravitacije $g=9.81$ m/s², izračunatom u (5.8):

$$T_P = 2\pi \sqrt{\frac{h}{g}} = 2\pi \sqrt{\frac{13}{9.81}} = 7.233 \text{ sec} \quad (5.8)$$

Obe prethodne eksperimentalne provere upozoravaju na blizinu frekvencija njihanja tereta sopstvenim izmerenim torzionim frekvencijama.



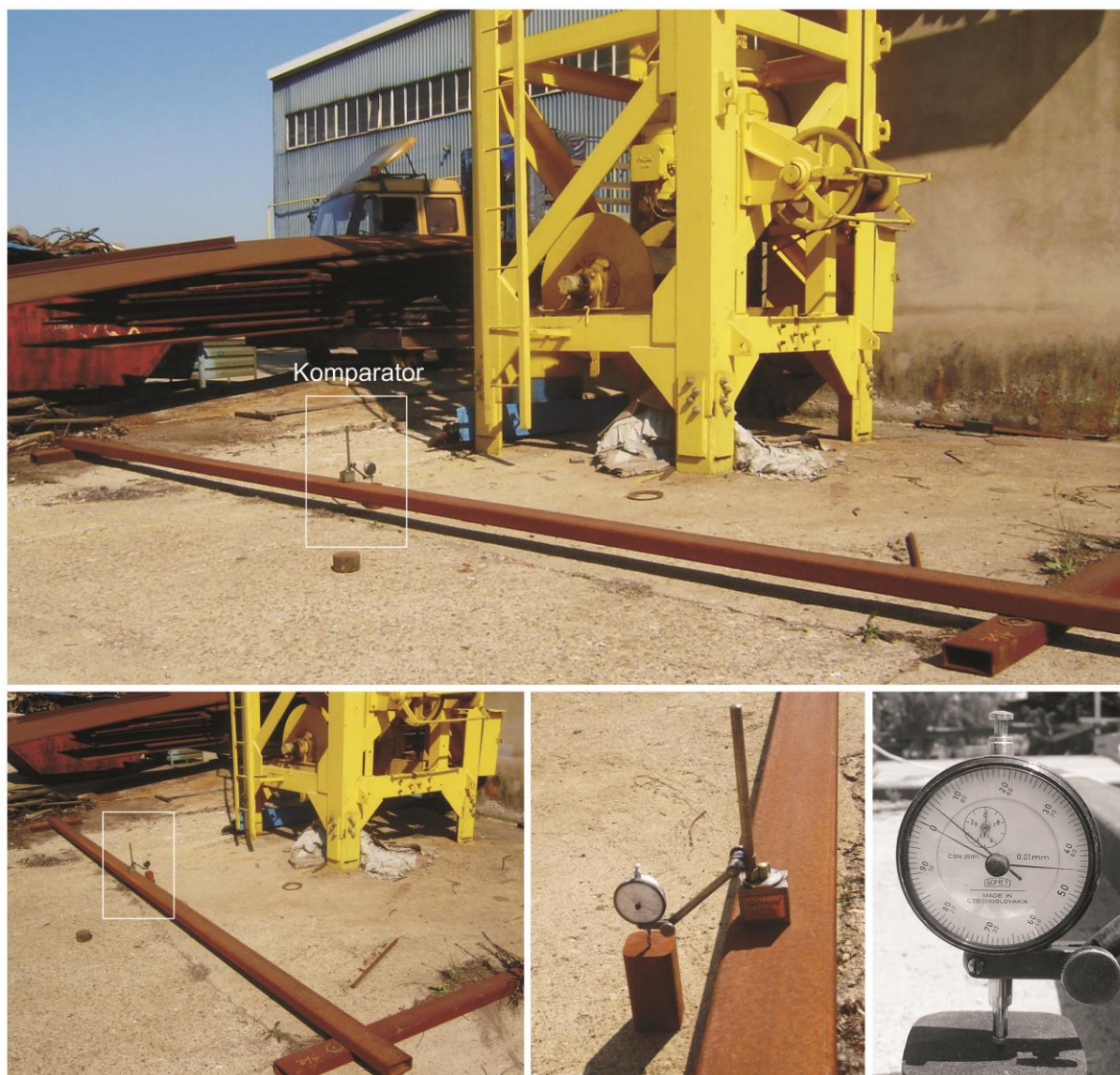
Slika 5.8 Merenje ubrzanja u tri pravca; nakon relativnog mirovanja, podignuti ispitni teret se naglo spušta do udara o tlo (oko 76-te sekunde merenja).

5.1.5. Merenje ubrzanja ispitnog tereta

Merenje ubrzanja je izvršeno davačem ubrzanja sa sl. 5.2(g) u cilju utvrđivanja nivoa vibracija strukture u sva tri pravca oscilovanja. Merenje je izvedeno pri opterećenju dizalice teretom od 2.2 t na dohvat 24 m, tako što je teret podignut i ostavljen kratko da miruje kako bi se eliminisao uticaj inercije u sledećoj fazi merenja, a zatim naglo spušten do udara o tlo, sl. 5.8. Nivoi ubrzanja nisu visoki u svim pravcima merenja, mada je u vertikalnom z-pravcu registrovano najveće apsolutno ubrzanje koje prelazi 3 m/s^2 , i to u jednom trenutku – vremenu incidenta ($a_{z\text{-max}}$, sl. 5.8).

5.1.6. Provera ugiba tla pod dejstvom opterećenja

Pored navedenih merenja, izvršeno je i kontrolno merenje vertikalnog statičkog pomeranja (ugiba) tla pod dejstvom ispitnog opterećenja. Merni sistem se, u ovom slučaju, sastojao od komparatora oslonjenog na dva nezavisna oslonca. Jedan od njih je armirano-betonski fundament dizalice koji se pomera, a drugi je pravougaona cev postavljena na odvojenom stabilnom betonskom tlu, sl. 5.9.



Slika 5.9 Postavka merenja ugiba tla, i prikaz maksimalne vrednosti statičkog ugiba od 0.04 mm, na komparatoru, [16].

Merenjem su zabeležene veoma male vertikalne oscilacije fundamenta dizalice, a najveće vertikalno pomeranje je iznosilo 0.04 mm, sl. 5.9. Na ovaj način, izvršena je provera elastične veze između nepokretnog tla i fundamenta. Ovim eksperimentom se ukazuje na adekvatnu veličinu k , sa sl. 5.1, koja može biti primenjiva u postupku modeliranja krutosti tla (prilikom izrade FE modela), s obzirom da merenje stišljivosti (krutosti) tla obično nije moguće izvršiti u praksi zbog posebnog karaktera i cene koštanja ovakvog merenja. Utvrđivanje stišljivosti tla, ni u ovom slučaju nije vršeno posebnim merenjem.

5.2. ISPITIVANJE PORTALNO-OBRTNE DIZALICE

Podloga za ova eksperimentalna istraživanja je uzeta iz objavljenih naučnih radova i istraživanja koje je obavio Mašinski fakultet Niš u brodogradilištu Uljanik u Puli 1988. godine ([29], [62], [63], [82]). Korišćeni eksperimentalni rezultati se odnose na identifikaciju statičkih elastičnih deformacija velikih geometrija (ugiba većeg od 1 m). Takođe, korišćeni su objavljeni naučni rezultati o modelima za FEM analizu obzirom da su isti eksperimentalno verifikovani. Iz ovih početnih numeričkih modela su razvijeni modeli za dinamičke analize. Sva eksperimentalna ispitivanja na dizalici PULA-2, sa sl. 5.10, su razvrstana u četiri grupe i to:

- Ispitivanje pogonskog mehanizma za promenu dohvata. Određivane su veličine: dilatacije korena stuba, zatege, i navojnog vretena, moment motora, struja statora motora, broj obrtaja motora, dohvat dizalice.
- Merenje ugiba dizalične staze. Određivane su veličine: ugib staze ispod nogu portala dizalice i dohvat dizalice.
- Merenje putanje i elastičnih deformacija strukture za promenu dohvata. Određivane su veličine: putanja vrha klackalice u toku promene dohvata, ugib noseće strukture za odgovarajuću promenu dohvata.

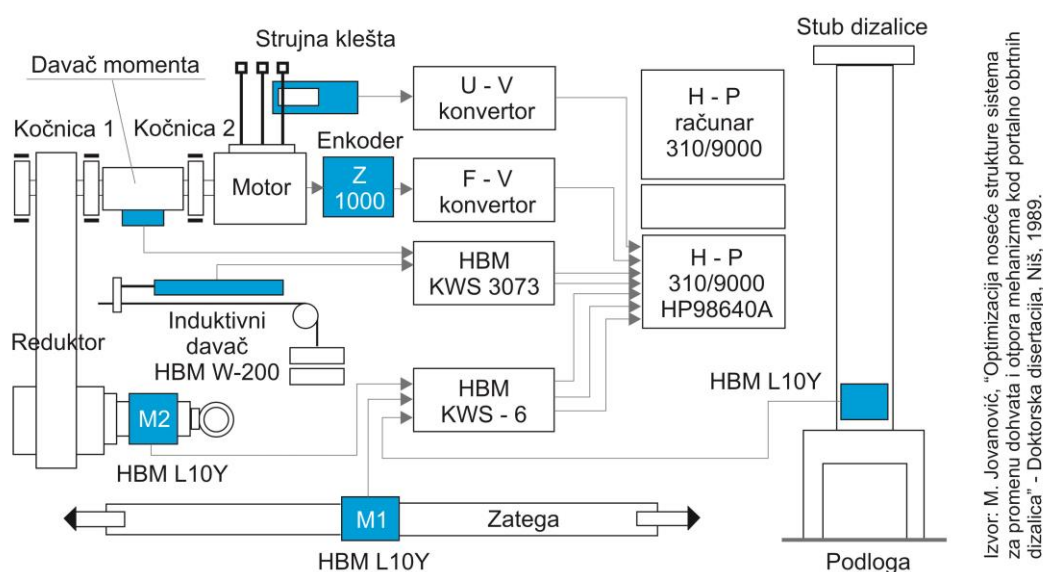


Izvor: M. Jovanović, "Optimizacija noseće strukture sistema za promenu dohvata i otpora mehanizma kod portalno obrtnih dizalica" - Doktorska disertacija, knjiga 1, Niš, 1989.

Slika 5.10 Portalno-obrtna dizalica "Pula-2" u brodogradilištu "Uljanik" u Puli.

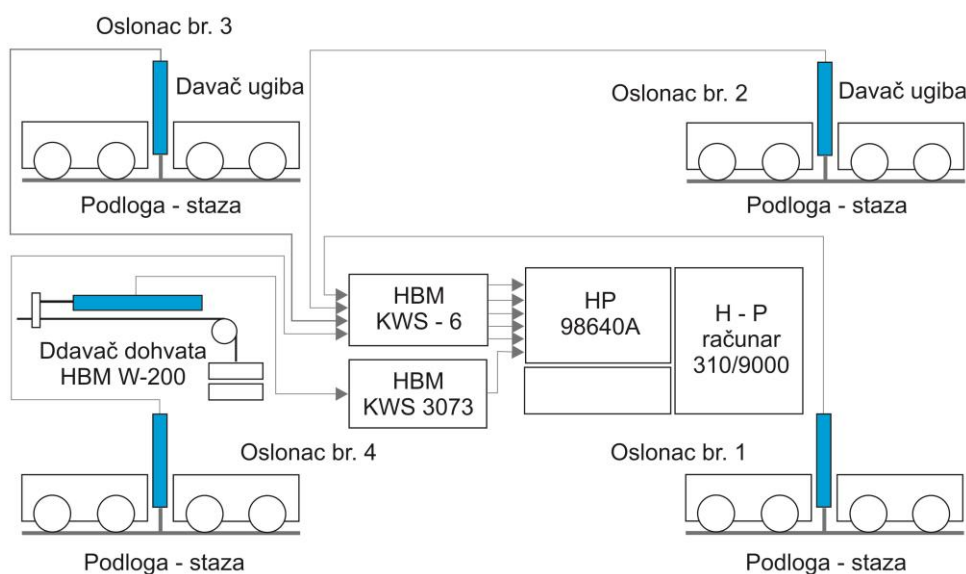
- Kontrolisanje težine radnog tereta i merenje prigušenja užadnog sistema koturače mehanizma za dizanje.

Ispitivana dizalica je proizvedena u Mašinskoj industriji u Nišu 1987. i ima sledeće karakteristike: najveća visina strukture ≈ 67 m, maksimalni dohvata 40 m, relativno mala površina baze portala 6×8 m, ukupna masa dizalice 400 t. Dizalica raspolaže sistemom za promenu dohvata u vidu zglavkastog četvorougla sa zglobno spojenim članovima i klackalicom. Nosivost dizalice je promenljiva u zavisnosti od dohvata pa tako nosivostima od 25/15/5 t odgovaraju dohvati od 27/37/40 m. Dohvat se menja brzinom od 10 m/min. Ovom dizalicom, pogonske klase 3, teret se može podići do visine od 45+10 m. Dizalica je



Izvor: M. Jovanović, "Optimizacija noseće strukture sistema za promenu dohvata i otpora mehanizma kod portalno obrtnih dizalica" - Doktorska disertacija, Niš, 1989.

Slika 5.11 Šema merne opreme za ispitivanje pogonskog mehanizma.

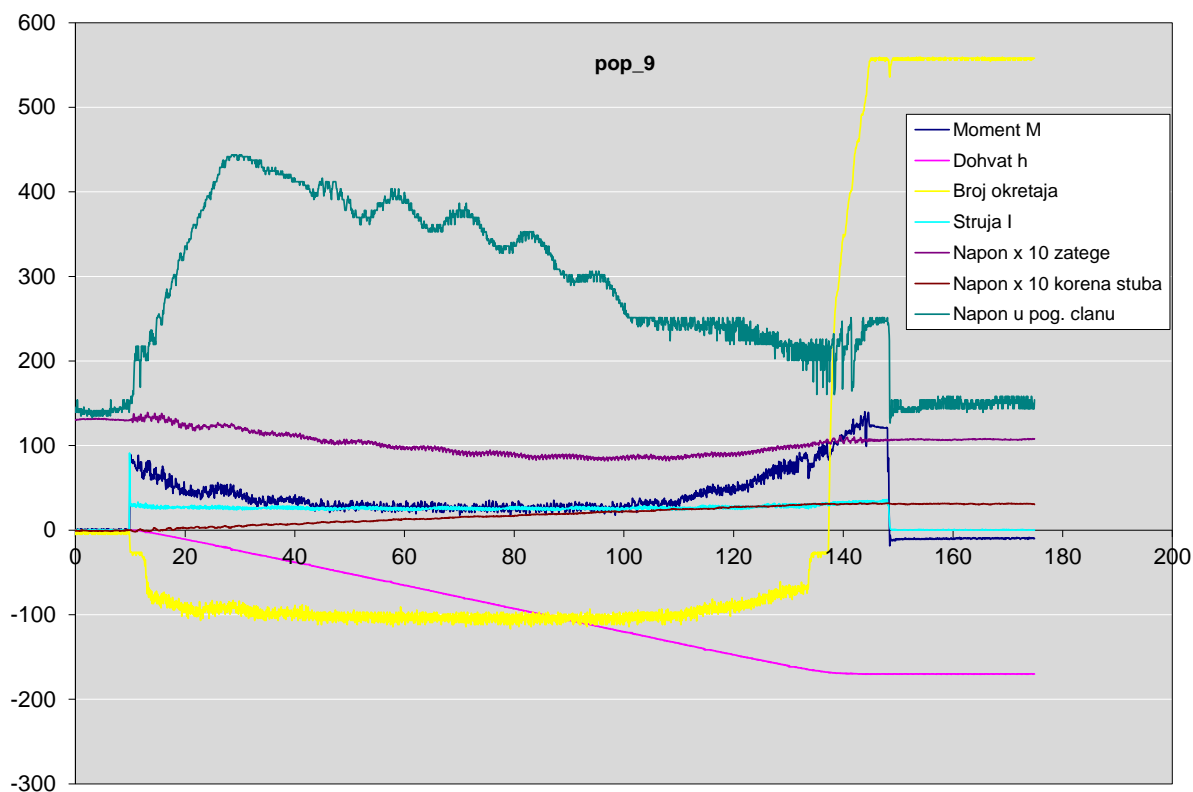


Izvor: M. Jovanović, "Optimizacija noseće strukture sistema za promenu dohvata i otpora mehanizma kod portalno obrtnih dizalica" - Doktorska disertacija, Niš, 1989.

Slika 5.12 Šema merne opreme za ispitivanje ugiba tla.

formirana na stubu visine 30 m iznad koga je na kompaktnom obrtnom ležaju *RotheErde* uležištena okretna platforma. Na platformi je postavljen toranj na kome su uležišteni osnovni članovi za promenu dohvata: zatega, strela i klackalica. Pogonski uređaj za promenu dohvata, kojim se deluje na osnovnu strelu, izveden je zavojnim vretenom Tr 150×48, dužine 6 m. Pogon je ostvaren asinhronim motorom snage 12.5 kW. Uravnoteženje sistema strele izvedeno je posredstvom strukture u obliku zglavkastog četvorougla – ručicom i balanserom sa tegom mase 21 t. Uravnoteženje cele dizalice izvedeno je tegom mase 100 t smeštenim na obrtnoj platformi. Dizalica je postavljena na nasipu doka brodogradilišta, tako da je tlo ispod dizalice nekonsolidovano.

U okviru ovih merenja, utvrđivana je putanja vrha klackalice primenom geodetske nivelmanske metode (optička metoda). Na taj način je utvrđivana visina referentne tačke u odnosu na horizontalu. Merenje je izvedeno instrumentom C-Zeis Ni-025 i mernom letvom rezolucije 10 mm. Položaj je određivan mernom pantljkicom podele 10 cm. Davačem sile određena je težina radnog tereta na kuki. Dohvat je meren inductivnim davačem HBM W200 klase tačnosti 04 (5 kHz), a ugibi davačima HBM W20. Za potrebe merenja korišćena je merna stanica HP 310/9000. Korak uzorkovanja podataka je iznosio 0.005 s.

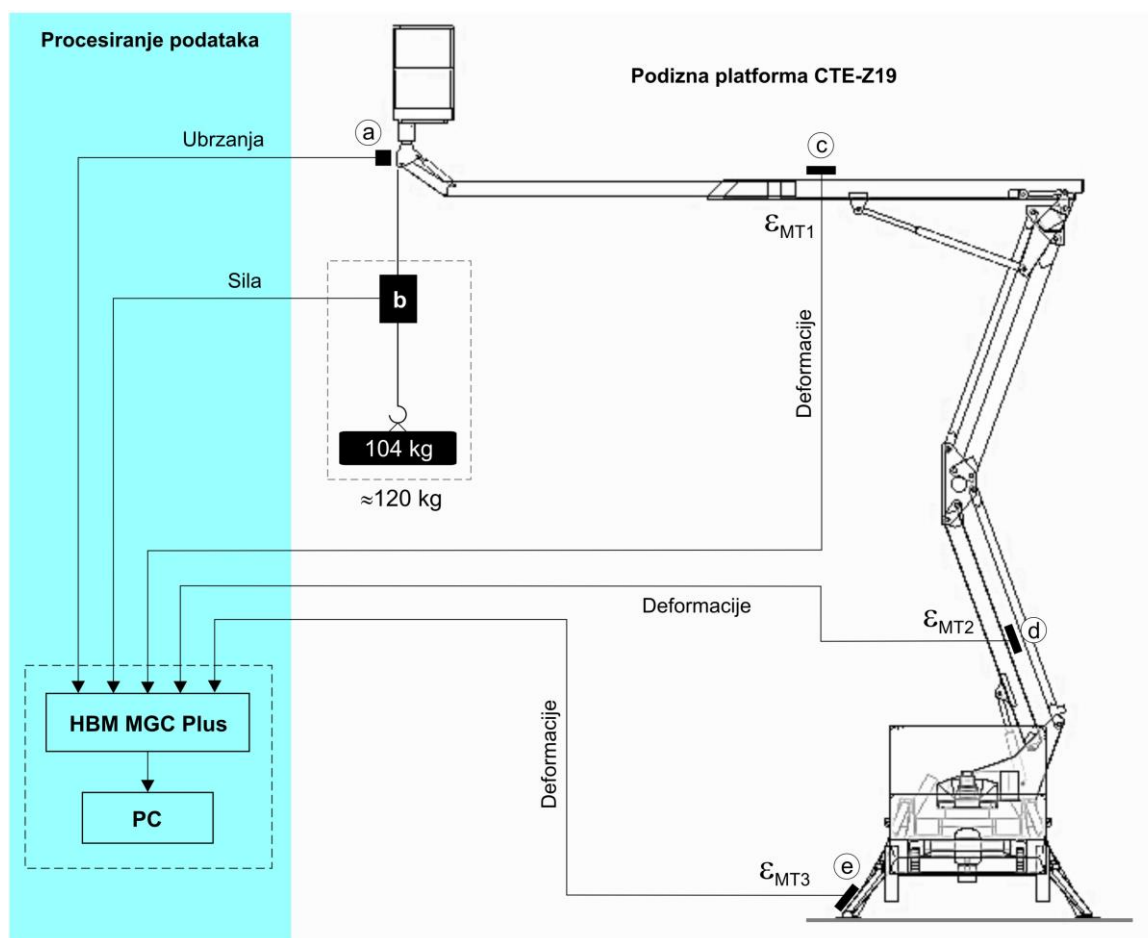


Slika 5.13 Dijagrami merenja prve grupe veličina, [82].

Slike 5.11 i 5.12 prikazuju originalne preuzete šeme eksperimentalne instalacije tj. vrstu, raspored i šemu veza merne opreme. Tako sl. 5.11 pokazuje šemu mernog sistema za prvu grupu, a sl. 5.12 za drugu grupu ispitivanja. Slika 5.13 pokazuje originalni zapis sa proizvoljno izabranog merenja br. 4 kojim je eksperimentalno ispitivan sistem za promenu dohvata. Na dijagramu se mogu, u odgovarajućim bojama uočiti: kriva momenta motora, kriva dohvata dizalice, kriva broja okretaja motora, kriva struje statora motora, kriva napona gornje lamele zatege, kriva napona korena stuba, kriva cirkularnih dilatacija vretena.

5.3. ISPITIVANJE MOBILNE PODIZNE RADNE PLATFORME

Osnovni razlozi za pojavu incidenata kod mobilnih podiznih platformi, prema [83], su: otkazi opreme, uslovi oslanjanja (stanje tla), upotreba stabilizatora (neispravni ili se ne koriste), zahvati unutar čvrstih objekata, udar drugog vozila ili tereta u platformu,



Slika 5.14 Eksperimentalno ispitivanje mobilne podizne radne platforme sa zglobno-teleskopskom višečlanom strelom (JKP Gorica – Niš, 2012); raspored merne opreme: a – senzor ubrzanja Philips PR9369/10, b – senzor sile HBM U2A/10t, c,d,e – merne (tenzometrijske) trake HBM LY 10/120Ω.

utovar/istovar u toku rada, i preopterećenje. Incidenti se potom manifestuju kao: urušavanje i prevrtanje strukture, pad radnika sa mašine, zaglavljivanje radne platforme. Stabilnost (dinamička) podiznih platformi se često narušava u ekstremnim i neregularnim režimima rada izazvanim spoljašnjim uticajima, [10], zatim lošom pripremom radnog položaja (položaj stabilizatora – *outrigger*, vrsta i nagib tla), rukovanjem (brzina podizanja i spuštanja, ljuljanje tereta), [42], [84], čak i zlonamernim dejstvom (rukovanje platformom u nedozvoljenom položaju). Pored ugrožene stabilnosti, često dolazi i do otkaza odgovornih elemenata strukture usled neregularnih režima, što ove transportne mašine čini rizičnom grupom, [85].

S toga je potrebno eksperimentalno istražiti određene pokazatelje ponašanja realne strukture u nekim ekstremnim situacijama. To su pokazatelji: najniža sopstvena frekvencija, pomeranja koja mogu ugroziti stabilnost, ubrzanja radne platforme, itd. Eksperimentalno ispitivanje je sprovedeno na izvedenom rešenju mobilne podizne platforme CTE-Z19 u preduzeću Gorica-Niš (septembar – novembar 2012). Osnovni podaci o podiznoj platformi CTE-Z19 su dati u tabeli 5.2, dok je na sl. 5.14 prikazan raspored merne opreme za eksperimentalno ispitivanje naponsko-deformacionog stanja, ubrzanja i sile.

Scenario ispitivanja podrazumeva: podizanje korpe platforme sa teretom, uravnoteženje položaja zglobno-teleskopske strele na zadatoj radnoj visini/dohvatu i odbacivanje tereta iz korpe platforme, a zatim i uzastopno snažno (zlonamerno) povlačenje korpe platforme uže tom od strane lica koje se nalazi na tlu. Upravljanje platformom je vršeno pomoću upravljačkih instrumenata sa tla, bez prisustva radnika u korpi platforme. Masa ispitnog tereta odgovara masi jednog radnika i pratećeg alata u korpi platforme (ispitni teret + merni davač \approx 120 kg). Ispitivanje je vršeno sa ponavljanjem zadatih scenarija na nekoliko različitih radnih visina i dohvata. Korišćena je merna oprema: pojačivač mernih signala HBM MGC Plus, senzor sile HBM U2A/10t, merne trake HBM LY 10/120 Ω , i senzor ubrzanja Philips PR9369/10.

Tabela 5.2: Mobilna podizna radna platforma CTE-Z19 – osnovni podaci

Proizvođač	Vrsta platforme	Godina proizvodnje	Najveća radna visina
CTE S.p.A., Italija	Zglobno-teleskopska	2008	19 m
Najveći radni dohvat 8 m	Nosivost 230 kg	Ugao rotacije 360°	Bruto težina 3400 kg
Dimenzije (sklopljeno) 6550×2200×2900H mm	Max. dop. brzina vetra 12.5 m/s	Tip osnovnog vozila Sprinter MB311	Snaga motora 80 kW (EU4)

5.3.1. Eksperimentalna identifikacija perioda oscilovanja i sopstvene frekvencije

Merenje deformacija je izvršeno pomoću mernih traka MT1 i MT2 postavljenih na trećem i prvom članku zglobne strele (pozicije „c“ i „d“, sl. 5.14), kao i merne trake MT3 na prednjem stabilizatoru (pozicija „e“, sl. 5.14). Merna mesta (položaji mernih traka) su



Slika 5.15 Ispitivanje podizne platforme: (a) merno mesto (merna traka) MT1 za merenje naponsko-deformacionog stanja trećeg članka zglobne strele, (b) merna traka MT2 na prvom članku zglobne strele, (c) merna traka MT3 na stabilizatoru, (d) senzori sile i ubrzanja u pripremi merenja, (e) ispitni teret i senzor sile u zauzimanju ispitnog položaja, (f) pogled na ispitni teret i davač sile (levo), i improvizovani pisac za kontrolu veličine ugiba (desno).

izabrana tako da bude izbegnuto merenje u blizini zona koncentrisanih napona, sl. 5.15. Jedno od početnih merenja (merenje br. 2) izvršeno je pri dohvatu korpe platforme od 6.7 m i visini do poda korpe od 4.1 m prema scenariju podizanja, mirovanja i prinudnog oscilovanja strukture do trenutka odbacivanja tereta (objekta) iz korpe. Ispadanje objekta je simulirano kidanjem užeta kojim je teret ukupne mase 120 kg bio ovešan o korpu platforme. Ovo merenje, sl. 5.16, je pokazalo najveće deformacije strukture trećeg članka strele od približno 175 $\mu\text{m/m}$. S obzirom da visina dizanja nije imala dominantan uticaj na vrednosti mikro-dilatacija, ovo merenje je iskorišćeno za identifikaciju eksperimentalnih vrednosti perioda oscilovanja i sopstvene kružne frekvencije. Korisno je izolovati vrednosti deformacija predstavljenih krivom MT1 sa sl. 5.16, i uveličati detalj oblasti smirivanja oscilacija nakon odbacivanja tereta, između 170-e i 180-e sekunde merenja, sl. 5.17. Tako, prvih 40 amplituda oscilovanja postaje dovoljno pregledno što olakšava identifikaciju vrednosti prvih 39 pojedinačnih perioda oscilovanja, sl. 5.17, a time i omogućuje utvrđivanje srednje vrednosti perioda oscilovanja T_{sr} , odnosno eksperimentalne vrednosti sopstvene kružne frekvencije strukture ω_{ex} (nakon rasterećenja – odbacivanja tereta):

$$T_{sr} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n=39} T_i = 0.6974 \text{ s}; \quad \omega_{ex} = \frac{1}{T_{sr}} = 1.4338 \text{ s}^{-1} \quad (5.9)$$

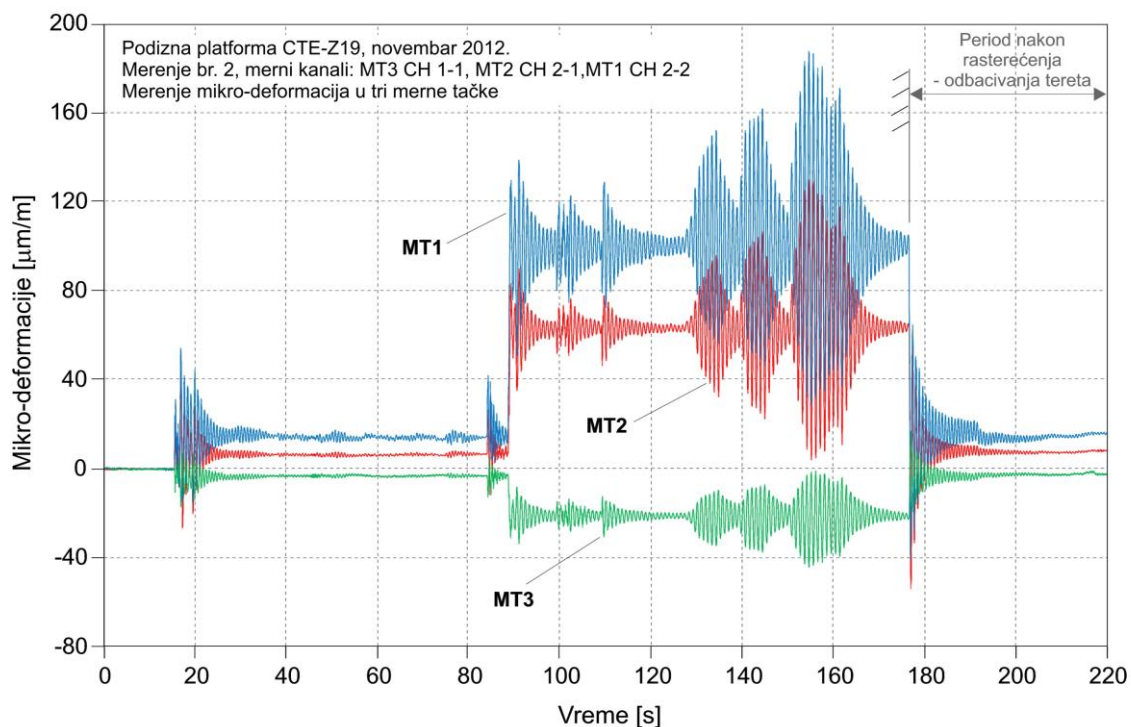
5.3.2. Eksperimentalno utvrđivanje dinamičkog koeficijenta sile

Izmereni ugibi nisu veliki pa se može zaključiti da slični incidentni slučajevi odbacivanja objekta (tereta) iz korpe platforme neće ugroziti stabilnost čitave autodizalice ali mogu biti fatalni za radnika u korpi ukoliko on predstavlja taj objekat u incidentu.

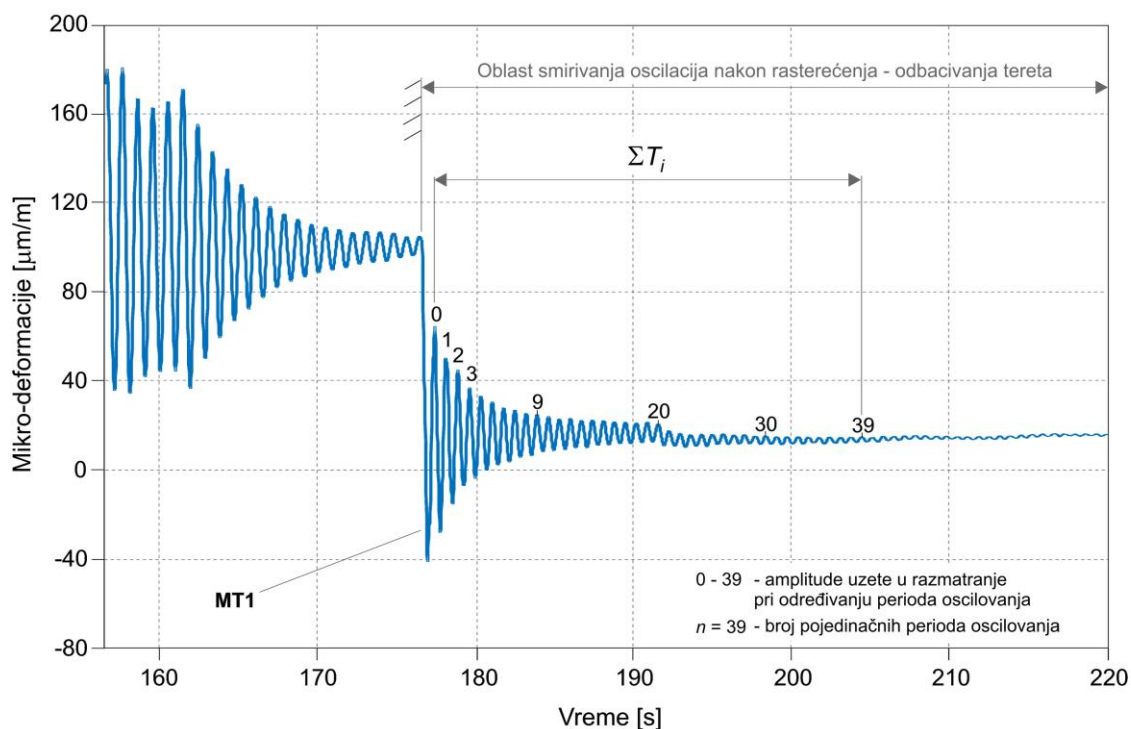
Interesantno je da se zlonamernim dejstvom ljudi mogu prouzrokovati multiplicirani efekti i znatno veći ugibi strukture. Takva dejstva vode ka prevrtanju. U ovom slučaju, ručnim povlačenjem korpe platforme užetom sa tla silom jednog čoveka izazvano je prinudno oscilovanje strukture, sl. 5.18. Na užetu, iznad tereta, nalazi se senzor sile („b“, sl. 5.14) kojim je izmerena maksimalna dinamička sila u užetu F_{dyn}^{\max} , kao i statička sila u ravnotežnom položaju F_{st} pre početka prinude. Tokom ispitivanja, do postizanja maksimalne ručne sile, zabeležen je porast dinamičkog koeficijenta sile K_F , kao i njegova najveća vrednost:

$$K_F = \frac{F_{dyn}^{\max}}{F_{st}} \cong 1.7 \quad (5.10)$$

Deformacije trećeg članka strele (MT1, sl. 5.19) su najizraženije u strukturi pri uzastopnom snažnom povlačenju užeta. Tada veličina mikro-deformacija ε_{MT1} iznosi i do 200 $\mu\text{m/m}$. Na

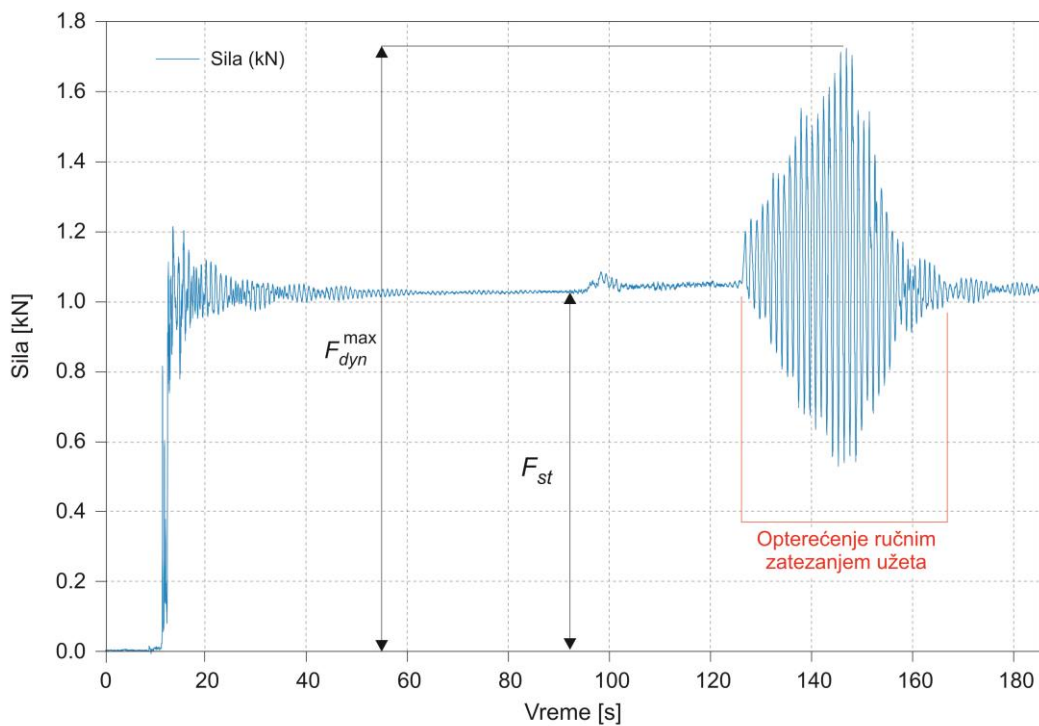


Slika 5.16 Merenje deformacija na: trećem članku strele (MT1), prvom članku strele (MT2), prednjem stabilizatoru (MT3); ukupni ispitni teret 120 kg (ispitni teret 104 kg + davač sile + prateća oprema koja sadrži uže i noseće elemente davača sile), dohvata 6.7 m, visina dizanja 4.1 m.

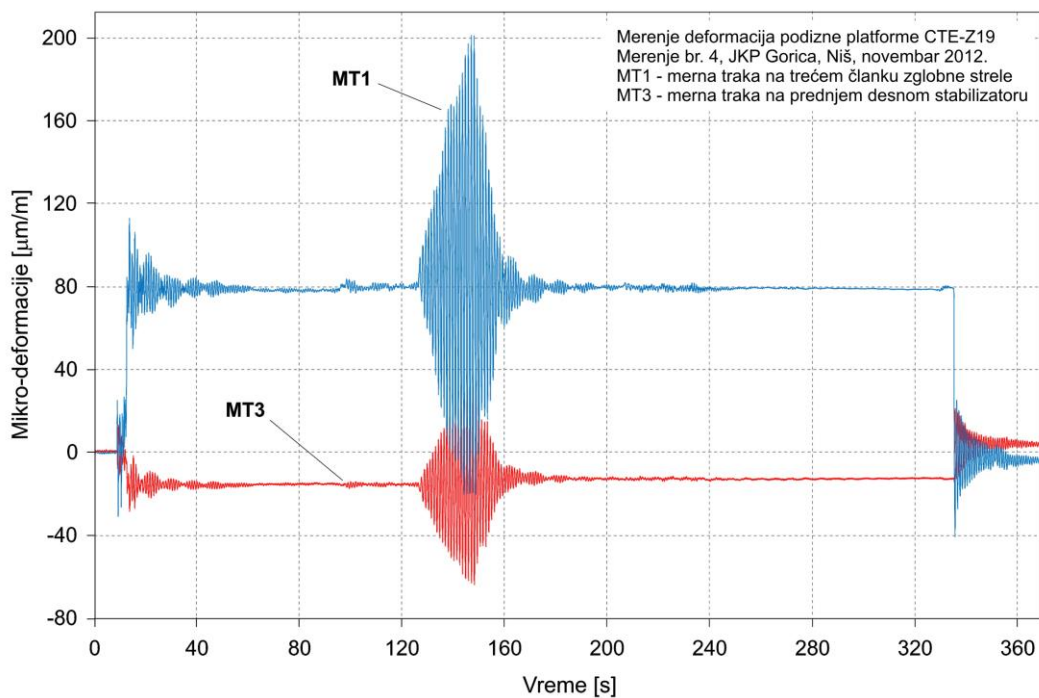


Slika 5.17 Identifikacija pojedinačnih perioda oscilovanja T_i u cilju utvrđivanja srednje eksperimentalne vrednosti T_{sr} .

sl. 5.19 su prikazane ove najveće deformacije trećeg članka strele izmerene mernom trakom MT1 i deformacije prednjeg stabilizatora (traka MT3) kako bi se istovremeno mogle uočiti razlike deformacija usled zatezanja strele i pritiska u zoni oslanjanja papuče stabilizatora na tlo.



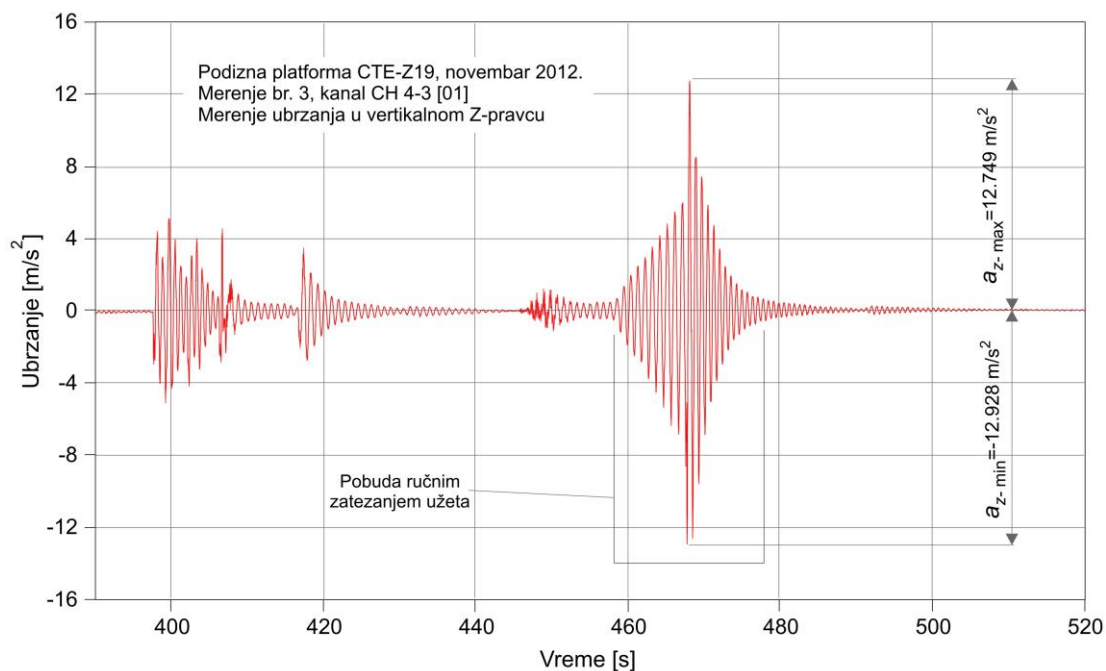
Slika 5.18 Merenje sile u užetu, o kojem je ovešan probni teret, usled prinudnog dejstva izazvanog ručnim povlačenjem korpe platforme užetom sa tla.



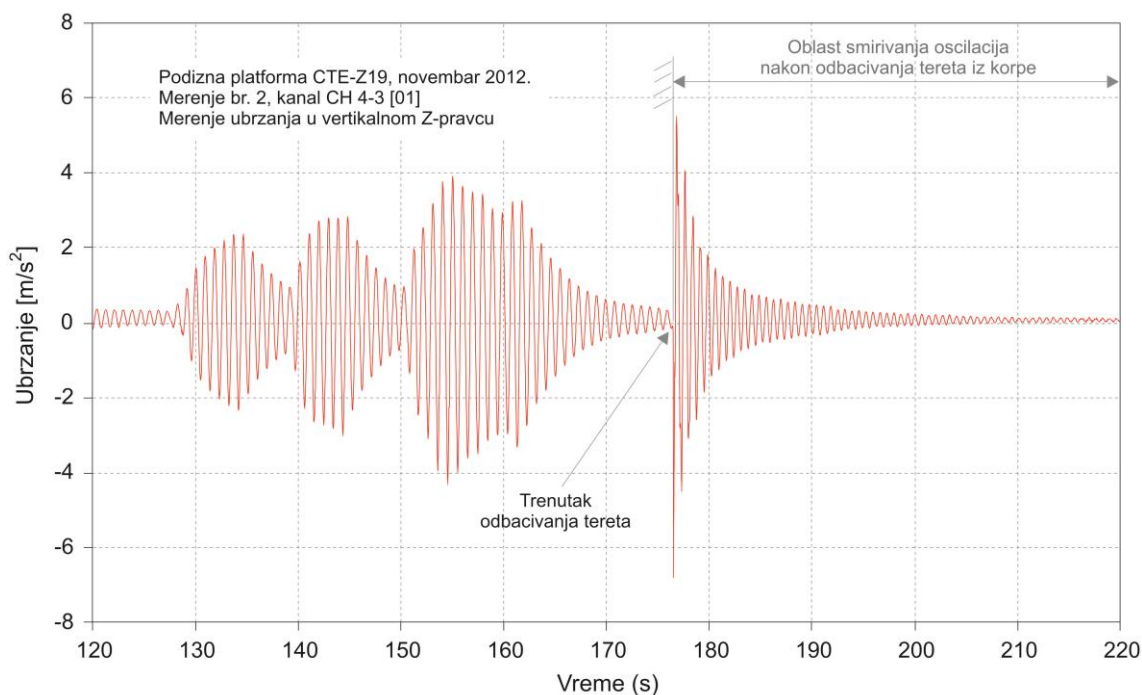
Slika 5.19 Mikro-deformacije izabranih elemenata strukture autodizalice; teret 120 kg, dohvat 7 m, visina dizanja 12 m.

5.3.3. Uticaj zlonamernog dejstva na promenu ubrzanja

Detalj na sl. 5.20 pokazuje najveća izmerena ubrzanja držača korpe platforme (pozicija „a“, sl. 5.14) pri dejstvu zlonamernog povlačenja korpe užetom od strane jednog čoveka sa tla, koja iznose približno $\pm 1.3g$ (u oba smera vertikalnog z -pravca), gde je $g=9.81 \text{ m/s}^2$



Slika 5.20 Ubrzanja držača korpe podizne platforme pri ručnom povlačenju užetom sa tla; teret 120 kg, visina dizanja 5.2 m, dohvat 6.7 m.



Slika 5.21 Ubrzanja držača korpe podizne platforme pre i posle odbacivanja (pada) tereta mase 120 kg; visina dizanja 4.1 m, dohvat 6.7 m.

ubrzanje zemljine teže. Reč je o značajnim ubrzanjima. Na slici nisu prikazana izmerena ubrzanja u x (uzdužnom) i y pravcu jer bi došlo do preklapanja krivih što bi ugrozilo preglednost dijagrama. Pri tom, ubrzanja u x i y pravcu su znatno manja nego ona u vertikalnom pravcu data na slici. Sasvim drugačija slika ubrzanja dobija se u situacijama odbacivanja tereta bez uticaja prinudne sile ručne pobude. Tada najveća ubrzanja u posmatranom (i dominantnom) z -pravcu iznose približno $\pm 0.6g$, sl. 5.21, što je dvostruko manje od vrednosti najvećih ubrzanja u prethodnom slučaju analize sa sl. 5.20.

5.4. ISPITIVANJE MOSNE DIZALICE

Eksperimentalna istraživanja mosne dizalice su prvenstveno vršena zbog utvrđivanja uticaja neregularnih dejstava na ekstremne dinamičke pojave – incidente sa dizalicama. Takva neregularna dejstva u praksi mogu biti slučajna ili zlonamerna, i to su najčešće: ljuljanje tereta, naglo ispuštanje (oslobađanje) tereta, naletanje teretom na prepreku i blokada (zaglavljivanje) tereta pri manipulaciji. U okviru eksperimenata, izvršena su merenja deformacija i ubrzanja mosta dizalice na sredini raspona pri prinudnom dejstvu sinhronog vertikalnog opterećenja izazvanog aktivnom živom silom promenljivog intenziteta i drugim dejstvima. Ispitivanje vibro-karakteristika je vršeno na izvedenom rešenju mosne dizalice MIN-D800 koja se koristi za podršku procesa prerade industrijskog otpada u kompaniji YUGO-IMPEX Niš. Eksperimentalna ispitivanja su izvršena u dva navrata i to u periodu maj 2014 – maj 2015. Ilustracije oba ova merenja prikazane su na sl. 5.22. Izabrana mosna dizalica sa sl. 5.22, ukupne mase 17.8 t, odlikuje se malom nosivošću od 5 t, većim rasponom mosta (30 m) i elastičnim nosačima srednje krutosti sa količnikom raspona i statičkog ugiba od 3000/7.07 cm/cm.

5.4.1. Istraživanje uticaja zlonamernog dejstva na noseću strukturu

Pobuda (maliciozno dejstvo) je izvedena od strane grupe od petoro ljudi ukupne sopstvene mase od 350 kg sinhronim poskakivanjem na jednom od dva kutijasta nosača mosta dizalice. Ljuljanjem mosta su izazvane vidljive amplitude vibracija pri srednjem naporu (snazi) poskakivanja ljudi. Izdvojene su rizične frekvencije malicioznih dejstava (pobuda). Izmereno je ubrzanje sredine nosača od 16.2 m/s^2 kao i najveći uzdužni napon izazvan samo tim dejstvom u sredini raspona nosača (na gornjoj lameli kutijastog poprečnog preseka) od -3.65 kN/cm^2 , sl. 5.23. Dozvoljeni napon noseće konstrukcije dizalice za prvi slučaj opterećenja i osnovni konstrukcioni čelik je 16 kN/cm^2 .

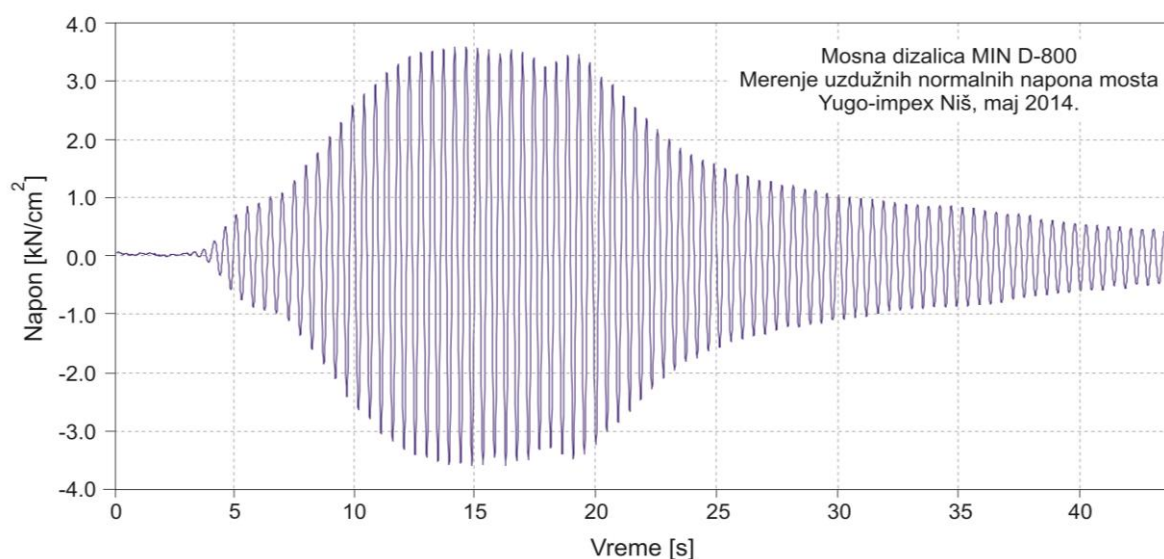


Slika 5.22 Ispitivanje mosne dizalice MIN-D800: (a) postavka dizalice u okruženju, (b) senzori puta oscilovanja, (c) dizalična staza, (d) merne trake na glavnom nosaču, (e) deo mernog sistem na samom mostu, (f) deo sistema za merenje puta.

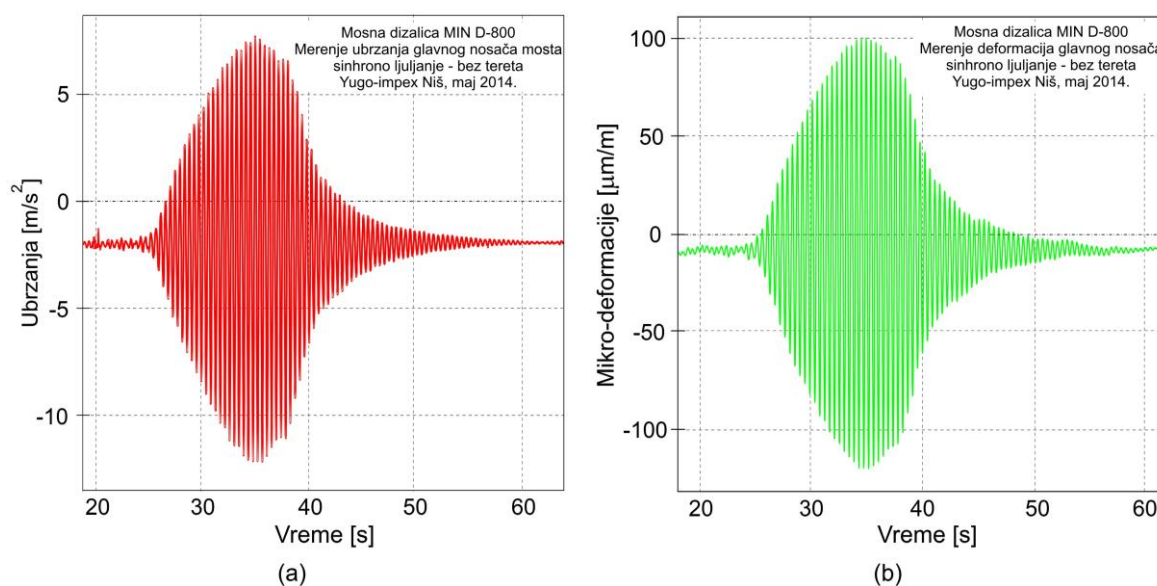
Eksperimentalno identifikovana dinamička osetljivost dizalice D-800 okarakterisana je izraženim amplitudama oscilovanja. Verifikacija rezultata eksperimenta tj. dinamičkog

ponašanja izvršena je još jednim testiranjem strukture i to bez ispitnog tereta a sa sinhronim dejstvom petoro ljudi, čime su dobijena ubrzanja, sl. 5.24(a), i deformacije strukture sl. 5.24(b).

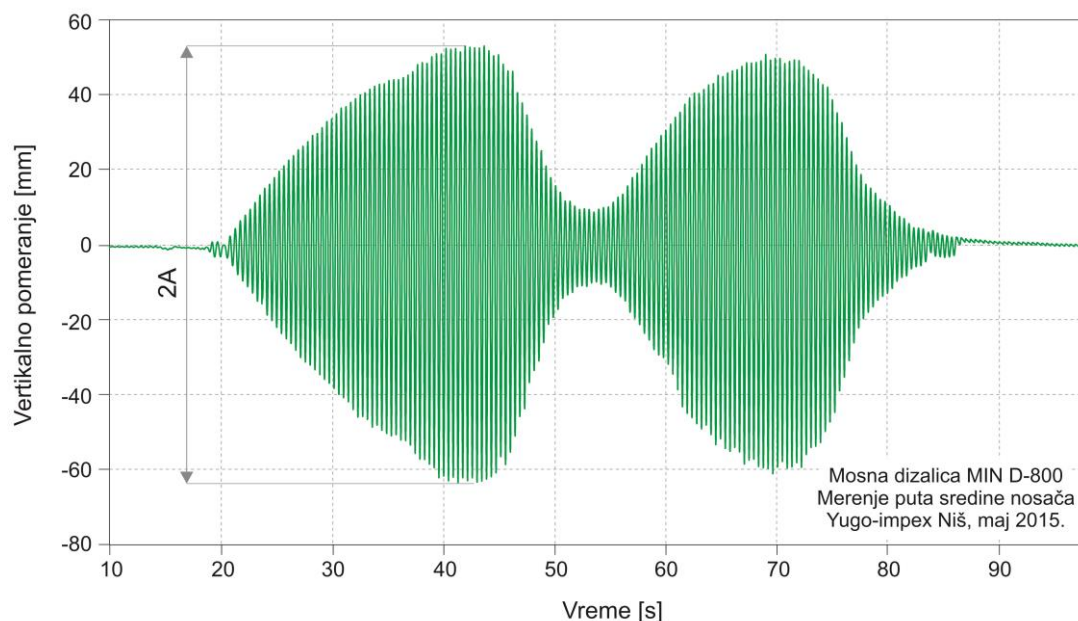
Sledećim eksperimentom – novim zlonamernim dejstvom, izazvanim sinhronim poskakivanjem dveju osoba na sredini raspona glavnog nosača, izvršena je identifikacija najvećih vertikalnih pomeranja (ugiba) sredine nosača kutijastog poprečnog preseka. Obzirom da su istraživana pomeranja, to su korišćeni senzori puta HBM W200 i HBM WA100. Akvizicija podataka je izvršena osmokanalnim kompaktnim mernim pojačivačem HBM Quantum. Intenzitet sinhronog opterećenja ljuljanja je iznosio $2.5W_T$ (W_T – ukupna



Slika 5.23 Naponi na gornjoj lameli nosača kutijastog poprečnog preseka dobijeni sinhronom pobudom poskakivanjem grupe ljudi mase 350 kg.



Slika 5.24 Izmerene veličine bez uticaja radnog tereta: (a) ubrzanja u vertikalnom z-pravcu, (b) mikro-deformacije jednog od dva glavna mosna nosača na sredini raspona mosta.

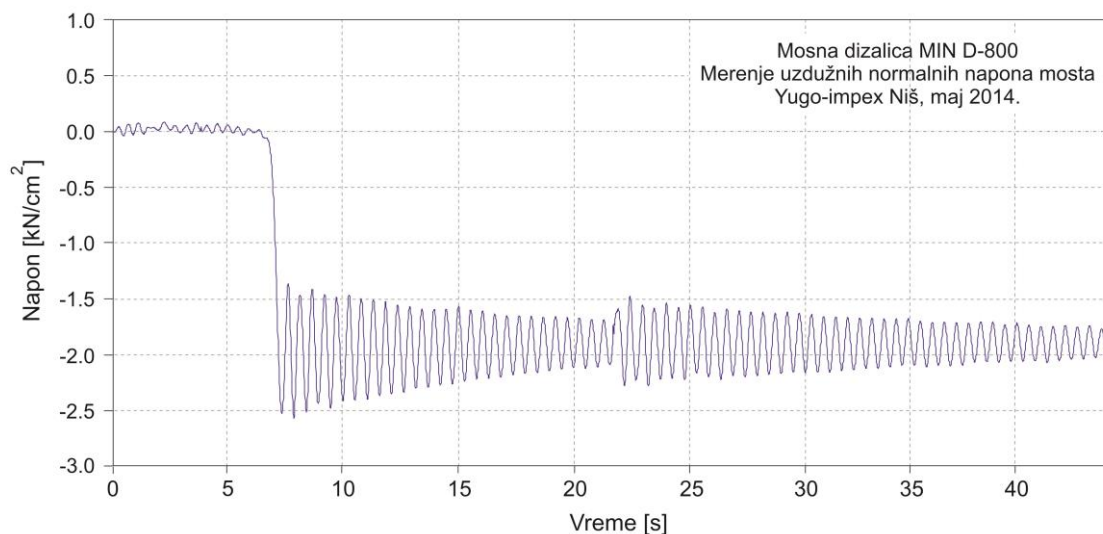


Slika 5.25 Merenje puta – vertikalnih deformacija na sredini glavnog nosača mosta pri sinhronom ljujanju dva čoveka; deformacije izmerene senzorom puta HBM W200; max dvostruka amplituda iznosi $2A=118$ mm.

težina dveju osoba) u taktu najniže sopstvene frekvencije ljudi. Pobudom je izazvan odgovor strukture mosnog nosača u formi deformacija, sl. 5.25. Najveće eksperimentalno dobijeno pomeranje u vertikalnom pravcu iznosi $2A=118$ mm, sl. 5.25, [80].

5.4.2. Efekti grubog podizanja tereta sa tla na ponašanje strukture

U ovom merenju, posmatrane su oscilacije eksperimentalno izazvane grubim podizanjem probnog tereta mase 4t sa tla. Ovom pobudom su dobijene veličine ubrzanja sredine nosača od

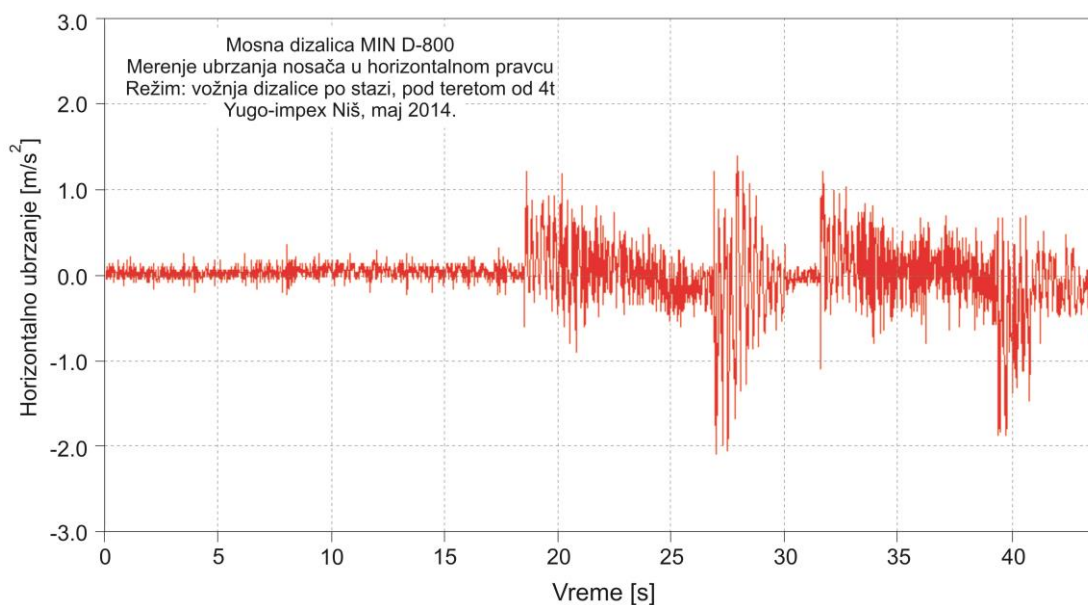


Slika 5.26 Naponi usled grubog podizanja tereta mase 4 t.

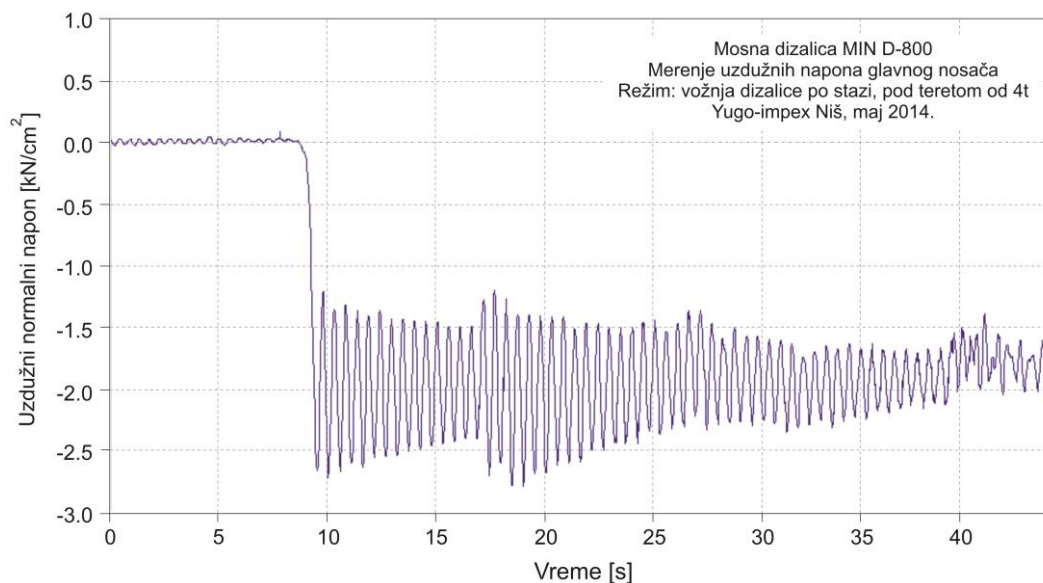
10.6 m/s² i dinamički rast napona na maksimalno -2.65 kN/cm^2 . Srednji uzdužni napon oko koga su nastala oscilovanja je -2.0 kN/cm^2 . Analizom podataka sa dijagrama dobija se srednja vrednost perioda oscilovanja (njihanja) glavnog nosača (zajedno sa teretom mase 4 t) od 0.525 s, sl. 5.26.

5.4.3. Ispitivanje ponašanja izazvanog vožnjom dizalice duž dizalične staze pod teretom

Sledeći eksperiment je izvršen pobudom dizalice vožnjom uzduž staze brzinom od 32 m/min. Teret mase 4 t je, tokom trajanja eksperimenta, bio odignut iznad tla. Izmereno je maksimalno horizontalno ubrzanje nosača od 2 m/s^2 usled neravnomernog otpora kretanja, sl. 5.27. Pri tom, izazvan je najveći priraštaj napona od 2.80 kN/cm^2 , nešto veći od napona pri podizanju tereta, sl. 5.28. Veći priraštaj napona u vožnji od napona pri podizanju tereta je neočekivan, i posledica je loše staze po kojoj se dizalica kreće. Staza je na visini od 8 m, a raspon između stubova je 10 m. Analizom ovih ispitivanja zaključuje se da je njihanje nosača dizalice (prvo ispitivanje) dalo značajne amplitude dinamičkih proba kako u pogledu ubrzanja tako i u pogledu rasta napona. Priraštaj napona, pri tom slučajnom neregularnom dejstvu, sl. 5.23, iznosi 25% ukupnog dozvoljenog složenog (uporednog) napona. Vrednost ovog napona se sigurno može povećati namerom da se ošteti struktura, npr. akcijom više jačih ljudi sa većom masom. Pri tome, ljudi i ne moraju biti na nosaču već na tlu. Ovakve i slične namere se mogu okarakterisati kao zlonamerna dejstva, i registrovane su u statističkim istraživanjima incidenata sa dizalicama u svetu, [1], [2]. U cilju sprovođenja sigurnosnih mera protiv ovakvih neželjenih dejstava elektronska oprema može poslužiti za aktiviranje alarma opasnosti.



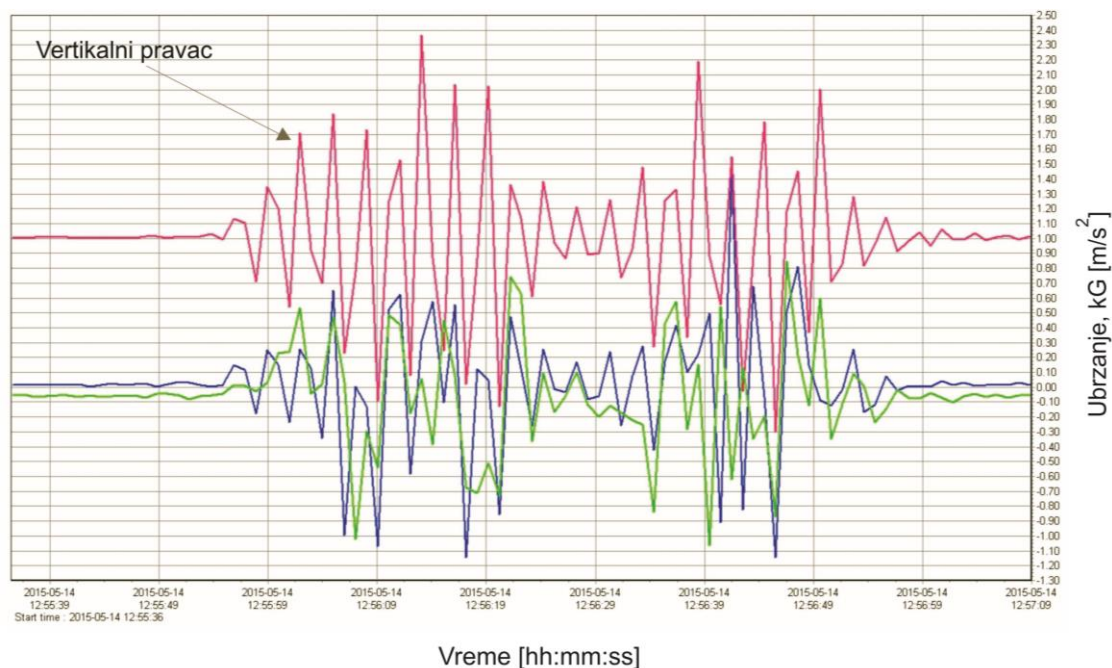
Slika 5.27 Merenje horizontalnog ubrzanja glavnog nosača pri kretanju mosta dizalice duž staze, sa prethodno podignutim teretom mase 4 t.



Slika 5.28 Merenje normalnih napona gornjeg pojasa nosača pri kretanju mosta duž staze, sa prethodno podignutim teretom mase 4 t.

5.4.4. Identifikacija ubrzanja nosača usled sinhronog ljuľjanja

U eksperimentu su korišćeni senzori ubrzanja proizvođača Bruel&Kjaer i Data Logger MSR165 proizvođača MSR Electronics GmbH. Kako magnet jednog od senzora – senzora ubrzanja Bruel&Kjaer nije uspeo da obezbedi vezu sa ispitivanom strukturom (iz razloga veoma brutalne pobude živom silom na glavnom nosaču dizalice), ubrzanja mosta dizalice su



Slika 5.29 Merenje ubrzanja br. 7 (Yugo-Impex Niš, maj 2015.), merni instrument Data Logger MSR165, vreme zapisa datoteke 12:57:09; režim ispitivanja: ljuľjanje mosta od strane dveju osoba, intenzitet $2.5W_T$ – kratkotrajan.

paralelno izmerena Data Logger-om MSR165, sl. 5.29. Reč je o specijalnom uređaju za dugotrajno i *on-line* merenje šok udara i pripadajućih ubrzanja do frekvencije 1600 Hz. Merenje je obavljeno u tri koordinatna pravca, a meren je i napon autonomne baterije uređaja. Kod visokih vrednosti ubrzanja pamte se prethodne 32 vrednosti i narednih 100 vrednosti ubrzanja iz kojih se izvodi pouzdana merna vrednost ekstrema. Uređaj ima mogućnost podešavanja praga zapisa merne veličine pomoću koeficijenta³² k . Max. vrednost ubrzanja je $\pm 15G$ (m/s^2). Uređaj koristi SD memorijsku karticu koja nosi zapis svih datoteka merenja. Ubrzanja u vertikalnom pravcu imaju najveće vrednosti, sl. 5.29.

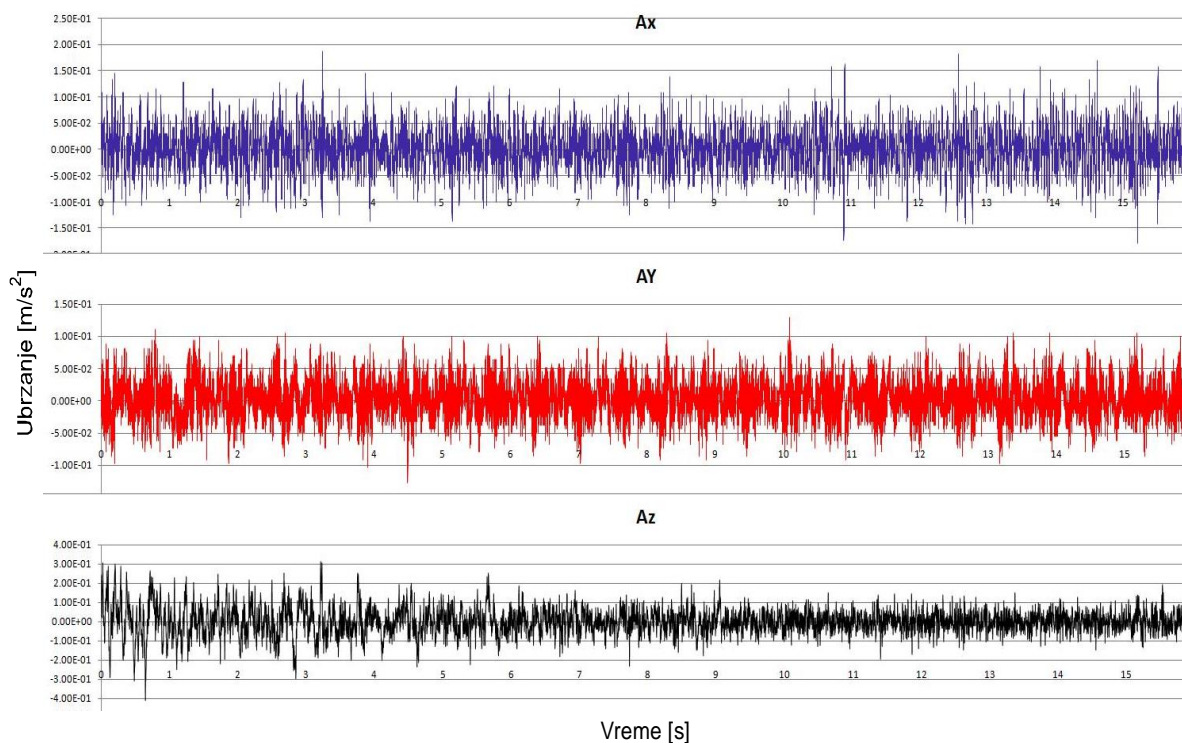
5.5. ISPITIVANJE RUDARSKE TRANSPORTNE MAŠINE – ODLAGAČA

Gabaritne dimenzije odlagača transportnog sistema RTB Bor su $55\text{ m} \times 16\text{ m} \times 5.4\text{ m}$, a obrtna masa 175 t. Realnost ispitivanih sopstvenih vrednosti proveravana je eksperimentalno, merenjem ubrzanja karakterističnih tačaka strukture, [67]. U osnovi vertikalnog stuba (pilona) na streli izmerena su tri komponentna ubrzanja sa pobudom izazvanom pogonskim motorom trakastog transportera. Kao davač je korišćen trokomponentni piezo senzor MEMS ADXL-312 sa integrisanim pojačivačem Analog Device AD-320 i SD memorijom od 4 GB. Zapis merenja u binarnom formatu obrađen je softverom HBM CatMAN.

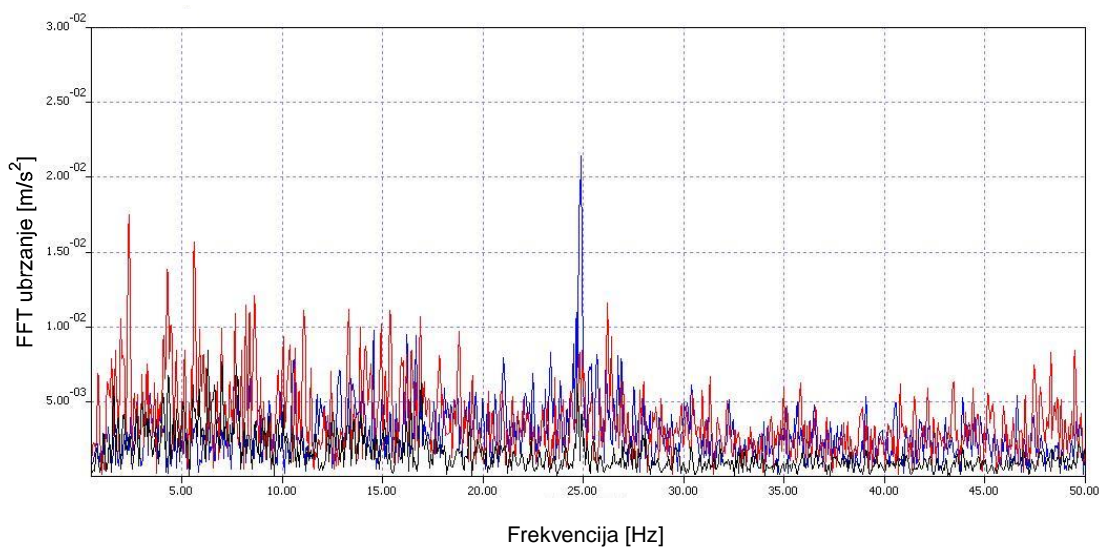
Na bazi izmerenih ubrzanja u vremenskom domenu, FFT transformacijom izdvojena su ubrzanja u frekventnom domenu. Time su utvrđene sve dominantne frekvencije – prinudne i sopstvene. Slika 5.30 pokazuje eksperimentalni zapis ubrzanja osnove pilona u tri komponentna pravca. Dijagram crvene boje (A_y) predstavlja ubrzanja u vertikalnom pravcu, dijagram plave boje (A_x) ubrzanja u bočnom pravcu strele, dok dijagram crne boje (A_z) pokazuje ubrzanja u uzdužnom pravcu strele. Komponentna ubrzanja dostižu vrednost i do 0.2 m/s^2 .

Slika 5.31 pokazuje FFT transformaciju u frekventnom domenu gde opseg 0÷20 Hz ukazuje na dominantno nagomilavanje sopstvenih frekvencija. Sa dijagrama 5.31 se mogu očitati 125 pikova u sva tri pravca, što odgovara obimu numerički izdvojenih rešenja. Pogonska pobuda motora se ističe na $\approx 25\text{ Hz}$ (plava kriva, sl. 5.31). Na pilonu je izmerno maksimalno ubrzanje u vremenskom domenu od $0,15\text{ m/s}^2$, sl. 5.30, dok je to ubrzanje u frekventnom domenu $0,02\text{ m/s}^2$, sl. 5.31. Izmerena brzina iznosi 2 mm/s u vremenskom i 1.3 mm/s u frekventnom domenu.

³² Koeficijent k multiplicira vrednost ubrzanja zemljine teže g i to kao: $\pm k \cdot G$



Slika 5.30 Eksperimentalno izmerena ubrzanja u tri komponentna pravca x , y , z , [67].



Izvor: Maneski T., Pamelić M., Bučan M., Ilić V., "Produženje strele odlagača transportnog sistema RTB Bor na kopu Veliki Krivelj sa 30 m na 45 m", II simpozijum sa međunarodnim učesćem „Rudarstvo 2011“.

Slika 5.31 Izmereni FFT signali u pravcima x , y , z u funkciji frekvencija.

6. VERIFIKACIJA RAZVIJENIH NUMERIČKIH MODELA ISTRAŽIVANJA EKSPERIMENTOM

Dobijanje kvalitetnih analitičkih rešenja velikih struktura je složen zadatak koji se najčešće ne može realizovati u prvom koraku, imajući u vidu zahteve širokog obima poznavanja tehničkih karakteristika ugrađenih strukturnih delova. Dovođenje modela u status matematički reprezentativnog, zahteva poklapanje izmerenih statičkih i dinamičkih parametara. U slučaju većeg broja mernih parametara (naponi, sile, pomeranja, period i amplitude oscilovanja) postoji samo jedno rešenje – jedan mehanički model koji zaista odgovara ponašanju realne fizičke strukture. Zbog toga, što je više izmerenih parametara, teže je doći do kvalitetnog dinamičkog modela strukture. Ipak, to je siguran put neophodnih modifikacija modela kojima se kvalitetnije opisuje struktura. Prema tome, verifikacija modela je uspešna tek kada jedna struktura istovremeno zadovolji sve statičke i dinamičke probe (amplitude, translacije), frekvencije i konstruktivni model dizajnera. To se može postići vrlo strogom kontrolom svih etapa modeliranja.

Zapažamo da se softverska realizacija određivanja sopstvenih vrednosti struktura odvija prema jednačini (4.30) u odeljku 4.2.4 koja pokazuje da se tretiraju modeli bez prigušenja. U tom smislu pojavljuje se razlika između eksperimenata i numeričkih modela u pogledu kružnih frekvencija. Kružne frekvencije kod numeričkih modela bez prigušenja su nešto sasvim malo veće od eksperimentalnih. U pojedinim analizama koje su iznete u glavi 6 vide se tačno kolike su te pojedinačne razlike za različite modele (tabela 6.1 – za toranjku dizalicu, tabela 6.3 – za mobilnu podiznu platformu, tabela 6.4 – za mosnu dizalicu). U modelima su raspoložive dve metode analize. To su metoda realnih rešenja³³ i metoda

³³ Real Solution Methods (eng.)

kompleksnih rešenja³⁴. U ovim analizama uglavnom je korišćena *Lanczos*-ova metoda, mada se mogu koristiti i *Givens*-ova, *Power*-ova, *Householder*-ova i *Strurm*-ova metoda iz grupe metoda realnih rešenja. *Lanczos*-ova metoda je pogodna za rešavanje sopstvenih vrednosti sa velikim matričnim oblicima³⁵, [86].

6.1. VERIFIKACIJA MODELA TORANJSKE DIZALICE

Verifikacija razvijenog dinamičkog modela toranjske dizalice POTAIN-744E je vršena eksperimentalnim proverama nekoliko karakterističnih parametara. Karakteristike dizalice su date u poglavlju 5.1, a karakteristike FEM modela u odeljku 4.3.1. Probe izvedene strukture su vršene bez tereta i sa teretom na različitim dohvatima. Za verifikaciju su posmatrani sledeći parametri: translacija, period oscilovanja, strukturno prigušenje i najniža sopstvena kružna frekvencija.

Uspešnost modeliranja je ocenjena relativnim odstupanjem (greškom) translacije modela ε_{MOD} i relativnom greškom perioda njihanja ε_T . Relativno odstupanje numeričkog modela je izračunato u odnosu na eksperimentalne vrednosti. Rezultati dobijeni teorijskim modeliranjem dinamičkog modela odnose se na slobodne neprigušene vibracije i one suštinski odstupaju od izmerenih vibracija koje su prigušene.

Korelacija perioda oscilovanja prigušenog T_A i neprigušenog modela T_0 , se može uspostaviti korišćenjem jednomasenog oscilatora sa eksperimentalno određenim logaritamskim dekrementom prigušenja D , prema [64] i (6.1). Za karakterističnu osnovnu periodu neprigušenog oscilovanja u vertikalnoj ravni $T_2=2.1054$ s (mod-2), numerički određenu pri dohvatuz dizalice od $L=20.88$ m bez tereta, odgovarajuća približna vrednost perioda prigušenog oscilovanja iznosi:

$$T_{A,L=20.88} = T_0 \sqrt{1 + \frac{D^2}{\pi^2}} = 2.1054 \sqrt{1 + \left(\frac{0.098605}{\pi}\right)^2} = 2.10865 \text{ Hz} \quad (6.1)$$

Upoređujući ovako izračunato relativno odstupanje osnovnog perioda oscilovanja teorijskog modela dizalice sa eksperimentalno određenim periodom $T_{\text{EXP},L=20.88}=2,140$ s dobija se relativno odstupanje $\varepsilon=-1,4865$ %.

³⁴ Complex Solution Methods (eng.)

³⁵ n×n matrice

Na isti način je kontrolisan teorijski dinamički model za dohvata strele od 45 m, pa je približna vrednost perioda prigušenog oscilovanja, polazeći od numeričke vrednosti perioda neprigušenog oscilovanja $T_0=2.1435$ s (mod-2), data relacijom:

$$T_{A,L=45} = T_0 \sqrt{1 + \frac{D^2}{\pi^2}} = 2.1435 \sqrt{1 + \left(\frac{0.098605}{\pi}\right)^2} = 2.14681 \text{ Hz} \quad (6.2)$$

Relativno odstupanje osnovnog perioda oscilovanja teorijskog modela iz (6.2), kod koga se kolica promene dohvata nalaze na maksimalnom dohvatu strele, od eksperimentalno određenog perioda $T_{\text{EXP},L=45}=2.165$ s iznosi $\varepsilon=-0.8473$ %.

Rezultati eksperimentalne verifikacije **vertikalnog pomeranja i perioda oscilovanja** dinamičkog modela strukture toranjske dizalice Potain-744E prikazani su u tabeli 6.1, [26].

Sledeći parametar za verifikaciju modela toranjske dizalice je **koeficijent prigušenja**. Eksperimentalno određivanje koeficijenta prigušenja δ objašnjeno je u odeljku 5.1.1 gde je donešen zaključak o nelinearnosti koeficijenta prigušenja kod složenih okvirnih struktura. To znači da usvajanjem konstantne vrednosti koeficijenta ukupnog strukturnog prigušenja G u numeričkim analizama analitičari prave izvesnu grešku modeliranja strukturnog prigušenja.

U konkretnom primeru, linearnom aproksimacijom eksperimentalno dobijenih (izmerenih) vrednosti koeficijenta δ , uzimajući u obzir zavisnost $G=f(\delta)$, dobijena je srednja eksperimentalna vrednost koeficijenta ukupnog strukturnog prigušenja $G_{\text{exp}}=0.05$. Za potrebe verifikacije dinamičkog modela numerički su traženi i drugi tranzijentni odgovori strukture. Posmatrano je ponašanje numeričkog modela dizalice pod dejstvom istog opterećenja, odnosno pod istim uslovima rasterećenja ali pri različitim vrednostima strukturnog prigušenja sistema. Vrednosti koeficijenta G , u numeričkim simulacijama, odgovarale su vrednostima koeficijenta δ koji se u merenjima kretao u rasponu $\delta=0.01 \div 0.108$. Karakter odnosa G i δ zavisi od pojedinačnih konstruktivnih rešenja elemenata strukture i njihovih međusobnih veza. Unutrašnje gubitke (matematičke zavisnosti) u koeficijentu strukturnog prigušenja G nije moguće istražiti na nivou ovako složenog sistema dizalice već je samo eksperimentalno utvrđivano ukupno prisustvo svih unutrašnjih uticaja prema bilansu:

$$[K_T] = (1 + i \cdot G) \cdot [K] + i \cdot \sum G_E [K_E] \quad (6.3)$$

u kome su: $[K_T]$ – kompleksna matrica krutosti sistema, $[K]$ - globalna matrica krutosti, $[K_E]$ – matrica krutosti elemenata, G_E – koeficijent strukturnog prigušenja elemenata.

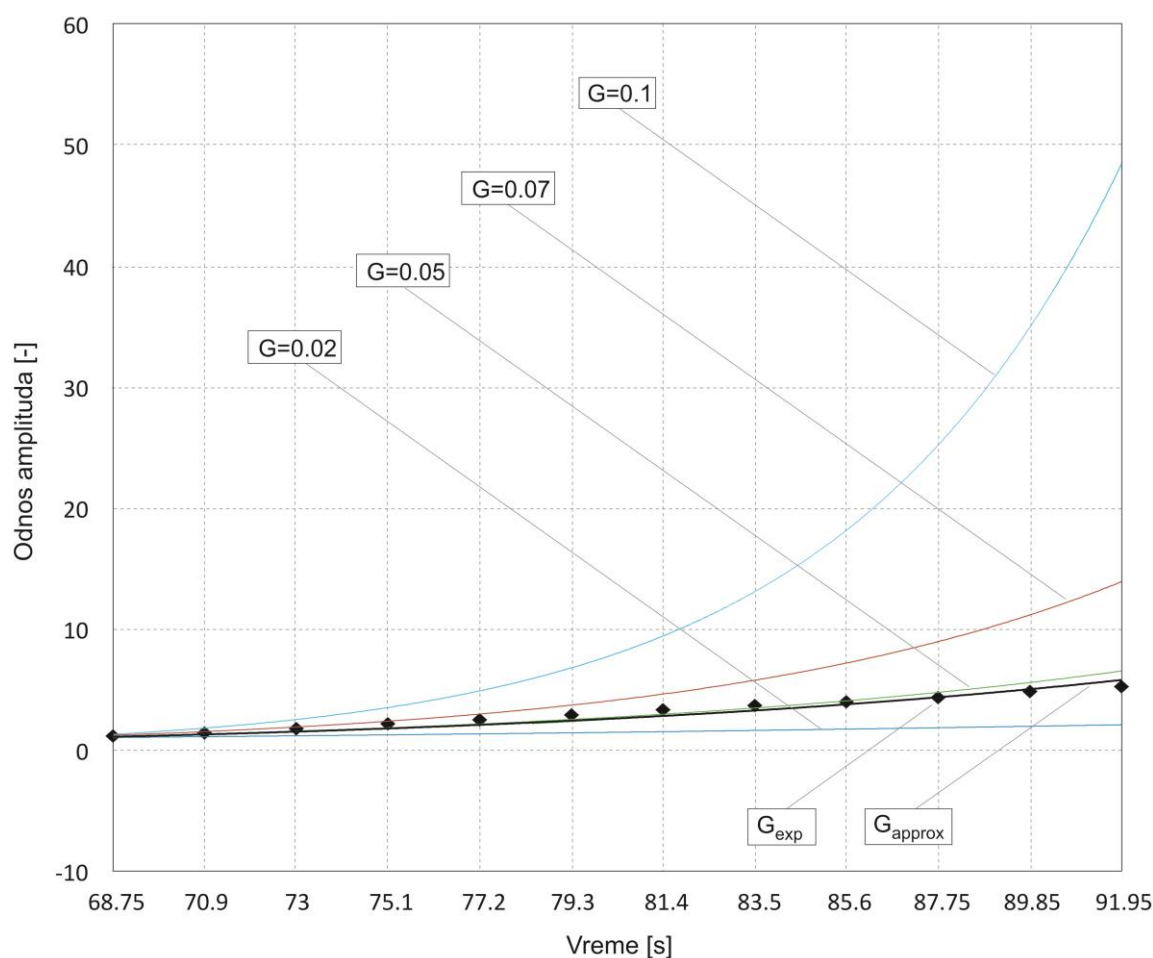
Tabela 6.1: Teorijski i eksperimentalni rezultati ispitivanja TD Potain-744E, [26]

	Istraživačka situacija: ispitni teret Q [t], pozicija tereta L [m]	Posmatrana tačka na strelji: čvor N-1259, dohvat $L=20.88$ m	Posmatrana tačka na strelji: čvor N-1403, dohvat $L=45$ m
		Statički rezultati: vertikalno pomeranje δ_z [m]	
Numeričko rešenje (FEM): vertikalno pomeranje posmatrane tačke (čvora) na strelji δ_{z0} [m]	0 t 45 m	×	Linearno: +0.22989 Nelinearno: +0.23214
	0 t 20.88 m	Linearno: +0.1455 Nelinearno: +0.14666	×
	2.65 t 45 m	×	Linearno: -0.47309 Nelinearno: -0.47813
	5.3 t 20.88 m	Linearno: -0.11767 Nelinearno: -0.11937	×
Relativno odstupanje modela: (odstupanje numerički linearnog od nelinearnog pomeranja) $\varepsilon_{MOD} = \frac{\delta_{z,FEM(L)} - \delta_{z,FEM(N)}}{\delta_{z,FEM(N)}} \cdot 100[\%]$		-0.7909 % -1.4241 %	-0.9692 % -1.0541 %
Numeričko rešenje (FEM): vertikalno pomeranje posmatrane tačke Razlika $\delta_{z,FEM}$ [m]		0.26603	0.71027
Eksperimentalno rešenje: vertikalno pomeranje posmatrane tačke Razlika $\delta_{z,EXP}$ [m] * Srednja vrednost dobijena iz više merenja objašnjenih u Poglavlju 5.1		0.2695*	0.690*
Relativno odstupanje modela: (odstupanje numeričkog od eksperimentalnog pomeranja) $\varepsilon_{MOD} = \frac{\delta_{z,FEM} - \delta_{z,EXP}}{\delta_{z,EXP}} \cdot 100[\%]$ ** Ekstremna vrednost		-1.287 %	+2.937** %
Dinamički rezultati: period oscilovanja T [s]			
Numeričko rešenje (FEM): Period slobodnih neprigušenih oscilacija T_{FEM} [s]		2.1054 (za $\omega_2=0.47496$ Hz)	2.1435 (za $\omega_2=0.46653$ Hz)
Eksperimentalno rešenje: Period prigušenih oscilacija T_{EXP} [s]		2.140*	2.165*
Relativno odstupanje modela: (odstupanje numeričkog od eksperimentalnog perioda oscilovanja) $\varepsilon_T = \frac{T_{FEM} - T_{EXP}}{T_{EXP}} \cdot 100[\%]$ *** videti jednačine (6.1) i (6.2)		-1.6168*** %	-0.993*** %

Za izabrane vrednosti koeficijenta G dobijeni su količnici R_i numerički određenih amplituda A_0 i A_{2i} prema (6.4). Dobijene vrednosti R_i grupisane su u krive prema vrednosti konstante G .

$$R_i = \frac{A_0}{A_{2i}}; \quad (i = 1, 2, \dots) \quad (6.4)$$

Krive promene količnika numeričkih amplituda R_i prikazane su na sl. 6.1 i predstavljaju odgovarajuće matematičke aproksimacije eksponencijalnog oblika, dobijene numerički. Na istoj slici krstićima su prikazane vrednosti količnika R_i dobijene eksperimentalno. Na apscisi je prikazano skraćeno vreme eksperimentalne probe i numeričke simulacije t , pri čemu je obuhvaćen period od pojave početne i najveće oscilacije A_0 pa do vremena $t=91.95$ s. Ovakav skraćeni prikaz ima veću preglednost, a prikazuje vrednosti količnika R_i za prvih 13 numerički dobijenih istofaznih amplituda ($i=1, \dots, 12$) sa sl. 5.3 i samo nekoliko vrednosti koeficijenta G . Promena odnosa amplituda R_i , prikazana dijagramom, odvija se u toku smirenja strukture ali nije funkcija vremena već položaja i amplitude A_{2i} u odnosu na polaznu



Slika 6.1 Verifikacija koeficijenta ukupnog strukturnog prigušenja G numeričkog modela toranjske dizalice.

amplitudu A_0 (npr. $i=4 \Rightarrow A_{2i}=A_8$ pa je odnos $R_i=R_4=A_0/A_8$) i može se verno predstaviti aproksimativnom eksponencijalnom formom:

$$R_i = C_1 e^{C_2 i} \quad (6.5)$$

gde su C_1 i C_2 konstante koje zavise od oblika eksponencijalne funkcije. Kod eksperimentalno dobijene krive promene količnika amplituda R_i , ove konstante imaju vrednosti $C_1=1.1882$ i $C_2=0.133$ pa se može napisati aproksimativna eksponencijalna jednačina za posmatrani primer:

$$R_i(G_{\text{exp}}) = 1.1882 \cdot e^{0.133i} \quad (6.6)$$

Povećanjem vrednosti koeficijenta strukturnog prigušenja G , količnici amplituda R_i postaju izraženiji a amortizacija oscilovanja veća, pa tako najbrže smirivanje strukture odgovara najvećem koeficijentu $G=0.1$, sl. 6.1. Menjajući različite vrednosti koeficijenta G , nađena je ona vrednost koja u teorijskom modelu, prema [55] i [56], odgovara realnom ponašanju na bazi eksperimenta. Ovim je izvršena verifikacija izabranog strukturnog prigušenja numeričkog modela toranjske dizalice POTAIN-744E. Numerička aproksimacija amortizovanog oscilovanja realne strukture, sa odgovarajućim strukturnim prigušenjem $G=0.05$, ima oblik:

$$R_i(G = 0.05) = 1.0002 \cdot e^{0.1568i} \quad (6.7)$$

Model za verifikaciju koeficijenta ukupnog strukturnog prigušenja G se može primeniti na sličnim strukturama (veće toranjske dizalice, portalno – obrtne dizalice, mobilne dizalice, objekti velike visine/dužine u odnosu na poprečni presek, kule, tornjevi) koje pod uticajem spoljašnjeg opterećenja (poremećaja) osciluju značajnim amplitudama.

Na kraju treba reći da su torzione oscilacije kod visokih struktura veoma značajne s obzirom da pripadaju najnižem obliku oscilovanja cele strukture. Obavljena merenja su zahtevala izazivanje torzionih oscilacija najnižih frekvencija. To nije bilo jednostavno, obzirom da je toranjska dizalica elektronski zaštićena od grubih pobuda. Prilikom eksperimenata u realnim uslovima, torziona oscilovanje nekad ne mora uopšte da se pojavi. Ako se pojavi, može se vizuelno uočiti samo kada strela dizalice „treperi u mestu“ rotirajući oko ose tornja. U toku kinematskog okretanja strele, gotovo da se ne može vizuelno uočiti prisustvo torzionog oscilovanja. Eksperimentalna identifikacija najniže frekvencije pri torzionom oscilovanju TD POTAIN-744E je pokazana u odeljku 5.1.4.

Da bi se numeričkom simulacijom dobila vrednost **najniže frekvencije** bliska eksperimentalnoj potrebno je izvršiti izuzetno pažljivo (verno) modeliranje strukture. U konkretnom primeru modeliranja TD sa teretom, minimizacija uticaja njihanja tereta (kao klatna) je dovela do pojave odstupanja numeričke vrednosti najniže kružne frekvencije u odnosu na eksperiment, pa se može zaključiti da je bolje modeliranje moguće. Razlika numeričkih (T_N) i eksperimentalnih (T_E) rezultata izražena je relativnim odstupanjem perioda oscilovanja ΔT kod osnovnog oblika oscilovanja (torzije), odnosno:

$$\Delta T[\%] = \frac{T_N - T_E}{T_E} \cdot 100 = \frac{6.3 - 7.0}{7.0} \cdot 100 = -10\% \quad (6.8)$$

Za dobijanje manjih odstupanja numeričkog modela potrebno je obaviti dopunsko ispitivanje tla i odrediti precizniju vrednost krutosti oslanjanja fundamenta. Bolji modeli od razvijenih moraju da uključe i nelinearnosti sistema sadržanih u obliku zazora i trenja kontaktnih veza strukture.

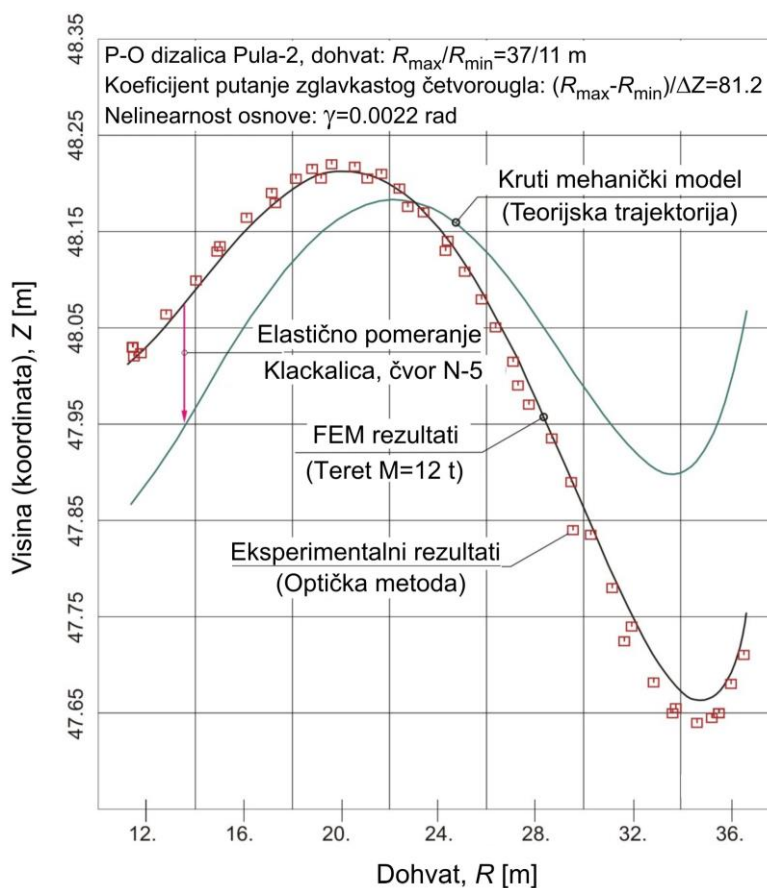
6.2. VERIFIKACIJA MODELA PORTALNO-OBRTNE (BRODOGRADILIŠNE) DIZALICE

Verifikacija elastičnih svojstava se vrši sa ciljem provere kvaliteta modeliranja brodogradilišne dizalice MIN-Pula2. Modeliranje ove velike strukture razmatrano je u odeljku 4.3.2. Zadatak verifikacije numeričkih rezultata je eksperimentalno određivanje putanje vrha klackalice i upoređivanje sa teorijskim rezultatima. Za potrebe merenja korišćena je optička – nivelmanska metoda kojom je utvrđivana visina posmatrane tačke u odnosu na horizontalu. Na osnovu tako utvrđene tačne putanje vrha klackalice, [29], izvršena je provera matematičkog modela za određivanje **elastičnih putanja sistema za promenu dohvata**. Rezultati merenja su pokazani na sl. 6.2.

Pregled rezultata eksperimentalne verifikacije numeričkog i analitičkog modela P-O dizalice, [82], dat je u tabeli 6.2. Iz tabele se može ustanoviti relativno odstupanje i srednje relativno odstupanje ugiba analitičkog i numeričkog modela u odnosu na eksperimentalne vrednosti, uzimajući u obzir ekstremne vrednosti ugiba. Takođe, u tabeli se mogu videti odstupanja numeričkog u odnosu na analitički model - granična odstupanja. Na sl. 6.2 uporedno su pokazani i analitički i numerički rezultati. Eksperimentalni rezultati su predstavljeni diskretnim tačkama tj. četvrtastim simbolima za slučaj rada sa teretom.

Tabela 6.2: Odstupanja ugiba vrha klackalice numeričkog i analitičkog modela

Dohvat R [m]	Analitički ugib $\delta_{Z,A}$ [cm]	Eksperimentalni ugib $\delta_{Z,E}$ [cm]	Relativno odstupanje modela [%]
36.6	22.5	27.2	$\varepsilon_{A(R)} = \frac{\delta_{Z,A} - \delta_{Z,E}}{\delta_{Z,E}} \cdot 100 =$
11.3	2.7	2.6	
Dohvat R [m]	Numerički ugib $\delta_{Z,N}$ [cm]	Eksperimentalni ugib $\delta_{Z,E}$ [cm]	Relativno odstupanje modela [%]
36.6	22.9	27.2	$\varepsilon_{N(R)} = \frac{\delta_{Z,N} - \delta_{Z,E}}{\delta_{Z,E}} \cdot 100 =$
11.3	2.5	2.6	
Dohvat $R_{\min}-R_{\max}$ [m]	Upoređenje		Srednje relativno odstupanje [%]
11.3-36.65	Analitika – Eksperiment		$\bar{\varepsilon}_{A-E} = \frac{1}{2}(\varepsilon_{A,R=36.6} + \varepsilon_{A,R=11.3}) =$
46-77 (0 t)	Numerika – Eksperiment		$\bar{\varepsilon}_{N-E} = \frac{1}{2}(\varepsilon_{N,R=36.6} + \varepsilon_{N,R=11.3}) =$
			-6.72 -9.83
Dohvat R [m]	Analitički ugib $\delta_{Z,A}$ [cm]	Numerički ugib $\delta_{Z,N}$ [cm]	Relativna granična odstupanja [%]
36.6	22.5	22.9	$\varepsilon_{L(R)} = \frac{\delta_{Z,N} - \delta_{Z,A}}{\delta_{Z,A}} \cdot 100 =$
11.3	2.7	2.5	

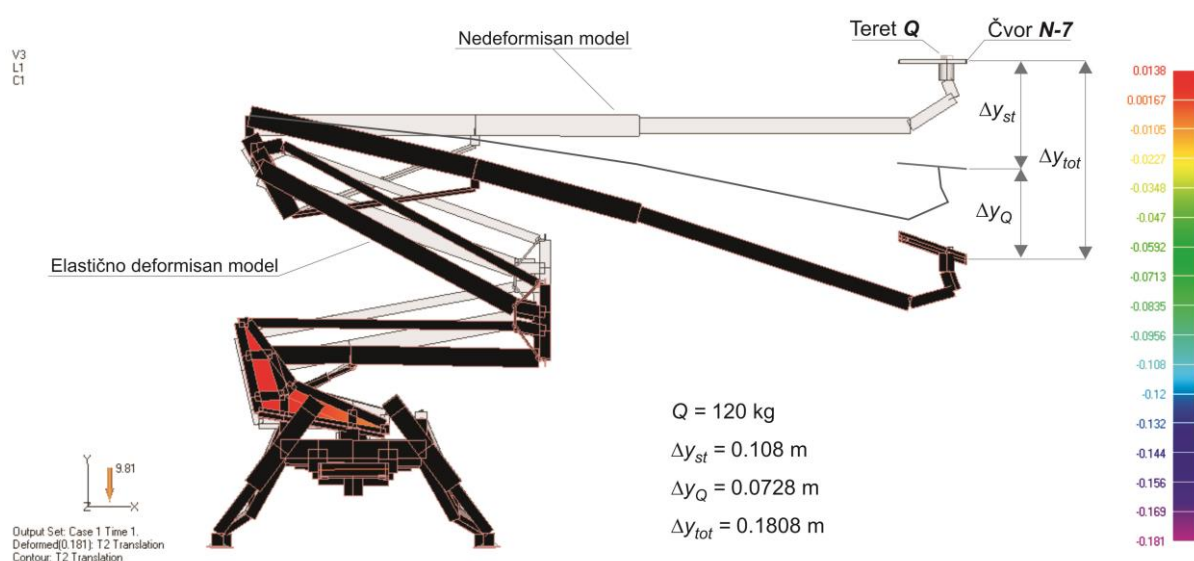

Slika 6.2 Verifikacija elastičnih svojstava modela P-O dizalice.

Numerički rezultati elastične linije vrha klackalice, dobijeni FE analizom, dati su najtamnijom kontinualnom krivom. Druga, svetlija kontinualna kriva pokazuje početne položaje putanje vrha klackalice tj. teorijsku trajektoriju krutog mehaničkog modela. Odstupanja ugiba iz numeričkih i eksperimentalnih istraživanja (kontrola modela) iznose maksimalno 10 % u celom opsegu promene dohvata (srednje relativno odstupanje, tabela 6.2). Ta odstupanja su uglavnom nelinearne prirode i uslovljena su greškom izrade velikih članova čelične strukture dizalice kao i reološkim promenama položaja dizalične staze na nekonsolidovanom obalnom tlu.

6.3. VERIFIKACIJA MODELA MOBILNE PODIZNE PLATFORME

Za verifikaciju modela podizne platforme CTE-Z19 su izabrani parametri: **veličina ugiba** referentne tačke (čvor N-7, sl. 6.3) na podu radne platforme koja se nalazi na kraju višečlane strele i **sopstvena kružna frekvencija** pri kojoj noseća struktura platforme osciluje u vertikalnoj ravni (ili period oscilovanja). Radnoj platformi (korpi) je dodat teret mase od 120 kg. Odstupanje rezultata numeričke analize ε (tj. $\varepsilon_{\Delta y}$ – odstupanje ugiba, ε_{ω} – odstupanje kružne frekvencije, odnosno ε_T – odstupanje perioda oscilovanja) i to kao nelinearne statičke i normalne modalne analize, u odnosu na eksperimentalne rezultate određuje se prema opštim relacijama:

$$\varepsilon_{\Delta y} [\%] = \frac{\Delta y_{Q,NL} - \Delta y_{Q,E}}{\Delta y_{Q,E}} \cdot 100; \quad \varepsilon_{\omega} [\%] = \frac{\omega_M - \omega_E}{\omega_E} \cdot 100; \quad \varepsilon_T [\%] = \frac{T_M - T_E}{T_E} \cdot 100 \quad (6.9)$$

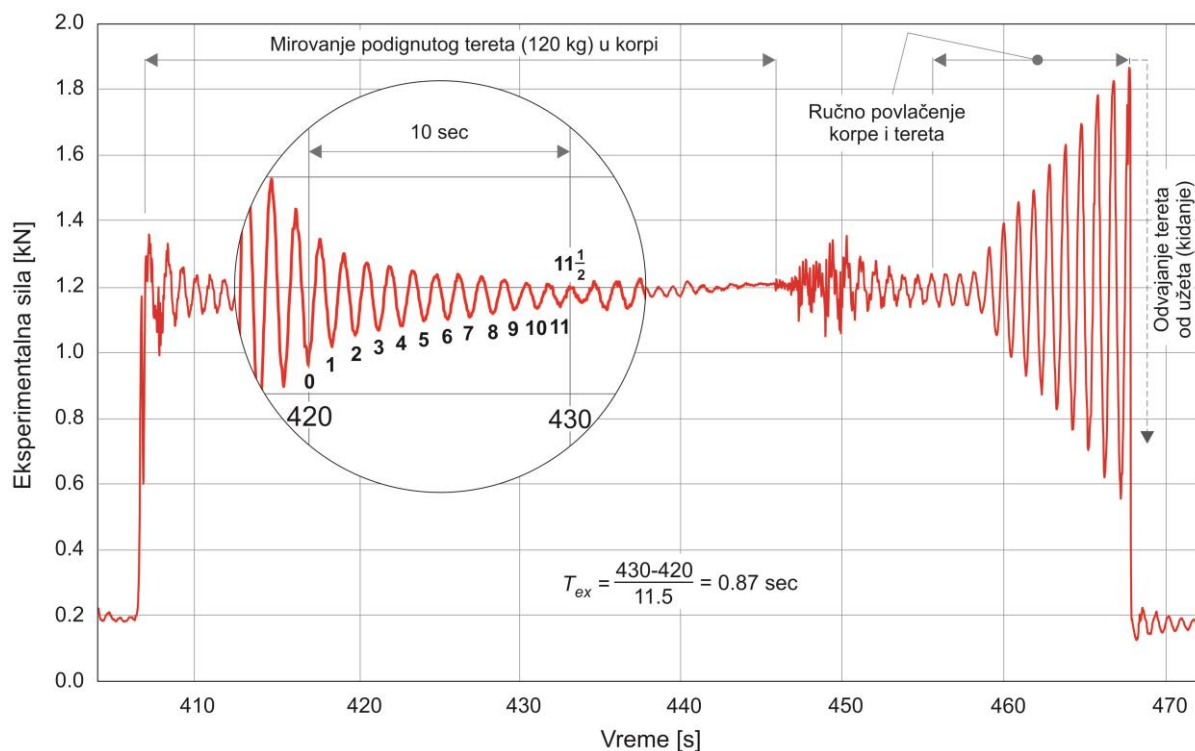


Slika 6.3 Numeričko određivanje vertikalnog ugiba čvora N-7 podizne platforme CTE-Z19.

gde je: $\Delta y_{Q,NL}$ – ugib izabranog čvora N-7 u vertikalnom pravcu iz nelinearne statičke analize, $\Delta y_{Q,E}$ – ugib istog čvora dobijen eksperimentalno, ω_M – kružna frekvencija oscilovanja strukture sa teretom u radnoj platformi dobijena modalnom analizom i ω_E – kružna frekvencija dobijena eksperimentalno takođe sa teretom u radnoj platformi, T_M – period oscilovanja iz modalne analize, T_E – period oscilovanja iz eksperimenta.

Za verifikaciju ugiba se koristi dijagram sa sl. 6.3. Simulacijom je prvo određen maksimalni ugib konstrukcije bez tereta (Δy_{st} – statički ugib u pravcu y-ose) u korpi koja se nalazi na visini od 5.2 m (od tla do poda korpe) i dohvat u od 6.7 m. Najveći ugib se javlja u čvoru N-7, sl. 6.3. Zatim je numerički određen i ugib konstrukcije sa podignutim teretom u korpi (Δy_{tot}) u istom čvoru. Razlika dveju numeričkih vrednosti ugiba predstavlja ugib konstrukcije samo od tereta (Δy_Q).

Za verifikaciju učestanosti oscilovanja odnosno perioda oscilovanja koristi se dijagram sa sl. 6.4. Na dijagramu je prikazana promena sile tokom eksperimenta (merenje br. 3, novembar 2012). Tom prilikom radna platforma dizalice, kojoj je dodat teret, zauzimala je položaj opisan visinom i dohvatom kao u prethodnom slučaju numeričkog određivanja maksimalnog ugiba. Tako podignuta radna platforma sa teretom osciluje pa je interesantno posmatrati period merenja između 420-e i 430-e sekunde (uvećani kružni detalj na sl. 6.4). U



Slika 6.4 Eksperimentalno utvrđivanje perioda sopstvenog oscilovanja izvedenog tehničkog rešenja platforme CTE-Z19 sa teretom u radnoj platformi (korpi).

izdvojenom periodu merenja sa čistim harmonijskim oscilacijama u trajanju od 10 s zabeleženo je 11.5 amplituda promene sile (od tereta) na osnovu čega je izračunat period oscilovanja T_E . Desni deo dijagrama, ovom prilikom, nije uzet u obzir jer se radi o prinudnim oscilacijama izazvanim ručnim povlačenjem platforme (zajedno sa teretom) pomoću užeta sa tla.

U tabeli 6.3 date su sredene vrednosti parametara za verifikaciju numeričkog modela podizne platforme CTE-Z19. Posmatrajući dobijene vrednosti odstupanja ε iz tabele 6.3 zaključuje se:

- Numerički model dizalice daje nešto manje vrednosti ugiba ($\varepsilon_{\Delta y} = -1.67\%$) u odnosu na izvedeno tehničko rešenje CTE-Z19. Finije podešavanje rasporeda strukturnih (elementarnih) masa u modelu može dovesti do još boljeg poklapanja numeričkog ugiba sa eksperimentalnim.
- Numerički model „radi“ neznato sporije u odnosu na izvedeno rešenje ($\varepsilon_{\omega} = -1.75\%$), što se vidi iz vrednosti frekvencija i perioda oscilovanja kao dveju recipročnih veličina. Brže oscilovanje će smanjiti period oscilovanja a to se može izvesti preciznijim (vrlo malim) doterivanjem krutosti tj. promenom poprečnih preseka nekih strukturnih konačnih elemenata u zoni obrtnog postolja.
- Tabelarno prikazana odstupanja izabranih pokazatelja iz numeričkog modela u odnosu na eksperimentalne rezultate mogu se takođe pripisati nelinearnim uticajima u modelu (zazorima, neravnomernoj krutosti tla, materijalnoj neidealnosti) kao i neznatnoj razlici ispitnog položaja strele podizne platforme i položaja koji je modeliran za potrebe numeričkih analiza.
- S obzirom na veoma mala relativna odstupanja kontrolnih parametara ($<2\%$), numerički model podizne platforme CTE-Z19 raspolaže dovoljnim nivoom reprezentativnosti te se može primenjivati kod sličnih konstrukcija uz relativno jednostavna podešavanja.

Tabela 6.3: Odstupanja ugiba, kružne frekvencije i perioda oscilovanja

Vrsta analize	Ugib (vert.) bez tereta Δy_{st} [m]	Ugib (vert.) sa teretom Δy_{tot} [m]	Ugib (razl.) od tereta Δy_{\varnothing} [m]	Sopstvena frekvencija ω [Hz]	Period oscilovanja T [s]
Nelinearna statička	0.108031	0.180797	0.072766	×	×
Normalna modalna	×	×	×	1.1289	0.8858
Eksperimentalna	×	×	0.074	1.149	0.87
Relativno odstupanje ε [%]			-1.67%	-1.75%	1.82%

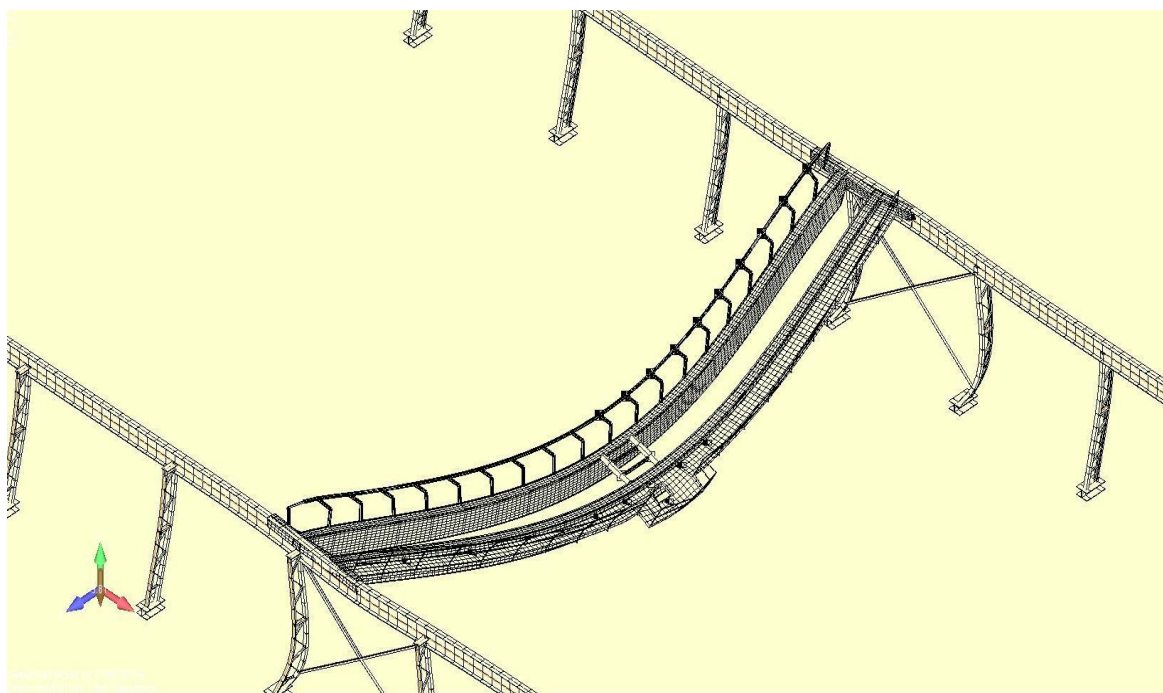
6.4. VERIFIKACIJA MODELA MOSNE DIZALICE

Verifikacija FEM modela mosne dizalice MIN-D800, opisanog u odeljku 4.3.4, je izvedena na osnovu poređenja statičkih veličina (**napona i ugiba**) pri podizanju tereta od 4 t i **frekvencije oscilovanja**, [80]. Dobijeno je dobro približenje rezultata (tabela 6.4). Numerički dobijen uzdužni statički napon (samo od tereta mase 4 t) iznosio je 1.945 kN/cm^2 , dok je eksperimentalno dobijen srednji napon od 2 kN/cm^2 . Numerički je dobijen ukupan ugib od 0.0704 m (model D800 verzija 7) i ugib samo od tereta od 0.0201 m. Eksperimentalno je dobijen ugib od 0.019 m od tereta mase 4 t (model D800 ver. 4).

Modalnom (numeričkom) analizom, koja je urađena u drugom koraku, dobijene su sopstvene frekvencije i sopstveni vektori oscilovanja, [87]. Numerički je određena sopstvena

Tabela 6.4: Odstupanja ugiba i kružne frekvencije

Vrsta analize	Ugib (vert.) bez tereta Δy_{st} [m]	Ugib (vert.) sa teretom Δy_{tot} [m]	Ugib (razl.) od tereta Δy_Q [m]	Sopstvena frekvencija ω [Hz]
Nelinearna statička	0.0503	0.0704	0.0201	×
Normalna modalna	×	×	×	2.306
Eksperimentalna	×	×	0.019	2.173
Relativno odstupanje ε [%]			5.79%	6.12%



Slika 6.5 Oblik oscilovanja Mod-17 ($\omega_{17}=2.306 \text{ Hz}$) FE modela mosne dizalice D800.

frekvencija slobodnog oscilovanja mosta dizalice bez prigušenja od $\omega_{17}=2.306$ Hz (bez tereta). Ta numerički određena sopstvena vrednost je verifikovana eksperimentalno utvrđenom frekvencijom sa dijagrama, sl. 6.5, čija perioda iznosi $T=0.4602$ s (frekvencija $\omega_{17}=2.173$ Hz).

Model je sa ove tri kontrole (napon, ugib, frekvencija) eksperimentalno verifikovan i dalje je poslužio za modeliranje dinamičke simulacije. Model se složio sa eksperimentom tek pošto je u simulaciju uvedena i dizalična staza oslonjena na rešetkastim vertikalnim nosačima. Slika 6.5 pokazuje karakteristični oblik oscilovanja simulacionog modela pri frekvenciji koju lako mogu da generišu ljudi na dizalici.

6.5. NAUČNA ZASNOVANOST MODELA

Geometrijska zasnovanost. Na osnovu dosadašnjeg iskustva istraživača i projektanata okvirnih struktura poznati su pravci glavnih napona i raspoređivanja sila unutar linijskih kruto povezanih članova. Koristeći se ovim iskustvom, u okviru disertacije su razvijeni modeli čiji su svi rešetkasti – okvirni nosači modelirani konačnim elementom grede. Ovaj konačni element je poznat po tome što na linijskom članu (dugačkom članu značajnog poprečnog preseka) ne isključuje ni jedan stepen slobode kretanja strukture te, u smislu tačnosti, nema inicijalnih zanemarivanja. U istraživanjima opisanim u glavi 4, za opis modela dominantno je korišćen konačni element tipa grede i to za modeliranje: toranjske dizalice $N_{\text{grede}}=1481$ element, portalno-obrtne dizalice $N_g=176$, mobilne podizne platforme $N_g=229$, mosne dizalice sa dizaličnom stazom $N_g=1352$ i odlagača $N_g=1862$ elementa. Izbor konačnog elementa je izvršen i u skladu sa formom okvirnih konstrukcija koja zahteva modeliranje sa centriranjem sistemskih linija na težišne linije.

Korišćena je Teorija drugog reda (nelinearni modeli) s obzirom na težnju istraživača da se povećane elastične deformacije numerički tretiraju sa manje aproksimacija. Recimo, ugib od 1 m na dohvat od 45 m je ta ekstremno povećana nelinearna deformacija zato što se menja položaj čvornih tačaka okvirne strukture. Nelinearni modeli su u numeričkim analizama tretirani *Newton-Raphson*-ovom metodom.

Polazni podaci. Vrlo pažljivo su kontrolisane mase koje ulaze u sastav konstrukcija. Tamo gde debljine zidova nisu mogle da se dodirnu mehaničkim instrumentom vršene su ultrazvučne provere debljine, čime je proveravana i masa na izvedenim rešenjima dizalice (glava 5). Ponekad, u nedostatku propisane geometrije, proizvođači su skloni da upotrebe i

jaču – „deblju“ geometriju. Pada u oči da je najbolja provera tačnosti unetih numeričkih vrednosti masa u teorijske modele vršena upravo nakon eksperimentalne analize, kada su se sa sigurnošću odredile sopstvene vrednosti (frekvencije i oblici oscilovanja). Primera radi, na dizalici mase čelične konstrukcije od 35 t (bez betonskog fundamenta), samo 50 kg nepravilno umetnute mase u strukturu grubo remeti tačnost – poklapanje eksperimentalnih i numeričkih rezultata.

Numerička stabilnost analiza. Uticajne vrednosti podloge (tla) su morale da budu proverene kod odgovarajućih eksperata za mehaniku tla pa je deo uspešnog poklapanja rezultata numerike i analitike zasnovan na uvođenju tačnih svojstava (modeliranje tla). Modeliranje, pri tome, obuhvata uvođenje krutosti tla u tri pravca ali nejednake vrednosti.

Koliko je taj model bio kvalitetan, pokazuje i činjenica da na izvedenoj konstrukciji, u regularnim režimima rada, u izvedenim dinamičkim simulacijama, stabilnost nijedanput nije dovedena u pitanje (globalna stabilnost, nepostojanje zatezne sile u osloncima fundamenta).

Zasnovanost na slaganju deformacija. Neosporna je činjenica da su visoke konstrukcije dizalica i odlagača statički oslonjene na tlo, najmanje statički neodređene forme (njihova statička neodređenost je unutar noseće strukture). Zbog toga, one se odlično ponašaju u pogledu deformacija i možda su najidealniji primer otpornosti čeličnih konstrukcija. Dokaz naučne zasnovanosti je visoko poklapanje elastičnih deformacija, eksperimentalnih i numeričkih.

Metodološka zasnovanost. U radu su korišćeni klasični modeli dinamike linijskih (i površinskih) struktura, koji su, kroz dosadašnju naučnu praksu, potpuno verifikovani. Za izračunavanja su korišćene tipične metode. U analitičkom smislu korišćen je varijacioni metod za formiranje diferencijalnih jednačina kretanja strukture konačnih elemenata i implicitna *Newmark*-ova metoda direktne integracije za rešavanje diferencijalnih jednačina, uzimajući u obzir razmatrana opterećenja (pobude) i opsege oblika oscilovanja različitih struktura.

Za rešavanje frekventne jednačine korišćena je tradicionalna *Lanczos*-ova metoda pri čemu su preuzete sugestije za korak integracije iz softvera. Uvedene su tačne vrednosti logaritamskog dekrementa prigušenja δ i faktora G , koje su određene eksperimentalnim putem.

Softverska zasnovanost. Korišćeni su softveri poznatih proizvođača i međusobno proveravane pojedine kontrolne vrednosti (NASTRAN – ANSYS).

Eksperimentalna zasnovanost. Pojedine ulazne vrednosti koje opisuju model ipak nisu mogle da se poznaju sa potpunom sigurnošću (modul elastičnosti, krutost tla, pomeranje

tla, pomeranje staze kod mosne dizalice). Zbog toga se pribeglo prethodnom eksperimentalnom utvrđivanju tih vrednosti.

Zasnovanost opisa opterećenja. Kada je analizirana živa ljudska pobuda korišćen je poznat teorijski model, [81], koji je i eksperimentalno proveravan pa je u tom cilju napravljen mali ispitni model – platforma za grupu od tri čoveka na kojoj je testirana – merena pobuda koju stvara ljudski mišićni sistem. Tako su određene stvarne vrednosti koje su uvedene u teorijske modele. Zapaža se da pobuda koju stvaraju ljudi ipak zavisi od sopstvene vrednosti strukture koju pobuđuju i da je psihološko ponašanje ljudi drugačije na visini. To se može videti na dijagramu sa sl. 5.25.

Uvođenje neophodnih aproksimacija u modeliranje. Prva aproksimacija je da nema pomeranja u čvorovima. Eventualna pomeranja u čvorovima okvirnih nosača (izvedenih zakovanim, zavarenim i navojnim spojevima) nisu uzeta u obzir, mada su realno moguća s obzirom na jako veliki broj spojeva. Došlo se do zaključka da je poželjno raditi jako veliki broj proba sa istim inicijalnim uslovima i statistički osrednjiti rezultate proba.

Druga aproksimacija je da su materijali izotropni. Međutim, materijali koji su valjani u vidu profila i limova imaju, kao posledicu tehnologije, pojačanu koru u pravcu valjanja što menja idealnost materijala.

Treća aproksimacija je da modeli nemaju zazora. Postojanje zazora je kontrolisano posmatranjem dijagrama napona na mernim tačkama u blizini obrtnih ležišta i akustički (slušanjem). Kod odlagača se zazor manifestuje iznenadnim zabacivanjem kraka što se smatra nedozvoljenim stanjem konstrukcije. Ovaj problem je manje izražen kod toranjskih dizalica jer su težine koje one nose znatno manje u odnosu na odlagače i portalno-obrtne dizalice koje su po masi čak i do deset puta veće.

Četvrta aproksimacija je oslanjanje u četiri tačke. Kod lučkih dizalica moguća je pojava da dok (obala) ili dizalična staza tone, što je redovan slučaj kod obalnih industrijskih objekata (pruga, staze, zgrade). Ta pojava može da bude obuhvaćena u vidu nelinearnih modela raspoređivanja unutrašnjih sila (konstrukcija drugačije raspoređuje unutrašnje sile pa se umesto u četiri tačke, konstrukcija oslanja u tri tačke).

7. DINAMIČKA SIMULACIJA ODREĐENIH KLASA INCIDENATA

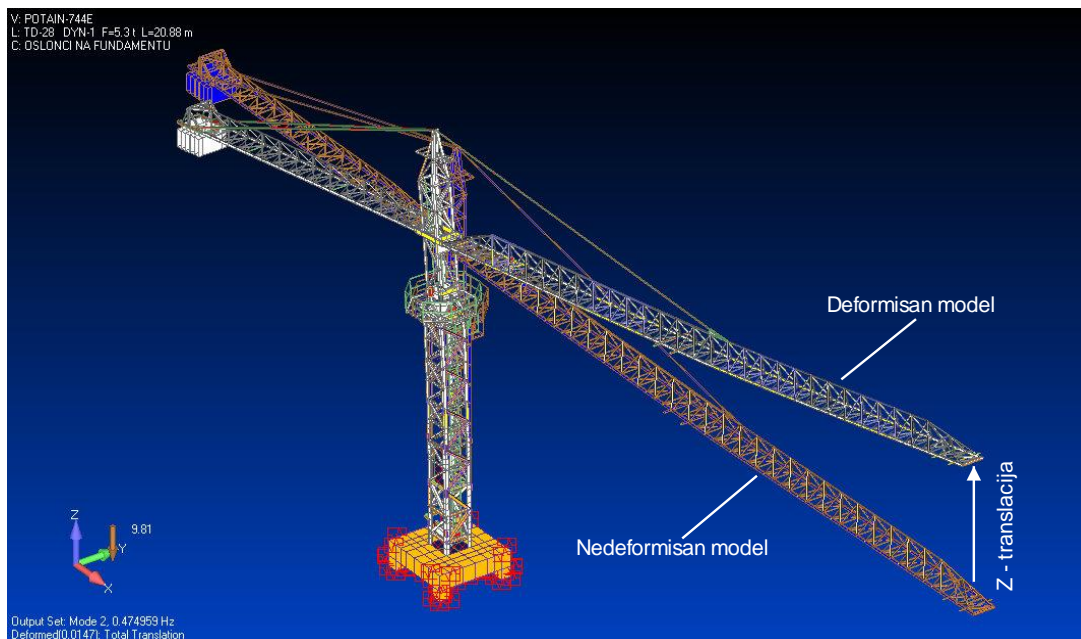
7.1. ANALIZA DOBIJENIH REŠENJA I DINAMIČKIH ODGOVORA

U ovom poglavlju disertacije korišćena je metoda konačnih elemenata za rešavanje dinamičkih zadataka na bazi osnovne dinamičke jednačine (4.25, str. 38), tj:

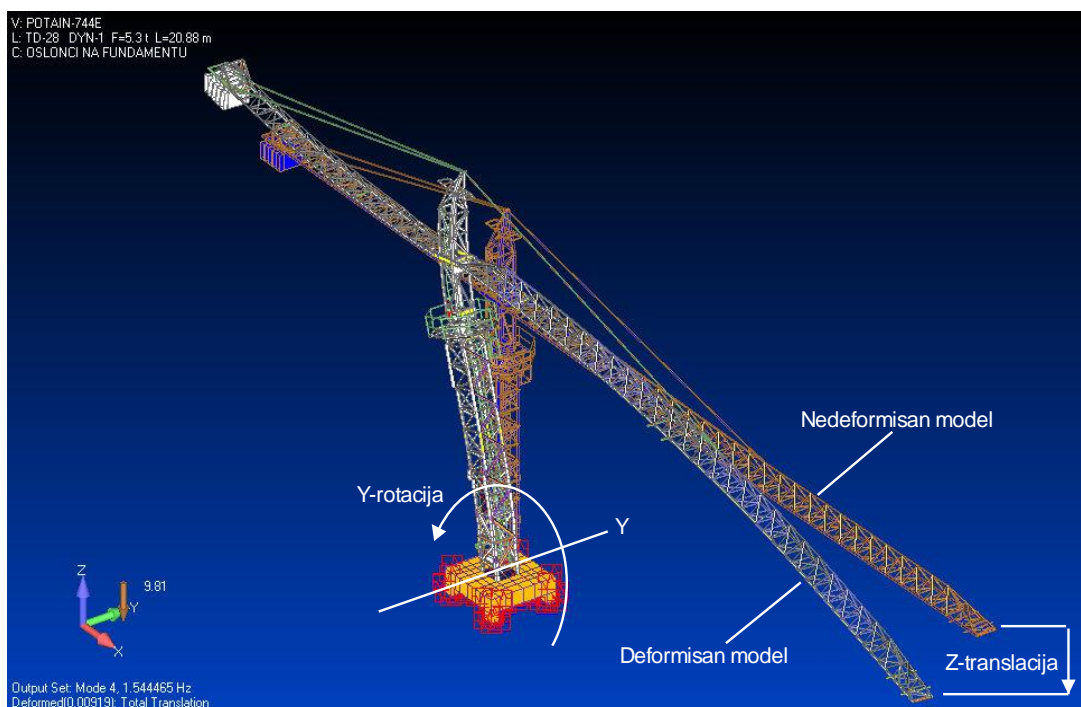
$${}^t \hat{\mathbf{K}} \cdot \Delta \mathbf{q}^{(k)} = {}^{t+\Delta t} \mathbf{f}_{\text{ext}} - {}^{t+\Delta t} \mathbf{f}_{\text{int}}^{(k-1)} - \mathbf{M} \left[\frac{4}{\Delta t^2} ({}^{t+\Delta t} \mathbf{q}^{(k-1)} - {}^t \mathbf{q}) - \frac{4}{\Delta t^2} {}^t \dot{\mathbf{q}} - {}^t \ddot{\mathbf{q}} \right] - \mathbf{C} \left[\frac{2}{\Delta t} ({}^{t+\Delta t} \mathbf{q}^{(k-1)} - {}^t \mathbf{q}) - {}^t \dot{\mathbf{q}} \right] \quad (7.1)$$

7.1.1. Odgovor strukture toranjske dizalice na incident po Modelu-1

FE model toranjske dizalice sa slika 4.3 i 4.4, izložen je spoljnom dinamičkom poremećaju usled iznenadnog odbacivanja tereta po modelu opterećenja „Model-1“ sa sl. 4.14. Nakon naglog prizemljenja tereta javlja se dominantno oscilovanje strele dizalice u vertikalnoj ravni kao dinamički odgovor strukture na opterećenje. Izdvojena je kružna frekvencija drugog modalnog oblika koja najbolje predstavlja prirodu oscilovanja strukture u vertikalnoj ravni, $\omega_2=0.4749$ Hz, sl. 7.1. Pored drugog, prikazan je i četvrti oblik oscilovanja na sl. 7.2. Prema modelu opterećenja (incidentnom scenariju) „Model-1“, direktnom tranzijentnom analizom su izdvojene aksijalne sile u elementima modela strukture u kojima je i eksperimentalno proveravano naponsko-deformaciono stanje. Izvršene su dve simulacije, u zavisnosti od mase tereta $M_{Q1}=5.3$ t i $M_{Q2}=2.65$ t. Ove dve mase su nešto malo veće od dozvoljene nosivosti dizalice na odgovarajućim dohvatima $L_{Q1}=20.88$ m i $L_{Q2}=45$ m.



Slika 7.1 Prvi karakteristični oblik oscilovanja TD POTAIN-744E u pravcu dejstva opterećenja (Mod 2): $\omega_2=0.4749$ Hz, $T_2= 2.1057$ s.



Slika 7.2 Drugi karakteristični oblik oscilovanja TD POTAIN-744E u pravcu dejstva opterećenja (Mod 4): $\omega_4=1.5446$ Hz, $T_4=0.6474$ s.

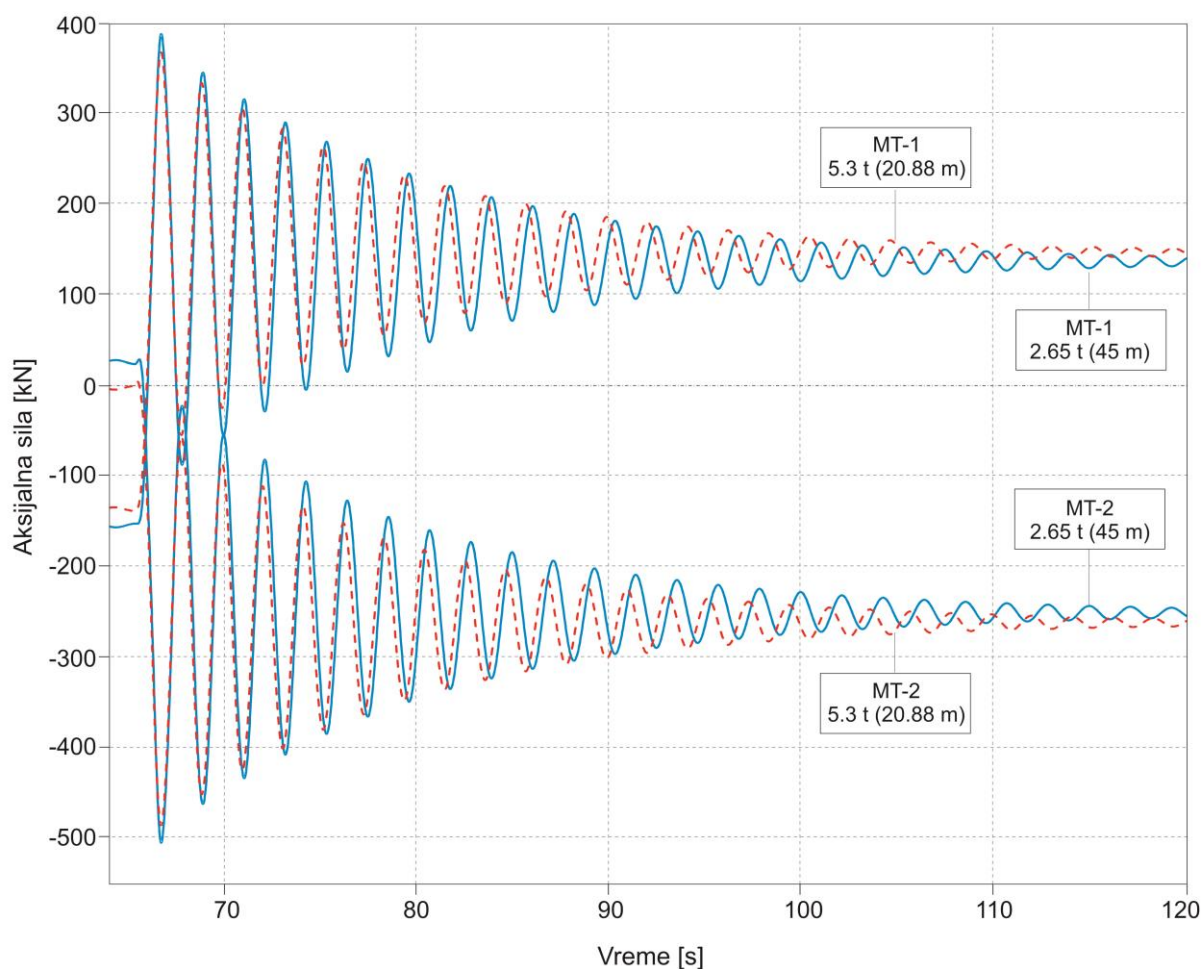
U cilju posmatranja promene aksijalnih sila dobijenih tranzijentnom analizom, izdvojena su dva konačna elementa u korenu glavnih vertikalnih nosača tornja, koji po položaju odgovaraju mernim mestima traka MT1 i MT2 sa slika 5.1 i 5.2. U izabranim elementima tipa grede u trenutku odbacivanja tereta intenzitet aksijalnih sila u korenu tornja

je zabeležio skok i to do 540 kN, kako u vlaknima opterećenim na zatezanje – kriva MT1 (45m), tako i na pritisak – kriva MT2 (45m), sl. 7.3. Nešto manjeg intenziteta, od oko 500 kN, imale su aksijalne sile u trenutku odbacivanja tereta prema krivama MT1 (20.88m) – zatezanje i MT2 (20.88m) – pritisak, sl. 7.3.

Tranzijentnim analizama strukture prema Modelu-1 opterećenja, utvrđene su značajne amplitude pomeranja naročito onih čvorova modela koji se nalaze u zoni najvećeg dohvata (kraj strele). Pored toga, nisu pronađena područja velikih akumulacija energije na odgovornim elementima noseće strukture dizalice. Normalni naponi članova strukture $\sigma_{(E)}$ nisu prelazili dozvoljene vrednosti (7.2) čime je očuvan integritet strukture (modela):

$$\sigma_{(E)} < \sigma_{\max}^{\text{III}} = 30 \text{ kN/cm}^2 \quad (7.2)$$

Nakon eksperimentalnog određivanja ugiba strele dizalice na najvećem dohvatu $L_{\max}=L_{Q2}=45 \text{ m}$ (najveći ugib) pri podizanju tereta mase $M_{Q2}=2650 \text{ kg}$, numerički je tražena



Slika 7.3 Numeričke aksijalne sile u korenu glavnih vertikalnih nosača tornja (na mestima mernih traka MT-1 i MT-2); dve simulacije: sa teretom mase 2.65 t na dohvatu 45 m (pune krive) i teretom mase 5.3 t na dohvatu 20.88 m (isprekidane krive).

vrednost ugiba strele dizalice u krajnjem čvoru modela N-1403 pri istom teretu. Korišćene su, radi upoređivanja rezultata, i linearna i nelinearna (*Newton-Raphson*-ova) statička metoda. *Newton-Raphson*-ovom metodom sa iterativnim priraštajem sile u 20 koraka dobijena je vrednost ugiba $\Delta z_{45(M=2.65)} = -0,47813$ m. Linearnom analizom dobijene su nešto manje vrednosti ugiba. Kako modelirano uzvišenje kraja strele u ravnotežnom položaju (bez opterećenja) iznosi $\Delta z_{45(M=0)} = +0,23214$ m, to se može izračunati ukupan numerički ugib čvora na maksimalnom dohvatu kao:

$$\Delta z_{45(\text{total})} = \Delta z_{45(M=2.65)} - \Delta z_{45(M=0)} = -0,47813 - 0,23214 = -0,71027 \text{ m} \quad (7.3)$$

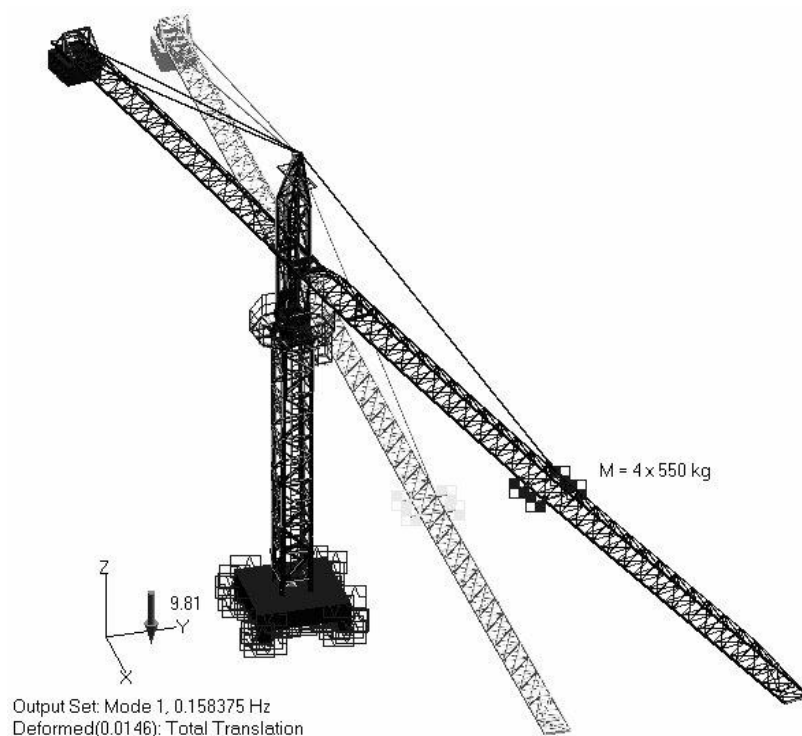
Vrednost ugiba iz (7.3) ukazuje na kategoriju velikih pomeranja i ima relativno malo maksimalno odstupanje od +2.937% u odnosu na eksperimentalnu vrednost ugiba dobijenu iz više merenja (tabela 6.1).

Model-1 opterećenja pobuđuje dominantno oscilovanje strukture strele u vertikalnoj ravni. Pri tom, nakon rasterećenja, struktura slobodno osciluje najnižom sopstvenom frekvencijom $\omega_1 = 0.1687$ Hz koja odgovara prvom modalnom obliku i to torzionom oscilovanju tornja. Dakle, torzione oscilacije su važne jer pripadaju najnižem obliku oscilovanja jedne strukture.

Šta će se dogoditi ako bi se model opterećenja promenio u smislu pravca dejstva sile (momenta) pobude, odnosno izazivanja torzionog oscilovanja tornja dizalice pri podignutom teretu? Za tu potrebu, korišćen je isti model dizalice ali sa izmenjenim modelom tereta pa je umesto tereta mase 5.3 t korišćen teret $M_{Q3} = 2.2$ t raspoređen u četiri čvora na sredini strele. Tako je izvedeno i eksperimentalno ispitivanje. Pobuda je izazvana rotacijom strele oko

Tabela 7.1: Numeričke sopstvene kružne frekvencije ω [Hz]

Analiza: Vertikalno opterećenje Teret: $M_{Q1} = 5.3$ t	Mod	Mod 1	Mod 2	Mod 3	Mod 4
	Frekvencija	0.1687	0.4749	0.5596	1.5446
	Mod	Mod 5	Mod 6	Mod 7	Mod 8
	Frekvencija	1.6342	2.0274	2.5162	2.7747
Analiza: Njihanje strele – torzija Teret: $M_{Q3} = 2.2$ t	Mod	Mod 1	Mod 2	Mod 3	Mod 4
	Frekvencija	0.1583	0.4478	0.5377	1.4859
	Mod	Mod 5	Mod 6	Mod 7	Mod 8
	Frekvencija	1.5808	1.9585	2.0216	2.4801



Slika 7.4 Osnovni oblik oscilovanja modela toranjske dizalice Potain-744E (Mod 1):
 $\omega_1=0.1583$ Hz, $T_1=6.317$ s.

tornja i naglim zaustavljanjem – kočenjem rotacionog kretanja (koliko je to moguće zbog zaštitnih sistema na dizalici).

U tabeli 7.1 je dat uporedni pregled prvih osam sopstvenih vrednosti za obe numeričke analize, pri vertikalnom oscilovanju i njihaju strele. Možemo izračunati da je period njihanja strele tj. torzionog oscilovanja oko glavne vertikalne ose tornja $T_N=6.317$ s pri najnižoj sopstvenoj frekvenciji $\omega_1=0.1583$ Hz (tabela 7.1). Upravo je taj oblik oscilovanja, sl. 7.4, eksperimentalno posmatran za verifikaciju numeričkog modela.

7.1.2. Odgovor strukture toranjske dizalice na incident po Modelu-2

Otkaz jednog ili više odgovornih elemenata može usloviti nefuncionalnost sistema ili ugroziti integritet i stabilnost čitave strukture. Ekstremni oblik otkaza mehaničkih elemenata je lom. Okvirne strukture mogu izvršiti preraspodelu unutrašnjih sila (rezerviranje) na okolne strukturne (mehaničke) elemente u zoni otkaza, do određenog nivoa opterećenja – ostatka nosivosti (stabilnosti). Koji su to nivoi rezerve, proveravano je dinamičkom analizom tranzijentnih stanja konstrukcije toranjske dizalice POTAIN-744E pod dejstvom opterećenja a po modelu simulacije otkaza odgovornog elementa – Modelu-2. Korišćen je isti FE model dizalice kao i u prethodnoj analizi.

Cilj dinamičke analize je utvrđivanje nivoa sposobnosti strukture dizalice za rezerviranje tj. preraspodelu energije u slučaju incidentne situacije „loma“ odgovornog elementa. Taj element je jedna od dve zatege kontra-strele (konačni element E-158). Izbor oblika promene unutrašnje sile F_{E-158} (modela opterećenja) je objašnjen u odeljku 4.4.2. Za sve vreme simulacije T_S struktura je opterećena nazivnim teretom na odgovarajućem dohvatu. Ista ramp-funkcija opterećenja sa sl. 4.16 korišćena je u tranzijentnim simulacijama strukture za sve ulazne parove „nosivost-dohvat“ iz tabele 7.2. Posle „loma“ zatege E-158, sl. 4.17, interesantno je dinamički propratiti ponašanje ispravne (preostale) zatege kontra-strele E-159 i glavne zatege dizalice E-17. Oba člana konstrukcije su modelirana konačnim elementom tipa štapa. Posebno su posmatrani dinamički odgovori u formi aksijalnih sila (eng. *rod axial force*) ovih dvaju elemenata. Te dinamičke aksijalne sile upoređivane su sa statičkim silama iz prethodno sprovedene nelinearne statičke analize, kako bi se odredili nivoi rasta sila usled incidenta „loma“ zatege. Rast dinamičkih sila u odnosu na statičke prikazan je dinamičkim koeficijentima K_D . Oni su dobijeni simulacijom i predstavljaju dinamičku rezervu konstrukcije pod uslovom njenog očuvanog integriteta i stabilnosti. Dinamička rezerva ogleđa se u elastičnosti, stabilnosti i funkcionalnosti.

Dinamički odgovori izabranih elemenata FEM modela dizalice prikazani su tabelama 7.3 i 7.4. Pokazatelji iz tabele 7.3 su prikazani na sl. 7.5 gde se vidi da najveća osetljivost

Tabela 7.2: Nosivost i dohvat dizalice POTAIN-744E (tabela proizvođača)

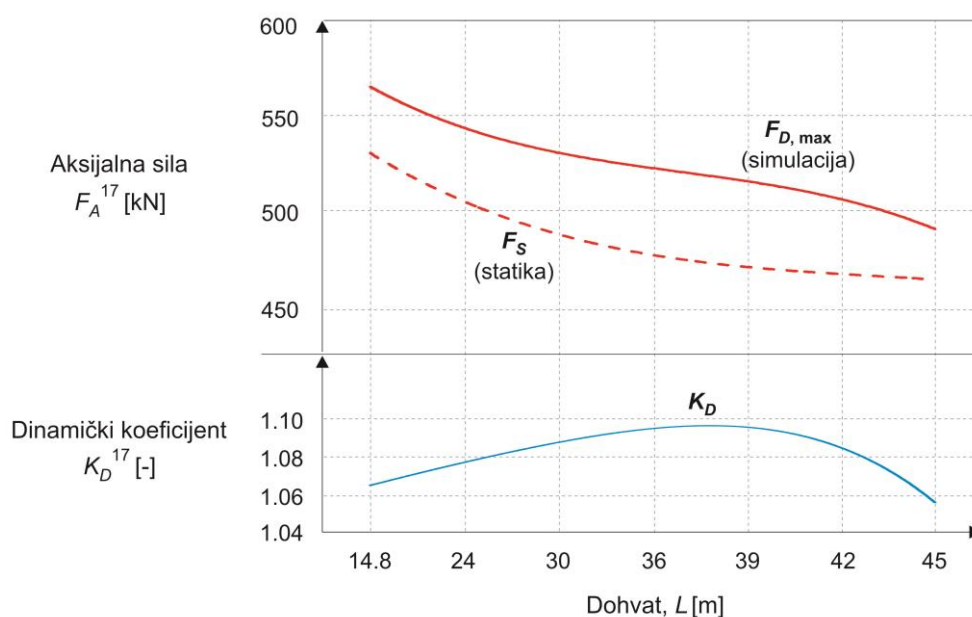
Dohvat, L [m]	14.8	24	30	36	39	42	45
Nominalna nosivost, M [t]	10	5.53	4.15	3.24	2.9	2.6	2.35

Tabela 7.3: Glavna zatega E-17 – aksijalne sile i dinamički koeficijenti

Dohvat L [m]	Nominalna nosivost M [kg]	Dinamička sila F_{D-max} [N]	Statička sila F_S [N]	Dinamički koeficijent $K_D=F_{D-max}/F_S$ [-]
14.8	10000	565458	530943	1.065
24	5530	542651	502966	1.079
30	4150	531149	489061	1.086
36	3240	521556	476707	1.094
39	2900	517711	471342	1.098
42	2600	504086	465464	1.083
45	2350	491000	464501	1.057

strukture glavne zatege E-17 (K_{D-max}) odgovara dohvata $L=36\div 39$ m za date nosivosti i pod dejstvom poremećaja sa sl. 4.16. Posmatrajući samo izabrane parove dohvat/nosivost, uočava se najveća razlika između maksimalne dinamičke i statičke aksijalne (unutrašnje) sile na dohvatu $L=39$ m, sl. 7.5. Povećanjem dohvata L , od početne ka najvećoj vrednosti, aksijalna sila glavne zatege opada, bilo da je dobijena pri statičkom ili dinamičkom opterećenju.

Kod posmatranog „loma“, rezerviranje je najviše izraženo u bliskom okruženju tj. okolnim elementima strukture. Dinamički koeficijenti K_D iz tabele 7.4 grafički su predstavljeni

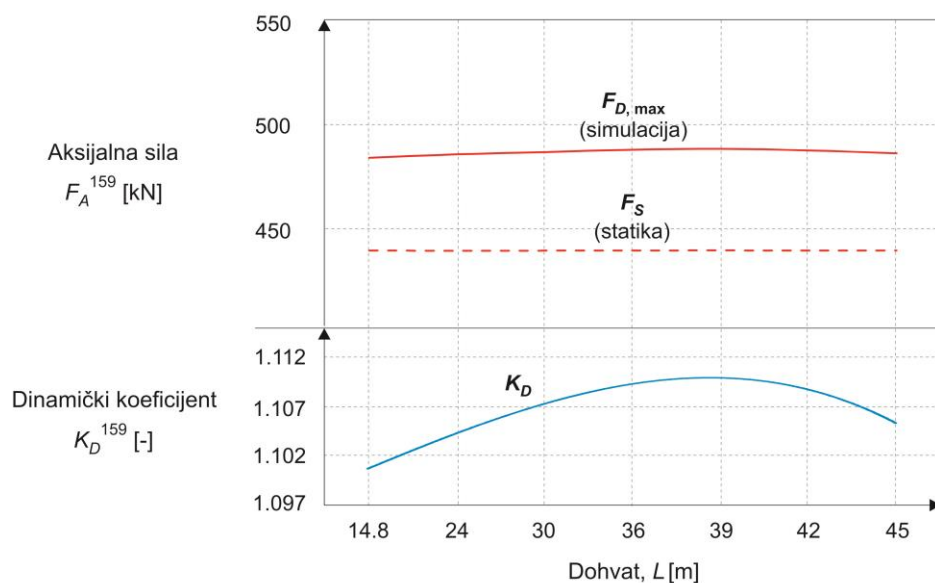


Slika 7.5 Glavna zatega E-17: zavisnost aksijalnih sila F_A i dinamičkog koeficijenta K_D od položaja tereta (i odgovarajuće nosivosti).

Tabela 7.4: Pomoćna zatega E-159 – aksijalne sile, koeficijenti K_D i K_F

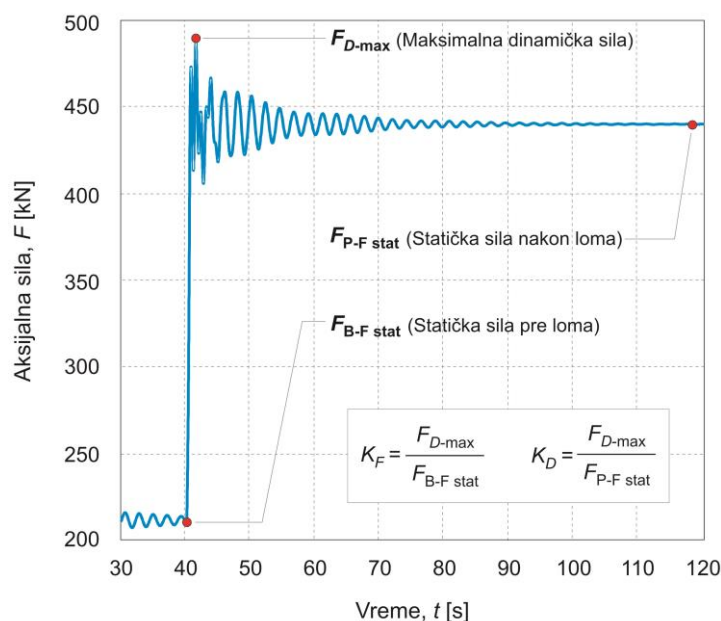
Nosivost/ /Dohvat M/L [t/m]	Dinamička sila F_{D-max} [N]	Statička sila F_S [N]	Statička sila F_S^* [N]	Dinamički koeficijent K_D [-]	Koeficijent rasta sile K_F [-]
(1)	(2)	(3)	(4)	(2)/(3)	(2)/(4)
10/14.8	484041	439824	228496	1.101	2.118
5.53/24	485675	439772	228490	1.104	2.126
4.15/30	486787	439799	228490	1.107	2.130
3.24/36	487901	439893	228490	1.109	2.135
2.9/39	488311	439924	228490	1.110	2.137
2.6/42	487544	439855	228491	1.108	2.134
2.35/45	486194	439902	228491	1.105	2.128

*Statička sila pre kidanja zatege



Slika 7.6 Zatega kontra-strele E-159: zavisnost aksijalnih sila F_A i dinamičkog koeficijenta K_D od položaja tereta (i odgovarajuće nosivosti).

dijagramima na sl. 7.6 i ukazuju na postojanje rezerve nosivosti preostale zatege od 10-11%. Najveći normalni naponi u strukturi iznose $\sim 1.0E+8 \text{ N/m}^2$ i još uvek zadovoljavaju raspoloživu granicu elastičnosti. „Kidanje“ pomoćne zatege je odgovorno za ukupan rast sile u redundantnom strukturnom elementu. Ova promena sile se predstavlja koeficijentom K_F kao kombinacijom statičkog porasta i dinamike izazvane incidentom, sl. 7.7. Dakle, pored pomenutog dinamičkog koeficijenta K_D , može se izračunati još jedan efektan pokazatelj dinamičkog ponašanja strukture – koeficijent ukupnog rasta sile K_F (tabela 7.4).



Slika 7.7 Aksijalna sila u zategi kontra-strele E-159 usled loma (prekida) redundantnog elementa, zatege E-158; K_D – dinamički koeficijent, K_F – koeficijent ukupnog rasta sile.

7.1.3. Odgovor strukture toranjske dizalice na incident po Modelu-3

U praksi su prisutna oštećenja kosih štapova u osnovi toranjske dizalice, koja su nastala zbog stalne izloženosti te zone konstrukcije nepovoljnim dejstvima iz okoline u procesu transporta dizalice i manipulacije teretom. Za analizu je korišćen Model-3 incidenta, sl. 4.18(b), kojim se deluje na strukturu dizalice sa smanjenim performansama, odnosno sa skrivenom neispravnosću. Tako narednom incidentu – odbacivanju tereta prethodi oštećenje jednog ili dva glavna kosa štapa postolja dizalice. Neispravni su štapovi E-33 i E-34 sa sl. 4.18(a). Štap E-33 se nalazi na strani protiv-tega a štap E-34 na strani tereta. Na bazi promene težine tereta, traženo je kritično stanje napona u zoni oštećenja (u štapovima E-4 i E-35 sa sl. 4.18(a)), a koje dovodi do gubitka integriteta lokalne geometrije strukture. Istraživanje indikatora oštećenja na krivama dinamičkih odgovora vršeno je metodama brzog prototipnog projektovanja nelinearnih struktura na modelu toranjske dizalice TOPKIT-FO/23B nosivosti 2.26 t na maksimalnom dohvatu od 50 m. Model dizalice je diskretan, sastavljen od elemenata tipičnih geometrijskih formi. Štapovi okvirne strukture predstavljeni su konačnim elementom tipa grede sa više različitih poprečnih preseka. Usvojen je materijal noseće strukture – konstruktivni čelik S355 (EN 10025).

S obzirom da su u modeliranju korišćeni vitki elementi male površine poprečnog preseka za analizu su značajne aksijalne sile u tim elementima. Posebno su interesantni elementi (predstavljeni pomoću konačnog elementa grede) u pojasu oslanjanja i to oni čija je podužna osa paralelna sa vertikalnim pravcem, kao i kosi elementi. Nakon više nelinearnih statičkih proba na modelu dizalice sa neoštećenom strukturom (slučaj S-1), utvrđen je koeficijent rezerve stabilnosti kao odnos maksimalne i nominalne nosivosti na najvećem dohvatu, odnosno:

$$K_{S-1} = \frac{Q_{S-1,\max}}{Q_n} = \frac{5.6}{2.26} = 2.478 \quad (7.4)$$

Nelinearnom statičkom analizom modela sa delimičnom ispravnosću (slučaj S-2: stanje „u otkazu“ kod elemenata E-33 i E-34) dobijena je kritična vrednost opterećenja $Q_{S-2,\max}$ i ona je manja u odnosu na prethodni slučaj. Već objašnjeni koeficijent statičke rezerve je u ovom slučaju:

$$K_{S-2} = \frac{Q_{S-2,\max}}{Q_n} = \frac{4.64}{2.26} = 2.053 \quad (7.5)$$

Smanjenje statičke rezerve, u slučaju S-2 (oštećena struktura) u odnosu na slučaj S-1 (ispravna struktura), izraženo je koeficijentom ΔK_S :

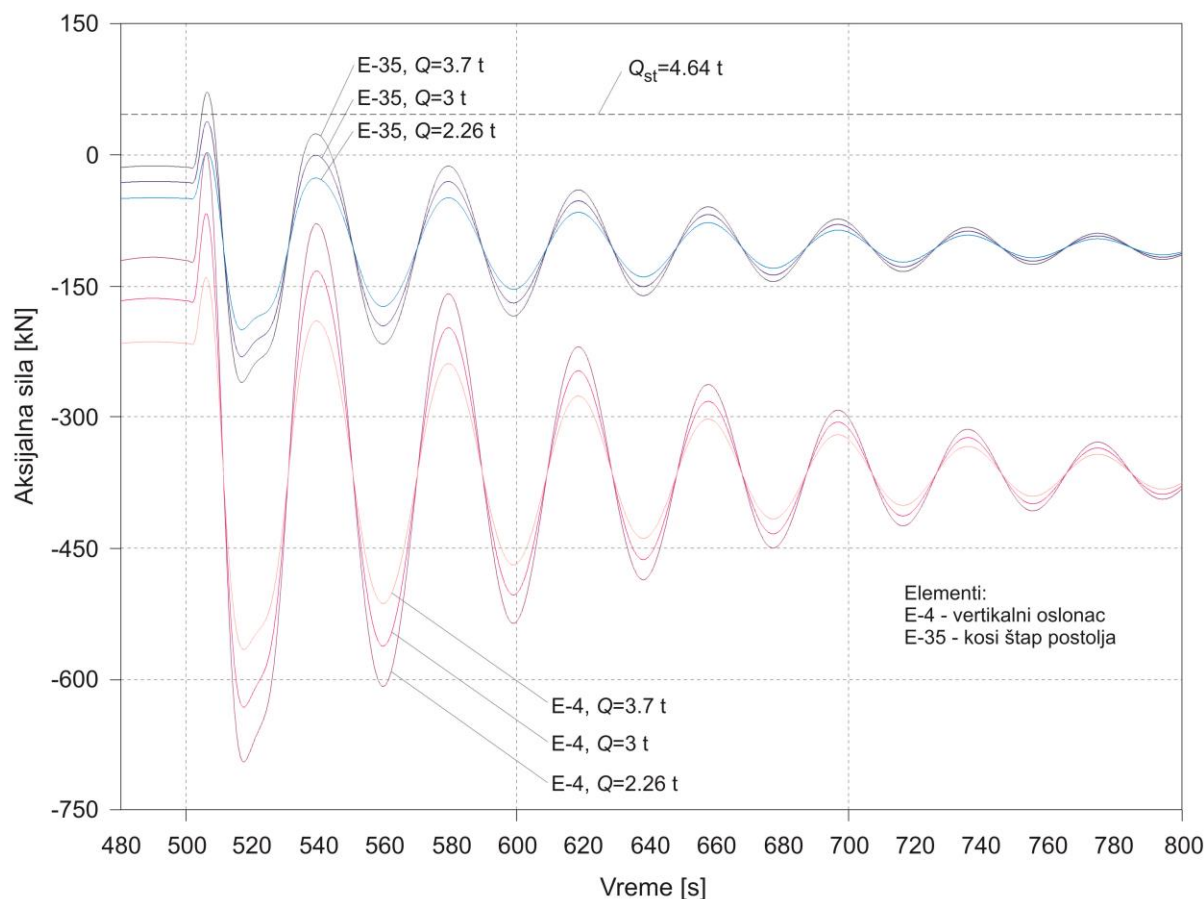
$$\Delta K_S [\%] = \frac{K_{S-2} - K_{S-1}}{K_{S-1}} \cdot 100 = \frac{2.053 - 2.478}{2.478} \cdot 100 = -17.15\% \quad (7.6)$$

Dinamičkim probama na modelu dizalice u slučajevima stanja ispravnosti S-1 i S-2 dobijene su grupe aksijalnih sila kao odgovori elemenata strukture koji ukazuju na smanjenje rezerve nosivosti pri povećanju težine tereta i dinamičkom dejstvu izazvanom incidentom („padom“ tereta). Odgovor strukture je, u pogledu aksijalnih sila i kombinovanih normalnih napona na incident, takav da se realno smanjuje nivo mogućeg preopterećenja dizalice u odnosu na granicu postavljenu statičkom nelinearnom analizom. Uslovi otpornosti materijala konstrukcije za vreme proba nisu bili ugroženi, a dobijene vrednosti napona u elementima strukture nisu prelazile dozvoljene vrednosti.

Dinamičke probe neoštećene strukture realizovane su sa promenljivim nazivnim opterećenjem (teretom) do nivoa gubitka stabilnosti oslonca u članu E-4. Incidentno dinamičko opterećenje izazvano je naglim prekidom sile u užetu (padom tereta) u svakoj od proba. Promena znaka aksijalne sile u štapu oslonca E-4 javlja se pri dinamičkom opterećenju $Q_{D-1,max}=4.4$ t na samom početku perioda smirivanja. Tada aksijalna sila u štapu E-4 iz pritiskne prelazi u zateznu, što izaziva odvajanje točkova od oslonaca. Time je direktno ugrožena opšta statička stabilnost objekta. Isto stanje narušene stabilnosti odnosi se i na paralelni element E-2. Koeficijent dinamičke rezerve u slučaju neoštećene strukture (slučaj S-1) iznosi:

$$K_{D-1} = \frac{Q_{D-1,max}}{Q_n} = \frac{4.4}{2.26} = 1.947 \quad (7.7)$$

Za vreme proba, a do pojave kritičnog dinamičkog opterećenja, izabrani kosi štap u pojasu oslanjanja konstrukcije E-35 je sve vreme imao negativni predznak („-“) aksijalne sile (znak pritisnutog štapa) koja je manjih amplituda i varira oko znatno manje srednje vrednosti intenziteta u odnosu na silu koja se u istim probama javljala u osloncu E-4, u periodu smirivanja konstrukcije. Na bazi ovih istraživanja došlo se do zaključka da otkaz jednog kosog pojasnog člana postolja ne može ugroziti ukupnu stabilnost dizalice pod propisanom nosivošću. Pa treba videti šta bi se dogodilo sa stabilnošću ako bi ta ista dizalica imala prethodne (skriveno) otkaze dvaju kosih štapova u oblasti oslanjanja E-33 i E-34 (slučaj S-2). Promena aksijalnih sila u štapovima E-4 i E-35, u slučaju neispravnosti (S-2), prikazana je na sl. 7.8. S obzirom da se promena predznaka sile javlja u štapu E-35 pri teorijskom opterećenju od pada tereta mase 3.7 t, to je za maksimalno dinamičko opterećenje upravo uzeta vrednost $Q_{D-2,max}=3.7$ t. Dinamička rezerva je izražena dinamičkim koeficijentom koji u ovom slučaju iznosi:



Slika 7.8 Aksijalne sile u izabranim elementima postolja oštećene strukture dizalice (slučaj ispravnosti S-2).

$$K_{D-2} = \frac{Q_{D-2,\max}}{Q_n} = \frac{3.7}{2.26} = 1.637 \quad (7.8)$$

Dinamički odgovor strukture u stanju (ne)ispravnosti S-2, sl. 7.8, daje nešto veće amplitude promene sile u elementu E-4 nego u slučaju ispravnosti strukture S-1. Ta odstupanja sile veća su na samom početku perioda smirivanja (nakon incidenta), a zatim ona variraju oko srednje vrednosti koja je približno istog intenziteta (u oba slučaja ispravnosti). Štap na kraju simulacije ostaje pritisnut u oba slučaja ispitivanja.

Veoma je interesantno ponašanje kosog pojasnog člana E-35. Veličine amplituda su u odgovarajućim vremenskim intervalima skoro jednake u oba posmatrana slučaja, ali je intenzitet sile u stabilizovanom položaju u prvom slučaju (ispravna struktura) veći (≈ 210 kN) od onog u slučaju delimične ispravnosti (≈ 110 kN). Dakle, neispravnost kosih štapova E-33 i E-34 daje veću redundantnu ulogu preostalim vertikalnim elementima pa čak donekle i statički „rasterećuje“ član E-35. Intenzitet sile u štapu E-35, nakon rasterećenja i smirivanja

(npr. za $t \approx 800$ s, sl. 7.8), je veći od intenziteta sile neposredno pre incidenta prekida užeta (npr. za $t \approx 500$ s, sl. 7.8) što je uticaj dejstva protiv-tega.

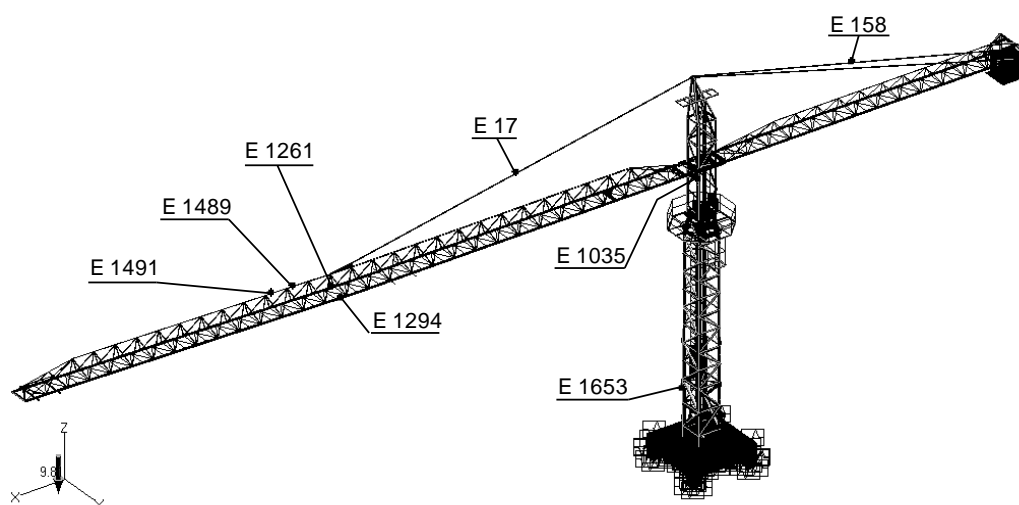
Koeficijenti dinamičke stabilnosti K_D ukazuju na postojanje dovoljne dinamičke rezerve u oba slučaja ispitivanja. Takođe, razlika dinamičkih koeficijenata za slučaj S-2 u odnosu na S-1 ukazuje na porast rizika kod oštećene strukture, odnosno:

$$\Delta K_D [\%] = \frac{K_{D-2} - K_{D-1}}{K_{D-1}} \cdot 100 = \frac{1.637 - 1.947}{1.947} \cdot 100 = -15.92\% \quad (7.9)$$

7.1.4. Odgovor strukture toranjske dizalice na incident po Modelu-4

Dinamičko opterećenje struktura često u praksi ima karakter udara. Poseban vid udarnog dejstva je impuls. Impulsna funkcija se odlikuje silom visokog intenziteta u kratkom vremenskom periodu. Impulsno dinamičko opterećenje posebno može ugroziti stabilnost visokih rešetkastih struktura, kakve su npr. toranjske dizalice. Kod ovih struktura značajne vibracije se javljaju čak i pri ekstremnim radnim dejstvima. Posmatrano je jedno takvo dejstvo na toranjskoj dizalici POTAIN-744E izazvano velikom brzinom spuštanja a zatim i naglim kočenjem korisnog tereta (Model-4 sa sl. 4.19(b)). Simulacija ekstremne dinamike izvršena je na FE modelu dizalice o kome je već bilo reči u prethodnim odeljcima 7.1.1. i 7.1.2. Funkcija poremećaja $F(t)$ u Modelu-4 opterećenja je impulsnog tipa i objašnjena je u odeljku 4.4.4.

Rešavanjem sistema diferencijalnih jednačina kretanja dobijeni su dinamički odgovori strukture dizalice na zadatu incidentnu pobudu (po Modelu-4 incidenta). Rešenja su prikazana u formi unutrašnjih sila članova strukture i pomeranja čvorova u funkciji vremena.



Slika 7.9 Položaj izabranih konačnih elemenata u modelu dizalice.

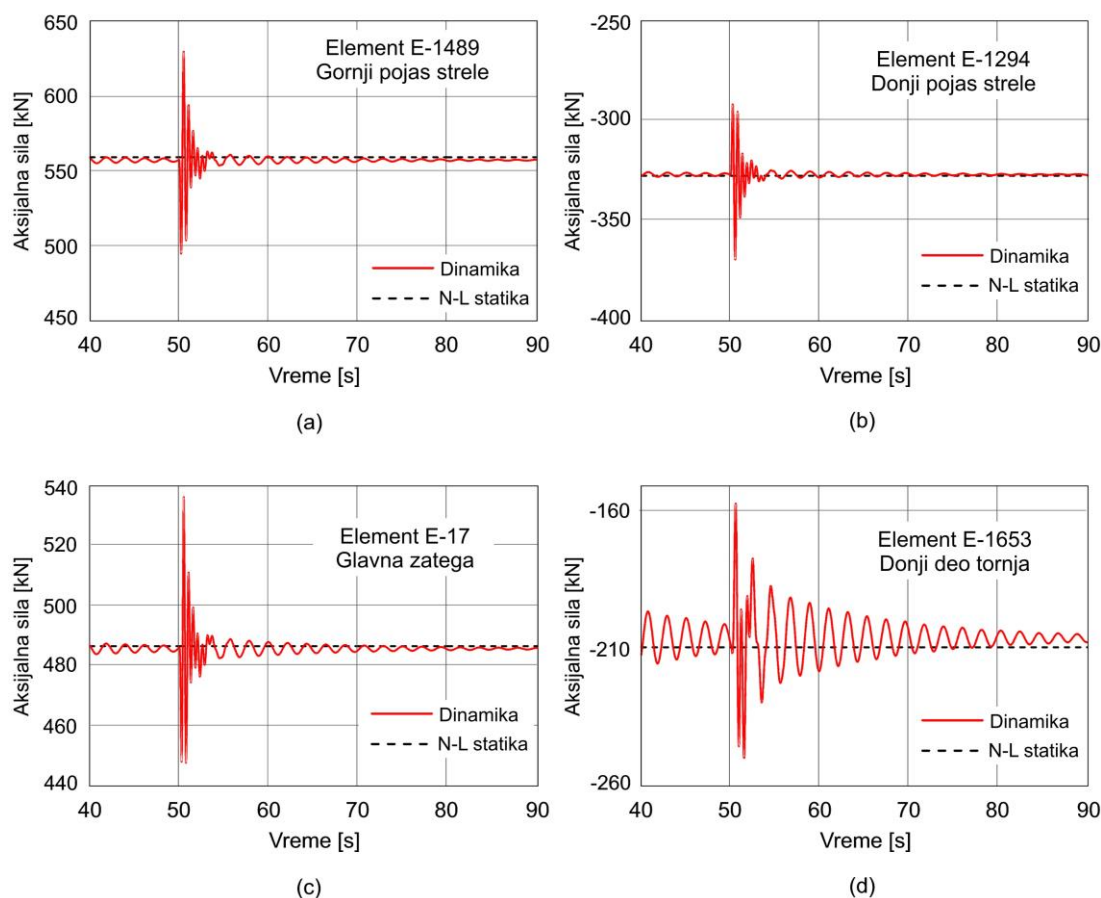
Proveravan je i nivo ekstremnih napona čelične konstrukcije pri čemu je konstatovano da se u elementima strele E-1261 i E-1491, sl. 7.9, javljaju ekstremne vrednosti normalnog napona koje su niže od dopuštenih, odnosno:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\max} &= \sigma_{\max}^{E1491} = 17.66 \text{ kN/cm}^2 \\ |\sigma_{\min}| &= |\sigma_{\min}^{E1261}| = |-11.21| \text{ kN/cm}^2 \end{aligned} \right\} < \sigma_{\lim} = 30 \text{ kN/cm}^2 \quad (7.10)$$

Dinamički koeficijent K_D pokazuje nivo dinamičke rezerve u strukturi pri ekstremnim radnim režimima. Ova rezerva se posmatra kao rezerva unutrašnih sila u štapovima (*beam* elementima) okvirnih nosača. U ovom slučaju tranzijentne analize, dinamički koeficijent K_D se predstavlja količnikom ekstremne aksijalne sile $F_{D,\text{ext}}$ i statičke aksijalne sile F_S , odnosno:

$$K_D = \frac{F_{D,\text{ext}}}{F_S} \quad (7.11)$$

Obe unutrašnje sile iz (7.11) mogu biti ili sile pritiska (F_{\min}) ili sile zatezanja (F_{\max}). Iz šire analize sprovedene u [72], za prikaz sila na sl. 7.10, su izabrana četiri konačna elementa i



Slika 7.10 Aksijalne sile u izabranim konačnim elementima TD pri naglom spuštanju i kočenju tereta.

to dva elementa glavne strele (E-1489 za gornji pojas i E-1294 za donji pojas), element glavne zatege E-17 i element donjeg dela tornja E-1653. Promene unutrašnjih (aksijalnih) sila u izabranim elementima pri opisanom impulsnom opterećenju u datom vremenu simulacije prikazane su na sl. 7.10. Vrednosti aksijalnih sila dobijene su uporedno statički nelinearnom i tranzijentnom analizom u softveru MSC.NASTRAN.

U tabeli 7.5 date su vrednosti aksijalnih sila i dinamičkih koeficijenata nekoliko članova (konačnih elemenata) sa sl. 7.9 koji su izabrani zbog svog karakterističnog položaja ili očekivano velike osetljivosti na pobudu. Posmatrajući tabelu vidimo da struktura raspolaže izvesnom dinamičkom rezervom za rad u ekstremnim režimima i da ona iznosi i do 19% (za *beam* element E-1653 u donjem delu tornja). Ova rezerva se nalazi u granicama projektantski preporučenih vrednosti dinamičkog koeficijenta koje obuhvataju i ovakve ekstremne režime sličnih okvirnih struktura ($K_{D,max}=1.2$).

7.1.5. Odgovor strukture portalno-obrtne dizalice na dinamičko opterećenje vetrom

Kao što je izneto u odeljku 4.4.5, dejstvo vetra na visoku strukturu se može posmatrati dvojako i to kao statičko opterećenje, sa ciljem određivanja graničnih uslova statičke stabilnosti i kao dinamičko opterećenje, sa ciljem utvrđivanja dinamičke rezerve strukture. Kada se govori o dejstvu vetra kao dinamičkom opterećenju, misli se na nalet vetra (eng. *wind gust*) čija dinamička funkcija ima harmonijski karakter. Bilo da je reč o jednostrukom ili višestrukim naletima orkanskoeg vetra integritet i stabilnost visokih struktura mogu biti ozbiljno ugroženi. U takvim slučajevima, u praksi se primenjuje sigurnosna mera tj. promena

Tabela 7.5: Pokazatelji dinamičkog ponašanja TD pri poremećaju „ubrzanje-kočenje“

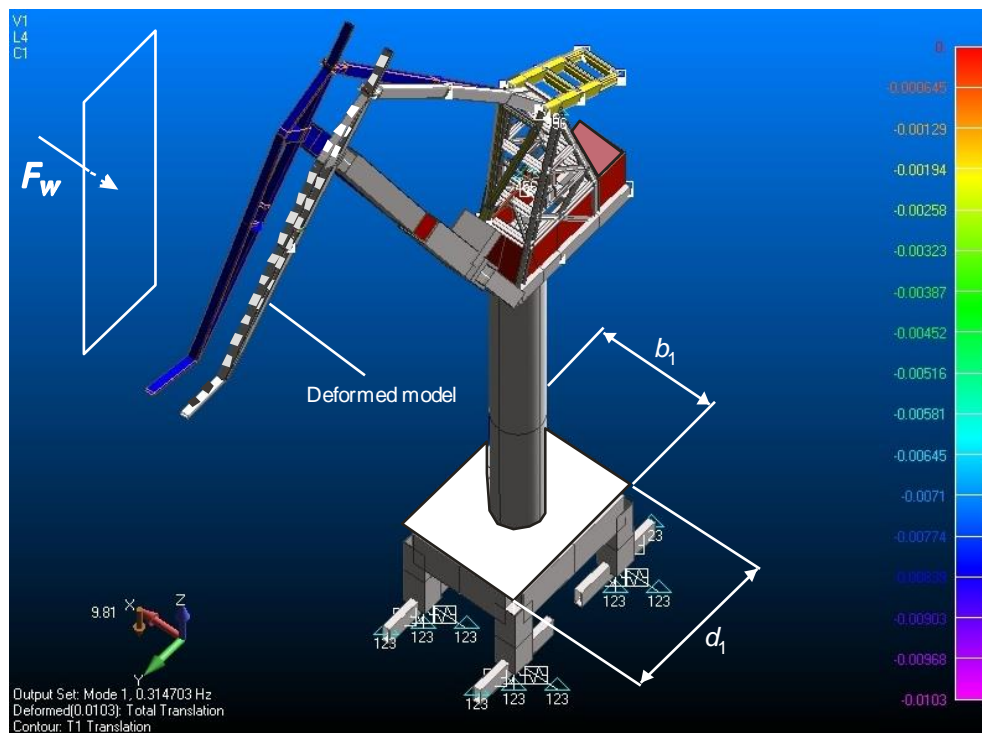
Konačni element	Tip elementa	Deo strukture dizalice	Aksijalna sila		Dinamički koeficijent $K_D = \frac{F_{D,max(min)}}{F_S}$
			Nelinearna statička analiza F_S [N]	Tranzijentna analiza $F_{D,max (min)}$ [N]	
E-17	<i>Rod</i>	Glavna zatega	486682	536255	1.102
E-158	<i>Rod</i>	Zatega kontra-strele	228485	257495	1.127
E-1035	<i>Beam</i>	Toranj	-216458	-247392	1.143
E-1294	<i>Beam</i>	Donji pojas strele	-327449	-369262	1.128
E-1489	<i>Beam</i>	Gornji pojas strele	558991	629243	1.126
E-1653	<i>Beam</i>	Toranj	-209097	-249425	1.193

režima mašina (npr. dizalica) kojom se suspenduju sve radne operacije. Struktura u najkraćem vremenskom roku zauzima bezbedan položaj mirovanja (eng. *rest position*). Ovakvim bezbednosnim mogućnostima raspolažu određene klase transportnih mašina poput autodizalica i mobilnih podiznih platformi. Za *offshore* strukture karakteristična je mogućnost primene tzv. *survival mode* (režima „opstanka“). Nažalost, kod određenih klasa dizalica nije moguć prelazak u bezbedni režim (*safe mode*) zbog specifičnosti njihove konstrukcije i položaja, odnosno namene.

Mada su ekstremna opterećenja iz okoline (*environmental loads*) u domenu retkih pojava tj. izuzetnih opterećenja, ipak se moraju uzeti u obzir prilikom dizajniranja transportnih mašina i drugih struktura koje su stalno izložene vetru. Naleti vetra izazivaju galopirajuće i rezonantno oscilovanje strukture što u končanom može dovesti do rušenja, [77]. Pošto se brodogradilišna portalno-obrtna dizalica odlikuje visokom strukturom i velikom površinom koja je stalno izložena promenljivom dejstvu vetra, upravo je jedna takva, rizična struktura i izabrana za istraživanje dejstva opterećenja vetrom. Pri tom, složene ambijentalne uslove dodatno otežava i relativno nežna geometrija osnove dizalice (širina \times dužina) koja je desetak puta manja od visine strukture, pa novim kriterijumima dizajna treba omogućiti da odgovor strukture ovih mašina na opterećenje izazvano ekstremnim dejstvom iz okoline bude bolji (na prvi znak pojave opterećenja) sa optimalnom preraspodelom krutosti članova, [10], [88]. Istraživanje dinamike je izvedeno na originalno razvijenom FE modelu BD predstavljenom u odeljku 4.3.2 i detaljno objašnjenom u [13].

Za bliže definisanje nepredvidive pojave olujnog vetra posmatrana su prirodna dinamička dejstva sa rezonantnim svojstvima konstrukcija iz havarijskih događaja, [77]. Kritičan period udara vetra može da ima najnižu sopstvenu frekvenciju oscilovanja strukture u posmatranom pravcu tipičnog kretanja vetra. Time se izaziva rezonantni režim oscilovanja strukture. Modalnom analizom je utvrđen taj kritičan period (za posmatranu dizalicu) koji odgovara najnižoj sopstvenoj vrednosti dizalice $\omega_1 = \omega_{\min} = 0.3147$ Hz, sl. 7.11. Nekoliko sledećih frekvencija koje karakterišu modalne oblike noseće strukture u pravcu dejstva vetra (lateralno), dato je u tabeli 7.6.

Na bazi statičkog dejstva vetra, tj. elementarnih sila $F_w(i)$ konstantnog intenziteta, iz (4.37), utvrđivano je eventualno postojanje nestabilnosti strukture. Usvojen je logaritamski profil brzine vetra (4.38) sa referentnom statističkom vrednošću brzine $U(H_{ref}) = 35$ m/s. Na sl. 7.12(a) pokazan je položaj četiri elastična konačna elementa oslanjanja dizalice na tlo. Elementi su označeni sa: E-59, E-60, E-70, E-71. Istraživanje je pokazalo da svi oni ostaju



Slika 7.11 Prvi modalni oblik BD PULA-2 (sopstvena vrednost $\omega_1=0.3147$ Hz).

Tabela 7.6: Izabrani modalni oblici (u pravcu dejstva vetra)

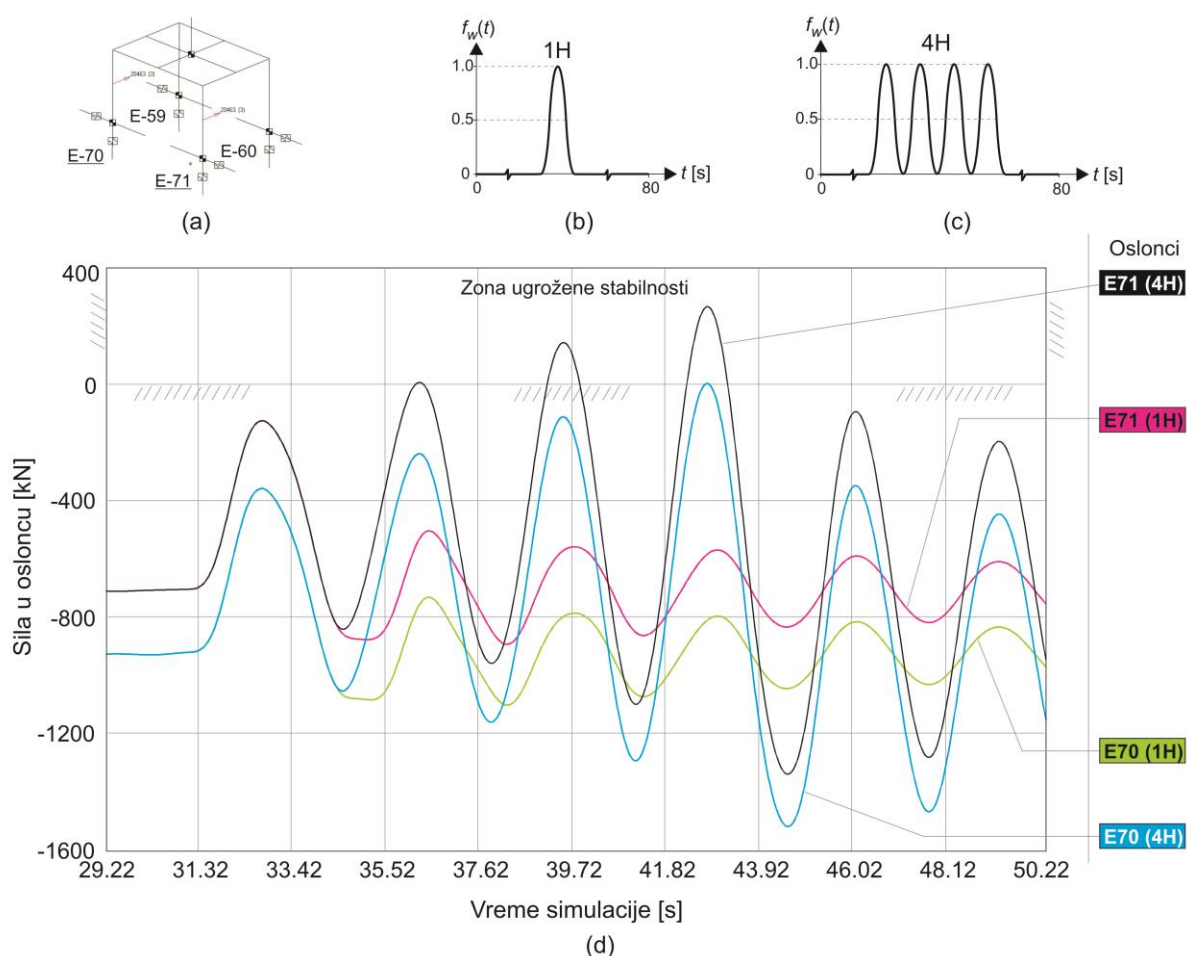
Modalni oblik	Sopstvena frekvencija ω_i [Hz]	Modalni oblik	Sopstvena frekvencija ω_i [Hz]
1	0.3147	12	4.4299
3	0.7334	21	11.5832
5	1.6194	29	16.8452
11	4.2437	32	25.4837

pritisnuti tokom konstantnog statičkog dejstva vetra (sila reakcije u ovim osloncima je negativnog predznaka). Time statički odgovor dizalice ukazuje na stabilnost strukture. Takođe i preraspodela unutrašnjih sila u nogama portala se vrši samo u zoni pritiska pod dejstvom statičkog opterećenja vetrom (tj. statička aksijalna sila u *beam* elementima nogu portala je negativnog predznaka).

Dinamički odgovor strukture BD je, osim za impulsnu pobudu 1H predstavljenu Modelom-5 opterećenja sa sl. 4.21, tražen numerički i za harmonijsku funkciju pobude 4H sa sl. 7.12(c), tranzijentnom analizom jednakog koraka i broja koraka integracije. Periodični karakter vetra je modeliran najmanjom sopstvenom frekvencijom dizalice kao najgori mogući – rezonantni slučaj opterećenja sa kritičnim periodom udara vetra $T=3.18$ s. Scenario sa

funkcijom poremećaja 4H implicira veoma izražena pomeranja gornjeg dela dizalice na visinama iznad 40 m, u pravcu dejstva vetra. Realno, u periodu od 30-50 godina eksploatacije velikih brodogradilišnih dizalica, može se očekivati zaista neki sličan ekstreman događaj sa ovakvim neverovatnim scenarijem koji će dovesti do promene znaka sile reakcije u pojedinim elastičnim osloncima, a time i do podizanja konstrukcije od podloge. Ta karakteristična promena znaka elastične sile se konkretno, u primeru BD, javlja u osloncu E-71 na prednjoj strani portala (izloženoj vetru), sl. 7.12, i ona će izazvati kratkotrajnu dinamičku nestabilnost strukture što se manifestuje podizanjem voznih točkova baznog portala u trajanju od približno 1 sec.

Što se samih veličina pomeranja tiče, posebno je interesantan element klackalice čiji vrh osciluje izuzetno velikim amplitudama i to u rasponu od -4.91 do 4.47 m! Horizontalno oscilovanje (pomeranje) vrha klackalice u čvoru N-38 i pravcu dejstva vetra, usled dejstva statičkog i dinamičkog opterećenja vetrom, prikazano je na sl. 7.13.



Slika 7.12 (a) Položaj elastičnih oslonaca portala E, (b) Funkcija opterećenja vetrom sa jednim harmonikom – 1H, (c) Funkcija opterećenja vetrom sa četiri harmonika – 4H, (d) Sile reakcije u elastičnim osloncima E-70 i E-71 za dva promenljiva dejstva – 1H i 4H.

Dinamički koeficijent K_D se može formulirati kao odnos unutrašnjih sila $F_{A(h)}$, u elementima usled dinamičkog opterećenja vetrom i ustaljenog dejstva vetra F_A kao statičke sile u konstrukciji, odnosno:

$$K_D = F_{A(h)} / F_A \quad (7.12)$$

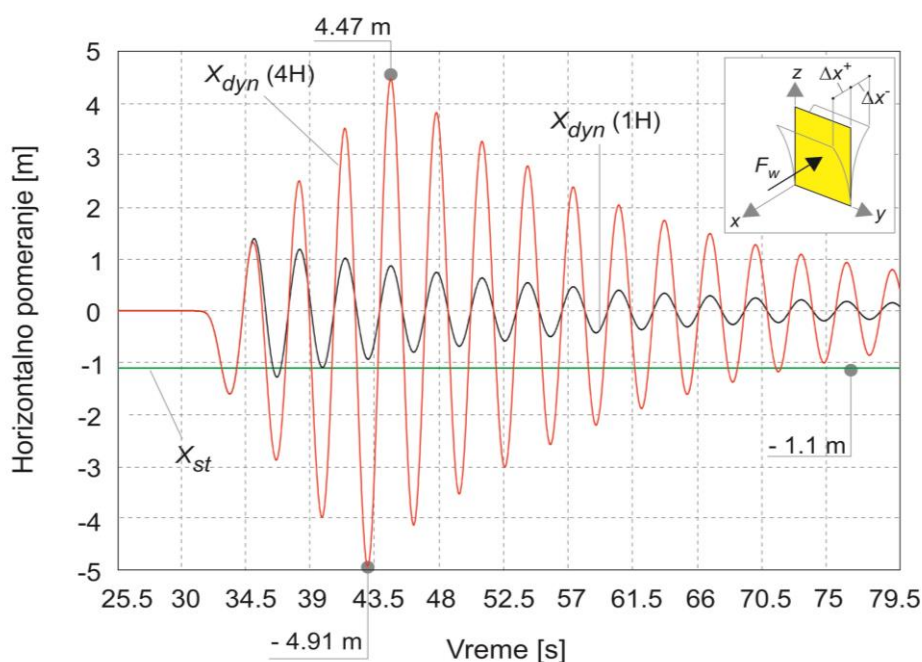
Međutim, ukoliko se dizajn proverava prema maksimalnoj statičkoj sili vetra, tj. pri kontinualnom dejstvu vetra bez oscilovanja, isključiće se oscilovanje visokih masa dizalica. Rast dinamičkih sila, izražen u tabeli 7.7, usled oscilovanja visokih masa je daleko veći u odnosu na druge dinamičke procese koje opisujemo dinamičkim koeficijentima.

Tabela 7.7: Aksijalne sile F_A i dinamički koeficijenti K_D

Element	F_A^* [N]	$F_{A(h)}^{**}$ [N]	K_D
E-212	-960863	-2110270	2.196
E-213	-689637	-1811226	2.626
E-214	-689961	-1406792	2.039
E-215	-961181	-1698516	1.767

* Unutrašnja statička aksijalna sila u KE nogu dizalice E-212÷E-215 (bez opterećenja vetrom – samo od sopstvene mase dizalice);

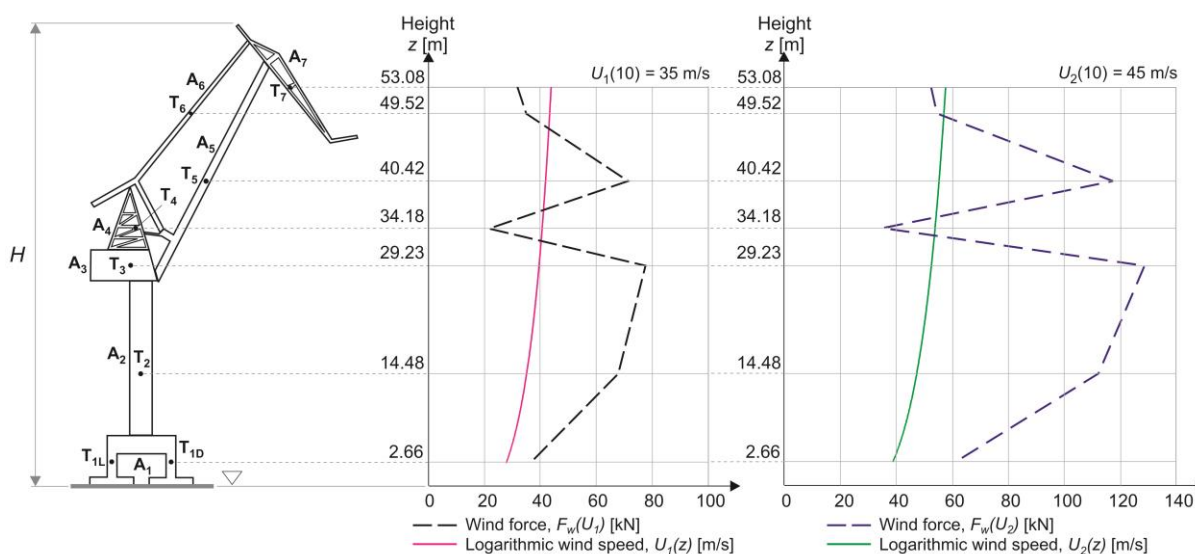
** Unutrašnja dinamička (tranzijentna) aksijalna sila u istim elementima (pod dejstvom vetra – sinusna funkcija 4H). Uzete su najveće vrednosti sile pritiska u elementima (*minimum axial forces*).



Slika 7.13 Statička i dinamička x -translacija čvora N-38 (zelena prava pokazuje pomeranje vrha klackalice pri statički tretiranom vetru).

Prethodna istraživanja su se bazirala na referentnoj brzini vetra od 35 m/s. Međutim, brzine vetra se razlikuju posmatrajući uporedno tzv. kontinentalnu i primorsku (obala i ostrva) oblast, [89]. Posebne oblasti u kojima se nalaze mostovi, poput Paga, Krka i Maslenice u Republici Hrvatskoj, imaju čak i veće maksimalne 10-minutne brzine vetra u odnosu na okolne oblasti i to čak preko 40 m/s. Tu naleti vetra često dostižu i 60 m/s. S obzirom na statističke podatke zabeležene na području Balkanskog poluostrva, u simulaciona istraživanja je uključena još jedna karakteristična referentna brzina vetra i to od 45 m/s, [90].

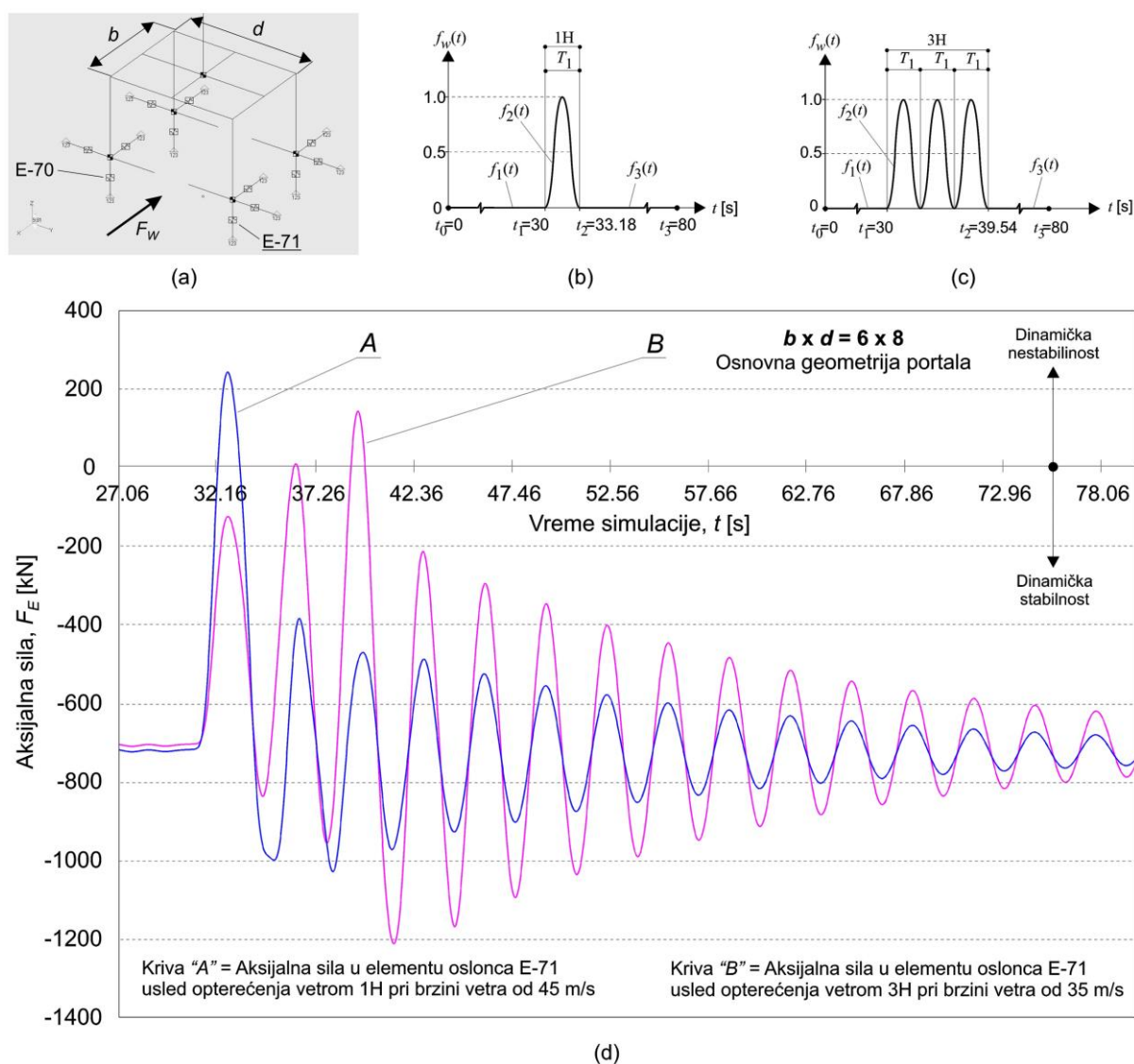
Jedan od ciljeva istraživanja je pokazati šta se događa sa dinamičkom stabilnošću iste strukture kad na nju dejstvuje vetar veće brzine $v=45$ m/s u jednom naletu i vetar manje brzine $v=35$ m/s sa ponavljajućim dejstvom (u više naleta). U novoj analizi je korišćen model ponavljajućeg harmonijskog opterećenja vetrom 3H, sl. 7.15(c), za razliku od prethodne analize kada je korišćen model 4H. U tom smislu posmatrane su sile reakcije u elastičnim osloncima (označenim elementima sa sl. 7.12(a)) i to prvo izvedenog tehničkog rešenja BD sa osnovnim dimenzijama portala $b_1 \times d_1 = 6 \times 8$ m, a zatim i redizajniranog modela iste dizalice sa novim dimenzijama portala $b_2 \times d_2 = 8 \times 8$ m. Pri tom, dimenzije b se odnose na globalni x -pravac tj. pravac dejstva vetra (F_w , sl. 7.11). Za pojašnjenje pristupa istraživanju može poslužiti i sl. 7.14 na kojoj se vidi logaritamski profil vetra i diskretne vrednosti sile vetra (statičke) u zavisnosti od referentne brzine vetra $U(H_{ref})$ i visine z težišta izloženih površina dizalice A_i . Kao što je već rečeno, svi elementi elastičnog oslanjanja portala $b_1 \times d_1$ (*spring* konačni elementi) su ostali pritisnuti pod dejstvom **statičkog opterećenja vetra** referentnom



Slika 7.14 Elementarne izložene površine dizalice A_i , promena brzine vetra prema (4.38) i sile vetra prema (4.37) za dve vrednosti referentnih brzina vetra $U(H_{ref}=10\text{m})=35$ m/s i 45 m/s, u zavisnosti od visine z težišta elementarnih površina.

brzinom od 35 m/s ali i u slučaju druge izabrane referentne brzine od 45 m/s. Dakle, postoji zadovoljavajuća stabilnost dizalice – statička stabilnost.

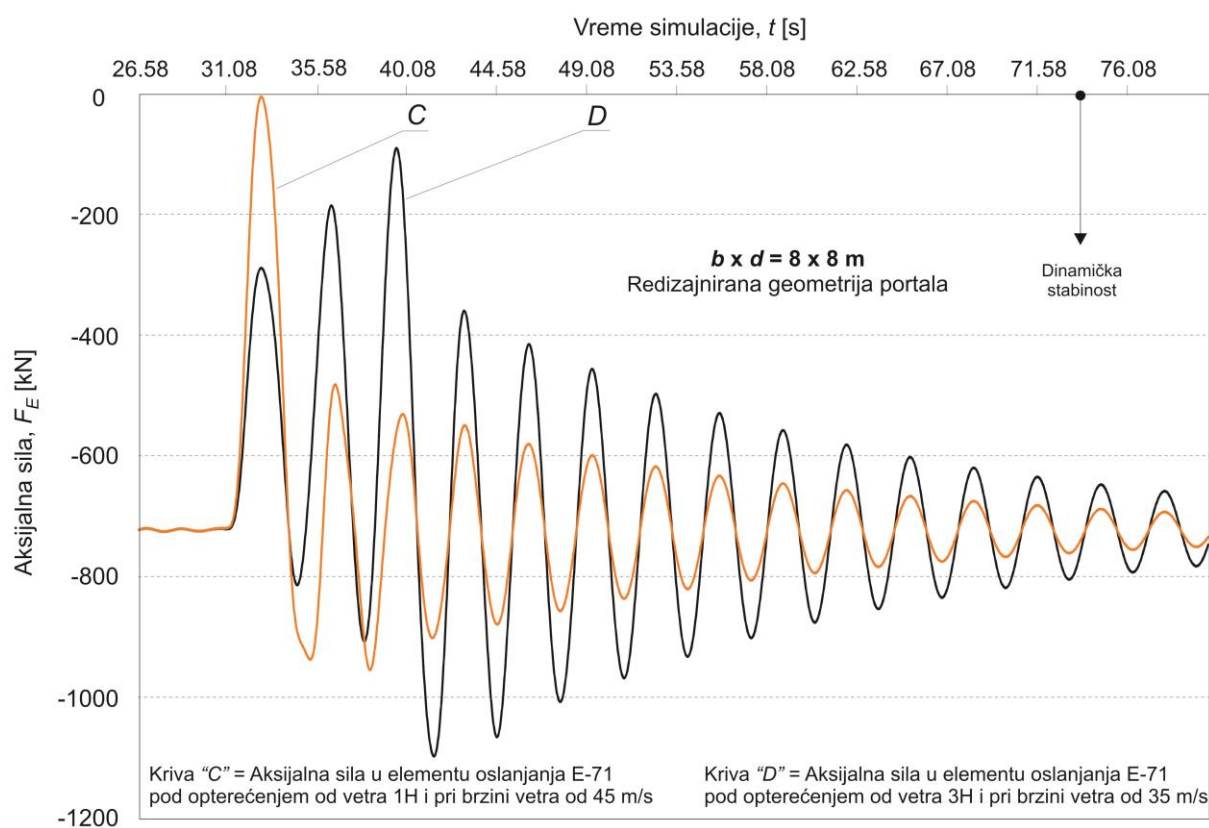
Šta se događa sa dinamičkom stabilnošću? U oba slučaja dinamičke analize (ranijeg modela opterećenja 1H i novog 3H), pre ili kasnije u toku simulacije dolazi do pojave dinamičke nestabilnosti početnog (izvedenog) portala dizalice dimenzija osnove $b \times d = 6 \times 8$ m što pokazuju krive A i B sa sl. 7.15(d). Sa dijagrama (kriva B, sl. 7.15(d)) se može videti da čak manja brzina vetra od 35 m/s u više naleta ima gotovo jednak efekat na strukturu – izaziva nestabilnost kao i veća brzina od 45 m/s u jednom naletu. Na dijagramu je pokazana promena sile reakcije samo za element E-71 jer ona ima najveće vrednosti upravo u tom



Slika 7.15 (a) Uprošćena šema portala sa elastičnim osloncima, (b) sinusna pobuda – jedan nalet vetra, (c) sinusna pobuda – tri naleta vetra, (d) dinamički odgovori u vidu aksijalne sile u konačnom elementu E-71 – elastičnom osloncu izvedenog rešenja portala osnovnih dimenzija $b \times d = 6 \times 8$ m.

elementu. Korišćene su različite referentne brzine vetra tako da veća brzina $v=45$ m/s odgovara samo jednom naletu vetra (funkcija 1H) dok niža brzina $v=35$ m/s trima naletima (3H), što je moguća situacija na Balkanskom prostoru. Pobude vetra 1H i 3H su, kao što je već objašnjeno, složene funkcije i imaju sinusni oblik čiji korak (period) odgovara rezonantnoj sopstvenoj vrednosti $\omega_{1(6 \times 8)}=0.3147$ Hz, za izvedenu geometriju portala $b_1 \times d_1=6 \times 8$ m, odnosno $\omega_{1(8 \times 8)}=0.3149$ Hz, za modifikovanu geometriju $b_2 \times d_2=8 \times 8$ m elastično oslonjene dizalice.

S obzirom na nepovoljne rezultate tranzijentne analize sa sl. 7.15, pristupilo se redizajnu modela u smislu promene geometrije portala a sa ciljem dobijanja povoljnijeg dinamičkog odgovora posmatranih članova strukture. Modifikovana osnova portala sada ima dimenzije $b_2 \times d_2=8 \times 8$ m. Na redizajniranom modelu dizalice je izvršena modalna analiza u cilju utvrđivanja najniže (rezonantne) sopstvene vrednosti, a to je $\omega_1=0.3149$ Hz. Zatim je sprovedena tranzijentna analiza za obe brzine vetra i isti kritični period naleta $T_1=3.18$ s, tj. za oba slučaja opterećenja vetrom (1H i 3H). Na sl. 7.16 dat je po jedan dinamički odgovor redizajnirane strukture dizalice u vidu promena aksijalne sile (krive C i D) u elementu E-71 za svaki slučaj opterećenja. Veličine sila na sl. 7.16 su značajno smanjene redizajniranjem



Slika 7.16 Sile reakcije u konačnom elementu (elastičnom osloncu) E-71 redizajniranog portala sa novom bazom $b_2 \times d_2=8 \times 8$ m za dva promenljiva dejstva vetra 1H i 3H (Nema gubitka stabilnosti!).

portala pa se sada može govoriti o potpuno obezbeđenoj stabilnosti dizalice u oba slučaja opterećenja pri različitim brzinama ekstremnog vazdušnog strujanja.

Upoređivanjem rezultata tranzijentne analize pod uticajem vetra sa statičkom analizom bez dejstva vetra, dolazi se do vrednosti dinamičkog koeficijenta K_D za četiri izabrana konačna elementa E-212 do E-215 koji predstavljaju noge portala, odnosno:

$$K_D = \frac{F_{E,\min}^{dyn}}{F_E^{stat}} \quad (7.13)$$

gde je: $F_{E,\min}^{dyn}$ – minimalna dinamička aksijalna sila pritiska (najveća aksijalna sila) u elementima nogu inicijane osnove portala $b \times d = 6 \times 8$ m, dobijena tranzijentnom analizom; F_E^{stat} – statička sila u elementima nogu, izračunata nelinearnom statičkom analizom inicijalnog portala dimenzija 6×8 m (bez uticaja vetra).

Elementi E-212 i E-213 su smešteni iza površina izloženih uticaju vetra (vetar ih pritiska), dok su elementi E-214 i E-215 postavljeni ispred i direktno su izloženi dejstvu vetra (oni se podižu pod dejstvom vetra). Modeli vetra su na sl. 7.17 označeni kao: 3H pri brzini od 35 m/s i 1H pri brzini od 45 m/s. Bolje prilagođavanje visine, oblika i osnovnog položaja velikih dizalica moguće je ostvariti kroz više *Case Study* analiza dejstva vetra. Zapažamo da početni model portala 6×8 , sa sl. 7.11, ima količnik visine dizalice H i baze b (konkretno baze b_1):

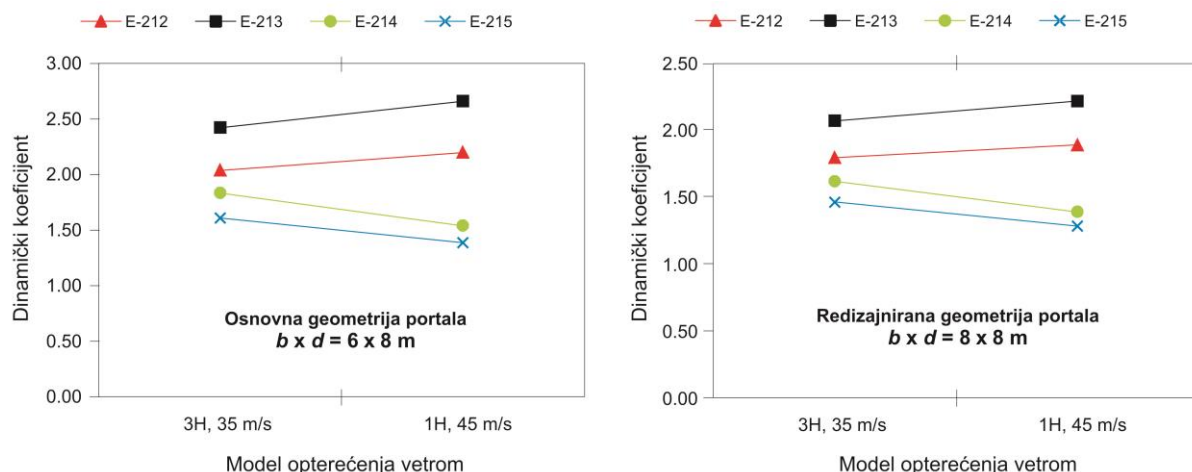
$$\frac{H}{b_1} = \frac{61.13}{6} = 10.188 \quad (7.14)$$

dok redizajnirani model portala 8×8 (sa većom dubinom $b_2 = 8$ m) ima taj količnik:

$$\frac{H}{b_2} = \frac{61.13}{8} = 7.64 \quad (7.15)$$

Sa sl. 7.16 vidimo da pri zadatom opterećenju od vetra geometrija redizajniranog portala ($H/b_2 = 7.64$) obezbeđuje dinamičku stabilnost. U suprotnom, pri manjoj širini portala b ($H/b_1 = 10.188$, sl. 7.15) dobijaju se stanja gubitka stabilnosti (podizanje nogu portala) pri istim dejstvima vetra. Kao privremen kriterijum dizajna portala, predložena je primena „mekog“ kriterijuma dizajna visine dizalice i baze portala kod visokih struktura dizalica, tj:

$$\frac{H}{b} < 7.5 \quad (7.16)$$



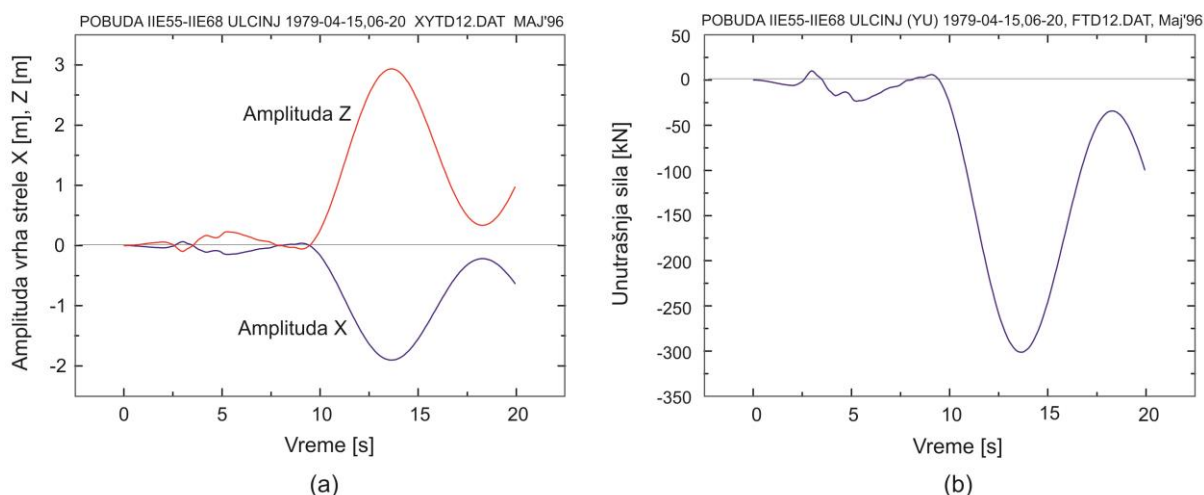
Slika 7.17 Dinamički koeficijenti izraženi preko konačnih elemenata nogu portala (E-212 do E-215): za osnovnu geometriju portala baze $b_1 \times d_1 = 6 \times 8 \text{ m}$ – levo, i za redizajniranu geometriju portala sa novom bazom $b_2 \times d_2 = 8 \times 8 \text{ m}$ – desno.

Za ocenu uspeha dizajna možemo kontrolu obavljati proverom maksimalnih dobijenih dinamičkih koeficijenata. Tako u posmatranom slučaju vidimo da ekstremni vetar ima za posledicu dinamičke koeficijente iznad očekivanih vrednosti. Dinamički koeficijenti se kreću nakon redizajna do $K_d = 2.21$ (sl. 7.17, brzina 45 m/s). To upućuje na potrebu daljeg redizajna portala i poboljšanje aerodinamičnosti konstrukcije kako bi se dinamički koeficijenti sveli u granice do 1.5.

Na osnovu dobijenih rezultata analize može se usvojiti nekoliko istraživačkih preporuka važnih za dizajn visokih struktura i to: simulacije visokih konstrukcija pri ekstremnim dejstvima vetra, kroz više studija slučajeva, čine važnu klasu provera dinamičke stabilnosti struktura koje daju najvišu garanciju bezbednosti ljudi i materijalnih dobara; simulacije treba zasnivati na tranzijentnim analizama jer se time uvodi realniji uticaj vetra u moderni dizajn struktura (bolji dizajn) u odnosu na kvazi-statičke analize; redizajniranje u datom primeru, sl. 7.17, dovelo je do smanjenja dinamičkih koeficijenata što ukazuje na potrebu primene kriterijuma dizajna (7.16) koji reguliše odnos dveju značajnih geometrijskih veličina dizalice – širinu portala i visinu dizalice.

7.1.6. Odgovor strukture toranjske dizalice na seizmičko opterećenje

Analizom je posmatrano postojanje toranjske dizalice kao komponenta odgovorna za sigurnost i stabilnost cele strukture. Za istraživanje je izabrana toranjska dizalica POTAIN SA-452 ukupne mase $M = 120 \text{ t}$ i visine tornja $H = 60 \text{ m}$. Primenjena je metoda superponiranja oblika oscilovanja u metodi konačnih elemenata. Seizmički uticaj je uveden prema realnom akceleroogramu [79] sa ubrzanjima u globalnom vertikalnom i W-E (zapad-istok) pravcu



Slika 7.18 Dinamički odgovori TD na tektonsku pobudu: (a) oscilovanje vrha strele, (b) unutrašnja sila u glavnom kosniku uležištenja tornja (u portalu).

prikazanim na sl. 4.22. U analizi strukture je primenjeno osnovno prigušenje $\zeta_{(r)}=2\%$. Dobijena rešenja frekventnog dinamičkog odgovora strukture u vidu oscilovanja vrha (kraja) strele i promene unutrašnje sile u kosom štapu postolja dizalice prikazana su na sl. 7.18. Dobijena rešenja amplituda kretanja vrha strele na mestu tereta su značajna i najveća iznose približno $|x_{\max}|=2.0$ m i $|z_{\max}|=3.0$ m i događaju se posle 13.5 s oscilovanja od početka seizmičke pobude, sl. 7.18(a). Frekventni odgovor u kosom štapu postolja na zadatu seizmičku pobudu pokazuje rast sila do vrednosti od $|F_{\max}|=300$ kN kod kritičnog vremena pobude od 13.5 s, sl. 7.18(b).

Analiza dinamičkih realizacija pokazuje da su pomeranja vrha strele spora s obzirom na udaljenost izvora poremećajnih talasa i veličinu same dizalice. Sporost pobude vrha strele ilustruje elastičnost primenjenih materijala i njihovu adekvatnost za ove vrste opterećenja. Primera radi, kod istraživanja havarijskog tektonskog opterećenja portalno-obrtnih dizalica za brodogradnju, pogonski članovi za promenu dohvata pokazuju drugačiju dinamiku, veće frekvencije, [91].

Nedostatak primenjenog modela leži u činjenici da je analiza izvedena linearnom teorijom malih oscilacija koje su neadekvatne u havarijskim slučajevima, kako pokazuju rezultati ovih istraživanja. Zato istraživanja konstruktivnog oblikovanja struktura toranjskih dizalica treba usmeriti u pravcu nelinearnih modela.

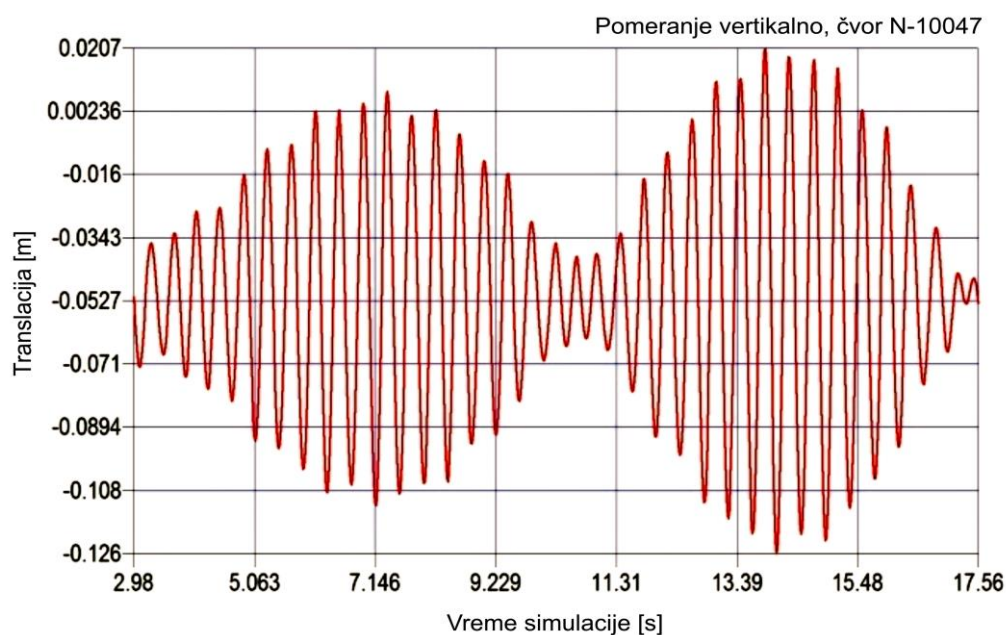
7.1.7. Odgovor strukture mosne dizalice na incident izazvan živom silom

Mosne dizalice izgledaju kao vrlo stabilni objekti (mašine) u pogledu rušenja. U nekim ekstremnim slučajevima velikih raspona i male krutosti nosača pojavljuju se amplitude

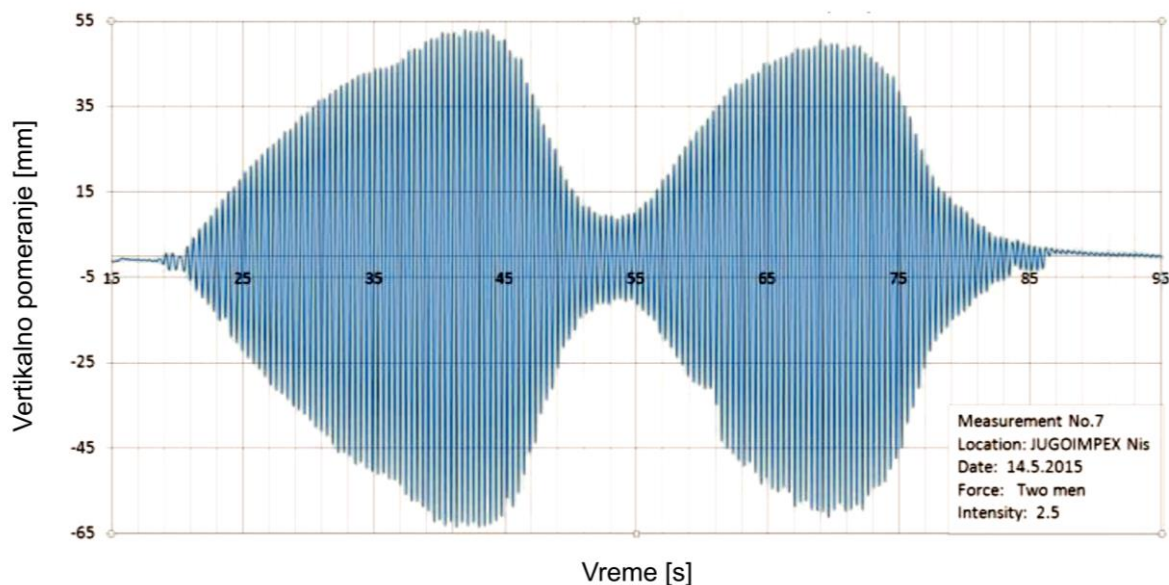
oscilovanja u radu koje izazivaju nelagodnost čoveka rukovaoca u pogledu nadražaja biološkog mehanizma ravnoteže. Radi toga se amplitude i frekvencije takvih struktura unapred izračunavaju pri čemu se teži vibro-udobnosti. Drugi razlog ovih incidentnih analiza je u pojavi toliko velikih amplituda koje izazivaju gubitak kontakta pokretnog vitla sa stazom (gubitak kontakta točak-šina). Takođe, različiti oblici sudara mosnih dizalica na stazi mogu da izazovu spadanja dizalice sa šina pa i sa staze. Jedan poseban oblik ekstremnog incidenta na mosnim dizalicama koje ima pravilo obaveznog pada sa staze je situacija požara industrijske hale kada se svi glavni nosači saviju od toplote. Mogući su i drugi razlozi havarijskih stanja na mosnim dizalicama često uzrokovani slučajnostima spoljašnjih uticaja (sudar, pad tereta na stazu).

Posle numeričke integracije diferencijalnih jednačina (u direktnoj tranzijentnoj analizi) sistema mosne dizalice bez prigušenja, sa korakom od 20 ms, u izdvojenom vremenskom intervalu na sl. 7.19 prikazan je odgovor glavnog nosača na pobudu od žive sile (sl. 4.26), u vidu vertikalnog pomeranja čvora na sredini raspona. Pobuda je modelirana kao dejstvo dveju osoba na nosač sinhronim poskakivanjem pri najnižoj sopstvenoj frekvenciji.

Sličnost numerički dobijenog oblika oscilovanja (sl. 7.19) sa eksperimentalno izmerenim deformacijama sistema sa prigušenjem (sl. 7.20) je velika, a razlika je u broju oscilacija. Numeričke izračunate amplitude oscilovanja su nivoa $2A_N=0.14$ m (sl. 7.19), dok su eksperimentalno izmerene ove veličine nivoa $2A_E=0.118$ m (sl. 7.20).



Slika 7.19 Mosna dizalica D800: numeričko oscilovanje glavnog nosača u čvoru na sredini raspona.



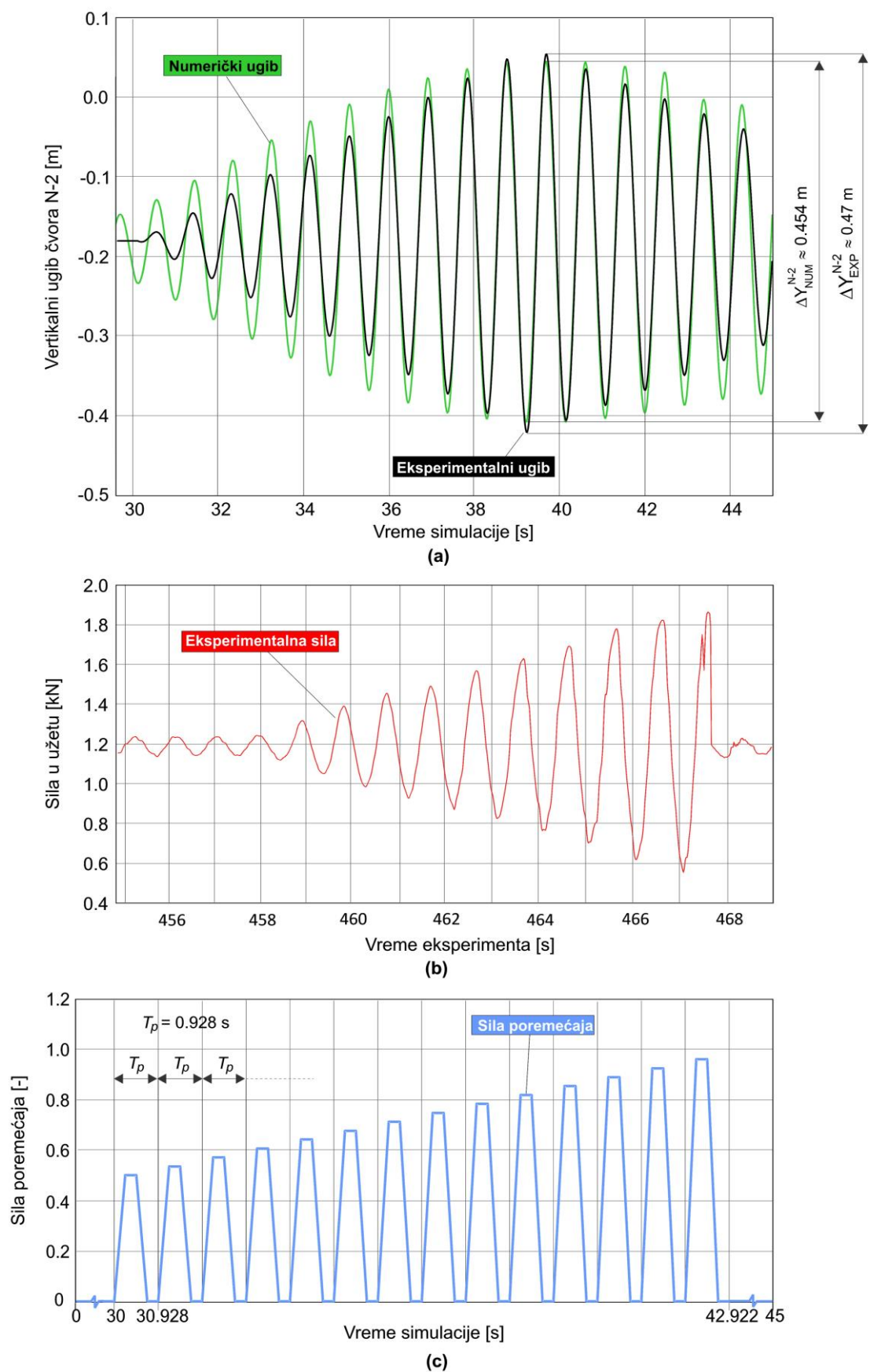
Slika 7.20 Mosna dizalica D800: eksperimentalno oscilovanje glavnog nosača u čvoru na sredini raspona.

Zlonamerno dejstvo, prema iznetoj analizi, može izazvati veća naponska stanja strukture od regularnih dejstava. Ova činjenica otvara pitanje zaštite svih značajnih struktura, pa u smislu te zaštite treba razvijati tehnologije za daljinsko upravljanje dizalicom bez pristupa čoveka na nju. Istovremeno, treba razvijati i opremu za detekciju visokih mehaničkih napona koja bi imala klasu univerzalnih zaštitnih elektronskih kontrolera. Takvim kontrolerima bi bila praćena i ograničavana stanja radnih parametara (ne samo mehaničkih napona). Na primer, kontroler bi mogao da posluži i za određivanje zamora i registrovanje značajnih događaja u eksploataciji strukture. Tranzijentnom i modalnom analizom se mogu identifikovati granični parametri za podešavanje pomenutih zaštitnih kontrolera.

Elektronski zaštitni kontroler treba da bude komercijalni uređaj čiji je rad nezavistan od tipa strukture koju prati. To je neka vrsta crne kutije i predstavlja izvor podataka za sudstvo u slučaju zlonamernih događaja. Istovremeno kontroler je zaštita imovine i ljudi od neželjenih dejstava samom ugradnjom na strukturu. Zato taj uređaj mora biti autonoman i zaštićen od grubih dejstava i namere isključenja!

7.1.8. Odgovor strukture mobilne podizne platforme na maliciozno dejstvo

Provera FE modela mobilne podizne platforme izvršena je poređenjem tranzijentnih parametara prinudnog oscilovanja pod dejstvom sile poremećaja prikazane na sl. 7.21(c). Naime, u oblasti ručnog povlačenja korpe i tereta sa sl. 6.4, mogu se uočiti razlike perioda



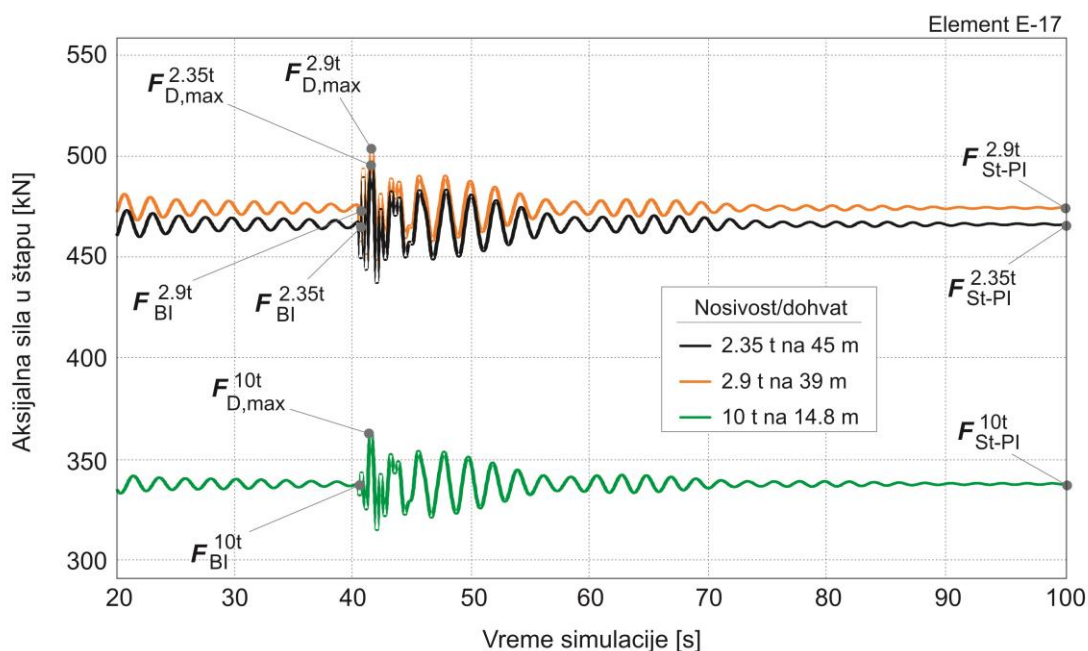
Slika 7.21 Podizna platforma CTE-Z19: (a) numerički i eksperimentalni ugib, (b) eksperimentalna (izmerena) sila povlačenja užeta, (c) model sile poremećaja (opterećenja).

oscilovanja. Razlog tome je dejstvo prinudne sile koja nastaje ručnim povlačenjem užeta povezanog za korpu podizne platforme. Ova sila je modelirana u vidu ponavljajuće impulsne funkcije rastućeg intenziteta pri čemu su impulsne jedinice, njih 14, trapezoidnog oblika. Sa dijagrama na sl. 6.4 upravo možemo uočiti zonu sa ovim brojem prinudno generisanih (ručno) i izmerenih impulsa, nakon koje dolazi do prekida užeta na kome visi teret mase 104 kg. Taj deo dijagrama izmerene sile pod prinudnim dejstvom ručne pobude vučenjem (prinudne oscilacije) krupno je prikazan na sl. 7.21(b). Korak impulsne funkcije je zapravo period prinudnih oscilacija $T_p = 0.928$ s, sl. 7.21(c).

Vernost FE modela dizalice realnoj strukturi je prilično ubedljiva o čemu svedoče dijagrami ugiba dati na sl. 7.21(a). Svetlijom bojom je prikazana kriva promene vertikalnog (Y) ugiba karakteristične tačke u podnožju radne platforme (čvor N-2), dobijena numerički tranzijentnom analizom. Tamnija kriva predstavlja promenu vertikalnog ugiba izmerenog eksperimentalno u referentnoj tački koja je u FE modelu predstavljena čvorom N-2. Evidentno je fazno poklapanje prinudnih oscilacija sa relativno malim odstupanjem amplituda pri čemu se maksimalne amplitude razlikuju za 3.4%. Pri tome, ukupno maksimalno numeričko pomeranje (ΔY_{NUM}) je manje od eksperimentalnog (ΔY_{EXP}) što se može uočiti sa sl. 7.21(a). Ostale numeričke amplitude sa sl. 7.21(a) imaju veoma male razlike u odnosu na eksperimentalne, a razlog za to leži u: nagibu funkcije obvojnice amplituda koji zavisi od vremena smirenja korpe i tereta, a koje se može dodatno podesiti odgovarajućim produženjem početnog perioda simulacije, što ovde nije bio cilj; finim podešavanjem koeficijenta ukupnog strukturnog prigušenja G u tranzijentnoj analizi. Takođe, frekvencija prinudnog oscilovanja nije konstantna tokom dejstva prinudne sile jer intenzitet sile i brzina ručnog povlačenja užeta nisu uvek identični tokom trajanja eksperimenta. U numeričkim analizama je izvršena aproksimacija usvojene vrednosti perioda oscilovanja usvajanjem srednjeg perioda prinudnog oscilovanja (srednje prinudne frekvencije Ω_{sr}) što zapravo i dovodi do malih odstupanja amplituda i ugla nagiba amplituda.

7.1.9. Odgovor strukture toranjske dizalice na kombinovana opterećenja

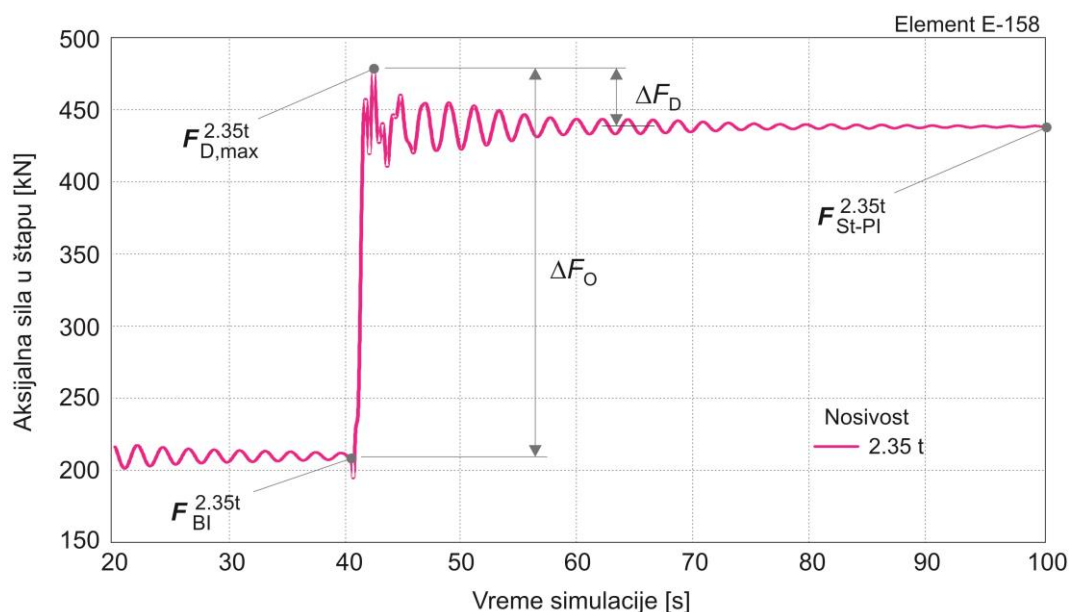
Za dinamičku analizu ponašanja strukture toranjske dizalice POTAIN-744E odabrani su kombinovani modeli opterećenja (incidentnih dejstava), ranije već objašnjeni u odeljku 4.4.8. Prvo je izvedena simulacija prema kombinovanom modelu opterećenja KM-II („ubrzanje i kočenje“ + „kidanje“). Dobijeni su dijagrami sila u glavnoj zategi (element E-17 sa sl. 4.17) u vremenu simulacije i to za tri izabrane nosivosti, sl. 7.22. Sa dijagrama se vidi da aksijalne



Slika 7.22 Scenario KM-II: promene unutrašnje (aksijalne) sile u glavnoj zategi E-17.

(unutrašnje) sile imaju najveće vrednosti pri teretu od 2.9 t na dohvat od 39 m (narandžasta kriva). Posle smirenja oscilovanja strukture, aksijalne sile u glavnoj zategi E-17 (pri svim nosivostima sa sl. 7.22) se vraćaju na vrednosti od pre poremećaja pa važi relacija $F_{St-PI} \cong F_{BI}$.

Na sl. 7.23, gde je ΔF_O – ukupan rast (skok) sile i ΔF_D – najveća promena sile pri izmenjenoj geometriji usled incidenta, prikazana je promena aksijalne sile u preostaloj (redundantnoj) zategi kontra-strele E-158 posle prekida zatege E-159. Kako postoji velika



Slika 7.23 Scenario KM-II: promena aksijalne sile u preostaloj ispravnoj zategi kontra-strele E-158 posle prekida zatege E-159.

sličnost dobijenih dinamičkih odgovora za sva tri slučaja nosivost-dohvat, ovde je pokazana samo jedna kriva promene sile u elementu E-158 i to za nosivost od 2.35 t na dohvatu od 45 m. Kriva promene sile sa sl. 7.23 nam daje uvid u još jedan dinamički parametar – koeficijent ukupnog porasta sile K_F koji predstavlja količnik maksimalne dinamičke sile $F_{D,max}$ i aksijalne sile pre incidenta F_{BI} u izabranom elementu E (84). Koeficijent K_F je značajan jer ukazuje na novu situaciju ravnoteže strukture i lokalnu preraspodelu sila nakon incidenta (rezerviranje).

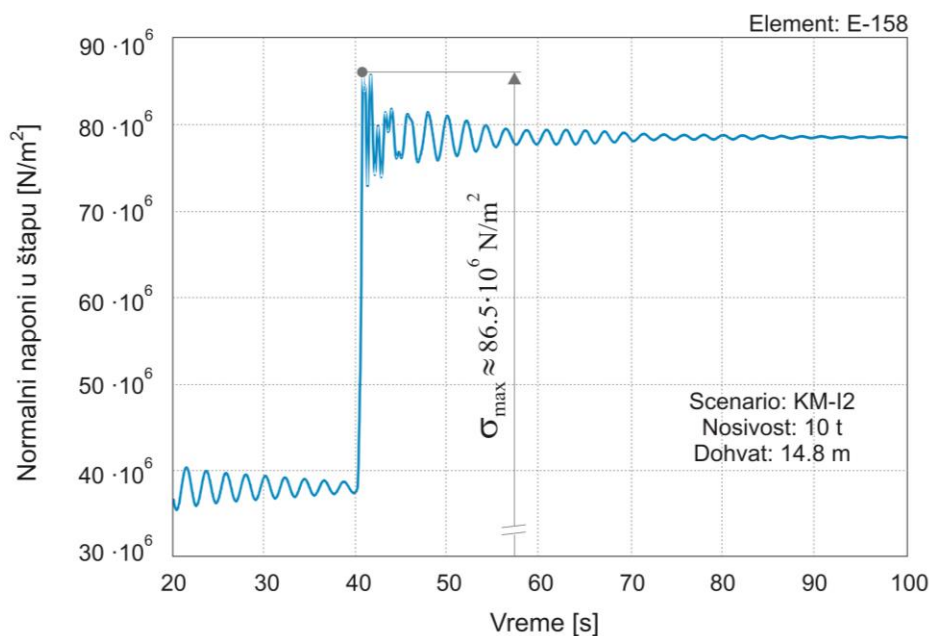
$$K_F = \frac{F_{D,max}}{F_{BI}} \quad (7.17)$$

Koristeći (7.17) izračunat je koeficijent ukupne promene sile u preostaloj (ispravnoj) zategi kontra-strele (element E-158) za model incidenta KM-I1 i ima visoku vrednost, $K_F=2.28$.

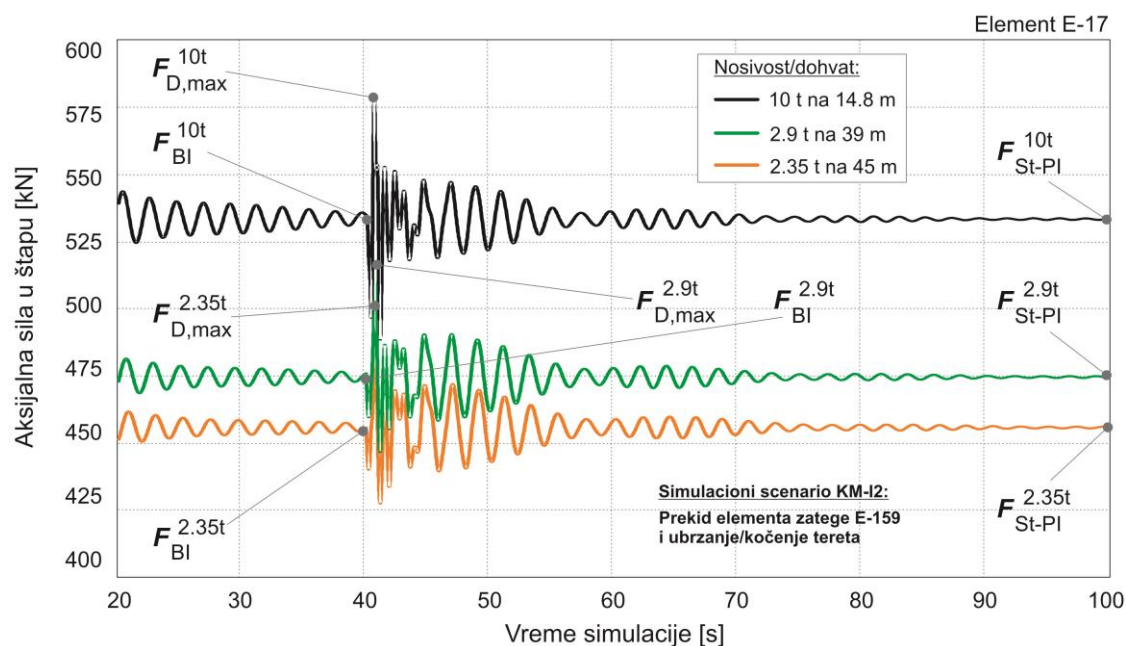
Nakon prekida zatege kontra-strele E-159 prema scenariju KM-I2, sl. 4.28, dolazi do značajnog skoka (sl. 7.24) mehaničkog napona u drugoj zategi kontra-strele E-158. Taj napon, σ_{max}^{E158} , se udvostručio, ali je ostao ispod kritične vrednosti σ_{doz} određene granicom razvlačenja σ_V i stepenom sigurnosti $K_S=1.2$, [16].

$$\sigma_{max}^{E158} \leq \sigma_{doz} = \frac{\sigma_V}{K_S} \approx 242 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 \quad (7.18)$$

Normalni naponi u glavnoj zategi E-17 imaju mali skok u vremenu incidenta i najveću vrednost $\sigma_{max}^{E17} \approx 105 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$. Dobijeni mehanički naponi svih kombinovanih modela



Slika 7.24 Scenario KM-I2: skok napona u elementu zatege kontra strele E-158.



Slika 7.25 Scenario KM-I2: promene unutrašnje sile u glavnoj zategi E-17.

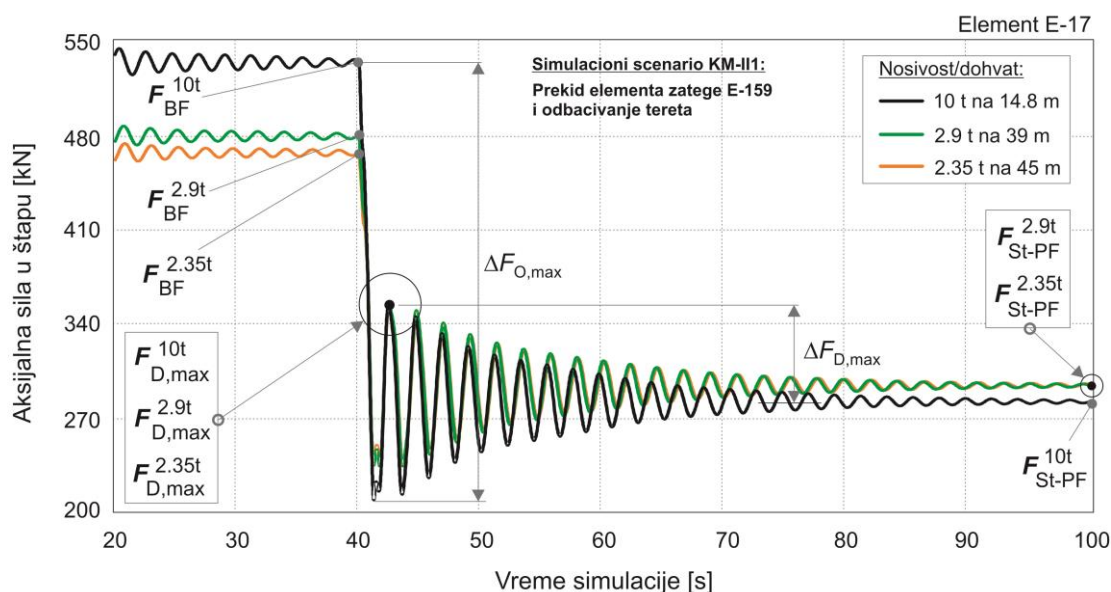
opterećenja sa prekidom jedne zatege kontra-strele, nalaze se u granici dozvoljenih statičkih napona za konstrukcione čelike grupe-I.

Sile u zategi glavne strele su izraženije pri ovom scenariju. Dobijene su nešto veće amplitude sile, sl. 7.25. Dinamički je najnepovoljniji položaj tereta od 10 t na dohvatu od 14.8 m. Generalno, prema scenariju KM-I2, najveća dinamička sila $F_{D,max}$ u glavnoj zategi E-17 se smanjuje sa promenom nosivosti, idući od najveće ka najmanjoj. Promena aksijalne sile u zategi kontra-strele E-158 je veoma slična situaciji prema scenariju KM-I1 sa sl. 7.23, kako po obliku tako i po intenzitetu, pa nije prikazana. Samo su dinamički koeficijenti nešto izraženiji i to pri većim nosivostima.

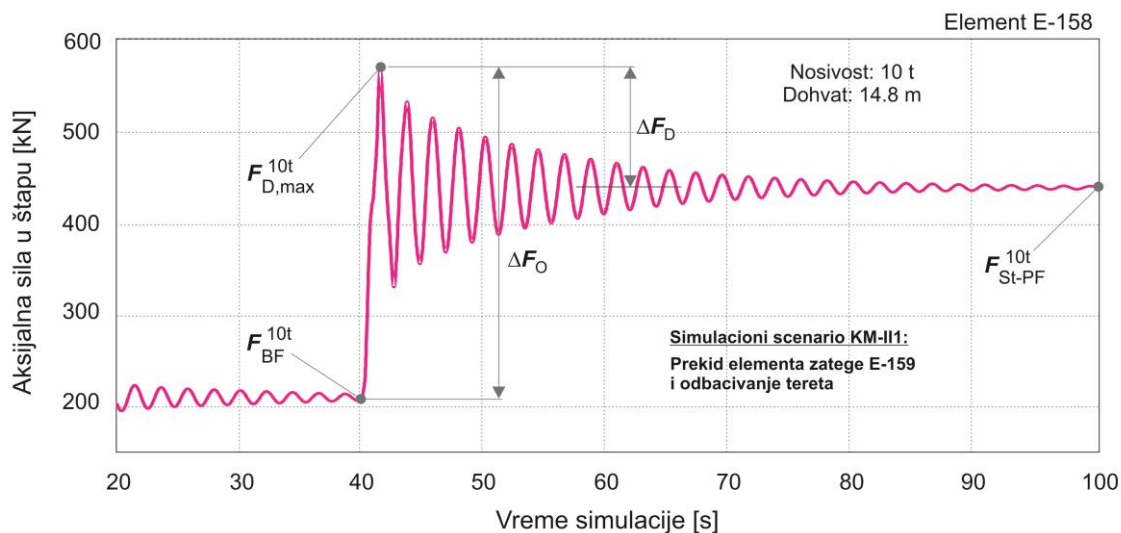
Dinamički odgovori strukture na incidentnu dinamiku prema kombinovanom modelu opterećenja KM-III prikazani su na sl. 7.26 i sl. 7.27. Nakon incidentnog dejstva KM-III stanje unutrašnjih dinamičkih sila u glavnoj zategi E-17, za različite nosivosti, može se uočiti praktično tek u drugoj polovini simulacije, sl. 7.26. Pokazatelj stanja je unutrašnja dinamička sila F_{St-PF} . Za oblast dijagrama nakon incidenta, $t > 40.83$ s, važi:

$$F_{St-PF}^{2.9t} \cong F_{St-PF}^{2.35t} \neq F_{St-PF}^{10t} \quad (7.19)$$

Dijagrame aksijalnih sila u zategi kontra-strele E-158, s obzirom na veliku sličnost, možemo zameniti jednim dijagramom, na primer onim za nosivost od 10 t na dohvatu od 14.8 m, sl. 7.27. Najveća dinamička sila $F_{D,max}$ je po intenzitetu izraženija nego u prethodnim



Slika 7.26 Scenario KM-III1: promene unutrašnje sile u glavnoj zategi E-17.



Slika 7.27 Scenario KM-III1: promena unutrašnje sile u zategi kontra strele E-158.

incidentnim scenarijima. Dinamički koeficijenti K_D dobijeni simulacijom pod opterećenjem KM-III1 su veći i do 20% u odnosu na prethodne incidentne scenarije, tabela 7.8. To ukazuje da je kombinovano opterećenje KM-III1 najnepovoljnije sa aspekta osetljivosti geometrije strukture u odnosu na dinamičke promene. Takođe, najveća vertikalna pomeranja strukture dešavaju se usled dejstva ovog opterećenja.

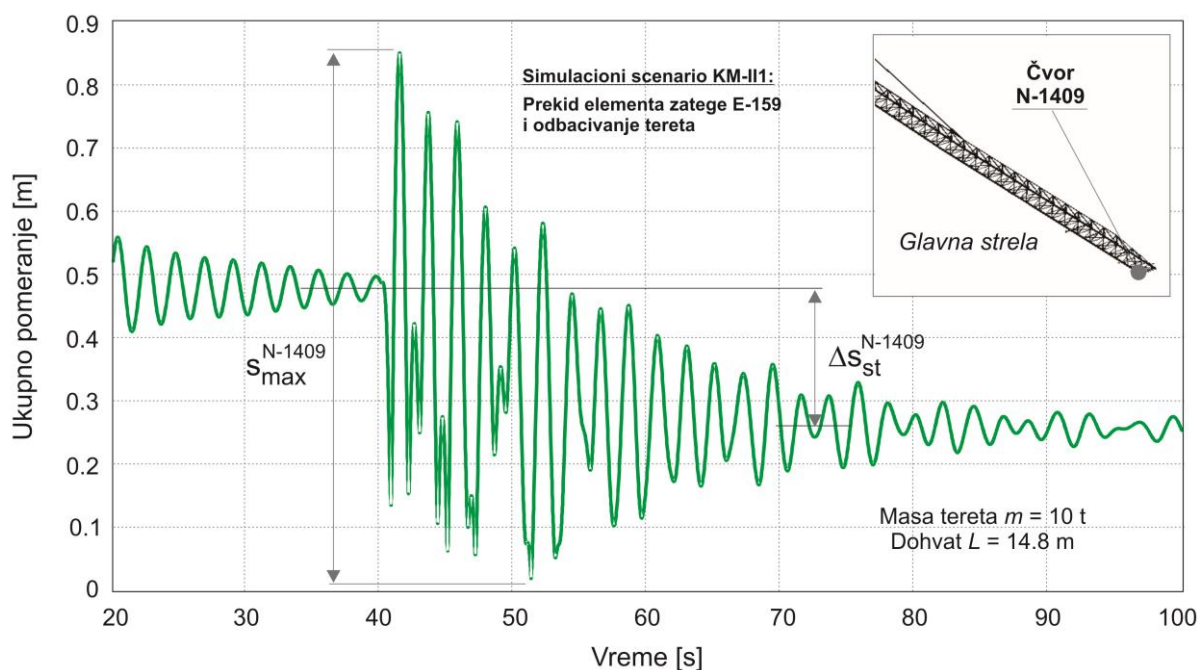
Na sl. 7.28 prikazan je dijagram pomeranja vrha strele, pri opterećenju teretom mase $m=10$ t na dohvatu $L=14.8$ m. Ovaj par teret/dohvat odgovara najvećim dinamičkim koeficijentima glavne zatege i zatege kontra-strele, prikazanim u tabeli 7.8. Dominantan pravac pomeranja je vertikalni. Najveće pomeranje čvora N-1409, usled date dinamike, iznosi

$S_{\max}=0.84$ m, sl. 7.28, dok razlika statičkog ugiba, pre i posle prekida kontra-zatege i naglog rasterećenja (od tereta), dobijena simulacijom, iznosi $\Delta S_{st}=0.22$ m. Pomeranja vrha strele mogu biti veća u slučaju preopterećenja na maksimalnom dohvat. Zanimljivo je da horizontalno pomeranje vrha tornja strukture, izazvano incidentom (prekidom jedne zatege) nije veliko, a najveće iznosi $S_{\max}=0.18$ m, sl. 7.29. Bočno pomeranje vrha tornja (nakon incidenta i smirenja strukture) usled narušavanja simetričnosti geometrije iznosilo je 0.03 m.

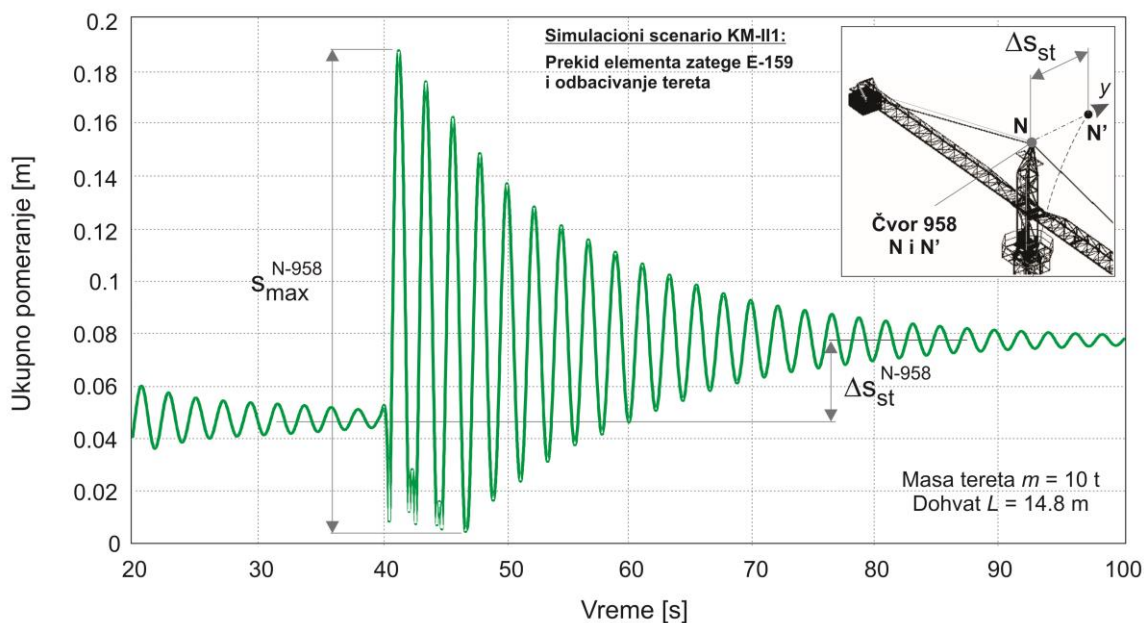
Možemo zaključiti da će incident loma zatege biti vidljiv ali neće izazvati štetu na ostalim elementima strukture. Pomeranja izazvana lomom neće ugroziti ljudstvo niti radni

Tabela 7.8. Dinamički odgovori modelirane strukturne konfiguracije

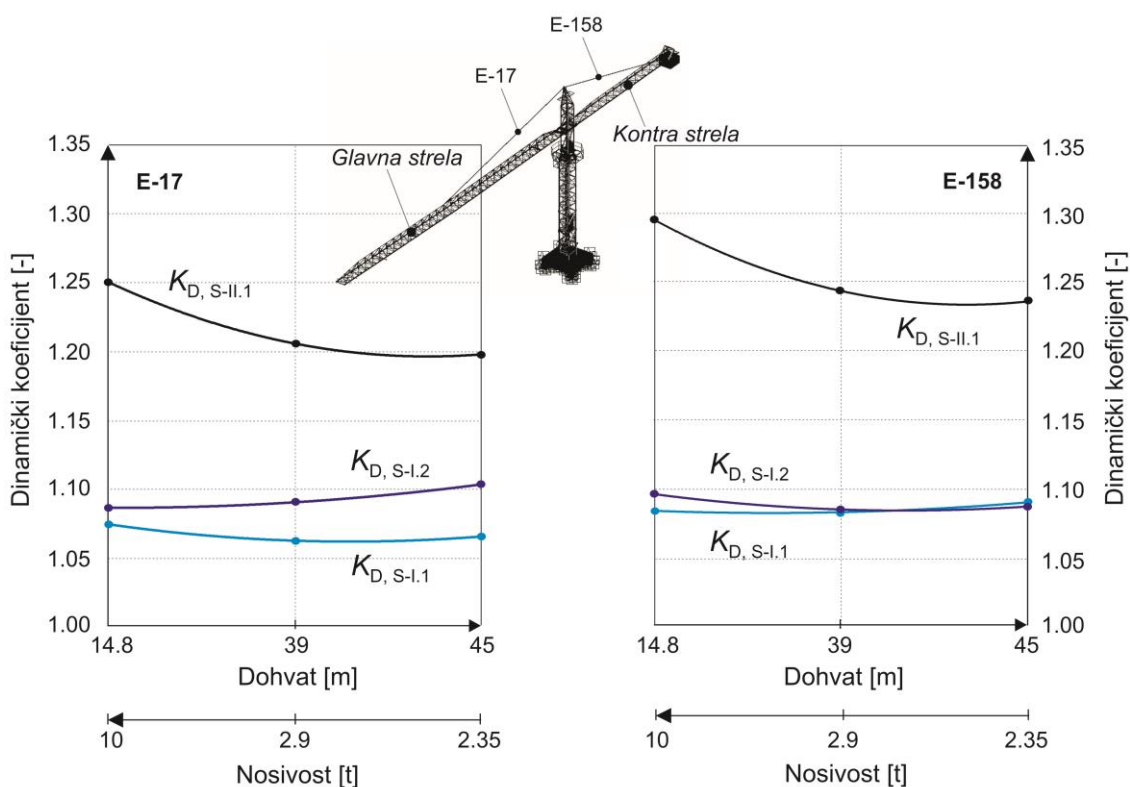
Konačni element	Nosivost [t]	Statička sila F_S [N]			Maksimalna dinamička sila $F_{D,\max}$ [N]			Dinamički koeficijent $K_D = F_{D,\max} / F_S$		
		Kombinovani model opterećenja (incidentni scenario)								
		KM-I1	KM-I2	KM-II1	KM-I1	KM-I2	KM-II1	KM-I1	KM-I2	KM-II1
E-17	10	337814	533416	282099	362546	578766	352714	1.073	1.085	1.250
	2.9	474476	474481	293474	503397	516603	353626	1.061	1.089	1.205
	2.35	466471	455634	293887	496471	501908	351655	1.064	1.102	1.197
E-158	10	439788	439843	439572	476301	481482	568992	1.083	1.095	1.294
	2.9	439849	439871	440155	475813	476726	547066	1.082	1.084	1.243
	2.35	439691	439854	439897	478679	477844	543192	1.089	1.086	1.235



Slika 7.28 Scenario KM-II1: ukupno pomeranje vrha (kraja) strele u čvoru N-1409.



Slika 7.29 Scenario KM-II1: bočno pomeranje vrha tornja u čvoru N-958.



Slika 7.30 Dinamički koeficijenti sile u glavnoj zategi E-17 i zategi kontra-strele E-158.

proces jer konstrukcija obezbeđuje rezerviranje strele i kontra-strele, tj. preuzimanje unutrašnjih sila oštećenog člana.

Dijagrami sa sl. 7.30 pokazuju dinamičke koeficijente K_D izabranih odgovornih elemenata strukture E-17 i E-158, za tri incidentna scenarija sa kombinovanim opterećenjem.

Na apscisi dijagrama prikazani su dohvati za odgovarajuće nosivosti, a na ordinati vrednosti koeficijenta K_D . Najveće dinamičke promene uzrokuje incidentno delovanje po modelu KM-III (prekid zatege i pad tereta) za sve dohvate tereta. Sledi režim KM-I2, u slučaju glavne zatege E-17, kao i zatege kontra-strele E-158 (samo pri većim teretima na manjim dohvatima). Najmanji uticaj na strukturu ima dinamika režima KM-I1. Upoređujući dva odgovorna elementa, E-17 i E-158 sa sl. 7.30, vidimo da zatega kontra-strele E-158 generalno ima veću osetljivost na incidentnu dinamiku usled posmatranih kombinovanih opterećenja.

7.2. DEFINISANJE ZAKLJUČAKA O METODAMA REŠAVANJA DINAMIČKIH PROBLEMA KOD ODREĐENIH KLASA TRANSPORTNIH MAŠINA

Za transportne mašine i mobilne dizalice karakteristično je da se odlikuju velikim dužinama i vitkim geometrijama. Zahvaljujući tome uspešno se primenjuju klasična teorija elastičnosti okvirnih nosača i greda čime je očuvan visok stepen tačnosti i malih aproksimacija (6 stepeni slobode u čvoru). Takođe, mehanički teorijski principi formiranja diferencijalnih jednačina kretanja dinamičkih modela (*Lagrange-ov* princip II vrste), varijaciona metoda stacionarnosti funkcionala zasnovana na metodi *Ritz-a* i metodi *Hellinger-Reissner* su se pokazale veoma efikasnim u rešavanju elastičnih okvirnih oblika struktura kakve su uglavnom strukture transportnih mašina. S druge strane, čelik kao homogen materijal (izotropan) pokazuje gotovo idealna svojstva – ponašanje koje se može dobro i teorijski odrediti. Imajući u vidu neke neidealnosti čelika (histerezis, unutrašnje trenje) posebno su izučavani gubici disipacija da bi se sa tačnom numeričkom merom mogli da upoređuju numerički i eksperimentalni modeli.

Iz prethodnog saznanja stečenih iz analitičkih mehaničkih modela oscilovanja karakteristično je da komplikovanost, matematička virtuoznost potrebna za rešavanje svakog zadatka na realnoj strukturi ima i svoje granice preko kojih istraživanja dinamičkih ponašanja prestaju da bi se rešili unutrašnji problemi velike matematičke složenosti. Zbog toga je izabrana FEM metoda koja se pri adekvatnom poznavanju i korišćenju može da upotrebi kao alat za izučavanje incidentnog ponašanja velikih struktura. Time se postiže racionalno cilj istraživanja, a ne rešavaju unutrašnji problemi operativne primene karakteristične za analitičke metode. Zaista primena nelinearnih metoda kroz FEM analizu je uspešan istraživački put za dizajn u domenu dinamike i specijalnih situacija koje su rešavane ovom

disertacijom. Zato se numerička FEM tehnologija rada preporučuje kao najefikasnija. Mnogi parametri u modelima ne bi mogli da budu vrednovani pouzdano da nije bilo eksperimenata kojima je ostvareno približenje stvarnosti i verifikacija. To se odnosi na prigušenja (G), periode – vremena odvajanja tereta od tla pri dizanju, smanjenju sila od tereta pri padu tereta (kidanje). Samo sa takvim izmerenim kinematskim i dinamičkim parametrima ostvarena je blizina eksperimentalnih i numeričkih ispitivanja. To je pokazano u okviru cele glave 7.

8. ZAKLJUČAK

8.1. NAUČNI REZULTATI DISERTACIJE

- 1) Ovim istraživanjima su utvrđeni eksperimentalno oblici (tipovi) kritičnih pobuda koje uzrokuju povećane amplitude oscilovanja koje se ne javljaju u regularnom radu čestih transportnih mašina. To su situacije: pad (ispadanje) tereta, zlonamerno ljuljanje elastičnih struktura, iznenadni otkaz odgovornog nosećeg člana strukture (zatega, pritisnut član), nepažljiva visoka kinematika pri spuštanju i podizanju tereta, nalet vetra sa rezonantnim ponavljanjem. Posebnu klasu kontrole dizajna i opšte stabilnosti visokih dizalica čine seizmičke analize na poznat registrovan oblik seizmičkog ubrzanja čija realizacija je prikazana i ovom disertacijom. Osim ovih situacija postoje i teži oblici incidenata koji dovode usled nepažnje i oštećenja zaštitnih sistema do rušenja i prevrtanja što spada u domen kontrole stabilnosti. Za sve ove analizirane situacije matematički su modelirane pobude (incidentni uticaji) koje su proveravane i eksperimentalno u vidu utvrđivanja najvećih amplituda i pripadajućih frekvencija. Matematički formulisane pobude su osnova realizacije tranzijentnih analiza kojima su numerički izvedene simulacije (*Case Study* analize). Pobude ovako izdvojene mogu imati različit intezitet ali su sve deklarisan tipom harmonijske, ramp-funkcije ili impulsne funkcije (jednostruke i višestruke). Matematički modelirane incidentne pobude su verifikovane eksperimentima i navedene u objavljenim radovima: [13], [16], [69], [70], [72], [80], [90], [92]. Deo neobjavljenih istraživanja je iznet u okviru ove disertacije.
- 2) Napisana su tri rada za SCI Reuter Thompson referentnu listu. Dva su objavljena, a jedan je u postupku: [16], [28], [90]. Napisano je i objavljeno još 16 radova za

časopise drugih kategorija i naučne skupove, sadržanih u literaturi: [13], [26], [29], [31], [60], [61], [65], [68], [69], [70], [72], [80], [87], [92], [93], [94].

- 3) Izdvojene su najniže incidentne sopstvene frekvencije (numerički i eksperimentalno) za manje dizalice (mobilne platforme) koje leže u domenu $\omega=1.15$ Hz, [65]. Kod toranjskih dizalica (visine do 25 m) incidentne frekvencije se nalaze u frekventnoj oblasti od 0.48-2.00 Hz (uključujući i više harmonike), [28]. Kod najvećih transportnih mašina, kao što je odlagač (geometrije 70×16 m, mase 400 t) frekventni opseg za prvih 100 frekvencija je između 0.07 i 12.75 Hz, dok su njegove kritične frekvencije rezonantnog oscilovanja u vertikalnoj ravni za glavne delove strukture u opsegu od 2.7-11.0 Hz, uključujući i više harmonike. Kod visokih portalno-obrtnih dizalica (mase > 400 t) najniža kritična frekvencija vertikalnih oscilacija, opasna za stabilnost celine, je određena sa vrednošću $\omega=0.31$ Hz, [13]. Kod mosne dizalice ukupne sopstvene mase oko 20 t i raspona 30 m (podignute na kranskoj stazi visine 7 m) kritična incidentna frekvencija, koja odgovara najvećim amplitudama oscilovanja, se kreće od 2.20 do 2.30 Hz, [80]. Osim oscilacija velikih nosača, provere sigurnosti se rade i za manje odgovorne članove kao što su zatege velikih slobodnih dužina. One osciluju u širokom frekventnom domenu i najčešće su njihove periode njihanja najduže. Ovo su parametri koje treba koristiti kao orijentacione vrednosti kod *Case Study* analiza objekata koji su sličnih kategorija.
- 4) Simulacijama su izdvojeni koeficijenti porasta dinamičkih sila delova strukture koji primaju izabrane incidentne pojave (odeljak 7.1.9). Ti koeficijenti porasta dinamičkih sila kod incidentnih situacija, kada se više ne radi o regularnom dejstvu na konstrukciju, su $K_F > 2$. Propisi o dizajnu nosećih struktura (*EuroCode3*) definišu maksimalni statički stepen sigurnosti odgovornih delova konstrukcije $K_{S,max} \leq 1.5$. Propise treba menjati kad se radi o članovima koji imaju ekstremnu odgovornost. Tako na primer, zatege moraju imati manje dozvoljene napone i slično, što ukazuje na ispravnost novih pravaca u propisima – uvođenje strukturnih klasa. Istraživanja portalno-obrtnih dizalica su pokazala da je kod incidentnih situacija moguća pojava dinamičkih koeficijenata većih od standardima propisanih najvećih koeficijenata 1.5, [13]. Ovo ukazuje da dinamički koeficijenti više nisu jedini kriterijum ocene dizajna već da su neophodne simulacije.
- 5) Glavni mehanički parametar za ocenu opasnih – uvećanih amplituda oscilovanja je ubrzanje koje je u merenjima na toranjskoj dizalici (geometrije 70×23 m i mase $M=34$ t)

na streli izmereno i iznosi 3.2 m/s^2 (odjeljak 5.1.5). Ubrzanje kao poremećaj je subjektivan element ocene opasnosti za čoveka na dizalici. Drugim rečima, čovek subjektivno ocenjuje opasnost na dizalici na osnovu ekstremnog ubrzanja. Međutim, kod prinudnog dejstva ljuľanjem podizne platforme izmerena su ubrzanja korpe platforme (gde je čovek) od 12.75 m/s^2 , što je ekstrem u obavljenim ispitivanjima incidenata.

- 6) Ekstremna amplituda dobijena pri njihanju toranjske dizalice (visine $H=23 \text{ m}$ i mase $M=34 \text{ t}$), izazvana nekontrolisanim udarom – padom tereta na tlo, registrovana na vrhu strele (dužine $L=45 \text{ m}$) ima vrednost ispod 0.68 m . Bliske rezultate statičkih ugiba daju linearna i nelinearna statička analiza što je eksperimentalno potvrđeno dobrim slaganjem sa eksperimentalnim ispitivanjima (poglavljje 6.1) pa se nelinearna teorija preporučuje kao bolja za statičke analize deformacija.
- 7) Simulacionim istraživanjima na modelima toranjske dizalice visine $H>40 \text{ m}$ i dohvata od 45 m , formiran je pristup za smanjenje statičkih ugiba strele izborom lokacije fiksiranja, [93]. Ove analize koje nisu posebno ovde iznete deo su širih istraživanja i ukazuju na oscilatorno ponašanje u zavisnosti od mesta fiksacije. Vertikalnim ankerisanjem visokih toranjskih dizalica smanjuju se statički ugibi vrha strele i do 15% primenom anker veza na visini $h\approx 30 \text{ m}$.
- 8) Eksperimentalnim ispitivanjima (poglavljje 5.4) i simulacijama (odjeljak 7.1.7) uočeno je da kod mosnih dizalica raspona od 30 m , nosivosti 5 t i male relativne statičke krutosti glavnih nosača ($(l/y)<400$), postoji osetljivost strukture na pojavu većih amplituda oscilovanja. Rizik leži u relativno maloj energiji pobude koju može da ima par ljudi. Incidentom može da se izazove spadanje pokretnih kolica sa staze.
- 9) Uočen rizik kod incidentne pobude podizne platforme silom njihanja je utoliko veći što je stanje izrazitije (dohvat/teret) – bliže granici statičke stabilnosti. Naime, sa većim teretom na platformi značajno se smanjuje sila koja njihanjem uzrokuje amplitude neprihvatljivo velike ($>0.5 \text{ m}$) i ubrzanja izvan uobičajenih vrednosti u radu (12.75 m/s^2). Dobri rezultati modeliranja su dobijeni sa većim brojem tačno raspoređenih masa na podiznoj platformi u odnosu na grublje modele sa nekoliko masa.
- 10) Identifikovan je incidentni rizik za portalno-obrtne dizalice. Naime, jedno od najnepovoljnijih slučajnih prirodnih dejstava vetra na visoke objekte su udari vetra sa periodom koja odgovara najnižoj periodi sopstvenih oscilacija objekta (rezonantno delovanje). Numeričkim simulacijama za realne ambijentalne uslove i za realan

objekat, pokazano je da je opasnija kombinacija više uzastopnih prosečnih zabeleženih naleta vetra (sa trajanjem dužim od 10 min) sa rezonantnim rasporedom od jednog kratkotrajnog naleta vetra veće maksimalne registrovane brzine. Simulacijama je pokazano da visoki objekti male baze imaju osetljive frekventne karakteristike koje treba da se istražuju (*Case Study*) kako bi se izbegla neuspela dizajnerska rešenja, [13], [90].

- 11) Doprinos eksperimentom: Mnogi parametri modela su eksperimentalno utvrđeni i predstavljaju dobru podlogu za simulacije: vremena rasta i prestanka sila incidentnog delovanja tereta, ugib fundamenta, krutost tla (staza), faktor strukturnog prigušenja, amplitude pomeranja delova strukture, itd.
- 12) Primena nelinearnih modela u celom procesu ovih istraživanja je dobrodošla jer je njima moglo da se izvrši korigovanje mnogih modela i objasni ponašanje u praksi (eksperimentu). Nekim navedenim istraživanjima u ovom radu utvrđivan je stepen nelinearnosti modela (kao kod toranjske dizalice) gde je razlika pomeranja linearnog i nelinearnog modela bila prisutna do 3% (poglavlje 6.1).

8.2. MOGUĆE PRIMENE – TEHNIČKA REŠENJA

- 1) Ovim istraživanjima su razvijeni provereni modeli eksperimentom koji uspešno opisuju dinamičko ponašanje sa prinudnim promenljivim spoljašnjim dejstvima (opterećenjima). Svi modeli su vrlo racionalni u pogledu broja stepeni slobode kretanja sa izborom konačnog elementa grede, kao elementa okvirnih struktura. To dozvoljava sve oblike trajanja simulacija ovih struktura pri različitim modalitetima spoljašnjih incidentnih uticaja. Pa se mogu primeniti u praksi za pojedinačna tehnička rešenja.
- 2) U tehnička rešenja treba uvoditi strukturno prigušenje G kojim se uspešno modeliraju gubici u strukturi. U softverima za nalaženje tranzijentnog odgovora strukture, matrica prigušenja opisuje energiju disipacije i sadrži u sebi i konstantu ukupnog strukturnog prigušenja G . Od vrednosti koeficijenta G zavisice amortizacija oscilatornog kretanja, a time i trajanje smirenja strukture. Rezultati tranzijentnih analiza ukazuju da je tehnologija određivanja vremena smirenja ista za različite a slične tipove okvirnih struktura (veće toranjske dizalice, portalno-obrtne dizalice, mobilne dizalice, objekti velike visine/dužine u odnosu na poprečni presek, odlagači). Ovakvim dinamičkim analizama moguće je u konkretnim tehničkim rešenjima garantovati dinamička

svojstva izbegavajući rizik slučajnih neuspelih rešenja. Preporučene vrednosti koeficijenta ukupnog strukturnog prigušenja se kreću između 0.01 kod manjih objekata i 0.06 kod velikih okvirnih struktura.

- 3) Elementi za monitoring i akviziciju: Bolja tehnička rešenja moraju da uključe statističke podatke o pojavi ekstremnih uticaja i verovatnoći njihove pojave. Uvođenjem statističkih vrednosti u određivanje incidentnih sila dobiće se uticaji u modelu koji su registrovani osmatranjem (meteorološkim) u nizu prethodnih godina. Na taj način biće obuhvaćene one klase opterećenja koje su povremene, retke ali i opasne obzirom na period eksploatacije dizalica koji seže od 30-50 godina (povratni period).
- 4) Oblikovanje struktura: Stabilnost visokih mobilnih struktura transportnih mašina reprezentuje dobar raspored masa i dovoljna rezerva konstrukcije da primi dopunska dejstva. Obzirom da je stabilnost članova strukture ključna vrednost duge i bezbedne eksploatacije – stabilnost postaje primarni element dizajna, a tek onda kriterijum visokog iskorišćenja materijala. U pogledu analiziranih transportnih mašina ovom disertacijom pokazano je da veće baze portalnih dizalica daju daleko veću opštu dinamičku stabilnost objektu.
- 5) Izbor pogona: Tehnička rešenja upravljanja pogonima transportnih mašina treba birati bez skokovitih kriva snage, po mogućstvu sa više hidrauličnih pogona i većim stepenom zaštite od spoljašnjih uticaja čoveka.
- 6) Uvođenje standardnih parametara dizajna: Promenljivost uticaja vetra na različitim geografskim prostorima zahteva individualan dizajn kao anahronu i skupu kategoriju. Univerzalan element dizajna može biti novi parametar pogonskih klasa dizalica – ekstremni vetar za koji je projektovana struktura. Recimo, to može biti standardna brzina vetra (u m/s) označena kao: Wind-30, Wind-40, Wind-50, Wind-60, Wind-70, Wind-80, Wind-90, Wind-100.

8.3. PRAVCI DALJIH ISTRAŽIVANJA

- 1) Garancije koje moraju da se daju projektom pre izrade visokih objekata, zahtevaju uvođenje dinamičkog dejstva vetra, promenljivog po visini površina na koje vetar deluje i po periodu ponavljanja udara, u modele analize. Nova iskustva sa vetrom uče nas da dizajn struktura mora da poštuje aerodinamičke pojave i uvede oblike članova

strukture koji daju minimalno vrtloženje vazduha iza opstrujanih površina. Time bi se smanjila ekstremna dejstva na strukturu.

- 2) Razvoj novih incidentnih modela: Razvijeni numerički modeli pokazuju rezultate dinamičkih simulacija na grupi od desetak izdvojenih incidentnih dinamičkih uticaja. Isti modeli se mogu upotrebiti za buduća istraživanja drugih novih vrsta incidentnih dejstava, koristeći pre svega numeriku kao osnovu efikasne realizacije. Podloga za to je teom izneta metodologija simulacije.
- 3) Zaštita resursa: Rizik je svakodnevna pojava kod transportnih mašina jer način upotrebe može da bude protiv svih pravila, a u cilju da se izvede neka manipulacija (pretovar prevelikog tereta, da se dosegne veći dohvat) pa čak i zlonamerno dejstvo. Upravo zbog toga, ova oblast (zaštite od ljudskog uticaja) ima jako izraženu potrebu za uvođenjem elektronskih sigurnosnih komponenata koje rade nezavisno od ljudi. U tom smislu, neophodno je razvijati opremu (kontrolere) za detekciju visokih mehaničkih napona i registrovanje značajnih događaja u eksploataciji mašina (primenom *DataLogger-a*). Za izbegavanje incidenata razvijati elektronske zaštitne sisteme klase „*Smart*“ koje je „nemoguće“ zaobići u radu. To su sistemi koji kontrolu zasnivaju na neprekidnim merenjima raznovrsnim kategorijama senzora (laserski daljinometri, akcelerometri, senzori sile i težine, brojači maksimalnih amplituda) i memorijski zapisuju istoriju incidentnog događaja. U masovnoj proizvodnji tipične „*Smart*“ opreme za kontrolu dizalica, to nebi bilo skupo.
- 4) Simulacija kao oblik testa mašina visokih performansi: Objavljeni radovi koji su prethodili ovoj disertaciji pokazuju da je sada već moguće na nivou industrijskog projekta vršiti modifikacije dizajna sa aspekta svih zahteva proisteklih iz spoljašnjih uticaja. To omogućuju softveri za strukturnu analizu koji dozvoljavaju veliki broj simulacija kojima se proverava elastično stanje, opšta stabilnost, različitost ambijentalnih uticaja i provere na izabrana dinamička dejstva. Broj svih tih raznovrsnih proba se računarskom tehnologijom može realizovati relativno brzo pre svega korišćenjem istih ili malo modifikovanih modela. Nove modele je moguće izesti iz starih zahvaljujući parametarskim funkcijama geometrijskih modela. Tako sprega geometrijskog modeliranja i tranzijentnih analiza smanjuje nepoznate i rizične kategorije novih transportnih mašina. Na bazi takvih simulacija moguće je istraživati nove geometrije, veće objekte, povećane brzine i tražiti odgovarajući dizajn koji zadovoljava opšte kriterijume za EC standarde.

- 5) Proširiti simulaciju incidenta i na druge tipove odgovornih i velikih mašina, razvojem novih diskretnih modela i matematičkih formulacija incidenta.
- 6) Treba istraživati nelinearnosti tehničkih sistema na transportnim mašinama. One su mnogobrojne: geometrijska nelinearnost, neidealnost oslanjanja, potonuće staze i obale, sleganje nekonsolidovanog tla, zazori staza, nepravilnosti izrade itd. Istraživanja sprovedena u [95] pokazuju koliko je kompleksna analitička formulacija određivanja elastičnih deformacija na bazi deformacionog rada za ovako velike portalne dizalice. To upućuje na efikasniju primenu numeričkih procedura koje se uglavnom realizuju primenom FEM. Analitičke procedure statičke i dinamičke analize sa druge strane ostavljaju mogućnost uvođenja nekih specijalnih uticaja koje nemaju softverski paketi, [96].
- 7) Uvođenje zaštitnih sistema kao obaveze: Proizvođači, u velike i skupe transportne mašine, treba da počnu ugradnju univerzalnih mernih senzora koji bi olakšali izgradnju zaštitnih sistema dizalica i smanjili cenu koštanja. Potreban je prelazak sa eksperimentalnih pojedinačnih ugradnji zaštitnih senzora na obaveznu masovnu ugradnju čak i kod ranije napravljenih transportnih mašina.
- 8) Kako poboljšati eksperiment: Izvođenje eksperimenta sa rizičnim događajem je najteža kategorija u istraživanjima, kada tu pojavu treba da izazove čovek. Naime, pokazalo se da rukovaoci dizalica doživевši incident karakterisan ekstremnim amplitudama i ubrzanjima, svesno i podsvesno izbegavaju ta kinematska stanja. Zato se preporučuje da za buduće eksperimente incidentnih proba se upravlja zadatom pobudom posredstvom programiranog automata.
- 9) Izgradnja baza podataka: Uticaj vetra kao najneizvesnije meteorološke pojave donosi najveće poteškoće u određivanju referentnog opterećenja velikih transportnih mašina. Potrebne su bogatije meteorološke i inženjerske baze novih dejstava vetrova s obzirom na promenjene klimatske uticaje poslednjih godina.
- 10) Zaštitni dizajn – distanca upravljanja: Zlonamerna dejstva ljudi mogu izazvati značajne vibracije, povećanje napona i ugiba strukture pa čak, na primeru mosne dizalice, i gubitak kontakta pokretnih kolica od glavnih nosača dizalice (spadanje sa staze). Obzirom da je relativno malom ljudskom fizičkom snagom moguće stvoriti rizično stanje stabilnosti elastičnih objekata, potrebno je povećati najnižu krutost nosača dizalica i uvoditi monitoring eksploatacije. U cilju zaštite ljudskog potencijala

od nepredviđenih uticaja potrebno je češće primeniti daljinsko upravljanje dizalica i skloniti čoveka sa dizalice.

- 11) Selekcija incidenata: Najpre, nemaju sve vrste incidenata jednaku slučajnu pojavu. Zato treba istraživati one klase rizika koje su svakodnevene. To je uglavnom neregularan rad sa teretom (pad). Otkaz konstrukcije, [16], [70], [92], je ređi jer se on može očekivati na osnovu pojave prethodnog oštećenja pa se samim tim može i izbeći. Sudari i prevrtanja su kategorije ekstrema i ne mogu se predvideti. Upravljanje takvim rizikom je teško pa je zato bolje kod transportnih mašina štititi se radnom disciplinom i strogim poštovanjem propisa.

LITERATURA

- [1] Isherwood R., "Tower crane incidents worldwide – Research report RR820", Health and Safety Executive - Health and Safety Laboratory, UK, <http://www.hse.gov.uk/research/rrpdf/rr820.pdf>
- [2] Yow P., Rooth R., Fry K., "Crane accidents 1997-1999: A report of the crane unit of the Division of Occupational Safety and Health", California Department of Industrial Relations/Division of Occupational Safety and Health, California, 2000, <https://www.dir.ca.gov/dosh/CraneAccidentReport.html>
- [3] International Union of Operating Engineers, <http://www.iuoe.org>
- [4] *Vertikal*, <http://www.vertikal.net/en/>
- [5] *Cranes Today*, <http://www.cranestodaymagazine.com>
- [6] <http://www.craneaccidents.com/>
- [7] Bošnjak S., Petković Z., Milojević G., Mihajlović V., "The design – in faults as a causes of the high performance machines failures", VII Triennial International Conference "Heavy Machinery - HM 2011", Vol. 7, No 2, 2011, pp. 55-60.
- [8] Radoičić G., „Optimizacija noseće strukture mobilnih hidrauličnih platformi“, magistarska teza, Mašinski fakultet Univerziteta u Nišu, Niš, 2002.
- [9] Qu W.L., Chen Z.H., Xu Y.L., "Dynamic analysis of wind-excited truss tower with friction dampers", *Computers and Structures*, Vol. 79, No. 32, 2001, pp. 2817-2831.
- [10] Bošnjak S., Znić N., Dragojević B., "Dynamic response of mobile elevating work platform under wind excitation", *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 55, No. 2, 2009, pp. 104-113.
- [11] Cho J.R., Han K.C., Hwang S.W., Cho C.S., Lim O.K., "Mobile harbor: structural dynamic response of RORI crane to wave-induced rolling excitation", *Structural Engineering and Mechanics*, Vol. 43, No. 5, 2012, pp. 679-690.
- [12] G. Rama, "An automatized in-place analysis of a heavy lift jack-up vessel under survival conditions," *Facta Universitatis – Series: Mech. Eng.*, Vol. 12, No. 2, 2014, pp. 107-121.

- [13] Radoičić G., Jovanović M., “Dynamic response of heavy-lifting shipyard machines to resonant environmental load conditions”, *Facta Universitatis – Series: Working and Living Environmental Protection*, Vol. 12, No. 3, 2015, pp. 341-358.
- [14] Solazzi L., “Dynamical behaviour of cranes subjected to different types of earthquake”, *The XX International Conference MHCL’12*, Belgrade, 3-5 October 2012, pp. 71-76.
- [15] Alamoreanu M., Vasilescu A., “Behaviour of tower cranes to transversal seismic actions”, *XIX International Conference on “Material Handling, Constructions and Logistics”*, Belgrade, 15-16 October 2009, pp. 75-78.
- [16] Radoičić G., Jovanović M., Marinković D., “Non-linear incidental dynamics of frame structures“, *Structural Engineering and Mechanics*, Vol. 52, No. 6, 2014, pp. 1193-1208.
- [17] Gnjatović N., Milojević G., Milenović I., Stefanović A., “ ‘Design-in’ faults - the reason for serious drawbacks in high capacity”, *VIII International Conference “Heavy Machinery - HM 2014”*, Zlatibor, 25-28 June 2014, pp. A.177-182.
- [18] Savković M., Gašić M., Zdravković N., Bošković G., Pavlović G., “Fracture analysis of the hydraulic truck crane ATLAS 3006”, *VIII International Conference “Heavy Machinery - HM 2014”*, Zlatibor, 25-28 June 2014, pp. A.29-35.
- [19] Ibrahim A.M., Ozturk H., Sabuncu M., “Vibration analysis of cracked frame structures”, *Structural Engineering and Mechanics*, Vol. 45, No. 1, 2013, pp. 33-52.
- [20] Rusinski E., Czmochowski J., Pietrusiak D., “Selected problems in designing and constructing surface mining machinery”, *FME Transactions*, Vol. 40, No. 4, 2012, pp. 153-164.
- [21] Katkhuda H.N., Dwairi H.M., Shatarat N., “System identification of steel framed structures with semi-rigid connections”, *Structural Engineering and Mechanics*, Vol. 34, No. 3, 2010, pp. 351-366.
- [22] Gašić V., Obradović A., Zrnić N., “Free vibrations of the planar gantry-like structures”, *VIII International Conference “Heavy Machinery - HM 2014”*, Zlatibor, 25-28 June 2014, pp. A.99-104.
- [23] Da Silva J.G.S., de Lima L.R.O., da S. Vellasco P.C.G., de Andrade S.A.L., de Castro R.A., “Nonlinear dynamic analysis of steel portal frames with semi-rigid connections”, *Engineering Structures*, Vol. 30, No. 9, 2008, pp. 2566-2579.
- [24] Kettal P., Wiberg N.E., “Simulation of failure of structures using dynamics and optimization techniques”, *Computers and Structures*, Vol. 82, No. 9-10, 2004, pp. 815-828.
- [25] Shi G., Shi Y., Wang Y., Bradford M.A., “Numerical simulation of steel pretensioned bolted end-plate connections of different types and details”, *Engineering Structures*, Vol. 30, No. 10, 2008, pp. 2677-2686.
- [26] Jovanović M., Radoičić G., Petrović G., Marković D., “Dynamical models quality of truss supporting structures”, *Facta Universitatis – Series Mechanical Engineering*, Vol. 9, No. 2, 2011, pp. 137-148.
- [27] Vasiljević R., Bulatović R., Savković M., “Prilazi matematičko-mehaničkom modeliranju nosećih konstrukcija”, *IMK-14 – Istraživanje i razvoj*, br. 19(1), 2013, str. 29-38.
- [28] Radoičić G., Jovanović M., “Experimental identification of overall structural damping of system”, *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 59, No. 4, 2013, pp. 260-268.

- [29] Jovanović M., Radoičić G., Milić P., “Dynamic sensitivity research of portal-rotating cranes”, XIX International Conference MHCL’09, Belgrade, 15-16 October 2009, pp. 61-66.
- [30] Langen I., Than T.K., Birkeland O., Rølvåg T., “Simulation of dynamic behaviour of a FPSO crane”, Stavanger University College, Stavanger, http://www.trac.no/download/crane_paper.pdf
- [31] Jovanović M., Radoičić G., Marković D., “Theoretical and experimental identification of the base mode of torsional vibrations of tower crane”, The XX International Conference MHCL’12, Belgrade, 3-5 October, 2012, pp. 95-100.
- [32] Kang S-C., Miranda E., “Numerical methods to simulate and visualize detailed crane activities”, Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering, Vol. 24, 2009, pp. 169–185.
- [33] Nakazono K., Ohnishi K., Kinjo H., Yamamoto T., “Vibration control of load for rotary crane system using neural network with GA-based training”, Artificial Life and Robotics, Vol. 13, No. 1, 2008, pp. 98-101.
- [34] Leung A.W.T., Tam C.M., Liu D.K., “Comparative study of artificial neural networks and multiple regression analysis for predicting hoisting times of tower cranes”, Building and Environment, Vol. 36, 2001, pp. 457-467.
- [35] Abe A., “Non-linear control technique of a pendulum via cable length manipulation: application of particle swarm optimization to controller design”, FME Transactions, Vol. 41, No. 4, 2013, pp. 265-270.
- [36] Sorensen K.L., Singhose W., Dickerson S., “A controller enabling precise positioning and sway reduction in bridge and gantry cranes”, Control Engineering Practice, Vol. 15, 2007, pp. 825–837.
- [37] Kim D., Singhose W., “Performance studies of human operators driving double-pendulum bridge cranes”, Control Engineering Practice, Vol. 18, 2010, pp. 567–576.
- [38] Jerman B., Podržaj P., “Implementation of a closed-loop control for suppressing the load sway during slewing motion of a crane”, XIX International Conference MHCL’09, Belgrade, 15-16 October 2009, pp. 49-52.
- [39] Klosinski J., “Swing-free stop control of the slewing motion of a mobile crane”, Control Engineering Practice, Vol. 13, 2005, pp. 451–460.
- [40] Sawodny O., Neupert J., Arnold E., “Actual trends in crane automation – directions for the future”, FME Transactions, Vol. 37, No. 4, 2009, pp. 167-174.
- [41] Liu H., Singhose W., Cheng W., “Tip-over stability of crawler cranes with moveable counterweights”, VIII International Conference “Heavy Machinery - HM 2014”, Zlatibor, 25-28 June 2014, pp. A.137-143.
- [42] Fujioka D., Rauch A., Singhose W., Jones T., “Tip-over stability analysis of mobile boom cranes with double-pendulum payloads”, American Control Conference, St. Louis, 10-12 June 2009, pp. 3136-3141.
- [43] Gašić M., Savković M., Živković M., Zdravković N., “Analytical and experimental method for testing the protective frame of the building machine”, XIX International Conference MHCL’09, Belgrade, 15-16 October 2009, pp. 139-142.
- [44] Sekulović M., “Teorija linijskih nosača”, *Građevinska knjiga*, Beograd, 2005.
- [45] Brčić V., “Dinamika konstrukcija”, *Građevinska knjiga*, Beograd, 1978.

- [46] Feng Fu, "3D nonlinear dynamic progressive collapse analysis of multi-storey steel composite frame buildings – parametric study", *Engineering Structures*, Vol. 32, 2010, pp. 3974-3980.
- [47] Jovanović M., Milić P., "Redundancy – the design criterion for lattice structured tower cranes", *The XVII International Conference on "Material flow, Machines and Devices in Industry"*, Belgrade, 2002, Vol. 1, pp. 1.141-1.144.
- [48] Jovanović M., Milić P., Janošević D., Petrović G., "Accuracy of FEM analyses in function of finite element type selection", *Facta Universitatis – Series Mechanical Engineering*, Vol. 8, No. 1, 2010, pp. 1-8.
- [49] Li Q.S., Fang J.Q., Jeary A.P., "Free vibration analysis of cantilevered tall structures under various axial loads", *Engineering Structures*, Vol. 22, 2000, pp. 525–534.
- [50] Takewaki I., Nakamura M., "Stiffness – damping simultaneous identification using limited earthquake records", *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Vol. 29, 2000, pp.1219-1238.
- [51] Lin Y.Y., Miranda E., Chang K.C., "Evaluation of damping reduction factors for estimating elastic response of structures with high damping", *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Vol. 34, 2005, pp.1427-1443.
- [52] Johnson C.D., Kienholz D.A., "Prediction of damping in structures with viscoelastic materials using MSC/Nastran", *MSC/Nastran Users' Conference Proceeding*, Paper No. 17, 1983.
- [53] Feriani A., Perotti F., "The formation of viscous damping matrices for the dynamic analysis of MDOF systems", *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Vol. 25, 1996, pp. 689-709.
- [54] Holmes J.D., "Along-wind response of lattice towers – II. Aerodynamic damping and deflections", *Engineering Structures*, Vol. 18, No. 7, 1996, pp. 483-488.
- [55] MSC Software Corporation, *MSC/Nastran-V68 – Basic Dynamic Analysis*, <http://www.mscsoftware.com>
- [56] MSC Software Corporation, *MSC/Nastran-V70 – Advanced Dynamic Analysis*, <http://www.mscsoftware.com>, 2004.
- [57] Gaul L., "The influence of damping on waves and vibrations", *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 13, No. 1, 1999, pp. 1-30.
- [58] Rose T., "An approach to properly account for structural damping frequency – dependent stiffness/damping, and to use complex matrices in transient response", *Aerospace Conference and Technology Showcase*, 2001.
- [59] Marsh E., Slocum A., "An integrated approach to structural damping", *Precision Engineering*, Vol. 18, No. 2-3, 1996, pp. 103-109.
- [60] Jovanović M., Radoičić G., Marković D., "Design challenge of large frame structures", *The 8th International Symposium KOD-2014, Balatonfüred, Hungary, 12-15 June 2014*, pp. 41-46.
- [61] Radoičić G., Jovanović M., Marković D., Tomić V., "By structural design to performance growth", *Machine Design*, Vol. 5, No. 4, 2013, pp. 151-156.
- [62] Jovanović M., "Optimalno uravnoteženje elastičnih struktura portalno obrtnih dizalica", *11. Jugoslovenski naučno-stručni skup za transportno mašinstvo SMIETS, Beograd*, 1990.

- [63] Jovanović M., “Analitička i eksperimentalna analiza staza teških dizalica”, Prvi međunarodni naučno-stručni skup TM'93, Vrnjačka Banja, 1993.
- [64] Rašković D., “Teorija oscilacija”, *Naučna knjiga*, Beograd, 1965.
- [65] Radoičić G., Jovanović M., “Design of the dynamic models of mobile elevating work platforms and solutions”, The 3rd International Conference “Mechanical Engineering in XXI Century”, Niš, 17-18 September 2015.
- [66] Jovanović M., Mijajlović D., Petković LJ., Jovanović J., “Experimental investigation of MIN-D800 crane supporting structure to random excitations“, University of Niš, Mechanical Faculty, Report, 2000.
- [67] Maneski T., Pantelić M., Bućan M., Ilić V., “Produženje strele odlagača transportnog sistema RTB Bor na kopu Veliki Krivelj sa 30 m na 45 m”, II Simpozijum sa međunarodnim učešćem „Rudarstvo 2011“, Vrnjačka Banja, 10.-13. maj, 2011, str. 369-377.
- [68] Jovanović M., Radoičić G., Maneski T., “Dynamical eigenvalue identification of heavy structures machine”, The 7th International Triennial Conference “Heavy Machinery - HM2011”, Vrnjačka Banja, June 29th – July 2nd 2011, pp. B.73-B.78.
- [69] Jovanović M., Radoičić G., “Dynamical structural reliability based on the case study analysis”, *Facta Universitatis – Series: Working and Living Environmental Protection*, Vol. 12, No. 1, 2015, pp. 95-109.
- [70] Jovanović M., Radoičić G., Marinković D., “Post-fracture dynamic simulation of responsible supporting structure”, XI International SAUM Conference on Systems, Automatic Control and Measurements, Niš, 14-16 November 2012, pp. 270-273.
- [71] Mijajlović R., Marinković Z., Jovanović M., “Dynamics and optimization of cranes”, Monograph, University of Niš - Faculty of Mechanical Engineering, Niš, 2002.
- [72] Radoičić G., Jovanović M., “The extreme dynamic state of main members of frame supporting structure”, 4th International Conference “Noise and Vibration”, Niš, 17-19 October 2012, pp. 121-126.
- [73] Standard: Det Norske Veritas, DNV-RP-C104, November 2012.
- [74] Standard: EN 1991-1-4-2005 +A1-2010.
- [75] Standard: Det Norske Veritas, DNV-RP-205, October 2005.
- [76] O. Popović, M. Bogner, A. Simonović and S. Stupar, “O dimnjacima,” *ETA*, Beograd, 2011.
- [77] N. Ristić, “Hazard wind influence and collapse structure”, *Nauka i praksa*, GAF Niš, 2009, pp. 178-181.
- [78] Jovanović M., Mijajlović R., Marinković Z., “Damping analysis on maximal dynamic forces at slewing jib cranes”, Solun, 1996.
- [79] Petrovski D., Naumovski N., Zelenović V., Stamatovska S., “Strong-Motion Earthquake accelerograms”, Institute EEES, Publ. 67, Univerzitet “Kiril Metodij”, Skopje, 1980.
- [80] Jovanović M., Radoičić G., Jovanović V., Tomić V., “Synchronic excitation – a type of malicious dynamic action”, The XXI International Conference MHCL'15, Vienna, 23-25 September 2015, pp. 207-210.
- [81] Behnia A., Beng Hong A.K., Shabazi M.M., Ranjbar N., Behnia N., Vafaei M.R., “Finite element analysis of high modal dynamic responses of a composite floor

- subjected to human motion under passive live load”, *LA Journal of Solids and Structures*, Vol. 10, No. 3, 2013, pp. 601-630.
- [82] Jovanović M., “Uticaj elastičnih deformacija na otpore pogonskih sistema dizalica”, 19. Internacionalni jugoslovenski kongres mehanike, Ohrid, 1990, str. 111-116.
- [83] HSE - Health and Safety Executive, Field Operations Directorate, http://www2.warwick.ac.uk/services/healthsafetywellbeing/guidance/work_heights/work_height_misc_construction_sheet614.pdf
- [84] Dong R., Pan C., Hartsell J., Welcome D., Lutz T., Brumfield A., Harris J., Wu J., Wimer B., Mucino V., Means K., “An investigation on the dynamic stability of scissor lift”, *Open Journal of Safety Science and Technology*, Vol. 2, 2012, pp. 8-15.
- [85] Bošnjak S., Gnjatović N., Momčilović D., Milenović I., Gašić V., “Failure analysis of the mobile elevating work platform”, *Case Studies in Engineering Failure Analysis*, Vol. 3, 2015, pp. 80-87.
- [86] Calvetti D., Reichel L., Sorensen D.C., “An implicitly restarted Lanczos method for large symmetric eigenvalue problems“, *Electronic Transactions on Numerical Analysis*, Vol. 2, 1994, pp. 1-21.
- [87] Jovanović M., Radoičić G., “Dynamical response of structures to malicious and random actions”, The 5th International Conference “Transport and Logistics – TIL2014”, Niš, 5-6 June 2014.
- [88] N. Hajdin, Đ. Zloković, M. Vukobratović and V. Đorđević, “Active Structures”, *Proceedings of the Conference on Mechanics, Material and Constructions*, Vol. 83, Book 2, Serbian Academy of Sciences and Arts, Beograd, pp. 419-434.
- [89] Bajić A., “Spatial distribution of expected wind speed maxima in the complex terrain of Croatia as a basis for wind loads calculation”, *Doctoral dissertation, University of Zagreb*, 2011.
- [90] Radoičić G., Jovanović M., “Design of a shipyard crane determined by the simulation of impulse wind effect”, *Wind and Structures*, Paper ID: WAS63984C (in edition), Date received 06.03.2016.
- [91] MSC.NASTRAN: *Theory References*, Interactive Systems, Inc. Part No. 440.401, Pittsburgh, 2004.
- [92] Radoičić G., Milić P., Jovanović M., “Dynamic behavior of damaged structure of crane in the following incidental event”, 7th International Conference “Research and Development of Mechanical Elements and Systems - IRMES 2011”, Zlatibor, 27-28 April 2011.
- [93] Radoičić G., Jovanović M., Savić I., “The influence of heavy structure anchoring on eigenvalues and translations”, The 8th International Conference “Heavy Machinery - HM2014”, Zlatibor, June 25th-28th, 2014, pp. A.125-A.130.
- [94] Jovanović M., Radoičić G., Tomić V., Marković D., “Experience with extreme impacts load excitation”, The XXI International Conference MHCL’15, Vienna, 23-25 September 2015, pp. 89-94.
- [95] Jovanović M., “Optimizacija noseće strukture sistema za promenu dohvata i otpora mehanizma kod portalno obrtnih dizalica”, doktorska disertacija, Mašinski fakultet Univerziteta u Nišu, Niš, 1990.
- [96] Marinković D., Milić P., Marinković Z., “Active vibration suppression of a tower crane truss structure“, XI International SAUM Conference on System, Automatic Control and Measurements, Niš, November 14th-16th, 2014, pp. 184-187.

BIOGRAFIJA AUTORA

Mr Goran Radoičić je rođen 08.10.1963. godine u Nišu. Živi i radi u Nišu.

Nakon završetka osnovne i srednje mašinsko-tehničke škole „15 maj“ upisuje studije na Mašinskom fakultetu u Nišu 1983. gde i diplomira 1990. godine sa srednjom ocenom ispita 7,51 i 10 na diplomskom ispitu. Godine 1995. upisuje poslediplomske studije takođe na Mašinskom fakultetu u Nišu. Ispite na poslediplomskim studijama je položio sa prosečnom ocenom 9,33. Temu **Optimizacija noseće strukture mobilnih hidrauličnih platformi** izradio je i odbranio 2002. godine pod mentorstvom prof. dr Miomira Jovanovića, čime je stekao akademsko zvanje **magistra mašinskih nauka**.

Mr Goran Radoičić 2010. godine prijavljuje temu doktorske disertacije pod naslovom **Dinamičko ponašanje određenih klasa transportnih mašina sa aspekta incidentnih događaja**.

Mr Goran Radoičić je u dva navrata biran u istraživačko zvanje istraživač-saradnik u užoj naučnoj oblasti Tehnika transporta prema odluci Izbornog veća Mašinskog fakulteta Univerziteta u Nišu 2008. i 2014. godine. Od januara 2011. godine učestvuje u realizaciji naučno-istraživačkog projekta pod nazivom „Teorijsko-eksperimentalna istraživanja dinamike transportnih mašinskih sistema“ u okviru Programa tehnološkog razvoja Ministarstva nauke i tehnološkog razvoja Republike Srbije (danas Ministarstva prosvete, nauke i tehnološkog razvoja) pod brojem TR35049.

Mr Goran Radoičić je od 1990-2000. godine zaposlen u JKP „Mediana“ Niš, kao inženjer u održavanju, zatim kao direktor tehničkog sektora. Od 2005. godine radi kao pomoćnik generalnog direktora za razvoj i održavanje, a od 2013. kao zamenik generalnog direktora preduzeća. Takođe se usavršavao u oblasti održavanja tehničkih sistema i stekao zvanje European Expert in

Maintenance Management 2006. godine na Mašinskom fakultetu Univerziteta u Beogradu, a u organizaciji EFNMS (*European Federation of National Maintenance Societies*).

Mr Goran Radoičić je član Društva održavalaca tehničkih sistema (DOTS) od 2005. godine i član European Federation of National Maintenance Societies (EFNMS) od 2005. godine. U okviru profesionalnih aktivnosti, bio je kopredsednik Organizacionog odbora simpozijuma „Istraživanja i projektovanja za privredu“, održanog 2006. godine u Nišu kao i predsednik Organizacionog odbora simpozijuma „Istraživanja i projektovanja za privredu“, održanog 2007. godine na Mašinskom fakultetu u Beogradu. Kandidat je bio član Saveta za razvoj grada Niša u periodu 2007.-2008.

Mr Goran Radoičić je autor/koautor značajnog broja radova i to: 4 rada kategorije M23 (od kojih je jedan u procesu editovanja), 16 radova kategorije M51-M53, 22 rada kategorije M33 i 9 radova kategorije M63, u periodu od 2006. do 2016. godine.

Izjava 1

IZJAVA O AUTORSTVU

Izjavljujem da je doktorska disertacija, pod naslovom

DINAMIČKO PONAŠANJE ODREĐENIH KLASA TRANSPORTNIH MAŠINA SA ASPEKTA INCIDENTNIH DOGAĐAJA

koja je odbranjena na Mašinskom fakultetu Univerziteta u Nišu:

- rezultat sopstvenog istraživačkog rada;
- da ovu disertaciju, ni u celini, niti u delovima, nisam prijavljivao na drugim fakultetima, niti univerzitetima;
- da nisam povredio autorska prava, niti zloupotrebio intelektualnu svojinu drugih lica.

Dozvoljavam da se objave moji lični podaci, koji su u vezi sa autorstvom i dobijanjem akademskog zvanja doktora nauka, kao što su ime i prezime, godina i mesto rođenja i datum odbrane rada, i to u katalogu Biblioteke, Digitalnom repozitorijumu Univerziteta u Nišu, kao i publikacijama Univerziteta u Nišu.

U Nišu, ____ .2016.

Potpis autora disertacije:



Goran N. Radoičić

Izjava 2

IZJAVA O ISTOVETNOSTI ŠTAMPANOG I ELEKTRONSKOG OBLIKA DOKTORSKE DISERTACIJE

Naslov disertacije:

DINAMIČKO PONAŠANJE ODREĐENIH KLASA TRANSPORTNIH MAŠINA SA ASPEKTA INCIDENTNIH DOGAĐAJA

Izjavljujem da je elektronski oblik moje doktorske disertacije, koju sam predao za unošenje u **Digitalni repozitorijum Univerziteta u Nišu**, istovetan štampanom obliku.

U Nišu, ____ .2016.

Potpis autora disertacije:



Goran N. Radoičić

Izjava 3

IZJAVA O KORIŠĆENJU

Ovlašćujem Univerzitetsku biblioteku „Nikola Tesla“ da u Digitalni repozitorijum Univerziteta u Nišu unese moju doktorsku disertaciju, pod naslovom:

DINAMIČKO PONAŠANJE ODREĐENIH KLASA TRANSPORTNIH MAŠINA SA ASPEKTA INCIDENTNIH DOGAĐAJA

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

Moju doktorsku disertaciju, unetu u Digitalni repozitorijum Univerziteta u Nišu, mogu koristiti svi koji poštuju odredbe sadržane u odabranom tipu licence Kreativne zajednice (Creative Commons), za koju sam se odlučio (uokvireno).

1. Autorstvo (CC BY)
2. Autorstvo – nekomercijalno (CC BY-NC)
- 3. Autorstvo – nekomercijalno – bez prerađe (CC BY-NC-ND)**
4. Autorstvo – nekomercijalno – deliti pod istim uslovima (CC BY-NC-SA)
5. Autorstvo – bez prerađe (CC BY-ND)
6. Autorstvo – deliti pod istim uslovima (CC BY-SA)

U Nišu, ____ .2016.

Potpis autora disertacije:



Goran N. Radoičić