

Određivanje mehaničke impedancije rastojnika prigušivača

Korošić, Saša

Undergraduate thesis / Završni rad

2012

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:991739>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-04-02**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Saša Korošić

Zagreb, 2012.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

prof. dr. sc. Hinko Wolf

Saša Korošić

Zagreb, 2012.

SAŽETAK RADA

U radu su obrađeni mehanizmi pojave eolskih vibracija te su zasebno obrađene pojave eolskih vibracija za slučaj samostalnog vodiča i snopa vodiča. Također je opisan rastojnik prigušivač kao element za prigušenje eolskih vibracija kao i metoda određivanja konstante krutosti i konstante prigušenja zgloba rastojnika prigušivača prema normi Međunarodne elektrotehničke komisije (IEC). Elementi matrice impedancije koji se koriste pri proračunu snage koja se disipira u rastojnicima prigušivačima određeni su numeričkom simulacijom u programskom paketu MatLab. Rezultati simulacije; amplitude i fazni kutovi elemenata matrice mehaničke impedancije rastojnika prigušivača prikazani su u ovisnosti o frekvenciji vibracija.

SADRŽAJ

POPIS SLIKA:	2
POPIS TABLICA.....	5
IZJAVA	6
1. UVOD	7
2. EOLSKE VIBRACIJE	8
2.1. Eolske vibracije samostalnog užeta	8
2.2 Eolske vibracije snopa.....	13
3. RASTOJNICI PRIGUŠIVAČI	17
4. MEHANIČKI MODEL RASTOJNIKA PRIGUŠIVAČA	19
4.1. Inercijske karakteristike rastojnika prigušivača	19
4.1.1. <i>Tijelo rastojnika prigušivača</i>	20
4.1.2. <i>Ruke rastojnika prigušivača</i>	20
4.2. Određivanje konstante krutosti i konstante prigušenja gumenog zgloba	21
5. NUMERIČKI MODEL RASTOJNIKA PRIGUŠIVAČA	27
5.1. Izrada numeričkog modela	27
5.2 Obrada rezultata simulacije	32
6. ODREĐIVANJE MATRICA PRIJENOSNE MEHANIČKE IMPEDANCIJE	34
7. ZAKLJUČAK.....	46
8. LITERATURA	47

POPIS SLIKA:

<i>Slika 1.1. Shema stvaranja eolskih vibracija samostalnog užeta</i>	8
<i>Slika 1.2. Stvaranje Karmanovih vrtloga</i>	10
<i>Slika 1.3. Shematski prikaz modela za ispitivanje</i>	12
<i>Slika 1.4. Karmanovi vrtlozi u sustavu s dva cilindrična tijela</i>	12
<i>Slika 1.5. Utjecaj omjera L/D na odziv zavjetrinskog vjetra</i>	13
<i>Slika 1.6. Utjecaj kuta α na odziv zavjetrinskog cilindra</i>	14
<i>Slika 1.7. Utjecaj kuta β na odziv zavjetrinskog cilindra</i>	14
<i>Slika 1.8. Gibanje rastojnika prigušivača</i>	16
<i>Slika 1.9. Tipovi rastojnika prigušivača</i>	17
<i>Slika 1.10. Osnovni elementi rastojnika prigušivača</i>	17
<i>Slika 1.11. Osnovni elementi razmatranog rastojnika prigušivača</i>	18
<i>Slika 1.12. Položaji težišta tijela i ruku rastojnika prigušivača u odnosu na lokalne koordinatne sustave</i>	18
<i>Slika 1.13. Tijelo rastojnika prigušivača</i>	19
<i>Slika 1.14. Ruka rastojnika prigušivača</i>	19
<i>Slika 1.15. Uređaj za ispitivanje konstante krutosti i konstante prigušenja rastojnika prigušivača</i>	20
<i>Slika 1.16. Petlja histereze u dijagramu sila - pomak,</i> <i>a) lijeva ruka,</i> <i>b) desna ruka</i>	21

<i>Slika 1.17. Shema za ispitivanje konstante krutosti i konstante prigušenja rastrojnika prigušivača</i>	22
<i>Slika 1.18. Vektorski prikaz jednadžbe (1.1)</i>	23
<i>Slika 1.19. Definiiranje oslonaca za ispitivanje odziva na horizontalnu komponentu uzbudne sile</i>	26
<i>Slika 1.20. Definiiranje svojstava pojedinih komponenti</i>	28
<i>Slika 1.21. Definiiranje karakteristika gumenih elemenata</i>	29
<i>Slika 1.22. Definiiranje signala uzbude</i>	30
<i>Slika 1.23. Prikaz pojednostavljenog modela razmatranog rastrojnika prigušivača</i> a) 2D prikaz b) 3D prikaz	31
<i>Slika 1.24. Raspored i povezivanje blokova u grafičkom sučelju SimMechanics-a</i>	27
<i>Slika 1.25. Dijagram reaktivnih sila u pomičnom osloncu u ovisnosti o vremenu</i>	32
<i>Slika 1.26. Dijagram reaktivnih sila u nepomičnom osloncu u ovisnosti o vremenu</i>	32
<i>Slika 1.27. Vektorski prikaz sile F i brzine v, te faznih kuteva β i φ</i>	33
<i>Slika 1.28. Sustav krutih tijela vezanih rotacijskim zglobovima postavljenih na pomični i nepomični oslonac, prilagođen za horizontalnu komponentu uzbudne sile</i>	34

<i>Slika 1.29. Sustav krutih tijela vezanih rotacijskim zglobovima postavljenih na pomični i nepomični oslonac, prilagođen za vertikalnu komponentu uzbudne sile</i>	35
<i>Slika 1.30. Dijagram ovisnosti Z_{11} o frekvenciji</i>	37
<i>Slika 1.31. Dijagram ovisnosti γ_{11} o frekvenciji</i>	37
<i>Slika 1.32. Dijagram ovisnosti Z_{12} o frekvenciji</i>	38
<i>Slika 1.33. Dijagram ovisnosti γ_{12} o frekvenciji</i>	38
<i>Slika 1.34. Dijagram ovisnosti Z_{21} o frekvenciji</i>	39
<i>Slika 1.35. Dijagram ovisnosti γ_{21} o frekvenciji</i>	39
<i>Slika 1.36. Dijagram ovisnosti Z_{22} o frekvenciji</i>	40
<i>Slika 1.37. Dijagram ovisnosti γ_{22} o frekvenciji</i>	40
<i>Slika 1.38. Dijagram ovisnosti Z_{31} o frekvenciji</i>	41
<i>Slika 1.39. Dijagram ovisnosti γ_{31} o frekvenciji</i>	41
<i>Slika 1.40. Dijagram ovisnosti Z_{32} o frekvenciji</i>	42
<i>Slika 1.41. Dijagram ovisnosti γ_{32} o frekvenciji</i>	42
<i>Slika 1.42. Dijagram ovisnosti Z_{41} o frekvenciji</i>	43
<i>Slika 1.43. Dijagram ovisnosti γ_{41} o frekvenciji</i>	43
<i>Slika 1.44. Dijagram ovisnosti Z_{42} o frekvenciji</i>	44
<i>Slika 1.45. Dijagram ovisnosti γ_{42} o frekvenciji</i>	44

POPIS TABLICA

<i>Tablica 2.1. Ovisnost oblika Karmanovih vrtloga o iznosu Reynoldsovog broja</i>	9
<i>Tablica 2.2. Karakteristike tijela rastojnika prigušivača</i>	19
<i>Tablica 2.3. Karakteristike ruke rastojnika prigušivača</i>	19

IZJAVA

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno služeći se stečenim znanjem i navedenom literaturom.

Zahvala:

Zahvaljujem mentoru, prof. dr. sc. Hinku Wolfu na strpljenju, ustupljenoj literaturi i korisnim savjetima tijekom izrade rada.

Također zahvaljujem svojoj obitelji na potpori i razumjevanju tijekom izrade završnog rada.

Dodatno se zahvaljujem kolegama sa Fakulteta strojarstva i brodogradnje na bezrezervnoj pomoći.

1. UVOD

Transport električne energije od elektrana do urbanih središta i industrijskih postrojenja postiže se dalekovodnim sustavima, a zbog sve većih potreba opskrbe energijom primjenjuju se vodiči postavljeni u snop. Zbog djelovanja vjetra, u snopovima vodiča javljaju se različiti oblici vibracija, od kojih su najznačajnije eolske vibracije. Posljedice eolskih vibracija su ciklička opterećenja u vodičima koja mogu dovesti do zamora materijala i oštećenja vodiča.

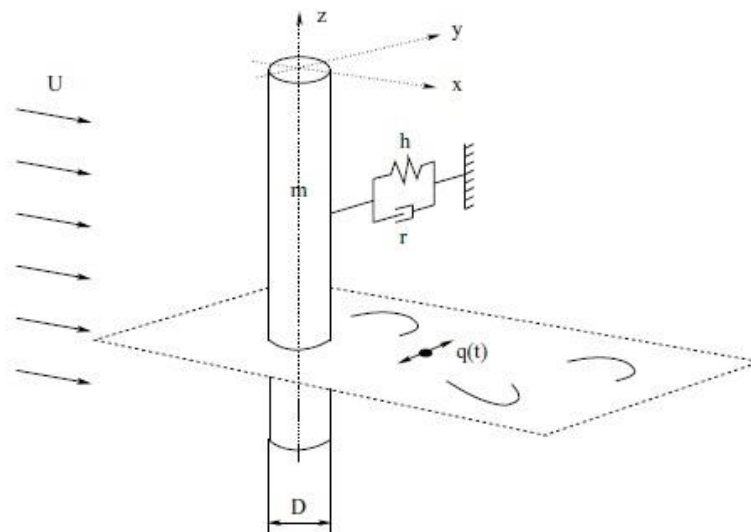
Završni rad je podjeljen u šest poglavlja. U prvom poglavlju su objašnjeni mehanizmi nastanka eolskih vibracija te je opisano njihovo djelovanje na samostalno uže kao i djelovanje na dva vodiča u snopu. U drugom poglavlju je opisano djelovanje rastojnika prigušivača na snop vodiča te su navedeni oblici izvedbe i glavni dijelovi rastojnika prigušivača. U trećem su poglavlju definirani podaci potrebni za izradu numeričkog modela rastojnika prigušivača (geometrijske i inercijske karakteristike tijela i ruku rastojnika prigušivača, krutost i prigušenje gumenih zglobova), a koji se temelje na dokumentaciji i rezultatima ispitivanja provedenih u tvrtki Dalekovod d.d. Izrađen je numerički model rastojnika prigušivača u programskom paketu MatLab i u razmatranom frekvencijskom području eolskih vibracija (5Hz do 100Hz) provedena je simulacija za dva tipa kinematičke uzbude. Koristeći rezultate simulacije određene su amplitude i fazni kutovi elemenata matrice mehaničke impedancije u ovisnosti o frekvenciji.

2. EOLSKE VIBRACIJE

Promatranjem utjecaja vjetra na napeto uže stari Grci su uočili vibracije malih amplituda. Te vibracije su tako nazvane prema grčkom bogu vjetra Eolu a posljedica su utjecaja slabog vjetra (1-7 m/s) okomitog na uzdužnu os užeta. [1] Među prvima koji su istraživali laminarno strujanje fluida na cilindrično tijelo bili su Strouhal (1878) i von Karman (1912), a s vremenom je počelo intenzivnije istraživanje ove pojave te je velik napredak zabilježen i na području eolskih vibracija. Među značajnijim istraživačima koji su analizirali ovu problematiku su Parkinson *et.al.* (1968) i Diana & Falco (1971), a značajnija istraživanja u aerodinamičkim tunelima su proveli Bate & Callow (1934), Farquharson & McHugh (1956), MacDonald *et. al.* (1989) i Brika & Laneville.(1993). [2] Amplitude eolskih vibracija su relativno male i iznose od svega nekoliko milimetara do jednog promjera užeta, no u konkretnom slučaju užeta dalekovoda i pod utjecajem tako malih amplituda može doći do značajnih oštećenja. Najveća opterećenja užadi dalekovoda, koja je izložena eolskim vibracijama, pojavljuju se uz nosive stezaljke, uz stezaljke Stockbridge prigušivača, rastojnika prigušivača i kugli za obilježavanje.

2.1. Eolske vibracije samostalnog užeta

Kao što je već rečeno, uzrok eolskih vibracija je nastrojavanje slabog vjetra (1-7m/s), koji promatramo kao stacionarno laminarno strujanje fluida, okomito na uzdužnu os užeta. Takvo nastrojavanje fluida na cilindrično tijelo, u ovom slučaju uže dalekovoda, ima za posljedicu stvaranje zračnih vrtloga, tzv. Karmanovih vrtloga. Oblik vrtloga ovisi o brzini nastrojavanja, tj. Reynoldsovom broju. Na slici 1.1. prikazana je shema stvaranja eolskih vibracija.



(Slika 1.1.) Shema stvaranja eolskih vibracija samostalnog užeta [3]

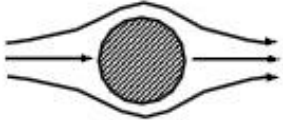
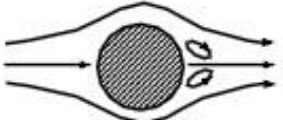


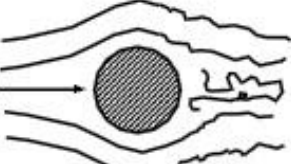

Reynoldsov broj definiran je jednađbom:

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (1.1.)$$

gdje je v brzina nstrujavanja fluida, D karakteristični promjer vodiča, a ν kinematička viskoznost fluida.

Tablica 2.1. prikazuje oblik vrtložnog traga (Karman vortex street) u ovisnosti o Reynoldsovom broju. Periodičko otkidanje Karmanovih vrtloga se pojavljuje između vrijednosti Reynoldsovog broja $40 < Re < 300\ 000$ (Leinhard 1966), a vrijednosti Reynoldsovog broja u tom rasponu odgovaraju onima tipičnim za umjerene brzine vjetra. Bezdimenzijska veličina koja opisuje ovu vrstu strujanja, tj. otkidanje graničnog sloja od tupog tijela naziva se Strouhalov broj [3].

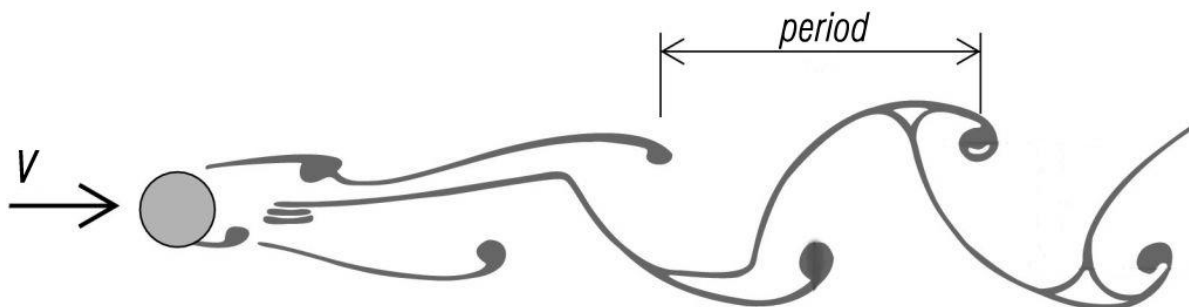
(Tablica 2.1.) Ovisnost oblika Karmanovih vrtloga o iznosu Reynoldsovog broja [4]

Table 3. Regimes of Fluid Flow across Circular Cylinders		
	$Re < 5$	strujanje bez otkidanja Karmanovih vrtloga
	$5 \leq Re < 40$	pojava prvih vrtloga, bez periodičkog otkidanja
	$40 \leq Re < 90$	otkidanje Karmanovih vrtloga, laminarno strujanje
	$90 \leq Re < 150$	otkidanje Karmanovih vrtloga, laminarno strujanje
	$150 \leq Re < 300$	prijelaz iz laminarnog u turbulentno strujanje
	$300 \leq Re < 3(10^5)$	trag Karmanovih vrtloga je potpuno turbulentan
	$3(10^5) \leq Re < 3.5(10^6)$	prestaje otkidanje Karmanovih vrtloga a u tragu Karmanovih vrtloga nema pravilnog uzorka
	$3.5(10^6) \leq Re$	pojava traga Karmanovih vrtloga, turbulentno strujanje

Strouhalov broj predstavlja bezdimenzijsku frekvenciju te za njega vrijedi izraz, prema [3]:

$$St = \frac{f_s \cdot D}{v} \quad (1.2)$$

Veličina f_s naziva se Strouhalova frekvencija i predstavlja frekvenciju otkidanja vrtloga. Veličina D predstavlja promjer cilindra dok veličina v predstavlja brzinu stacionarnog strujanja fluida. Strouhalov broj je pri višim vrijednostima Reynoldsovog broja konstantan, a za okvirnu vrijednost uzima se $St=0,19$ do $0,22$.



(Slika 1.2.) Stvaranje Karmanovih vrtloga [4]

Vertikalna komponenta sile za slučaj prikazan na slici 1.2. nastaje nakon odvajanja vrtloga koji se drže za granični sloj. Amplituda i frekvencija uzbudne sile ovise o međusobnom utjecaju vrtloga. Zbog veće brzine čestica u vrtlogu je manji tlak no, kada se on odvoji od graničnog sloja, iza njega dolazi područje višeg tlaka. Na suprotnoj strani istovremeno nastaje novi vrtlog i područje niskog tlaka. Zbog razlike tlakova uzrokovane naizmjeničnim odvajanjem i stvaranjem vrtloga nastaje uzbudna sila okomita na smjer strujanja. Periodi stvaranja i otkidanja vrtloga zapravo formiraju frekvenciju uzbudne sile na užu.

Strujanjem fluida okomito na os cilindra javlja se i horizontalna komponenta uzbudne sile. Karmanovi se vrtlozi u ravnini paralelnoj na os cilindra otkidaju iza cilindra, te se otkidanjem svakog vrtloga javlja uzbudna sila.

Frekvencija horizontalne uzbudne sile zato je dvostruko veća od frekvencije odvajanja Karmanovih vrtloga, tj. frekvencije vertikalne uzbudne sile. Amplitude ove komponente uzbudne sile mnogo su manje od amplituda sile okomite na os cilindra, te mogu izazvati pomake s iznosima amplituda $0,2D$ do $0,5D$.

Periodična sila koja djeluje na cilindar iznosi [5]:

$$F(t) = \frac{1}{2} \rho D l v^2 c_L \sin(2\pi f_s t) \quad (1.3.)$$

U jednadžbi 1.3. ρ predstavlja gustoću fluida, D promjer cilindra, l dužinu cilindra, v brzinu fluida okomito na os cilindra, c_L koeficijent uzgona, a f_s frekvenciju otkidanja Karmanovih vrtloga.

Za cilindar koji vibrira harmonijski s frekvencijom f i amplitudom A okomito na smjer stujanja fluida periodična sila koja djeluje na cilindar definirana je kao:

$$F(t) = \frac{1}{2} \rho D l V^2 c_L(a, r) \sin(2\pi f t + \varphi(a, r)) \quad (1.4.)$$

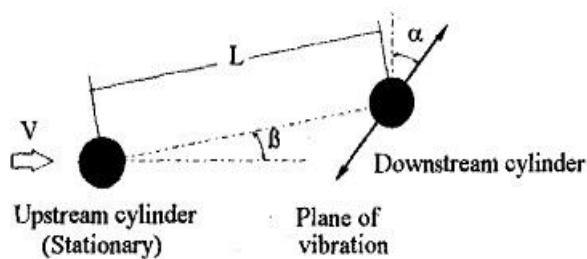
U jednadžbi 1.4. aerodinamički koeficijent, $c_L(a, r)$ i fazni kut $\varphi(a, r)$ između aerodinamičke sile i pomaka cilindra su funkcije omjera $a=A/D$ i $r=f/f_s$. Omjer A/D naziva se bezdimenzijska ili relativna amplituda vibracija. Snaga koju aerodinamičke sile unose u sustav pozitivna je za vrijednosti $0,9 \leq r \leq 1,3$ i $0 \leq a \leq 1$, dok je za ostale vrijednosti ta snaga negativna.

Porastom Reynoldsovog broja i stvaranjem turbulentnog strujanja amplitude vibracija se smanjuju jer se, kao što je prikazano u tablici 2.1., Karmanovi vrtlozi ne mogu potpuno formirati.

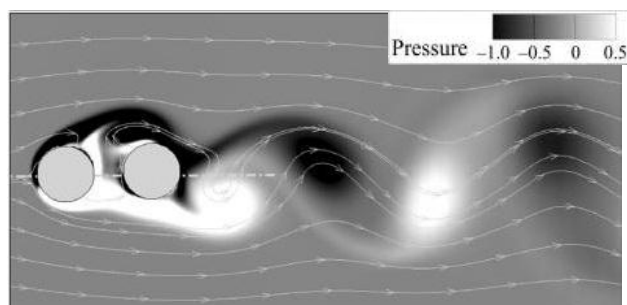
Prilikom razmatranja eolskih vibracija bitno je pojasniti pojam sinkronizacije. Sinkronizacija se javlja u uvjetima već pobuđenih rezonantnih frekvencija. Tada se frekvencija eolskih vibracija neće promijeniti ukoliko se brzina nastrojavanja fluida promijeni u rasponu $0,9v$ do $1,3v$.

2.2 Eolske vibracije snopa

Ako se pojava eolskih vibracija promatra u snopu užadi, resultantne sile na užad biti će bitno drugačije od onih nastalih u samostalnom užetu. Naravno, utjecaj privjetrinskog cilindra na onaj zavjetrinski je vrlo velik. Zbog vrlo kompleksne analize i velikog broja utjecajnih faktora, analiza eolskih vibracija postaje praktički neriješiva. Zato se primjenjuje pristup sa srednjim vrijednostima i uz mnoga pojednostavljenja, te se uglavnom provodi kombinacijom analitičkih metoda rješavanja problema i eksperimentalnim ispitivanjem. Eksperimentalni dio se uglavnom odvija u aerodinamičkim tunelima gdje se razmatra utjecaj laminarnog strujanja fluida na cilindrično tijelo. U istraživanju provedenom od strane [5], konkretno su ispitane posljedice eolskih vibracija na vodiče u snopu. Istraživanje je provedeno na dugačkom glatkom cilindru koji je vibrirao u vrtložnom tragu istog takvog cilindra. Ispitivan je utjecaj odnosa udaljenosti između dva cilindra i promjera istih cilindara (L/D), utjecaj kuta nagiba cilindra (β) te utjecaj smjera vibriranja cilindra u odnosu na smjer nastrujavanja fluida (α). Promjeri cilindara iznose $D=33,3\text{mm}$, vlastita frekvencija $f_n=17,58\text{Hz}$ a bezdimenzijski faktor prigušenja $\zeta=0,8\cdot 10^{-4}$.



(Slika 1.3.) Shematski prikaz modela za ispitivanje [5]



(Slika 1.4.) Karmanovi vrtlozi u sustavu dva cilindrična tijela [6]

Prvo ispitivanje je uključivalo utjecaj L/D na područje sinkronizacije i amplitude eolskih vibracija. Reducirana brzina predstavlja omjer brzine strujanja fluida v , frekvencije vibracija cilindra f , koja odgovara rezonantnoj frekvenciji cilindra, i promjera cilindra:

$$v_r = \frac{v}{fD} \quad (1.1)$$

Model je postavljen s kutem smjera vibriranja $\alpha=15^\circ$, a kut nagiba cilindra $\beta=0^\circ$.

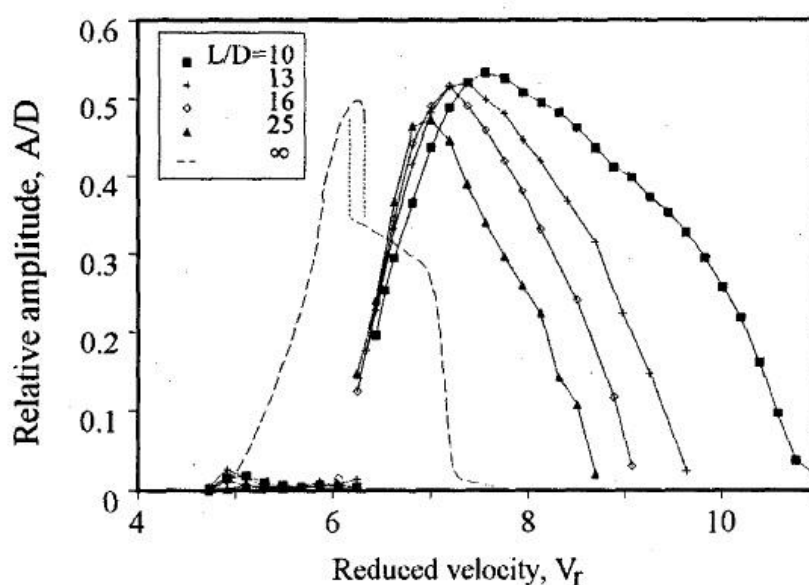


Fig. 2 : Effect of L/D on the response of the downstream cylinder ($\alpha=15^\circ$, $\beta=0^\circ$).

(Slika 1.5.) Utjecaj omjera L/D na odziv zavjetrinskog cilindra [5]

Vidljivo je da je reducirana brzina kod koje se pojavljuje sinkronizacija pomaknuta u odnosu na samostalni vodič. Također je vidljivo da je područje sinkronizacije za odnos $L/D=10$ dvostruko veće nego za $L/D=\infty$ (samostalni vodič).

U drugom ispitivanju promatran je utjecaj kuta α na zavjetrinski cilindar. Kut nagiba cilindra $\beta=0^\circ$, a $L/D=13$.

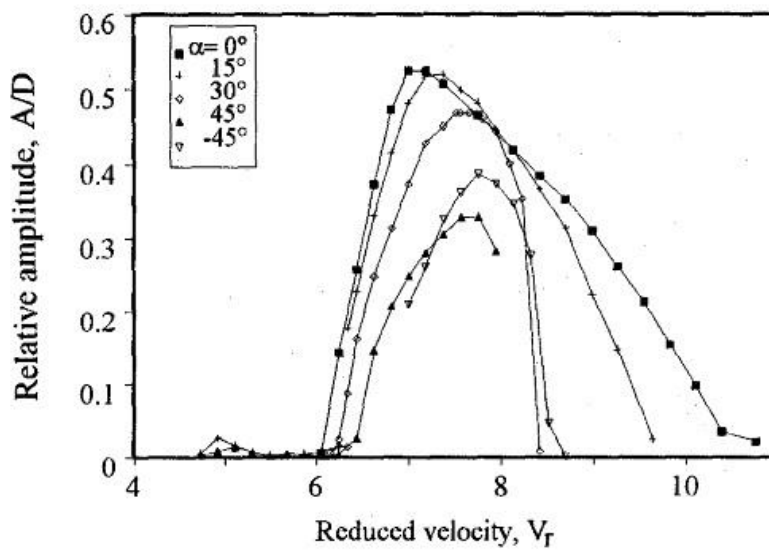


Fig. 3: Effect of α on the response of the downstream cylinder ($\beta = 0^\circ$, $L/D = 13$).

(Slika 1.6.) Utjecaj kuta α na odziv zavjetrinskog cilindra [5]

Na slici 1.6. vidimo da se povećanjem kuta α amplitude vibracija smanjuju. Vidljivo je i kako se relativna brzina kod koje počinje sinkronizacija povećava a područje sinkronizacije se smanjuje.

Na slici 1.7. vidljivi su rezultati utjecaja kuta nagiba cilindra β na odziv zavjetrinskog cilindra postavljenog sa $\alpha = 0^\circ$ i $L/D = 13$.

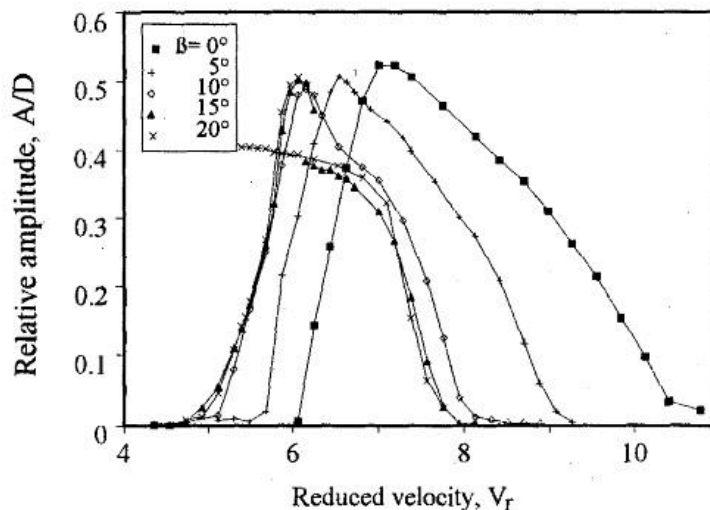


Fig. 4: Effect of β on the response of the downstream cylinder ($\alpha = 0^\circ$, $L/D = 13$).

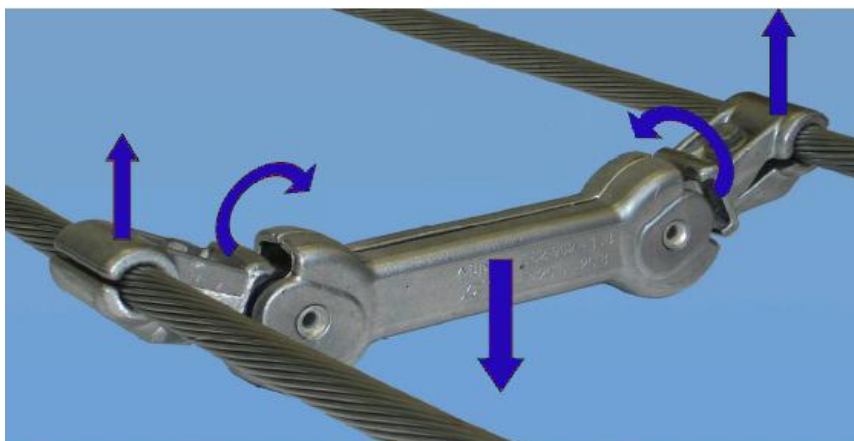
(Slika 1.7.) Utjecaj kuta β na odziv zavjetrinskog cilindra [5]

Vidljivo je da se brzina kod koje se javlja sinkronizacija smanjuje s povećanjem kuta β . Za kuteve $\beta \geq 20^\circ$ privjetrinski cilindar više nema utjecaja, a sustav se ponaša kao samostalni.

Iz navedenog eksperimenta zaključujemo da je područje sinkronizacije u slučaju privjetrinskog i zavjetrinskog cilindra puno šire u odnosu na područje sinkronizacije kod samostalnog sustava. Povećanjem odnosa međusobne udaljenosti cilindara i njihovih promjera (L/D) područje sinkronizacije se smanjuje a sinkronizacija počinje pri većim brzinama. Također možemo zaključiti da se povećanjem kuta nagiba sustava cilindara na vrijednosti $\beta \geq 20^\circ$ gubi utjecaj privjetrinskog cilindra i sustav možemo razmatrati kao samostalan.

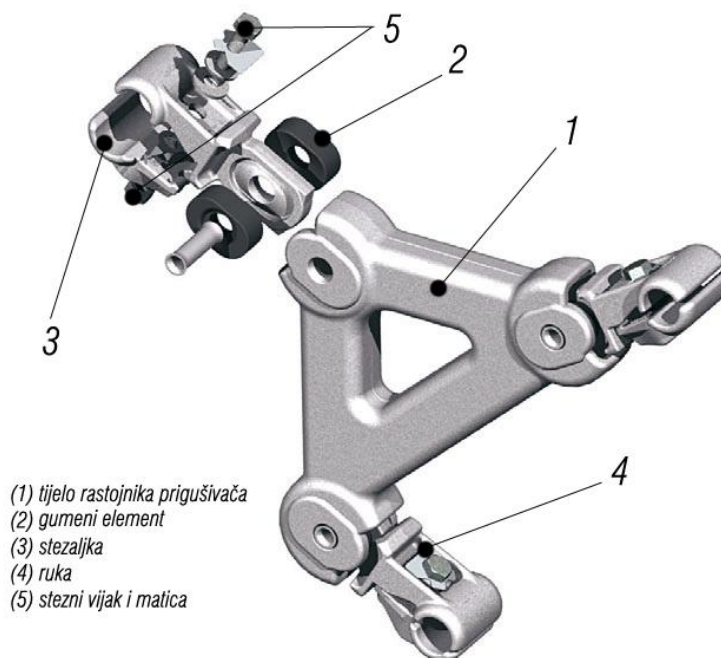
3. RASTOJNICI PRIGUŠIVAČI

Pojava eolskih vibracija spada u jedan od najvećih problema prilikom konstruiranja dalekovodnih sustava. Dugotrajno cikličko opterećenje na savijanje na mjestima učvršćenja prigušnih i rastojnih elemenata mogu dovesti do rane pojave zamora materijala te tako višestruko skratiti životni vijek vodiča u sustavu. Tendencijom konstruktora da vodiče opterećuju sve većim vlačnim silama ovaj problem postaje još značajniji jer prigušenje izazvano unutarnjim trenjem u vodičima tada postaje zanemarivo malo. Kako bi smanjili naprezanja u vodičima, u dalekovodne sustave se ugrađuje niz elemenata koji kontroliraju utjecaj vibracija na sustav. [7] Najčešće korišteni elementi za prigušivanje eolskih vibracija su pasivni, a najučinkovitiji za prigušenje eolskih vibracija pokazao se Stockbridge prigušivač. Kako prigušivači tipa Stockbridge ili slični ne spriječavaju vibracije cijelog snopa vodiča u dalekovodne sustave su se počeli ugrađivati rastojnici prigušivači. Osnovna funkcija rastojnika je zapravo održavanje zadanog razmaka između vodiča, a ugradnjom gumenih elemenata u zglobove ruku rastojnika prigušivača postiže se prigušenje eolskih vibracija. Prve rastojnike sa gumenim elementima za prigušenje vibracija spominju A. T. Edwards & J. M. Boyd (1965). Moderni rastojnici prigušivači sastoje se od krutog aluminijskog tijela i određenog broja ruku sa stezaljakama, ovisno o broju vodiča na koje se rastojnik učvršćuje. Za vrijeme pomicanja ruku rastojnika prigušivača, sa utjecajem gumenog elementa, dolazi do disipacije energije, a tako i smanjenja amplituda eolskih vibracija. Na slici 1.8. prikazano je gibanje rastojnika prigušivača uslijed djelovanja eolskih vibracija.



(Slika 1.8.) Gibanje rastojnika prigušivača [9]

Osnovni elementi tipičnog rastojnika prigušivača prikazani su na slici 1.9., proizvođač Pfisterer Sefag AG.



(Slika 1.9.) Osnovni elementi rastojnika prigušivača [9]

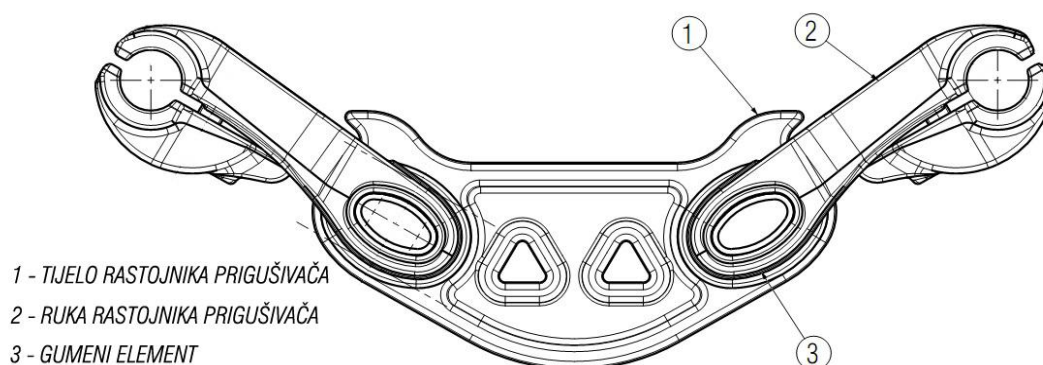
Prilikom konstruiranja rastojnika prigušivača velika pozornost se posvećuje krutosti, odnosno elastičnosti samog rastojnika prigušivača. Za sprječavanje velikih amplituda pomaka ruku, a time i trošenja materijala, prigušni elementi moraju biti dovoljno kruti. S druge strane, moraju biti dovoljno elastični kako bi spriječili velike deformacije vodiča uz stezaljke. Veća masa tijela rastojnika prigušivača pogodna je za slučajeve eolskih vibracija i pri relativno niskim frekvencijama, a za slučaj snopa sa dva vodiča na rastojnik se ponekad dodaju ekscentrične mase s ciljem povećanja mase i momenta tromosti. Slika 1.10. prikazuje nekoliko tipova rastojnika prigušivača, proizvođač Pfisterer Sefag AG.



(Slika 1.10.) Tipovi rastojnika prigušivača [9]

4. MEHANIČKI MODEL RASTOJNIKA PRIGUŠIVAČA

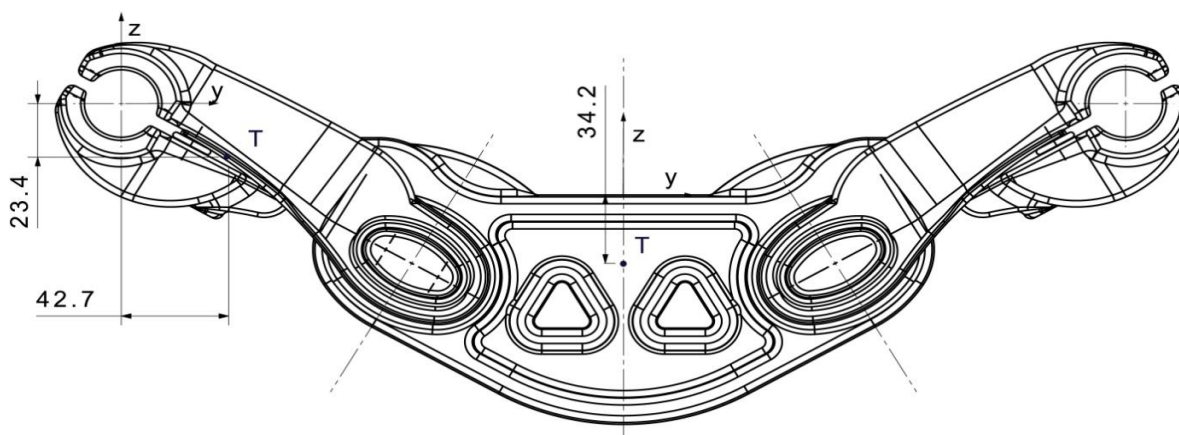
Određivanje mehaničke impedancije provedeno je na konkretnom modelu rastojnika prigušivača konstruiranom u tvrtki Dalekovid d.d. Vrijednosti inercijskih karakteristika koje su korištene u numeričkom modelu uvrštene su na temelju dobivene dokumentacije. Na slici 1.11 prikazan je razmatrani rastojnik prigušivač sa označenim dijelovima.



(Slika 1.11.) Osnovni elementi razmatranog rastojnika prigušivača [10]

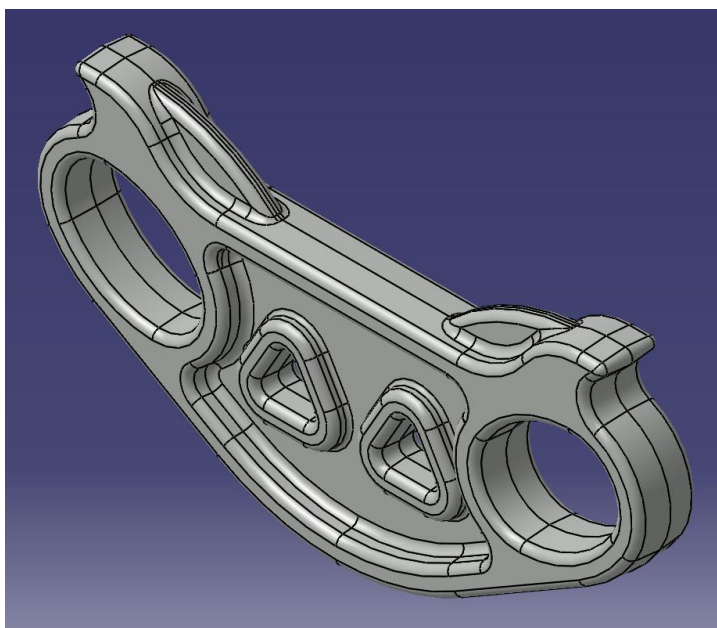
Rastojnik prigušivač je lakog tipa, namijenjen za dva vodiča u rasponu. Sastoji se od tri osnovna dijela: tijela rastojnika prigušivača, ruku rastojnika prigušivača i dva gumena elementa.

4.1. Inercijske karakteristike rastojnika prigušivača



(Slika 1.12.) Položaji težišta tijela i ruku u odnosu na lokalne koordinatne sustave.

4.1.1. Tijelo rastojnika prigušivača



(Slika 1.13.) Tijelo rastojnika prigušivača

Masa: $m=0,757$ kg

Položaj težišta:

$x=0$ mm

$y=0$ mm

$z=-34,2$ mm

Momenti tromosti:

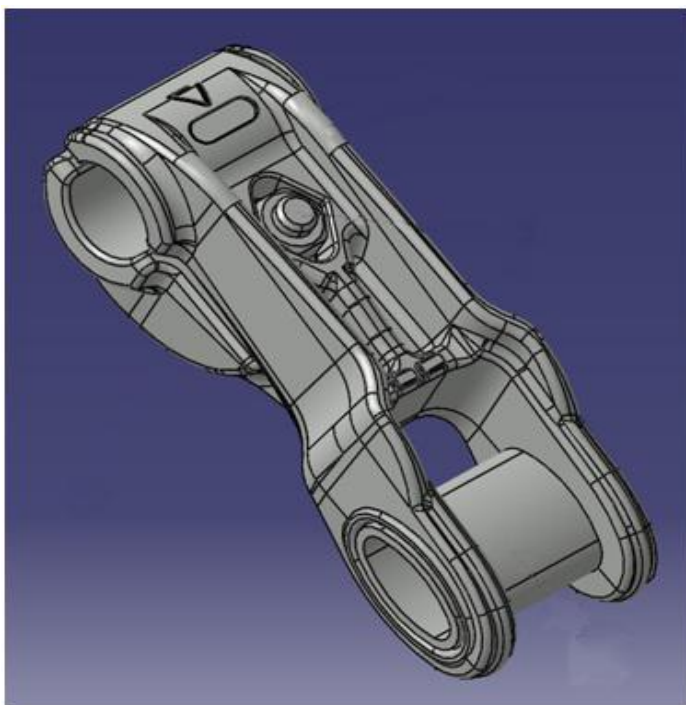
$$J_x = 0,004 \text{ kgm}^2$$

$$J_{xy} = 0 \text{ kgm}^2$$

$$J_{xz} = 0 \text{ kgm}^2$$

(Tablica 2.2.) Karakteristike tijela rastojnika prigušivača

4.1.2. Ruke rastojnika prigušivača



(Slika 1.14.) Ruka rastojnika prigušivača

Masa: $m=0,779$ kg

Položaj težišta:

$x=0$ mm

$y=42,7$ mm

$z=23,4$ mm

Momenti tromosti:

$$J_x = 0,002 \text{ kgm}^2$$

$$J_{xy} = -4,954 \cdot 10^{-9} \text{ kgm}^2$$

$$J_{xz} = 1,851 \cdot 10^{-9} \text{ kgm}^2$$

(Tablica 2.3.) Karakteristike ruke rastojnika prigušivača

Koordinate težišta su dane u odnosu na lokalne sustave svakog dijela posebno, a prikazane su na slici 1.12.

4.2. Određivanje konstante krutosti i konstante prigušenja gumenog zgloba

Svaki rastojnik prigušivač koji se ugrađuje u dalekovodne sustave mora zadovoljavati norme propisane od strane Međunarodnog elektrotehničkog povjerenstva (International Electrotechnical Commission - IEC). Ispitivanje rastojnika prigušivača vrši se po IEC 61854 normi koja je namijenjena za potvrdu karakteristika koje je naveo proizvođač. Za određivanje mehaničke impedancije rastojnika prigušivača potrebno je, uz inercijske karakteristike tijela i ruku rastojnika prigušivača, poznavati konstantu krutosti i konstantu prigušenja gumenih zglobova. U ovom poglavlju je opisana metoda određivanja konstante krutosti i prigušenja po IEC61854 normi, kao i rezultati ispitivanja provedenih u Laboratoriju za kemijska i elektromehanička ispitivanja – Dalekovod.

Ispitivanje se radi pomoću uređaja prikazanog na slici 1.15. i provedeno je za svaku ruku, tj. za svaki gumeni element posebno. Tijelo rastojnika prigušivača je učvršćeno, a u stezaljku je postavljeno cilindrično tijelo promjera koji odgovara vrijednosti promjera vodiča. Na cilindrično tijelo djeluje oscilirajuća sila zbog koje kut zakreta

ruke ima oblik sinusne funkcije:

$$\varphi = \Phi \sin \Omega t \quad (4.1)$$

gdje je:

φ – kut zakreta ruke

Φ – amplituda kuta zakreta ruke

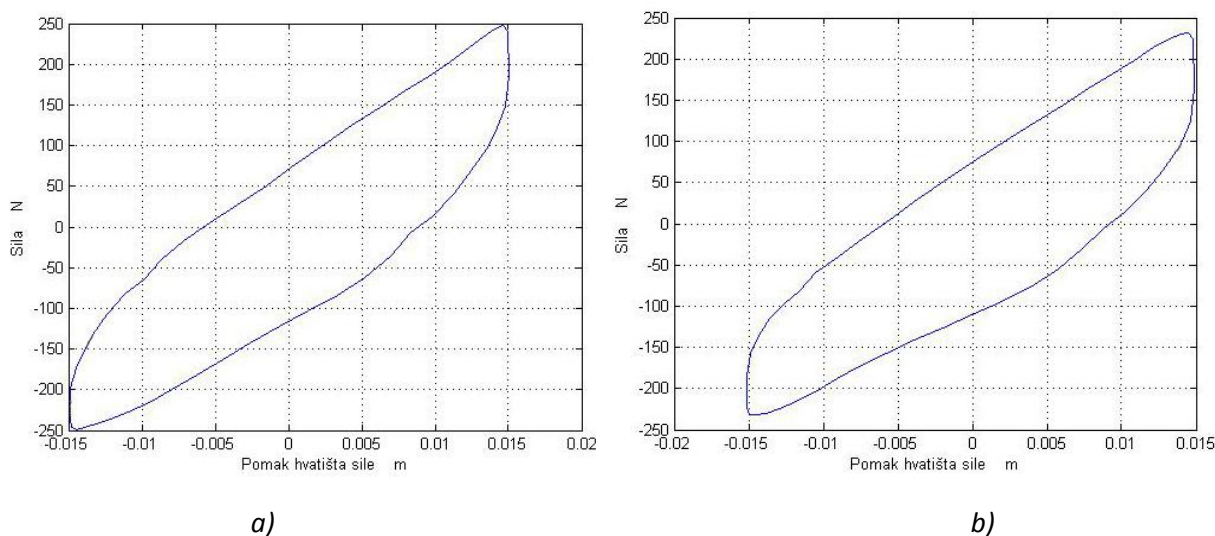
Ω - kružna frekvencija uzbude



(Slika 1.15.) Uređaj za ispitivanje konstante krutosti i konstante prigušenja rastojnika prigušivača

Sila f djeluje na ruku rastojnika prigušivača u ravnini okomitoj na uzdužnu os cilindričnog tijela, a njezina vrijednost dobiva se pomoću senzora sile.

Petlja histereze, potrebna za dobivanje faznog kuta α između vektora uzbudne sile i vektora pomaka, dobiva se uvrštavanjem podataka dobivenih tijekom opterećenja i rasterećenja u dijagramu sila - pomak. Dijagram sila - pomak za razmatrani rastojnik prigušivač prikazan je na slici 1.16.. Površina koju zatvara petlja histereze tijekom jednog ciklusa predstavlja gubitak energije tijekom tog ciklusa.

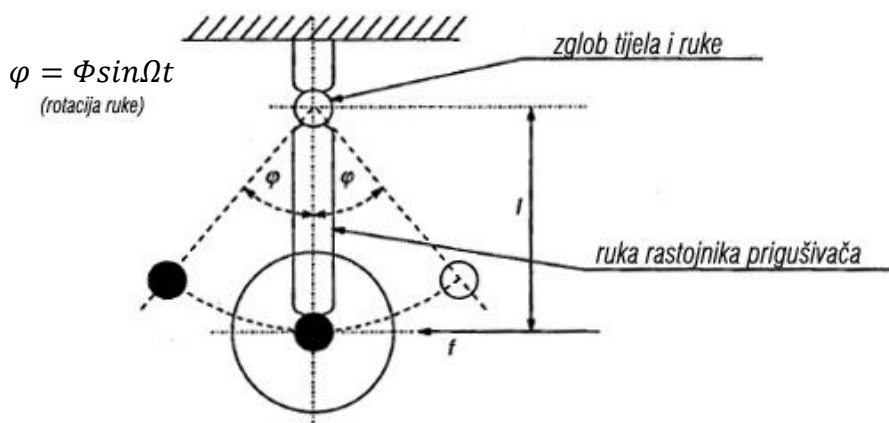


(Slika 1.16.) Krivulja histereze u dijagramu sila - pomak, slika a) lijeva ruka, slika b) desna ruka

Gubitak energije određen površinom petlje histereze definiran je kao:

$$E = \int f \cdot l \cdot d\varphi = \int f \cdot l \cdot \frac{d\varphi}{dt} dt \quad (4.2.)$$

Ispitivanje je provedeno na frekvenciji od 2 Hz s amplitudom pomaka koja je jednaka promjeru vodiča za koji je rastojnik prigušivač namijenjen. Shema ispitivanja prikazana je na slici 1.17.



(Slika 1.17.) Shema za ispitivanje konstante krutosti i konstante prigušenja rastojnika prigušivača [11]

Ako pretpostavimo da je $\frac{H_t}{\Omega}$ ekvivalentna vrijednost viskoznog prigušenja gumenog elementa i da je sila f uvijek okomita na uzdužnu os cilindričnog elementa postavljenog u stezaljku, jednadžba gibanja oko zgloba tijela i ruke prigušivača glasi:

$$J \cdot \ddot{\varphi} + \frac{H_t}{\Omega} \cdot \dot{\varphi} + K_t \cdot \varphi = f \cdot l \quad (4.3.)$$

gdje je:

J - moment tromosti ruke rastojnika prigušivača u odnosu na os rotacije (kgm^2)

φ - kut zakreta ruke rastojnika prigušivača (rad)

$\dot{\varphi}$ - kutna brzina (rad s^{-1})

$\ddot{\varphi}$ - kutno ubrzanje (rad s^{-2})

Ω - kružna frekvencija ruke rastojnika prigušivača (rad s^{-1})

H_t - konstanta prigušenja (Nm/rad)

K_t – torzijska krutost (Nm/rad)

f – sila koja djeluje na ruku rastojnika prigušivača (N)

l – duljina ruke prigušivača mjerena od mjesta spoja sa vodičem do spoja ruke sa tijelom rastojnika prigušivača (m)

Ako silu f promatramo kao sinusnu funkciju,

$$f = F \cdot e^{j\Omega t} \quad (F - \text{amplituda sile}) \quad (4.4.)$$

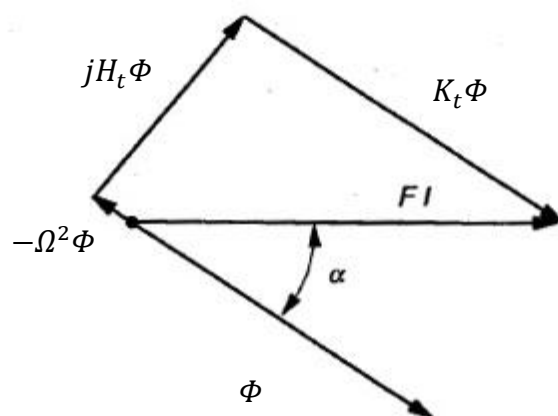
tada će kut zakreta ruke također imati oblik sinusne funkcije,

$$\varphi = \Phi \cdot e^{j\Omega t} \cdot e^{-j\alpha} \quad (\Phi - \text{amplituda kuta zakreta}) \quad (4.5.)$$

a jednačba (4.3) će glasiti:

$$-\omega^2 \cdot \Phi \cdot e^{j\Omega t} \cdot e^{-j\alpha} + H_t \cdot j \cdot \Phi \cdot e^{j\Omega t} \cdot e^{-j\alpha} + K_t \cdot \Phi \cdot e^{j\Omega t} \cdot e^{-j\alpha} = F \cdot l \cdot e^{j\Omega t} \quad (4.6.)$$

Na slici 1.18. dan je vektorski prikaz jednačbe (4.6.).



IEC 1378/98

Figure C.2 – Vector representation of equation C.2

(Slika 1.18.) Vektorski prikaz jednačbe (4.6) [11]

Za područje niskih frekvencija na kojima se provode ispitivanja vektor $-\Omega^2 \cdot J \cdot \Phi$ je zanemariv u odnosu na $K_t \cdot \Phi$, pa tako dobivamo:

$$\tan \alpha = \frac{H_t}{K_t}, \quad (4.7.)$$

i

$$K_t = \frac{F \cdot l \cdot \cos \alpha}{\Phi} \quad (4.8.)$$

a uvrštavanjem $f = F \cdot \sin \Omega t$ i $\varphi = \Phi \cdot \sin(\Omega t - \alpha)$ jednadžba (4.2) poprima oblik

$$E = F \cdot l \cdot \Phi \cdot \Omega \cdot \int_0^{2\pi} \sin \Omega t \cdot \cos(\Omega t - \alpha) dt = \pi \cdot F \cdot l \cdot \Phi \cdot \sin \alpha \quad (4.10.)$$

Tada fazni kut α iznosi:

$$\alpha = \arcsin \left(\frac{E}{F \cdot l \cdot \pi \cdot \Phi} \right) \quad (4.9)$$

gdje je:

α – fazni kut između vektora sile i vektora pomaka ruke (rad)

E - površina koju zatvara petlja histereze, gubitak energije tijekom jednog ciklusa (J)

F – vrijednost sile koja djeluje na ruku (N)

l – duljina ruke mjerena od mjesta spoja sa vodičem do spoja ruke sa tijelom rastojnika prigušivača (m)

Φ – amplituda kuta zakreta ruke (rad)

U navedene jednadžbe uvrštene su vrijednosti iz dokumentacije dobivene za razmatrani rastrojnik prigušivač; duljina ruke $l = 0,135$ m, gubitak energije u gumenom elementu $E = 4,89$ J, pomak hvatišta sila $x = 0,01451$ m i izmjerena vrijednost sile $F = 232,4$ N.

$$\phi = \frac{x}{l} = \frac{0,01451}{0,135} = 0,1075 \text{ rad} = 6,16^\circ$$

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{E}{F \cdot l \cdot \pi \cdot \phi}\right) = \arcsin\left(\frac{4,89}{232,4 \cdot 0,135 \cdot \pi \cdot 0,1075}\right) = 0,4797 \text{ rad} = 27,48^\circ$$

$$K_t = \frac{F \cdot l \cdot \cos \alpha}{\phi} = \frac{232,4 \cdot 0,135 \cdot \cos 27,48^\circ}{0,1075} = 258,91 \text{ Nm/rad}$$

$$H_t = K_t \cdot \tan \alpha = 258,91 \cdot \tan 27,48^\circ = 134,69 \text{ Nm}$$

U proračun mehaničke impedancije uvršteno je ekvivalentno viskozno prigušenje koje se prema jednadžbi (4.11.) određuje za svaku frekvenciju na kojoj se sustav ispituje.

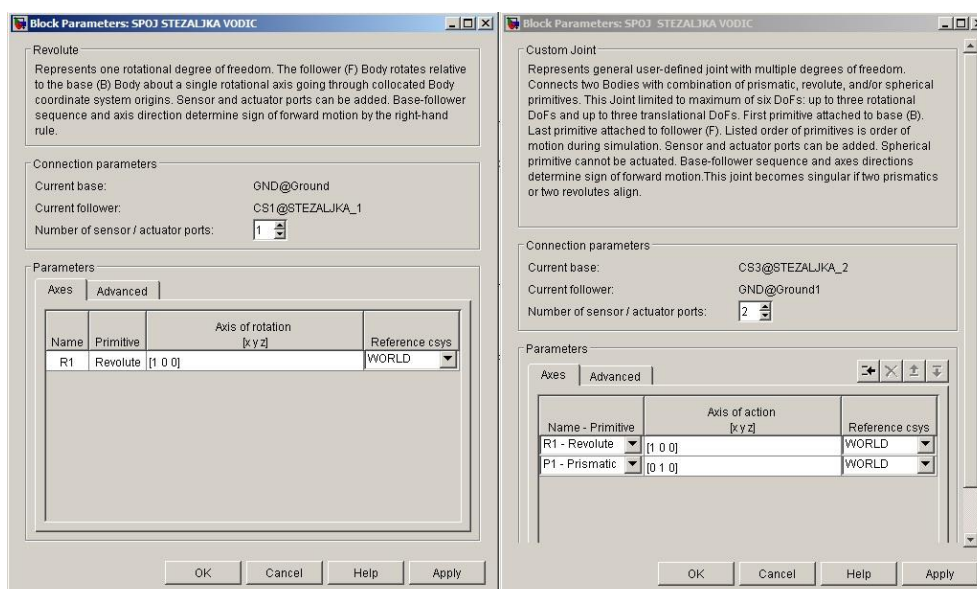
$$K_{t_{\text{ekv}}} = \frac{H_t}{\Omega} \quad (4.11.)$$

5. NUMERIČKI MODEL RASTOJNIKA PRIGUŠIVAČA

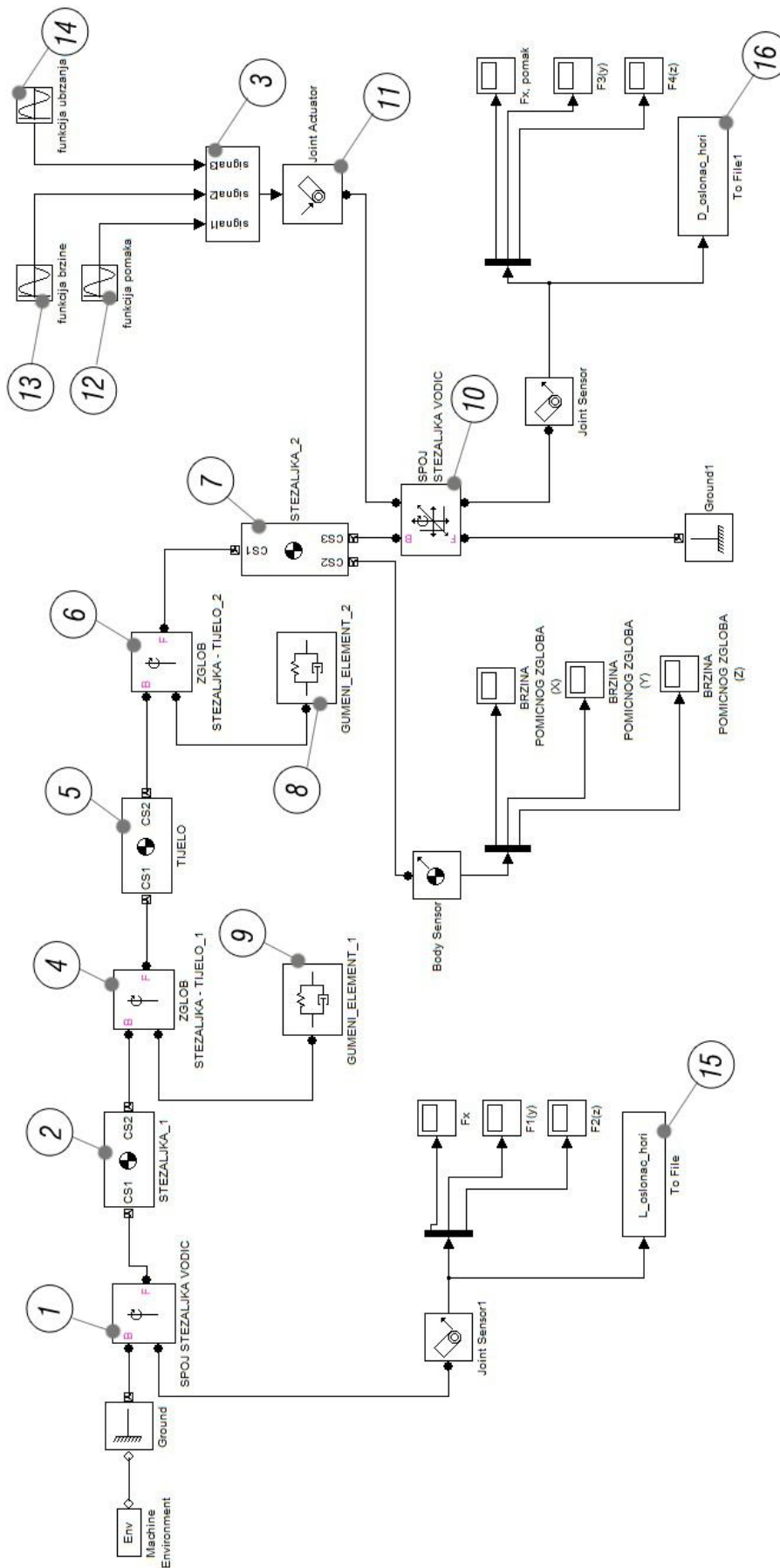
Mehanička impedancija rastojnika prigušivača određena je korištenjem programa MatLab7.0.1. Numerički model je izrađen u programu SimMechanics, programskom paketu za simulaciju i analizu dinamičkih sustava. U model je dodan i potprogram za izračun efektivnih vrijednosti amplituda mehaničkih impedancija i faznih kuteva elemenata matrice mehaničke impedancije.

5.1. Izrada numeričkog modela

Program SimMechanics koristi grafičko sučelje i „click and drag“ princip mišem za crtanje modela u obliku blok dijagrama. Na slici 1.24. prikazan je raspored blokova u grafičkom sučelju za zadani rastojnik prigušivač. Model je postavljen kao sustav krutih tijela međusobno povezanih rotacijskim zglobovima. Za simulaciju kinematičke uzbude na spojna mjesta rastojnika prigušivača i vodiča postavljeni su po jedan pomični (10) i jedan nepomični (1) oslonac. Stupnjevi slobode gibanja oslonaca zadaju se s obzirom na globalni koordinatni sustav cijelog modela. Slika 1.19. prikazuje definiranje oslonaca u grafičkom sučelju SimMechanics-a. Na numeričkom modelu su provedene dvije simulacije.

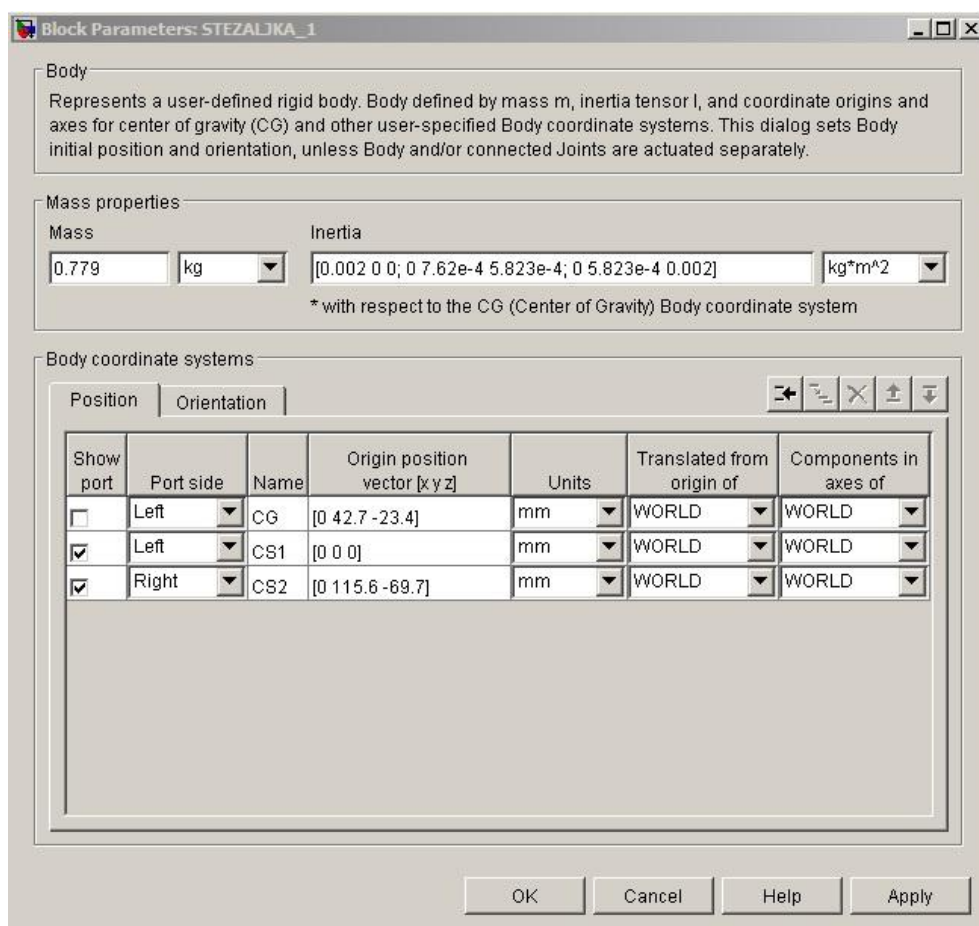


(Slika 1.19.) Definiranje oslonaca za ispitivanje odziva na horizontalnu komponentu uzbudne sile



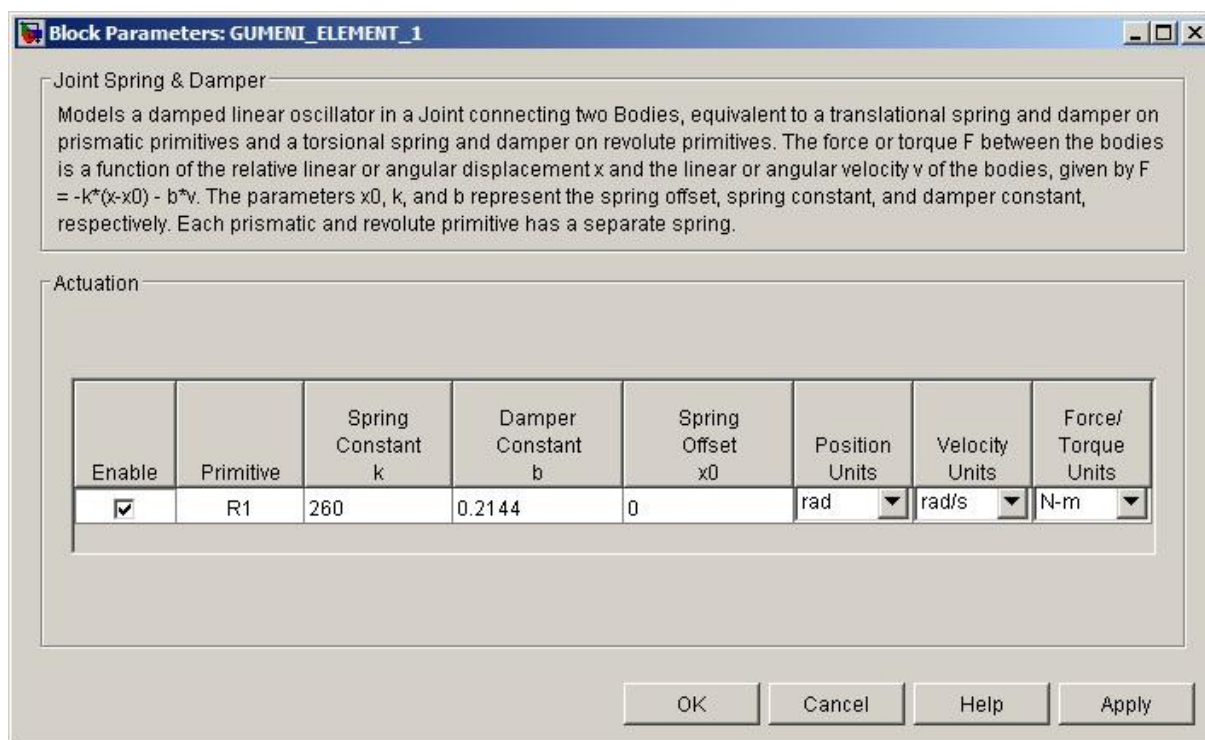
(Slika 1.24.) Raspored i povezivanje blokova u grafičkom sučelju SimMechanics-a

Svojstva pojedinih komponenti rastojnika prigušivača određena su blokovima (2), (5) i (7). Kao što je prikazano na slici 1.20. svakoj komponenti definira se masa, položaj težišta i matrica inercije.



(Slika 1.20.) Definiiranje svojstava pojedinih komponenti

Veza između ruke prigušivača i tijela rastojnika prigušivača, te karakteristike gumenog elementa određeni su blokovima (4), (6), (8) i (9). Blokovima (4) i (6) se određuje os rotacije ruke i tijela, dok blokovi (8) i (9) prikazani na slici 1.21. definiraju torzijsku krutost i konstantu prigušenja gumenog elementa.



(Slika 1.21.) Definiranje karakteristika gumenih elemenata

Na pomični oslonac djeluje kinematička uzbuda opisana jednačbama:

$$x = X \cdot \sin \Omega t \quad (5.1.)$$

$$v = X \cdot \Omega \cdot \cos \Omega t = X \cdot \Omega \cdot \sin \left(\Omega t + \frac{\pi}{2} \right) \quad (5.2.)$$

$$a = -\Omega^2 \cdot X \cdot \sin \Omega t = \Omega^2 \cdot X \cdot \sin(\Omega t + \pi) \quad (5.3.)$$

gdje je:

x - funkcija pomaka

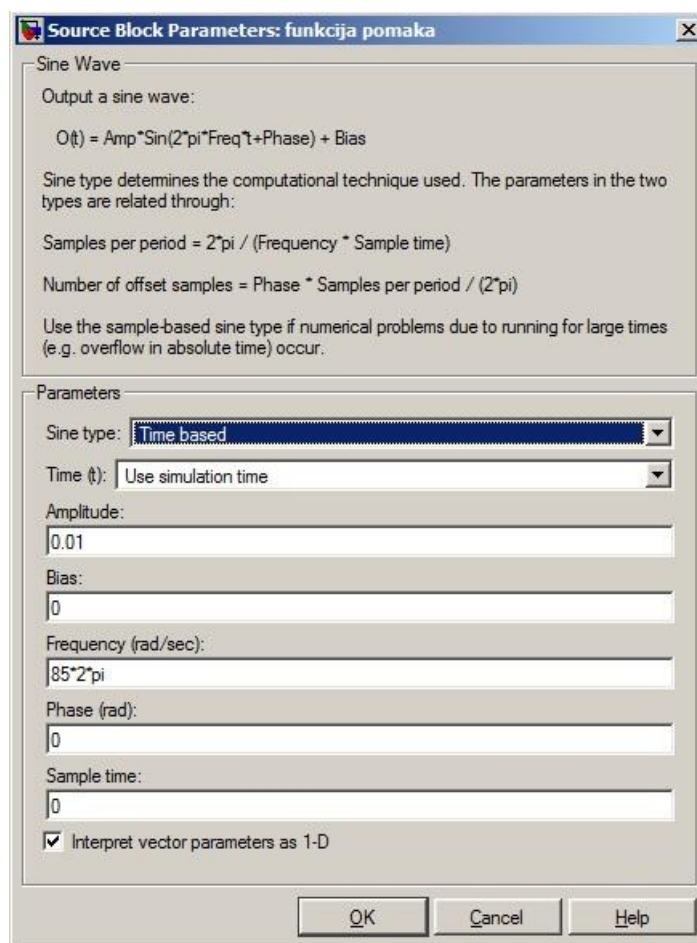
v - funkcija brzine

a - funkcija akceleracije

X - amplituda pomaka hvatišta sile

Ω – kružna frekvencija kinematičke uzbude

Kinematička uzbuda definirana je ulaznim signalima, blokovi (12), (13), (14). Na slici 1.22. prikazan je izbornik u kojem se zadaje amplituda, frekvencija i fazni pomak sinusnog signala. Za kinematičku uzbuđu potrebna su tri signala koji ulaze u blok (3) i preko bloka (11), tj. pokretača zgloba, prenose zadanu kinematičku uzbuđu na pomični oslonac.

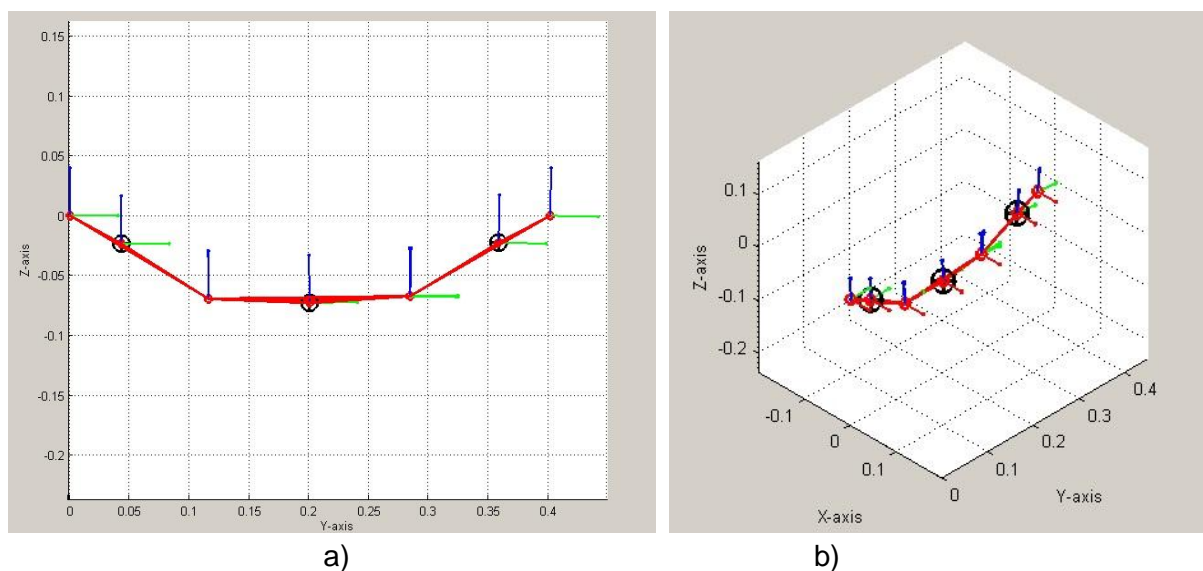


(Slika 1.22.) Definiranje signala uzbuđe

Simulacija je provedena u frekvencijskom rasponu od 5 do 100 Hz, tj. za frekvencijsko područje eolskih vibracija, sa stalnom amplitudom pomaka od 0,01 m.

U modelu su korišteni Scope blokovi za kontrolu signala prilikom izrade numeričkog modela. Konkretni rezultati simulacije se pohranjuju *.mat datoteke preko blokova (15) i (16).

Prilikom simulacije korištena je integracijska metoda ode45 (Dormand-Prince), s tolerancijom $1 \cdot 10^{-8}$. Model je simuliran sve dok nije postignut stacionarni odziv. Slika 1.23. prikazuje model napravljen u sučelju programa SimMechanics.



(Slika 1.23.) Prikaz pojednostavljenog modela razmatranog rastojnika prigušivača

a) 2D prikaz

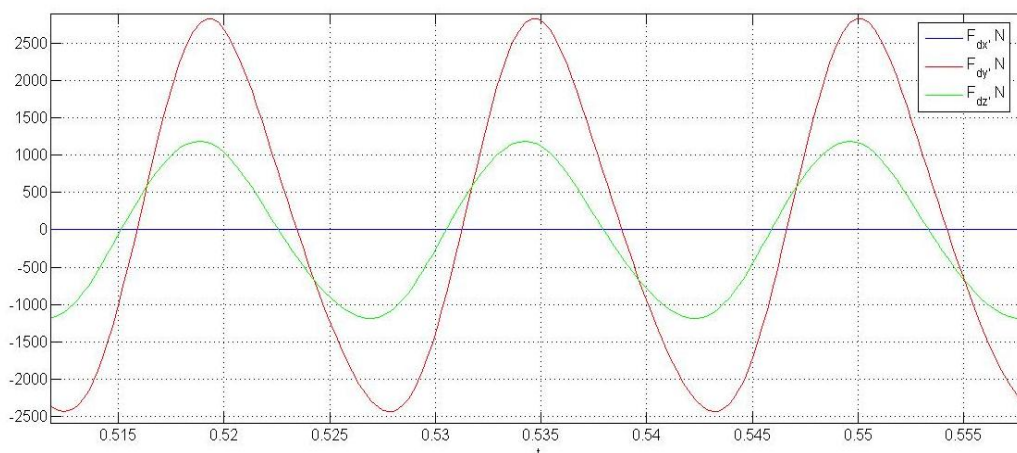
b) 3D prikaz

5.2 Obrada rezultata simulacije

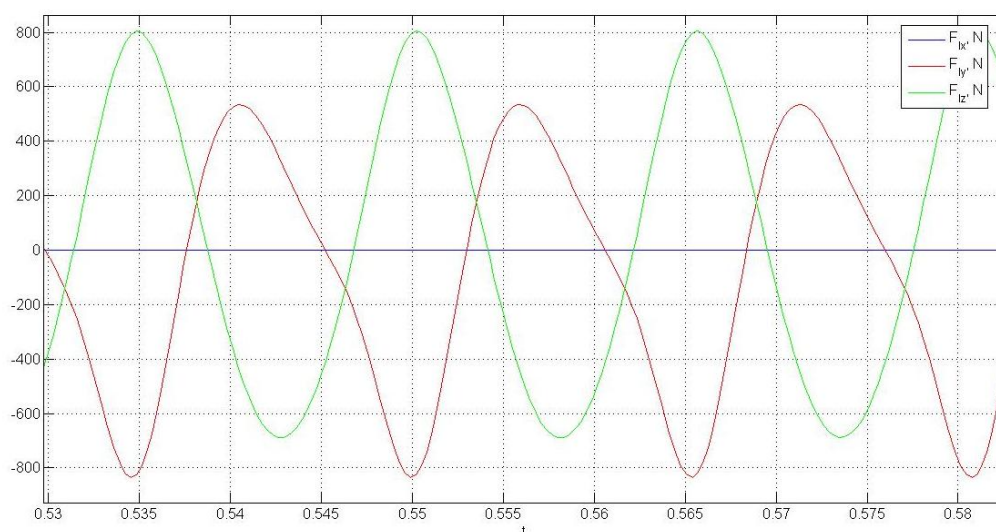
Pomoću programa za obradu podataka, koji je u tu svrhu napravljen u MatLabu, analiziran je odziv sustava za zadanu kinematičku uzбудu. S tim programom dobivamo analizu pojedine simulacije koja uključuje:

- amplitude mehaničkih impedancija i faznih kutova impedancije između vektora sile i vektora brzine
- dijagrame reaktivnih sila u pomičnom i nepomičnom osloncu u ovisnosti o vremenu simulacije
- dijagrame pomaka, brzine i akceleracije u ovisnosti o vremenu

Primjer analize provedene na frekvenciji 40 Hz za horizontalni pomak pomičnog oslonca prikazan je slikom 1.25. i slikom 1.26..



(Slika 1.25.) Dijagram reaktivnih sila u pomičnom osloncu u ovisnosti o vremenu

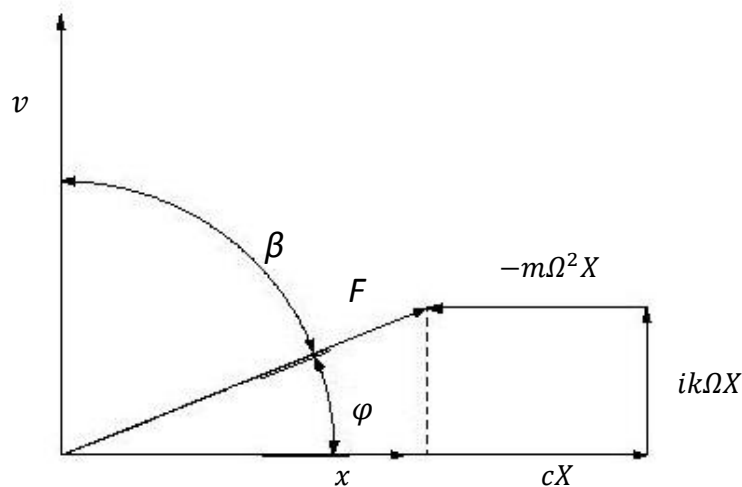


(Slika 1.26.) Dijagram reaktivnih sila u nepomičnom osloncu u ovisnosti o vremenu

Podaci o veličinama reaktivnih sila u osloncima, brzinama te odgovarajućim mehaničkim impedancijama i faznim kutovima ispitivanog modela spremaju se u MatLab datoteku.

6. ODREĐIVANJE MATRICA PRIJENOSNE MEHANIČKE IMPEDANCIJE

Svaki linearni mehanički sustav možemo opisti jednadžbama koje definiraju odnose između akceleracije, brzine, pomaka sustava i uzbudne sile. Ako na sustav djeluje uzbudna sila sinusnog oblika, akceleracija, brzina i funkcija pomaka tog sustava također poprimaju oblik sinusnih funkcija a odnosi između tih veličina definirani su međusobnim omjerima i faznim kutevima između odgovarajućih vektora. [12] Razmatrani slučaj rastojnika prigušivača opisujemo s matricom prijenosne mehaničke impedancije kojom dobivamo odnose između sila i brzina u osloncima. Vektor brzine zakrenut je za kut $\frac{\pi}{2}$ u odnosu na vektor pomaka. Analizom rezultata nakon provedene simulacije dobiju se efektivne amplitude sila i fazni kut φ između vektora sila i vektora pomaka. Poznavajući te dvije vrijednosti lako se izračuna fazni kut između vektora brzine i vektora sila. Na slici 1.27. prikazani su vektori sile pomaka i brzine.



(Slika 1.27.) Vektorski prikaz sile F i brzine v , te faznih kuteva β i φ .

Ako reaktivna sila ima oblik sinusne funkcije, a zapisana je u obliku:

$$\bar{F} = F \cdot e^{i\varphi} \quad (6.1.)$$

a brzina, koja također ima oblik sinusne funkcije, je zapisana u obliku:

$$\bar{V} = V \cdot e^{i\frac{\pi}{2}} \quad (6.2.)$$

Tada vektor prijenosne mehaničke impedancije poprima oblik:

$$\bar{Z} = \frac{\bar{F}}{\bar{V}} = \frac{F \cdot e^{i\varphi}}{V \cdot e^{i\frac{\pi}{2}}} = \frac{F}{V} \cdot e^{i(\varphi - \frac{\pi}{2})} = \frac{F}{V} \cdot e^{-i\beta} = \frac{F}{V} \cdot e^{i\gamma}, \quad (6.3.)$$

gdje je:

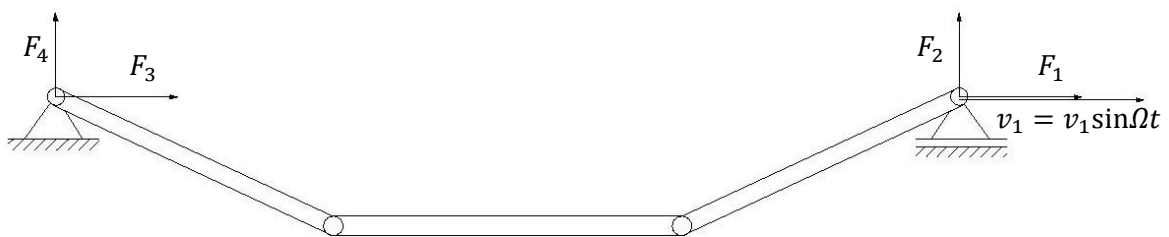
$\frac{F}{V}$ – amplituda impedancije

φ – fazni kut između vektora sile i vektora pomaka

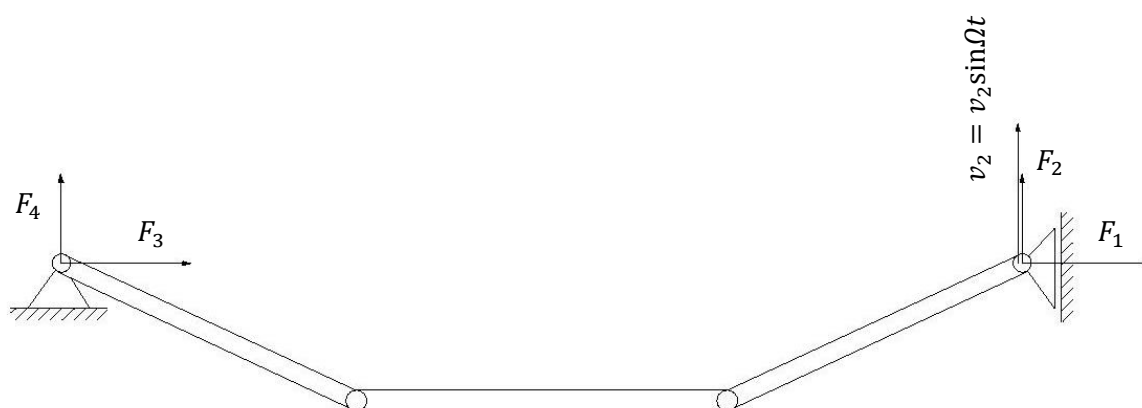
β – fazni kut između vektora brzine i vektora sile

$\gamma = -\beta = \varphi - \frac{\pi}{2}$ - fazni kut impedancije

Kao što je opisano u petom poglavlju, rastrojnik prigušivač modeliran je kao sustav krutih tijela vezanih rotacijskim zglobovima. Slika 1.28. i slika 1.29. prikazuju takav sustav s različito postavljenim pomičnim osloncima.



(Slika 1.28.) Sustav krutih tijela vezanih rotacijskim zglobovima postavljenih na pomični i nepomični oslonac (horizontalna kinematička uzbuda)



(Slika 1.29.) Sustav krutih tijela vezanih rotacijskim zglobovima postavljenih na pomični i nepomični oslonac (vertikalna kinematička uzbuda)

Sile koje djeluju na ruke rastojnika prigušivača (pomični i nepomični oslonac na slici 1.29. i slici 1.28.) mogu se izraziti pomoću brzina ruku rastojnika prigušivača i matrice prijenosne impedancije:

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{11} & Z_{12} & Z_{13} & Z_{14} \\ Z_{21} & Z_{22} & Z_{23} & Z_{24} \\ Z_{31} & Z_{32} & Z_{33} & Z_{34} \\ Z_{41} & Z_{42} & Z_{43} & Z_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \\ v_4 \end{bmatrix} \quad (6.5.)$$

Dakle, za sustav prikazan na slici 1.28., za $v_1 = V_1 \sin \Omega t$; $v_2 = 0$; $v_3 = 0$; $v_4 = 0$, vrijedi:

$$Z_{11} = \frac{F_1}{v_1}, \quad Z_{21} = \frac{F_2}{v_1}, \quad Z_{31} = \frac{F_3}{v_1}, \quad Z_{41} = \frac{F_4}{v_1}$$

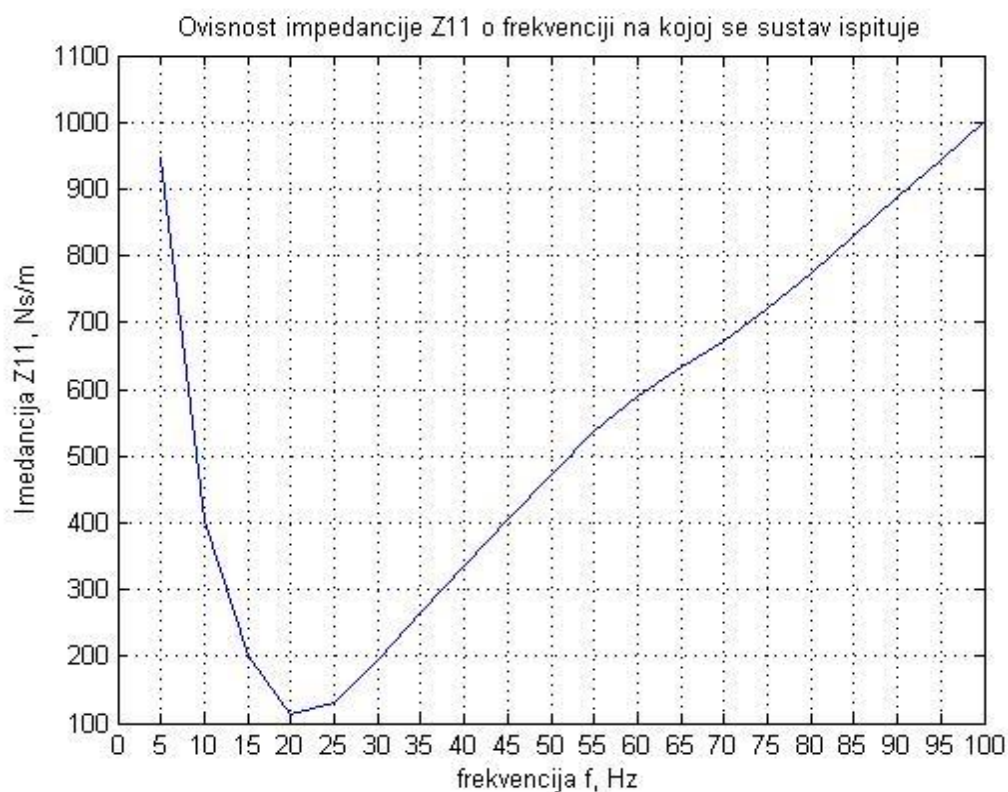
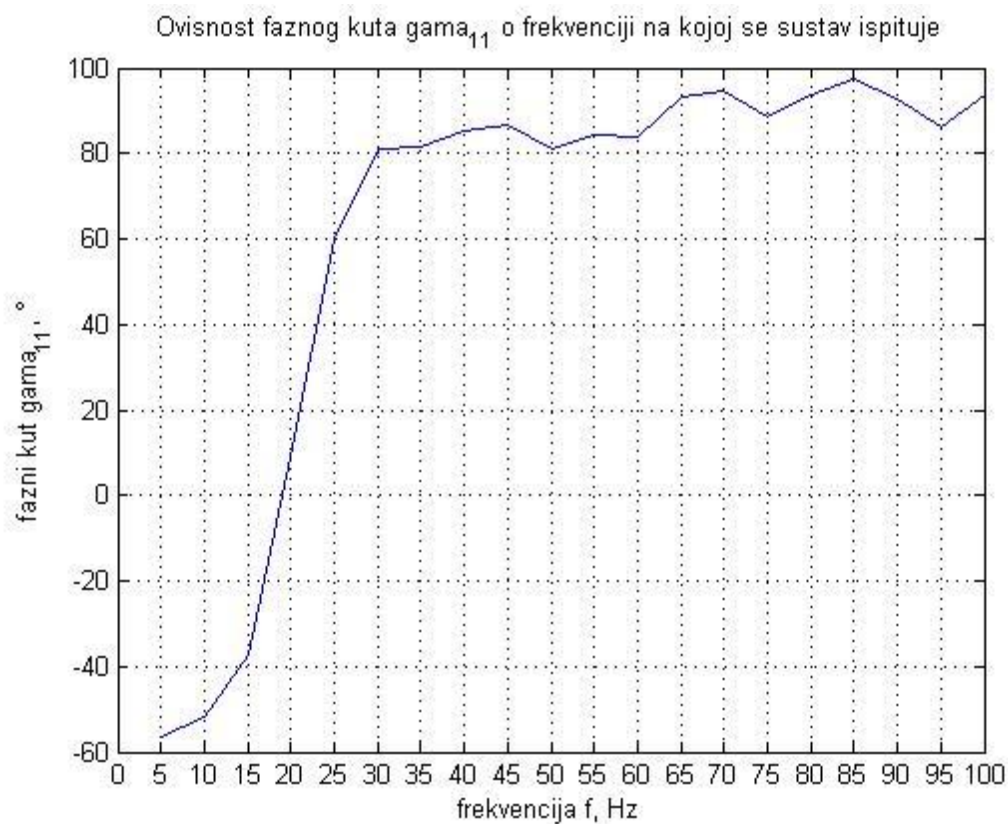
a za sustav prikazan na slici xy, za $v_1 = 0$; $v_2 = V_2 \sin \Omega t$; $v_3 = 0$; $v_4 = 0$

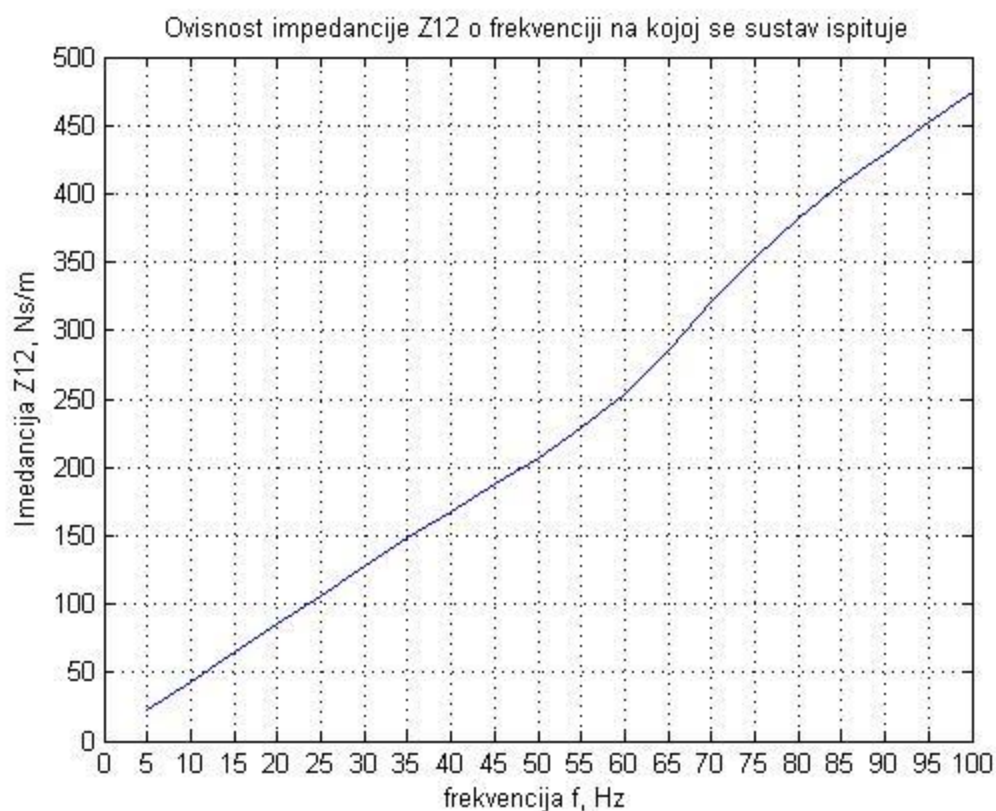
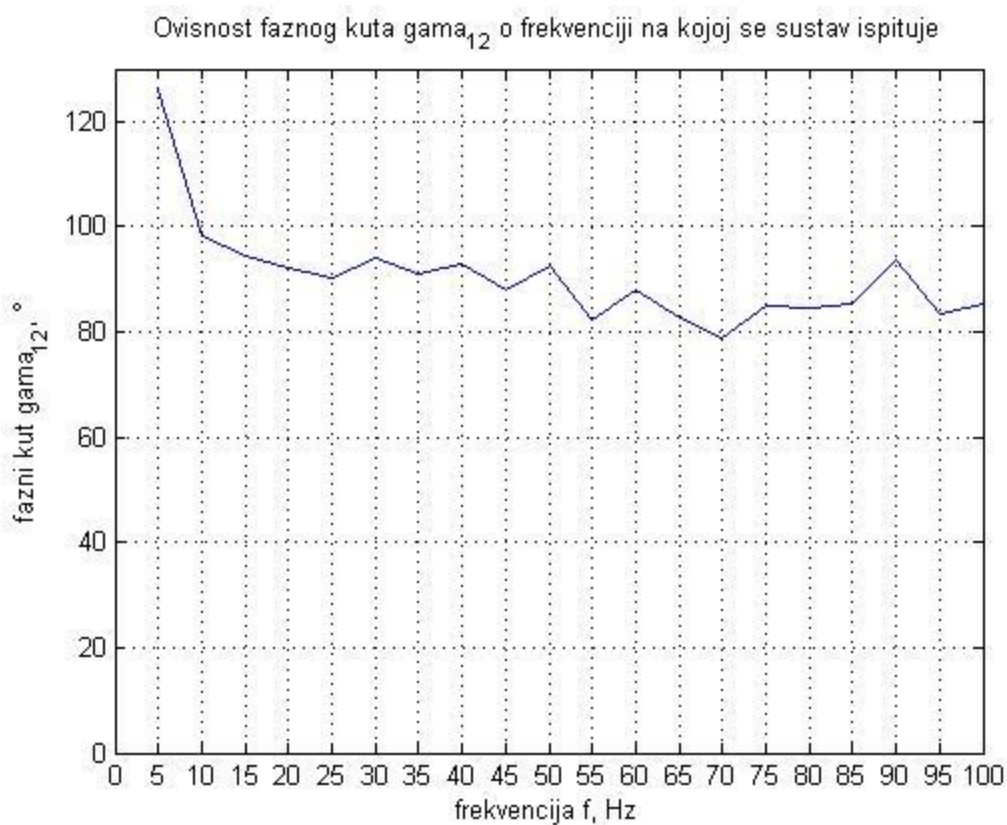
$$Z_{12} = \frac{F_1}{v_2}, \quad Z_{22} = \frac{F_2}{v_2}, \quad Z_{32} = \frac{F_3}{v_2}, \quad Z_{42} = \frac{F_4}{v_2}$$

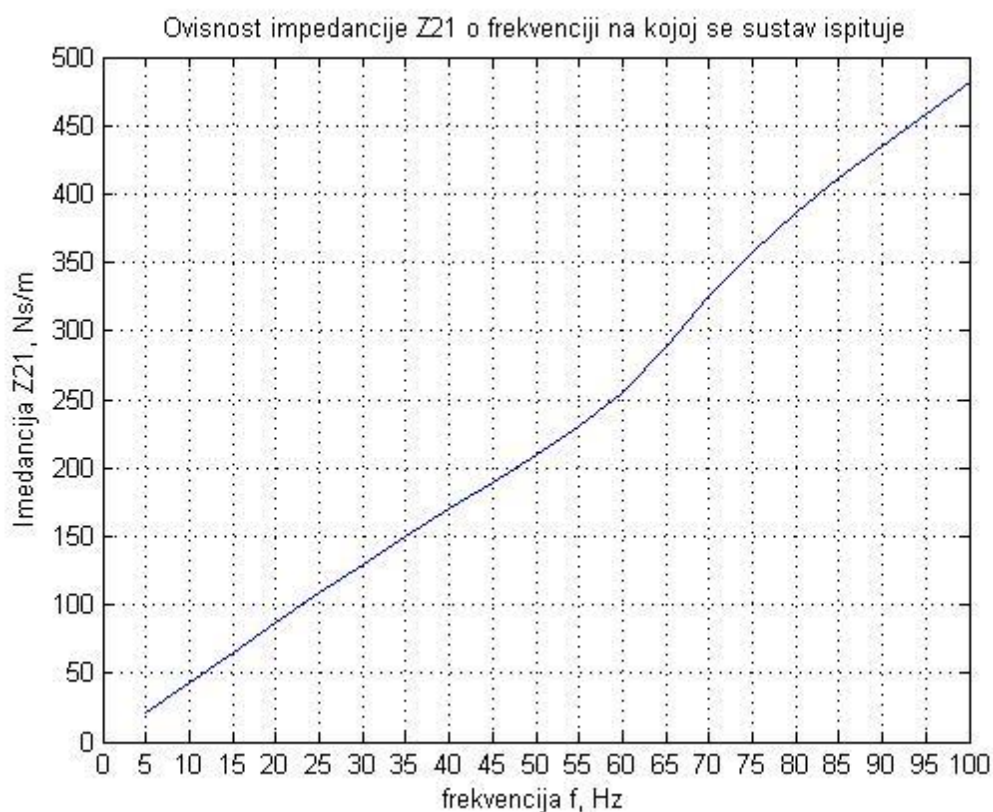
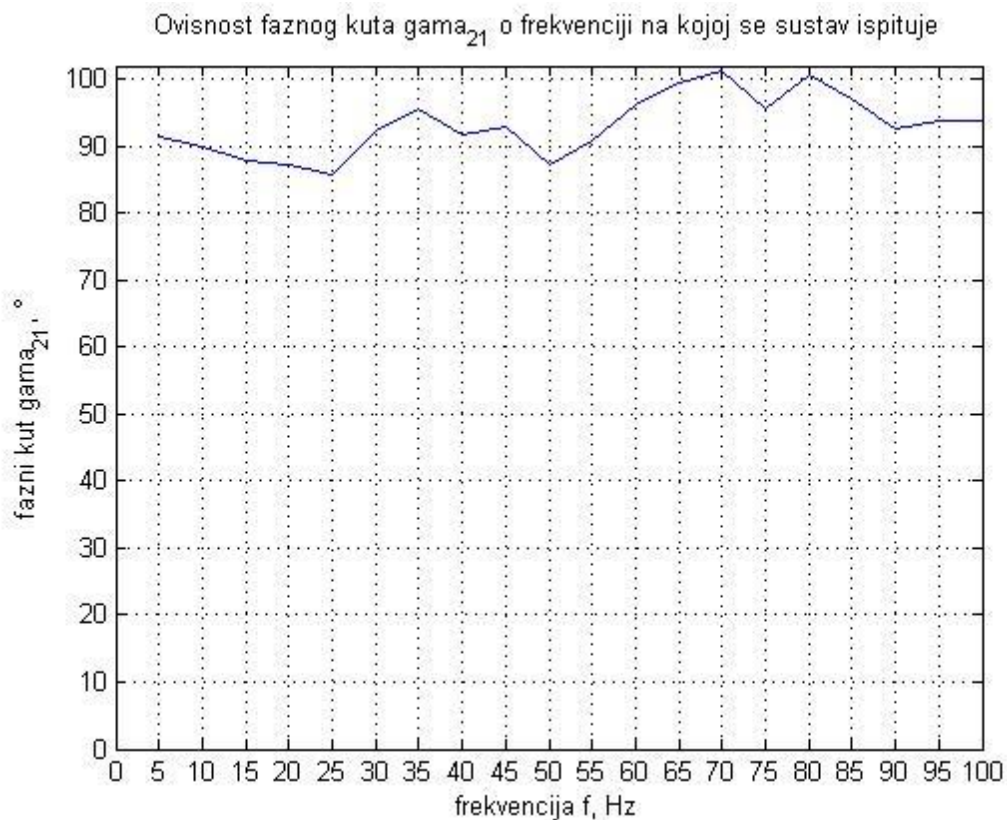
Pošto su u modelu konstruiranom u sučelju SimMechanics-a pretpostavljene jednake karakteristike gumenih elemenata, a rastojnik prigušivač je simetričan, nije bilo potrebe za zamjenom mjesta pomičnog i nepomičnog zgloba. Jednaki elementi matrice prijenosne mehaničke impedancije su sljedeći:

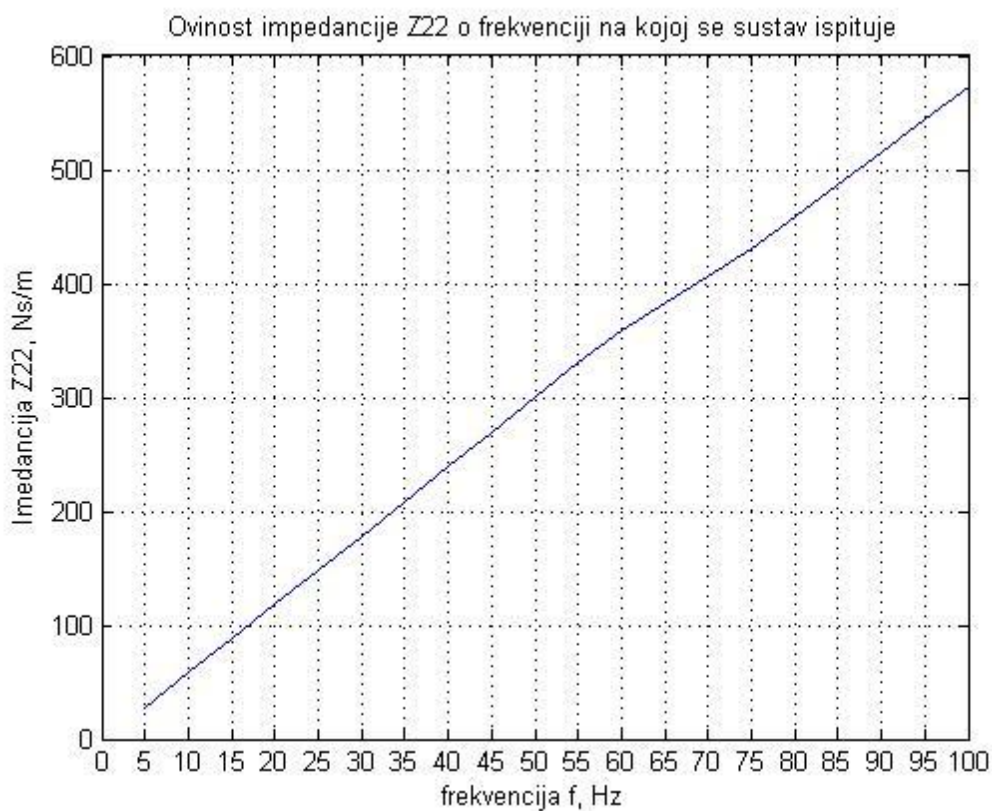
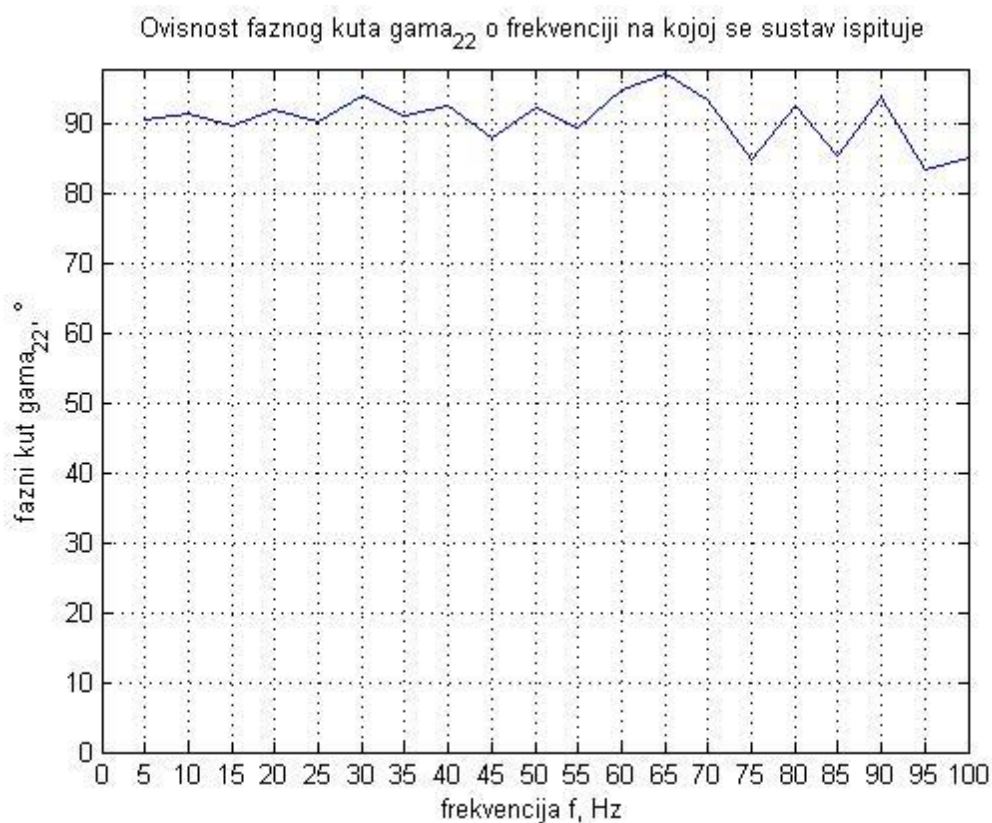
$$\begin{array}{ll} \frac{\bar{F}_1}{\bar{V}_1} = \frac{\bar{F}_3}{\bar{V}_3}; \quad \bar{Z}_{11} = \bar{Z}_{33} & \frac{\bar{F}_1}{\bar{V}_2} = \frac{\bar{F}_3}{\bar{V}_4}; \quad \bar{Z}_{12} = \bar{Z}_{34} \\ \frac{\bar{F}_2}{\bar{V}_1} = \frac{\bar{F}_4}{\bar{V}_3}; \quad \bar{Z}_{21} = \bar{Z}_{43} & \frac{\bar{F}_2}{\bar{V}_2} = \frac{\bar{F}_4}{\bar{V}_4}; \quad \bar{Z}_{22} = \bar{Z}_{44} \\ \frac{\bar{F}_3}{\bar{V}_1} = \frac{\bar{F}_1}{\bar{V}_3}; \quad \bar{Z}_{31} = \bar{Z}_{13} & \frac{\bar{F}_3}{\bar{V}_2} = \frac{\bar{F}_1}{\bar{V}_4}; \quad \bar{Z}_{32} = \bar{Z}_{14} \\ \frac{\bar{F}_4}{\bar{V}_1} = \frac{\bar{F}_2}{\bar{V}_3}; \quad \bar{Z}_{41} = \bar{Z}_{23} & \frac{\bar{F}_4}{\bar{V}_2} = \frac{\bar{F}_2}{\bar{V}_4}; \quad \bar{Z}_{42} = \bar{Z}_{24} \end{array}$$

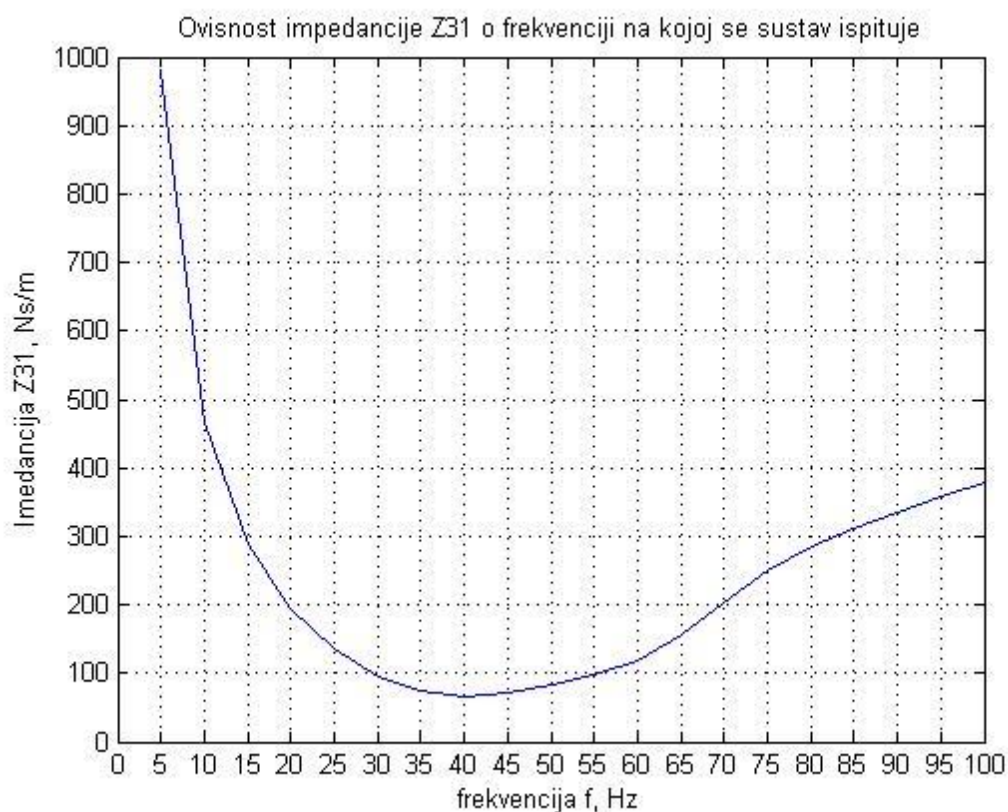
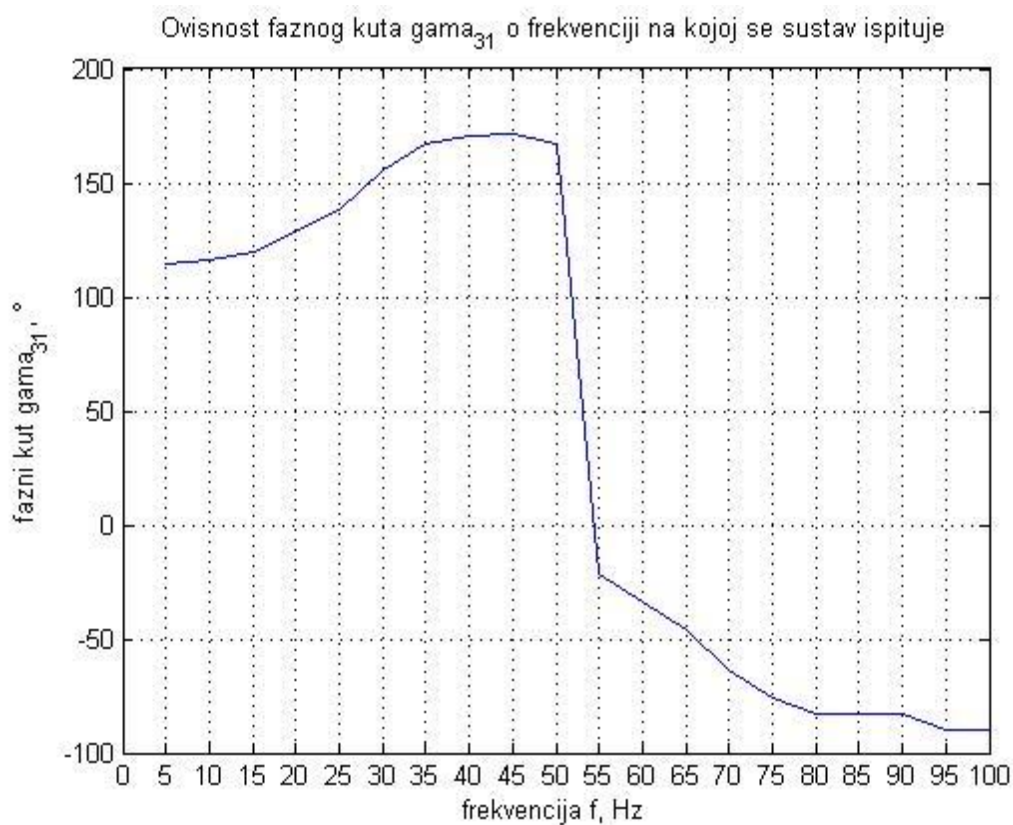
Nakon provedene analize u programu MatLab za razmatrano frekvencijsko područje eolskih vibracija (5 Hz do 100 Hz) određeni su elementi matrice prijenosne mehaničke impedancije za promatrani rastojnik prigušivač. Na dijagramima 1.30. do 1.45. prikazana je ovisnost amplitude i faznih kutova elemenata matrice impedancije o promjeni vibracija.

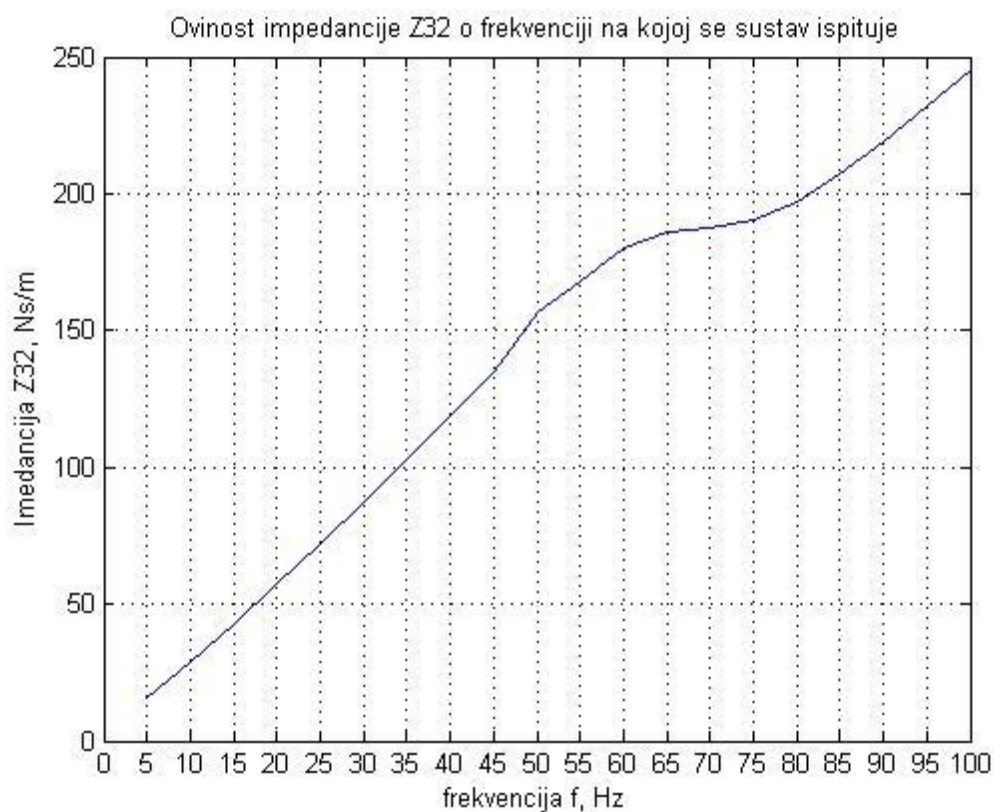
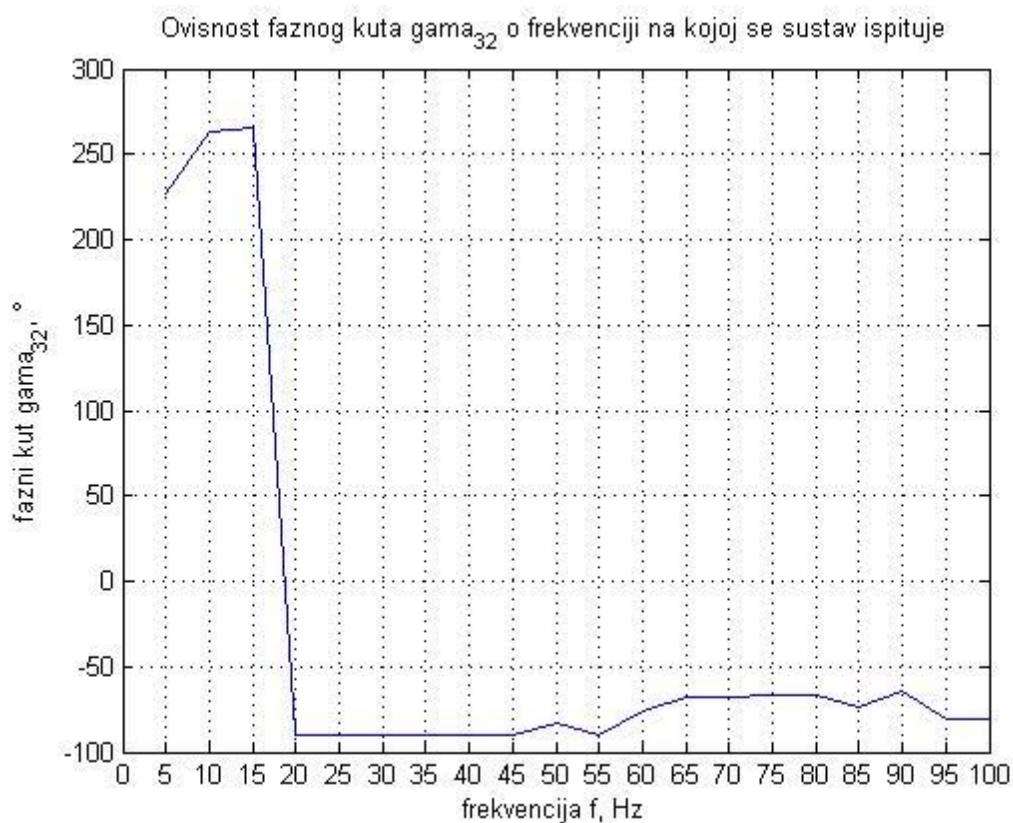
(Slika1.30.) Dijagram ovisnosti Z_{11} o frekvenciji(Slika 1.31.) Dijagram ovisnosti γ_{11} o frekvenciji

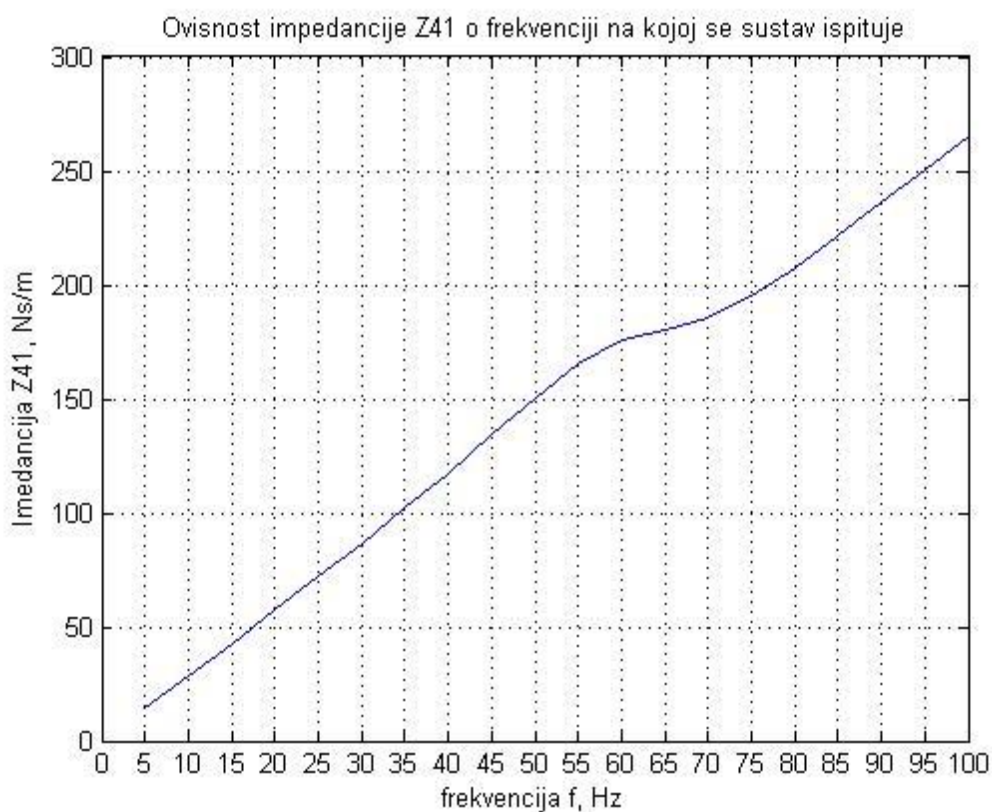
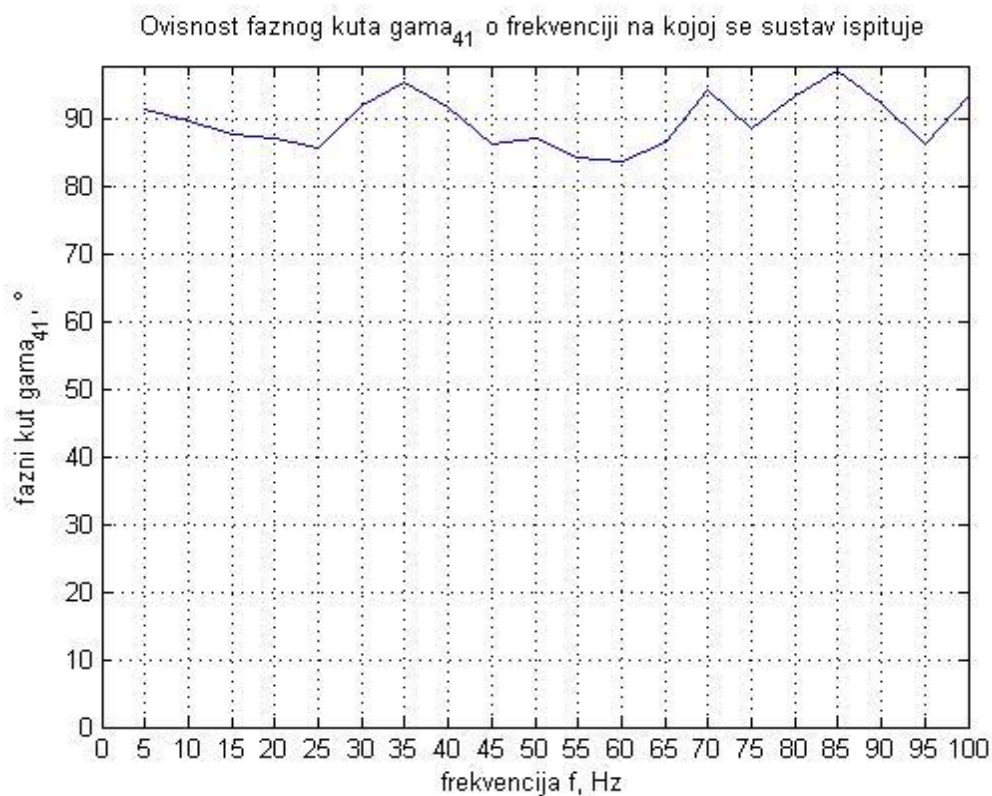
(Slika 1.32.) Dijagram ovisnosti Z_{12} o frekvenciji(Slika 1.33.) Dijagram ovisnosti γ_{12} o frekvenciji

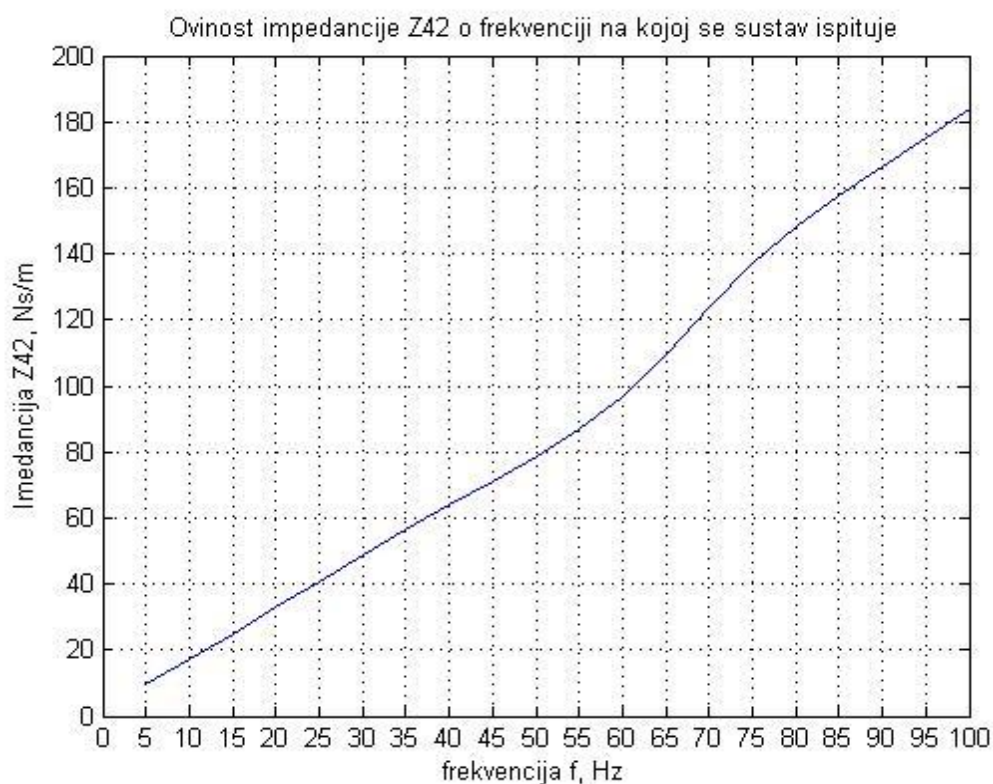
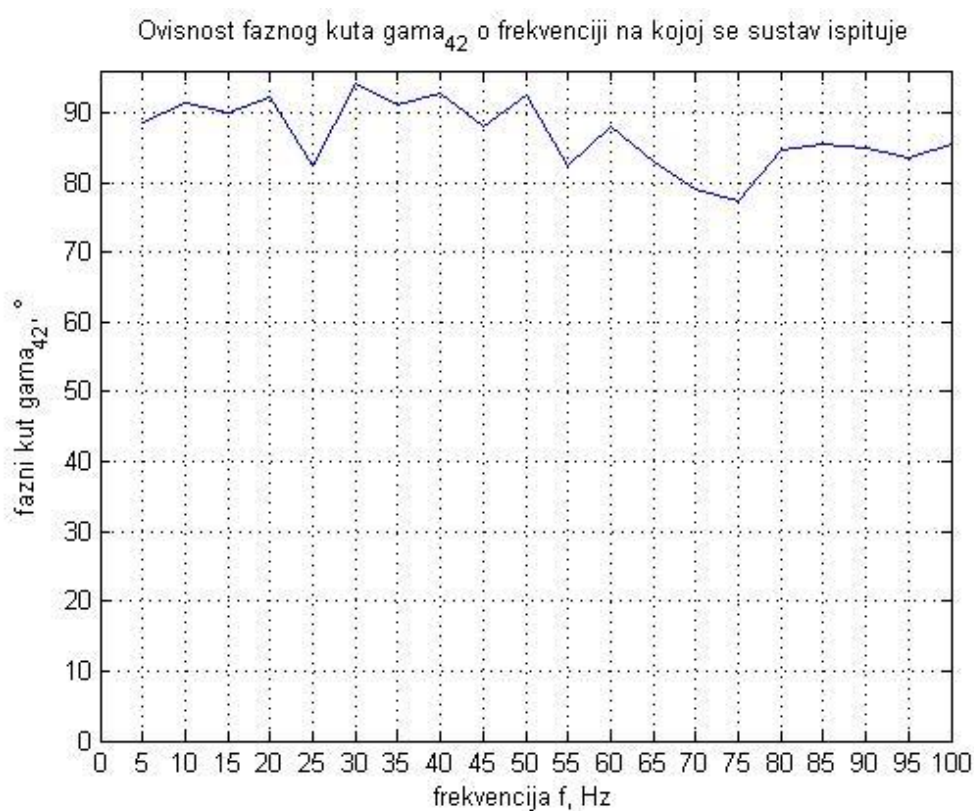
(Slika1.34.) Dijagram ovisnosti Z_{21} o frekvenciji(Slika 1.35.) Dijagram ovisnosti γ_{21} o frekvenciji

(Slika 1.36.) Dijagram ovisnosti Z_{22} o frekvenciji(Slika 1.37.) Dijagram ovisnosti γ_{22} o frekvenciji

(Slika 1.38.) Dijagram ovisnosti Z_{31} o frekvenciji(Slika 1.39.) Dijagram ovisnosti γ_{31} o frekvenciji

(Slika 1.40.) Dijagram ovisnosti Z_{32} o frekvenciji(Slika 1.41.) Dijagram ovisnosti γ_{32} o frekvenciji

(Slika 1.42.) Dijagram ovisnosti Z_{41} o frekvenciji(Slika 1.43.) Dijagram ovisnosti γ_{41} o frekvenciji

(Slika 1.44.) Dijagram ovisnosti Z_{42} o frekvenciji(Slika 1.45.) Dijagram ovisnosti γ_{42} o frekvenciji

7. ZAKLJUČAK

Na temelju dobivene dokumentacije i rezultata ispitivanja koja su provedena u tvrtki Dalekovod d.d. definirani su podaci potrebni za izradu numeričkog modela rastojnika prigušivača: geometrijske i inercijske karakteristike tijela i ruku rastojnika prigušivača, te konstante krutosti i histereznog prigušenja gumenih zglobova. Za izradu numeričkog modela rastojnika prigušivača korišten je programski paket MatLab. Rastojnik prigušivač je modeliran kao sustav krutih tijela povezanih rotacijskim zglobovima te je učvršćen u jednom pomičnom i jednom nepomičnom zglobu. Kako bi se odredili članovi matrice rastojnika prigušivača za svaku razmatranu frekvenciju provedena je simulacija gibanja rastojnika prigušivača posebno za vertikalnu i horizontalnu komponentu harmonijske kinematičke uzbude pomičnog zgloba. Na temelju simulacijom dobivenih dijagrama reaktivnih sila u osloncima (u ovisnosti o vremenu) izračunate su amplitude sila i fazni kutovi između vektora sile i vektora brzine. Na temelju tih podataka određene su amplitude i fazni kutovi elemenata matrice prijenosne mehaničke impedancije rastojnika prigušivača u ovisnosti o frekvenciji.

Iz prikazanih dijagrama promjena kuta γ elemenata matrice impedancije uočljivo je i ponašanje rastojnika prigušivača prilikom prolaska kroz rezonantno područje. Na slikama 1.31., 1.39. i 1.41. na prolazak kroz rezonanciju upućuju vrijednosti faznog kuta γ koji u rezonanciji poprimaju vrijednost 0. Ova je promjena bolje uočljiva na rezultatima ispitivanja s horizontalnom kinematičkom uzbudom zbog izraženijeg djelovanja elastičnih elemenata, dok u slučaju vertikalne kinematičke uzbude djelovanje elastičnih elemenata ne dolazi toliko do izražaja.

Uz pomoć dobivenih matrica mehaničke impedancije lakše se pristupa daljnjoj konstrukcijskoj razradi rastojnika prigušivača i proračunu intenziteta eolskih vibracija snopa vodiča, koji se najčešće izvodi korištenjem metode ravnoteže snaga.

8. LITERATURA

- [1], Tom Irvine, Transmission Line vibrations, Vibrationdata Newsletter, May 2006.
- [2], J. Vecchiarelli, I. G. Currie and D. G. Havard, Computational Analysis of Aeolian Conductor Vibration with a Stockbridge type Damper, Journal of Fluids and Structures (2000) 14, 489-509
- [3] E. Fontaine, P.A. Bonnet, S. Etienne, F. Biolley, VIV of Two Cylinders in Tandem Arrangement: Analytical and Numerical Modeling Proceedings of The Twelfth (2002) International Offshore and Polar Engineering Conference Kitakyushu, Japan, May 26–31, 2002
- [4], Hybrid vortex Oscillating system, 2012.
<http://savannah.gatech.edu/people/ffedele/Research/researchsite/OMHtmlExport/index.htm>
- [5] D. Brika, A. Laneville, The Power Imparted by Wind to a Flexible Circular Cylinder in the Wake of Another Stationary Cylinder, IEEE Transactions of Power Delivery, Vol. 12, No, 1, January 1997
- [6] Iman Borazjani and Fotis Stiroopoulos, Vortex-induced vibrations of two cylinders in tandem arrangement in the proximity–wake interference region, J Fluid Mech. 2009; 621: 321–364
- [7] Himanshu Verma Aerodynamic and structural modeling for vortex-excited vibrations in bundled conductors, Doctoral dissertation, Technische Universität Darmstadt., 2008.
- [8] Pfisterer SEFAG, <http://pfisterer.com/u-unit-detail.php?id=18>, 2012.
- [9] Pfisterer SEFAG, Product Catalogue
- [10] Dalekovod d.d., dokumentacija vezana za razmatrani rastojnik prigušivač
- [11] IEC 61854, Overhead lines – Requirements and tests for spacers, 1998.
- [12] Cyril M. Harris and Charles E. Crede, Shock and Vibration Handbook, Second Edition,