

Analiza vibracija brodskog porivnog sustava

Bugarin, Luka

Master's thesis / Diplomski rad

2019

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Split, Faculty of Maritime Studies / Sveučilište u Splitu, Pomorski fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:164:075079>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-25**

Repository / Repozitorij:

[Repository - Faculty of Maritime Studies - Split -
Repository - Faculty of Maritime Studies Split for
permanent storage and preservation of digital
resources of the institution](#)



UNIVERSITY OF SPLIT



SVEUČILIŠTE U SPLITU
POMORSKI FAKULTET

LUKA BUGARIN

ANALIZA VIBRACIJA
BRODSKOG PORIVNOG SUSTAVA

DIPLOMSKI RAD

Split, 2019.

SVEUČILIŠTE U SPLITU
POMORSKI FAKULTET

STUDIJ: BRODOSTROJARSTVO

ANALIZA VIBRACIJA
BRODSKOG PORIVNOG SUSTAVA
DIPLOMSKI RAD

MENTOR:

Prof. dr. sc. Gojmir Radica

STUDENT:

Luka Bugarin (MB01712662225)

Split, 2019.

SAŽETAK

Vibracije u mehanizmima brodskog porivnog sustava su predmet kontinuiranog istraživanja s ciljem sprječavanja kvarova konstrukcijskih elemenata sustava i broda. Glavni cilj ovoga rada je mjerenje i analiza torzijskih vibracija na vodu vratila brodskog vijka te određivanje kritične brzine u brodskom porivnom sustavu. Analizom torzijskih naprezanja treba provjeriti prelaze li ona granicu propisanu klasifikacijskim pravilima Hrvatskog registra brodova. Ta su pravila bitna jer se prema njima određuje postoje li potencijalni poremećaji u radu brodskog porivnog sustava. Na osnovi razvoja tehnologije koja omogućava precizna mjerenja torzijskih vibracija u ovome su radu opisane nove tehnologije, instrumenti i programi koji se koriste pri mjerenju torzijskih vibracija.

Ključne riječi: *brodski porivni sustav, torzijske vibracije, mjerenje vibracija, nova tehnologija*

ABSTRACT

Torsional vibrations in ship propulsion systems have always been an important subject of great interest to marine engineers and shipbuilders who aim to reduce or prevent vibration problems, because vibrations may interfere with the engine function, cause fracture, structural fatigue, or failure on the ship's structure or in system components. This paper presents the analysis of torsional vibrations in the ship propulsion system. The aim of this paper is to provide the torsional vibration measurement process on the ship propulsion system, to calculate the critical speed of a rotating shaft and to determine whether the resulting torsional vibration stresses are within the permissible limits or not. The procedure of this measuring process is in accordance with the classification rule requirements of the Croatian Register of Shipping. This paper also describes the new technologies that enable precise measurements of torsional vibrations.

Key words: *ship propulsion system, torsional vibrations, vibration measurement, new technology*

SADRŽAJ

1. UVOD	1
2. DEFINICIJE VIBRACIJA	2
2.1. SLOBODNE VIBRACIJE.....	6
2.2. PRISILNE VIBRACIJE	7
3. PARAMETRI VIBRACIJA	8
3.1. KRUTOST	8
3.2. MASA	8
3.3. PRIGUŠENJE.....	9
3.4. UZBUDNE SILE	10
4. VIBRACIJE SUSTAVA S JEDNIM STUPNJEM SLOBODE GIBANJA	12
4.1. SLOBODNE PRIGUŠENE VIBRACIJE.....	13
4.2. PRISILNE PRIGUŠENE VIBRACIJE.....	15
4.3. SLOBODNE NEPRIGUŠENE VIBRACIJE	16
4.4. PRISILNE NEPRIGUŠENE VIBRACIJE	17
5. VIBRACIJE SUSTAVA S DVA STUPNJA SLOBODE GIBANJA	18
6. TORZIJSKE VIBRACIJE	21
7. MJERENJE VIBRACIJA	24
7.1. TENZOMETRI	31
7.2. UREĐAJ ZA BEŽIČNI PRIJENOS PODATAKA.....	36
7.3. WSDA BAZA KOMUNIKACIJSKA STANICA	39
7.4. PRIKUPLJANJE I OBRADA MJERNIH PODATAKA	41
8. ANALIZA MJERENIH PODATAKA	46
9. POSLJEDICE PREVELIKIH VIBRACIJA	51
10. ZAKLJUČAK	54
LITERATURA	55
POPIS SLIKA	57
POPIS TABLICA	60

1. UVOD

U ovome se radu predstavlja analiza torzijskih vibracija brodskog porivnog sustava na primjeru broda Hrvatske ratne mornarice. Porivni sustav tog broda se sastoji od srednjekretnog četverotaktnog brodskog motora, spojke, voda vratila i od brodskog vijka koji ima upravljivi uspon. Cilj praktičnog dijela ovoga rada je izmjeriti torzijske vibracije i provjeriti udovoljavaju li tangencijalna naprezanja u odnosu na brzinu vrtnje klasifikacijskim pravilima Hrvatskog registra brodova. Svrha mjerenja jest ustanoviti prelazi li se granica dopuštenog naprezanja u području brzine vrtnje motora.

U drugom su poglavlju navedene i definirane vrste vibracija i zatim su u trećem poglavlju objašnjena četiri parametra vibracija koji su povezani s vibracijama brodskih konstrukcija, a to su krutost, masa, prigušenje i uzbudne sile.

U četvrtom poglavlju je dan pregled vibracija sustava s jednim stupnjem slobode gibanja. Pri tomu su opisane slobodne i prisilne prigušene i neprigušene vibracije. Peto poglavlje daje objašnjenje vibracija s dva stupnja slobode gibanja.

U šestom poglavlju je poseban naglasak na torzijskim vibracijama, budući da one čine okosnicu praktičnog dijela rada jer su opisane i analizirane nakon što su izmjerene na vodu vratila brodskog vijka. Stoga je u sedmom poglavlju detaljno opisan praktičan dio rada koji obuhvaća mjerenje vibracija. U tom su poglavlju također opisani instrumenti i programi koji su poslužili u mjerenju torzijskih vibracija, a to su tenzometri, V-Link, WSDA baza i softver Node Commander.

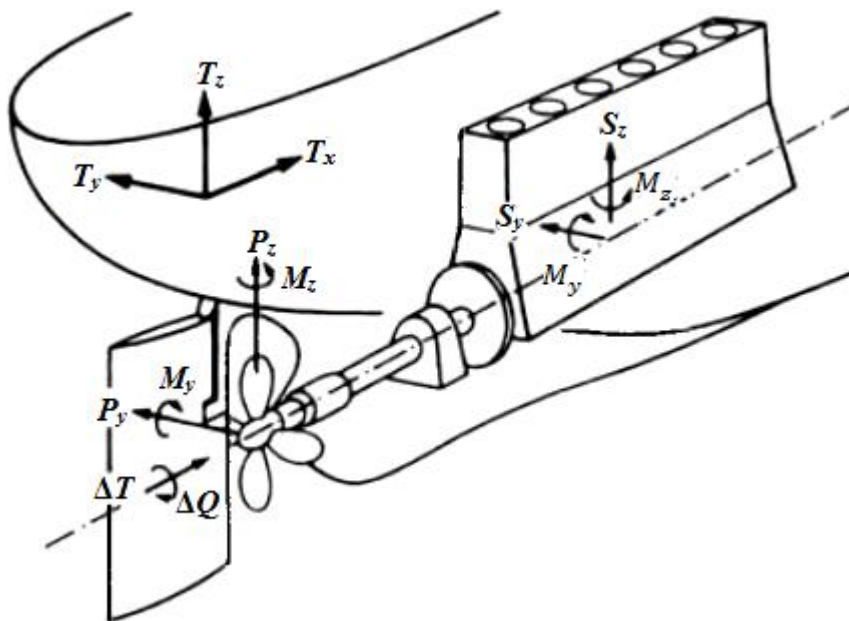
U osmom poglavlju su navedeni rezultati mjerenja torzijskih vibracija te je u devetom poglavlju opisano kakve negativne posljedice mogu prouzročiti prevelike vibracije u brodskim sustavima.

2. DEFINICIJE VIBRACIJA

Vibracije se definiraju kao mehaničke oscilacije sustava, kao što su strojevi, vozila i razne konstrukcije, s malim amplitudama. Za razliku od vibracija, oscilacije su općenito periodično gibanje bilo koje amplitude. Proučavanje mehaničkih vibracija je od velikog značaja u svim područjima tehnike gdje se periodično gibanje tijela ili njihovih dijelova odvija s malim amplitudama [5].

Vibracije brodske konstrukcije pobuđuju unutarnji uzročnici kao što su brodski vijak, te glavni i pomoćni strojevi, kao i vanjski uzročnici, primjerice valovi, koji uzrokuju prolazne vibracije. Unutarnji uzročnici izazivaju periodične uzbudne sile, pa se za proračun vibracija provodi harmonijska analiza. Uzbuda stapnih strojeva nastaje kao vanjska uzbuda zbog gibanja masa i kao unutarnja uzbuda neravnomjernog izgaranja plinova u cilindrima [5].

Na krilu broskog vijka i na oplati trupa iznad broskog vijka mogu nastati promjenljive sile uslijed rada broskog vijka u nejednoličnom polju sustrujanja, kao što je prikazano na slici 1.



Slika 1. Uzbudne sile stroja i broskog vijka na vratilu i oplati trupa [5]

Frekvencija prvog harmonika promjenljivih sila koje nastaju uslijed rada brodskog vijka u nejednoličnom polju sustrujanja jednaka je umnošku kutne brzine brodskog vijka i broju njegovih krila. Intenzitet sila ovisi o stupnju kavitacije brodskog vijka. Te sile pobuđuju vibriranje osovinskog voda. Prilikom rezonancije te se sile mogu uvelike uvećati dok preko ležajeva vratila prelaze na brodsku konstrukciju [5].

Na slici 1. S_y i S_z označuju uzbudne sile stroja u smjeru osi y i z , M_y i M_z su uzbudni momenti stroja oko osi y i z , P_y , P_z su uzbudne sile vijka na vratilu u smjeru osi y i z , dok M_y , M_z označuju uzbudne momente vijka na vratilo oko osi y i z , ΔQ označuje torzijski uzbudni moment vijka na vratilu, ΔT označuje uzdužnu uzbudnu silu vijka na vratilu, T_x , T_y , T_z označuju uzbudne sile vijka na oplati trupa u smjeru osi x , y i z [5].

Po cijeloj brodskoj konstrukciji širi se energija svih induciranih sila od svog izvora. Odziv konstrukcije može biti lokalnog ili globalnog karaktera, a to ovisi o položaju, frekvenciji i intenzitetu uzbude, te raspodjeli krutosti i masa broda. Zbog toga postoji podjela na lokalne vibracije okvirnih rebara ili panela ili sličnih elemenata, globalne vibracije brodskog trupa i vibracije podkonstrukcija, u koje primjerice spadaju nadgrađe, dvodno, porivni stroj i ostale slične podkonstrukcije [5].

U brodskom pogonskom sustavu je motor glavni izvor poremećaja zbog promjenljivog momenta vrtnje na koljenastom vratilu. Ali i poremećaj koji dolazi od brodskog vijka također može uvelike utjecati na veličinu rezonancijskih naprezanja. Do poremećaja brodskog vijka dolazi kada strujanje vode na čitavoj površini zahvata brodskog vijka nije homogeno. Radi se dakle o nejednoličnom sustrujanju u području djelovanja brodskog vijka, što je čest slučaj kod jednovijčanih brodova [5].

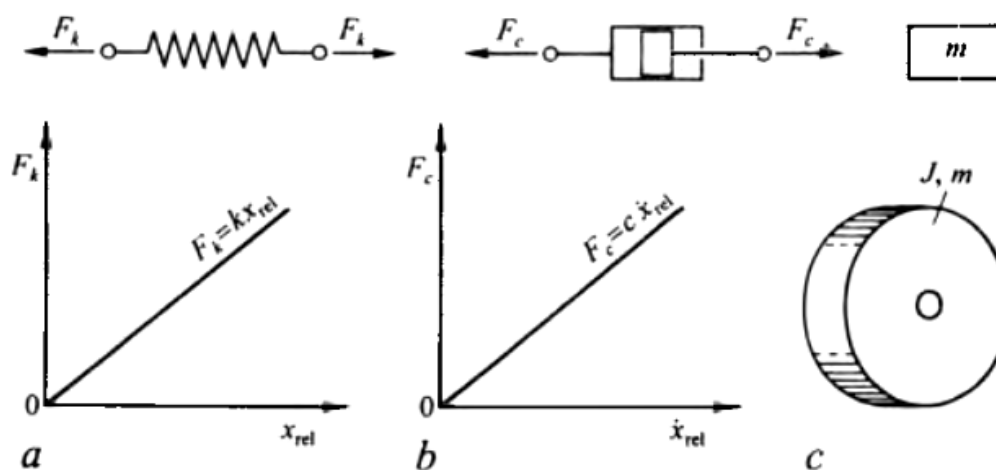
Brodski trup je poput svakog drugog elastičnog tijela sklon vibriranju. Kod proračuna slobodnih vibracija nižih tonova i prisilnih vibracija, trup broda se može opisati kao slobodna greda promjenljivog poprečnog presjeka s neravnomjerno raspoređenom masom po duljini. Bitno je naglasiti da se brodski trup mora promatrati isključivo kao trodimenzionalni sustav, ako se radi o višim tonovima slobodnih vibracija, tj. kada je udaljenost susjednih čvorova po redu veličine jednaka ili manja od visine i širine broda. Nadalje, postoje različite vrste vibracija brodskog trupa i ključno je naglasiti da pri svakom

obliku titranja odgovara vlastita frekvencija. Postoje sljedeće vrste vibracija: slobodne i prisilne vibracije broskog trupa, koje mogu biti uzdužne, horizontalne, vertikalne ili torzijske, ovisno o tome jesu li pomaci poprečnih presjeka uzdužni, horizontalni ili vertikalni ili se radi o njihovom zakretanju oko centra torzije. Budući da brodski trup ima veliku krutost na rastezanje, visoka frekvencija uzdužnih vibracija sprječava pojavu rezonance. Navedene vibracije su u stvarnosti međusobno povezane, pa su tako primjerice uzdužne vibracije povezane s vertikalnim, a horizontalne vibracije s torzijskim [13].

Postoje različiti uzročnici vibracija broskog trupa, pa tako one mogu primjerice nastati zbog djelovanja unutarnjih sila koje nastaju zbog rada glavnih i pomoćnih strojeva te zbog djelovanja vanjskih sila poput vjetera i valova. Vanjske sile izazivaju gibanje i deformacije broskog trupa, ali i mogu pobuditi slobodne vibracije konstrukcije koje nisu nužno opasne jer zbog prigušenja obično nestanu nakon što prođe određeno vrijeme. Rad strojeva na brodu uzrokuje periodične sile pri periodičkom izgaranju plinova u cilindrima i pri neuravnoteženosti gibajućih masa. Prisilne vibracije broskog trupa mogu nastati rotiranjem broskog vijka u nejednolikom polju sustrujanja gdje ujedno nastaju periodične hidrodinamičke sile. Vratilni vod s ležajem vratila broskog vijka i odriivnim ležajem može također uzrokovati vibracije u broskom sustavu [13].

Krmeni pik (*after peak*) se u teoriji vibracija definira kao konzola promjenljivih svojstava. Kormilo, kormilarski stroj, poprečne ograde i ostali uređaji se opisuju kao koncentrirane mase. U kontekstu slobodnih vibracija krmeni pik se definira kao konzola postavljena na mjestu gdje naglo raste poprečni presjek broskog trupa. Nastanak prisilnih vibracija krmenog pika može biti izazvan neposrednim djelovanjem hidrodinamičkih sila broskog vijka ili dok su prisutne vibracije trupa uslijed rada strojeva. Što se tiče konstrukcije, nadgrađe se opisuje kao konzola postavljena na gornjoj palubi. Budući je velika razlika u krutosti i masi nadgrađa i trupa, nadgrađe se kod slobodnih vibracija opisuje kao konzola upeta na palubi. Do prisilnih vibracija konstrukcije nadgrađa dolazi kada su prisutne vertikalne i uzdužne vibracije trupa. Prisilne vibracije nadgrađa ili brodskih stupova se računaju za poznati uzdužni pomak i kut zaokreta u točki upetosti. Budući da su geometrijske karakteristike konzole promjenjive i budući da postoje koncentrirane mase, proračun je najbolje izvesti metodom konačnih elemenata [13].

Ovisno o načinu pobude postoje slobodne i prisilne vibracije. Dok slobodne vibracije nastaju kad vibracijski sustav izađe iz ravnotežnog stanja, prisilne vibracije nastaju djelovanjem uzbudne sile $F(t)$, koja je funkcija vremena i trajno dovodi energiju u sustav. Tijekom slobodnog vibriranja mehaničkog sustava potencijalna energija sustava će prijeći u kinetičku i obrnuto. Pri tome se jedan dio energije rasipa i postupno se smanjuje amplituda sve dok vibracije nakon nekog vremena skroz ne iščeznu. Svaki realni vibracijski sustav se sastoji od povratnih, prigušnih i tromih elemenata. Pri modeliranju vibracijskih sustava će se upotrebljavati elementi koji imaju jedno od ovih triju prethodno navedenih svojstava [5]. Na slici 2. su prikazani osnovni elementi vibracijskih modela, a to su: a – elastični, b – prigušni, c – inercijski model.



Slika 2. Osnovni elementi vibracijskih modela [5]

Elastični element ima ulogu akumuliranja potencijalne energije sustava. Najčešće se radi o elastičnim elementima u obliku raznih opruga, ali se može raditi i o gravitacijskom polju ili polju centrifugalnih sila. Prikaz tog elementa je prikazan pomoću opruge, pri čemu je opruga linearna, što znači da je sila opruge proporcionalna produljenju, pri čemu je F_k sila u opruzi, k konstanta opruge, a x produljenje opruge: $F_k = kx$ [5].

Tromi element akumulira kinetičku energiju sustava te se prikazuje pomoću utega mase m , dok prigušni element modelira rasipanje mehaničke energije. Prigušenje nastaje zbog vanjskog ili unutarnjeg trenja. Vanjsko trenje može biti viskozno, suho ili općenit otpor fluida, dok se unutarnje trenje stvara pri međusobnom pomicanju čestica materijala pri deformiranju. Viskozno trenje će ovisiti o drugoj potenciji relativne brzine. U sljedećoj

jednadžbi c je faktor prigušenja, a n označava eksponent koji se uzima pri suhom trenju $n=0$, pri viskoznom trenju $n=1$, pri otporu fluida $n=2$, a u realnim vibracijskim sustavima iznosi $n=1$.

$$F_c = c\dot{x}_{rsi}^n \quad (1)$$

Uzbuđne sile koje djeluju na vibracijski model uzrokuju prisilne vibracije. Česta su pojava i vrlo su jednostavne za analizu takozvane harmonijske sile koje se mijenjaju po zakonu sinusa i kosinusa, pri čemu je F_0 amplituda, ω kutna brzina, a φ_0 fazni kut:

$$F(t) = F_0 \cos(\omega t - \varphi_0) \quad (2)$$

Ako je uzbuđna sila nije harmonijska, ali je periodična, može se pomoću Fourierovog reda prikazati kao zbroj harmonijskih sila [5].

2.1. SLOBODNE VIBRACIJE

Do slobodnih vibracija dolazi kad se vibracijski sustav izbaci iz stanja ravnoteže, te se potom prepusti sam sebi. U tom trenutku se energija više ne dovodi sa strane i sustav počne vibrirati harmonijskim pomacima kojima je frekvencija jednaka vlastitoj frekvenciji sustava. Vibracijski sustav s više stupnjeva slobode će vibrirati različitim vlastitim frekvencijama [5].

Slobodne vibracije dakle nastaju ako dođe do otklona mase M od njenog ravnotežnog položaja (gdje je $X = 0$). U tom trenutku će ta masa početi slobodno vibrirati oko svoga početnog položaja s konstantnom frekvencijom tj. prirodnom frekvencijom sustava vibracija f_n . Prirodna frekvencija f_n ovisi samo o parametrima sustava kao što su masa m , krutost k i prigušenje c . Prirodne frekvencije se obično izračunavaju tako da se prigušenje sustava c zanemari, jer je njegov utjecaj na te frekvencije uglavnom zanemariv [4].

2.2. PRISILNE VIBRACIJE

Prisilne vibracije nastaju tako da djeluje uzbudna ili poremećajna sila $F(t)$, koja se definira kao funkcija vremena i koja omogućuje trajno dovođenje energije u sustav [5].

Periodička uzbudna sila (T) se može predočiti Fourierovim redom, gdje je T_v uzbudna sila reda v , ω je kružna frekvencija, t je oznaka za vrijeme i $\Psi_v =$ fazni kut reda v pri uzbuđi:

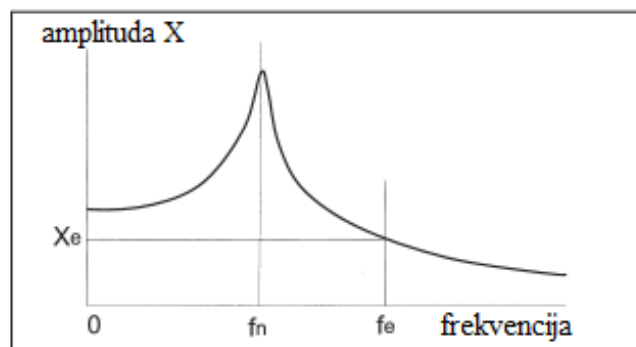
$$T = \sum_v T_v \sin(v \omega t + \Psi_v) \quad (3)$$

Odziv $X(t)$ prigušenog sustava na periodičku uzbudnu silu $T(t)$ je prikazan sljedećom formulom, gdje je X_v amplituda reda v , a $\varphi_v =$ fazni kut reda v [4]:

$$X(t) = \sum_v X_v \sin(v\omega t + \varphi_v) \quad (4)$$

Titranje fizikalnog sustava, takozvanu rezonanciju, pobuđuje neka vanjska periodična sila. Rezonancija se događa ako se frekvencija uzbuđe podudara s vlastitom frekvencijom sustava. *Blizu te frekvencije, dinamička veličina povećava amplitude vibracije, a one su samo ograničene stupnjem prigušenja u sustavu* [4]. Ta bi se situacija zbog svoje rizičnosti trebala izbjegavati.

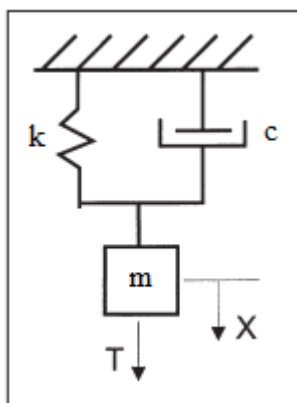
Na slici 3. je prikazan odziv X u odnosu na frekvenciju vibracijskog sustava:



Slika 3. Odziv X s obzirom na vibracijski sustav koji je podređen periodičkoj uzbudnoj sili T ($f_n =$ prirodna frekvencija, $f_e =$ frekvencija uzbuđe) [4]

3. PARAMETRI VIBRACIJA

Postoje četiri bitna parametra koji su povezani s vibracijama brodskih konstrukcija, a to su: masa (m), krutost brodske konstrukcije (k), prigušenje (c) i periodička uzbudna sila (T), kako je prikazano na slici 4 [4].



Slika 4. Shema vibracijskog sustava [4]

3.1. KRUTOST

Krutost konstrukcije je definirana u metodi konačnih elemenata preko matrice krutosti sustava, pri čemu se brodska konstrukcija modelira te fizikalna i geometrijska svojstva pridružuju konačnim elementima. Fizikalna svojstva konačnih elemenata su modul elastičnosti, modul smicanja i Poissonov koeficijent [7].

3.2. MASA

Masa broda se sastoji od tereta i lake težine, pri čemu se laka težina broda sastoji od težine opreme, čelika i zaliha. Oprema je učvršćena za brodsku strukturu, a zalihe se obično nalaze uskladištene u manjim prostorima. Zbog toga se tijekom analize globalnih vibracija broda može uzeti puni iznos za efektivnu vrijednost lake težine i prenijeti na model, dok je tijekom analize lokalnih vibracija efektivnu masu lake težine broda potrebno smanjiti. Teret je smješten u velikim skladištima ili se čak nalazi u specijalnim tankovima te se oko njega postavljaju paneli. Efektivna masa tereta ovisi o tome je li teret tekući, rasuti ili kruti [7].

Masi broda se pridružuje i dodatna masa, pri čemu se u obzir uzima utjecaj okolne tekućine. Pri izradi proračuna vibracija se umjesto stvarne mase gleda njezina efektivna vrijednost jer se u proračunu koriste modeli brodske konstrukcije te se inercijalne sile masa prenose iz stvarnog prostora na model, a pri tome se pokušava zadržati isti dinamički efekt. Efektivna masa stoga ovisi o razlici između stvarnog oblika vibriranja konstrukcije i onog koji je prikazan kao model [7].

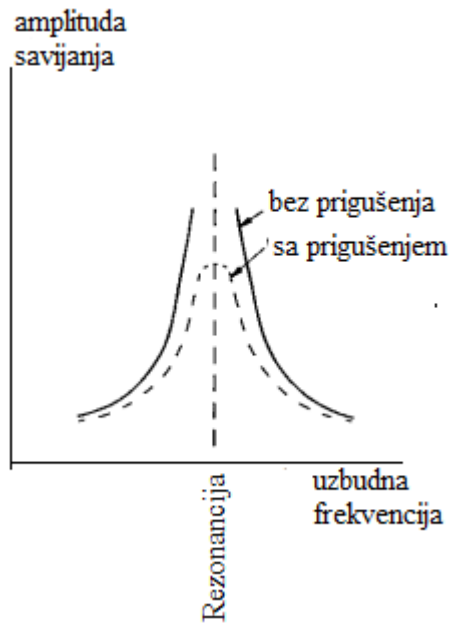
3.3. PRIGUŠENJE

Prigušenje je jedan od četiri bitna parametra tijekom analize vibracija. Prigušenje nastaje zbog gubitaka energije vibriranja konstrukcije. Efekt prigušenja se simulira kada se rade proračuni vibracija. Mjerenjem prisilnih vibracija u rezonanciji ili slobodnih vibracija nakon prestanka djelovanja uzbude pokušava se definirati prigušenje [7].

Postoji nekoliko vrsta prigušenja, ako se uzme u obzir njegovo porijeklo. Apsolutno pomicanje broda u tekućini može prouzrokovati primjerice vanjsko prigušenje, a unutarnje prigušenje je uzrokovano gubitkom energije vibriranja unutar broda u trenutku nekakve deformacije brodske konstrukcije. Vanjsko prigušenje je određeno samo kao hidrodinamičko, a unutarnje se dijeli na strukturnu komponentu i komponentu tereta [7].

Strukturno prigušenje se može podijeliti na prigušenje materijala i trenja u spojevima, komponenta prigušenja, koja potiče od tereta, ovisi o vrsti materijala (kruti, sipki, tekući), a hidrodinamičko prigušenje se dijeli na četiri komponente, a to su otpor forme, otpor trenja, širenje valova i stvaranje površinskih valova [7].

Na slici 5. je prikazana krivulja savijanja sa i bez prigušenja. Prikazano je kako vrijednost savijanja ovisi o magnitudi prigušenja i uzbude kao i o uzbudnoj frekvenciji koja je povezana s prirodnom frekvencijom. Ako se izračunava naprezanje i savijanje, potrebno je znati koliko iznosi magnituda prigušenja [6]

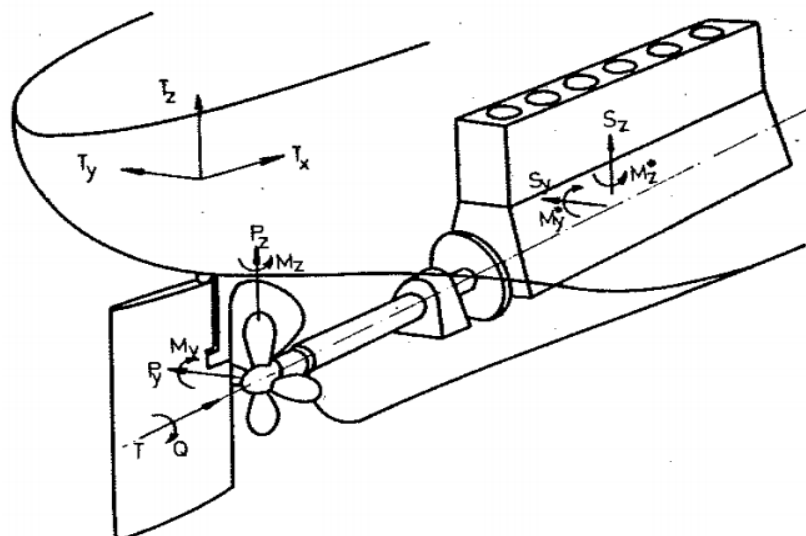


Slika 5. Prikaz krivulje savijanja sa i bez prigušenja [6]

3.4. UZBUDNE SILE

Sustav je vibracijski ako se sastoji od mase koja vibrira i elastičnog elementa. Takav sustav se koristi za izračunavanje elemenata opruge i elemenata prigušivanja te masa. Momenti i sile koji djeluju na taj sustav nazivaju se uzbudne sile [1].

Izvori vibracija na brodovima se mogu kategorizirati u dvije glavne grupe: unutarnje izvore, u koje se ubrajaju uzbudne sile strojeva i brodskih vijaka, te u vanjske izvore, u koje spadaju valovi i udaranje broda o valove [7].



Slika 6. Uzbudne sile stroja i brodskog vijka [7]

Uzbudne sile strojeva će nastati tijekom periodičnog izgaranja plinova u cilindrima i zbog neuravnoteženih inercijalnih sila gibajućih masa. Uzbudne sile će rezultirati u horizontalnu i vertikalnu silu, te moment oko poprečne i vertikalne osi. Uzbudne su sile periodične i imaju posebno izražen prvi i drugi harmonik. Intenzitet tih sila ovisi o tipu stroja, broju cilindara i redosljedu paljenja, a određuje ga proizvođač strojeva [7].

Iz tablice 1. je vidljivo kako broj cilindara u stroju utječe na neuravnotežene momente dva tipična pogonska stroja. Za analizu tablice postoje sljedeći podaci:

- 1. MV - prvi harmonik vertikalnog momenta,
- 1. MH - prvi harmonik horizontalnog momenta,
- 2. MV - drugi harmonik vertikalnog momenta [7].

Tablica 1. Neuravnoteženi momenti dva tipična pogonska stroja, [kNm] [7]

Broj cilindara	Tip A		Tip B	
	1. MV \approx 1. MH	2. MV	1. MV \approx 1. MH	2. MV
6	0	1780	0	1780
7	650	320	500	360
8	160	0	270	0
9	850	580	510	860
10	830	0	480	800
11	560	330	-	-
12	0	0	0	0

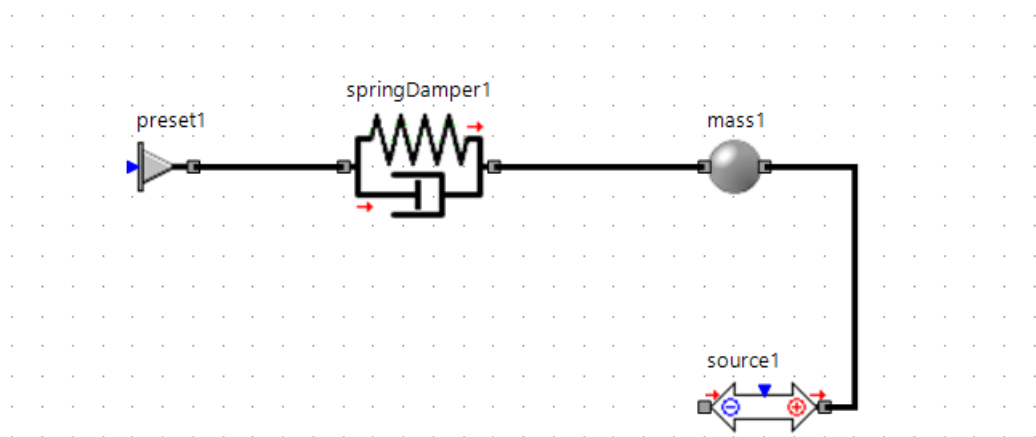
Iz tablice je vidljivo da je stroj sa šest cilindara je obično najnepovoljniji pa je često potrebno ugraditi neutralizator uzbude. Frekvencija uzбудnih sila glavnog stroja se obično kreće u području prve tri frekvencije trupa, tako da su prisilne vibracije trupa sastavljene od nekoliko prvih osnovnih oblika vibriranja [7].

4. VIBRACIJE SUSTAVA S JEDNIM STUPNJEM SLOBODE GIBANJA

Stvarni sustav koji se opisuje analizom vibracija s jednim stupnjem slobode gibanja je motor na elastičnim temeljima koji je oslonjen na jednake elemente za elastično temeljenje te vibrira vertikalno prema dolje. Sam model se opisuje mehaničkim sustavom s jednim stupnjem slobode gibanja u koji je uključena masa motora, ekvivalentna krutost, ekvivalentno prigušenje, te sinusna uzbudna sila poznate frekvencije [2].

Vibracije sustava s jednim stupnjem slobode gibanja se mogu podijeliti na sljedeće: slobodne neprigušene vibracije, slobodne prigušene vibracije, prisilne neprigušene vibracije i prisilne prigušene vibracije. U slobodnim neprigušenim vibracijama nema uzbude ni prigušenja, dok u slobodnim prigušenim vibracijama također nema uzbude, ali postoji prigušenje. U prisilnim neprigušenim vibracijama postoji uzbuda i ne postoji prigušenje, dok se u prisilnim prigušenim vibracijama nalaze i prigušenje i uzbuda [2].

Mehanički sustavi s jednim stupnjem slobode gibanja služe tome kako bi se na jednostavan način opisale vibracije od najjednostavnijeg do najsloženijeg oblika. Shema sustava prikazana je na slici 7.



Slika 7. Mehanički sustav s jednim stupnjem slobode [izvor: Luka Bugarin, napravljeni u programu Simulation X]

Jednostavan model vibracijskog sustava s jednim stupnjem slobode gibanja sastoji se od tijela mase m koje klizi po podlozi bez trenja. Tijelo je za podlogu pričvršćeno oprugom konstante k i prigušivačem koji ima faktor prigušenja c [5].

Na oslobođeno tijelo djeluju četiri sile, pri čemu su prigušna sila $F_c = c\dot{x}$ i sila opruge $F_k = kx$ vanjske pasivne sile, zatim djeluje inercijska sila $F_i = m\ddot{x}$ te vanjska aktivna poremećajna sila $F(t)$. Iz toga slijedi jednačba gibanja sustava:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t), \quad (5)$$

pri čemu odziv sustava ima sljedeće komponente:

x – linijski pomak, m

$v = \dot{x}$ = brzina, m/s

$a = \ddot{x}$ = ubrzanje, m/s² [2].

Svojstva sustava su sljedeća: krutost elastičnog elementa k (izražava se u N/m), viskozno prigušenje prigušivača c (izražava se u Ns/m) i masa m (izražava se u kg) [2].

4.1. SLOBODNE PRIGUŠENE VIBRACIJE

$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$ Slobodne prigušene vibracije su one u kojima nema uzbudne sile, ali postoji sila prigušenja. Kod slobodnih prigušenih vibracija $F(t) = 0$. Iz tog razloga jednačba gibanja sustava opisuje se formulom:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (6)$$

Početni uvjeti kod slobodnih prigušenih vibracija su:

$$\text{za } t=0 \quad x(t) = x_0 \quad [2]$$

$$\text{za } t=0 \quad v(t) = v_0$$

Sljedeće će biti prikazane fizikalne veličine kako bi se odredio faktor prigušenja i kritično prigušenje:

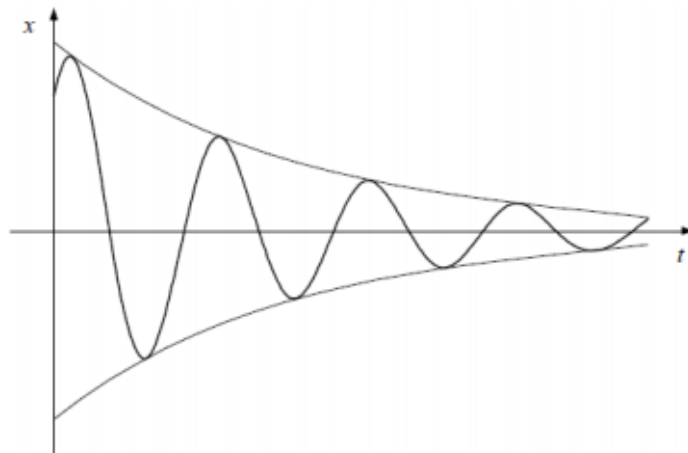
$$\zeta = \frac{c}{2m\omega} = \frac{c}{c_{kr}} \quad c_{kr} = 2m\omega \quad (7)$$

Kritično prigušenje ($c=c_{kr}$) je granični slučaj između prigušenih vibracija i neperiodičnog gibanja. Faktor prigušenja pokazuje je li neko prigušenje podkritično, nadkritično ili kritično. Faktor prigušenja je pri jakom prigušenju veći, a pri slabom manji od jedinice. Za kritično prigušenje je $\zeta = 1$ [5].

Do vibracija u sustavu dolazi ako je prigušenje manje od kritičnog prigušenja, $\zeta \leq \zeta_{kr}$ ili $\zeta^2 \leq 1$, pri čemu korijeni karakteristične jednačbe trebaju biti kompleksni, a ne realni. Karakteristična jednačba je ona u kojoj se ubrzanja zamjenjuju s r^2 , brzina s r , a pomak iznosi 1, te o njezinim korijenima jednačbe r_1 i r_2 ovisi kakvo će biti gibanje. Pri slabom prigušenju korijeni r_1 i r_2 su konjugirano kompleksni, a ako je prigušenje jako korijeni r_1 i r_2 su realni i različiti. Odziv sustava nema karakter vibracijskog gibanja, ako su korijeni realni brojevi. Korijeni karakteristične jednačbe su:

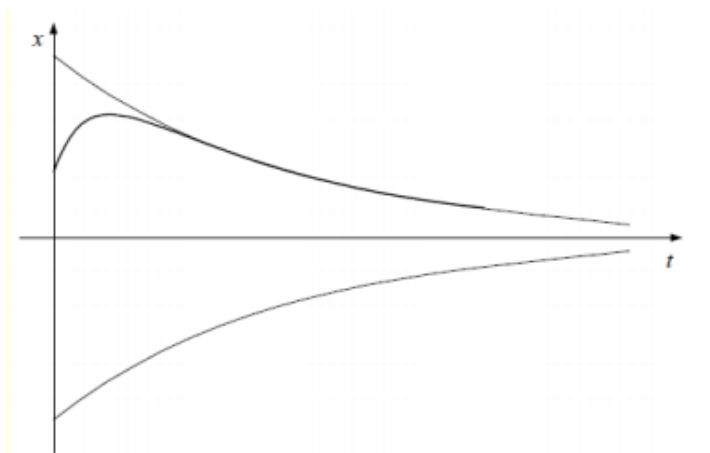
$$r_{1,2} = -\zeta\omega \pm \omega\sqrt{\zeta^2 - 1} \quad (8)$$

Na slici 8. je prikazan dijagram ovisnosti pomaka o vremenu za prigušenje $\zeta < 1$.



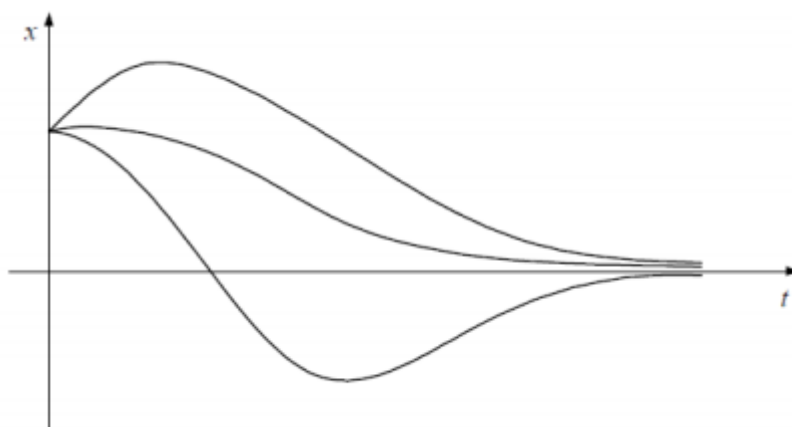
Slika 8. Vibracije s podkritičnim prigušenjem [2]

Na slici 9. je prikazan odziv sustava u ovisnosti pomaka o vremenu za slobodne prizivne vibracije s jednim stupnjem slobode gibanja za faktor prigušenja $\zeta > 1$.

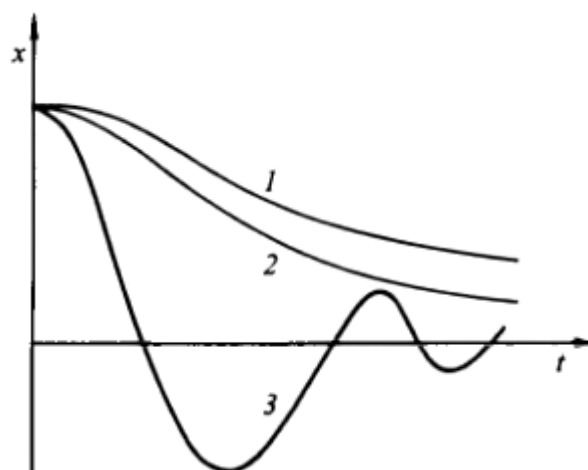


Slika 9. Odziv sustava s nadkritičnim prigušenjem [2]

Na slici 10. je prikazan odziv sustava u ovisnosti pomaka o vremenu za slobodne prisilne vibracije s jednim stupnjem slobode gibanja za faktor prigušenja $\zeta = 1$.



Slika 10. Odziv sustava s kritičnim prigušenjem [2]



Slika 11. Neperiodično gibanje pri nadkritičnom (1), kritičnom (2) i podkritičnom prigušenju (3) uz $\varphi_0 = 0$ [5]

4.2. PRISILNE PRIGUŠENE VIBRACIJE

Prisilne prigušene vibracije su one u kojima postoji uzbudna sila, ali i postoji i sila prigušenja. Kod prisilnih prigušenih vibracija $F(t) \neq 0$. Iz tog razloga jednadžba gibanja sustava opisuje se formulom:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \cdot \sin\Omega t \quad (9)$$

Početni uvjeti za prisilne prigušene vibracije su:

$$\text{za } t=0 \quad x(t)=X_0$$

$$\text{za } t=0 \quad v(t)=v_0 \quad [2]$$

Formula za harmonijsku uzбудu, pri čemu je Ω uzbudna frekvencija sustava:

$$F(t) = F \cdot \sin(\Omega t) \quad (10)$$

Odziv sustava opisuje se sljedećom jednađbom:

$$x(t) = x_h(t) + x_p(t) \quad (11)$$

4.3. SLOBODNE NEPRIGUŠENE VIBRCIJE

Slobodne neprigušene vibracije su one koje nemaju uzbude ni prigušenja. Jednađba gibanja sustava prilikom slobodnih neprigušenih vibracija:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (12)$$

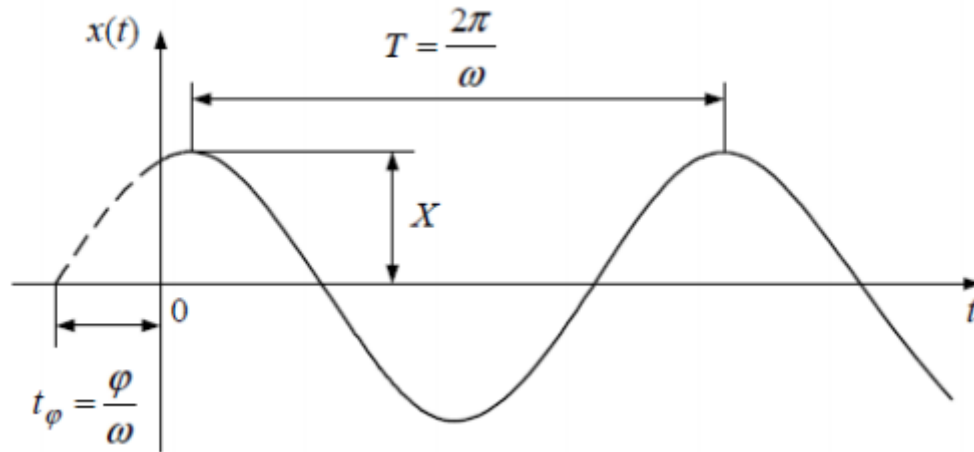
Odziv sustava definira se formulom za pomak:

$$x(t) = x_0 \cos \omega t + \frac{v_0}{\omega} \sin \omega t, \quad (13)$$

pri čemu se vibracijski sustav giba po harmonijskom zakonu kad se poremeti i prepusti samom sebi. Vlastita frekvencija takvih vibracija ovisi samo o parametrima sustava, tj. o konstanti k i masi m , te nije ovisna o načinu na koji je sustav doveden u gibanje. Iz čega slijedi da je vlastita frekvencija unutarnje svojstvo sustava i da se može mijenjati jedino ako se promijeni i sam sustav [5].

Odziv sustava definira se i formulom za brzinu:

$$v(t) = v_0 \cos \omega t - \omega x_0 \sin \omega t. \quad (14)$$



Slika 12. Pomak sustava uslijed slobodnih neprigušenih vibracija [2]

4.4. PRISILNE NEPRIGUŠENE VIBRACIJE

Prisilne neprigušene vibracije u one u kojima postoji uzbuda, ali nema prigušenja. početni uvjeti su sljedeći: $t = 0, x = x_0, v = v_0$ [2].

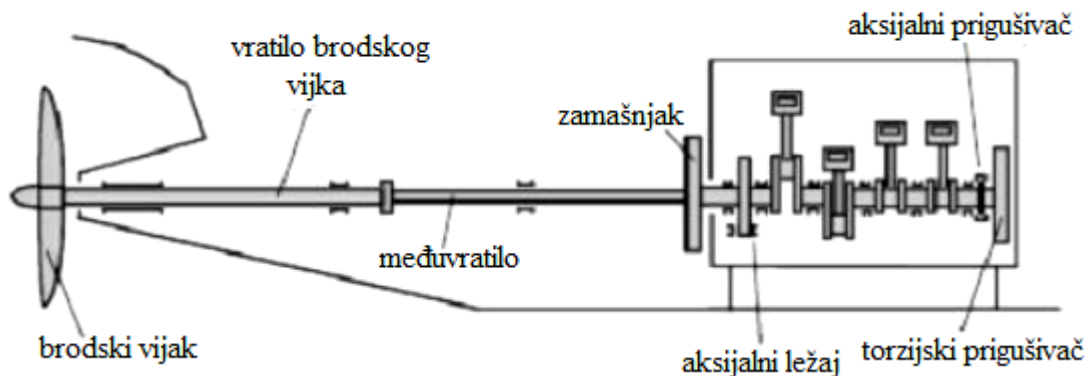
Odziv sustava prisilnih neprigušenih vibracija definiraju se sljedećim jednadžbama:

$$\begin{aligned}
 x(t) &= x_0 \cos \omega t + \frac{v_0}{\omega} \sin \omega t + \frac{F}{k} \cdot \frac{1}{1-\eta^2} \sin \Omega t \\
 v_p(t) &= v_0 \cos \omega t - x_0 \omega \sin \omega t + \frac{F\Omega}{k} \cdot \frac{1}{1-\eta^2} \cos \Omega t
 \end{aligned}
 \tag{15}$$

5. VIBRACIJE SUSTAVA S DVA STUPNJA SLOBODE GIBANJA

Modelom mehaničkog sustava s dva stupnja slobode gibanja može se opisati primjer stvarnog sustava voda vratila brodskog porivnog sustava koji se modelira s dvije mase, primjerice brodski vijak i zamašnjak, a traži se stacionarni odziv, pomaci, brzine i ubrzanja masa uslijed vibracija izazvanih sinusnom uzбудom poznate amplitude i perioda [3].

Model se sastoji od dvije mase koje su međusobno povezane elementima prigušenja i krutosti. Prilikom modeliranja stvarnog sustava uzima se masa brodskog vijka, masa zamašnjaka, krutost i prigušenje u vratilima do zamašnjaka, krutost i prigušenja koljenastog vratila od zamašnjaka do odrivnog ležaja, sinusna uzbudna sila na brodskom vijku, frekvencije koja odgovara brzini vrtnje pomnoženoj s brojem krila [3].



Slika 13. Shema stvarnog brodskog porivnog sustava [3]

Slika 13. prikazuje shemu stvarnog sustava koji bi se modelirao modelom mehaničkog sustava s dva stupnja slobode gibanja.

Postupak rješavanja vibracija s dva stupnja slobode gibanja:

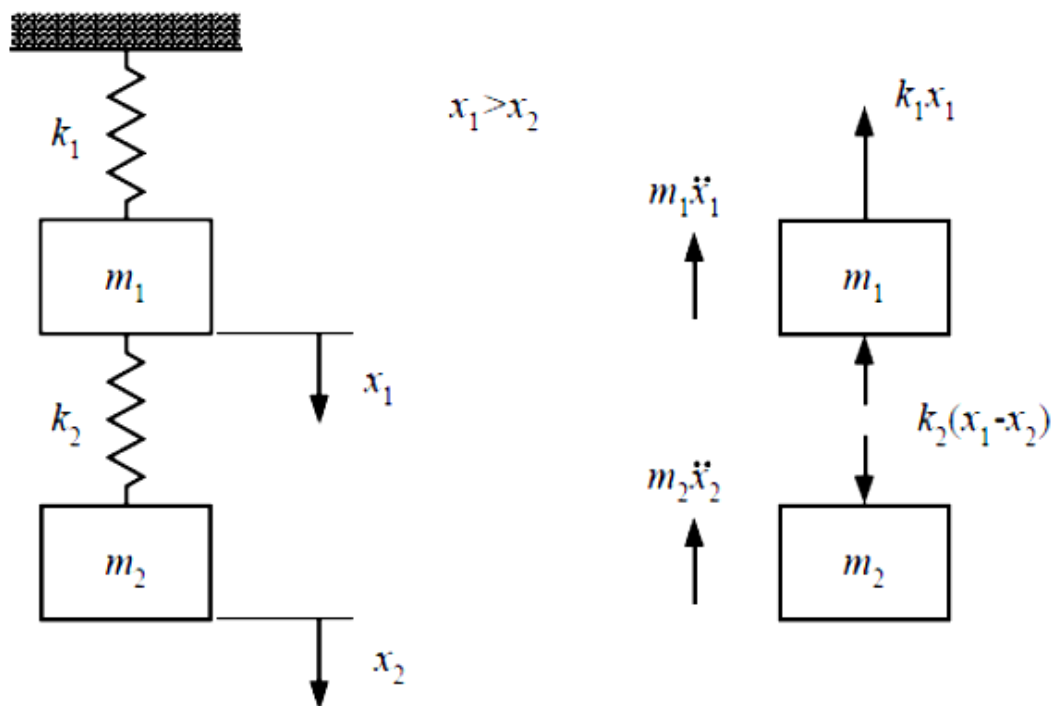
- prvo se određuje broj stupnjeva slobode i odabiru se odgovarajući poopćeni pomaci,
- zatim se skicira plan sila na pojedine mase koje su oslobođene od veza, pri čemu se koristi II. Newton-ov aksiom ili D'Alembertov princip,

- c) zatim je potrebno odrediti komponente matrice masa M , matrice prigušenja C i matrice krutosti K : [3]

$$C = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{12} & c_{22} \end{bmatrix}; K = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{12} & k_{22} \end{bmatrix}; M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}$$

- d) za slobodne neprigušene vibracije se treba izračunati prirodne frekvencije sustava iz:

$$|\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}| = 0 \begin{vmatrix} k_{11} - \omega^2 m_1 & k_{12} \\ k_{12} & k_{22} - \omega^2 m_2 \end{vmatrix} = 0 \quad (16)$$



Slika 14. Slobodne neprigušene vibracije sustava s dva stupnja slobode gibanja te prikaz sila na pojedine mase [3]

- e) Zatim se određuju prirodni oblici vibriranja za svaku vlastitu frekvenciju rješavanjem sustava, pri čemu se izračunava po sljedećoj formuli:

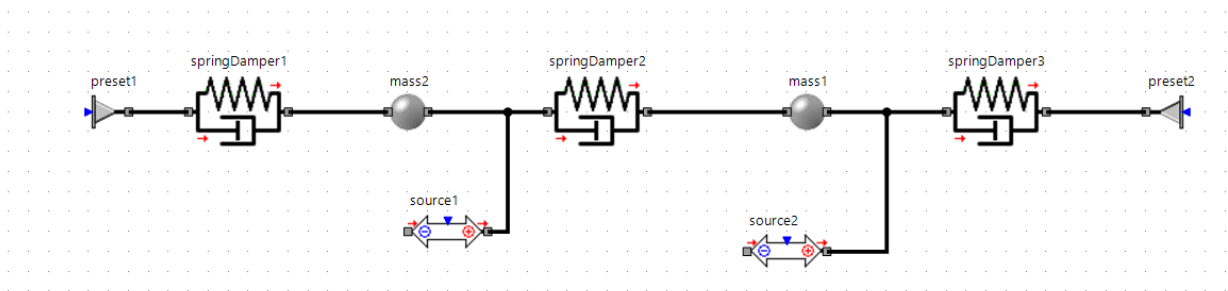
$$\begin{bmatrix} k_{11} - \omega_{1,2}^2 m_1 & k_{12} \\ k_{12} & k_{22} - \omega_{1,2}^2 m_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} A_1/A_2 \\ 1 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (17)$$

- f) Prisilne vibracije mehaničkog sustava s dva stupnja slobode gibanja određuju se na način da se određuju kosinusne i sinusne komponente vektora vanjskih uzбудnih sila na svaku pojedinu masu.

$$\begin{Bmatrix} f_1(t) \\ f_2(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{c1} \\ f_{c2} \end{Bmatrix} \cos \Omega t + \begin{Bmatrix} f_{s1} \\ f_{s2} \end{Bmatrix} \sin \Omega t \quad (18)$$

- g) Na kraju se izračunavaju amplitude pomaka tako da se rješava sustav linearnih jednadžbi:

$$\begin{bmatrix} K - \Omega^2 M & \Omega C \\ -\Omega C & K - \Omega^2 M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_C \\ x_S \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_C \\ f_S \end{Bmatrix} \quad (19)$$

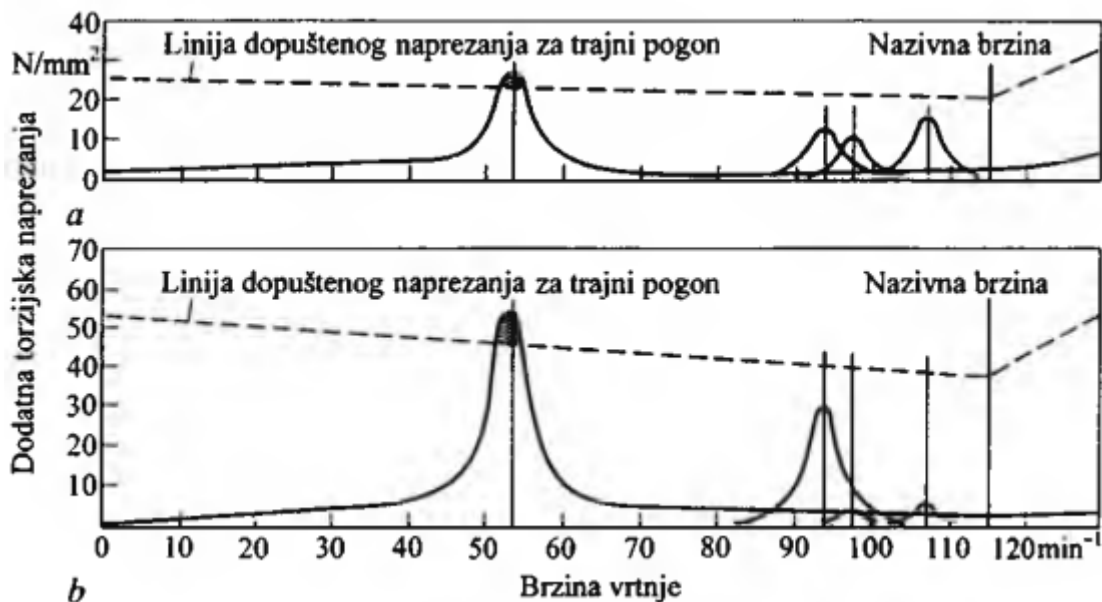


**Slika 15. Shema modela sustava s dva stupnja slobode gibanja
[izvor: Luka Bugarin, napravljeno u programu Simulation X]**

6. TORZIJSKE VIBRACIJE

Torzijske vibracije u stapnim strojevima su gledajući s povijesne strane prve bile prepoznate kao problem dinamike stroja. Prvo su se pojavile u brodskim motorima te su izračunate i izmjerene 1902. godine [8].

Prilikom analize torzijskih vibracija brodskog porivnog sustava potrebno je izračunati kritične brzine i odrediti dodatna torzijska naprezanja u čitavu području rada Diesellovog motora. Zabranjena su i moraju se izbjegavati naprezanja koja prijeđu granicu koju je klasifikacijsko društvo propisalo [5].



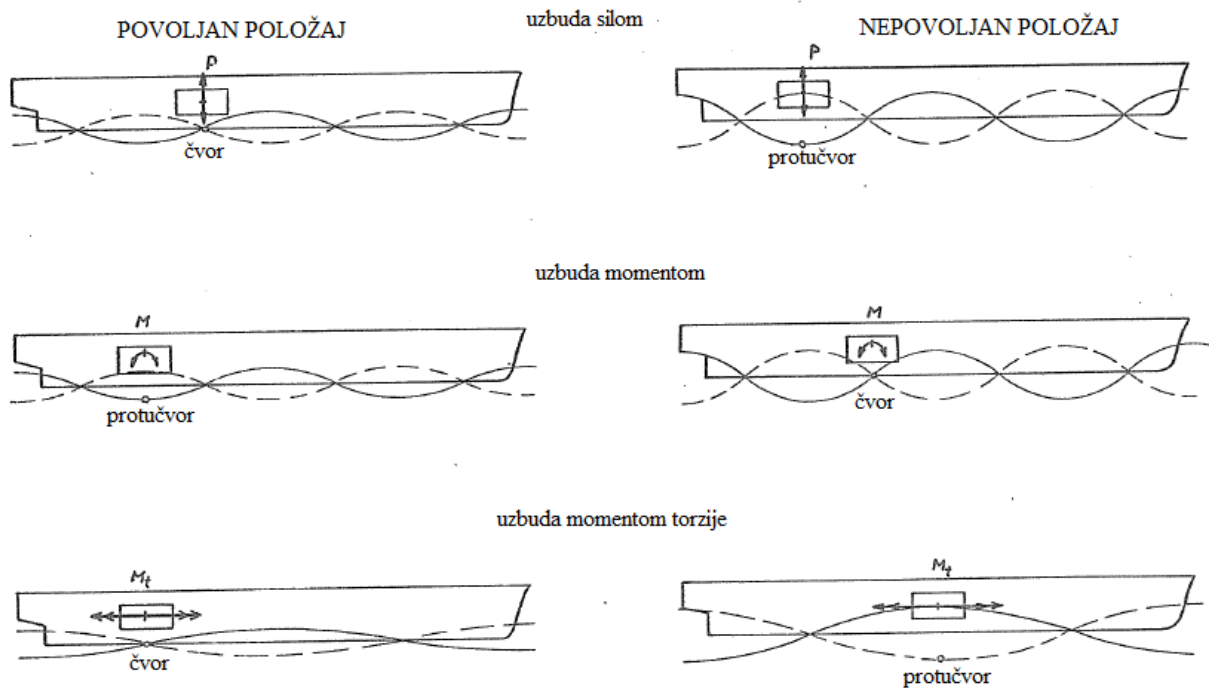
Slika 16. Dodatna torzijska naprezanja u koljenastom vratilu (a) i u međuvratilu (b) kod dvotaktnog 7-cilindričnog Diesellovog brodskog motora s četverokrnlnim brodskim vijkom [5]

Tlak plina u cilindrima za vrijeme pogonskog ciklusa je promjenjiv i zajedno s mehanizmom koljenastog vratila u stapnom stroju uzrokuje različit zakretni moment u koljenastom vratilu. Stoga će te varijacije uzrokovati uzbudu torzijskih vibracija u sustavu vratila. Zakretni moment je promjenjiv, ali je kao i drugi izvori uzbude cikličan. Torzijske vibracije kao i druge vrste vibracije uzrokuju posebna naprezanja koja mogu negativno utjecati na sustav vratila. Naprezanja pokazuju vršne vrijednosti pri rezonanciji tamo gdje brzina vrtnje umnožena redom uzbude odgovara prirodnoj frekvenciji [6].

Razina naprezanja se određuje nižom granicom τ_1 . Viša granica τ_2 se uopće ne smije premašiti, a prekoračenje niže razine naprezanja je dopušteno u kratkom vremenskom periodu, što znači da se u područjima brzina vrtnje koja odgovaraju amplitudama iznad niže granice ne smije predugo zadržavati. Porivno postrojenje stoga zahtijeva ograničen raspon brzine vrtnje [6].

Prirodnu frekvenciju vratilnog voda određene duljine moguće je prilagoditi torzijskoj vibraciji odabirom promjera vratila. Veći promjer će rezultirati višom prirodnom frekvencijom, dok će mali promjer uzrokovati nisku prirodnu frekvenciju. Ako se uvede podesivo kolo za okretanje, prirodna se frekvencija onda može smanjiti. Promjer vratila se određuje pravilima klasifikacijskih društava. Povećanje promjera je dopušteno, ali smanjivanje zahtijeva uporabu materijala s većom vlačnom čvrstoćom [6].

Vibracije brodske konstrukcije se ne mogu u potpunosti spriječiti, ali je bitno naglasiti da razina vibracija ne smije prijeći dozvoljene granice jer u tom slučaju vibracije mogu imati negativan utjecaj na brodski sustav. Visoke razine vibracija potencijalno mogu omesti pravilan rad strojeva, instrumenata i uređaja, uzrokovati oštećenja propelera ili lomove strukturnih elemenata strojeva i broda. Nije moguće utjecati na uzbudne sile glavnih i pomoćnih strojeva, ali s obzirom na to da je energija ovih sila, koja se prenosi na brodsku konstrukciju, jednaka umnošku progiba i sile, odnosno kuta zaokreta i momenta, ipak ju je moguće smanjiti pravilnim postavljanjem strojeva po duljini broda. *U slučaju neuravnotežene uzbudne sile stroj se treba nalaziti na čvoru vibracija trupa, a u slučaju momenta u protučvoru, što je posebice bitno za porivne strojeve. Pri uzbudi okretnim momentom, stroj bi se trebao nalaziti u čvoru torzijskih vibracija [7].*



Slika 17. Sheme povoljnog položaja glavnog stroja uzduž broda s gledišta vibracija [7]

Djelomična apsorpcija energije uzбудnih sila je moguća i pomoću njihovog elastičnog temelja. Uzbudne sile glavnih strojeva se mogu uravnotežiti pomoću neutralizatora. *Neutralizatori su uređaji s elastično ugrađenom masom, koja podvrgnuta vibriranju stvara silu inercije u protufazi s uzbuđom. Postavljaju se na krajevima koljenaste osovine (vratila) s mehaničkim prijenosom gibanja [7].*

7. MJERENJE VIBRACIJA

U praksi je izvršeno mjerenje torzijskih vibracija na brodu Hrvatske ratne mornarice i to na jednom od porivnih strojeva, proizvođača B&W Alpha, tipa 10V23L-VO:

- Broj cilindara motora – 10
- Promjer cilindra – 225 mm
- Stapaj – 300 mm
- Kompresijski omjer – 12,5
- Brzina vrtnje koljenastog vratila motora – 825 min^{-1}
- Efektivna snaga motora – 1140 kW [21].



**Slika 18. Brodski porivni stroj
B&W Alpha 10V23L-VO [izvor Luka Bugarin]**

Mjerenje je izvršeno na vratilnom vodu tako da su prvo postavljene tenzometarske trake spojene u puni Wheatstoneov most, koji služi isključivo za mjerenje torzije. Tenzometarske trake međusobno su spojene te su zalijepljene na prethodno pripremljeni vratilni vod. Priprema je uključivala skidanje površinskog sloja te čišćenje dijela vratila predviđenog za lijepljenje traka.



Slika 19. Prikaz međusobno spojenih tenzometarskih traka te nalijepljeni na dio očišćenog vratilnog voda [izvor Luka Bugarin]

Potom su na trake zalemljena četiri izolirana vodiča u svrhu prijenosa podataka sa senzora. Na sljedećoj slici 20. je prikazan izgled nakon završetka lemljenja žica na tenzometarske trake.



Slika 20. Izgled tenzometarskih traka nakon zalemljenih žica [izvor Luka Bugarin]

Radi montaže senzora zalemljeni vodiči su pričvršćeni na vod vratila ljepljivom izoliranom trakom.



Slika 21. Prikaz tenzometarskih traka sa zalemljenim žicama nakon pričvršćivanja izolir trakom [izvor Luka Bugarin]

Zatim se trebala pripremiti površina na koju će se staviti senzor kako bi prikupljeni podatci bili što točniji. Na vratilni vod se omotala spužva koja se može lijepiti samo sa jedne strane te se na nju stavilo obostrano ljepljiva traka na koju je nalijegao senzor. Senzor koji se koristio pri ovom mjerenju je V-Link-LXRS.

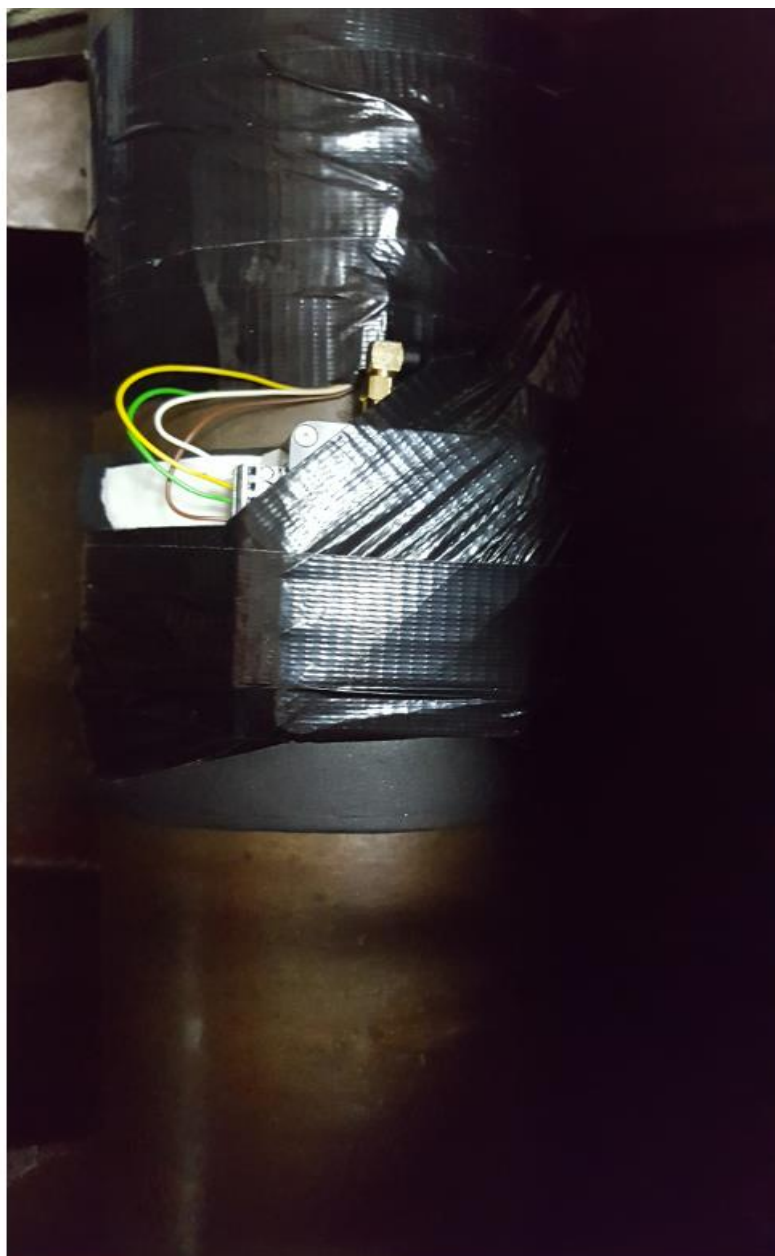


Slika 22. Prikaz pričvršćenja senzora na vratilni vod [izvor Luka Bugarin]

Zatim su se prema sljedećim slikama na odgovarajući način spojile žice u senzor te sve skupa pričvrstilo kako bi se osiguralo što kvalitetnije prikupljanje podataka.



Slika 23. Prikaz odgovarajućeg spajanja žica u senzor [izvor Luka Bugarin]



Slika 24. Prikaz završne faze postavljanja tenzometarskih traka i senzora prije prikupljanja podataka [izvor Luka Bugarin]

Prikupljeni podatci pomoću V-Link-LXRS senzora predaju se WSDA bazi koja je uključena u računalo te spojena sa Node commander softverom i rezultati se spremanjem podataka u softveru dobiju u Excel tablicama.

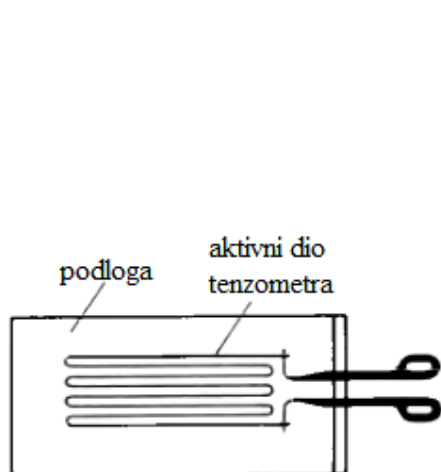
7.1. TENZOMETRI

Tenzometrija je eksperimentalna metoda mehanike deformabilnih tijela namijenjena mjerenju duljinske deformacije na konstrukciji ili modelu, s ciljem određivanja naprezanja na površini konstrukcije. Tenzometar se definira kao dio mjernog uređaja kojim se određuje duljinska deformacija na površini konstrukcije. Osnovna svojstva svakog tenzometra su: *aktivna duljina* unutar koje se mjeri prosječna deformacija, *osjetljivost*, *područje mjerenja* te *točnost* [9].

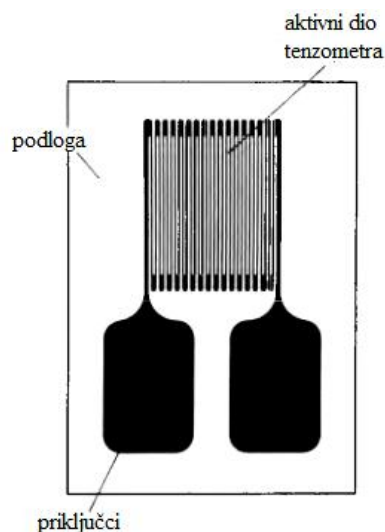
Proizvode se različiti tipovi tenzometara, što omogućuje njihovu raznoliku primjenu pri obavljanju mjernih zadataka. Glavna područja primjene tenzometara su:

- eksperimentalna analiza naprezanja, uključujući mjerne tehnike i biomehaniku,
- proizvodnja pretvarača [10].

Dok je prilagodljivost tenzometara doprinijela njihovoj širokoj uporabi u području eksperimentalne analize naprezanja, visoki stupanj točnosti mjerenja koji se može dobiti pomoću tenzometara je doveo do potražnje tenzometara u proizvodnji pretvarača. Prema izvedbi razlikuju se dva tipa tenzometra i to: tenzometar sa žicom i folijom [10].



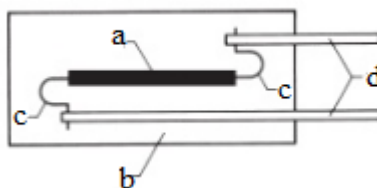
Slika 25. Shematski prikaz žičanog tenzometra [9]



Slika 26. Shematski prikaz tenzometra s metalnom folijom [9]

Osim metalnih tenzometara postoje i drugi tipovi elektrootporničkih tenzometara. U spomenutu skupinu spadaju poluvodički tenzometri i oni proširuju raspon primjene u tehnologiji tenzometara. Princip mjerenja se temelji na piezootporničkom efektu u germaniju. Taj je efekt otkrio C. S. Smith 1954. godine. U početku je korišten germanij, kasnije je zamijenjen silicijem. U konstrukciji su poluvodički tenzometri slični metalnim tenzometrima. Mjerni se element sastoji od trake širine od nekoliko desetaka milimetara i debljine od nekoliko stotina milimetara, pričvršćen je za izolacijsku foliju nosača i opremljen s priključnim vodovima. Djelovanje dioda su spriječeni korištenjem tanke zlatne žice kao veze između poluvodičkog elementa i spojnih traka [10]. Na slici 27. je prikazana shema poluvodičkog tenzometra koji se sastoji od:

- a – mjerne mreže,
- b – materijala nosača,
- c – srednjeg zlatnog vodiča i
- d – spojnih traka [10].

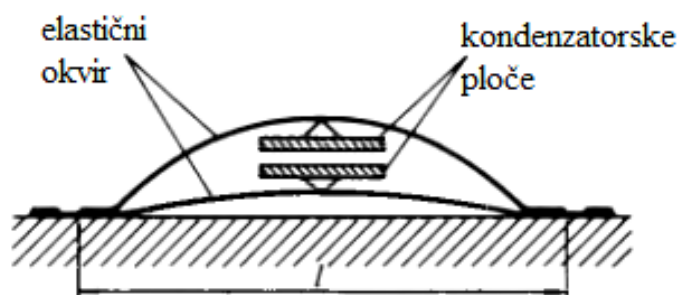


Slika 27. Shematski prikaz poluvodičkog tenzometra [10]

Faktor mjerenja za normalno dostupne poluvodičke tenzometre, tj. omjer između izmjerenog naprezanja i signala kojeg daje poluvodički tenzometar je otprilike 50 do 60 puta veći nego kod metalnih tenzometara. Stoga se oni koriste u proizvodnji pretvornika za mjerenje drugih fizikalnih veličina i dopunjeni su elektroničkim uređajima za formiranje odašiljača [10].

Treći tip elektrootporničkih tenzometara su krhki tenzometri koji funkcioniraju na bazi naparenog sloja metala. Mjerni uređaj se direktno postavlja na mjernu točku tako što se naručuje u vakuumu na površinu mjerenja [10].

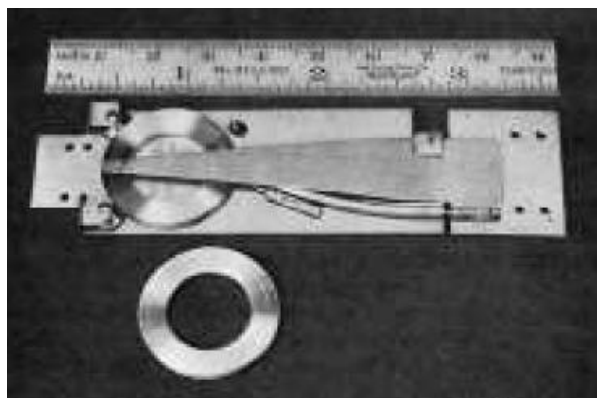
Kapacitivni tenzometri mjere deformacije na bazi promjene kapaciteta kondenzatora te se obično smatraju alternativnim i konvencionalnim tenzometrima koji se koriste na visokim temperaturama.



Slika 28. Shema kapacitivnog tenzometra [9]

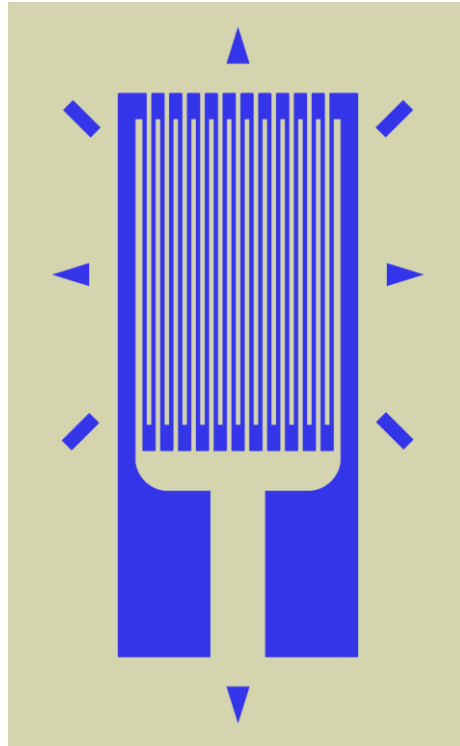
Koriste se i piezoelektrični tenzometri kod kojih se barijev titanat koristi kao materijal za detekciju naprezanja. Mjerni uređaj osigurava električni naboj na svojim površinama koji je proporcionalan naprezanju i koji se može mjeriti pojačalima naboja. Kod piezoelektričnih tenzometara su statička mjerenja moguća samo pod određenim uvjetima. Fotoelastični tenzometri rade tako da očitavaju smjer i razliku glavnih naprezanja. Mehanički tenzometri se zbog svoje konstrukcije mogu primijeniti samo na veće objekte. Rezultat mjerenja se prikazuje tragom koji je urezan na metalnoj ploči ili na staklenom cilindru i to se može procijeniti samo na kraju ispitivanja pod mikroskopom. Zabilježeno mjerenje se može pročitati čak i ako je senzor bio izložen požaru nakon nesreće [10].

Na slici 29. je prikazan primjer mehaničkog ekstenzometra koji se upotrebljava za mjerenje malih linearnih deformacija.



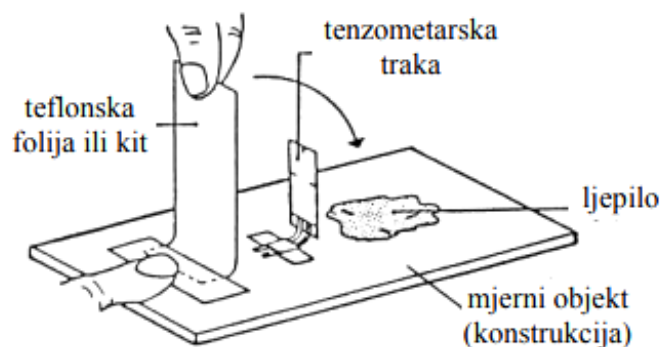
Slika 29. Mehanički ekstenzometar [10]

U praktičnom dijelu ovoga rada mjerenje torzije će se vršiti pomoću tenzometarskih traka koje će postavljati u puni Wheatstoneov most. Elektropornička mjerna traka funkcionira na principu električne vodljivosti koja je ovisna o geometriji vodiča [22].



Slika 30. Tipična tenzometarska mjerna traka [23]

Na slici 30. je prikazana tipična tenzometarska mjerna traka kojoj je osjetljivost veća ako je postavljena u okomitom smjeru, a ne u vodoravnom smjeru.

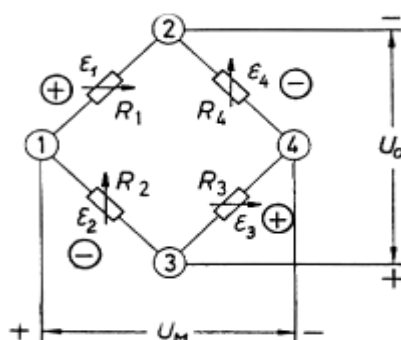


Slika 31. Lijepljenje tenzometra na površinu objekta [24]

Tenzometarska mjerna traka se pričvrsti na čistu površinu objekta pomoću specijalnog lijepila. Postupak lijepljenja mjerne trake je ovisan o pravcu deformacije na površini objekta koji će biti ispitivan [24].

Ako je cilj izmjeriti promjenu otpora tenzometra ΔR kod deformiranja površine konstrukcije na kojoj se nalazi zalijepljena traka, najčešće se koriste dva instrumenta: potencijometar i mjerni most [24].

Budući da se u praktičnom dijelu pri mjerenju torzija primijenio Wheatstoneov most, slijedi njegov detaljan opis.



Slika 32. Shematski prikaz Wheatstoneovog punog mjernog mosta [24]

Na shematskom prikazu Wheatstoneovog punog mjernog mosta su slijedeće komponente koje označavaju:

U_0 – konstantni ulazni istosmjerni napon, V

U_M – mjereni napon, mjerni signal, V

2, 3 – napojna dijagonala mosta

1, 4 – mjerna dijagonala mosta

$R_1 \dots R_4$ – otpori, tenzometarske trake, Ω

$\varepsilon_1 \dots \varepsilon_4$ – duljinske deformacije u mjernim točkama na konstrukciji, m/m [24].

Mjerni signal pretvornika (tenzometar) se oblikuje u mosni spoj s ciljem mjerenja vrijednosti mjerene veličine (napon) koja se određuje iz razlike potencijala između spojišta grana mosnog spoja. U pravilu je u tu svrhu moguća uporaba svih električnih mosnih

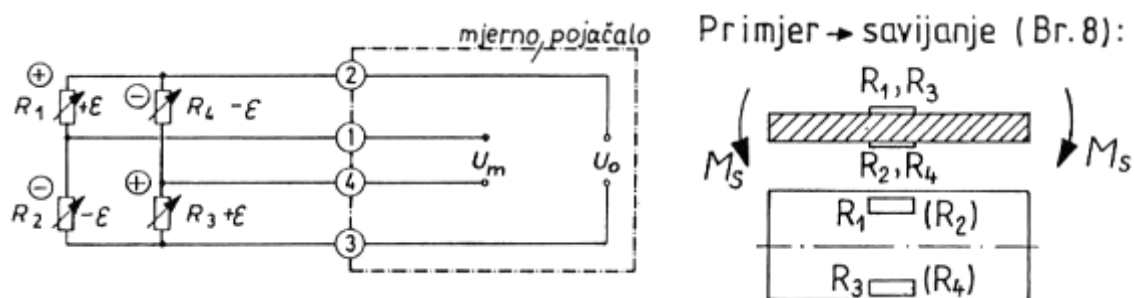
spojeva koji služe mjerenju električnog otpora. Pritom se najčešće upotrebljava Wheatstoneov mjerni most [24].

U mjernom uređaju s Wheatstoneovim mjernim mostom moguća je aktivnost svih četiriju otpora, to znači da su na tim mjestima mjerne trake (puni most), ali mogu biti i dva otpora što čini polu-most ili može biti samo jedan, četvrtinski most aktivan kao mjerna traka [24].

U praktičnom dijelu rada su za mjerenje torzija postavljene tenzometarske trake u puni Wheatstoneov most. Puni most znači da sve četiri grane mosta na mjestima otpornika imaju tenzometre zalijepljene na mjernom objektu tako da dvije i dvije grane imaju jednake deformacije, ali su suprotnog predznaka. Mjerena deformacija u točki objekta se određuje prema sljedećem izrazu:

$$\varepsilon = \frac{1}{k} \cdot \frac{U_M}{U_0} \quad (20)$$

Pri tome je mjereni signal direktno proporcionalan s prosječnom vrijednosti svih mjenjenih duljinskih deformacija objekta na mjestima na mjestima mjernih traka [24].



Slika 33. Tenzometri u spoju punog Wheatstoneovog mjernog mosta [24]

7.2. UREĐAJ ZA BEŽIČNI PRIJENOS PODATAKA

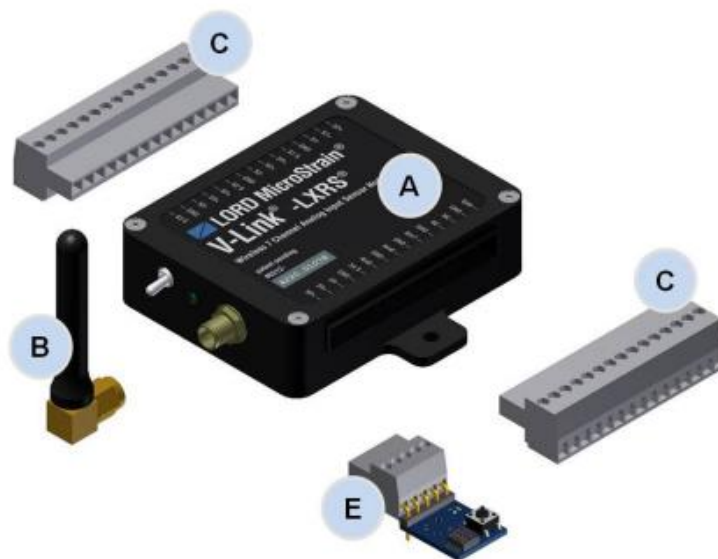
V-Link-LXRS uređaj za bežični prijenos podataka (eng. *V-Link-LXRS wireless sensor node*) ima sedam analognih ulaznih kanala dizajniranih tako da se na njih može spojiti više vrsta Wheatstoneovih mostova i analognih senzora uključujući senzore za mjerenje opterećenja, deformacije, momenta, ubrzanja, tlaka, vibracija, pomaka i magnetskog polja. Postoje tri kanala koja služe za nesimetrično mjerenje sensorima s

jednim izlazom, četiri kanala za diferencijalno mjerenje sensorima te unutarnji senzor za temperaturu u vozilu. Ulazi na V-Linku imaju rezoluciju od 16 bitova s preciznošću mjerenja od $\pm 0.1\%$. Uređaj može bilježiti podatke u unutarnju memoriju i prenositi sinkronizirane podatke u stvarnom vremenu [11].



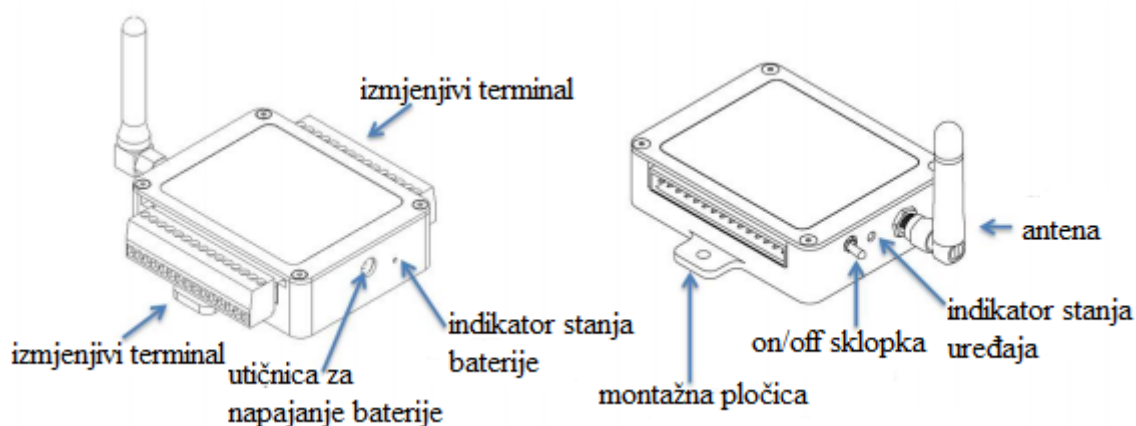
Slika 34. V-Link-LXRS bežični senzorski uređaj [11]

Na slici 34. je prikazano od kojih se dijelova sastoji V-Link-LXRS bežični senzorski kontakt koji je označen slovom A, ostali dijelovi koji su označeni su: B – antena s adapterom, C – izmjenjivi terminal (priključni blok), E – ploča čitača uređaja [11].



Slika 35. Dijelovi V-Link-LXRS bežičnog senzorskog uređaja [11]

V-Link-LXRS bežični senzorski uređaj sadrži utičnicu za napajanje unutarnje baterije ili za vanjsko napajanje uređaja, sklopku za uključivanje/isključivanje, konektor za spajanje antene, izmjenjive terminale za spajanje osjetilnih uređaja i vanjsko napajanje te montažne rupe za instalaciju uređaja. Na slici 36. su prikazani i indikatori na V-Link-LXRS bežičnom senzorskom uređaju, a koji se sastoje od indikatora stanja uređaja i indikatora koji pokazuje stanje baterije [11].

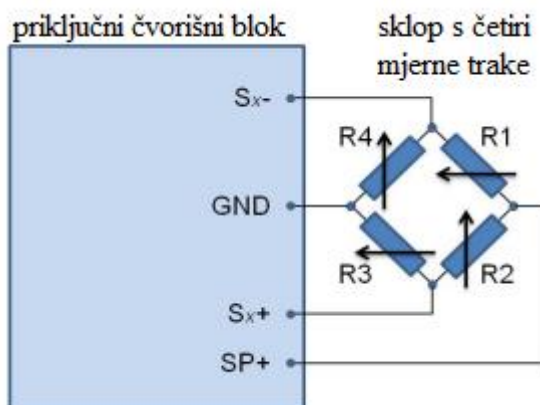


Slika 36. Shematski prikaz dijelova V-Link-LXRS bežičnog senzorskog uređaja [11]

Uređaji mogu imati tri operativna načina rada: mirovanje, prazan hod i aktivni. Uređaj je u aktivnom načinu rada u trenutku kada prikuplja podatke, a da bi se prikupljanje zaustavilo, potrebno je uređaj staviti u stanje mirovanja. Pomoću stanja mirovanja se ne zaustavlja samo sakupljanje uzoraka ili prelaženje iz aktivnog stanja u stanje mirovanje, nego se stanje mirovanja koristi i za konfiguraciju postavki uređaja (kao što su frekvencija i brzina uzimanja uzoraka). Prijelaz uređaja u stanje mirovanja se neće odvit dok traje prikupljanje podataka, već se odvija automatski nakon određenog vremena neaktivnosti koju je postavio sam korisnik. Dok traje stanje mirovanja, potrošnja energije je izuzetno mala. Korištenje bežičnog senzorskog uređaja V-Link-LXRS je moguće samo u zatvorenim prostorima, osim u slučaju ako se uređaj nalazi unutar čvrstog vanjskog kućišta [11].

Budući da su u prethodnom poglavlju opisane tenzometarske mjerne trake koje su u praktičnom dijelu rada prilikom mjerenja torzija namještene u spoju punog Wheatstoneovog mjernog mosta, bit će sada objašnjeno kako se tenzometri koriste u

kombinaciji s V-Link-LXRS bežičnim senzorskim uređajem. U toj se kombinaciji preporuča impedancija od 350Ω ili 1000Ω . Kalibracija u softveru Node Commander za takve uređaje varira ovisno o tipu tenzometra. Na slici 37. je prikazan spoj tenzometarskih traka u punom Wheatstoneovom mjernom mostu, pri čemu je x broj kanala, R_x tenzometar ili otpornik, a strelica \rightarrow vrijednost varijable:



Slika 37. Wheatstoneov puni mjerni most [11]

7.3. WSDA BAZA KOMUNIKACIJSKA STANICA

WSDA baza (eng. *WSDA-Base-101*) je bazna stanica s analognim izlazom koja omogućuje bezgraničnu komunikaciju između glavnog računala, mikro-upravljačkog sklopa i jednog ili više udaljenih bežičnih uređaja. WSDA baza zajedno s Node Commander softverom podržava konfiguraciju bežičnih uređaja uključujući pronalazak, inicijalizaciju, radijsku frekvenciju, brzinu uzorkovanja, čitanje ili pisanje u EEPROM, kalibriranje senzora uređaja, upravljanje baterijama uređaja uključujući mirovanje, buđenje i radni ciklus, te podržava nadogradnju softvera uređaja [12].

WSDA baza omogućuje neprekidan, sinkronizacijski signal na razini cijelog sustava ili „svjetleći znak“ (eng. *beaconing*) koji održava precizno mjerenje vremena za sve uređaje s mjeračima vremena. Sinkronizacija vremena svih senzora u mreži održava se unutar +/- 32 mikrosekunde kao rezultat toga. Posebna značajka WSDA baze ima analognu izlaznu stražnju ploču koja podržava opremu za prikupljanje analognih podataka (eng. *DAQs*). Do 8 senzornih kanala iz jednog ili više bežičnih uređaja se mogu uklopiti u DAQ sa simultanim digitalnim napajanjem u računalo ili u DAQ bez računala (samostalna konfiguracija) [12].



Slika 38. WSDA-Base-101 [12]

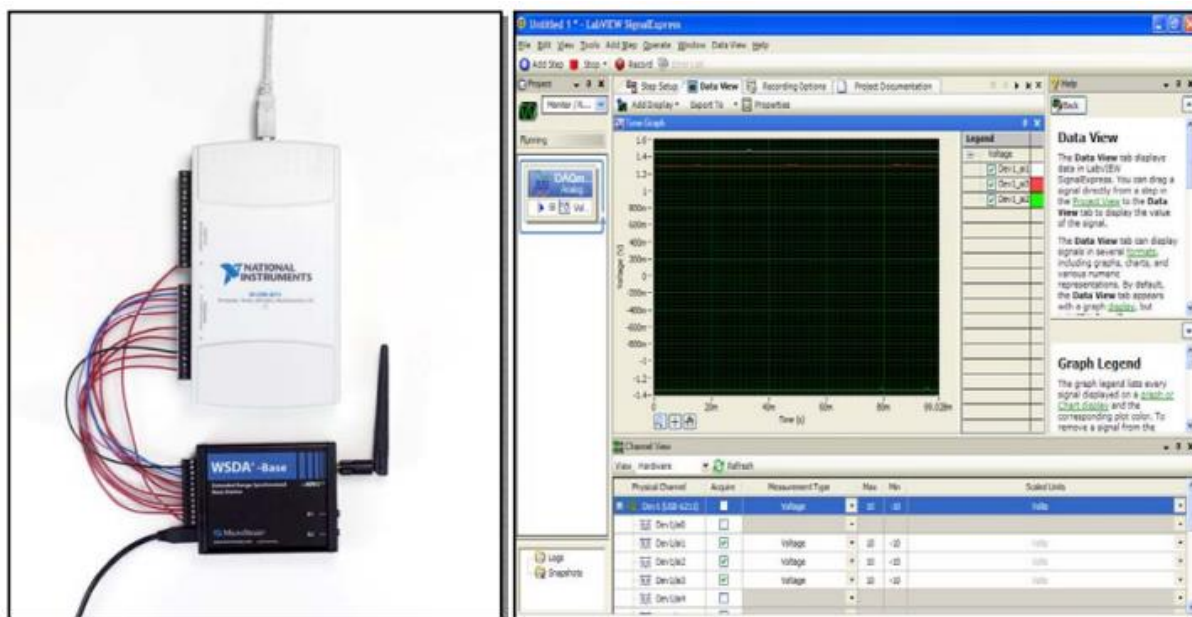
Prikupljanje podataka je proces uzorkovanja signala koji mjere fizički stvarnu okolinu i pretvaranja dobivenih uzoraka u digitalne broječne vrijednosti s kojima je moguće raspolagati na računalu. Sustavi za prikupljanje podataka (eng. *Data Acquisition Systems, DAS* ili *DAQ*) obično pretvaraju analogne valne oblike u digitalne vrijednosti koje se potom obrađuju. Komponente sustava za prikupljanje podataka uključuju:

- senzore koji pretvaraju fizičke parametre u električne signale
- signalni uređaj za pretvorbu senzornih signala u oblik koji se može potom digitalizirati
- analogno-digitalni pretvarači koji pretvaraju uvjetovane senzorne signale u digitalne vrijednosti [12].

Kao sustav za prikupljanje podataka (eng. *DAQ*) u širokoj je uporabi National Instruments USB-6211 uparen sa softverom LabVIEW SignalExpress, kao što je prikazano na slici 39. DAQ je USB utičnica sa 16 bitova, 250 Ks/s te je višenamjenski I/O. Softver konfigurira analogni ulaz bez programiranja i obavlja osnovnu obradu signala, skaliranje inženjerskih jedinica, analize [12].

Analogne funkcije WSDA baze će doslovno raditi s bilo kojim analognim sustavom za prikupljanje podataka koji je sposoban sakupiti analogne signale od 0-3 volti. Ako postoje nesigurnosti uslijed izvođenja operacija s nekim određenim sustavom za

prikupljanje podataka (eng. *DAQ*), korisnik se treba obratiti inženjeru za podršku koji je povezan s MicroStrain-om [12].



**Slika 39. National Instruments USB-6211 povezan s WSDA-Base-101;
softver LabVIEW SignalExpress [12]**

7.4. PRIKUPLJANJE I OBRADA MJERNIH PODATAKA

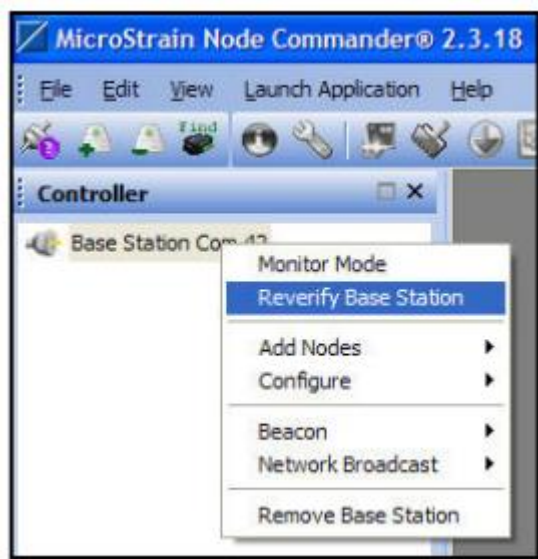
Konfiguracija i upravljanje WSDA bazom (eng. *WSDA-Base-101*) se izvodi pomoću softvera za prikupljanje podataka koji se naziva Node Commander i koji ima LORD MicroStrain bežičnu mrežu senzora. Node Commander služi za upravljanje mXRS bežičnim uređajima i bazama uključujući WSDA bazu. Softver omogućuje konfiguraciju pojedinačnih bežičnih uređaja, konfiguraciju baze, proces sinkroniziranog uzorkovanja, prikaz podataka u stvarnom vremenu i bilježenje podataka u datoteku. Softver također omogućuje korisniku postavljanje bilo kojeg senzora priključenog na bežične uređaje uključujući mjerne trake, senzore pomaka, ćelije opterećenja, pretvornike okretnog momenta, senzore tlaka, mjerače brzine, geofone, temperaturne senzore i ostalo. Softver može otkriti sve bežične uređaje u dometu, postaviti uređaje i baze za rad na odvojenim frekvencijama, istovremeno dobiti podatke iz više uređaja i više baza, upravljati baterijama uređaja uključujući mirovanje, buđenje i radni ciklus, te nadograđivati softvere uređaja. Osim svega navedenog, softver Node Commander osigurava analognu konfiguraciju ili

uparivanje bežičnih uređaja s bazom te konfiguraciju tipke B1 i tipke B2 na prednjoj ploči baze [12].

Tipke B1 i B2 na prednjoj ploči WSDA baze (eng. *WSDA-Base-101*) omogućuju korisniku upravljati jednim ili više bežičnih uređaja, a da pritom nije potrebno glavno računalo i/ili softver Node Commander. Pritiskom na gumb korisnik može poslati bilo koju od nekoliko naredbi pojedinom uređaju ili emitirati naredbe koje se tiču više uređaja. To znači da se baza može premjestiti u udaljeno područje i ne mora pritom biti povezana s glavnim računalom ili koristiti softver Node Commander. Bitno je naglasiti da Node Commander ima postavljene tipke prije daljinskog korištenja ali ne mora biti povezan u slučaju kada se baza udalji. Beacon naredbe zahtijevaju vezu s računalom, osim ako se baza može pomaknuti a da se pritom ne prekine strujno napajanje. Tipke B1 i B2 omogućavaju sljedeće naredbe:

- mirovanje (eng. *Sleep*)
- komunikaciju za pokretanje/zaustavljanje (eng. *Wake/Stop Node*)
- uključivanje sinkronizacijskog signala na razini cijelog sustava (eng. *Enable Beacon*)
- isključivanje sinkronizacijskog signala na razini cijelog sustava (eng. *Disable Beacon*)
- pokretanje ciklusa niskog rada (eng. *Start Low Duty Cycle*)
- pokretanje sinkroniziranog uzorkovanja (eng. *Start Synchronized Sampling*)
- ručno i automatsko zapisivanje podataka (eng. *Arm and Trigger Datalogging*)
- radni ciklus baze (eng. *Cycle Base Station Power*) [12].

Na slici 40. je prikazano kako se uspostavlja komunikacija između softvera Node Commander i baze. Prvo je potrebno pokrenuti softver Node Commander, zatim će se pojaviti baza kao baza Com X u upravljačkom okviru (eng. *Controller*). Zatim se desnim klikom odabere i potvrdi baza (eng. *Reverify Base Station*) [12].

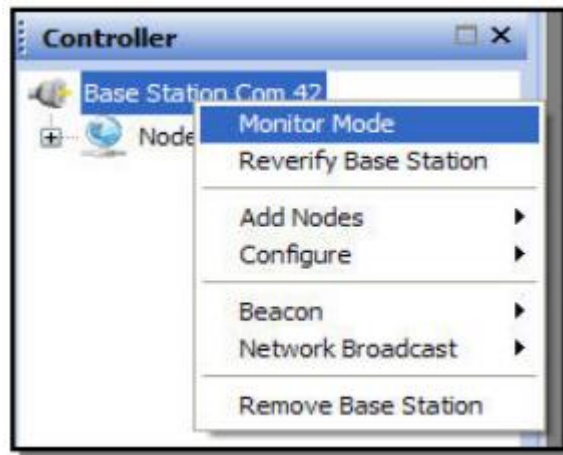


Slika 40. Prikaz povezivanja softvera Node Commander s bazom [12]

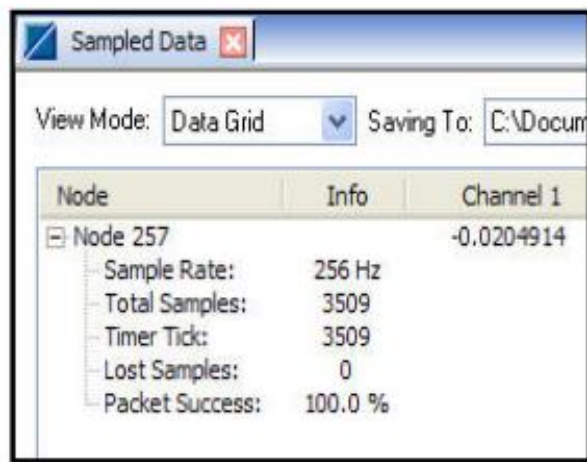
WSDA baza je komunikacijska veza između softvera Node Commander i bežičnih uređaja. Node Commander šalje konfiguracijske naredbe i zahtjeve za podatke senzora preko baze do uređaja. Uređaji šalju svoje potvrde i podatke nazad kroz bazu do Node Commander-a. Jedna sesija uključuje konfiguriranje uređaja, uzorkovanje senzora uređaja, prikaz podataka i bilježenje podataka u datoteku [12].

Monitor Mode jest funkcija softvera Node Commander i daje instrukcije bazi da nadzire aktivnost sinkroniziranog uzorkovanja (eng. *Synchronized Sampling activity*) ili aktivnost ciklusa niskog rada (eng. *Low Duty Cycle*) pomoću bilo kojih bežičnih uređaja na istom radijskom kanalu (frekvenciji) na kojem je baza. Uređaji mogu već biti otkriveni pomoću baze ili ne moraju biti otkriveni. Primjer uporabe ove funkcije bi bilo uzimanje podataka koji dolaze iz bežičnih uređaja koji su postavljeni kako bi započeli nizak radni ciklus pri pokretanju, kada je struja uključena [12].

Na slici 41. je prikazano kako se pokreće Monitor Mode, a na slika 42. služi kao primjer u kojem su prikazani dobiveni podaci uzorkovanja. Svi pronađeni uređaji bit će prikazani zajedno s njihovim podacima [12].



Slika 41. Prikaz pokretanja funkcije Monitor Mode u softveru Node Commander [12]



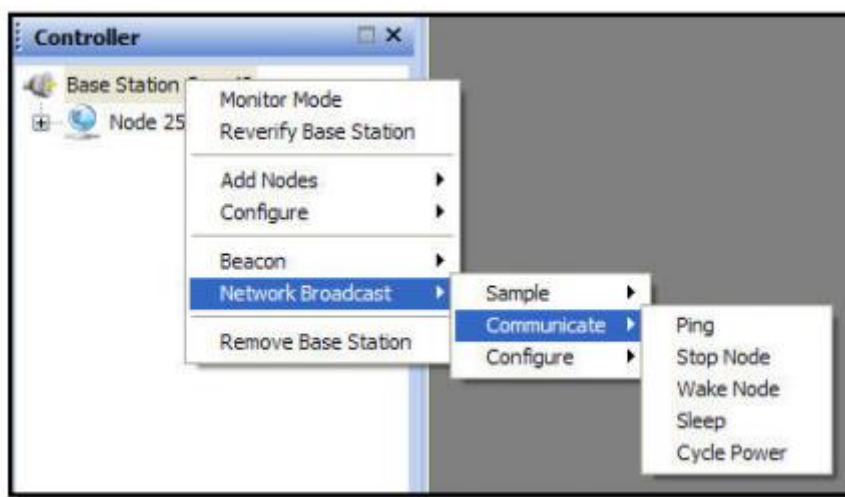
Slika 42. Prikaz dobivenih podataka uzorkovanja u funkciji Monitor Mode [12]

Network Broadcast jest funkcija koja korisniku dopušta istovremeno slanje iste naredbe većem broju bežičnih uređaja. Primjeri uporabe ove funkcije bi bilo narediti svim uređajima da prelaze u stanje mirovanja ili narediti svim uređajima da potaknu sesiju sakupljanja podataka. Funkcija Network Broadcast koristi adresu uređaja 65535 i na njih će odgovoriti samo oni uređaji koji su na istom radijskom kanalu (frekvenciji) na kojoj je i baza [12].

Sljedeći popis prikazuje naredbe funkcije Network Broadcast koje su dostupne:

- Uzorkovanje
 - početak sinkroniziranog uzorkovanja (eng. *Synchronized Sampling Start*)
 - početak ciklusa niskog rada (eng. *Low Duty Cycle Start*)
 - ručno zapisivanje podataka (eng. *Armed Datalogging*)
 - automatsko uključivanje sesije zapisivanja podataka (eng. *Trigger Datalogging Session*)
 - brisanje
- Komunikacija
 - naredba ping (služi za provjeru funkcionalnosti mreže)
 - uređaj za zaustavljanje (eng. *Stop Node*)
 - uređaj za buđenje (eng. *Wake Node*)
 - uređaj za mirovanje (eng. *Sleep*)
 - radni ciklus
- Konfiguracija
 - EEPROM za čitanje/pisanje [12].

Na slici 43. je kao primjer prikazano kako se u softveru Node Commander može odabrati funkcija Network Broadcast preko koje se mogu odabrati tri naredbe: uzorkovanje, komunikacija ili konfiguracija [12].



Slika 43. Prikaz odabira naredbi preko funkcije Network Broadcast u softveru Node Commander [12]

8. ANALIZA MJERENIH PODATAKA

Podaci dobiveni mjerenjem su vrijednosti pomaka u vremenu. Kako je je prilikom mjerenja korištena frekvencija od 512 Hz, podaci se preračunavaju kako bi se dobila tangencijalna naprezanja, torzija, snaga. Mjerenja i proračuni odnose se na 750 min^{-1} jer se i mjerenje odvijalo pri toj brzini vrtnje.

Naprezanja u $\mu\text{m/m}$ podijelila su se s 10^6 kako bi se dobila naprezanja u m/m , zatim su se pomoću formule dobila tangencijalna naprezanja u N/m^2 s tim da je mjerna jedinica γ u m/m , a G u N/m^2 : [15]

$$\tau = \gamma \cdot G \quad (22)$$

G koji ujedno predstavlja modul smicanja izračunava se po formuli: [16]

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} \quad (23)$$

E predstavlja modul elastičnosti i iznosi $206000 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$ dok ν predstavlja Poissonov koeficijent i za čelik iznosi 0,3. Iz razloga što presjek voda vratila nije puni nego prstenasti Polarni moment izračunava se po formuli: [16]

$$\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}, \quad (24)$$

gdje D označava vanjski promjer vratila a on s podataka o mjerenju iznosi 144 mm, a unutarnji promjer iznosi 84 mm. Kako bi dobili polarni moment u m^3 trebamo unutarnji i vanjski promjer podijeliti s 1000.

Stoga se pomoću formule:

$$T = \tau \cdot W_p, \quad (25)$$

odnosno umnoška tangencijalnog naprezanja i polarnog momenta dobije torzijski moment, gdje τ predstavlja tangencijalno naprezanje u N/m^2 , a W_p polarni moment presjeka u m^3 .

[17]

Kada moment torzije koju dobijemo u Nm pomnožimo kutnom brzinom u rad s^{-1} , a kutnu brzinu izračunavamo preko brzine vrtnje koja iznosi 750 min^{-1} te podijelimo s 1000 dobijemo snagu u kW. [18]

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (26)$$

gdje je ω kutna brzina a n brzina vrtnje u min^{-1} .

Source	Node Commander				
Version	1.0				
Timestamp (GMT)	Tick	Node 50075-ch1[μStrain][512 Hz]	Node 50075-Node RSSI(dBm)[512]	Node 50075-Base RSSI(dBm)[512 Hz]	
4.12.2018. 11:19:33,036906250	530	102.498077	-41	-55	
4.12.2018. 11:19:33,038859375	531	103.943663	-41	-55	
4.12.2018. 11:19:33,040812500	532	105.8590645	-41	-55	
4.12.2018. 11:19:33,042765625	533	108.2442815	-41	-55	
4.12.2018. 11:19:33,044718750	534	110.8282666	-41	-55	
4.12.2018. 11:19:33,046671875	535	113.4544146	-41	-55	
4.12.2018. 11:19:33,048625000	536	117.2791943	-41	-55	
4.12.2018. 11:19:33,050578125	537	120.9232758	-41	-55	
4.12.2018. 11:19:33,052531250	538	125.6033606	-41	-55	
4.12.2018. 11:19:33,054484375	539	129.9100024	-41	-55	
4.12.2018. 11:19:33,056437500	540	134.4455286	-41	-55	
4.12.2018. 11:19:33,058390625	541	139.0593574	-41	-55	
4.12.2018. 11:19:33,060343750	542	144.7694223	-41	-55	
4.12.2018. 11:19:33,062296875	543	149.1423201	-41	-55	
4.12.2018. 11:19:33,064250000	544	149.84102	-41	-55	
4.12.2018. 11:19:33,066203125	545	149.5820192	-41	-55	
4.12.2018. 11:19:33,068156250	546	137.0596301	-41	-40	
4.12.2018. 11:19:33,070109375	547	126.4827588	-41	-40	
4.12.2018. 11:19:33,072062500	548	98.23359812	-41	-40	
4.12.2018. 11:19:33,074015625	549	77.27260042	-41	-40	
4.12.2018. 11:19:33,075968750	550	40.27764414	-41	-40	
4.12.2018. 11:19:33,077921875	551	10.70938619	-41	-40	
4.12.2018. 11:19:33,079875000	552	-22.38851104	-41	-40	
4.12.2018. 11:19:33,081828125	553	-50.54129933	-41	-40	
4.12.2018. 11:19:33,083781250	554	-67.67751727	-41	-40	
4.12.2018. 11:19:33,085734375	555	-82.52489064	-41	-40	
4.12.2018. 11:19:33,087687500	556	-77.98334114	-41	-40	
4.12.2018. 11:19:33,089640625	557	-72.65274259	-41	-40	
4.12.2018. 11:19:33,091593750	558	-50.31241487	-41	-40	
4.12.2018. 11:19:33,093546875	559	-34.21220026	-41	-40	
4.12.2018. 11:19:33,095500000	560	-5.023408637	-41	-40	
4.12.2018. 11:19:33,097453125	561	14.71486419	-41	-40	

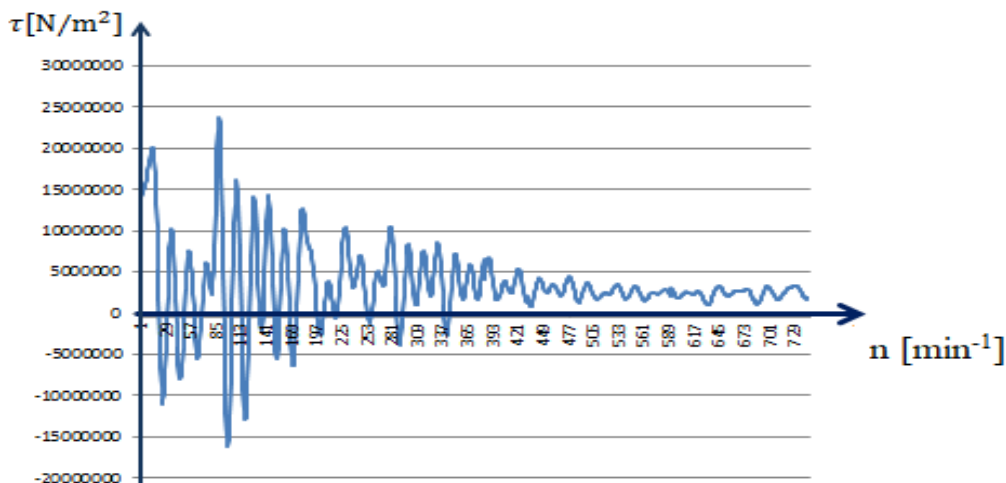
Slika 44. Prikaz dobivenih podataka sa senzora [izvor Luka Bugarin]

Slika 44. predstavlja tabelarni prikaz s podacima koji su prikupljeni s tenzometarske trake. U radu je za proračune korišten Node 50075-CH1(μm/m)[512 Hz]. Taj podatak predstavlja γ , a ta γ predstavlja dvostruku duljinsku deformaciju koja se koristi za izračun tangencijalnog naprezanja.

y	modul smicanja G [Pa]	Tangencijalno naprezanje [Pa]	Polarni moment [m ³]	Torzija [Nm]	Kutna brzina [rad s ⁻¹]	Snaga [kW]	n
	0.000102498	1.339E+11	13724492.51	0.00051841	7114.912951	78.53981634	558.8039564
	0.000103944		13918056.48		7215.258429		566.6850719
	0.000105859		14174528.74		7348.216191		577.1275501
	0.000108244		14493909.29		7513.786237		590.1313911
	0.000110828		14839904.9		7693.153788		604.2188856
	0.000113454		15191546.11		7875.448081		618.5362458
	0.000117279		15703684.12		8140.945497		639.3883642
	0.000120923		16191626.63		8393.899732		659.2553433
	0.000125603		16818289.98		8718.768226		684.7704552
	0.00012991		17394949.32		9017.714142		708.2496125
	0.000134446		18002256.28		9321.548089		732.9766129
	0.000139059		18630047.96		9652.817417		758.1305071
	0.000144769		19384625.65		10049.18207		789.2609141
	0.000149142		19970156.66		10352.72715		813.1012891
	0.000149841		20063712.58		10401.22747		816.9104949
	0.000149582		20029032.37		10383.2489		815.4984619
	0.00013706		18352284.47		9514.006172		747.2282974
	0.000126483		16936041.4		8779.811729		689.5648007
	9.82336E-05		13153478.79		6818.893778		535.5546649
	7.27276E-05		10346801.2		5363.884295		421.2784874
	4.02776E-05		5393176.55		2795.876179		219.5876016
	1.07094E-05		1433986.811		743.392976		58.38594781
	-2.23885E-05		-2997821.628		-1554.100446		-122.0587636
	-5.05413E-05		-6767479.98		-3508.328699		-275.5434917
	-6.76775E-05		-9062019.562		-4697.840761		-368.9675506
	-8.25249E-05		-11050082.86		-5728.472478		-449.9131764
	-7.79833E-05		-10441969.38		-5413.220424		-425.1533379
	-7.26527E-05		-9728202.233		-5043.196461		-396.0917238
	-5.03124E-05		-6736832.351		-3492.440664		-274.2956484
	-3.42122E-05		-4581013.615		-2374.842864		-186.5197224
	-5.02341E-06		-672634.4165		-348.7003485		-27.38686133
	1.47149E-05		1970320.315		1021.433581		80.22320582
	4.00427E-05		5361722.405		2779.570039		218.3069204
	5.91606E-05		7921605.933		4106.639033		322.5346754

Slika 45. Prikaz izračunatih podataka u Excel tablici [izvor Luka Bugarin]

Slika 45. je prikaz izračunatih podataka u Excel tablici i iz tih izračunatih podataka se dobio dijagram koji predstavlja odnos između tangencijalnog napreznaja u N/m^2 i brzine vrtnje u min^{-1} .



Slika 46. Odziv sustava tangencijalnog napreznaja u odnosu na brzinu vrtnje [izvor Luka Bugarin]

Slika 46. predstavlja posljedicu prisilnih vibracija odnosno odziv sustava između tangencijalnog napreznaja i brzine vrtnje. Duljinska deformacija je izmjerena pomoću tenzometarskih traka na vodu vratila, te je ona pomnožena s modulom smicanja dala tangencijalno naprezanje.

Prema pravilniku Hrvatskog registra brodova dio 7 Strojni uređaj nalazi se proračun dopuštenog tangencijalnog naprezanja usljed torzije. Te prema pravilima dopušteno naprezanje uvijek treba biti veće ili jednako od stvarnog odnosno izmjerenog. [14]

$$\tau \leq \tau_{dop} \quad (27)$$

Formula prema kojoj se izračunava dopušteno tangencijalno naprezanje za torziju prema hrvatskom registru brodova:[19]

$$\tau_{dop1} = \pm \frac{R_m+160}{18} C_k \cdot C_d \cdot 1,38, \quad (28)$$

gdje je:

- R_m iznosi 600 N/mm² prema pravilima registra

C_k - faktor ovisan o izvedbi vratila te u ovom slučaju iznosi 0,8; između prednjeg ruba stražnjeg ležaja i prednje brtvenice

d – promjer vratila koji u ovom slučaju iznosi 144 mm

C_d - faktor veličine koji se računa prema sljedećem izrazu: [19]

$$C_d = 0,35 + \frac{0,93}{d^{0,2}} \quad (29)$$

Uvrštavanjem ovih vrijednosti za proračun tangencijalnog naprezanja dobije se dopušteno naprezanje za torziju u trajnom pogonu u području brzine vrtnje od 0,9n÷1,05n (pri čemu „n“ označava brzinu vrtnje), te ono iznosi 32,3589 N/mm² te se iz toga zaključuje da su tangencijalna naprezanja unutar dozvoljenih granica prema usporedbi s izmjerenim naprezanjima koja ne prelaze 25 N/mm². [19]

Prema pravilniku Hrvatskog registra brodova također se proračunaju tangencijalna naprezanja ali za manje brzine od 0,9n÷1,05n za ostale brodove prema sljedećoj formuli:

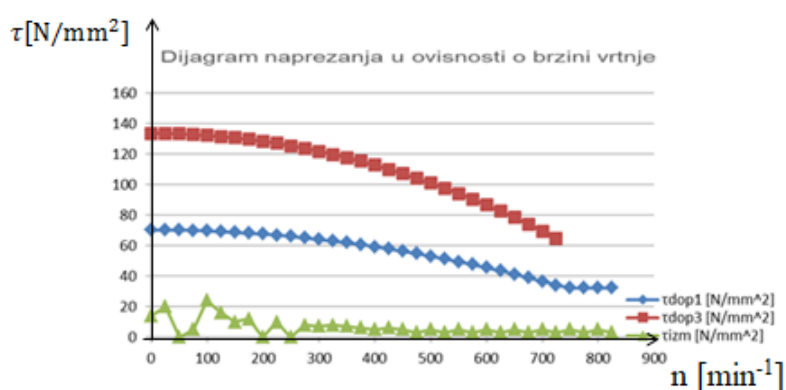
$$\tau_{dop2} = \pm \frac{R_m+160}{18} C_k \cdot C_d \cdot \left[3 - 2 \left(\frac{n_i^2}{n^2} \right) \right] \quad (30)$$

gdje su R_m , C_k , C_d identične vrijednosti opisane kako je prethodno napisano a n_i predstavlja promatranu brzinu vrtnje u min⁻¹, a n predstavlja nazivnu brzinu vrtnje u min⁻¹. Promatрана brzina vrtnje iznosi 750 min⁻¹ [19].

Dopuštena naprezanja za područje brzina vrtnje za trajni poriv, ali kroz koje se dopušta brzo prolaženje računa se sljedećom formulom:

$$\pm \frac{\tau_{dop2}}{\sqrt{C_k}} \quad (31)$$

Svi podatci su prethodno opisani te se daljnjim proračunom dobivaju dopuštena naprezanja za područje brzina vrtnje za trajni poriv ali kroz koje se dopušta brzo prolaženje [19].



Slika 47. Dijagram napreznja u ovisnosti o brzini vrtnje [25]

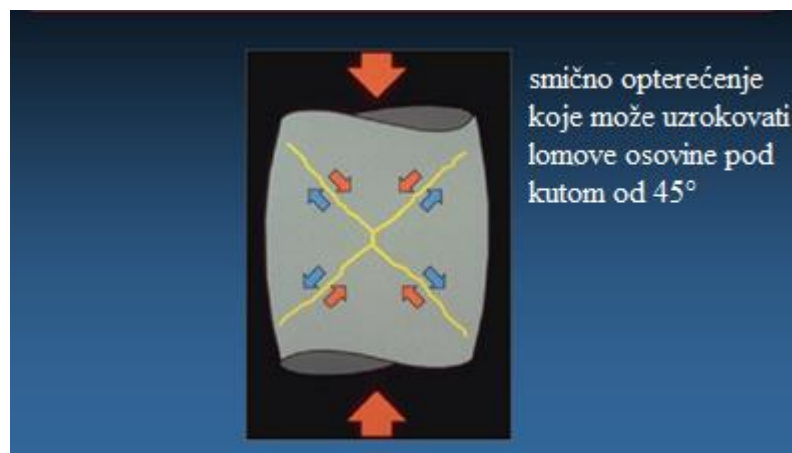
Plava linija do $32,3589 \text{ N/mm}^2$ predstavlja dopuštena napreznja za područje brzina vrtnje nižih od $0,9 n$. Plava linija od $32,3589 \text{ N/mm}^2$ predstavlja dopuštena napreznja od torzijskih vibracija u trajnom pogonu brzina vrtnje $0,9 n \div 1,05 n$, gdje n predstavlja nazivnu brzinu vrtnje u min^{-1} . Crvena linija predstavlja dopuštena napreznja kroz koje se dopušta brzo prolaženje ali je zabranjeno za trajni poriv. Zelena točka predstavlja izmjerena napreznja pri 750 min^{-1} [19].

9. POSLJEDICE PREVELIKIH VIBRACIJA

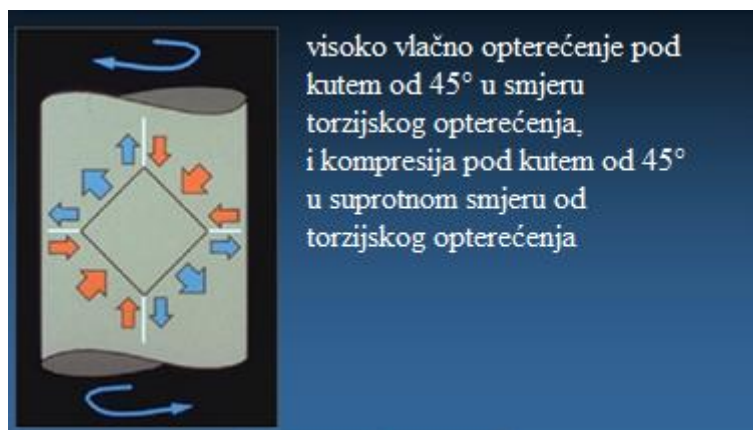
Vibriranje pojedinog elementa, komponente ili sustava prvotno dovodi do različitih opterećenja. Opterećenja mogu biti na: savijanje, vlak, tlak, te torziju, ili izvijanje, a potom dovode i do zamora te u konačnici i do loma pojedinog elementa, komponente, te dijela sustava u slučaju da prelaze dopuštene granice [20].



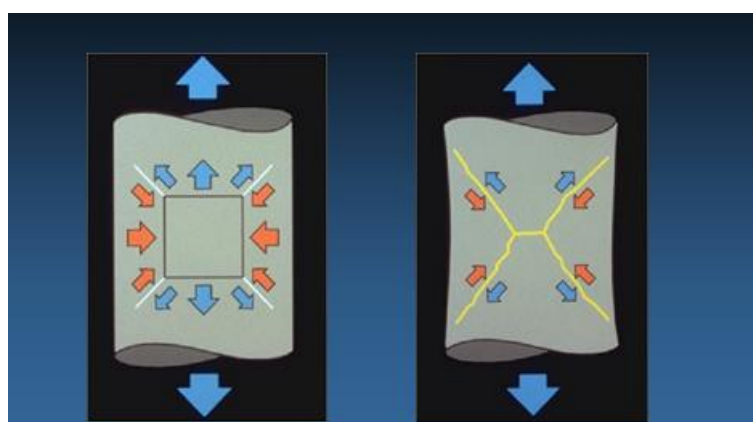
Slika 48. Shema opterećenja na savijanje [20]



Slika 49. Shema opterećenja na tlak [20]

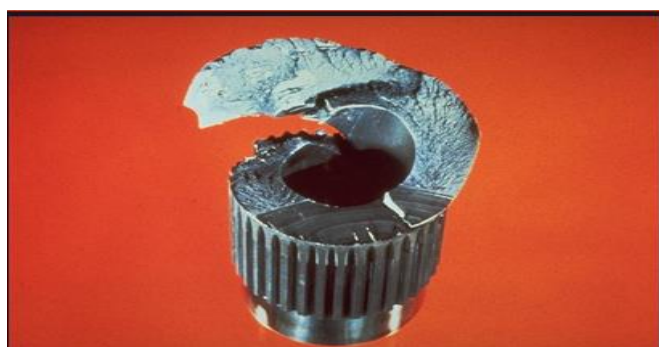


Slika 50. Shema opterećenja na torziju [20]



Slika 51. Shema opterećenja na vlak [20]

Na sljedećim slikama biti će prikazani dijelovi koji su pretrpjeli znatna oštećenja uslijed zamora materijala.



Slika 52. Lom zbog zamora uslijed savijanja [20]



Slika 53. Lom zbog zamora uslijed torzije [20]

Razlozi iz kojeg dolazi do zamora materijala je ili materijal nije dovoljno jak ili su opterećenja prevelika.

Prethodno navedene slike posljedica su prevelikih opterećenja uslijed slobodnih vibracija s gledišta pomaka. Slobodne vibracije s gledišta pomaka mogu biti uzdužne, poprečne i torzijske [2].

Uzdužne vibracije možemo definirati kao one čiji se presjeci vratila pomiču paralelno s uzdužnom osi vratila te se vratilo naizmjenično produljuje i skraćuje. Zbog toga se u presjecima vratila naizmjenično pojavljuju tlačna i vlačna naprezanja koja su jednoliko raspodijeljena po presjeku [2].

Poprečne vibracije možemo definirati kao one čiji se presjeci vratila gibaju okomito na uzdužnu os vratila te izazivaju naizmjenično savijanje u oba smjera. U presjecima vratila se pojavljuju normalna naprezanja jednoliko raspoređena po presjeku [2].

Torzijske vibracije definiramo kao one čiji se presjeci vratila gibaju kružno tj. oko uzdužne osi vratila te se vratilo uvija u oba smjera. U presjecima torzijskih vibracija pojavljuju se tangencijalna naprezanja koja su linearno raspoređena po presjeku [2].

10. ZAKLJUČAK

U brodskom porivnom sustavu pod utjecajem vibracija nastaju različita opterećenja i naprezanja koja mogu negativno utjecati na njegove sastavne dijelove i dovesti do težih kvarova i zastoja. Cilj ovoga rada je pobliže opisati vrste vibracija u brodskom porivnom sustavu s posebnim naglaskom na torzijske vibracije. Zadatak praktičnog dijela rada bilo je mjerenje torzijskih vibracija na vratilu broskog vijka u sklopu porivnog sustava broda Hrvatske ratne mornarice. Porivni sustav tog broda se sastoji od srednjekretnog broskog motora, spojke koja je spojena s vodom vratila i od broskog vijka s upravljivim usponom. U radu je podrobno opisana provedena metoda mjerenja kao i mjerna oprema, te se ukazalo na kompleksnost i važnost pravilnog postavljanja opreme, pogotovo tenzometarskih traka za mjerenje naprezanja.

Nakon što su izmjerene torzijske vibracije na vodu vratila broskog vijka, uslijedila je njihova analiza i pritom se nastojalo provjeriti udovoljavaju li tangencijalna naprezanja klasifikacijskim pravilima Hrvatskog registra brodova. Na kraju rada su opisani rezultati mjerenja i analize, pri čemu zaključeno kako su tangencijalna naprezanja u skladu s klasifikacijskim pravilima, jer su unutar dopuštenih granica.

LITERATURA

- [1] Caterpillar: *Vibration Application & Installation guide*,
<http://s7d2.scene7.com/is/content/Caterpillar/CM20160713-53120-09271>,
(pristupljeno 18.3.2019.)
- [2] Vulić, N.: *Modeliranje i simuliranje vibracija mehaničkog sustava s jednim stupnjem slobode gibanja*, PowerPoint prezentacija, Split, akad. god. 2017/18.
- [3] Vulić, N.: *Modeliranje i simuliranje vibracija mehaničkog sustava s dva stupnja slobode gibanja*, PowerPoint prezentacija, Split, akad. god. 2017/18
- [4] Jenzer, J.: *Some Vibration Aspects of Modern Ship Installations*, Wärtsilä NSD Switzerland Ltd, Winterthur, srpanj 1996., ponovno tiskano u listopadu 1997.
- [5] *Vibracije*, Hrvatska tehnička enciklopedija Leksikografskog zavoda Miroslav Krleža, <http://tehnika.lzmk.hr/tehnickaenciklopedija/vibracije.pdf>, (pristupljeno: 20.3.2019.)
- [6] MAN B&W: *An Introduction to Vibration Aspects of Two-Stroke Diesel Engines in Ships*, MAN B&W Diesel A/S, P. 9207-222, 1992.,
http://www.lme.ntua.gr:8080/academic-info-1/prospheromena-mathemata/egkatastaseis-prooses/files/vib_esp.pdf, (pristupljeno 22.3.2019.)
- [7] Senjanović, I.: *Vibracije broda III*, Sveučilište u Zagrebu, Zagreb, 1981.
- [8] Dresig, H.; Holzweißig F.: *Dynamics of Machinery. Theory and Applications*. Berlin; London: Springer, 2010.
- [9] *tenzometrija*, Hrvatska tehnička enciklopedija Leksikografskog zavoda Miroslav Krleža, <http://tehnika.lzmk.hr/tehnickaenciklopedija/tenzometrija.pdf>,
(pristupljeno: 5.04.2019.)
- [10] Hoffman, K: *An Introduction to Measurements using Strain Gages*, Hottinger, Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstast, 1989., str. 7-15.
- [11] V-Link-LXRS, <http://files.microstrain.com/V-Link-LXRS-Quick-Start-Guide.pdf>,
(pristupljeno 10.04.2019.)
- [12] WSDA-Base-101, User Guide,
<https://www.microstrain.com/wireless/wnda-base-analog>, (pristupljeno 20.5.2019.)
- [13] Senjanović, I.: *Vibracije broda I*, Sveučilište u Zagrebu, Zagreb, 1981.
- [14] Kulenović, Z.: *Elementi brodskih strojeva i konstrukcija*, Pomorski fakultet Sveučilišta u Splitu, Split, 2012.

- [15] *Smicanje*, Wikipedija, Slobodna enciklopedija,
<https://hr.wikipedia.org/wiki/Smicanje>, (pristupljeno 12.6.2019.)
- [16] Kraut, B.: *Strojarski priručnik*, deveto hrvatsko ili srpsko izdanje, potpuno prerađeno i dopunjeno, Zagreb: Tehnička knjiga, 1954.,
http://161.53.66.8/shared/PRIRUCNICI-1/Kraut-Strojarski_prirucnik_1987.pdf
(pristupljeno 12.6.2019.)
- [17] Podrug, S.: *Elementi strojeva, Predavanja za stručni i preddiplomski studij BRODOGRADNJE za školsku godinu 2007./2008.*, Split, 2008.,
<http://marjan.fesb.hr/~spodrug/Elementi-640-predavanja/Predavanja%20es%20bgd%202007-2008.pdf>, (pristupljeno 14.6.2019.)
- [18] Kutna brzina, Wikipedija, Slobodna enciklopedija,
https://hr.wikipedia.org/wiki/Kutna_brzina, (pristupljeno 15.6. 2019.)
- [19] *Rules for the classification of ships, Part 7 – Machinery installation*, Croatian Register of Shipping, Split, 2018.,
http://www.crs.hr/Portals/0/2sxc/KlasifikacijskaPravila/pdfjs/web/viewer.html?file=/Portals/0/HRB%20CRS%20pravila/Rules%20for%20the%20classification%20of%20ships,%20Pt.%207,%202018_01.pdf, (pristupljeno 15.6.2019)
- [20] Radica, G.: *Dijagnostika kvarova – Caterpillar*, prezentacija, 2005.
- [21] B&W ALPHA, *Instruction manual*
- [22] *Strain gauge*, Wikipedia, The Free Encyclopedia,
https://en.wikipedia.org/wiki/Strain_gauge, (pristupljeno 14.6.2019.)
- [23] *Tenzometrija*, Wikipedija, Slobodna enciklopedija,
<https://hr.wikipedia.org/wiki/Tenzometrija>, (pristupljeno 14.6.2019.)
- [24] *Metoda tenzometrije*, Strojarski fakultet Slavonski Brod,
http://www.sfsb.unios.hr/ksk/cvrstoca/web_cvrstoca/N_eksperiment/N_d.pdf
(pristupljen 15.6.2019.)
- [25] UR M68 Dimensions of propulsion shafts and their permissible torsional vibration stresses – Rev. 2 Apr 2015,
<http://www.iacs.org.uk/publications/unified-requirements/ur-m/ur-m68-rev2-cln/>, (pristupljen 25.6.2019.)

POPIS SLIKA

Slika 1.	Uzbudne sile stroja i broskog vijka na osovini i oplati trupa.....	2
Slika 2.	Osnovni elementi vibracijskih modela.....	5
Slika 3.	Odziv X s obzirom na vibracijski sustav koji je podređen periodičkoj uzbudnoj sili T (f_n = prirodna frekvencija, f_e = frekvencija uzbude).....	7
Slika 4.	Shema vibracijskog sustava.....	8
Slika 5.	Prikaz krivulje savijanja sa i bez prigušenja.....	10
Slika 6.	Uzbudne sile stroja i broskog vijka.....	10
Slika 7.	Mehanički sustav s jednim stupnjem slobode [izvor: Luka Bugarin, napravljeno u programu Simulation X].....	12
Slika 8.	Vibracije s podkritičnim prigušenjem.....	14
Slika 9.	Odziv sustava s nadkritičnim prigušenjem.....	14
Slika 10.	Odziv sustava s kritičnim prigušenjem.....	15
Slika 11.	Neperiodično gibanje pri nadkritičnom (1), kritičnom (2) i podkritičnom prigušenju (3) uz $\varphi_0 = 0$	15
Slika 12.	Pomak sustava uslijed slobodnih neprigušenih vibracija.....	17
Slika 13.	Shema stvarnog broskog porivnog sustava.....	18
Slika 14.	Slobodne neprigušene vibracije sustava s dva stupnja slobode gibanja te prikaz sila na pojedine mase.....	19
Slika 15.	Shema modela sustava s dva stupnja slobode gibanja [izvor: Luka Bugarin, napravljeno u programu Simulation X].....	20
Slika 16.	Dodatna torzijska naprezanja u koljenastom vratilu (a) i u međuvratilu (b) kod dvotaktnog 7-cilindričnog Dieselog broskog motora s četverokrlnim broskim vijkom.....	21
Slika 17.	Sheme povoljnog položaja glavnog stroja uzduž broda s gledišta vibracija.....	23
Slika 18.	Brodski porivni stroj B&W Alpha 10V23L-VO [izvor Luka Bugarin].....	24
Slika 19.	Prikaz međusobno spojenih tenzometarskih traka te nalijepljeni na dio očišćenog vratilnog voda [izvor Luka Bugarin].....	25

Slika 20.	Izgled tenzometarskih traka nakon zalemljenih žica [izvor Luka Bugarin].....	26
Slika 21.	Prikaz tenzometarskih traka sa zalemljenim žicama nakon pričvršćivanja izolir trakom [izvor Luka Bugarin].....	27
Slika 22.	Prikaz pričvršćenja senzora na vratilni vod [izvor Luka Bugarin].....	28
Slika 23.	Prikaz odgovarajućeg spajanja žica u senzor [izvor Luka Bugarin].....	29
Slika 24.	Prikaz završne faze postavljanja tenzometarskih traka i senzora prije prikupljanja podataka [izvor Luka Bugarin].....	30
Slika 25.	Shematski prikaz žičanog tenzometra.....	31
Slika 26.	Shematski prikaz tenzometra s metalnom folijom.....	31
Slika 27.	Shematski prikaz poluvodičkog tenzometra.....	32
Slika 28.	Shema kapacitivnog tenzometra.....	33
Slika 29.	Mehanički ekstenzometar.....	33
Slika 30.	Tipična tenzometarska mjerna traka.....	34
Slika 31.	Lijepljenje tenzometra na površinu objekta.....	34
Slika 32.	Shematski prikaz Wheatstoneovog punog mjernog mosta.....	35
Slika 33.	Tenzometri u spoju punog Wheatstoneovog mjernog mosta.....	36
Slika 34.	V-Link-LXRS bežični senzorski uređaj.....	37
Slika 35.	Dijelovi V-Link-LXRS bežičnog senzorskog uređaja.....	37
Slika 36.	Shematski prikaz dijelova V-Link-LXRS bežičnog senzorskog uređaja.....	38
Slika 37.	Wheatstoneov puni mjerni most.....	39
Slika 38.	WSDA-Base-101.....	40
Slika 39.	National Instruments USB-6211 povezan s WSDA-Base-101; softver LabVIEW SignalExpress.....	41
Slika 40.	Prikaz povezivanja softvera Node Commander s bazom.....	43
Slika 41.	Prikaz pokretanja funkcije Monitor Mode u softveru Node Commander....	43
Slika 42.	Prikaz dobivenih podataka uzorkovanja u funkciji Monitor Mode.....	43
Slika 43.	Prikaz odabira naredbi preko funkcije Network Broadcast u softveru Node Commander.....	45
Slika 44.	Prikaz dobivenih podataka sa senzora [izvor Luka Bugarin].....	47
Slika 45.	Prikaz izračunatih podataka u Excel tablici [izvor Luka Bugarin].....	48

Slika 46.	Odziv sustava tangencijalnog naprezanja u odnosu na brzinu vrtnje [izvor Luka Bugarin].....	48
Slika 47.	Dijagram naprezanja u ovisnosti o brzini vrtnje [izvor Luka Bugarin prema uputama prof.dr.sc Nenada Vulića].....	50
Slika 48.	Shema opterećenja na savijanje.....	51
Slika 49.	Shema opterećenja na tlak.....	51
Slika 50.	Shema opterećenja na torziju.....	52
Slika 51.	Shema opterećenja na vlak.....	52
Slika 52.	Znatno oštećenje zbog zamora uslijed savijanja.....	52
Slika 53.	Znatno oštećenje zbog zamora usljed torzije.....	53

POPIS TABLICA

Tablica 1. Neuravnoteženi momenti dva tipična pogonska stroja, [kNm].....	11
---	----