

**FS**UNIVERZA V LJUBLJANI
Fakulteta za strojništvo

Višja dinamika: laboratorijske vaje

2. stopnja RR

dr. Klemen Zaletelj, dr. Martin Česnik, dr. Miha Pogačar, dr. Janko Slavič, Špela Bolka, Luka Knez

10. september 2025

1	Vibracijsko testiranje izdelkov	2
2	Analitična mehanika	9
3	Karakterizacija sistema z več prostostnimi stopnjami	18
4	Prečno nihanje jermena	24
5	Lastne frekvence zveznega sistema - nosilec	27
	Literatura	30

Gradivo podaja nujne izraze za sledenje laboratorijskim vajam, pri čemer se predpostavlja znanje s predavanj in vaj.

Študent:			
Lab. vaja	Datum	Ocena	Podpis asistenta
Prva			
Druga			
Tretja			
Četrta			
Peta			

Zadnja različica se nahaja na:

<http://lab.fs.uni-lj.si/ladisk/data/pdf/LaboratorijskeVajeVD.pdf>

1 Vibracijsko testiranje izdelkov

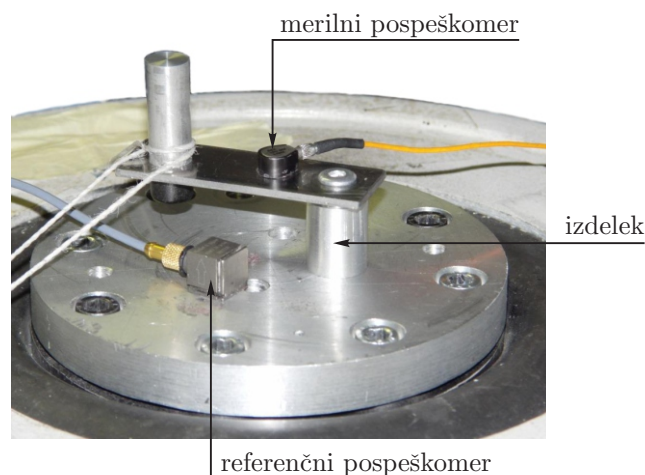
1.1 Namen vaje

V mnogih panogah industrije, predvsem pa v avtomobilski, pomorski in letalski, so vibracijska testiranja splošna praksa. Z njimi se preveri, ali bodo posamezni sestavni deli, glede na pričakovane obremenitve, zdržali celotno življenjsko dobo brez poškodb. Dobavitelj tako z vibracijskimi testi preveri oziroma dokaže ustreznost svojega izdelka.

Namen te vaje je predstaviti bistvene korake vibracijskega testiranja na industrijskem izdelku. Spoznali boste osnove rokovanja s stresalnikom, s pomočjo katerega vzbujaamo preizkušance, predvideli omejitve testirnega sistema ter spoznali razlike med naključnim, sinusnim ter impulznim vzbujanjem. Na koncu boste tudi ocenili, ali je testirani izdelek vibracijsko ustrezen.

1.2 Definicija naloge

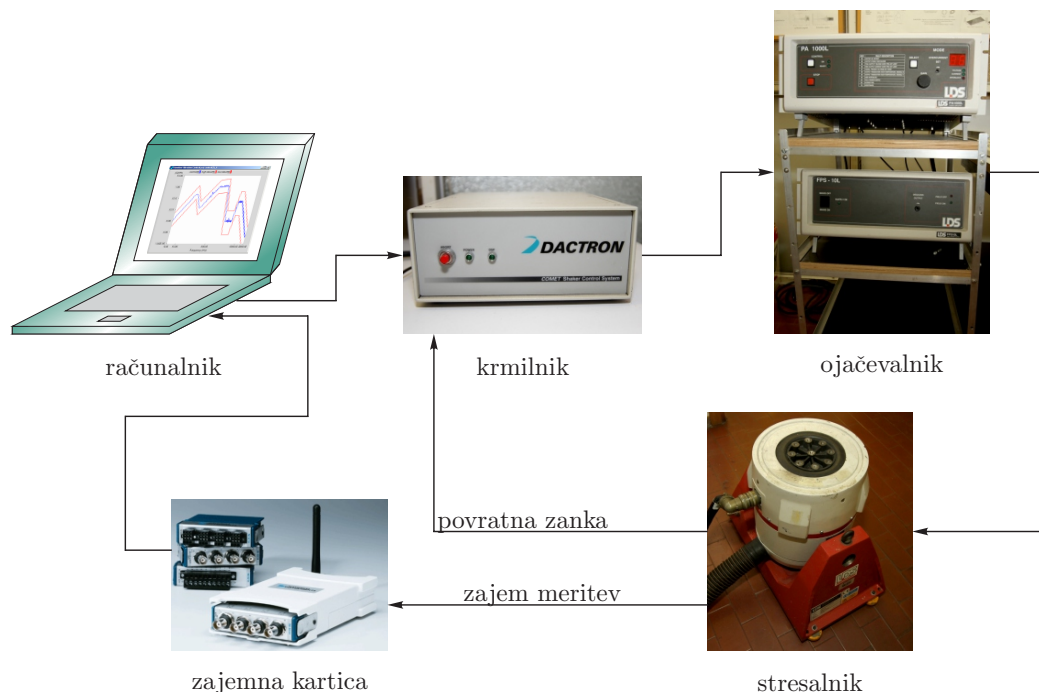
Vaša naloga je izvesti namišljen pospešeni vibracijski preizkus 'izdelka', prikazanega na sliki 1. Preveriti je potrebno, ali je z dano merilno opremo izdelek možno testirati, izmeriti lastne frekvence izdelka, nato pa še preveriti, ali izdelek vzdrži obremenitve, ki se pojavijo pri pospešenem vibracijskem preizkusu.



Slika 1: Preizkušane in vpenjalo.

1.3 Stresalnik LDS V555

Pri laboratorijski vaji bo uporabljen stresalnik LDS V555, ki je prikazan na sliki 2, njegove karakteristike pa so podane v tabeli 1. Uporabljeni tip stresalnika je elektrodinamični, kar pomeni, da generira vibracije s pomočjo magnetnega polja, znotraj katerega se nahaja feromagnetno jedro. Stresalnik je med delovanjem vezan v merilno zanko, prikazano na sliki 2. Na računalniku nastavimo parametre vzbujaanja, nato pa krmilnik preko povratne zanke (merjenje amplitude pospeška z referenčnim pospeškometerom, prikazanim na sliki 1) med samo meritvijo tudi poskrbi, da so pomiki stresalnika skladni s predpisanimi karakteristikami vzbujaanja. Krmilni signal nato preko ojačevalnika poskrbi za ustrezno vzbujaanje



Slika 2: Merilna shema.

elektromagnetne tuljave stresalnika. Vibracijski odziv izdelka se nato zajema preko zajemne kartice na računalnik.

Stresalnik ima uporabno frekvenčno območje od 5 do 6300 Hz, krmilnik stresalnika pa omogoča naključno, sinusno in impulzno vzbujanje.

Tabela 1: Karakteristike stresalnika LDS V555.

Lastnost	Vrednost
Največja vektorska sila za sinusno vzbujanje	940 N
Največja vektorska sila za naključni signal	636 N
Masa armature	0,99 kg
Lastna frekvenca prazne armature	4850 Hz
Uporabno frekvenčno območje	5 → 6300 Hz
Največji pospešek	981 m/s ²
Največja hitrost	1,5 m/s
Največji odmik	25,4 mm
Največja možna dodana masa na armaturi	25 kg
Premer pritrdilne plošče armature	ϕ 110 mm
Mere: višina×širina×dolžina	430×300×530 mm

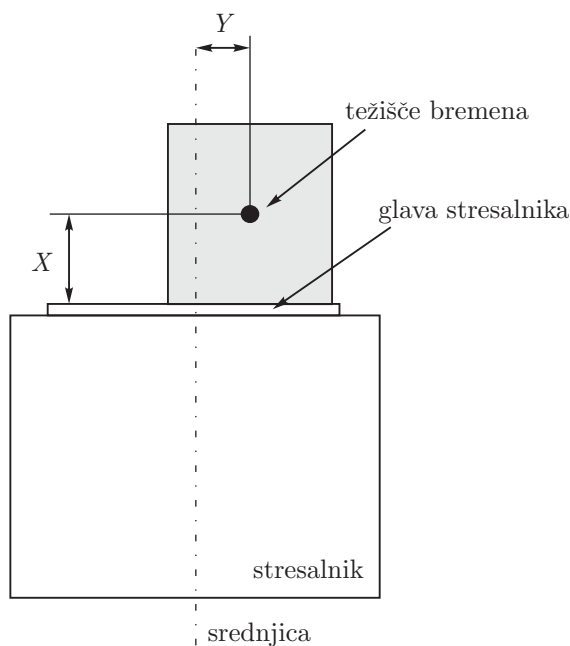
1.3.1 Preračun omejitev stresalnika

Največja dovoljena masa. Zaradi statičnih obremenitev na ležaje, ki vodijo glavo stresalnika v osni smeri (predvsem v primeru, da se stresalnik zvrne v horizontalno lego), je omejena največja masa *bremena*

(vpenjalo in izdelek), ki jo lahko testiramo. V navodilih za uporabo stresalnika [1] najdemo vse potrebne enačbe za preračun. Največjo maso dovoljenega bremena P izračunamo po sledeči enačbi:

$$P = \frac{A}{(B + X)} \quad \text{v [kg]}, \quad (1)$$

kjer sta A in B konstanti obremenitve ležajev, ki ju poda proizvajalec stresalnikov ($A = 567 \text{ kg mm}$, $B = 44 \text{ mm}$), X pa predstavlja razdaljo od glave stresalnika do težišča bremena (prikazano na sliki 3).



Slika 3: Težišče bremena glede na armaturo in os stresalnika.

Največji pospešek. Večja kot je masa na stresalniku, manjše pospeške lahko dosegamo, saj imamo omejeno maksimalno silo. To si najlažje razložimo z drugim Newtonovim zakonom, velja:

$$a = \frac{F}{M}, \quad (2)$$

kjer je F največja sila, ki jo lahko izvede stresalnik (tabela 1), M je masa bremena na stresalniku, a pa je največji teoretični pospešek, ki ga še lahko dosežemo¹.

Omejitve hitrosti in pomika. Poleg največje dovoljene mase ima stresalnik še druge omejitve, ki so odvisne od frekvence vzbujanja:

- Od 5 do 20 Hz je največji pomik omejen do 25,4 mm.
- Od 20 do 100 Hz je največja dovoljena hitrost 1,5 m/s.
- Od 100 Hz navzgor je največji dovoljeni pospešek 981 m/s².

¹Bolj podroben izračun ni predmet te laboratorijske vaje.

Ekscentričnost obremenitve stresalnika. Kadar je breme vpeto ekscentrično, so ležaji stresalnika obremenjeni z dinamičnim momentom. Navodila za uporabo stresalnika [1] predpisujejo izračun maksimalnega dovoljenega pospeška vzbujanja a_c , ki še ne predstavlja nevarnosti za poškodbe stresalnika. Pospešek je odvisen od najnižje vzbujevalne frekvence. Velja:

$$a_c = \frac{(A - M Y) \pi^2 f^2}{250 B C} \quad \text{v [g]}, \quad (3)$$

kjer je C konstanta ($C = 2280 \text{ N/mm}$), f predstavlja najnižjo frekvenco testiranja, M pa je masa bremena.

Lastna frekvenca vpenjala. Za zagotavljanje ustreznega vibracijskega profila pritrditev vpenjala in njegova lastna dinamika ne smeta vplivati na nivo in obliko vibracijskega signala. To pomeni, da mora biti prva lastna frekvenca vpenjala dovolj oddaljena od najvišje frekvence vzbujanja. Med drugim je potrebno preveriti tudi ustreznost lastne frekvence pritrdilnih vijakov. Najprej je potrebno določiti skupno togost vijakov K :

$$K = \frac{E A_v n}{L} \quad \text{v [N/m]}, \quad (4)$$

kjer je E Youngov modul materiala vijakov (ponavadi jeklo), A_v je strižni presek posameznega vijaka, n je število uporabljenih vijakov, L pa dolžina posameznega vijaka. Prvo lastno frekvenco F_l ocenimo kot:

$$F_l = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad \text{v [Hz]}. \quad (5)$$

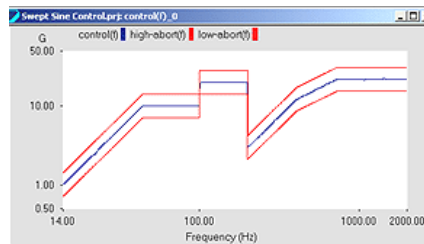
1.3.2 Tipi vzbujanj

Stresalnik omogoča tri tipe vzbujanja - sinusni prelet (angl. *sine sweep*), širokospektralno naključno vzbujanje (angl. *broadband random excitation*) in impulzno vzbujanje. Prva dva tipa podajamo v frekvenčni, zadnjega pa v časovni domeni.

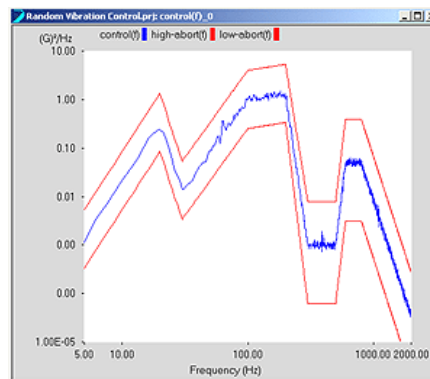
Obliko vzbujevalnega signala, denimo obliko udarca pri impulzni motnji ali spreminjanje amplitude signala v odvisnosti od frekvence pri sinusnem preletu, imenujemo *profil vzbujevalnega signala*.

Sinusni prelet Zgodovinsko gledano je bil sinusni prelet prvi profil, ki so ga stresalniki uporabljali. Zanj je značilno, da preizkušane vzbuja od najnižje frekvence proti najvišji in nazaj. Celotno frekvenčno območje torej "preletimo", za vsako frekvenco pa lahko nastavimo poljubno amplitudo pospeška (primer je prikazan na sliki 4). Naenkrat se vzbuja le majhno frekvenčno območje, zato je ta profil še posebej primeren za preučevanje nelinearnih sistemov.

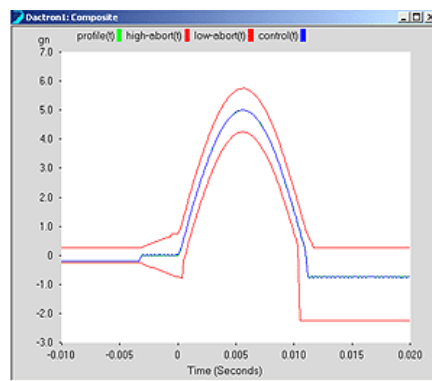
Širokospektralno naključno vzbujanje Spekter je sestavljen iz neskončno različnih sinusov, ki se razlikujejo v amplitudi in frekvenci, zato je vzbujanje preizkušanca naključno. Tako dobro popišemo vzbujanja iz narave, npr. vožnjo po cesti. Oblika spektra tega profila je lahko torej poljubna, omejitve nam predstavljajo le fizične zmogljivosti stresalnika in krmilnika. Primer širokospektralnega naključnega profila vidimo na sliki 5.



Slika 4: Primer sinusnega profila. [2]



Slika 5: Primer širokospektralnega naključnega profila. [2]



Slika 6: Primer impulznega profila (polsinus). [2]

Impulzno vzbujanje S pomočjo stresalnika generiramo impulz. Za impulz predpišemo obliko v časovni domeni (polsinus, trikotno, rampa...), amplitudo ter trajanje v milisekundah, primer je prikazan na sliki 6. Ta profil se običajno uporablja za simuliranje udarcev na izdelek, npr. zapiranje vrat, obremenitev izdelka med prometno nesrečo...

1.4 Meritve

Namišljen izdelek, ki je prikazan na sliki 1, boste pritrdili na glavo stresalnika LDS V555, ki bo vzbujal izdelek. Poleg tega boste potrebovali še krmilnik, ojačevalnik in osebni računalnik. Pri tej laboratorijski vaji je potrebno:

1. Preverite, ali z izbranim stresalnikom lahko testirate izdelek.
2. Določite lastne frekvence izdelka.
3. Preverite, če izdelek zdrži predpisane udarne teste.
4. Preverite, če izdelek zdrži predpisane obremenitve pospešenega vibracijskega preizkusa.

1.4.1 Preverjanje zmogljivosti stresalnika

Podatki, potrebni za preračun, so podani v tabeli 2.

Tabela 2: Podatki o bremenu	
Podatek	Vrednost
Masa vpenjala in izdelka	0.43 kg
Odmik od armature (X)	25 mm
Debalans glede na os stresalnika (Y)	20 mm
Najnižja vzbujevalna frekvenca	150 Hz
Tip uporabljenega vijaka	M6x45 mm
Število vijakov	8

1.4.2 Določanje lastnih frekvenc

Lastne frekvence izdelka določite iz frekvenčne prenosne funkcije (razmerje med amplitudama odziva in vzbujanja):

$$FPF = \frac{a_{odz}}{a_{vzb}}. \quad (6)$$

Pri obravnavanem primeru je amplituda odziva amplituda pospeškov, merjenih na izdelku, amplituda vhodnega signala pa amplituda pospeškov referenčnega pospeškometera. Referenčni pospeškometer je potrebno pritrditi na vznožje vpenjala, merilni pospeškometer pa na ustrezno mesto na izdelku. Za določanje lastnih frekvenc izdelka uporabite vzbujanje s sinusnim preletom od 150 Hz do 1000 Hz z amplitudo 10 m/s^2 ter hitrostjo preleta dveh oktav na minuto.

1.4.3 Udarni testi

V naslednji fazi je potrebno preveriti odpornost izdelka na udarce. V ta namen se izdelek vzbuja s šestimi impulzi. Impulzi so plosinusne oblike z amplitudo 50 m/s^2 ter trajajo 10 ms. Izdelek mora brez poškodb preživeti vse impulze.

1.4.4 Pospešeni vibracijski testi življenjske dobe

Ena od nalog vibracijskega testiranja je tudi preverjanje ali izdelek zdrži celotno življenjsko dobo. Vzbujevalni profili so izbrani tako, da so amplitude višje od tistih, ki bi se pojavile pri normalni uporabi. Pospešeni vibracijski test tako tipično v cca 50 do 100 urah testiranja obremeni izdelek podobno kakor bi bil obremenjen v nekaj letih v realni aplikaciji. V okviru laboratorijske vaje boste izdelek 5 minut vzbujali s povečanim širokospektralnim naključnim profilom, podanim v tabeli 3. Izdelek mora biti po testu brez vidnih poškodb.

Tabela 3: Parametri za naključni profil.

Frekvenca [Hz]	Močnostni spekter $[(\text{m/s}^2)^2/\text{Hz}]$
150	40
250	40
300	30
600	30
650	15
1000	15

1.5 Pregled meritev in rezultati

Simbol	Vrednost	Enota
--------	----------	-------

Preračun omejitev stresalnika

P		kg
a_c		g
F_l		Hz

Lastne frekvence preizkušanca

f_1		Hz
f_2		Hz
f_3		Hz
f_4		Hz
f_5		Hz
f_6		Hz

1.6 Teoretična vprašanja

1. Zakaj izdelke vibracijsko testiramo?
2. Ali mora biti vzbujanje pod prvo lastno frekvenco vpetja?
3. Ali mesto pritrditve referenčnega pospeškomera vpliva na vzbujanje?
4. Ali je pomembno, kam pritrdimo pospeškomera, ko merimo FPF?
5. Ali bi pri linearnem sistemu dobili enako FPF ob sinusnem in naključnem vzbujanju? Kaj pa pri nelinearnem sistemu?
6. Kakšna je razlika med sinusnim, impulznim in naključnim vzbujanjem?
7. Kako vpliva masa bremena na velikost pospeška, ki ga še lahko izvede stresalnik?
8. Kakšne omejitve ima stresalnik?
9. Zakaj je ekscentrično breme nevarno za stresalnik?

2 Analitična mehanika

2.1 Analitična statika

2.1.1 Namen vaje

Pri reševanju realnih problemov se principi Lagrangeve mehanike pogosto izkažejo kot zelo uporabni. Enega izmed področij, na katerem jih je smiselno aplicirati, predstavlja določevanje ravnotežnih stanj sistemov z več prostostnimi stopnjami, ki jih pri predmetu obravnavamo pod imenom analitična statika.

Namen vaje je teoretično znanje s področja analitične statike aplicirati na poenostavljenem modelu roke, ki je predstavljen na sliki 7. Izvedba vaje sestoji iz praktične obravnave mehanskega sistema roke in z analizo njenega fizikalnega modela. Obravnavali bomo dva različna obremenitvena primera in primerjali realno ter izračunano ravnotežno stanje obravnavanega sistema.



Slika 7: Poenostavljeni model roke.

2.1.2 Fizikalni model obravnavanega sistema

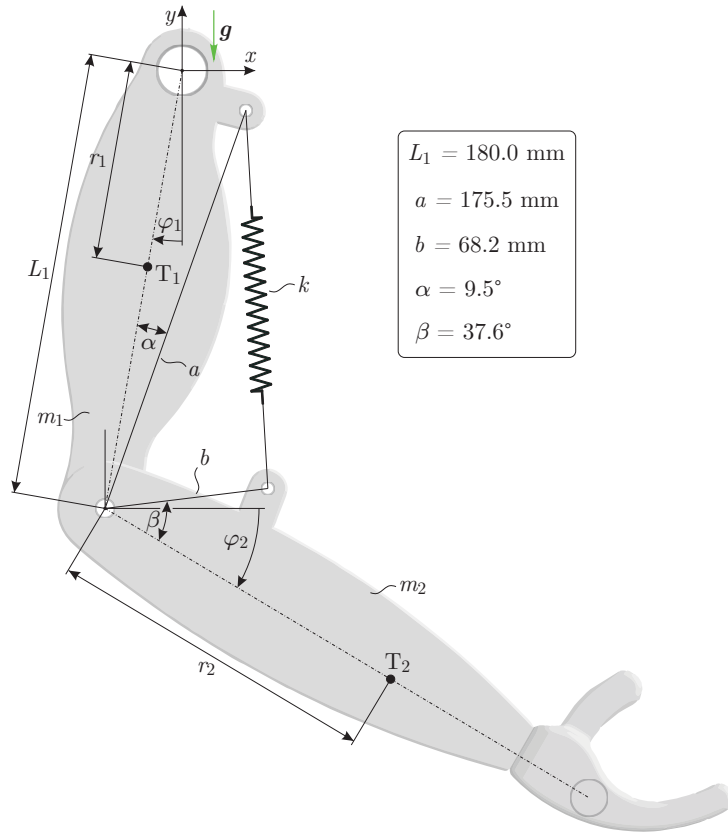
Fizikalni model roke je shematsko prikazan na sliki 8 in sestoji iz dveh členkastih povezav, dveh togih teles in povezovalne vzmeti. Gre za sistem z dvema prostostnima stopnjama, pri čemer si je za neodvisni koordinati smiselno izbrati zasuka posameznih togih teles φ_1 in φ_2 . V odvisnosti od izbranih koordinat lahko y -komponento težišča posameznega togega telesa zapišemo kot²:

$$y_{T_1} = -r_1 \cos \varphi_1, \quad (7)$$

$$y_{T_2} = -L_1 \cos \varphi_1 - r_2 \sin \varphi_2. \quad (8)$$

V odvisnosti od izbranih koordinat je potrebno izraziti tudi raztezek vzmeti. Razdaljo med osema vpetišč vzmeti c določimo s pomočjo kosinusnega izreka, za določitev raztezka Δc pa tej vrednosti odštejemo

²Fizikalni model poenostavljeno obravnava položaj težišč posameznih togih teles, pri čemer predpostavlja, da se T_1 nahaja na premici, ki povezuje osi obeh členkov, T_2 pa na premici, ki povezuje osi povezovalnega členka in valjaste vzmeti, ki je nameščena v dlani modela.



Slika 8: Fizikalni model.

začetno dolžino vzmeti c_0 :

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2ab \cos(90^\circ - \varphi_1 - \alpha - \beta + \varphi_2), \quad (9)$$

$$\Delta c = c - c_0. \quad (10)$$

Izraz za potencialno energijo sistema se tako glasi:

$$E_p = m_1 g y_{T_1} + m_2 g y_{T_2} + \frac{k \Delta c^2}{2}. \quad (11)$$

Ker gre za konzervativni sistem, lahko ravnotežno stanje določimo s pomočjo naslednjega stabilnostnega kriterija:

$$-\frac{\partial E_p}{\partial q_j} = 0; \quad j = 1, 2. \quad (12)$$

2.1.3 Navodila za izvedbo vaje

1. Določitev neznanih parametrov fizikalnega modela.

- Razstavite obravnavani model, tako da boste imeli na voljo ločene komponente (nadlaket, podlaket in tri zaporedno vezane vzmeti).
- Izmerite dolžino zaporedno vezanih vzmeti v nedeformirani konfiguraciji c_0 in s pomočjo uteži določite njihovo skupno togost k .

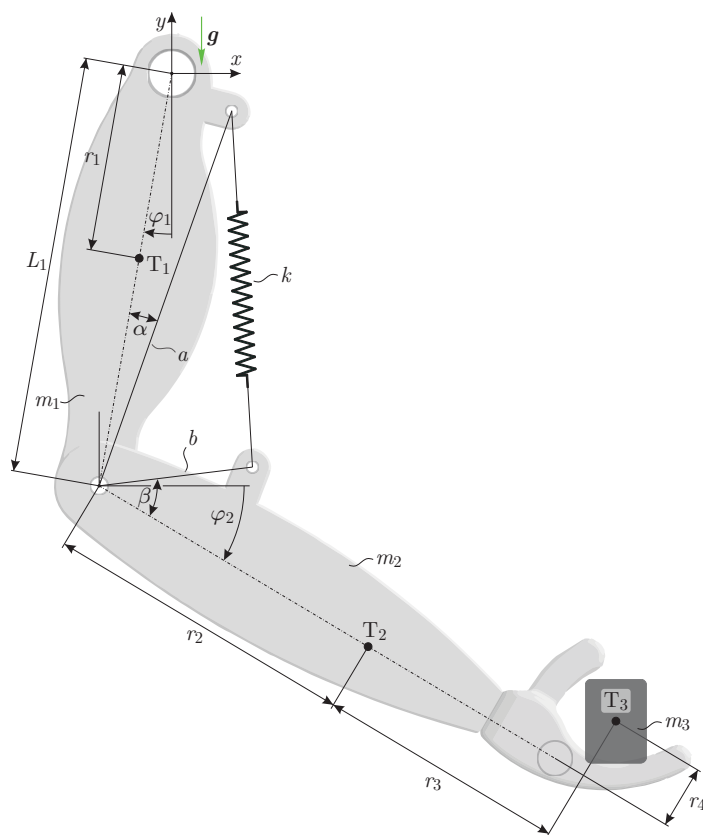
- (c) Z uporabo tehtnice določite mase posameznih komponent m_1 in m_2 .
 - (d) Za posamezni komponenti sistema (nadlaket, podlaket) preverite smiselnost poenostavljene obravnave položaja težišč, kot je opisana v opombi 2. S tehniko obešanja ocenite parametra r_1 in r_2 .
2. Obravnava fizikalnega modela.
- (a) Na podlagi izpeljanega izraza za potencialno energijo sistema in določenih parametrov fizikalnega modela izpeljite pripadajoči ravnotežni enačbi.
 - (b) Izberite ustrezno numerično metodo za reševanje pridobljenega sistema enačb in določite vrednosti φ_1 in φ_2 v ravnotežnem stanju sistema.
3. Eksperiment - prvi obremenitveni primer
- (a) Sestavite model roke in ga spustite v ravnotežno stanje. V prvem obremenitvenem primeru simuliramo roko v sproščenem stanju brez dodatne obremenitve.
 - (b) Posnemite fotografijo ravnotežnega stanja in s pomočjo računalniškega programa (npr. <https://ij.imjoy.io/>) ocenite vrednosti φ_1 in φ_2 v ravnotežnem stanju sistema. Vrednosti primerjajte z rezultati, ki jih dobite na podlagi numeričnega modela.

4. Izvedba eksperimenta - drugo obremenitveno stanje

- (a) V primeru drugega obremenitvenega stanja bomo obravnavali roko, ki prenaša dodatno obremenitev. Stanje napete mišice simulirajte s povečanjem togosti vzmeti (odstranite eno izmed zaporedno vezanih vzmeti) in na dlan položite dodatno utež. Posnemite fotografijo ravnotežnega stanja in s pomočjo programa za obdelavo slik ocenite vrednosti φ_1 in φ_2 v ravnotežnem stanju sistema.

5. Prilagoditev numeričnega modela.

- (a) V skladu z izvedenimi spremembami na realnem modelu ustrezno nadgradite vaš numerični model in izračunajte ravnotežni vrednosti φ_1 in φ_2 za drugo obremenitveno stanje. Primerjajte numerično in eksperimentalno pridobljene rezultate. Pri tem si pomagajte s sliko 9.



Slika 9: Fizikalni model - obremenitveno stanje 2.

2.1.4 Rezultati

Pridobljene rezultate vpišite v spodnjo preglednico:

	Obremenitveno stanje 1		Obremenitveno stanje 2	
	Izračunana vrednost	Eksperimentalna vrednost	Izračunana vrednost	Eksperimentalna vrednost
$\varphi_1[^\circ]$				
$\varphi_2[^\circ]$				

2.2 Analitična dinamika

2.2.1 Namen vaje

Spontana sinhronizacija je zanimiv naravni pojav, ki se pojavi pri populaciji oscilirajočih enot, med katerimi obstaja nek mehanizem interakcije. Christiaan Huygens je pojav na podlagi opazovanja dveh mehanskih ur popisal že v 17. stoletju, dandanes pa ga izkoriščamo tudi pri različnih inženirskih aplikacijah.

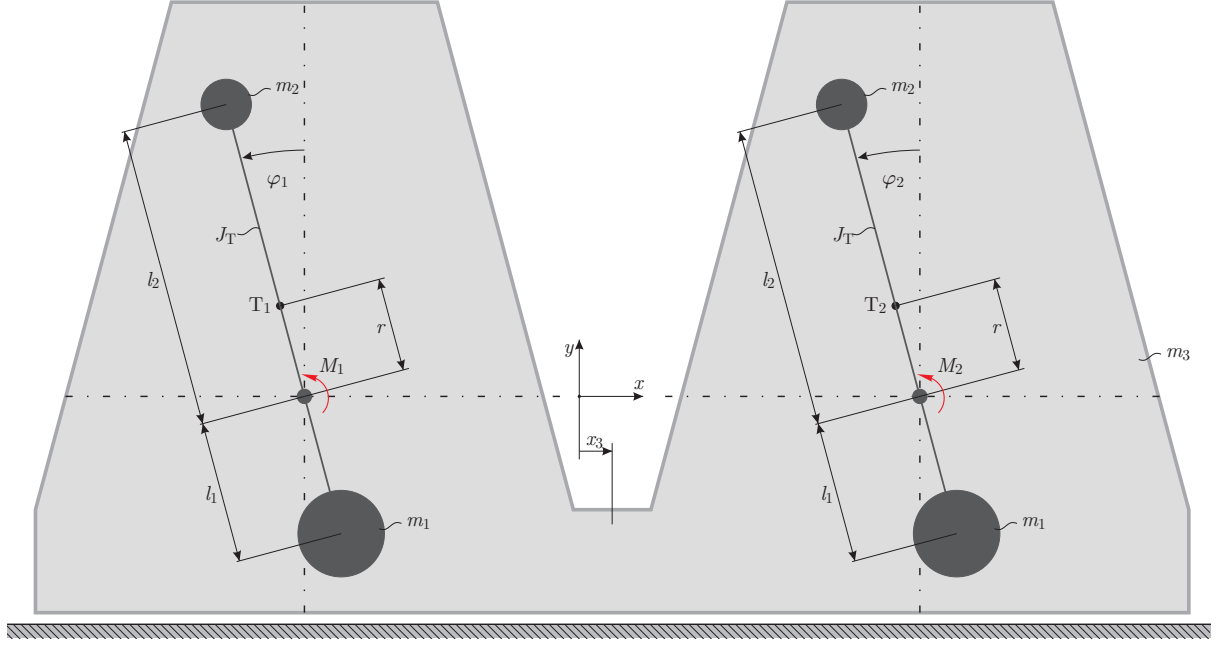
Namen vaje je predstaviti koncept spontane sinhronizacije in ga povezati s pridobljenim znanjem s področja analitične dinamike. Cilj je postaviti fizikalni model, s katerim je mogoče popisati pojav sinhronizacije dveh metronomov na skupni drsni podlagi. Obravnavani sistem je prikazan na sliki 10.



Slika 10: Metronoma na skupni drsni podlagi.

2.2.2 Fizikalni model obravnavanega sistema

Fizikalni model obravnavanega sistema je prikazan na sliki 11. Sestoji iz dveh metronomov in povezovalnega vozička, ki lahko prosto drsi po podlagi. Gre za sistem s tremi prostostnimi stopnjami, pri čemer si je za neodvisni koordinati smiselno izbrati zasuka nihala na metronomih φ_1 in φ_2 ter pomik drsne podlage x_3 . Razdaljo med vpetiščem in težiščem nihala r lahko v odvisnosti od izbranih neodvisnih koordinat



Slika 11: Fizikalni model.

zapišemo kot:

$$r = \frac{-m_1 l_1 + m_2 l_2}{m_1 + m_2}. \quad (13)$$

Pri izračunu vztrajnostnega momenta bomo zanemarili maso palice, uteži pa bomo obravnavali kot točkovni masi. Težiščni vztrajnostni moment nihala tako zapišemo kot:

$$J_T = m_1 (l_1 + r)^2 + m_2 (l_2 - r)^2. \quad (14)$$

V odvisnosti od izbranih koordinat lahko koordinate težišč posameznih nihali izrazimo kot³:

$$x_{T_1} = x_3 - r \sin \varphi_1 + C_1, \quad (15)$$

$$y_{T_1} = r \cos \varphi_1, \quad (16)$$

$$x_{T_2} = x_3 - r \sin \varphi_2 + C_2, \quad (17)$$

$$y_{T_2} = r \cos \varphi_2. \quad (18)$$

Izraza za potencialno in kinetično energijo sistema zapišemo kot:

$$E_p = (m_1 + m_2) g y_{T_1} + (m_1 + m_2) g y_{T_2}, \quad (19)$$

$$E_k = \frac{1}{2}(m_1 + m_2) \dot{x}_{T_1}^2 + \frac{1}{2}(m_1 + m_2) \dot{y}_{T_1}^2 + \frac{1}{2}(m_1 + m_2) \dot{x}_{T_2}^2 + \frac{1}{2}(m_1 + m_2) \dot{y}_{T_2}^2 + \frac{1}{2} J_T \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} J_T \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} (m_3) \dot{x}_3^2. \quad (20)$$

Vpliv pogonskega mehanizma metronoma na posamezno nihalo bomo obravnavali kot moment M_i , ki ga bomo poenostavljeno popisali z van der Polovim členom v obliki:

$$M_i = \epsilon \left(\left(\frac{\varphi_i}{\phi_0} \right)^2 - 1 \right) \dot{\varphi}_i; i = 1, 2, \quad (21)$$

³ C_1 in C_2 sta poljubni konstanti, ki popisujeta zamik metronomov v horizontalni smeri in ne vplivata na gibalne enačbe.

kjer člen za vrednosti $\varphi_i < \phi_0$ kotno hitrost povečuje in jo zmanjšuje za $\varphi_i > \phi_0$. Za majhne vrednosti ϵ bo tak člen povzročil ustaljeno nihanje nihala z amplitudo približno $2\phi_0$. Parameter ϵ vpliva na trajanja vzpostavitve stabilnega stanja, glede na opazovanje realnega sistema pa se kot primerno izkaže privzeti vrednost $\epsilon = 0.0001 \frac{\text{kg m}^2}{\text{s}}$.

Za obravnavani sistem s tremi prostostnimi stopnjami lahko izpeljemo tri gibalne enačbe:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_1} - \frac{\partial L}{\partial \varphi_1} = -M_1, \quad (22)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_2} - \frac{\partial L}{\partial \varphi_2} = -M_2, \quad (23)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{x}_3} - \frac{\partial L}{\partial x_3} = 0, \quad (24)$$

kjer L predstavlja Lagrangevo energijsko funkcijo, ki jo zapišemo kot razliko kinetične in potencialne energije $L = E_k - E_p$.

Potrebno je omeniti tudi, da je za pojav spontane sinhronizacije potrebna zadostna stopnja interakcije med komponentami sistema. Torej, vpliv dinamike nihal mora vzbuditi nihanje skupne podlage, kar v obravnavanem primeru poskušamo doseči s čim večjo frekvenco nihal, manjšanjem mase preostalih komponent in čim nižjo stopnjo trenja.

2.2.3 Navodila za izvedbo vaje

1. Analiza delovanja metronoma.

- (a) Za različne začetne pogoje analizirajte ustaljen odziv nihala metronoma in opažanja primerjajte s fizikalno razlago van der Polovega člena za popis vpliva pogonskega mehanizma metronoma.
- (b) Na podlagi opazovanja ocenite vrednost parametra ϕ_0 (gre za približno za polovično vrednost amplitude ustaljenega nihanja metronoma).

2. Ocena parametrov fizikalnega modela.

- (a) Zaradi kompleksnosti sestava metronoma ne bomo razstavljali. Vrednosti parametrov l_1 , l_2 , m_1 in m_2 glede na dostopnost izmerite oziroma ocenite na podlagi opazovanja.
- (b) S pomočjo tehtnice in ocenjenih vrednosti m_1 in m_2 določite vrednost parametra m_3 .

3. Obravnava fizikalnega modela.

- (a) Na podlagi izpeljanih izrazov za potencialno in kinetično energijo sistema izpeljite gibalne enačbe.
- (b) Izberite ustrezno numerično metodo za reševanje izpeljanega sistema diferencialnih enačb. Izrišite časovni potek zasukov nihal φ_1 in φ_2 in bodite pozorni na morebiten pojav spontane sinhronizacije.

4. Izvedba eksperimenta

- (a) Eksperiment izvedite za štiri različne obratovalne primere:
 - i. Omogočeno drsenje vozička, nizka frekvenca nihanja, poljuben začetni pogoj.
 - ii. Omogočeno drsenje vozička, visoka frekvenca nihanja, začetni pogoj podoben za obe nihali.
 - iii. Omogočeno drsenje vozička, visoka frekvenca nihanja, začetni pogoj nihal v protifazi.
 - iv. Onemogočeno drsenje vozička, visoka frekvenca nihanja, poljuben začetni pogoj.

Za vsakega izmed teh primerov opazujte vedenje sistema in si zabeležite, ali je prišlo do sinhronizacije. V kolikor je odgovor pozitiven, si zabeležite tudi približen čas do sinhronizacije in morebitna dodatna opažanja.

5. Simulacija s pomočjo numeričnega modela:

- (a) Podobno vedenje, kot ste ga opazili pri vseh štirih različicah eksperimenta, poskusite simulirati z ustrezno nastavitvijo parametrov numeričnega modela:
 - i. Parametre m_1 , m_2 , l_1 in l_2 prilagodite tako, da bo frekvenca nihal nizka in opazujte čas, ki je potreben, da pride do sinhronizacije.
 - ii. Parametre m_1 , m_2 , l_1 in l_2 glede na zgornji primer prilagodite tako, da bo frekvenca nihal znatno višja in opazujte čas, ki je potreben, da pride do sinhronizacije.
 - iii. Posebno pozornost namenite obravnavi možnosti sinhronizacije v protifazi, pri čemer numerično obravnavajte idealen primer in primer z majhno numerično razliko med začetnima pogojevima posameznih nihal. Razmislite, ali gre (pri malo dušenih sistemih) pri sinhronizaciji v protifazi za stabilno ali labilno stanje.
 - iv. Ker obravnavamo nedušen in popolnoma prosto vpet fizikalni model, je zmanjšanje interakcije med komponentami najlažje doseči z znatnim povečanjem vrednosti parametra m_3 . Preverite, ali tudi v tem primeru (v razumnem času) pride do pojava spontane sinhronizacije.

2.2.4 Rezultati

Eksperimentalna opažanja za različne obratovalne primere:

	Sinhronizacija - DA/NE	Čas do sinhronizacije [s]	Dodatna opažanja oz. opombe
i			
ii			
iii			
iv			

3 Karakterizacija sistema z več prostostnimi stopnjami

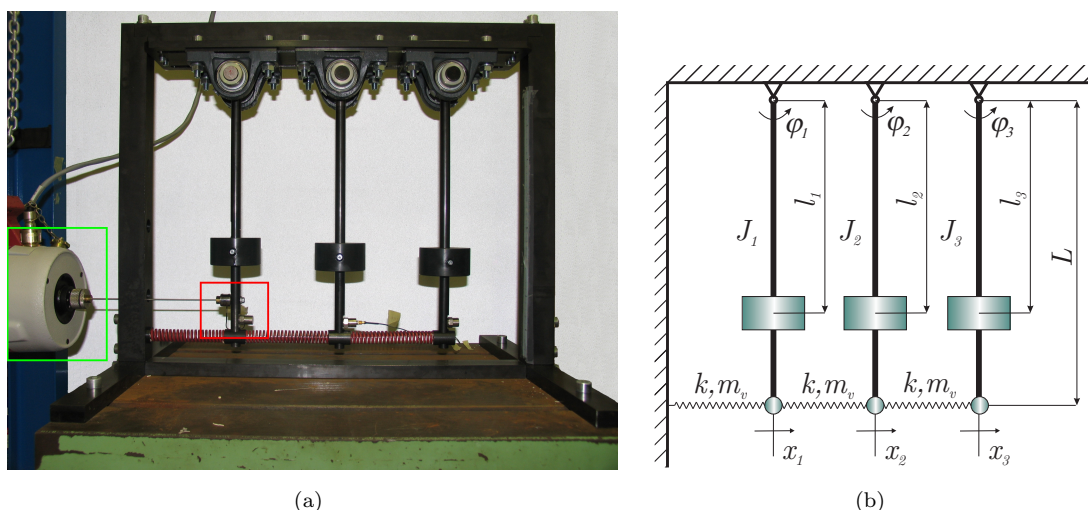
3.1 Namen vaje

Realni sistemi imajo le redko eno samo prostostno stopnjo, kar je potrebno upoštevati tudi pri karakterizaciji sistema.

Namen te vaje je spoznati sistem z več prostostnimi stopnjami ter način eksperimentalnega določanja lastnih frekvenc in vektorjev takšnega sistema s pomočjo frekvenčnih prenosnih funkcij.

3.2 Definicija naloge

Izračunajte lastne frekvence in vektorje sistema na sliki 12. Izmerite lastne frekvence sistema. Uporabite teorijo majhnih pomikov. Dušenje zanemarite.



Slika 12: Sistem z več prostostnimi stopnjami: (a) slika realnega sistema; (b) matematični model.

3.3 Matematični model

Sistem na sliki 12(a) se poenostavi kot je prikazano na sliki 12(b). Za določanje gibalnih enačb je mogoče uporabiti II. Newtonov zakon ali Lagrangeve enačbe II. vrste. Zaradi večje preglednosti bodo na tem mestu uporabljene slednje. Pri tem se predpostavi $x_1 > x_2 > x_3$. Lagrangeva funkcija $\mathcal{L}$ je definirana kot:

$$\mathcal{L} = E_k - E_p, \quad (25)$$

pri tem je E_k kinetična:

$$E_k = \frac{1}{2} J_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} J_3 \dot{\varphi}_3^2 + \frac{m_v}{6} \cdot [\dot{x}_1^2 + (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 + (\dot{x}_2 - \dot{x}_3)^2], \quad (26)$$

E_p pa potencialna energija sistema:

$$E_p = \frac{1}{2} k x_1^2 + \frac{1}{2} k (x_1 - x_2)^2 + \frac{1}{2} k (x_2 - x_3)^2. \quad (27)$$

J_i predstavlja masni vztrajnostni moment i -te palice z utežjo okoli vrtilišča, m_v pa maso vzmeti. Masni vztrajnostni moment za posamezno palico je določen kot:

$$J_i = J_p + J_{ui} + J_n = \frac{1}{3} m L^2 + M l_i^2 + \frac{M}{12} (3(R^2 - r^2) + H^2) + m_n L^2, \quad (28)$$

kjer je J_p masni vztrajnostni moment palice glede na vrtilišče, J_{ui} masni vztrajnostni moment uteži glede na vrtilišče, J_n pa masni vztrajnostni moment nastavka za vzmet glede na vrtilišče. M predstavlja maso uteži, m maso palice, m_n pa maso nastavka za vzmeti. R je zunanji radij uteži, r pa radij izvrtine uteži (in hkrati radij palice). L je dolžina palice, l_i pa položaj posamezne mase, merjeno od vpetja palice navzdol. H predstavlja višino uteži.

Za določitev gibalnih enačb je potrebno Lagrangevo funkcijo odvajati po vseh koordinatah; velja $x_i = L \sin(\varphi_i)$.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{\varphi}_i} \right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \varphi_i} = 0 \quad (29)$$

Izraza (26) ter (27) je po odvajanju potrebno še linearizirati (velja $\sin(\varphi_i) \approx \varphi_i$ in $\cos(\varphi_i) \approx 1$). Za določanje odziva se predpostavi harmoničen odziv sistema in nastavek $\varphi_i(t) = \phi_i \sin(\omega t)$. Na podlagi zgornjih izrazov se izpelje masno:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} J_1 + \frac{2}{3} L^2 m_v & -\frac{1}{3} L^2 m_v & 0 \\ -\frac{1}{3} L^2 m_v & J_2 + \frac{2}{3} L^2 m_v & -\frac{1}{3} L^2 m_v \\ 0 & -\frac{1}{3} L^2 m_v & J_3 + \frac{1}{3} L^2 m_v \end{bmatrix} \quad (30)$$

in togostno matriko sistema:

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} 2k L^2 & -k L^2 & 0 \\ -k L^2 & 2k L^2 & -k L^2 \\ 0 & -k L^2 & k L^2 \end{bmatrix}. \quad (31)$$

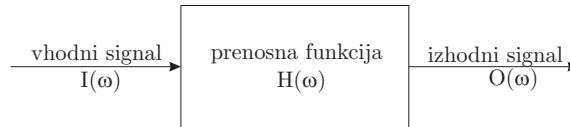
Sistem gibalnih enačb je tako enak:

$$(-\omega^2 \cdot \mathbf{M} + \mathbf{K}) \cdot \boldsymbol{\phi} = \mathbf{0}, \quad (32)$$

$\boldsymbol{\phi}$ predstavlja vektor amplitud, $\mathbf{0}$ pa vektor ničel. Lastne frekvence sistema se določi z reševanjem izraza:

$$\det [-\omega^2 \cdot \mathbf{M} + \mathbf{K}] = 0. \quad (33)$$

Lastne vektorje sistema se določi z vstavljanjem posamezne lastne frekvence v sistem enačb (32). Ker je to sistem dveh neodvisnih in ene odvisne enačbe, je lastne vektorje potrebno normirati.



Slika 13: Shema prenosne funkcije

3.4 Eksperiment

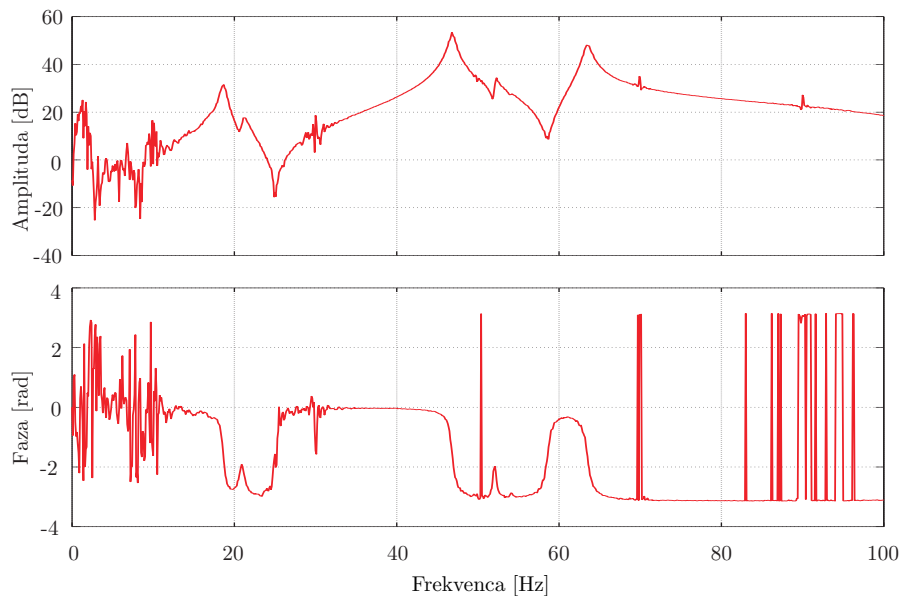
3.4.1 Frekvenčna prenosna funkcija

Frekvenčna prenosna funkcija (FPF, angl. *frequency response function*) določa modalne parametre sistema (lastne frekvence, lastni vektorji, dušenje). V splošnem frekvenčna prenosna funkcija predstavlja razmerje med vhodnim in izhodnim signalom, v odvisnosti od frekvence. Izraz za frekvenčno prenosno funkcijo je podan z:

$$H(\omega) = \frac{O(\omega)}{I(\omega)}, \quad (34)$$

grafično pa je FPF prikazana na sliki 13.

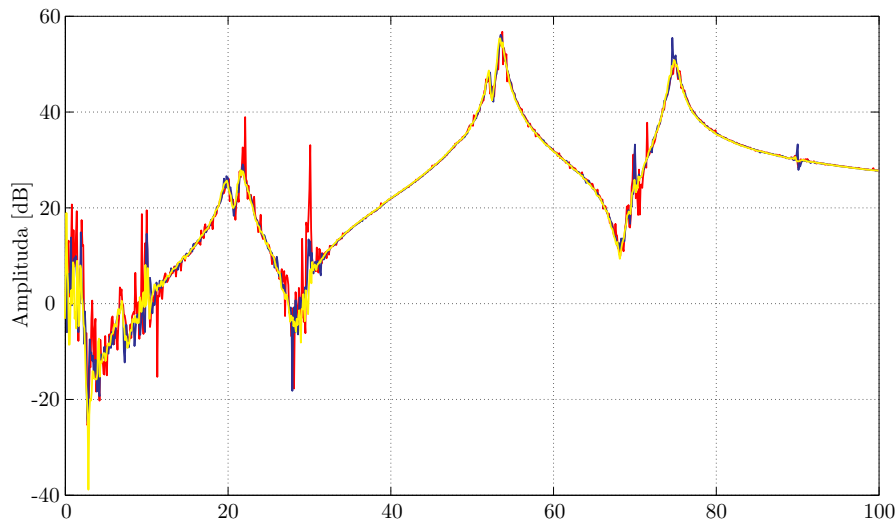
Frekvenčna prenosna funkcija je sestavljena iz amplitudnega in faznega dela, kot je prikazano na sliki 14. Glede na izbrane (merjene) vhodne in izhodne veličine, obstaja več različnih frekvenčnih prenosnih funkcij. Pri laboratorijski vaji bo za frekvenčno prenosno funkcijo uporabljeno razmerje amplitude pospeška in sile. Iz frekvenčne prenosne funkcije je mogoče neposredno odčitati tako lastne frekvence kot tudi lastne vektorje sistema.



Slika 14: Amplitudni (zgoraj) in fazni graf FPF.

3.4.2 Merjenje lastnih frekvenc

Pri eksperimentu je sistem prek stresalnika vzbujan s širokospektralnim naključnim vzbujanjem. Takšno vzbujanje zagotavlja, da v vzbujevalnem signalu z enako močjo zastopane vse frekvence. Stresalnik je prikazan v rdečem okviru na sliki 12(a). Signal za stresalnik generiramo s programom LabVIEW.



Slika 15: Vpliv povprečenja na signal. Legenda: (—) brez povprečenja, (—) 2 povprečenji, (—) 10 povprečenj.

Cilj meritev je določanje odziva sistema. S silomerom merimo silo na koncu palice stresalnika, s pospeškomeri pa pospeške na posamezni palici. Silomer in pospeškometer na prvi palici sta prikazana v zelenem okviru na sliki 12(a).

Podatki z zaznaval so zajeti z zajemnimi karticami, nato pa so obravnavani s programom LabVIEW. Za posamezno palico prikažemo amplitudni in fazni del frekvenčne prenosne funkcije (pospešek/sila). Pri obravnavi podatkov je potrebno pravilno nastaviti filtre, okna in način povprečenja podatkov.

3.4.3 Vplivni dejavniki

Vpliv filtrov Filtri se uporabljajo, ko se v signalu pojavljajo določene frekvence, ki jih ne želimo videti oziroma prikazati. Obstaja več vrst filtrov, med najpogostejše sodijo nizkopasovni, visokopasovni, pasovni filter in filter z zavrnitvijo pasu.

Vpliv povprečenja Če je v signalu prisoten šum, je mogoče s povprečenjem velik del šuma izločiti (zgladiti). Glede na to, kje v sistemu se šum pojavi (na vходу, na izhodu ali na obeh koncih), ločimo različne tipe povprečenj. Primer povprečenja signala je prikazan na sliki 15.

Vpliv oken Okna (angl. *window functions*) se uporabljajo za zmanjšanje robnih pojavov (posledica šumov Fourierjeve transformacije) in za izključevanje nezveznosti v signalu pri obdelavi realnih podatkov (ponovljivost dejanskih signalov je manjša od predpostavljene). Okna se uporabijo še pred Fourierjevo transformacijo signala, saj zmanjšajo frekvenčno odtekanje (angl. *leakage*).

Okno je na nekem intervalu definirano s funkcijo. Funkcija je na intervalu različna od nič, zunaj intervala pa enaka nič. Množenje funkcije, ki definira signal, s funkcijo, ki definira okno, tako vrne od nič različen produkt samo tam, kjer je od nič različna tudi okenska funkcija. Dodajanje okna signal sicer spremeni, vendar se s pravilno uporabo z njim zmanjšajo tudi nezveznosti na robovih okna.

Obstaja več različnih vrst oken. Nekatera se uporablja bolj splošno, druga pa so uporaba na le zelo ozkem področju. Najenostavnejše je pravokotno okno (ponavadi signal s tem oknom obravnavamo kot signal brez okna). To okno povzroči velike stranske loke, zato razen za kratke signale ni priporočljivo. Najbolj

uporablano je Hanningovo okno. Podobno je Hammingovo okno, le da to v krajiščih nima vrednosti nič. Uporabljamo ga predvsem za signale, kjer so frekvence zelo blizu skupaj.

3.5 Potek vaje

Predmet analize je sistem z več prostostnimi stopnjami, prikazan na sliki 12(a). Podatki o sistemu so: $m=0.536$ kg, $M=1.513$ kg, $m_v=0.105$ kg, $m_n=0.052$ kg, $R=0.0325$ m, $r=0.0075$ m, $H=0.04$ m, $k=25.734$ N/mm, $L=0.38$ m. Pri laboratorijski vaji je potrebno:

1. za določene vrednosti l_1 , l_2 in l_3 izračunati lastne frekvence in vektorje matematičnega modela sistema;
2. na sistemu nastaviti uteži na predpisane višine l_1 , l_2 , l_3 in lastne frekvence tudi izmeriti;
3. izračunati napako med izračunanimi in izmerjenimi lastnimi frekvencami.

Izračun in meritve je potrebno opraviti za dva različna nabora podatkov.

3.6 Teoretična vprašanja

1. Kako je na podlagi frekvenčne prenosne funkcije določiti lastne frekvence? Kaj pa lastne vektorje? Ali so lastni vektorji tudi v tem primeru normirani? Ali so lastni vektorji in frekvence odvisni od frekvenčne prenosne funkcije?
2. Kaj je beli šum? Kakšne druge tipe vzbujanja je mogoče uporabiti?
3. Zakaj je pri obravnavanem primeru možno zanemariti dušenje sistema? Ali je takšen pristop mogoče uporabiti splošno?
4. Kakšna okna poznamo? Zakaj je potrebno uporabiti okna?
5. Kakšne filtre poznamo? Zakaj je potrebno uporabiti filtre? Kje je razlika med okni in filtri?
6. Izpeljava gibalnih enačb za nedušen sistem s 3 prostostnimi stopnjami.
7. Kakšen je vpliv povprečenja signala in zakaj se povprečenja uporabljajo?
8. Zakaj se med stresalnik in sistem namesti silomer? Kako silomer deluje?

3.7 Pregled meritev in rezultati

Simbol	Vrednost	Enota
--------	----------	-------

1. razporeditev palic

l_1		mm
l_2		mm
l_3		mm

Analitični izračun

$f_{0,1}$		Hz
$f_{0,2}$		Hz
$f_{0,3}$		Hz

Rezultati meritev

$f_{0,1}$		Hz
$f_{0,2}$		Hz
$f_{0,3}$		Hz

2. razporeditev palic

l_1		mm
l_2		mm
l_3		mm

Analitični izračun

$f_{0,1}$		Hz
$f_{0,2}$		Hz
$f_{0,3}$		Hz

Rezultati meritev

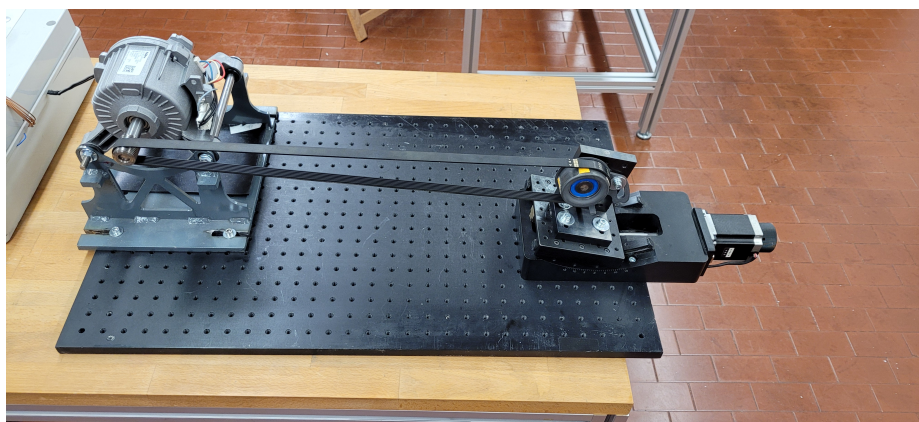
$f_{0,1}$		Hz
$f_{0,2}$		Hz
$f_{0,3}$		Hz

4 Prečno nihanje jermena

4.1 Namen vaje

V skladu z osnovnim konceptom mehanike kontinuuma zveznemu sistemu predpišemo zvezno porazdelitev masnih in togostnih lastnosti. V okviru predmeta smo pri obravnavi zveznih sistemov obravnavali le nekatere osnovne konstrukcijske elemente (struna, palica, gred in nosilec) pri predpostavkah linearnosti, teorije majhnih pomikov, odsotnosti dušenja in enosnega napetostnega stanja.

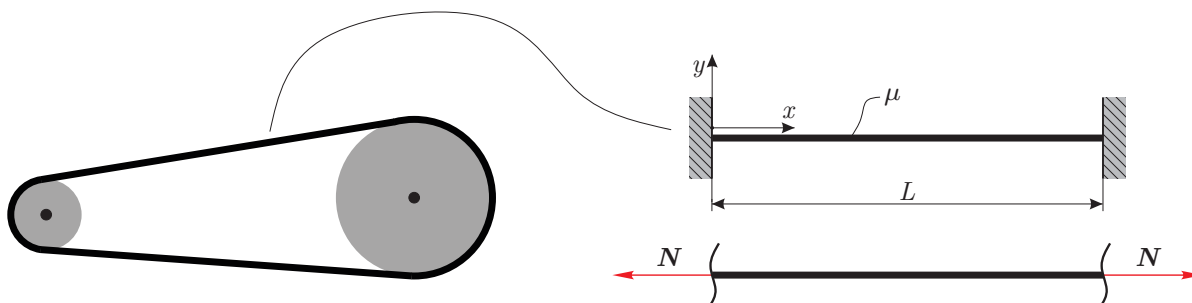
Namen vaje je teoretično znanje s področja dinamike zveznih sistemov aplicirati pri analizi dinamike jermenskih gonil. Eksperimentalni sestav je predstavljen na sliki 16. Izvedba vaje sestoji iz eksperimentalno-analitične obravnave prednapetja jermena in analize njegovega dinamskega odziva pri različnih obratovalnih pogojih.



Slika 16: Poenostavljeni model roke.

4.2 Fizikalni model obravnavanega sistema

Pri izračunu bomo privzeli poenostavljen fizikalni model jermena, kjer bomo posamezni krak obravnavali kot struno z maso na enoto dolžine μ in prosto dolžino L . Pri tem bomo predpostavili konstantno prednapetje s silo N , kot prikazuje slika 17. Lastno prečno nihanje strune popisuje diferencialna enačba



Slika 17: Fizikalni model.

drugega reda v obliki:

$$\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2}, \quad (35)$$

kjer parameter c označuje valovno hitrost:

$$c^2 = \frac{N}{\mu}. \quad (36)$$

Če iskani predpis $y(t)$ razčlenimo na krajevni in časovni del $y(x,t) = Y(x)T(t)$, lahko krajevni del diferencialne enačbe zapišemo v obliki:

$$Y''(x) + \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 Y(x) = 0, \quad (37)$$

kjer ω označuje krožno frekvenco, rešitev enačbe pa predstavlja izraz:

$$Y(x) = C \cos\left(\frac{\omega}{c}x\right) + D \sin\left(\frac{\omega}{c}x\right). \quad (38)$$

Konstanti C in D sta odvisni od robnih pogojev, pri čemer ob danem konzolnem (oziroma členkastem) podprtju lahko zapišemo:

$$\begin{aligned} Y(x=0) = 0 &= C \cos\left(\frac{\omega}{c}0\right) + D \sin\left(\frac{\omega}{c}0\right) = C, \\ 0 &= C, \end{aligned} \quad (39)$$

$$\begin{aligned} Y(x=L) = 0 &= D \sin\left(\frac{\omega}{c}L\right), \\ 0 &= \sin\left(\frac{\omega}{c}L\right). \end{aligned} \quad (40)$$

Iz zgornjih pogojev sledi rešitev za n -to lastno krožno frekvenco:

$$\omega_n = n \frac{\pi c}{L} = n \frac{\pi}{L} \sqrt{\frac{N}{\mu}}; \quad n \in \mathbb{N}, \quad (41)$$

pripadajočo n -to lastno obliko pa zapišemo kot:

$$Y(x) = D \sin\left(\frac{\omega_n}{c}x\right) = D \sin\left(n \frac{\pi}{L}x\right); \quad n \in \mathbb{N}. \quad (42)$$

Iz eksperimentalno določene (prve) lastne frekvence je ob poznavanju materialnih lastnosti enostavno določiti silo prednapetja jermena (torej velikost osne sile v jermenu):

$$N = \frac{L^2 \omega_n^2 \mu}{n^2 \pi^2} = \frac{L^2 \omega_1^2 \mu}{\pi^2}. \quad (43)$$

Pri izpeljavi fizikalnega modela smo obravnavali struno v mirovanju. V realnih aplikacijah se jermeni tipično gibljejo z znatno hitrostjo, kar vpliva na dejanski dinamski odziv jermena. Enačba za izračun lastne krožne frekvence strune ob upoštevanju vpliva hitrosti gibanja v se glasi:

$$\omega_n = n \frac{\pi}{L} \frac{N - \mu v^2}{\sqrt{N \mu}}; \quad n \in \mathbb{N}. \quad (44)$$

V praksi se poleg enostavnega fizikalnega modela na osnovi strune uporablja tudi naprednejši model, pri katerem jermen modeliramo kot superpozicijo strune in (členkasto podprtega) nosilca in tako upoštevamo tudi vpliv upogibne togosti. Lastno krožno frekvenco v tem primeru določimo iz enačbe:

$$\tilde{\omega}_n^2 = \omega_n^2 + \omega_{n,\text{nos}}^2, \quad (45)$$

kjer $\omega_{n,\text{nos}} = \left(\frac{n\pi}{L}\right)^2 \left(\frac{EI}{\mu}\right)^{1/2}$.

4.3 Navodila za izvedbo vaje

1. Določitev neznanih parametrov fizikalnega modela:
 - (a) Določite prosto dolžino kraka jermena L in maso na enoto dolžine μ .
 - (b) Ocenite elastični modul jermena E in vztrajnostni moment prereza I .
2. Obravnava lastnega nihanja jermena:
 - (a) Sestavite eksperimentalni sestav in s pomočjo napenjala napnite jermen.
 - (b) Vzbudite nihanje jermena in z uporabo zvočnega analizatorja ocenite prvo prečno lastno frekvenco ter ocenite silo prednapetja.
 - (c) Za spektralno analizo namesto zvočnega analizatorja uporabite aplikacijo na telefonu (npr. Phyphox ali Spectroid) in rezultate primerjajte z zvočnim analizatorjem.
 - (d) S prilagoditvijo napenjala vzpostavite stanje prednapetja s silo 500 N.
3. Obravnava vsiljenega nihanja jermena:
 - (a) Premislite, od kod izhajajo različni viri vzbujanja pri jermenskih gonilih in ocenite potencialno problematična območja obratovalnih hitrosti za dani eksperimentalni sestav.
 - (b) Izvedite zagon jermenskega gonila in z opazujte dinamiko jermenskega gonila pri različnih obratovalnih hitrostih ter različnih režimih pospeševanja.
 - (c) Za lažjo vizualizacijo uporabite stroboskopsko luč oz. telefonsko aplikacijo (npr. Strobily ali Strobe Light).

5 Lastne frekvence zveznega sistema - nosilec

5.1 Namen naloge

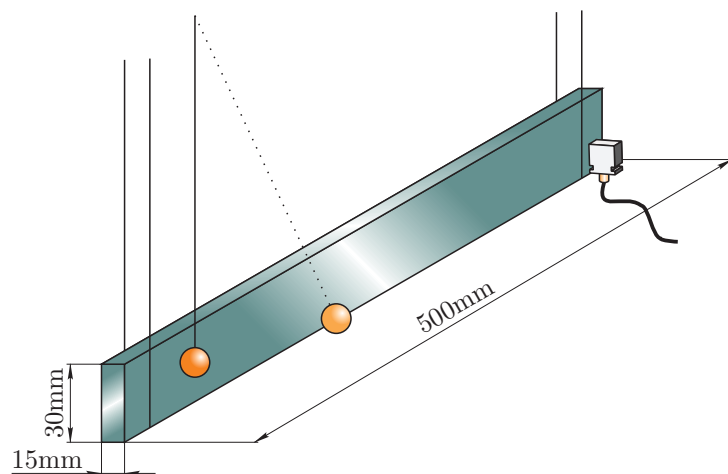
Pri predhodnih laboratorijskih vajah ste lastne frekvence in oblike sistema določili s pomočjo vzbujanja sistema s stresalnikom. Pri tej laboratorijski vaji pa boste spoznali določanje odziva sistema na udarno motnjo. Za razliko od prejšnjih dveh vaj, vzbujevalna sila ne bo poznana.

5.2 Definicija naloge

Določite prve tri lastne frekvence ravninskega upogibnega nihanja prosto-prosto podprtega nosilca (slika 5.2) na dva načina:

analitično s pomočjo Euler-Bernoullijeve teorije [5],

eksperimentalno s pomočjo frekvenčne analize časovnega odziva sistema pri impulznem vzbujanju.



Slika 18: Nosilec s prosto-prostim podprtjem, pospeškometerom in vzbujevalno kroglico.

5.3 Potek vaje

Predmet analize je homogeni ravni nosilec dolžine 500 mm in pravokotnega prereza 15×30 mm, ki mu na desni rob lahko namestimo dodatno utež mase 884 g. Razlikujemo med šestimi različnimi primeri sistema:

1. samo nosilec,
2. nosilec z dodano utežjo,
3. nosilec z upoštevanjem mase pospeškometra in magneta (28 g), nameščenega 10 mm stran od levega roba nosilca,
4. nosilec z upoštevanjem mase pospeškometra in magneta, nameščenega na sredino nosilca,

5. nosilec z dodano utežjo in z upoštevanjem mase pospeškomera in magneta, nameščenega 10 mm stran od levega robu nosilca in
6. nosilec z dodano utežjo in z upoštevanjem mase pospeškomera in magneta, nameščenega na sredino nosilca.

Preračunajte primera 1 in 2 analitično ter primere 3 do 6 eksperimentalno.

5.4 Teoretična vprašanja

1. Kaj definira lastne frekvence nosilca?
2. Delovanje piezo-kristalnega pospeškomera?
3. Delovanje udarnega kladiča?
4. Izpeljava robnih pogojev pri nosilcu?
5. Definirajte pojme, ki so pomembni pri zajemu podatkov: frekvenca vzorčenja, dinamična globina, dolžina meritve.
6. Kakšen je časovni vpliv in frekvenčni vpliv posameznih oken?
7. Dolžina merjenega signala in Fourierjeva transformacija?

5.5 Pregled meritev in rezultati

Simbol	Vrednost	Enota
--------	----------	-------

1. numerični model

$f_{0,1}$		Hz
$f_{0,2}$		Hz
$f_{0,3}$		Hz

2 . numerični model

$f_{0,1}$		Hz
$f_{0,2}$		Hz
$f_{0,3}$		Hz

3. eksperiment

$f_{0,1}$		Hz
$f_{0,2}$		Hz
$f_{0,3}$		Hz

4. eksperiment

$f_{0,1}$		Hz
$f_{0,2}$		Hz
$f_{0,3}$		Hz

5. eksperiment

$f_{0,1}$		Hz
$f_{0,2}$		Hz
$f_{0,3}$		Hz

6. eksperiment

$f_{0,1}$		Hz
$f_{0,2}$		Hz
$f_{0,3}$		Hz

Literatura

- [1] Ling Dynamic Systems, *Installation and Operating Manual, V550 Series Vibrators*, Navodila za uporabo, Royston, England, 1995.
- [2] LADISK, Vibracijska testiranja, Predstavitev merilne opreme, Ljubljana, 2007.
- [3] http://www.cs.wright.edu/~jslater/SDTCOutreachWebsite/intro_freq_resp_functions.pdf (FRF),
- [4] CHA, PHILIP D., MOLINDER JOHN I.: *Fundamentals of Signals and Systems*, Cambridge University Press, Cambridge, 2006
- [5] RAO, S.S.: *Mechanical vibrations (več izdaj)* Addison-Wesley Publishing Company