



Tehniška mehanika 2

2. letnik, PAP

Laboratorijske vaje

Luka Knez, Janko Slavič

5. december 2018

| | | |
|---|--|----|
| 1 | Merjenje masnega vztrajnostnega momenta strojnih elementov | 2 |
| 2 | Masno uravnoteženje rotorja | 9 |
| 3 | Trk | 17 |
| 4 | Frekvenčni odziv centrifugalno vzbujanega sistema | 22 |
| 5 | Statika tekočin - gostota kapljevine | 26 |
| 6 | Dinamika tekočin - lokalne in linijske izgube | 28 |
| | Literatura | 33 |

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

| | | |
|-----------|-------|------------------|
| Študent: | | |
| Lab. vaja | Datum | Podpis asistenta |
| Prva | | |
| Druga | | |
| Tretja | | |

Zadnja različica se nahaja na: <http://lab.fs.uni-lj.si/ladisk/data/pdf/LaboratorijskeVajeTM2.pdf>

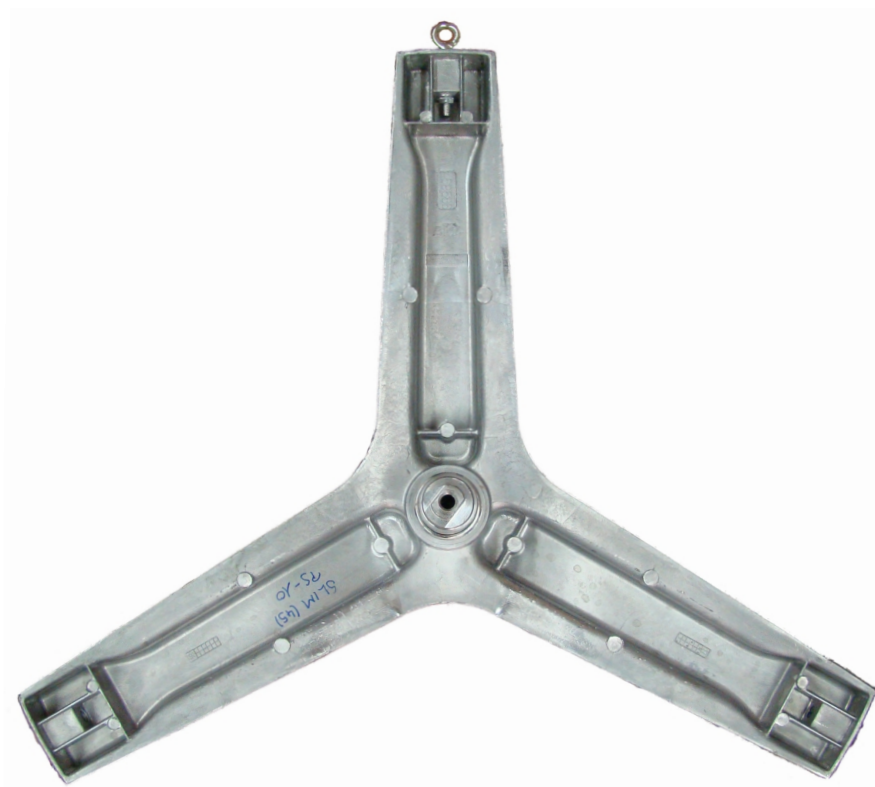
1 Merjenje masnega vztrajnostnega momenta strojnih elementov

1.1 Namen vaje

V gibalnih enačbah dinamike togih teles se pojavljajo veličine, ki so odvisne od mase in geometrijske oblike telesa. Imenujemo jih masni vztrajnostni momenti. Za posamezna, geometrijsko pravilno oblikovana in homogena telesa so te veličine lahko izračunljive po definicijskih enačbah. V tehniški praksi pa imamo pogosto opravka s strojnimi elementi, ki nimajo geometrijske podobnosti s kvadrom, valjem, kroglo, ipd., ampak so zapletenih oblik, neprimernih za enostaven matematičen popis geometrije. V takem primeru je dosti lažje in ponavadi tudi natančneje posredno izmeriti aksialni masni vztrajnostni moment strojnega elementa. Temu pristopu je namenjena ta vaja.

1.2 Definicija naloge

Določite aksialni masni vztrajnostni moment križa pralnega stroja, prikazanega na sliki 1 in ojnice, prikazane na sliki 2. Uporabite teorijo fizikalnega in torzijskega nihala.

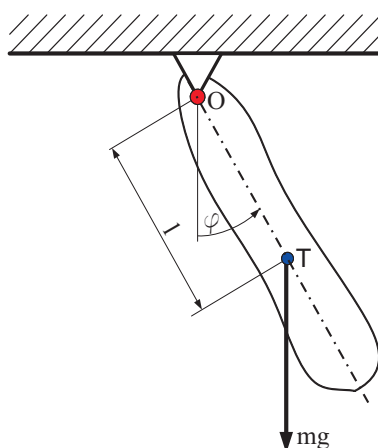


Slika 1: Križ pralnega stroja.



Slika 2: Ojnica.

1.3 Teorija fizikalnega nihala



Slika 3: Model fizikalnega nihala.

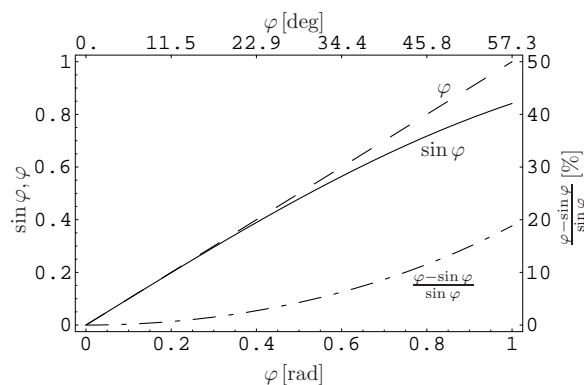
Model fizikalnega nihala v vertikalni ravnini (slika 3) predstavlja togo telo, obešeno v neki točki. Fizikalno nihalo mase m ima težišče v točki T, ki je za l oddaljena od vrtilišča O. Sistem ima eno prostostno stopnjo in je konservativen. Za popis lege nihala izberemo koordinato φ , ki popisuje edino prostostno stopnjo. Gibalno enačbo fizikalnega nihala izpeljemo z uporabo II. Newtonovega zakona za rotacijo okoli nepomične osi O:

$$\sum M_O = J_O \ddot{\varphi}. \quad (1)$$

Glede na sliko 3 sledi:

$$-m g l \sin \varphi = J_O \ddot{\varphi}. \quad (2)$$

Funkcijo $\sin(\varphi)$ lahko razvijemo v Taylorjevo vrsto okoli $\varphi_0 = 0$: $\sin \varphi = \frac{\varphi}{1!} - \frac{\varphi^3}{3!} + \frac{\varphi^5}{5!} - \frac{\varphi^7}{7!} \dots$. V kolikor predpostavimo majhne kote, se izkaže, da lahko člene druge in višje stopnje zanemarimo; napako, ki jo s tem naredimo, nam prikazuje slika 4. Pri kotu 5° je tako napaka, če namesto $\sin \varphi$ uporabimo φ samo 0,13%, pri 10° pa 0,51% in nato hitro narašča. Kot majhne kote tako razumemo kote do nekaj kotnih stopinj (npr. 5°).



Slika 4: Napaka pri majhnih kotih.

Ob upoštevanju predpostavke majhnih kotov izraz (2) preoblikujemo v:

$$J_O \ddot{\varphi} + m g l \varphi = 0, \quad (3)$$

oziroma:

$$\ddot{\varphi} + \omega_0^2 \varphi = 0, \quad (4)$$

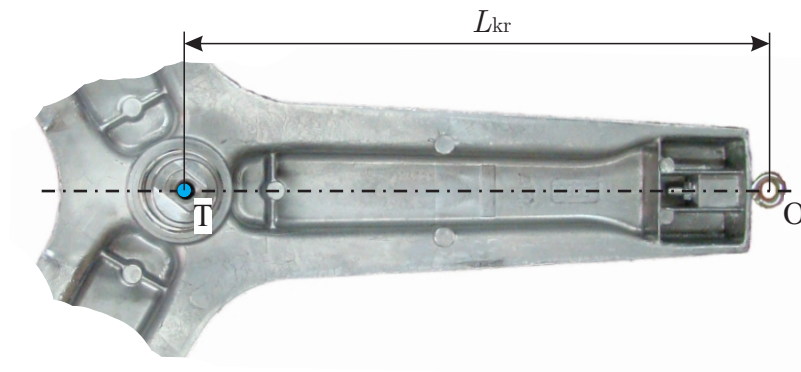
kjer z ω_0 označimo lastno krožno frekvenco fizikalnega nihala. Lastna krožna frekvenca je lastnost sistema in je za fizikalno nihalo podana z enačbo:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{m g l}{J_O}} = \frac{2\pi}{T_0}, \quad (5)$$

kjer je T_0 nihajni čas lastnega nedušenega nihanja fizikalnega nihala.

1.3.1 Masni vztrajnostni moment križa pralnega stroja glede na težišče

Najprej bomo izmerili masni vztrajnostni moment križa pralnega stroja okoli težišča. Glede na izraz (5) bi lahko izmerili masni vztrajnostni moment glede na vrtilišče O.



Slika 5: Delni naris križa pralnega stroja skupaj z vrtiliščem O ter težiščem T.

Križ zanihamo na koncu enega od krakov kot fizikalno nihalo (slika 5) in izmerimo nihajni čas lastnega nedušenega nihanja T_0 . Z uporabo izraza (5) nato izračunamo masni vztrajnostni moment glede na

vrtišče O. Ker pa nas dejansko zanima masni vztrajnostni moment glede na težišče T, lahko z uporabo Steinerjevega stavka zapišemo:

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{T_0} = \sqrt{\frac{m_{\text{kr}} g L_{\text{kr}}}{J_O}} = \sqrt{\frac{m_{\text{kr}} g L_{\text{kr}}}{J_{T\text{-kr}} + m_{\text{kr}} L_{\text{kr}}^2}}, \quad (6)$$

kjer je L_{kr} izmerjena razdalja od težišča križa do konca kraka in m_{kr} masa križa.

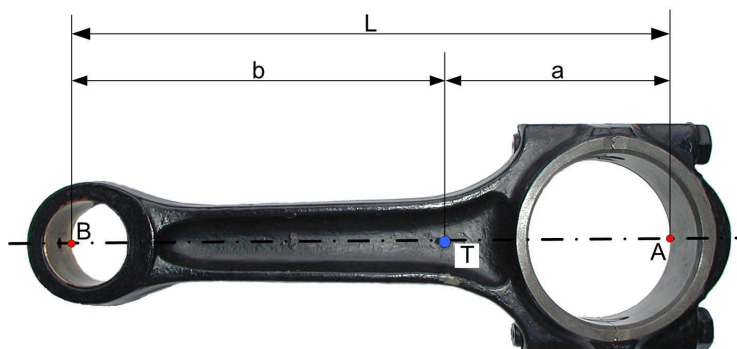
Iz enačbe 6 sedaj izrazimo težiščni vztrajnostni moment križa kot:

$$J_{T\text{-kr}} = \frac{T_0^2}{4\pi^2} m_{\text{kr}} g L_{\text{kr}} - m_{\text{kr}} L_{\text{kr}}^2 \quad (7)$$

1.3.2 Masni vztrajnostni moment ojnice glede na težišče

Naloga zahteva tudi, da izmerimo masni vztrajnostni moment ojnice okoli težišča. V nadaljevanju bomo pokazali, da lahko, če izmerimo masni vztrajnostni moment okoli dveh različnih vrtišč in vemo kakšna je razdalja med njima, določimo tudi masni vztrajnostni moment glede na težišče.

Če ojnico na sliki 6 zanihamo okoli točke A in nato še okoli točke B kot fizikalno nihalo, potem lahko izmerimo nihajna časa lastnega nedušenega nihanja ojnice: T_{0A} in T_{0B} . Glede na izraz (5) nato izračunamo masna vztrajnostna momenta glede na os A oziroma B: J_A, J_B .



Slika 6: Naris ojnice.

Ker pa nas dejansko zanima masni vztrajnostni moment glede na težišče T, lahko z uporabo Steinerjevega stavka zapišemo:

$$\omega_{0A} = \frac{2\pi}{T_{0A}} = \sqrt{\frac{m_{\text{oj}} g a}{J_A}} = \sqrt{\frac{m_{\text{oj}} g a}{J_{T\text{-oj}} + m_{\text{oj}} a^2}}, \quad (8)$$

$$\omega_{0B} = \frac{2\pi}{T_{0B}} = \sqrt{\frac{m_{\text{oj}} g b}{J_B}} = \sqrt{\frac{m_{\text{oj}} g (L - a)}{J_{T\text{-oj}} + m_{\text{oj}} (L - a)^2}}, \quad (9)$$

kjer je L izmerjena razdalja med točkama A in B in a neznana razdalja od točke A do težišča T (slika 6).

Imamo torej dve neznanki ($J_{T\text{-oj}}, a$) in dve enačbi (8,9). Iz izraza (8) izrazimo težiščni vztrajnostni moment ojnice $J_{T\text{-oj}}$:

$$J_{T\text{-oj}} = \frac{T_{0A}^2}{4\pi^2} m_{\text{oj}} g a - m_{\text{oj}} a^2 \quad (10)$$

in ga vstavimo v izraz (9) ter iz enačbe izrazimo a :

$$a = L \frac{g T_{0B}^2 - 4\pi^2 L}{g (T_{0A}^2 + T_{0B}^2) - 8\pi^2 L}. \quad (11)$$

Da lahko izračunamo masni vztrajnostni moment glede na težišče T, moramo izmeriti še maso ojnice m_{oj} .

1.3.3 Meritve

Masa

Maso križa in ojnice izmerimo s tehtnico.

Kaj gre lahko narobe?

- Napačno merjenje – položi element na sredino merilne ploščadi.

Razdalje

Razdalji L_{kr} ter L med točkama A in B izmerimo s kljunastim merilom.

Kaj gre lahko narobe?

- Napačen odčitek → ne izvleci merila iz merjenca, vrednost odčitaj v položaju meritve.
- Napačen odčitek → odčitaj merjeno vrednost le s tisto natančnostjo, ki jo nonij omogoča.
- Napačen odčitek → paralaksa, glej pravokotno na nonij.
- Napačen odčitek → odčitani vrednosti dodaj $20mm$ širine čeljusti.

Nihajni čas

Nihajni čas nihanja križa in ojnice izmerimo s štoparico. Merimo čas večjega števila nihajev, saj tako zmanjšamo (relativno) napako človeškega reakcijskega časa in netočnost pri določitvi skrajne lege nihala. Število merjenih nihajev naj bo med 10 in 30. Meritev nihajnih časov ponovimo vsaj 5-krat, prav tako naj meri več različnih oseb.

Kaj gre lahko narobe?

- Prevelik začetni odmik (kot) od ravnovesne lege → linearna teorija predpostavlja nihanja z majhnimi ($< 5^\circ$) amplitudami kotov.
- Napačen odčitek → odčitaj merjeno vrednost le s tisto natančnostjo, ki jo štoparica omogoča.
- Napačno število nihajev → ko pritisneš na sprožilec začneš šteti število nihajev z nič.
- Napačno število nihajev → merjenje časa ustaviš, ko nihalo po nekaj nihajih doseže izhodiščno lego.
- Napačen izračun → v izračunih upoštevaj čas enega nihaja.

Pregled meritev in rezultati:

| Simbol | Vrednost | Enota |
|------------|----------|-------------------|
| m_{kr} | | kg |
| m_{oj} | | kg |
| L_{kr} | | m |
| L | | m |
| T_0 | | s |
| T_{0A} | | s |
| T_{0B} | | s |
| a | | m |
| J_{T-kr} | | kg m ² |
| J_{T-oj} | | kg m ² |

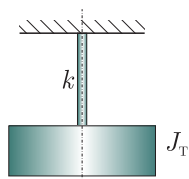
1.4 Teorija torzijskega nihala

Če uspemo izdelek, katerega MVM nas zanima, vpeti v težišču kot torzijsko nihalo, potem je MVM takega nihala relativno enostavno določiti iz ravnotežne enačbe (II. Newtonov zakon):

$$\sum M_T = J_T \ddot{\varphi}. \quad (12)$$

Če je k togost torzijske vzmeti (zanemarljive mase), potem je zunanji moment na merjenec $M_T = -k \varphi$, slika 7. Sledi:

$$-k \varphi = J_T \ddot{\varphi}. \quad (13)$$



Slika 7: Model torzijskega nihala.

Ko uredimo in normiramo izraz (13), izpeljemo:

$$\ddot{\varphi} + \frac{k}{J_T} \varphi = 0, \quad (14)$$

kjer je lastna krožna frekvenca torzijskega nihala:

$$\omega_{0,T} = \sqrt{\frac{k}{J_T}}. \quad (15)$$

Ker v našem primeru ne poznamo togosti torzijske vzmeti k , je potrebno narediti najprej meritev z vzorcem znanega MVM $J_{T,1}$:

$$k = \omega_{0,T,1}^2 J_{T,1}, \quad (16)$$

kjer je:

$$\omega_{0,T,1} = \frac{2\pi}{T_1}. \quad (17)$$

V drugem koraku nato naredimo meritev na neznanem MVM J_T :

$$J_T = \frac{k}{\omega_{0,T,2}^2}, \quad (18)$$

kjer je:

$$\omega_{0,T,2} = \frac{2\pi}{T_2}. \quad (19)$$

1.4.1 Meritve

Pregled meritev in rezultati:

| Simbol | Vrednost | Enota |
|------------------|----------|-------------------|
| $J_{T,1}$ | | kg m ² |
| T_1 | | s |
| T_2 | | s |
| $\omega_{0,T,1}$ | | rad/s |
| k | | Nm/rad |
| $\omega_{0,T,2}$ | | rad/s |
| J_T | | kg m ² |

1.5 Teoretična vprašanja

1. Kaj je to MVM in kakšna je razlika med aksialnimi in deviacijskimi MVM?
2. Zakaj pri izpeljavi enačb predpostavimo majhne kote? Do katere vrednosti kota lahko to storimo?
3. Kako MVM vpliva na lastno krožno frekvenco?
4. Ali se pri nihanju križa pralnega stroja ter ojnice na laboratorijski vaji pojavi dušenje?
5. Kakšna je povezava med težiščnim MVM in MVM v poljubni točki?
6. Kako merimo s kljukastim merilom?
7. Kako niha torzijsko nihalo in kako smo določili togost torzijske vzmeti?

2 Masno uravnoveženje rotorja

2.1 Namen vaje

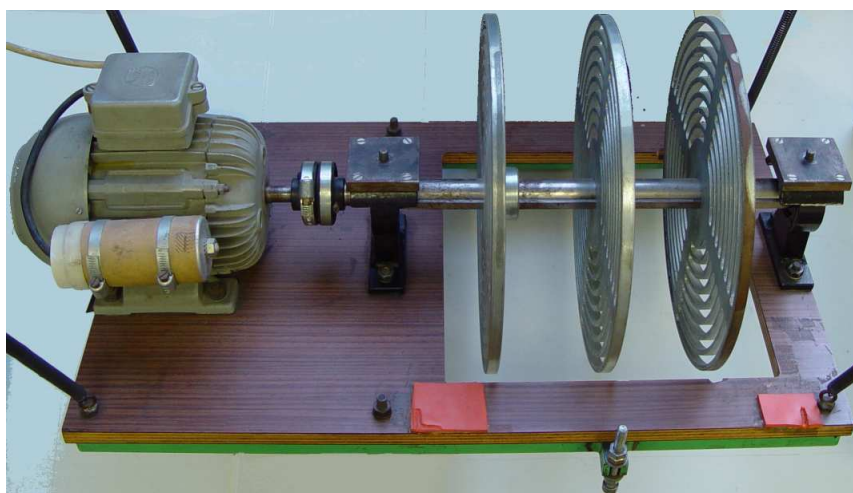
V industrijskem okolju ter tudi pri individualnih potrošnikih je v uporabi ogromno strojev, katerih sestavni deli rotirajo okoli poljubne osi. Slaba kvaliteta izdelave sestavnih delov ali pa obraba, ki se sčasoma na njih pojavi, vodi v neuravnoveženo rotacijo. Neuravnovežen rotor med obratovanjem izkazuje povečane nivoje vibracij, kar je lahko moteče in tudi nevarno za uporabnike.

Namen te laboratorijske vaje je najprej predstaviti postopek merjenja kvalitete uravnoveženja togega rotorja glede na standard ISO 10816-1, nato pa so še podrobneje razloženi principi uravnoveženja realnih togih rotorjev.

2.2 Definicija naloge in izvedba vaje

2.2.1 Postopek merjenja kvalitete uravnoveženja

Kvaliteta uravnoveženja rotorja se določa po standardu ISO 10816-1 na podlagi merjenja hitrosti vibracij na ležajnih mestih. Primer rotorja, kateremu se pomeri kvaliteta uravnoveženja je prikazan na sliki 8.



Slika 8: Primer rotorja.

Posledica slabo uravnoveženega rotorja je povečan nivo vibracij, ki jih lahko izmerimo na ležajih. Za določevanje kvalitete uravnoveženja se torej izrabi njegovo posledico: velikost nivoja vibracij, katere sprejemljivost določimo glede na standard ISO 10816-1:1995¹. Standard navaja, da je za večino naprav efektivna hitrost v_{rms} primerno merilo za oceno sprejemljivosti nivoja vibracij. To velja za relativno širok razpon hitrosti vrtenja naprav. Same naprave so razdeljene v več razredov:

- Razred I** Majhne naprave (električni motorji moči do 15kW).
- Razred II** Srednje velike naprave moči 15kW do 75kW brez posebnih temeljev ali togo pritrjene naprave do 300kW na posebnih temeljih.
- Razred III** Velike naprave na velikih togih temeljih.
- Razred IV** Velike naprave na relativno mehkih temeljih.

¹ISO 10816-1:1995 Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 1: General guidelines

Posamezno napravo iz določenega razreda naprav nato glede na izmerjeni nivo vibracij s pomočjo tabele 1 razvrstimo v eno od štirih obratovalnih področij:

- Področje A** Večina novih naprav naj bi spadala v to področje.
- Področje B** Naprave v tem področju so ponavadi ustrezne za dolgotrajno obratovanje.
- Področje C** Naprave v tem področju so ponavadi neustrezne za dolgotrajno obratovanje. Časovno omejeno delovanje naprav je dovoljeno.
- Področje D** Oscilacije v tem področju lahko resno poškodujejo napravo.

Tabela 1: Vrednotenje sprejemljivosti nivoja vibracij po standardu ISO 10816-1:1995.

| v_{rms} [mm/s] | Razred I | Razred II | Razred III | Razred IV | |
|-------------------------|----------|-----------|------------|-----------|---|
| 0,28 | A | A | A | A | |
| 0,45 | | | | | |
| 0,71 | | | | | |
| 1,12 | B | B | C | B | |
| 1,80 | | | | | |
| 2,80 | C | C | C | C | |
| 4,50 | | | | | |
| 7,10 | D | D | C | C | |
| 11,2 | | | | | |
| 18,0 | | | D | D | D |
| 28,0 | | | | | |
| 45,0 | | | | | |

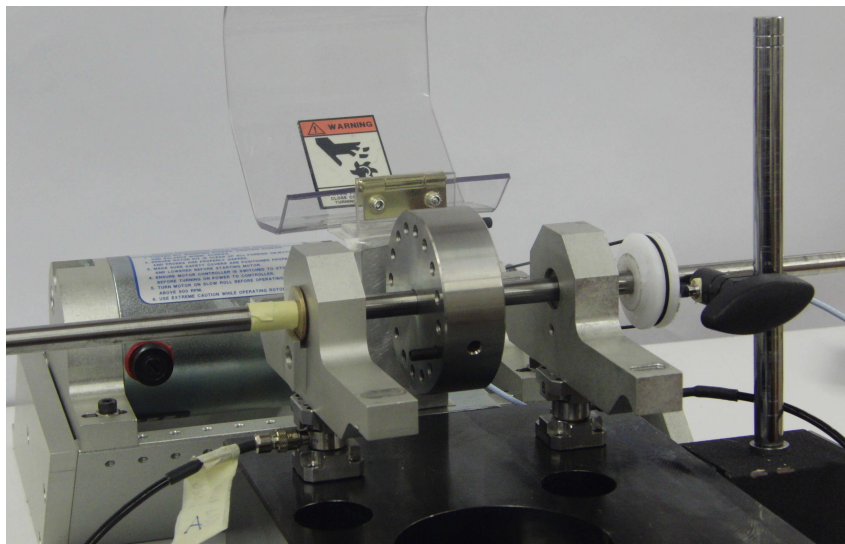
Hitrosti v ležajih se navadno meri s pomočjo namenskih naprav, ki izmerijo efektivno ali tudi rms (root-mean-square) hitrost, katera je definirana kot:

$$v_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v(t)^2 dt}. \quad (20)$$

S pomočjo stroboskopske svetilke se lahko dodatno izmeri še hitrost vrtenja rotorja.

2.2.2 Masno uravnoteženje togega rotorja

Na sliki 9 je prikazan sistem s togim rotorjem. V okviru laboratorijske vaje boste spoznali merjenje sil v ležajih kot posledica neuravnoteženosti rotorja in tudi uravnoteženje takega rotorja.



Slika 9: Merjenje neuravnoteženosti.

Pri rotaciji togega telesa okrog stalne osi se na ležajnih mestih pojavijo dinamične sile. Vrteči se koordinatni sistem $x'y'z'$ je orientiran tako, da leži težišče togega rotorja na ravnini $x'z'$ (slika 10):

$$\begin{aligned}\sum F_{x',i} &= A_{x'} + B_{x'} = -m e \dot{\varphi}^2 \\ \sum F_{y',i} &= A_{y'} + B_{y'} = m e \ddot{\varphi}\end{aligned}\tag{21}$$

$$\sum F_{z',i} = 0$$

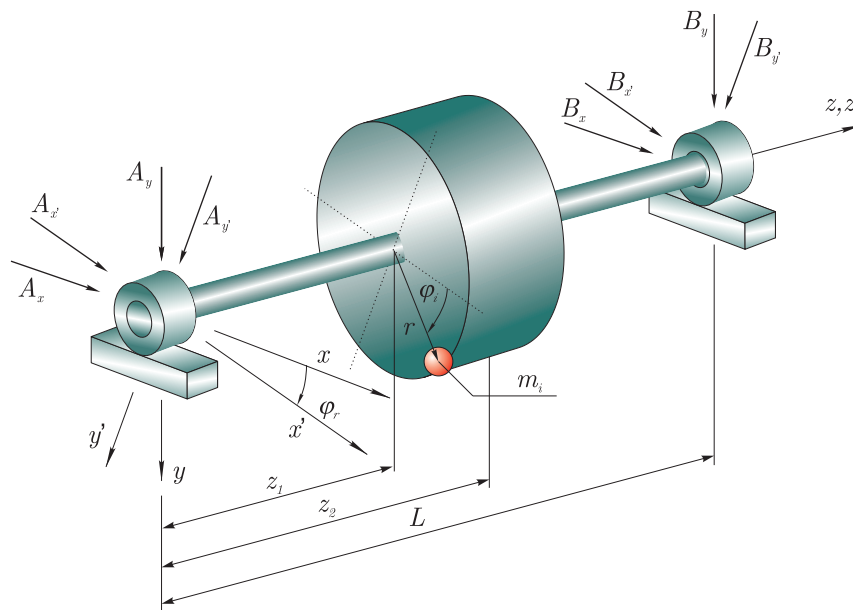
$$\begin{aligned}\sum M_{x'} &= -B_{y'} L = -J_{x'z'} \ddot{\varphi} + J_{y'z'} \dot{\varphi}^2 \\ \sum M_{y'} &= B_{x'} L = -J_{x'z'} \dot{\varphi}^2 - J_{y'z'} \ddot{\varphi}.\end{aligned}\tag{22}$$

$$\sum M_{z'} = J_{z'z'} \ddot{\varphi},$$

kjer so $A_{x'}$, $A_{y'}$, $B_{x'}$ in $B_{y'}$ sile v ležajih v vrtečem se koordinatnem sistemu $x'y'z'$, L je razdalja med ležajema, $J_{y'z'}$ in $J_{x'z'}$ pa sta deviacijska masna vztrajnostna momenta. m je celotna masa rotorja, e je ekscentričnost, $\dot{\varphi}$ je kotna hitrost in $\ddot{\varphi}$ kotni pospešek.

Iz gibalnih enačb (21) in (22) je razvidno, da so pri konstantni vrtilni hitrosti $\dot{\varphi}$ rotorja ($\ddot{\varphi} = 0$) dinamične sile na ležaje enake nič, kadar velja:

$$\begin{aligned}\mathbf{r}_T &= \frac{\sum_i m_i \mathbf{r}_i}{\sum_i m_i} = \mathbf{0} \\ J_{y'z'} &= 0 \\ J_{x'z'} &= 0\end{aligned}\tag{23}$$



Slika 10: Vrtenje rotorja okrog stalne osi.

\mathbf{r}_T je vektor težišča rotorja.

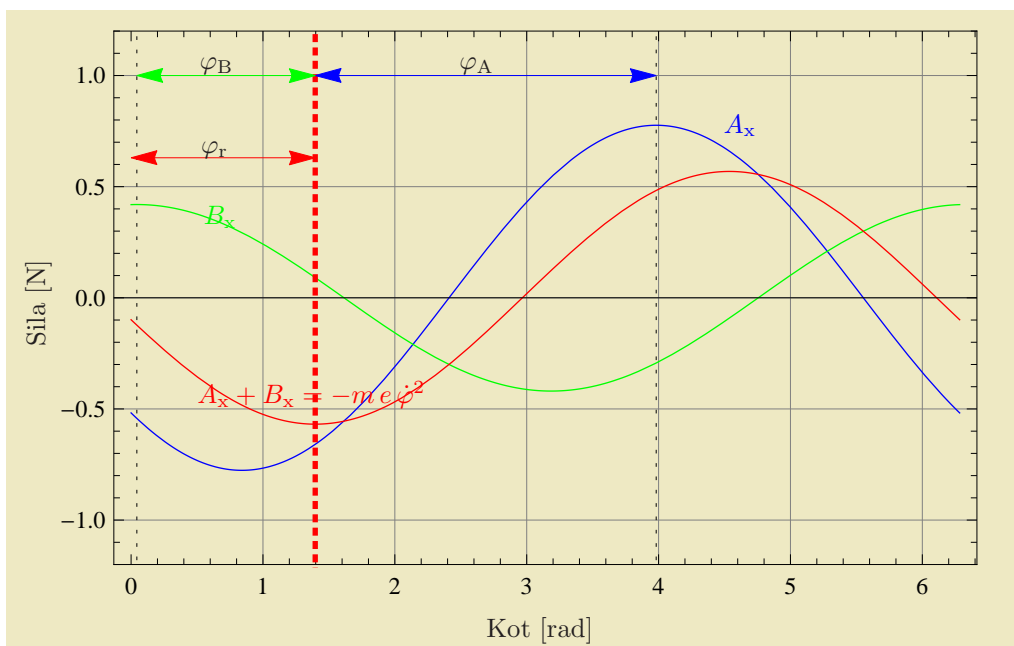
Izkaže se, da lahko dinamično uravnoteženje izvedemo z uporabo najmanj dveh uteži mas m_1 in m_2 , ki jih dodamo na različnih razdaljah z_1 in z_2 (glede na koordinatno izhodišče) ter polmeru r . Z uporabo enačb (21) ter (22) je mogoče izpeljati $m e$, $J_{x'z'}$ ter $J_{y'z'}$, položaj in maso uteži pa se določi na podlagi enačbe (23).

Postopek uravnoteženja rotorja

Preizkuševališče je prikazano na sliki 9. Rotor je uležajen z dvema drsnima ležajema, ki sta pritrjena na silomera. Silomera merita *reakcijske* sile na ležaja in sta pritrjena na jekleno podlago bistveno večje mase, kakor jo ima rotor. Rotor je gnan preko jermenskega prenosa, s čimer zmanjšamo vpliv zunanjih sil.

Pri konstantnem vrtenju rotorja se na posameznem ležajnem mestu zaradi neuravnoteženosti rotorja pojavi dinamična sila, ki ima komponenti v smeri x in y . Ta sila ima konstantno amplitudo, ki kroži s kotno hitrostjo $\dot{\varphi}$ rotorja, zato zadostuje merjenje sil v eni smeri. Rezultat meritve je časovni potek sil v podporah A_x in B_x za en vrtljaj, kot je prikazano na sliki 11. Merjenje se prične, ko leži referenčna točka na rotorju v ravnini xz (referenčna točka je na rotorju označena z "0°"). Čas merjenja je enak času vrtljaja T_0 .

Najprej je potrebno določiti fazni zamik vrtečega se koordinatnega sistema $x'y'z'$. Težišče, ki leži na ravnini $x'z'$, bo soležno z ravnino xz v tistem trenutku, ko bo izmerjena sila $A_x + B_x$ minimalna: na sliki 11 je tako stanje prikazano pri kotu φ_r . V krožnem diagramu vrtečega se koordinatnega sistema $x'y'z'$ na sliki 12 lahko narišemo težišče na os x' , vsota pomerenih sil pa leži na isti osi, vendar na negativnem delu. Za konkreten primer na sliki 11 vidimo, da sila A prehiteva težišče za φ_A , sila B pa zaostaja za φ_B . Obe sili tudi lahko narišemo v krožni diagram (slika 12). Iz krožnega diagrama določite še ostale veličine: $A_{x'}$, $A_{y'}$, $B_{x'}$, $B_{y'}$.



Slika 11: Izmerjena sila

Iz enačb (21) ter (22) se lahko izračuna $m e$, $J_{x'z'}$ ter $J_{y'z'}$.

$$m e = -(A_{x'} + B_{x'})/\dot{\varphi}^2 \quad (24)$$

$$J_{y'z'} = -B_{y'} L/\dot{\varphi}^2 \quad (25)$$

$$J_{x'z'} = -B_{x'} L/\dot{\varphi}^2 \quad (26)$$

Če želimo sistem uravnotežiti, potem moramo dodati dve masi (m_1 in m_2) na dveh različnih ravninah (z_1 in z_2); polmer pa je v obeh primerih enak r . Na podlagi enačbe (23) se zapiše sistem šestih enačb s šestimi neznankami (m_1 , m_2 , x_1 , y_1 , x_2 , y_2):

$$0 = m e + m_1 x'_1 + m_2 x'_2, \quad \text{težišče v } x' \text{ smeri} \quad (27)$$

$$0 = m_1 y'_1 + m_2 y'_2, \quad \text{težišče v } y' \text{ smeri} \quad (28)$$

$$0 = J_{y'z'} + m_1 y'_1 z'_1 + m_2 y'_2 z'_2, \quad (29)$$

$$0 = J_{x'z'} + m_1 x'_1 z'_1 + m_2 x'_2 z'_2, \quad (30)$$

$$r^2 = x_1'^2 + y_1'^2, \quad (31)$$

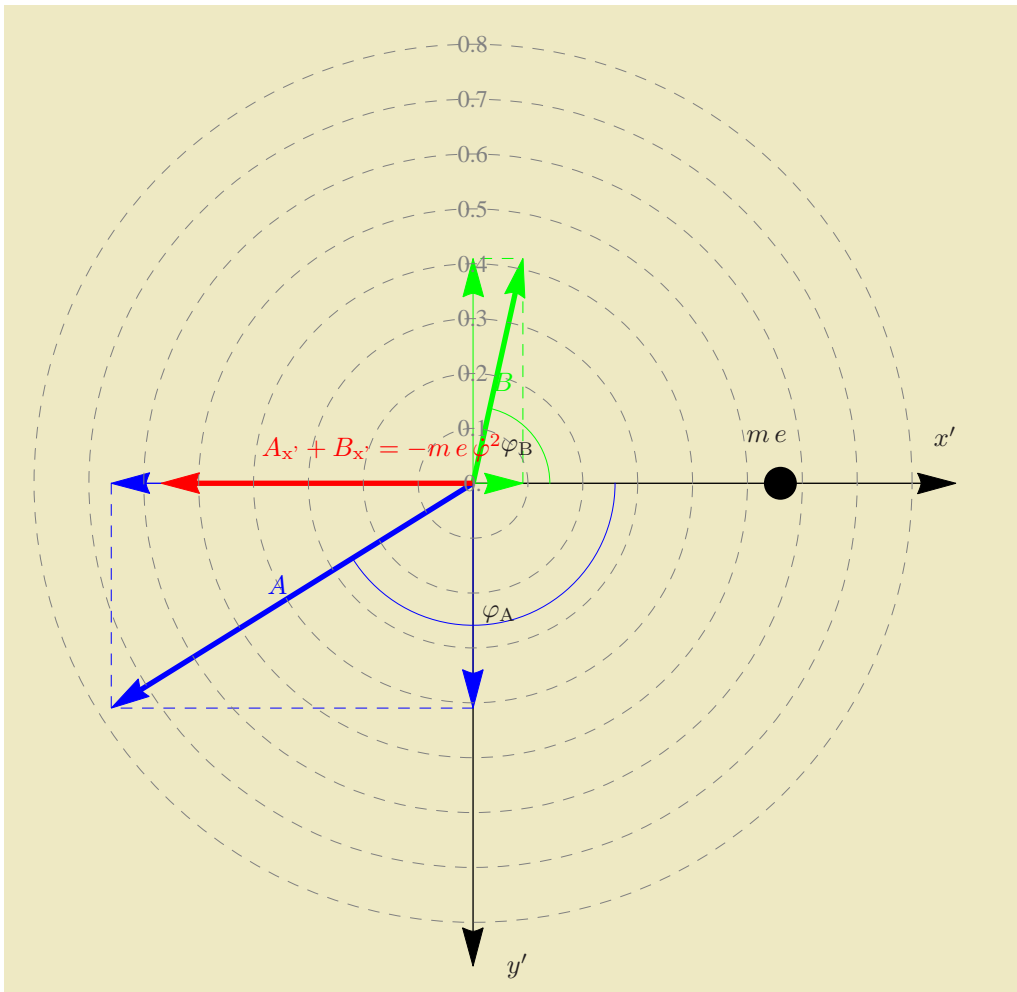
$$r^2 = x_2'^2 + y_2'^2. \quad (32)$$

Obstajajo štiri možne rešitve, samo ena ima obe masi pozitivni (dodajanje mase):

$$m_1 = \frac{\sqrt{(J_{x'z'} - m e z_2)^2 + J_{y'z'}^2}}{\sqrt{r^2(z_1 - z_2)^2}} \quad (33)$$

$$m_2 = \frac{\sqrt{(J_{x'z'} - m e z_1)^2 + J_{y'z'}^2}}{\sqrt{r^2(z_1 - z_2)^2}} \quad (34)$$

$$x'_1 = \frac{r(z_1 - z_2)(m e z_2 - J_{x'z'})}{\sqrt{(z_1 - z_2)^2} \sqrt{(J_{x'z'} - m e z_2)^2 + J_{y'z'}^2}} \quad (35)$$



Slika 12: Krožni diagram sil.

$$y'_1 = \frac{J_{y'z'} r(z_2 - z_1)}{\sqrt{(z_1 - z_2)^2 \sqrt{(J_{x'z'} - m e z_2)^2 + J_{y'z'}^2}}} \quad (36)$$

$$x'_2 = \frac{r(z_1 - z_2)(J_{x'z'} - m e z_1)}{\sqrt{(z_1 - z_2)^2 \sqrt{(J_{x'z'} - m e z_1)^2 + J_{y'z'}^2}}} \quad (37)$$

$$y'_2 = \frac{J_{y'z'} r(z_1 - z_2)}{\sqrt{(z_1 - z_2)^2 \sqrt{(J_{x'z'} - m e z_1)^2 + J_{y'z'}^2}}} \quad (38)$$

$$(39)$$

Izračunajte še kota φ_1 in φ_2 .

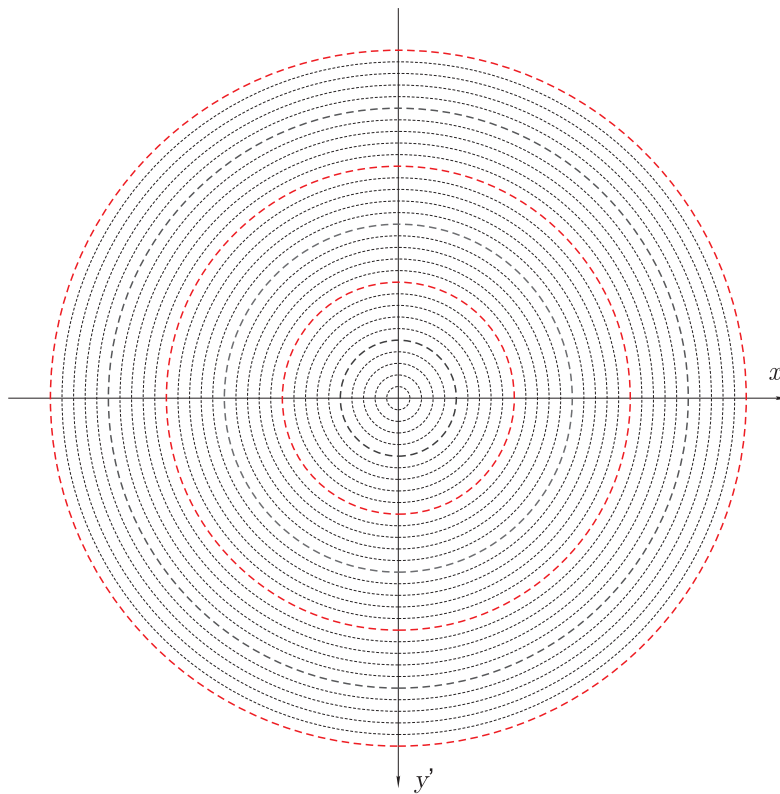
Merjenje sil v ležajih:

Sile na ležajnih mestih A in B v smeri x so izmerjene s silomerom (slika 10). Položaj (faza) rotorja je določen z induktivnim senzorjem. Zajem podatkov je izveden z merilno opremo podjetja National Instruments v programu LabView.

Pri izvajanju meritve je potrebno paziti na naslednje:

- Da je pri zajemanju signala sil uporabljen nizkopasovni filter.
- Silomeri merijo reakcijske sile. Razmislite o predznakih!
- Uteži na rotorju morajo biti privijačene tako, da se pri rotaciji ne morejo odvijati, obvezno pa mora imeti rotor zaščito.
- Meritev mora biti izvedena takrat, ko ima rotor konstantno vrtilno hitrost, brez pospeševanja.

Pregled meritev in rezultati:



Slika 13: Vrišite izmerjene sile v krožni diagram.

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

Podatki preizkuševališča

| | | |
|-------|--|---|
| L | | m |
| z_1 | | m |
| z_2 | | m |
| r | | m |

Podatki pri obratovanju

| | | |
|-----------------|--|-------|
| T_0 | | s |
| $\dot{\varphi}$ | | rad/s |
| $A_{x'}$ | | N |
| $A_{y'}$ | | N |
| φ_A | | ° |
| $B_{x'}$ | | N |
| $B_{y'}$ | | N |
| φ_B | | ° |
| φ_r | | ° |

Izračun

| | | |
|-------------|--|-------------------|
| m_e | | kg m |
| $J_{y'z'}$ | | kg m ² |
| $J_{x'z'}$ | | kg m ² |
| m_1 | | gram |
| m_2 | | gram |
| x'_1 | | m |
| y'_1 | | m |
| x'_2 | | m |
| y'_2 | | m |
| φ_1 | | ° |
| φ_2 | | ° |

2.3 Teoretična vprašanja

1. Zakaj se na neuravnoveženih rotorjih pojavijo vibracije? Kdaj in zakaj je to nezaželeno?
2. Kako uvrščamo kvaliteto uravnoveženosti rotorja po standardu ISO 10816-1?
3. Kako se meri rms hitrosti v ležajih rotorja?
4. Kako se uporablja stroboskop?
5. Kako uravnovežimo neuravnovežen rotor?
6. Kakšna je razlika med statičnim in dinamičnim uravnoveženjem rotorjev?
7. Zakaj moramo sile na ležaje meriti pri konstantni vrtilni hitrosti rotorja?

3 Trk

3.1 Namen vaje

Pri obravnavi trka dveh ali več teles nas običajno zanimajo hitrosti po trku. Te v okviru teorije togih teles določimo ob predpostavki ohranitve gibalne količine ter z uporabo Poissonovega zakona trka, kjer je potrebno poznati t.i. *koeficient trka*. Pri teoretični obravnavi trka predpostavimo, da je koeficient trka odvisen zgolj od materiala teles, ki trčita, v splošnem pa je lahko odvisen tudi od velikosti in materiala teles, relativne hitrosti trka, temperature, hrapavosti površin . . .

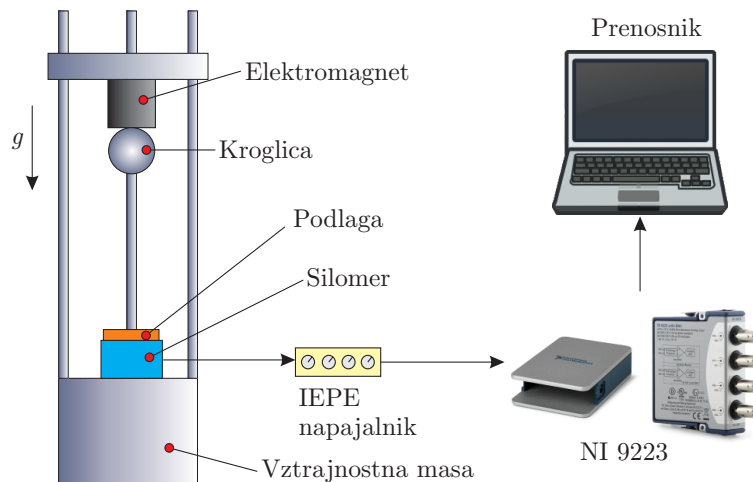
Namen te vaje je izmeriti časovni potek sile pri trku kroglice s podlago in nato z obdelavo pomejenih podatkov določiti koeficient trka.

3.2 Definicija naloge

Na sliki 14 je prikazana naprava za merjenje časovnega poteka sile pri trku kroglice s podlago, na sliki 15 pa shema eksperimenta. Naprava za merjenje sile je nastavljiva po višini, kar omogoča spust kroglice iz različnih višin. Na vrhu se nahaja elektromagnet, ki skrbi za hipni spust kroglice ter ravno trajektorijo njenega padca. Podlaga, v katero trči kroglica, je privijačena na silomer tipa PCB 208C04, ta pa je pritrjen na veliko vztrajnostno maso, ki zmanjša vpliv lastne dinamike same naprave. V silomeru se nahaja piezo kristal, na katerem se ob deformaciji pojavi električni naboj. Ta naboj se s pomočjo vgrajenega IEPE (*ang. Integrated Electronic Piezoelectric*) ojačevalnika naboja ter zunanjšega IEPE napajalnika pretvori v napetost. Signal napetosti se nato pripelje na merilno kartico NI9223, ki omogoča zelo hitre zajeme (1M merilnih točk na sekundo), časovni podatki sile pa se shranijo na osebni računalnik za nadaljno obdelavo v programskem jeziku Python.



Slika 14: Slika naprave za merjenje časovnega poteka sile pri trku kroglice s podlago.



Slika 15: Merilna shema eksperimenta.

Lastnosti silomera PCB 208C04:

- masa: 22,7 g,
- merilno območje: od -2,2kN do +4,4kN,
- občutljivost: 1.183 mV/N,
- lastna frekvenca: 36 kHz,
- vgrajen nabojni ojačevalnik, signal je potrebno le še napajati.



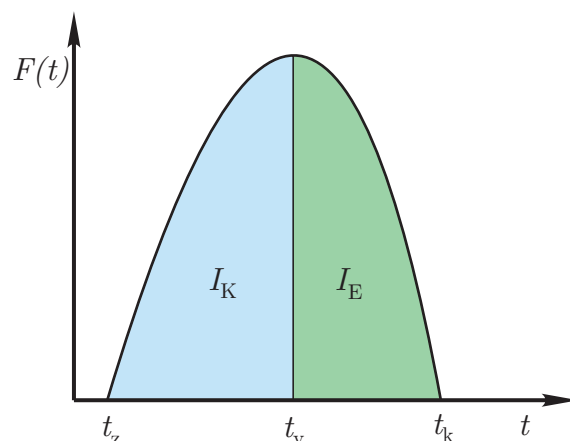
Slika 16: Silomer PCB 208C04.

Koeficient trka ε se izračuna iz časovnega signala pomerjene sile $F(t)$ na podlagi Poissonovega zakona trka, ki je definiran na ravni impulzov. Velja:

$$\varepsilon = \frac{I_E}{I_K}, \quad (40)$$

kjer je I_E impulz faze kompresije, I_K pa impulz faze ekspanzije. Ilustracija poteka sile trka, skupaj z označenima fazama kompresije in ekspanzije je prikazana na sliki 17. Vidimo, da lahko vrednost posameznega impulza izračunamo z uporabo numerične integracije. Velja:

$$I_K = \int_{t_z}^{t_v} F(t) dt, \quad I_E = \int_{t_v}^{t_k} F(t) dt. \quad (41)$$



Slika 17: Ilustracija časovnega poteka sile med trkom. Označeni sta fazi kompresije in ekspanzije.

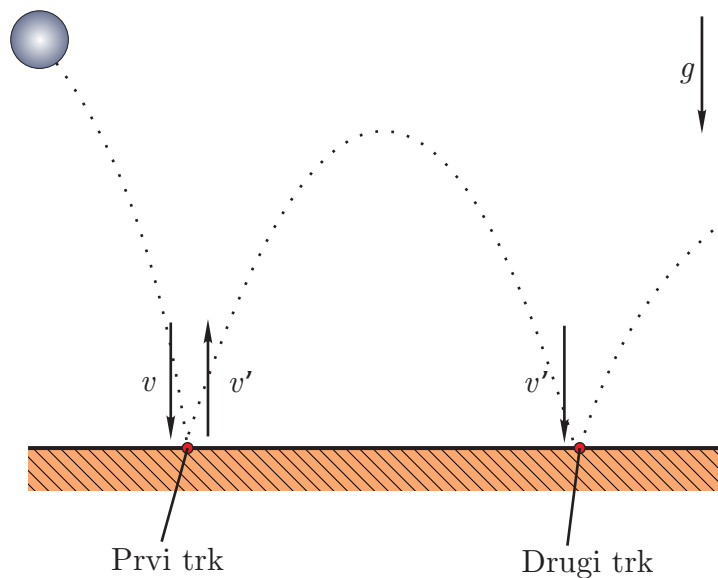
Alternativno lahko koeficient trka ε izračunamo tudi iz razmerja hitrosti tik pred in tik po trku, pri čemer upoštevamo samo hitrost kroglice, saj predpostavimo, da podlaga miruje. Velja:

$$\varepsilon = \frac{|\text{Hitr. po trku}|}{|\text{Hitr. pred trkom}|} = \frac{|v'|}{|v|}. \quad (42)$$

Hitrost tik pred trkom se določi po principu ohranitve mehanske energije, saj se vsa potencialna energija kroglice pretvori v kinetično:

$$v = \sqrt{2gh}, \quad (43)$$

kjer je h višina spusta kroglice. Hitrost po trku pa se izračuna iz zaporedja dveh trkov, pri čemer se zanemari zračni upor. Za lažjo predstavo si pogledjmo sliko 18, kjer sta skicirana dva zaporedna trka.



Slika 18: Skica dveh zaporednih trkov kroglice s podlago.

Po prvem trku se kroglica odbije navzgor z neznano hitrostjo v' in se zaradi delovanja gravitacije po nekaj časa ustavi, nato pa začne pospešeno padati nazaj navzdol. Hitrost pred drugim trkom je enaka hitrosti

v' , pri čemer polovico časa med trkoma kroglica potuje navzgor, polovico časa pa navzdol. Če pomerimo čas med prvim in drugim trkom Δt , potem lahko izračunamo hitrost kroglice po prvem trku kot:

$$v' = g \frac{\Delta t}{2}. \quad (44)$$

Sedaj enačbi (43) in (44) vstavimo v enačbo (42) in dobimo končni izraz za alternativni izračun koeficienta trka:

$$\varepsilon = \frac{g \Delta t}{\sqrt{8gh}}. \quad (45)$$

Pričakovane so vrednosti ε med 0 in 1. Ko velja $\varepsilon = 0$ gre za popolnoma plastičen trk, ko pa je $\varepsilon = 1$ pa gre za popolnoma elastičen trk.

3.3 Izvedba vaje

Pri laboratorijski vaji boste uporabili kroglico iz kaljenega jekla, ki ima visoko površinsko trdoto (867 HV) in jo izpustili iz več višin, kot je to podano v spodnji preglednici. Na podlagi izmerjenih sil ter časov dveh zaporednih trkov boste nato dobili koeficiente trka ε . Za vsak primer opravite najmanj tri ponovitve in izračunajte povprečne vrednosti ε .

Pregled meritev in rezultati:

| Simbol | M1 | M2 | M3 | Enota |
|---|----|----|----|-------|
| Višina 4,5 cm - Na podlagi pomerjene sile | | | | |
| ε | | | | / |
| $\bar{\varepsilon}$ | | | | / |
| Višina 9,5 cm - Na podlagi pomerjene sile | | | | |
| ε | | | | / |
| $\bar{\varepsilon}$ | | | | / |
| Višina 14,5 cm - Na podlagi pomerjene sile | | | | |
| ε | | | | / |
| $\bar{\varepsilon}$ | | | | / |
| Višina 4,5 cm - Na podlagi dveh zaporednih trkov | | | | |
| ε | | | | / |
| $\bar{\varepsilon}$ | | | | / |
| Višina 9,5 cm - Na podlagi dveh zaporednih trkov | | | | |
| ε | | | | / |
| $\bar{\varepsilon}$ | | | | / |
| Višina 14,5 cm - Na podlagi dveh zaporednih trkov | | | | |
| ε | | | | / |
| $\bar{\varepsilon}$ | | | | / |

3.4 Teoretična vprašanja

1. Kako se izračunajo hitrosti teles po trku?
2. Kako je definiran koeficient trka in zakaj ga potrebujemo?
3. Kako deluje silomer? Kaj pomeni IEPE?
4. Ali višina spusta kroglice vpliva na dobljene koeficient trka?
5. Ali površinska trdota kroglic vpliva na dobljene koeficient trka?
6. Za kakšen tip trka gre v našem primeru?
7. Koliko časa je trajal trk kroglice s podlago?

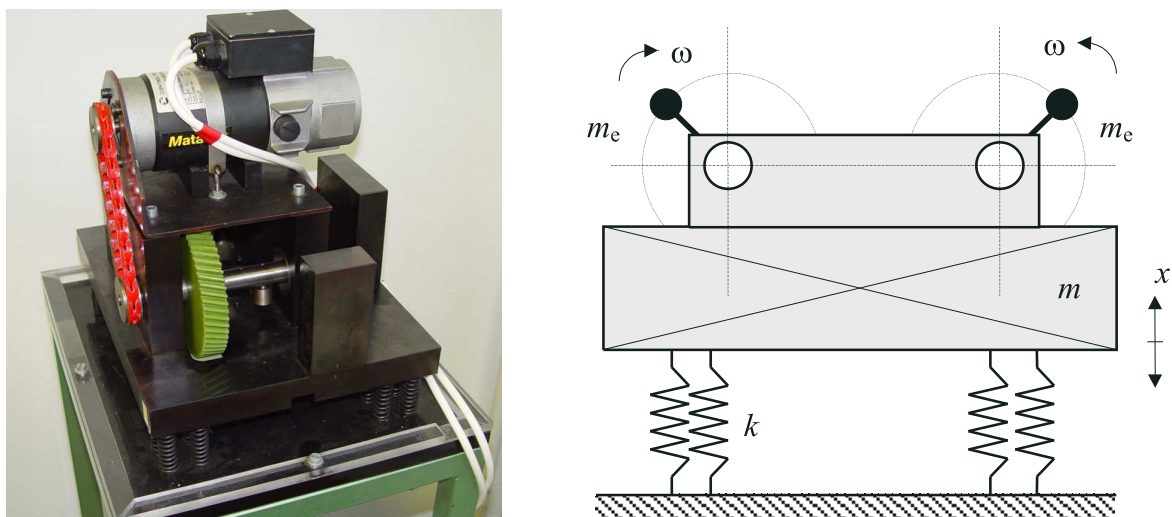
4 Frekvenčni odziv centrifugalno vzbujanega sistema

4.1 Namen vaje

V strojniški praksi je centrifugalno vzbujanje velikokrat izvor vibracij strojev in naprav. V nekaterih primerih namensko dodamo izvor vibracij v sistem, npr. vibracijska sita, dozatorji razsutega materiala, ..., v drugih primerih pa je tak izvor vibracij moteč, npr. neuravnoveženi rotor turbine, ... Z namenom, da bi spoznali fenomen centrifugalnega vzbujanja, se bomo tukaj ukvarjali z analizo osnovnega modela centrifugalnega vzbujanja.

4.2 Definicija naloge

Za sistem na sliki 19 določite razmernik dušenja in lastno dušeno krožno frekvenco. Z meritvami določite frekvenčni odziv sistema zaradi centrifugalnega vzbujanja v ustaljenem stanju. Merjeni frekvenčni odziv primerjajte s teoretičnim. Kot je razvidno iz slike 19, smo predpostavili model z eno prostostno stopnjo.



Slika 19: Centrifugalno vzbujan sistem. Levo: sistem, desno: fizikalni model.

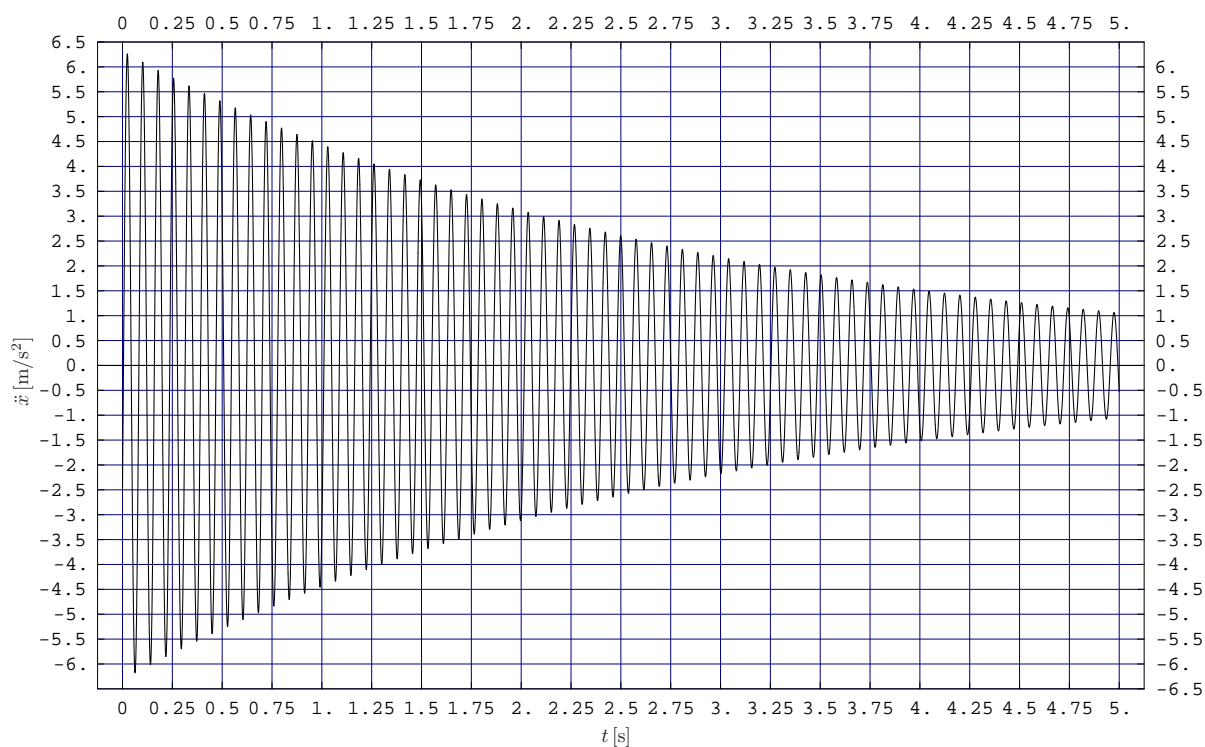
Podatki:

$$\begin{aligned}m &= 36,7 \text{ kg} \\m_e &= 0,03 \text{ kg} \\e &= 30 \text{ mm} \\k &= 243 \text{ kN/m}\end{aligned}$$

4.3 Izvedba vaje

4.3.1 Lastno dušeno nihanje

Iz slike 20, ki prikazuje lasten dušen odziv nihala na sliki 19, lahko določimo razmernik dušenja δ in lastno krožno frekvenco dušenega nihanja ω_{0d} .



Slika 20: Lasten dušen odziv sistema.

Poglejmo, kako pridemo do iskanih parametrov: gre za preprost sistem masa–vzmet–dušilka, za katerega lahko izpeljemo gibalno enačbo:

$$m \ddot{x} + d \dot{x} + k x = 0. \quad (46)$$

Gibalno enačbo normiramo (delimo z maso m) in zapišemo v splošni obliki:

$$\ddot{x} + 2 \delta \omega_0 \dot{x} + \omega_0^2 x = 0, \quad (47)$$

kjer je δ razmernik dušenja, ω_0 pa lastna krožna frekvenca nedušenega nihanja. Glede na gibalno enačbo (47) pričakujemo odziv oblike:

$$x(t) = e^{-\delta \omega_0 t} [A \cos(\omega_{0d} t) + B \sin(\omega_{0d} t)], \quad (48)$$

kjer je $\omega_{0d} = \omega_0 \sqrt{1 - \delta^2}$ lastna krožna frekvenca dušenega nihanja in A in B konstanti, odvisni od začetnih pogojev.

Pri lahko dušenih sistemih $\delta \ll 1$ se izkaže, da se lastna nedušena ω_0 in lastna dušena krožna frekvenca ω_{0d} relativno malo razlikujeta. Če torej uporabimo poenostavitev $\omega_0 \approx \omega_{0d}$, lahko s pomočjo izraza (48), slike 20 ter malo sklepanja določimo razmernik dušenja δ in lastno krožno frekvenco dušenega nihanja ω_{0d} .

4.3.2 Harmonsko vzbujanje sistema

Za centrifugalno vzbujanje sistema na sliki 19 je ob predpostavki $m_e \ll m$ gibalna enačba:

$$(m + m_e) \ddot{x} + d \dot{x} + k x = m_e e \omega^2 \sin(\omega t). \quad (49)$$

Izraz (49) normiramo in zapišemo v splošni obliki:

$$\ddot{x} + 2\delta\omega_0\dot{x} + \omega_0^2x = f_0 \sin(\omega t), \quad (50)$$

kjer je $f_0 = \frac{m_e e \omega^2}{m_e + m}$. Za tako vzbujan sistem pričakujemo v *ustaljenem stanju* odziv:

$$x(t) = X \sin(\omega t - \phi), \quad (51)$$

kjer je amplituda nihanja v ustaljenem stanju:

$$X = X_0 \beta \quad (52)$$

in

$$X_0 = \frac{f_0}{\omega_0^2} \quad (53)$$

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + \left(2\delta\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}}. \quad (54)$$

Izraza (52) in (53) preoblikujemo v t.i. izraz normiranih amplitud v odvisnosti od vzbujevalne frekvence:

$$\gamma = \frac{X}{\frac{m_e e}{m_e + m}} = \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 \beta. \quad (55)$$

Tako smo prišli do frekvenčnega odziva sistema. Frekvenčni odziv glede na meritve dobimo tako, da pomerimo amplitude pomikov X pri določeni frekvenci vzbujanja ω in uporabimo prvi del izraza (55). Frekvenčni odziv glede na meritve primerjamo s teoretičnim frekvenčnim odzivom, ki ga dobimo tako, da za določeno vzbujevalno krožno frekvenco ω izračunamo drugi del izraza (55).

4.3.3 Meritve

Merjenje amplitude pomikov vsiljenega nihanja

Pri vzbujanju s centrifugalno silo vzbujevalne krožne frekvence ω želimo pomeriti amplitudo nihanja. Ker pa s pospeškomerom izmerimo pospeške, moramo uporabiti povezavo med amplitudo pospeška \ddot{X} in amplitudo pomika X za sinusni signal:

$$\ddot{X} = -\omega^2 X. \quad (56)$$

Meritve izvedemo na naslednji način:

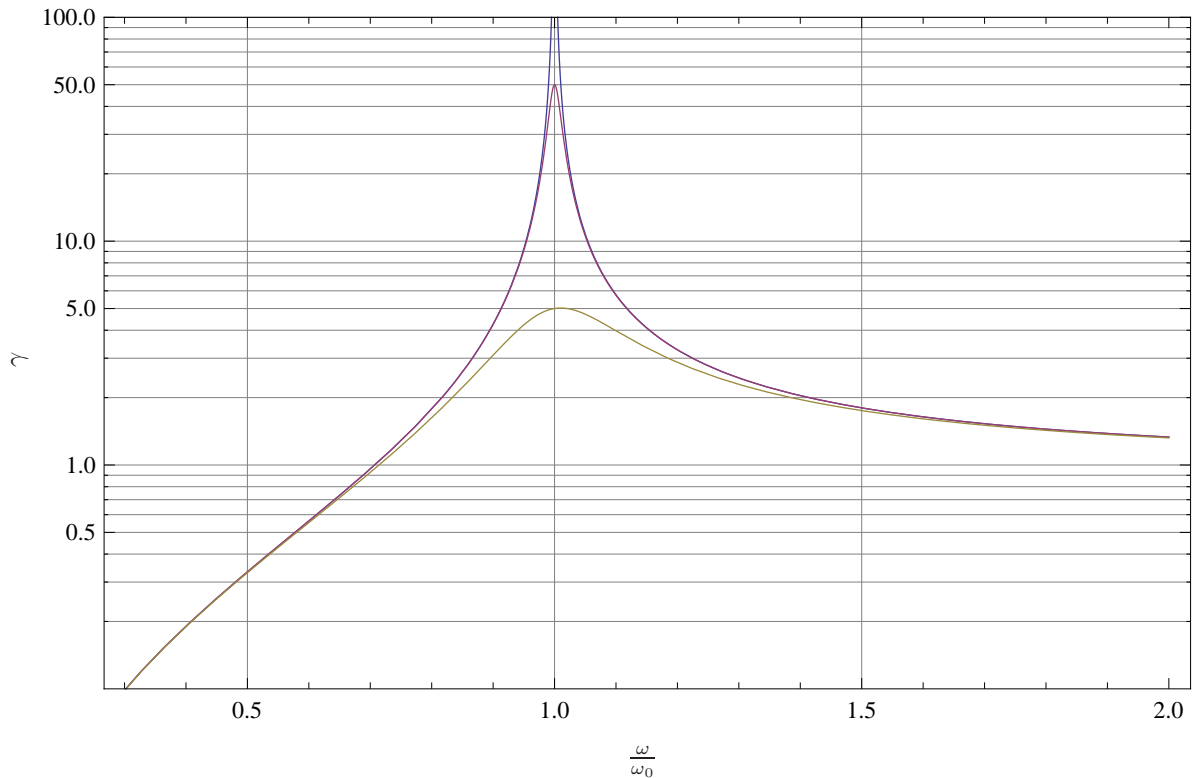
1. nastavimo željeno kotno hitrost elektromotorja v obr/min,
2. počakamo, da se tranzient izniha,
3. na osciloskopu zamrznemo sliko in odčitamo dvojno amplitudo nihanja,
4. vrnemo se na prvo točko.

Pregled meritev in rezultati:

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

Podatki preizkuševališča

| | | |
|------------|--|-------|
| ω_0 | | rad/s |
| f_0 | | Hz |



Slika 21: Funkcija γ pri različnih stopnjah dušenja ($\delta = 0$, $\delta = 0,01$, $\delta = 0,1$). Vrišite izmerjene točke.

4.4 Teoretična vprašanja

1. Na vaji smo najprej obravnavali lastno dušeno nihanje sistema, nato pa še centrifugalno vzbujen sistem. Kakšna je razlika pri nihanju teh dveh sistemov?
2. S kakšno frekvenco niha centrifugalno vzbujen sistem?
3. Kako smo določili lastno dušeno krožno frekvenco in razmernik dušenja?
4. Zakaj opazujemo odziv sistema v ustaljenem stanju?
5. Kako dušenje vpliva na razmernik amplitud γ centrifugalno vzbujenega sistema?
6. Zakaj smo na oscilatorju odčitali dvojno amplitudo nihanja?
7. Opišite nihanje, če je razmernik dušenja manjši od 1, enak 1 ali pa večji od 1.

5 Statika tekočin - gostota kapljevine

5.1 Namen vaje

Obstaja več načinov, s katerimi je mogoče pomeriti gostoto neznane snovi. Če je snov kapljevina, potem lahko uporabimo principe statike tekočin, in sicer tako, da v piezometru opazujemo razliko v tlačni višini med tekočino z znano in tekočino z neznano gostoto. Na podlagi te razlike nato določimo gostoto neznane snovi.

5.2 Definicija naloge in izvedba vaje

Na sliki 22 je prikazana naprava za merjenje gostote kapljevine. V eno posodo natočite vodo, v drugo posodo pa neznano tekočino, nato odprite ventil V in s cevjo C izsesajte nekaj zraka ter zaprite ventil V. Opazite, da sta višini stolpcev h_1 in h_2 v piezometrih različni.

Iz razlike piezometričnih višin, ki jo opazimo pri eksperimentu, lahko določimo gostoto neznane kapljevine. Najprej zapišimo spreminjanje hidrostatičnega tlaka. če je na gladini določene kapljevine tlak p_g , potem se hidrostatični tlak p_{g2} tekočine gostote ρ z globino h spreminja glede na izraz ($g=9,81 \text{ m/s}^2$):

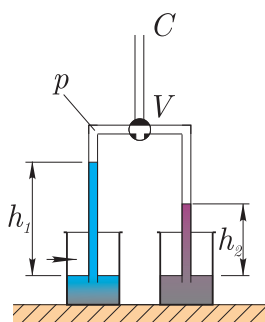
$$p_{g2} = p_g + \rho g h. \quad (57)$$

Na gladini obeh kapljev in v piezometru je enak tlak, tako lahko zapišemo:

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} g h_1 = \rho g h_2. \quad (58)$$

Iz enačbe (58) sedaj izrazimo gostoto neznane kapljevine:

$$\rho = \rho_{\text{H}_2\text{O}} \frac{h_1}{h_2}. \quad (59)$$



Slika 22: Eksperimentalna priprava.

Pregled meritev in rezultati:

| Simbol | Vrednost | Enota |
|-----------------------------|----------|-------------------|
| h_1 | | m |
| h_2 | | m |
| $\rho_{\text{H}_2\text{O}}$ | | kg/m ³ |
| $\rho?$ | | kg/m ³ |

5.3 Teoretična vprašanja

1. Zakaj sta višini stolpca tekočin v piezometru različni?
2. Zakaj smo izsesali zrak iz piezometra in nato zaprli ventil?
3. Kakšna je velikost tlaka na gladini kapljevine?
4. Ali je velikost hidrostatičnega tlaka odvisna od premera cevi?
5. Kako bi še lahko določili gostoto kapljevine?

6 Dinamika tekočin - lokalne in linijske izgube

6.1 Namen vaje

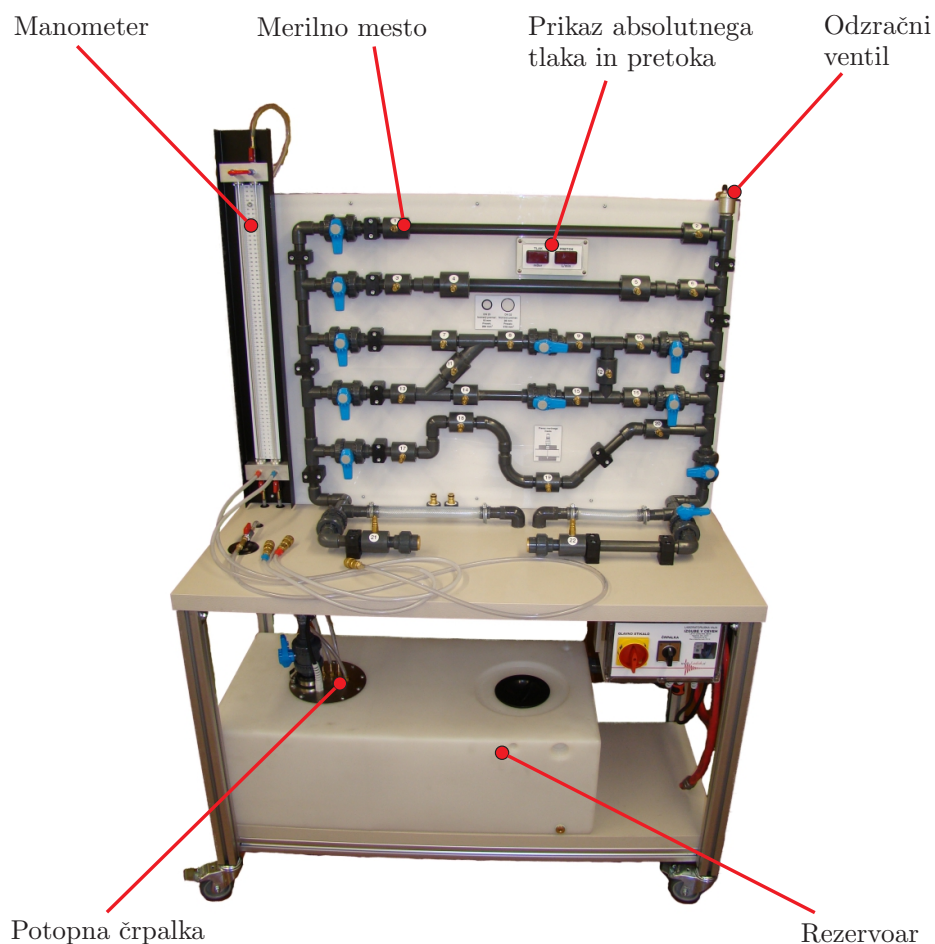
Pri pretakanju viskoznih tekočin po cevovodih, npr. v industriji ali pa v vodovodnem omrežju, pride do pojava izgub, kar se tipično kaže kot padec tlaka. Izgube v cevovodu se delijo na:

- *linijske*, ki se pojavijo po dolžini cevovoda in so odvisne od premera in hrapavosti cevi, hitrosti toka, tipa toka ...
- *lokalne*, ki se pojavijo na določenih mestih v cevovodu, kot npr. v kolenih, ventilih, šobah ...

Namen te vaje je izmeriti padce tlaka na posameznih elementih plastičnih cevi in iz teh nato določiti linijske in lokalne izgube v cevovodu.

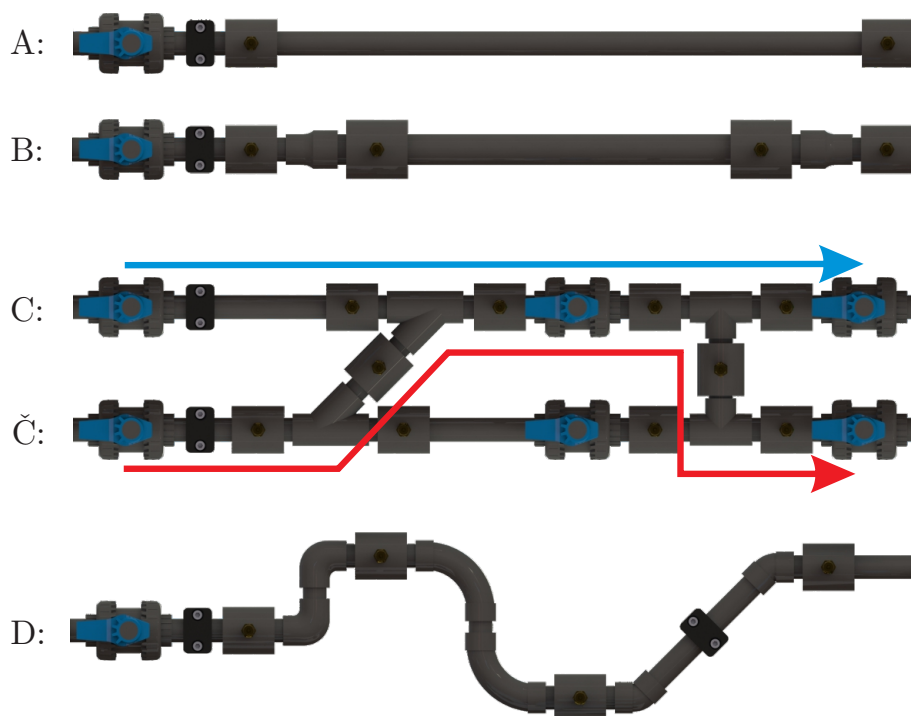
6.2 Definicija naloge

Na sliki 23 je prikazana eksperimentalna naprava, ki je namenjena merjenju izgub v cevovodu. V spodnjem delu je rezervoar za vodo, v katerega je vgrajena potopna črpalka. Črpalka črpa vodo v sistem prek dovodne cevi v kateri se nahaja tudi merilnik pretoka.



Slika 23: Eksperimentalna naprava za merjenje izgub v cevovodu.

Zgornji del naprave je sestavljen iz plastičnih cevi, razdeljenih na 5 vej (A, B, C, Č, D), ki so bolj podrobno prikazane na sliki 24. Vsaka veja vsebuje različne elemente cevovoda, v katerih se pojavijo izgube, ventile, s pomočjo katerih se zapre posamezne veje ter merilna mesta, ki so namenjena merjenju tlaka. Absolutni tlak na posameznem merilnem mestu se meri s pomočjo elektronskega zaznavala tlaka in izpisuje na prikazovalniku skupaj s pretokom. Na napravo je vgrajen tudi manometer, ki prikazuje relativno tlačno razliko med dvema merilnima mestoma, s pomočjo odzračnega ventila na vrhu naprave pa se izprazni zrak iz sistema pred pričetkom meritev.



Slika 24: Posamezne veje za preučevanje lokalnih in linijskih izgub, označene s črkami od A do D.

Teoretični izračun lokalnih in linijskih izgub v cevovodu

Izgube med poljubnima točkama 1 in 2 v cevovodu konstantnega prereza obravnavamo s pomočjo Bernoullijeve enačbe:

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + h_{12}, \quad (60)$$

kjer h_{12} označuje višino tlačnih izgub in zajema tako linijske kot tudi lokalne izgube. Ob predpostavki nestisljivosti in ohranitvi mase tekočine (velja $v_1 = v_2$) ter pri konstantni višini cevovoda se enačba (60) preoblikuje v:

$$h_{12} = \frac{\Delta p}{\rho g}, \quad (61)$$

kjer Δp predstavlja spremembo tlaka med točkama 1 in 2, katero lahko pomerimo. Pomerjene vrednosti izgub v cevovodu lahko primerjamo še s teoretičnimi, kjer je potrebno izračunati tako linijske, kakor tudi lokalne izgube.

Linijske izgube izračunamo po Darcy-Weisbachovi enačbi:

$$h_{\text{lin}} = \lambda \frac{l \bar{v}^2}{d 2g}, \quad (62)$$

kjer l označuje dolžino cevi, d njen premer, \bar{v} pa povprečno hitrost v cevovodu, ki jo izračunamo iz volumskega pretoka \dot{V} in ob znanem preseku A :

$$\bar{v} = \frac{\dot{V}}{A}. \quad (63)$$

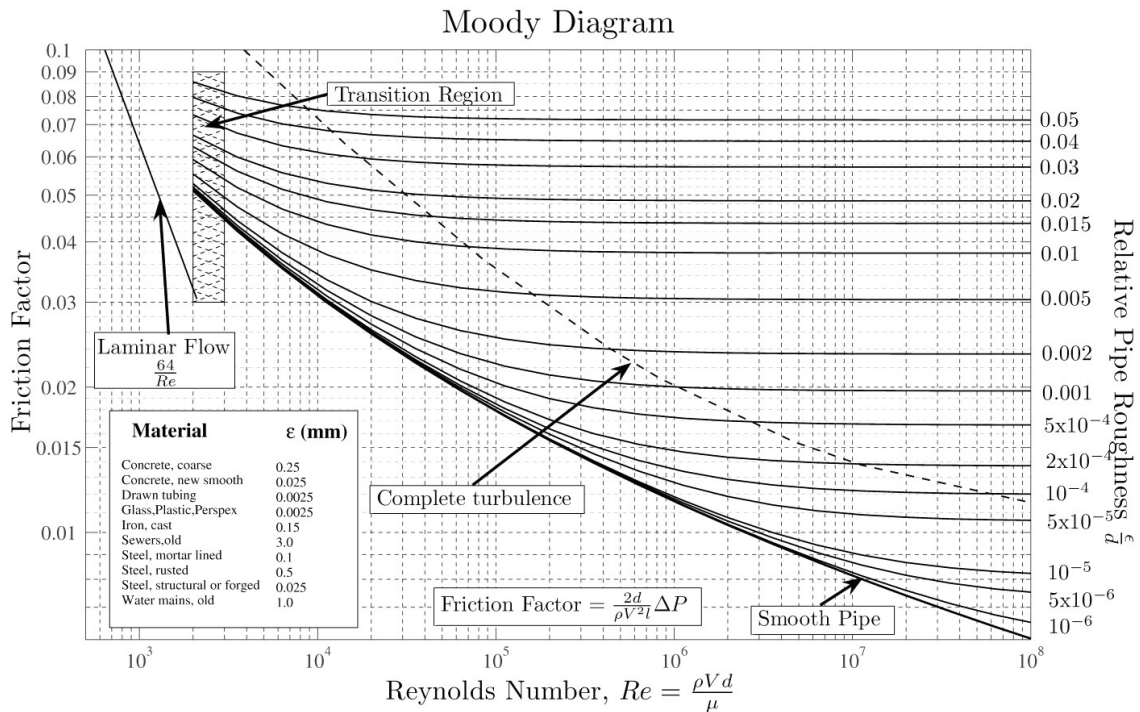
Za določitev koeficienta linijskih izgub λ je potrebno najprej določiti tip toka. To storimo tako, da izračunamo Reynoldsovo število:

$$\text{Re} = \frac{\bar{v} d}{\nu}, \quad (64)$$

kjer je ν kinematična viskoznost tekočine. Če je vrednost Reynoldsovega števila manjše od 2320, potem gre za laminarni tok in velja:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (65)$$

V primeru turbolentnega toka pa se λ odčita iz Moodyevega diagrama (slika 25).



Slika 25: Moodyev diagram.

Lokalne izgube se izračuna po enačbi:

$$h_{\text{lok}} = \zeta \frac{\bar{v}^2}{2g}. \quad (66)$$

kjer potrebujemo še koeficient lokalnih izgub ζ , katerega se določi eksperimentalno, običajno pa jih za znane elemente podajo proizvajalci cevi v priročnikih. V primeru zožitve ali razširitve cevi se izračun povprečne hitrosti v cevovodu \bar{v} navezuje na cev z najmanjšim premerom.

6.3 Izvedba vaje

Poženite črpalko, odprite vse veje in najprej spustite zrak iz cevovoda. Izmenično odpirajte posamezne veje (od A do D) in na merilnih mestih pomerite padce tlakov. Na podlagi sprememb tlakov določite izgube v posameznih vejah in te primerjajte s teoretično izračunanimi. Nekateri podatki za teoretični preračun so že podani v spodnji tabeli, manjkajoče pa dopolnite/pomerite sami. Ker so koeficienti lokalnih izgub dobljeni iz literature pričakujemo določeno mero odstopanja od realnih meritev. Realne oz. "prave" koeficiente lokalnih izgub lahko določite na vajah, in sicer tako, da pomerite padec tlaka na posameznem elementu in zanemarite linijske izgube.

Pregled meritev in rezultati:

| Pomerjeno | | | Teoretično | | |
|-----------------|----------|-------|-----------------|----------|-------|
| Simbol | Vrednost | Enota | Simbol | Vrednost | Enota |
| h_A | | m | h_A | | m |
| h_B | | m | h_B | | m |
| h_C | | m | h_C | | m |
| $h_{\check{C}}$ | | m | $h_{\check{C}}$ | | m |
| h_D | | m | h_D | | m |

Podatki za teoretični preračun:

| Simbol | Vrednost | Enota | Simbol | Vrednost | Enota |
|-----------------------|----------|-------------------|----------------------------------|------------------------|-------------------|
| \dot{V}_A | | m ³ /s | d_1 | 19 | mm |
| \dot{V}_B | | m ³ /s | d_2 | 28.5 | mm |
| \dot{V}_C | | m ³ /s | T_{vode} | | °C |
| $\dot{V}_{\check{C}}$ | | m ³ /s | $\nu_{15^\circ C}$ | $11,094 \cdot 10^{-7}$ | m ² /s |
| \dot{V}_D | | m ³ /s | $\nu_{20^\circ C}$ | $9,7937 \cdot 10^{-7}$ | m ² /s |
| l_A | | m | $\nu_{25^\circ C}$ | $8,7137 \cdot 10^{-7}$ | m ² /s |
| l_B | | m | ρ | 1000 | kg/m ³ |
| l_C | | m | g | 9,81 | N/kg |
| $l_{\check{C}}$ | | m | $\zeta_{C,Y\text{-kos}}$ | 0,2 | |
| l_D | | m | $\zeta_{\check{C},Y\text{-kos}}$ | 0,4 | |
| λ_A | | | ζ_{45} | 0,2 | |
| λ_B | | | $\zeta_{C,T\text{-kos}}$ | 0,2 | |
| λ_C | | | $\zeta_{\check{C},T\text{-kos}}$ | 1 | |
| $\lambda_{\check{C}}$ | | | ζ_{90} | 0,3 | |
| λ_D | | | ζ_{Ventil} | 0,05 | |

6.4 Teoretična vprašanja

1. Od česa je odvisna velikost linijskih izgub v cevovodu?
2. Od česa je odvisna velikost lokalnih izgub v cevovodu?
3. Kako smo pri vaji določili izgube v posamezni veji cevovoda?
4. Razložite medsebojno odvisnost preseka cevi A , hitrosti tekočine v cevovodu \bar{v} in volumskim pretokom \dot{V} .
5. Kako določimo tip pretoka v cevi in kako to vpliva na izgube?
6. Kako deluje manometer, ki smo ga uporabili na vajah?
7. Ali je pretok pri naši laboratorijski vaji konstanten? Kaj se zgodi, ko odpremo dve veji v cevovodu hkrati?

Literatura

- [1] BOLTEŽAR M.: *Mehanska nihanja – 1.del, druga izdaja*, Fakulteta za strojništvo, Ljubljana, 2010
- [2] SLAVIČ J.: *Dinamika, mehanska nihanja in mehanika tekočin*, Fakulteta za strojništvo, Ljubljana, 2014
- [3] KUHELJ A. ML.: *Mehanika, Dinamika*, Fakulteta za strojništvo, Ljubljana, 1998
- [4] MURŠIČ M.: *Osnove tehniške mehanike 3, Dinamika*, Akademska založba, Ljubljana, 1991
- [5] STROPNIK J.: *Mehanika- Laboratorijske vaje*, Fakulteta za strojništvo, Ljubljana, 1985
- [6] STROPNIK J.: *Hidromehanika*, TZS Ljubljana, Ljubljana, 1999
- [7] KEITH F.: *Fluid Mechanics*, CRC Press, New York, 1999
- [8] INTERNETNI VIR: <https://vanoengineering.wordpress.com/2012/12/30/head-loss-coefficients/>, ogledano avgusta 2017.