



Visoka škola elektrotehike i računarstva
strukovnih studija 2015/2016
Specijalističke studije SNET

Monitoring i
Dijagnostika
Električnih
Mašina

VIBRACIONI MONITORING ELEKTRIČNIH MAŠINA



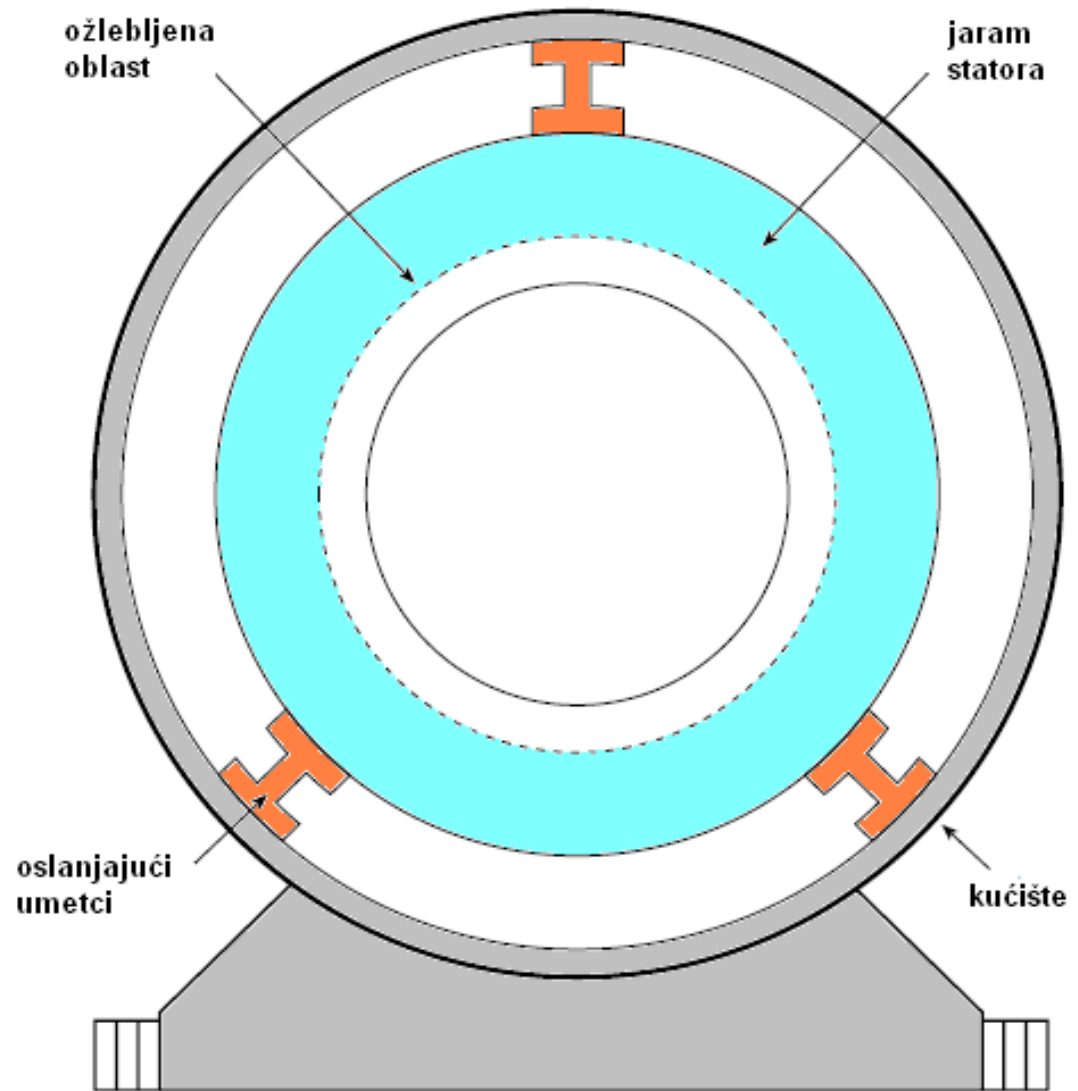
Predmetni profesor: Dr Željko Despotović, dipl.el.inž

UVOD

- Električne mašine, njihova oslanjajuća struktura i njihovo opterećenje formiraju jedan složen oscilatorni elektromehanički sistem.
- Impulsna pobuda u ovom sistemu može nastati pri sopstvenoj prirodnoj učestanosti ili može biti forsirana pobudnim elektromagnetnim poljem u vazдушnom zazoru
- Takođe značajan uticaj može imati spektar momenta pogonske ili pogonjene mašine pri velikom broju međusobno različitih učestanosti
- Ove učestanosti mogu prouzrokovati emisiju nepoželjnog akustičkog šuma ili čak dovesti do progresivnog uništenja mašine usled visoko-cikličnog zamora
- Veoma bitno je pri ovom proučavanju odrediti osnovne izvore vibracija u električnim mašinama
- Osnovni izvori vibracija u električnim mašinama su:
 - *razvijena privlačna magnetna sila između rotora i statora*
 - *dinamičko ponašanje ležajeva rotora pri obrtanju mašine*
 - *dinamičko ponašanje osovine ležajeva, oslanjajuće strukture (fundamenta)*
 - *vibracije koje se prenose kroz rotor*
 - *elektromagnetne sile između provodnika na statoru (odziv krajeva statorskih namotaja)*
- Treba napomenuti da se uticaji ovih izvora međusobno preklapaju; tako na primer razdešenost ležajeva ili njihova pohabanost koji mogu nastati usled ekscentričnosti, a mogu biti prouzrokovani vibracionim modovima na statoru i rotoru

ODZIV STATORSKOG JEZGRA

- Stator i njegova oslanjajuća struktura podrazumevaju cilindar sa ojačanim, relativno debelim zidom, ožlebljenim po ivici
- Ostatak u unutrašnjosti se može predstaviti strukturom sa relativno tankim zidom koja može ali i ne mora biti cilindrična.
- Stator i njegova oslanjajuća struktura su predstavljeni na slici
- Analitički gledano struktura je 3D ali se može u izvesnoj aproksimaciji može sveti na 2D
- Simulacioni model može biti genersan u Solid Woks-u



SILE KOJE DELUJU NA STATOR

- Sile koje deluju na statorsko jezgro su rezultat interakcije između talasa fluksa u vazдушnom procepu i struja koje protiču kroz namotaje, a koji su ugrađeni u statorske žlebove ($F \sim \Phi \times I$)
- Sile koje deluju na krajeve namotaja i koje su posledica interakcije rasipnog fluksa i struja namotaja
- Jasno je da će precizna priroda primenjenog talasnog oblika sile biti funkcija oblika strujne raspodele, geometrije vazdušnog procepa i oblasti krajeva namotaja mašine
- Poremećaji usled rotorske ekscentričnosti ili oštećenih površina rotorskog i statorskog namotaja, mogu dovesti do pojave harmonijskih komponenti talasnog oblika sile i inicirati različite odzive statorskog jezgra, naročito ako se primenjene sile pojave pri nekoj od prirodnih (rezonantnih) učestanosti mehaničkog sistema električne mašine

PRORAČUN SOPSTVENIH MODOVA

Posmatra se prost cilindar statora, beskonačne dužine

$u_r(\theta, t)$ - radijalni pomeraj

$u_\theta(\theta, t)$ - tangencijalni pomeraj

$$u_r(\theta, t) = \sum_{n=\text{parno}}^{\infty} \{a_n(t) \cos(n\theta) + b_n(t) \sin(n\theta)\}$$

$$u_\theta(\theta, t) = \sum_{n=\text{parno}}^{\infty} \{c_n(t) \cos(n\theta) + d_n(t) \sin(n\theta)\}$$

Ako se pretpostavi da su deformacije male: $\frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} = -u_r$

Tada se dobija: $c_n = \frac{b_n}{n}$ $d_n = -\frac{a_n}{n}$

Tokom deformacije usled pomeraja $u_r(\theta, t)$ i $u_\theta(\theta, t)$ sistem akumulira zapreminsku elastičnu potencijalnu energiju po jedinici dužine:

$$V_\ell = \frac{1}{2} \int_{-\pi}^{\pi} \frac{EJ}{(1-\nu)^2 r^2} \left[\frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - u_r \right] d\theta$$

E - Jungov modul elastičnosti

ν - Puasonov koeficijent za materijal statora

J - Polarni momenat inercije statorskog cilindričnog jezgra

Gornja jednačina se može predstaviti u obliku:

$$V_\ell = \frac{\pi}{2} \frac{EJ}{(1-\nu^2)r} \sum_{n=1}^{\infty} (1-r^2)^2 [a_n^2(t) + b_n^2(t)]$$

Podužna kinetička energija (prema Timošenku):

$$T_{\ell} = \frac{W}{2g} \int_{-\pi}^{\pi} (\dot{u}_r^2 + \dot{u}_{\theta}^2) d\theta$$

W - podužna težina
 g - ubrzanje teže

$$T_{\ell} = \frac{\pi W}{2g} \sum_{n=1}^{\infty} \left(1 + \frac{1}{n^2}\right) [\dot{a}_n^2(t) + \dot{b}_n^2(t)]$$

Ako se uzmu u obzir vibracije jezgra, kućišta i okvira (štapova) mašine ukupna podužna potencijalna elastična energija je:

$$V_{\ell} = V_E + V_S + V_F$$

PREFIKSI:

E(enclosure)- kućište

S(stator core)- statorsko jezgro

F (frame building bars)- okvir štapova

Ukupna kinetička energija:

$$T_{\ell} = T_E + T_S + T_F$$

FORMULACIJA JEDNAČINE KRETANJA

Koristimo Ojler-Lagranževu jednačinu
$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial T_\ell}{\partial \dot{a}_n} \right) - \frac{\partial V_\ell}{\partial \dot{a}_n} = 0$$

Interesuje nas odziv sistema ***m***-tog harmonika radijalnog talasa sile $f(\theta, t)$

$$f_m(\theta, t) = F_m \cos(\omega_m t - m\theta)$$

Rad W ove sile je:

$$W = \sum_{m=1}^{\infty} f_m(\theta, t) u_{rm}(\theta, t)$$

Pomoću Ojler-Lagranževе jednačine moguće je odrediti rezonantne učestanosti sistema pod pretpostavkom da su harmonici vremenski promenljivi. Tada su koeficijenti

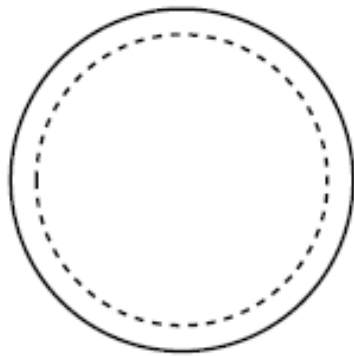
$$a_n(t) = A_n \sin \omega_n t$$

$$b_n(t) = B_n \sin \omega_n t$$

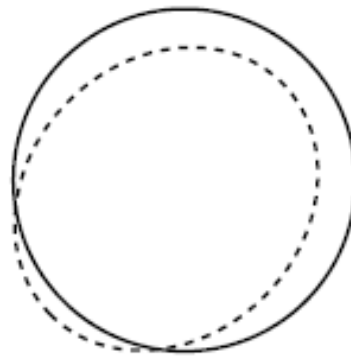
POD OVIM USLOVIMA OJLER-LAGRANŽEOVA JEDNAČINA POSTAJE POLINOM PO UČESTANOSTI ω_n ČIJI KORENI DAJU REZONANTNE UČESTANOSTI.

KAKO IZGLEDAJU OBLICI RADIJALNIH MODOVA VIBRACIJA STATORA?

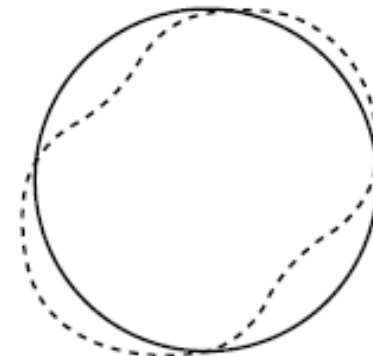
RADIJALNI MODOVI STATORA PO OBIMU



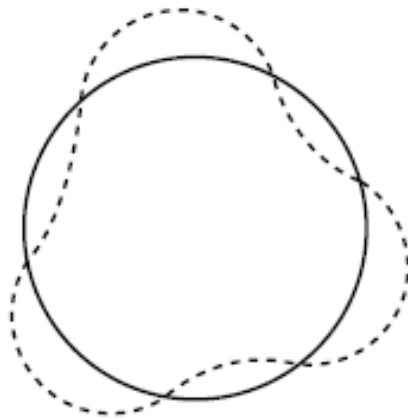
$K_c = 0$



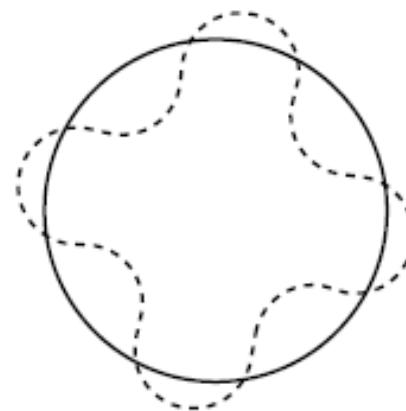
$K_c = 1$



$K_c = 2$



$K_c = 3$

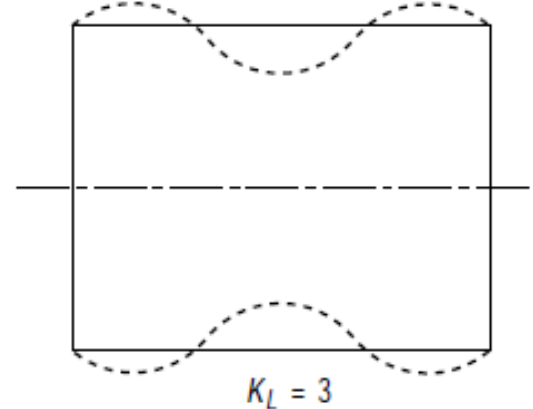
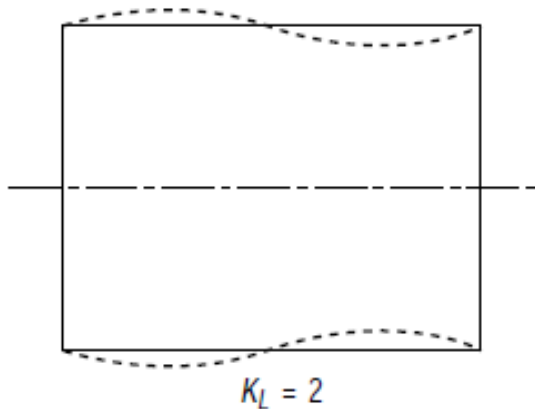
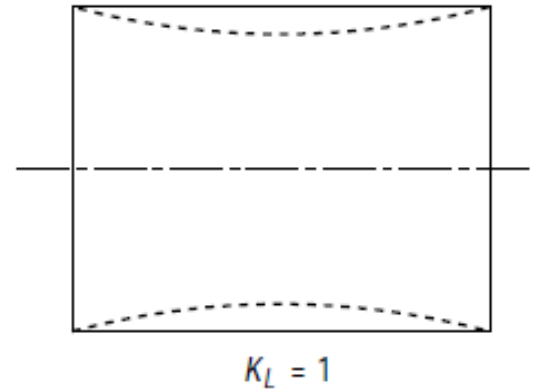
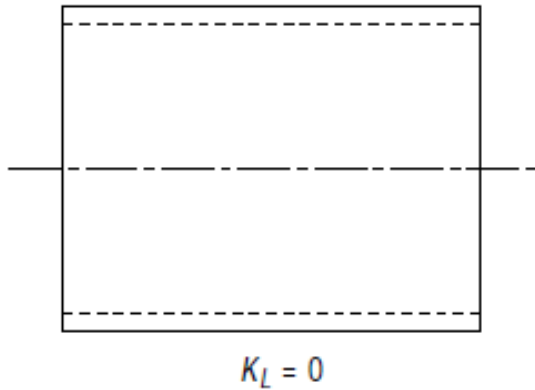


$K_c = 4$

NORMALNI MOD $k_c = 0$

SVI OSTLI MODOVI SU ABNORMALNI!!!

RADIJALNI MODOV STATORA U LONGITUDINALNOM PRAVCU



NORMALNI MOD $k_c = 0$

SVI OSTLI MODOV SU ABNORMALNI!!!

REZONANTNA UČESTANOST za $K_c = 0$

$$f_0 = \frac{1}{2\pi r_{SR}} \left[\frac{E}{\rho} \left(\frac{w_y}{w_y + w_t + w_i + w_w} \right) \right]^{1/2}$$

ρ - gustina materijala statorskog jezgra

w - težine pojedinih delova statora:

y (yoke)- jaram

t (teeth)- zubci

i (insulation)- izolacija

w (windings)- namotaji

r_{SR} - srednja vrednost radijusa statorskog jezgra, isključujući zubce

REZONANTNA UČESTANOST za $K_c = 1$

$$f_1 = f_0 \left[2 / \left\{ 1 + \frac{t_0^2 S}{12 r_{SR}^2} \left(\frac{w_y}{w_y + w_t + w_i + w_w} \right) \right\} \right]^{1/2}$$

t_0 - radijalna debljina statorskog prstena

S -konstanta koja se odnosi na krutost namotaja, izolacije i žlebova

$$S = 1 + \frac{N_s}{2\pi J r_{SR}} \left(\frac{w_t + w_i + w_w}{w_t} \right) \left(\frac{1}{3} + \frac{t_0}{2h_t} + \left(\frac{t_0}{2h_t} \right)^2 \right) a_t h_t^3$$

N_s - broj žlebova statora

J - polarni momenat inercije statorskog cilindričnog jezgra

a_t – površina poprečnog preseka zubca

h_t – dubina žleba

REZONANTNE UČESTANOSTI ($m > 1$)

$$f_m = \frac{f_0 t_0 m (m^2 - 1) G(m)}{(2/3) r_{sr} \sqrt{(m^2 + 1)}}$$

Gde je funkcija $G(m)$ data kao:

$$G(m) = \left[1 + \frac{\frac{t_0^2}{12 r_{sr}^2} (m^2 - 1) \left\{ m^2 \left(4 + \frac{w_y M}{w_y + w_t + w_j + w_w} \right) \right\}}{(m^2 + 1)} \right]^{-1/2}$$

- Iz prethodno navedenog jasno je da je proračun učestanosti rezonantnih modova predstavljenih jezgrom statora i okvira električnih mašina, veoma kompleksno i zahtevno.
- Ovo se može prevazići eksperimentom izvođenjem odvojenih testova pomeranja (mobilnosti) statora i rotorskih komponenti i testa mobilnosti sveukupne strukture.
- Na ovaj način će biti moguće odrediti sve rezonantne modove posmatrane strukture

STATORSKA ELEKTROMAGNETNA SILA

- Da bi se mogle odrediti promene u jezgru statora kao i vibracije namotaja usled električnih ili mehaničkih anomalija u mašini, veoma bitno je odrediti pobudne sile
- Problem proračuna sile koja deluje između statora i rotora se svodi na izračunavanje gustine fluksa u vazdušnom zazoru električne mašine
- Ovo se postiže korišćenjem numeričkih tehnika kao što su metode konačnih elemenata i zahteva da se nađe rešenje diferencijalne jednačine koja važi za električnu mašinu:

$$\bar{\nabla} \times \bar{\nabla} \times \bar{B} = \sigma \left(\bar{v} \times \bar{B} - \mu \frac{\partial \bar{B}}{\partial t} \right)$$

σ - električna provodnost

$\mathbf{v}$ - relativna brzina rotora u odnosu na obrtni fluks statora

$\mathbf{B}$ - inudukcija (gustina fluksa) u vazdušnom procepu mašine

Rešenje date jednačine, čak i u dvodimenzionom slučaju, se dobija zahtevnim numeričkim proračunima

Veoma je bitno izračunati raspodelu i vrednost fluksa u vazдушnom zazoru. Ova raspodela je određena raspodelom magneto-pobudne sile (MPS) F_1 koja je posledica struja namotaja i tzv. permeanse Λ (magnetne provodnosti) vazdušnog procepa :

$$\Phi = F_1 \Lambda$$

Varijacije permeanse, uzimajući u obzir relativno kretanje rotora u odnosu na stator, se mogu izraziti u obliku beskonačnog niza harmonika. Ako su površine statora i rotora ožlebljene permeansa se može predstaviti matematički u obliku:

$$\Lambda(\theta_1, t) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \hat{\Lambda}_{m,n} \cos[mN_r \omega_{rm} t - (mN_r \pm nN_s)\theta_1]$$

$\hat{\Lambda}_{m,n}$ - vršna vrednost (amplituda) talasa permeanse

m, n - celobrojne vrednosti žlebnih harmonika

N_s, N_r - broj žlebova na statoru i rotoru, respektivno

ω_{rm} - mehanička ugaona brzina rotora

Slično kao u prethodnom slučaju statorska magneto-pobudna sila (MPS) se može predstaviti kao:

$$f_1(t) = \sum_{\ell=1}^{\infty} \sum_{q=1}^{\infty} \hat{f}_{s, \ell, q} \cos \left[\ell \omega_{se} t - qp \left(\theta_1 - \frac{\alpha_s Z}{L} \right) - \phi_{\ell q} \right]$$

$\hat{f}_{s, \ell, q}$ - MPS statora određena NI, ℓ - vremenskim harmonicima i q - prostornim harmonicima.

ω_{se} - kružna učestanost napojne mreže

Z - rastojanje u longitudinalnom pravcu od centra mašine

L - aktivna dužina statorskog jezgra

α_s - ugao zakošenje statora

$\phi_{\ell q}$ - fazni ugao MPS statora

p - broj pari polova

MPS rotora:

$$f_2(t) = \sum_{\ell=1}^{\infty} \sum_{q=1}^{\infty} \hat{f}_{r,\ell,q} \cos \left[\ell s \omega_{se} t - kp \left(\theta_2 - \frac{\alpha_r Z}{L} \right) - \phi_{\ell q} \right]$$

s- klizanje rotora u odnosu na stator

$\hat{f}_{r,\ell,q}$ -MPS rotora određena N_l , l -vremenskim harmonicima i q –prostornim harmonicima.

Ukupna MPS je jednaka zbiru MPS'a f_1 i f_2 , tj., $F = f_1 + f_2$

$$\Phi = F \Lambda$$

Gde je :

$$\Lambda(\theta_1, t) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \hat{\Lambda}_{m,n} \cos[mN_r \omega_{rm} t - (mN_r \pm nN_s)\theta_1]$$

Moguće je na izvestan način uprostiti izraz za permeansu!!!

1. Statorska permeansa kao posledica **statičke ekscentričnosti** :

$$\Lambda_{s,ecc} = \sum_{n=1}^{\infty} \Lambda_{0,ecc} \cos n\theta_1$$

2. Statorska permeansa kao posledica **dinamičke ekscentričnosti** :

$$\Lambda_{d,ecc} = \sum_{n=1}^{\infty} \hat{\Lambda}_{0,ecc} \cos(\omega_{ecc}t - n\theta_1)$$

ω_{ecc} - ugaona brzina ekscentra

Radijalne i tangencijalne sile koje deluju na jezgro statora se mogu izračunati poznavajući gustinu fluksa i koristeći izraze za Maksvelove pritiske odnosno tzv. stresove (mehaničke napone): σ_r i σ_θ

Mehanički naponi u radijalnom pravcu:

$$\sigma_r = \frac{B_r^2}{2\mu_0}$$

Mehanički naponi u tangencijalnom pravcu:

$$\sigma_\theta = \frac{B_\theta^2}{2\mu_0}$$

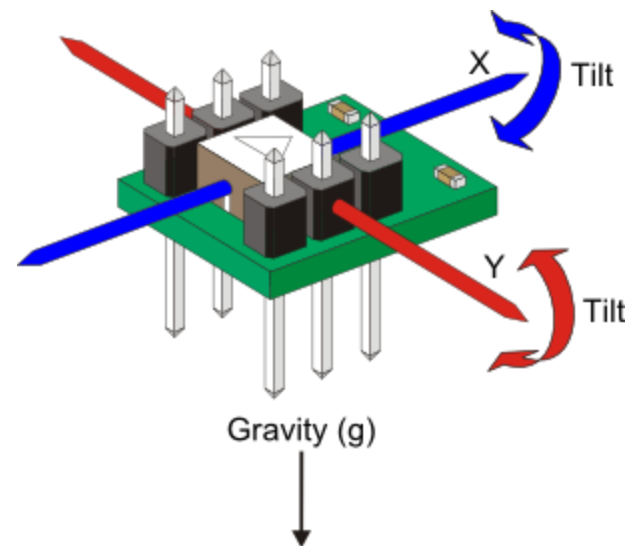
B_r, B_θ - gustine fluksa u radijalnom i tangencijalom pravcu

Ove vrednosti su dobijene preko MPS i permenase iz jednačine za fluks

UTICAJ KRAJEVA STATORSKOG NAMOTAJA

- Struktura koju čine krajevi namotaja električne mašine ima relativno malu krutost, ali relativno jako nelinearan koeficijent prigušenja usled frikcionog kontakta (trenja) između krajnjih provodnika i same strukture na kojoj se oni nalaze.
- Krutost se može povećati poboljšanim metodama fiksacije i učvršćivanja, koje se koriste u velikim generatorima ili indukcionim mašinama, koje imaju više tipova „teških“ režima pokretanja, odnosno startovanja.
- Pomeranje krajeva statorskog namotaja nastaje usled pobudnih sila koje su posledice dva mehanizma:
 - sezmičke pobude namotaja, kao pomeraji uklještenih štapova, ovalnim pomerajima statorskog jezgra mašine prema njegovoj okolini
 - elektromagnetnih sila u namotajima koji su posledica struja koje protiču kroz njih
- Dinamika pomeranja krajeva namotaja statora je veoma kompleksna. Analiza se dodatno komplikuje usled distribuirane prirode sila primenjenih nad njima i nelinearnih koeficijenata njihovog odziva.
- Rezultantni pomeraji imaju učestanost jednaku dvostrukoj mrežnoj učestanosti f_{se} . U ovom slučaju je neophodno sprovesti veoma opsežnu analizu kako bi se odredili modovi oblika same strukture.
- Veliku pomoć pružaju eksperimentalni testovi pomeranja (*test mobility*) strukture

- U najvećem broju slučajeva moraju se ugraditi **troosni akcelerometri** (senzori ubrzanja) na krajevima strukture namotaja dugačkih turbo-generatora kako bi se obezbedio monitoring amplituda vibracija u relativno širokiom vremenskom intervalu.
- Pomeraji krajeva namotaja dugačkih turbogeneratorsa se kreću u opsegu 1-10mm, a koji su prisutni tokom normalnog pokretanja
- Ovi pomeraji mogu biti i veći u havarijskim režimima
- Čak i kod sistema namotaja sa modernim epoksi-izolacionim materijalima ova pomeranja mogu dovesti do trenja izolacije, odnosno popuštanja i na kraju do dielektričnog uništenja.
- Po pravilu ovi sistemi zahtevaju pored opisanih kompleksnosti i veoma složenei sofisticirane merne sisteme, sisteme za akviziciju i interpretaciju rezultata (smart akcelerometre, DSP kontrolere i napredne matematičke tehnike FFT i DFT analize)
- Treba napomenuti da u slučaju malih mašina (na primer indukcionih motora) ovi pomeraji nisu suviše veliki, ali zahtevaju specijalnu tehniku merenja i predikciju naročito tokom starta, kada se imaju relativno velike struje



Troosni senzor ubrzanja



Troosni industrijski akcelerometar

ODZIVI ROTORSKIH NAMOTAJA

Odzivi pomeraja rotorskih namotaja se mogu klasifikovati u dve osnovne grupe:

1. Poprečne pobudne sile; nastaju usled nekoliko efekata: sopstvene težine, mehaničkog debalansa, vrtloženje osovina, dinamički ili statički elektromagnetni UMP (*Unbalance Magnetic Pull*) usled ekscentričnosti ili kombinacija sva ova četiri efekta
 2. Torzioni pobudni momenti usled pogona glavnog pokretača ili reakcije elektromagnetnog momenta.
- Poprečne sile su posledica asimetrija u mašini, dok je torzija primarno posledica pobudnih momenata.
 - Ali i poprečne sile i torzija mogu biti posledica električnih ili magnetnih grešaka unutar mašine ili poremećaja koji deluju spolja.
 - Veoma je značajno odrediti odzive nakon primenjenih pomenutih pobudnih sila, odnosno momenata.
 - Sprega između torzionih i poprečnih efekata je ustvari elastična spojnica, tako da torzioni efekti usled strujnih kvarova i grešaka u rotorskim i (ili) statorskim namotajima mogu prouzrokovati poprečne efeke, vibracije i sl...
 - Moguć je i obrnuti scenario, da poprečni efekti mogu izazvati torzione efekte (na primer torzione oscilacije i sl.)

POPREČNE OSCILACIJE ROTORA

Posmatra se kratki čvrsti i homogeni rotor. U tom slučaju se može smatrati da on kao jedna koncentrisana masa deluje na ležajeve. Pomeraj rotora u i njegovih ležajeva se može predstaviti preko diferencijalne jednačine kao:

$$(M + M_s) \frac{d^2 u}{dt^2} + c \frac{du}{dt} + ku = mr \omega_{rm}^2$$

M – masa rotacionog sistema (rotora, oslonaca i ležajeva)

m – ekvivalentni debalans mase na osovini

M_s – masa oslanjajućeg sistema (potpore)

r - ekvivalentni poluprečnik debalansne mase m

c - prigušni koeficijent oslanjajućeg sistema

k - krutost oslanjajućeg sistema

Za sinusno kretanje vršna vrednost pomeraja (koja se može dobiti iz gornje jednačine) je jednaka:

$$\hat{u} = \frac{mr (\omega_{rm}/\omega_0)^2}{((M + M_s) \sqrt{\{(1 - (\omega_{rm}/\omega_0)^2)^2 + 4D^2 (\omega_{rm}/\omega_0)^2\}})}$$

$$\hat{u} = \frac{mr (\omega_{rm}/\omega_0)^2}{((M + M_s)\sqrt{\{(1 - (\omega_{rm}/\omega_0)^2)^2 + 4D^2(\omega_{rm}/\omega_0)^2\}})}$$

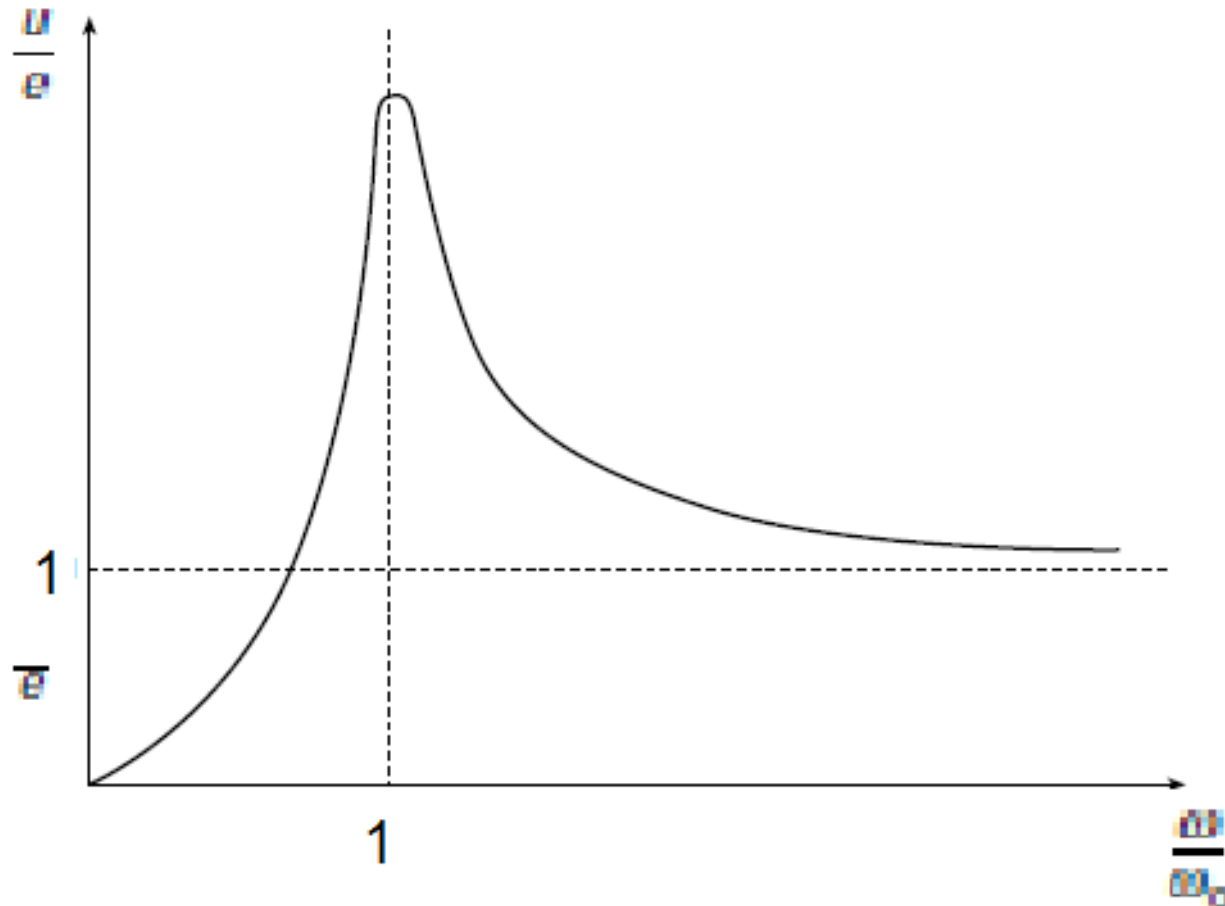
Prirodna učestanost oslanjajućeg sistema:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{(M + M_s)}}$$

Faktor prigušenja oslanjajućeg sistema:

$$D = \frac{c}{2\sqrt{k(M + M_s)}}$$

Specifični deblans: $e = \frac{mr}{M}$

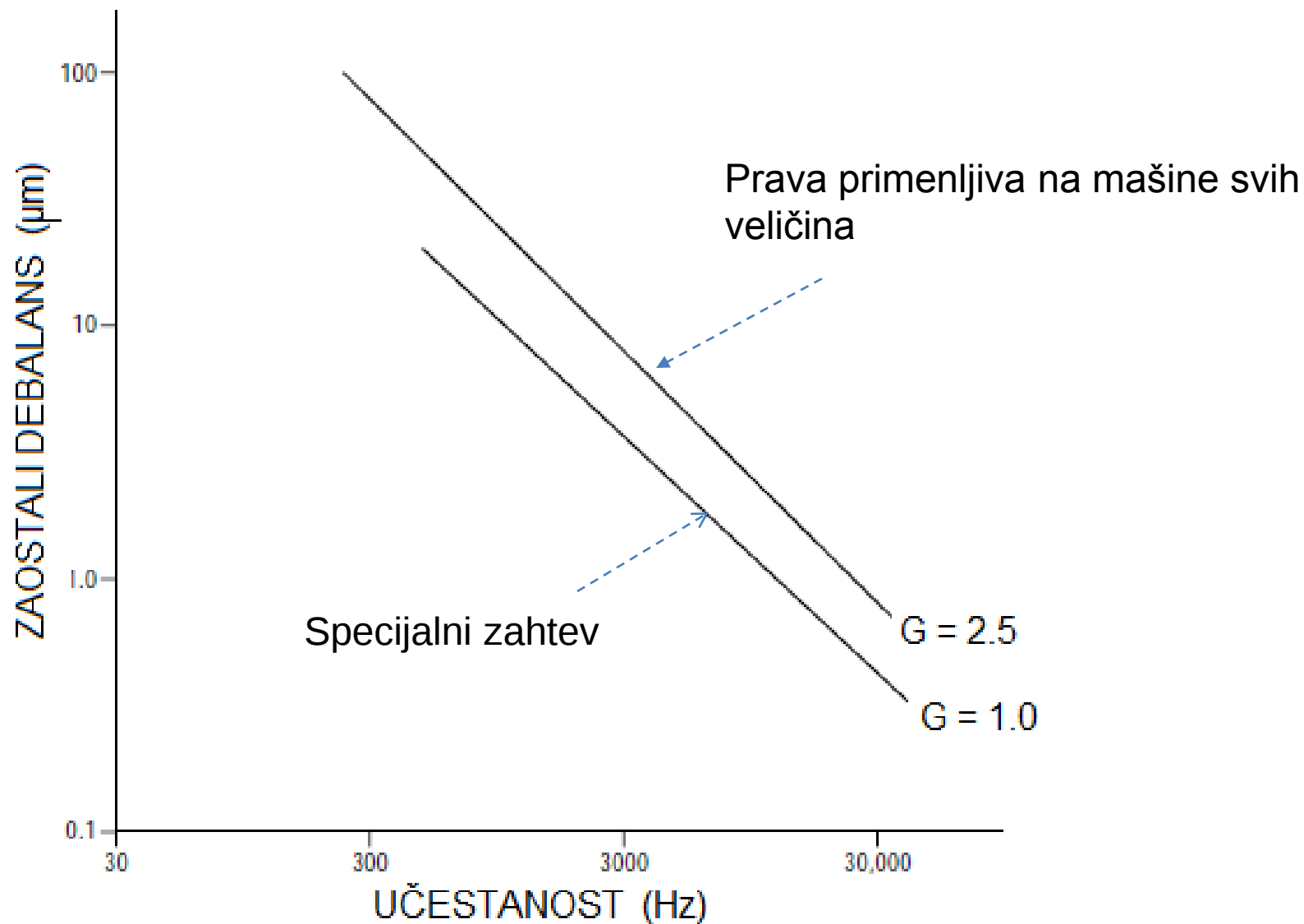


Zavisnost relativnog pomeraja u/e od relativnog odnosa učestanosti ω/ω_0

Stepen zaostale neuravnoteženosti (debalansa)

$$G = e\omega_{rm}$$

Dozvoljene granice su date standardom: ISO1940-1: 2003



FLEKSIBILNI ROTOR

- Za dugačke i vitke rotore koji rade pri velikim brzinama, kod dvopolnih mašina, posebno kod velikih turbo-generatora koji imaju ograničen poluprečnik, prethodna analiza je nedovoljna i mora se uzeti u obzir raspodeljena distribucija debalansa
- **Kako izračunati prirodne učestanosti rotora u tom slučaju?**
- Neka je krutost savijanja takvih rotora EJ , masa po jedinici dužine m , i neka su obe ove veličine funkcija aksijalne pozicije z
- Pomeraj u za bilo koje z se može dobiti rešavanjem diferencijalne jednačine:

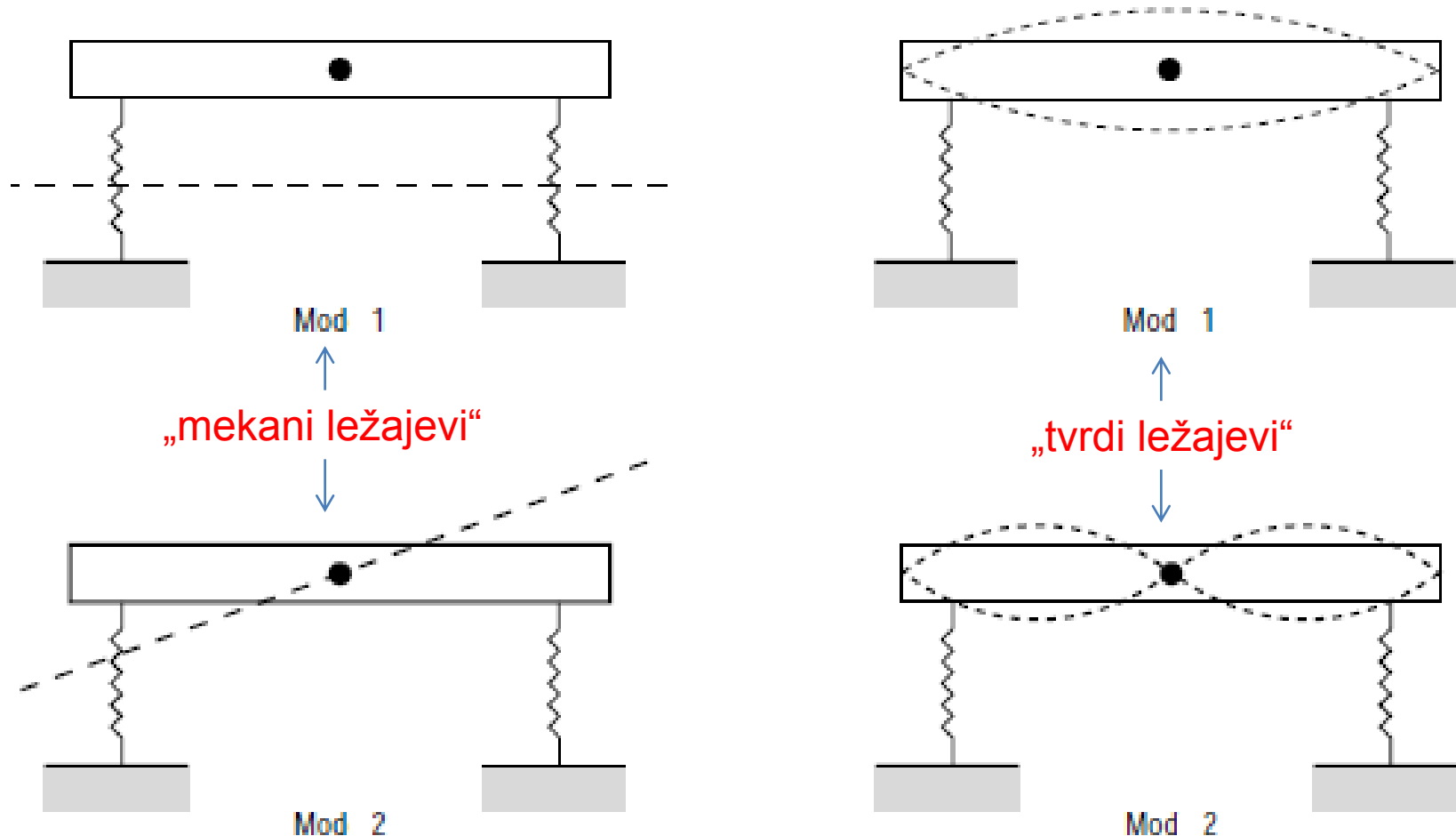
$$\frac{\partial^2}{\partial z^2} \left(EJ(z) \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) - \omega_{rm}^2 m(z) u = \sum_{n=1}^{\infty} f_n$$

$$2\pi f_n = \omega_n = \int m(z) g_n^2(z) dz \quad (\text{funkcija debalansa})$$

$g_n(z)$ je n -to rešenje gornje diferencijalne jednačine

EFEKAT „TVRDIH“ I „MEKIH“ LEŽAJEVA NA FLEKSIBILNOST ROTORA

Oblici modova vratila rotora će zavisti od prirode ležajeva na koje je oslonjeno vratilo



Dimentbergova KOREKCIJA ZA FLEKSIBILNE ROTORE

Grafici određeni standardom ISO1940-1: 2003 (slajd 26) važe za krute rotore. Za fleksibilne rotore se koriste isti grafici ali se uvodi tzv. *Dimentbergova korekcija*:

$$e_{flexible} < e_{rigid} \left(1 - \left(\frac{\omega_{rm}}{\omega_0} \right)^2 \right)$$

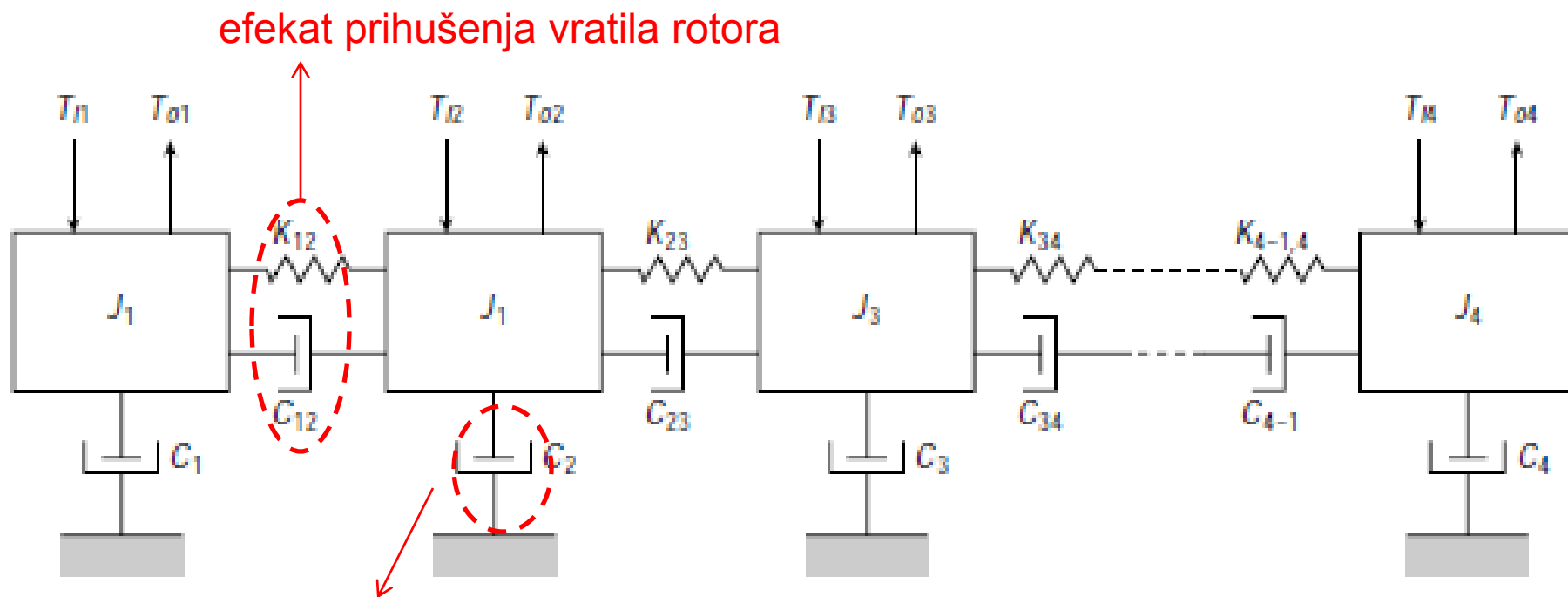
ω_0 -prva kritična brzina rotora

- Korekcija važi za rotore koji se pokreću na manje ω_0 i ovakve mašine se nazivaju **HIPOKRITIČNE MAŠINE**
- Kada mašina radi iznad ω_0 govori se o **HIPERKRITIČNOJ MAŠINI**

TORZIONE OSCILACIJE ROTORA

- Torziona oscilatorno ponašanje velikih rotacionih električnih mašina i njihovih pripadajućih pogona ili pokretača može biti veoma komplikovano
- Tako na primer kod velikih turbo-generatora mogućnost pojave torzionih oscilacija rotora je jako verovatna obzirom da je rotor relativno velike dužine i relativno malog poluprečnika
- Priroda takvih oscilacija će zavistiti od tipova poremećaja koji se dešavaju u mehaničkom ili električnom sistemu
- **POREMEĆAJI U ELEKTRIČNOM SISTEMU SU POSEBNO VAŽNI JER ONI MOGU OGRANIČITI ŽIVOTNI VEK VRATILA MAŠINE USLED POJAVE ZAMORA!!!!**
- Model vratila turbo-generatora je ustvari sa raspodeljenim parametrima i na osnovu njega je moguće ispitati uticaj kvarova na torzione oscilacije vratila
- Nije zanemarljiv i uticaj lopatica turbine kao i efekat prigušenja pare na lopatice turbine.
- U tom slučaju sistem se može predstaviti kao niz diskretnih oscilatornih kola

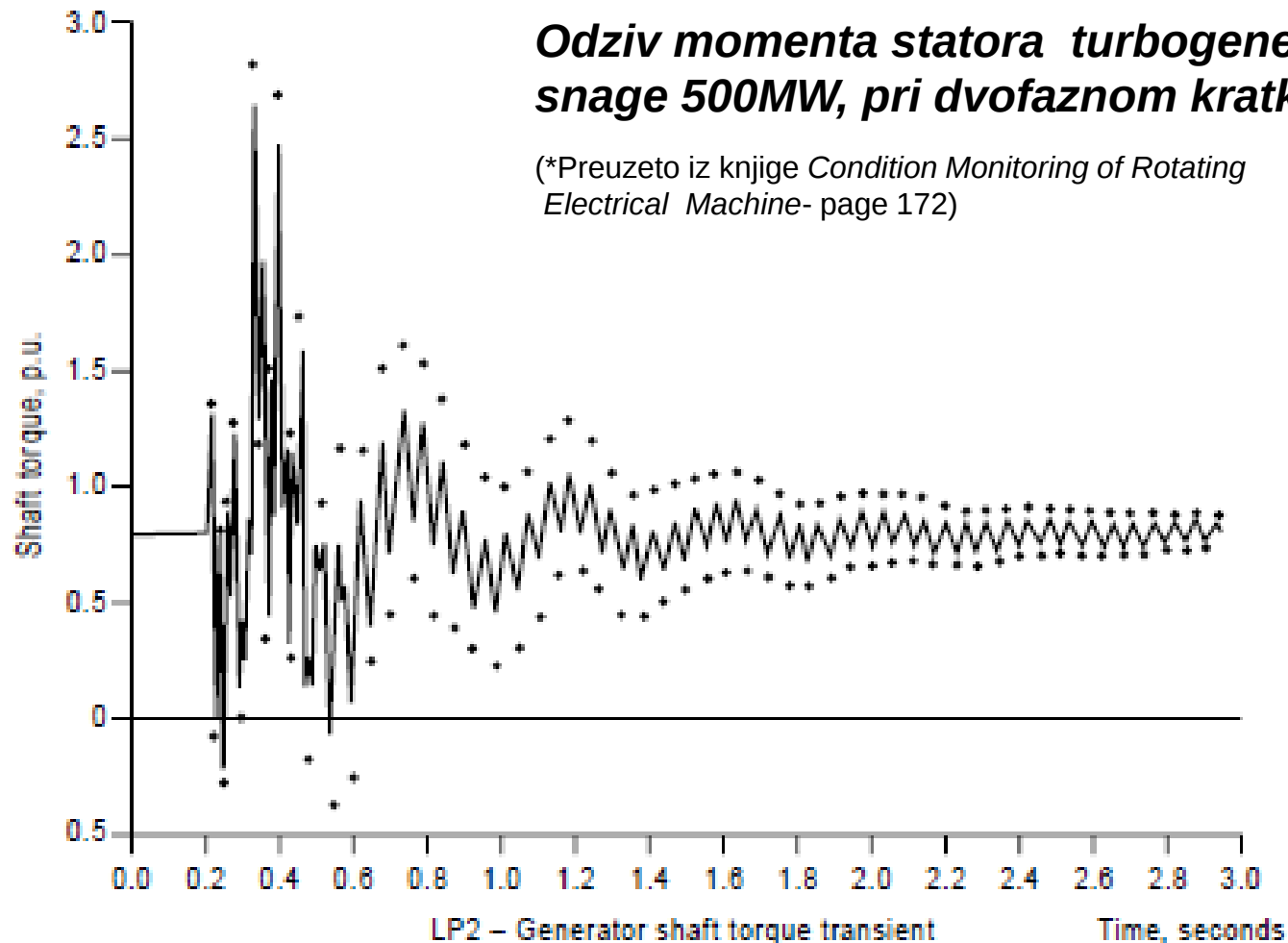
SISTEM SA RASPODELJENIM PARAMETRIMA ZA ODREĐIVANJE ODZIVA TORZIONIH OSCILACIJA



efekat prihušenja pare na lopatice turbine

Prigušenje vratila rotora i efekat prigušenja pare na lopatice turbine su predstavljeni preko viskoznih amortizera (prigušivača) C_{ij} odnosno C_i , respektivno.

Kako izgledaju odzivi i uticaj na transmisioni sistem za jedan 500MW generator na kojem se ima dvofazni kratak spoj?



Oscilacije nižeg nivoa će potrajati duže, nakon udarnih koje se imaju u trenutku i neposredno nakon kratkog spoja. Ovaj udar ima značajni uticaj na zamor vratila, Obzirom da su udarni momenti 3-3.5 puta veći od radnih. Uočava se da su dobijeni oscilatorni momenti unutar ograničenja datih standardom (tačkasto predstavljeno ograničenje).

ODZIV LEŽAJEVA NA ROTORSKE VIBRACIONE SILE

- Rotorska vibracona sila se prenosi na stator preko vazdušnog procepa mašine ali istovremeno i preko ležajeva.
- Stoga je veoma važno razmotriti odziv ležajeva mašine na ovu vibracionu silu
- Ovo dejstvo ne treba mešati sa vibracijama koje se generišu usled grešaka u samim ležajevima
- Rotorska vibraciona sila će izazvati vibracije rotora u odnosu na kućište i apsolutne vibracije kućišta ležaja
- Ova akcija se mora uzeti u obzir kod kako kod kotrljajućih ležajeva, tako i kod kliznih uljnih ležajeva sa čaurom

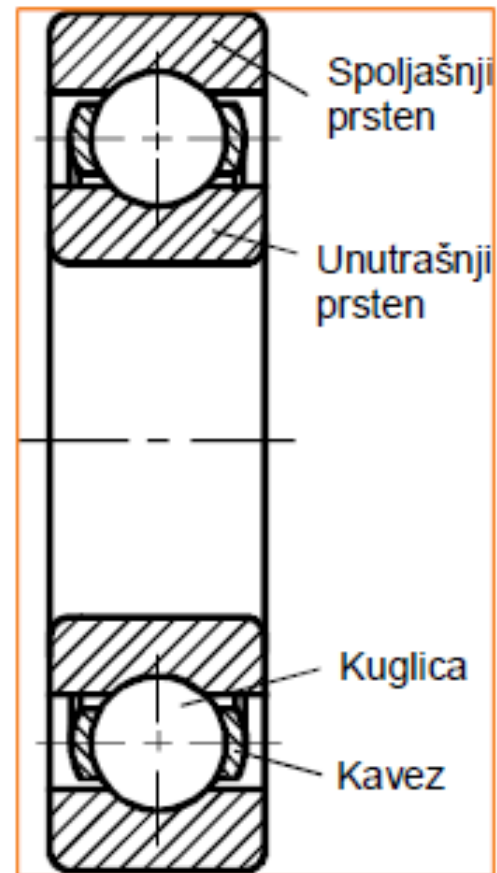
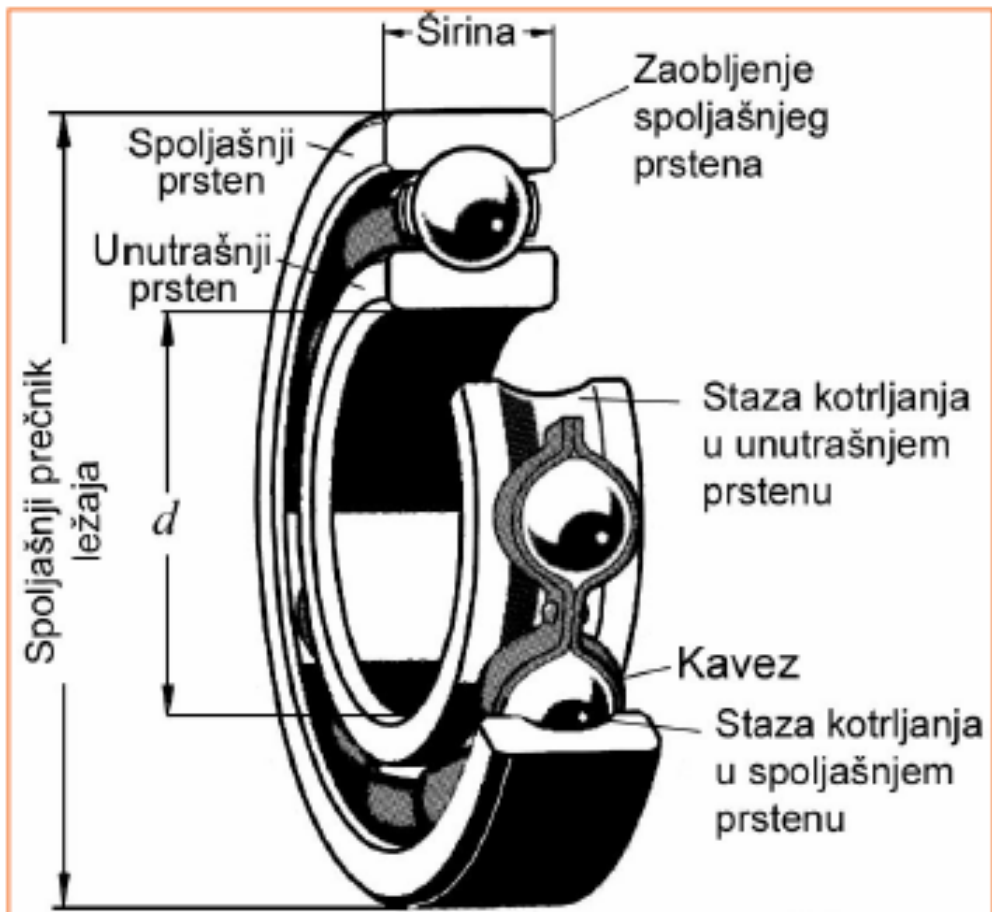


Kotrljajući ležaj

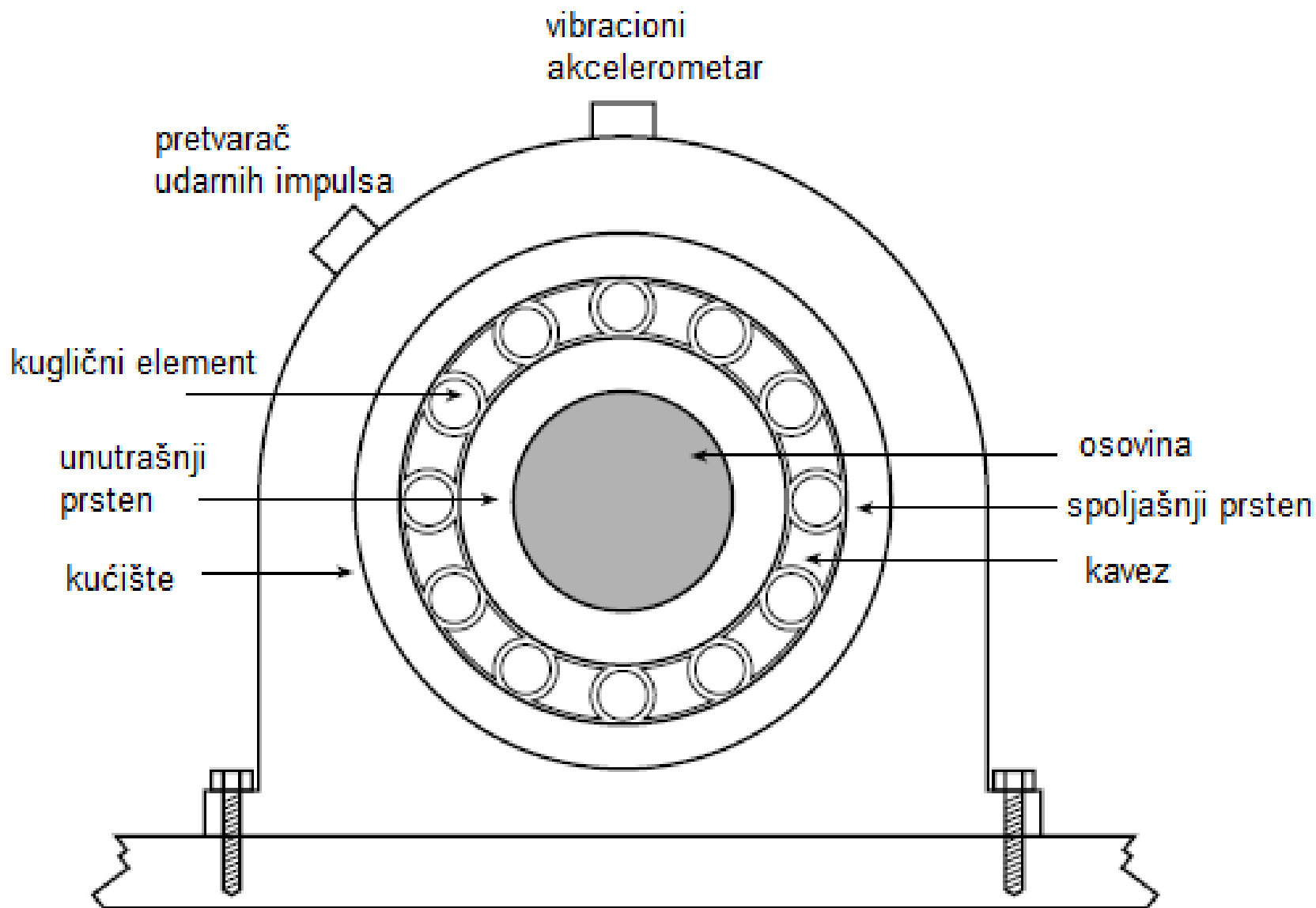


Klizni ležaj

OSNOVNI ELEMENTI KOTRLJAJUĆEG PRSTENASTOG LEŽAJA



DISPOZICIJA KUGLIČNOG(KOTRLJAJUĆEG) LEŽAJA



- Greške u kotrljajućim ležajevima se vezuju za mašine manjih snaga.
- Obzirom na njihovu konstrukciju (kotrljajući elementi), ovi kotrljajući elementi generišu precizne i merljive vibracione učestanosti.
- Takođe, pošto je prisutan veoma tanak zauljen ili masan film u njima, relativno kretanje između kućišta i vratila je veoma malo
- Moguće je na strani statora detektovati vibracije u ležajevima, koristeći davače ubrzanja (akcelerometre) montirane direktno na kućištu
- Karakteristične frekvencije kotrljajućih ležajeva zavise od geometrijskih veličina različitih elemenata
- U tabeli na narednom slajdu su sumirane sve frekvencije kao i njihovo poreklo.

Karakteristične poprečne kružne učestanosti prouzrokovane greškama u ležajevima

GREŠKA	Statorska poprečna mehanička učestanost ω_{sm} (rad/s)	KOMENTAR
SPOLJAŠNJI PRSTEN	$\omega_{sm} = \frac{n_b}{2} \omega_{rm} \left(1 - \frac{d_b}{D_b} \cos \phi \right)$	Kotrljajući elemenat prolazi učestanost na spoljnjem prstenu
UNUTRAŠNJI PRSTEN	$\omega_{sm} = \frac{n_b}{2} \omega_{rm} \left(1 + \frac{d_b}{D_b} \cos \phi \right)$	Kotrljajući elemenat prolazi učestanost na unutrašnjem prstenu
KOTRLJAJUĆI ELEMENAT	$\omega_{sm} = \frac{D_b}{2d_b} \omega_{rm} \left(1 - \left(\frac{d_b}{D_b} \right)^2 \cos^2 \phi \right)$	Spin učestanost kotrljajućeg elementa
KOTRLJAJUĆA STAZA	$\omega_{sm} = \frac{1}{2} \omega_{rm} \left(1 - \frac{d_b}{D_b} \cos \phi \right)$	Prouzrokovana neregularnošću kotrljajuće staze

n_b - broj kotrljajućih elemenata

D_b -prečnik staze kotrljajućeg elementa

$\omega_{rm} = \frac{2\pi N}{60}$ - mehanička kružna učestanost

d_b -prečnik kotrljajućeg elementa

ω_{sm} - mehanička vibraciona učestanost na strani statora

ϕ -kontaktni ugao kotrljajućeg elementa sa stazom

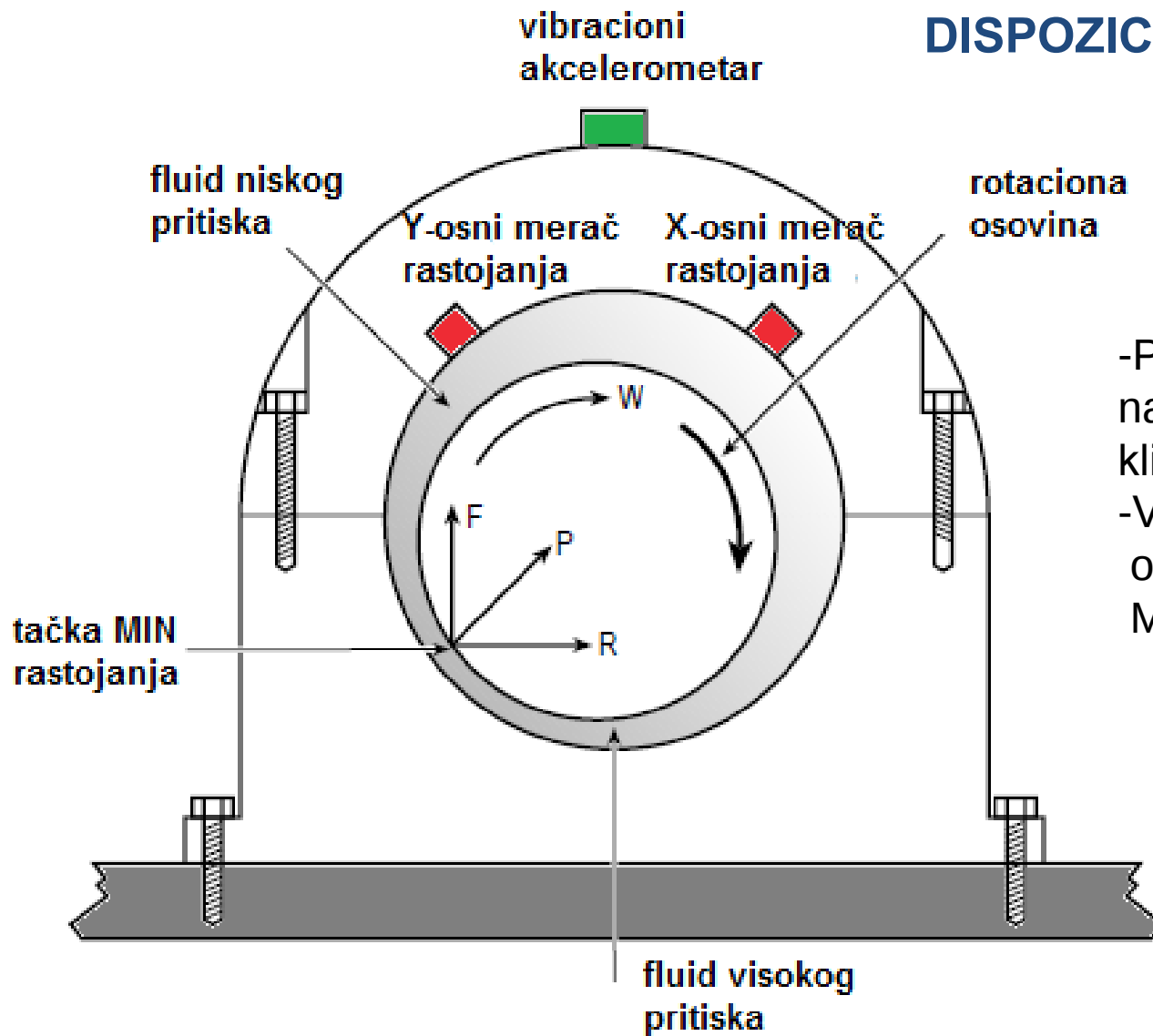
- Pored frekvencija koje su date u prethodnoj tabeli u realnom slučaju će se pojaviti i biće prisutne više frekvencije koje su posledica elastičnih deformacija samih kotrljajućih elemenata i pobuda prirodnih modova prstenova koji podrazumevaju spoljašnje i unutrašnje kotrljajuće staze.
- Ovi efekti će ipak biti sekundarni u odnosu na glavne harmonijske komponente koje su prethodno navedene u tabeli.
- Magnitude komponenti koje su date u prethodnoj tabeli se često gube u opštoj ambijentalnoj buci kada je stepen oštećenja mali, ali zbog njihove tačne prirode oni predstavljaju efikasan put za monitoring progresivne degradacije ležajeva.
- Jednostavan merni senzor ubrzanja se može postaviti na kućište ležaja u cilju detekcije amplitude vibracija pri karakterističnim frekvencijama.
- Kada je potrebno izračunati karakteristične frekvencije moraju se koristiti instrumenti visokih performansi i širokog propusnog opsega; nameće se korišćenje visoko-selektivnih filtara i korišćenje softera i matematičkih težinskih funkcija, kao bi se mogli identifikovati greške u ležajevima u nekoj ranijoj fazi.

- Kada se prate vibracije usled kotrljajućih ležajeva veoma je pametno da se dobiju dobre osnove za upoređenje vibracija.
- To je zato što kada se ležaj značajno izliže, taj vibracioni spektar postaje ponovo slučajan, mada pri višem baznom nivou od dobrog i ispravnog ležaja
- Ako nije dostupan bazni nivo, nema izgrađene istorije i nivo ambijentalne buke raste , tako da je u tom slučaju nemoguće otkriti specifične greške
- Mašina će takođe imati stepen neizbalansiranosti, što će modulirati karakteristične frekvencije ležajeva i proizvesti bočne opsege po kružnim frekvencijama.
- Monitoring vibracija je veoma podesan za kotrljajuće ležajeve, iako je veoma kompleksan, ali široko prihvaćen u široj industriji.
- Stack i ostali su dali opis procesa za klasifikaciju grešaka u kotrljajućim ležajevima.

KLIZNI LEŽAJEVI

- U kliznim ležajevima vratilo je oslonjeno filmom od upumpanog fluida (najčešće ulja), posredstvom kretanja osovine, pri visokom pritisku u prostoru između obloge ležaja i vratila
- Zbog usklađenosti uljnog filma i ograničene fleksibilnosti kućišta ležaja, vibracije merene na kućištu mogu imati malu amplitudu
- Takođe, obzirom da su čaure ležaja neibežno od mekanog materijala (kao što je beli metal), male greške je veoma teško identifikovati merenjem apsolutne vibracije kućišta ležaja.
- Ovi faktori ukazuju na korišćenje senzora pomeraja i pripaajućih mernih pretvarača, koji predstavljaju efikasno sredstvo, ali će biti korisni isključivo na nižim učestanostima.
- Pri višim učestanostima (umnošci frekvencije rotacije) najbolji rezultati se postižu akcelerometrima montiranim na kućište ležaja
- Treba imati u vidu, da kada se opterećenje ležaja povećava zbog povećanja opterećenja rotora, debljina filma ulja se smanjuje, a kao posledica toga se srazmerno smanjuje fleksibilnost ležaja.
- Ovo povećava mogućnost detektovanja vibracija na kućištu ležaja i omogućava izvođenje više informacija iz izvedenih merenja
- Bitan problem sa kliznim ležajevima počinje sa nestabilnostima u uljanom filmu!!!
- To može dovesti do vrtloženja ulja i potom do „ulupanosti“, kao odziv na opterećenje

DISPOZICIJA KLIZNOG LEŽAJA



- Prikaz sila koje deluju na obrtnu osovinu sa kliznim ležajevima
- Vratilo je podržano „klinom“ od ulja upravo na mestu MIN rastojanja

R- reakcija

F-destabilizaciona komponenta

P-pritisak

W- vrtložna sila

- Uljani film bi trebao da cirkuliše pri brzini koja je jednaka polovini brzine vratila, ali zbog razlike pritisaka na obe strane minimalne tačke u zazoru, precesija vratila ide na ispod polovine brzine vratila
- Ovo kretanje se naziva vrtloženje ulja, i ono predstavlja direktan rezultat razlike pritisaka (koja je ranije pomenuta) i dolazi do gubitaka u mazivu.
- Nestabilnost se javlja kada učestanost vrtloga odgovara prirodnoj učestanosti osovine
- Pod takvim uslovima uljani film možda neće biti sposoban da podrži težinu vratila (osovine)
- **MORA SE PAZITI DA MAŠINA I NE RADI PRI BRZINI DVA PUTA VEĆOJ OD KRITIČNE BRZINE OBRTANJA VRATILA, ILI AKO BAŠ MORA, ONDA ULJNI VRTLOZI MORAJU BITI ELIMINISANI I POTISNUTI !!!!**
- U literaturi se navodi da je učestanost koja je prouzrokovana uljnim vrtlogom ω_{sm} , odnosno:

$$\omega_{sm} = (0.43 \dots 0.48) \omega_{rm}$$

ω_{rm} - kružna brzina obrtanja rotora

TEHNIKE MONITORINGA

ZA PRAĆENJE STANJA ELEKTRIČNE MAŠINE VEOMA VAŽNO JE SHVATITI DA MEHANIČKE I ELEKTRIČNE GREŠKE POBUĐUJU STRUKTURU MAŠINE NA RAZLIČITE NAČINE:

1. Mehaničke smetnje kao što su sopstvena težina, mehanički debalans i kovitlanje vratila će pobuditi poprečno kretanje u okviru konstrukcije mašine, što može biti detektovano senzorima vibracija
2. Dinamički ili statički elektromagnetni UMP (Unbalance Magnetic Pull) usled ekscentričnosti može prouzrokovati habanje ležajeva i dovesti do pobude poprečnog kretanja okvira (rama) mašine, što se takođe može detektovati vibracionim senzorima
3. Električni kvarovi statorskog ili rotorskog namotaja će pobuditi torziono kretanje vratila koje može biti detektovano signalom momenta ali ne i nužno vibracionim senzorom, izuzev ako je ova torziona aktivnost spregnuta sa poprečnim kretanjem koje je posledica asimetrija u ramu mašine

METODE VIBRACIONOG MONITORINGA

Razmatraćemo sledeće načine odnosno metode vibracionog monitoringa:

1. Opšti (sveukupni) nivo monitoringa
2. Monitoring pomoću frekventnih spektara
3. Detektovanje greški preko talasa statorske sile
4. Monitoring torzionih oscilacija
5. Impulsni monitoring (Shock Pulse Monitoring)

1. TEHNIKA SVEUKUPNIH NIVOVA

- Ovaj jednostavan oblik monitoringa je najčešće korišćena tehnika, iako kao pomoć u dijagnostici kvarova u električnim mašina njegova korisnost ograničena
- Merenjem se uzima jednostavno dobijena efektivna vrednost nivoa vibracija na strani statora mašine, u izabranom propusnom opsegu.
- Uobičajeni propusni opsezi su 0.01-1kHz ili 0,01-10 kHz, dok se je u praksi merni parametar, obično **vibraciona brzina**, snimljena na kapi ležajeva mašine, koja je pod nadzorom
- Tehnika je našla „uhlebljenje“ jer je tokom godina sa velikim iskustvom građena, a odnosila se na sveukupne nivoe nadzora vibracija koje dovode do oštećenja mašine
- To je rezultovalo objavljivanjem preporučenih standarda za vibracije mašina
- Ovi standardi ne daju dijagnostičke informacije, već jednostavno pokazuju celokupno „zdravlje“ električnih mašina na određenom nivou vibracija.
- Mnogi operateri koriste takve podatke da se razvije strategija za raspored i organizaciju održavanja i remonta.

Nemački stadard za vibracije; VDI 2056

Vibration velocity, mm/s rms	Vibration velocity, dB, ref 10^{-6} mm/s	Group K	Group M	Group G
45	153	Not permissible	Not permissible	Not permissible
28	149		20 dB ($\times 10$)	
18	145			
11.2	141			Just tolerable
7.1	137		Just tolerable	
4.5	133	Just tolerable		Allowable
2.8	129		Allowable	
1.8	125	Allowable		Good large machines with rigid and heavy foundations whose natural frequency exceeds machine speed
1.12	121		Good medium machines	
0.71	117	Good small machines up to 15 kW	15–75 kW or up to 300 kW on special foundations	
0.45	119			
0.28	109			
0.18	105			

Vibracioni limiti za održavanje prema kanadskom standardu CDA/MS/NVSH 107

Type of plant	New machines		Worn machines (full-load operation)	
	100–1 000 hour life, mm/s	1000–10 000 hour life, mm/s	Service level, mm/s	Immediate overhaul*, mm/s
Boiler auxiliaries	1.0	3.2	5.6	10.0
Large steam turbine	1.8	18.0	18.0	32.0
Motor-generator set	1.0	3.2	5.6	10.0
Pump drives	1.4	5.6	10.0	18.0
Fan drives	1.0	3.2	5.6	10.0
Motors in general	0.25	1.8	3.2	5.6

*These levels must not be exceeded in any octave band

- *Neale*-ov izveštaj [3] ukazuje na to da je moguće da se postigne ograničena dijagnoza, ukupnog nivoa uzimajući dva merenja:
- Merenje V_a , vršne brzine vibracija koja je data u (mm/s)
- Merenje veličine X , „peak-peak“ pomeraj dat u mikronima (μm).
- Ove veličine se zatim koriste za određivanje veoma bitnog parametra F :

$$F = \frac{0.52NX}{V_a}$$

N je brzina obrtanja mašine data u (ob/min)

DIJAGNOZA KOJA KORISTI SVE NIVOE MERENJA BAZIRANA NA Neale-ovom izveštaju („Neale raport“)

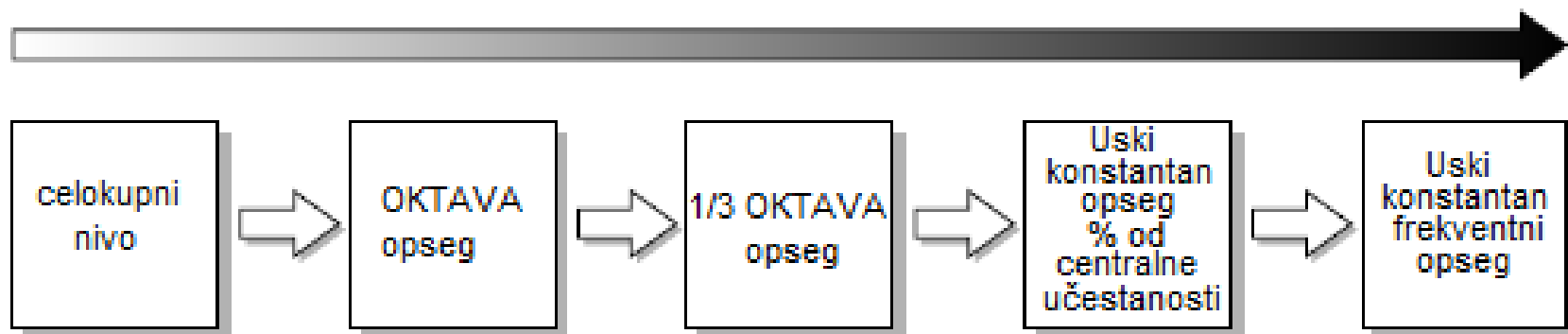
Vrednost F	Trend	GREŠKA!!!
<1	OPADANJE	Vrtloženje ulja
=1	USTALJENO	Debalans, indikativna ekscentričnost ili možda greška rotora
>1	PORAST	Ostupanje, statička ekscentričnost

2. METODA MONITORINGA POMOĆU FREKVENTNIH SPEKTARA

Ključ za monitoring i dijagnostiku vibracija je frekventni spektar signala, a u posljednjoj deceniji je postao vidan izuzetan porast sofisticiranih tehnika i instrumenata raspoloživih za spektralnu analizu. Postoje razni nivoi spektralne analize koje se najčešće koriste, a u principu se mogu smatrati kao kontinuum koji se proteže od ukupnog nivoa učitavanja na uskom opsegu sa konstantnom učestanošću. Prikaz propusnih opsega odnosno nivoa spektralne analize je dat na slici.

širokopolasni

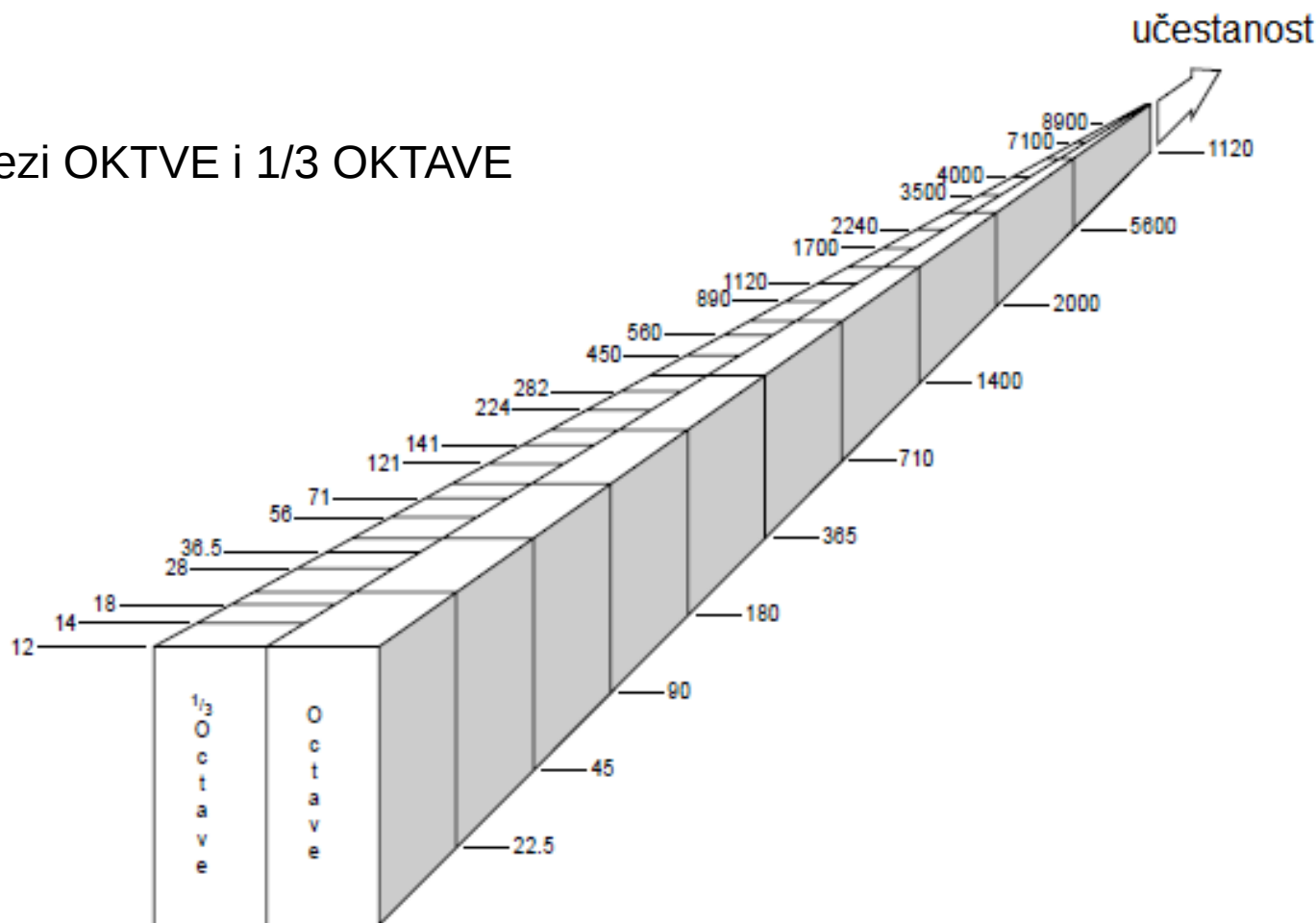
uskopolasni



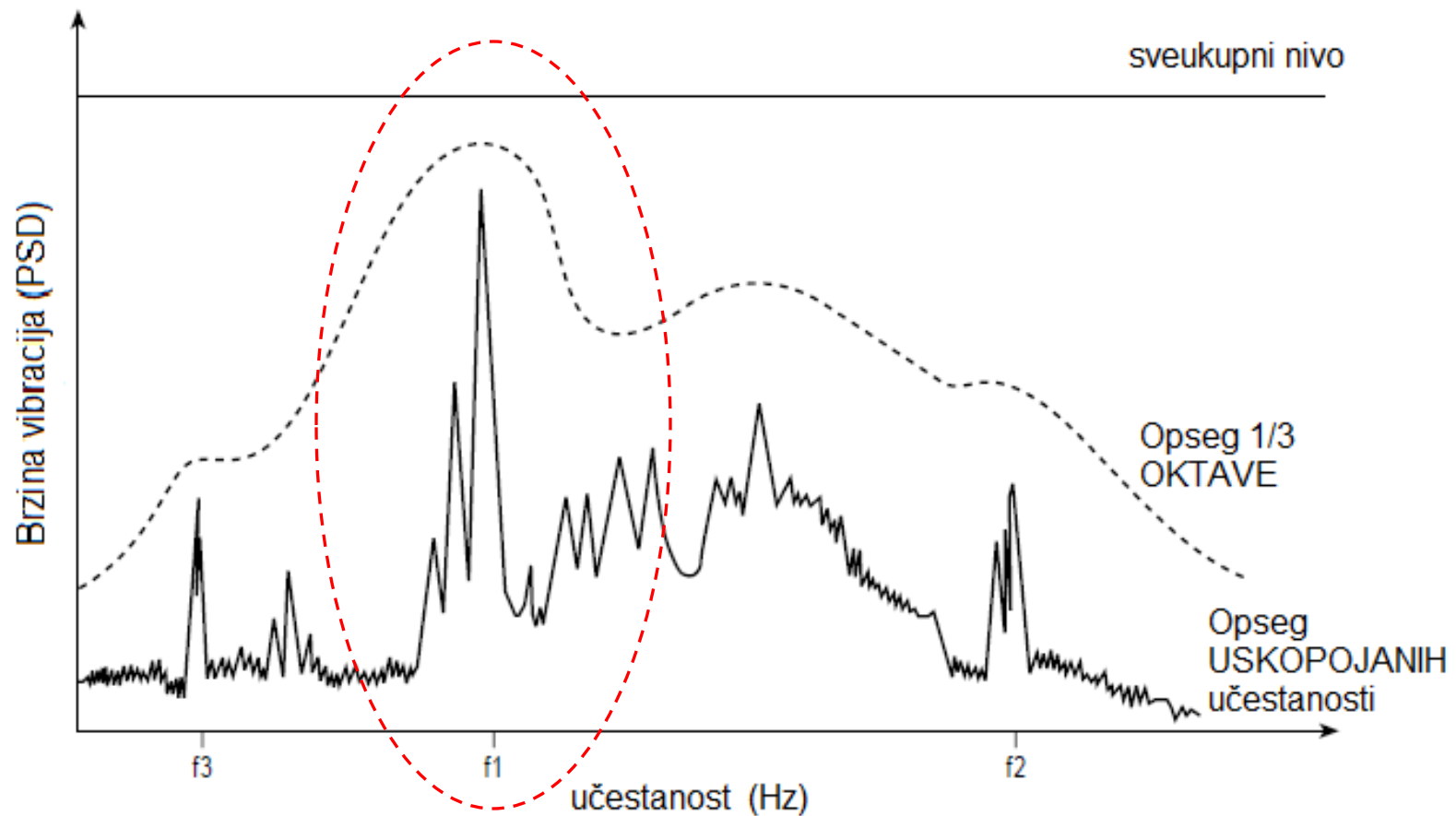
Nivoi spektralne analize

U tehnikama opsega oktave i trećine oktave spektar se deli na diskretne opsege. Opsezi su po definiciji jednake širine kada je učestanost skalirana logaritamski. Procentualna konstanta opsega je ona pri kojoj je uvek isti % centralne učestanosti, dok je konstantna širina frekventnog pojasa apsolutno fiksna. Ovaj oblik analize može dati vrlo visoke rezolucije, pod uslovom da je merna instrumentacija visokih performansi.

Opsezi OKTVE i 1/3 OKTAVE



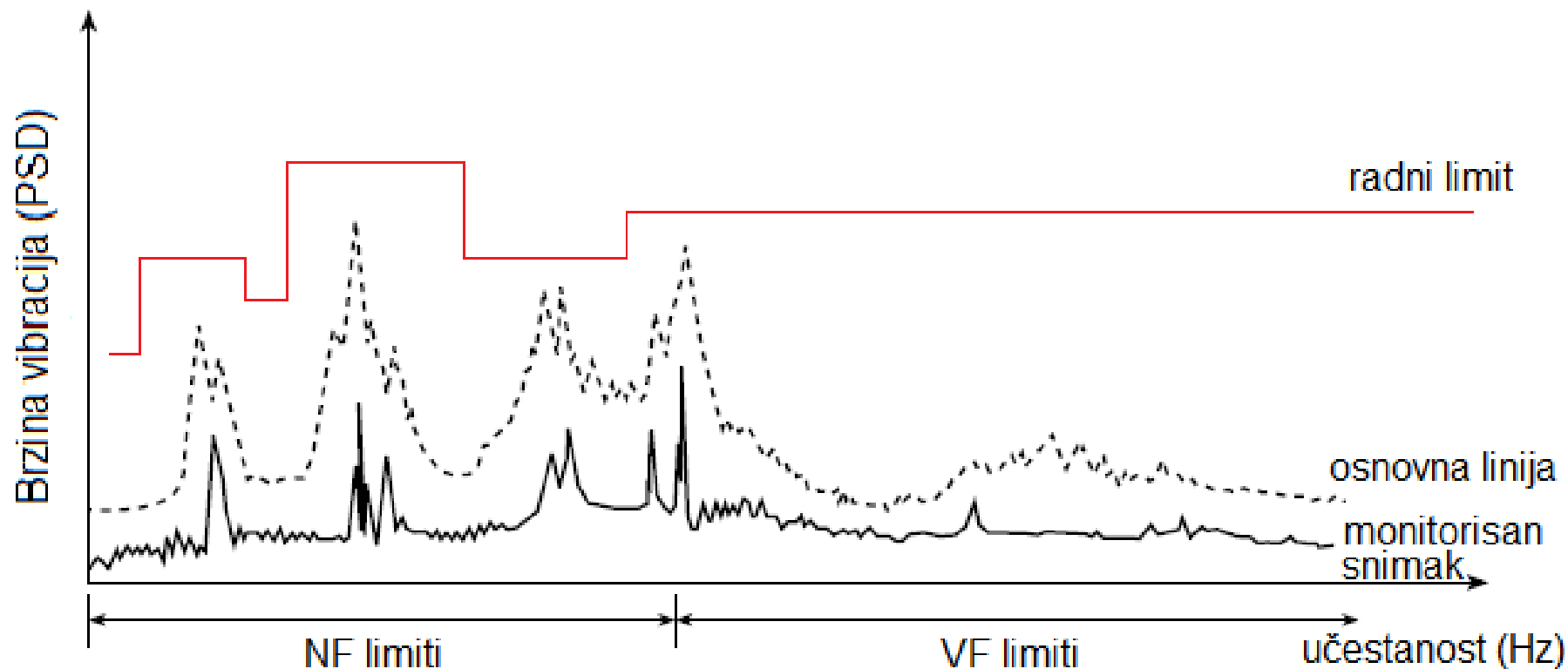
EFEKAT PROMENE USKOPOJASNIH OPSEGA I UTICAJ NA SPEKTRALNI ODZIV



Ilustrativni primer koji označava zašto je spektralna analiza, odnosno uskopojasna tehnika superiornija u odnosu na tehniku ukupnog nivoa je dat na slici. Na primer, neki merni pretvarači mogu dati izlaznu spektralnu gustinu snage koja se može tumačiti na sledeći način. Očigledno je da su komponente oko frekvencije f_1 dominantne u odnosu na čitanje pri ukupnom nivou i na oblik koji se odnosi na 1/3 oktave. Važno je napomenuti da prisustvo f_2 i f_3 ili ostalih komponenti može proći nezapaženo. To je presudno, jer fleksibilnost mehaničkog sistema može biti takva da važne komponente postaju maskirane, onim koje su bliže rezonantnoj učestanosti mehaničke strukture mašine.

- Metoda uskopojsane tehnike omogućava operateru da stekne efikasnije uvid o trendu ponašanja i stanju mašine.
- Ovo zahteva da početni bazni spektar i uzimanje u obzir naknadne spektre koji se porede sa njim.
- Korišćenje digitalno dobijenih spektara da bi rezultati bili uporedljivi, je usko povezano sa brzim izračunavanjem, jer se u tom slučaju ceo spektar može smanjiti na jednostavan sled brojeva na diskretnim učestanostima.
- Ovo može biti prilagođeno ograničenjima merne instrumentacije.
- Kriterijumi dati u standardu poput VDI 2056 se onda mogu primeniti za svaku učestanost ponaosob.
- Zbog velike količine podata koji se generišu pomoću ove uskopojsne metode često je potrebno unapred odrediti radna ograničenja na bazi poznatih standarda za vibracije i odrediti MAX anvelopu oko osnovnog spektra
- Pri ovome se mogu uzeti u obzir šire granice pri višim učestanostima, a može se koristiti automatski i „zastavica“ (tzv. *Flag*) upozorenja, kada se dostignu maksimalni limiti
- Osnova ove tehnike je data na sledećem slajdu

PRIKAZ RADNE ANVELOPE (LIMITA) U ODNOSU NA SPEKTRALNI ODZIV



Osnovna linija je postavljena na MAX vrednost očekivanih vibracija, dok je operativna (radna) anvelopa tj. radni limit (crvena linija) postavljena još iznad na veći nivo (uslovno se ovo može nazvati i krajnji limit)

NAPOMENE VEZANE ZA SPEKTRALNU TEHNIKU:

- Indukcioni motori naročito zatevaju visok stepen rezolucije frekvencije koja je primenjena na vibracione signale koji su od interesa, obzirom da je kružna učestanost koja odgovara radnim brzinama obrtanja bliska kružnoj učestanosti mrežnog napajanja (sinhrona kružna učestanost).
- U ovom slučaju postoji tendencija da se generišu dva bočna opsega (međusobno razmaknuta) pri s i $2s$ oko harmonika učestanosti napojne mreže
- s je učestanost klizanja električne mašine

3. DETEKTOVANJE GREŠAKA POMOĆU STATORSKE SILE

- Dinamički UMP (*Unbalance Magnetic Pull*) može pobuditi stator sa vibracionim komponentama čija je učestanost jednaka osnovnoj učestanosti napajanja ali i dvostruku i četverostruku učestanost.
- Dinamički debalans i neadekvatna spojnica takođe može proizvesti ovaj efekat
- Neka istraživanja ukazuju na to da se neki redovi od osnovne učestanosti javljaju u okviru vibracionog spektra usled grešaka među namotajima statora mašine
- Neki autori koriste žlebne harmonike kao pokazatelje ekscentričnog kretanja
- Takođe mogu se koristiti poprečne mehaničke ugaone učestanosti ω_{sm} merene na statorskom ramu (okviru) pobuđenom od strane radijalnih sila
- Ove učestanosti se mogu dobiti iz relacije koju je dao Yang :

$$\omega_{sm} = \omega_{se} \left[(nN_r \pm k_e) \frac{(1-s)}{p} \pm q \right]$$

ω_{se} - sinhrona kružna učestanost

n - ceo broj

q -prostorni harmonici MPS statorskog namotaja (1,3,5,7,...)

k_e - stepen ekscentričnosti (=0 za statičku ekscentričnost i =1 za dinamičku)

N_r -broj žlebova rotora

p - broj pari polova

s -klizanje

PRIMER:

Posmatra se mašina sa trofaznim statorskim namotajem

$N_r=51$

$2p=4$

Za mašinu sa ovim podacima se pokazuje porast nivoa vibracija rama (okvira) statora od 25dB i 17dB na učestanostima 1104Hz i 1152Hz, kada se kao greška uvede 50% dinamičke ekscentričnosti!!!!

VAŽNO:

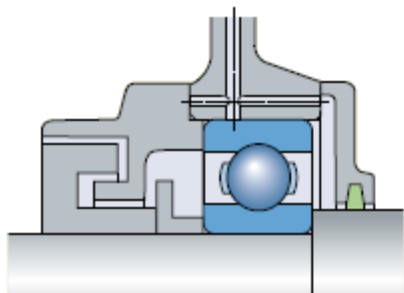
- Vibracije rama, naročito kod indukcionih mašina, se mogu koristiti za praćenje raznih tipova grešaka.
- Mora se međutim biti oprezan ako postoje prenosne vibracije koje se mogu javiti u blizini (koje mogu poticati od ostatka pogona), a koje mogu pobuditi rezonantni režim posmatrane mašine, dok prinudne komponente koje su posledica greške u mašini mogu biti dovoljno drugačije od prirodne učestanosti tako da izazovu veoma blagi odgovor.

4. MONITORING TORZIONIH VIBRACIJA

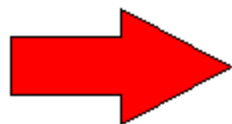
- Potreba za praćenje torzionog ponašanja duge, tanke osovine koja se ima na primer kod turbogeneratorsa
- Direktan pristup ovom problemu bi bio montiranje odgovarajućih mernih traka na vratilu, zajedno sa pripadajućom telemetrijom za prenos signala sa mernog mosta (izlaz sa rotirajućeg referentnog koordinatnog sistema)
- Ovo se radi samo za eksperimentalne svrhe i nije prikladno za dugotrajnu upotrebu zbog veoma teških radnih uslova koje bi merni senzor i merni pretvarač trebali da izdrže.
- Nisu za odbacivanje ni indirektno metode praćenja torzionih vibracija
- Kada se govori o indirektnim metodama potrebno je razjasniti pojmove vezane za krajeve osovina vratila
- Pojam pogonskih i nepogonskih krajeva vratila (DE i NDE)
- Pogonski krajevi vratila (engl. "Drive End" -DE) ?
- Nepogonski krajevi (engl. "Non-Drive End" -NDE) ?

POJMOVI VODEĆEG I VOĐENOG LEŽAJA, POGONSKOG I NEPOGONSKOG KRAJA MAŠINE, DE I NDE....

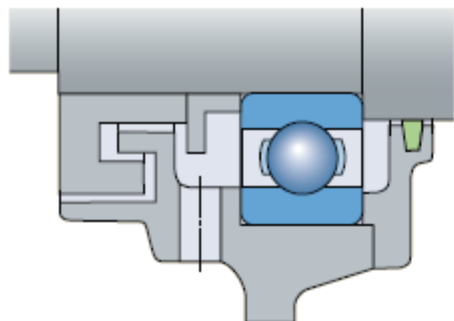
VODEĆI LEŽAJ



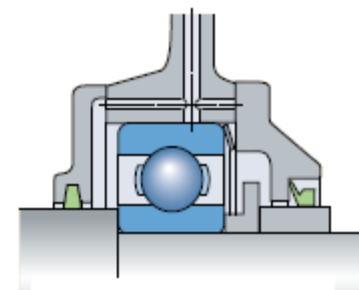
DRIVE END (DE)



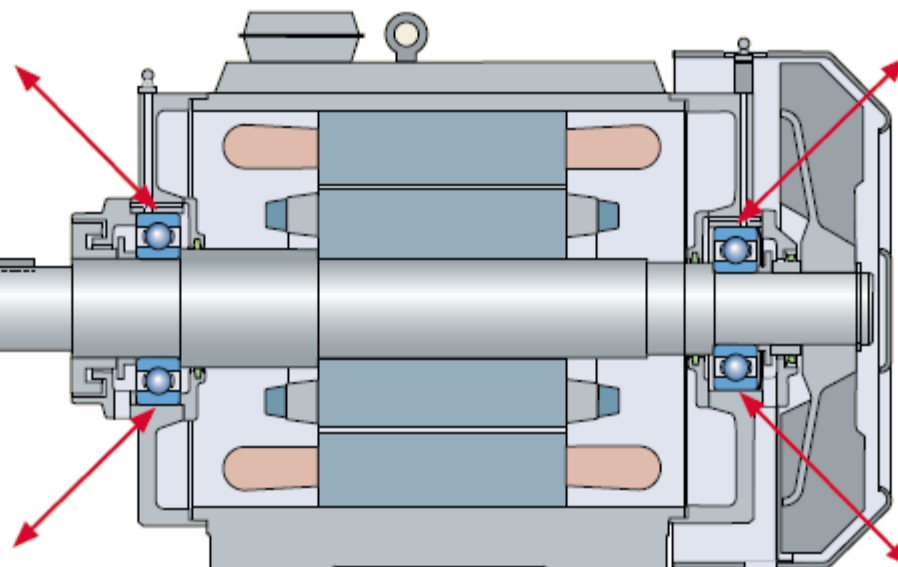
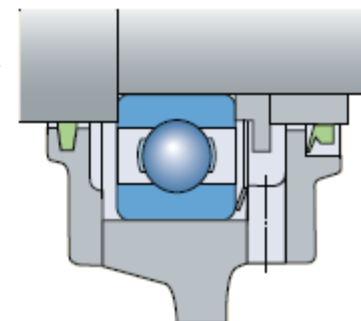
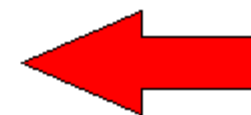
pogonski kraj



VOĐENI LEŽAJ



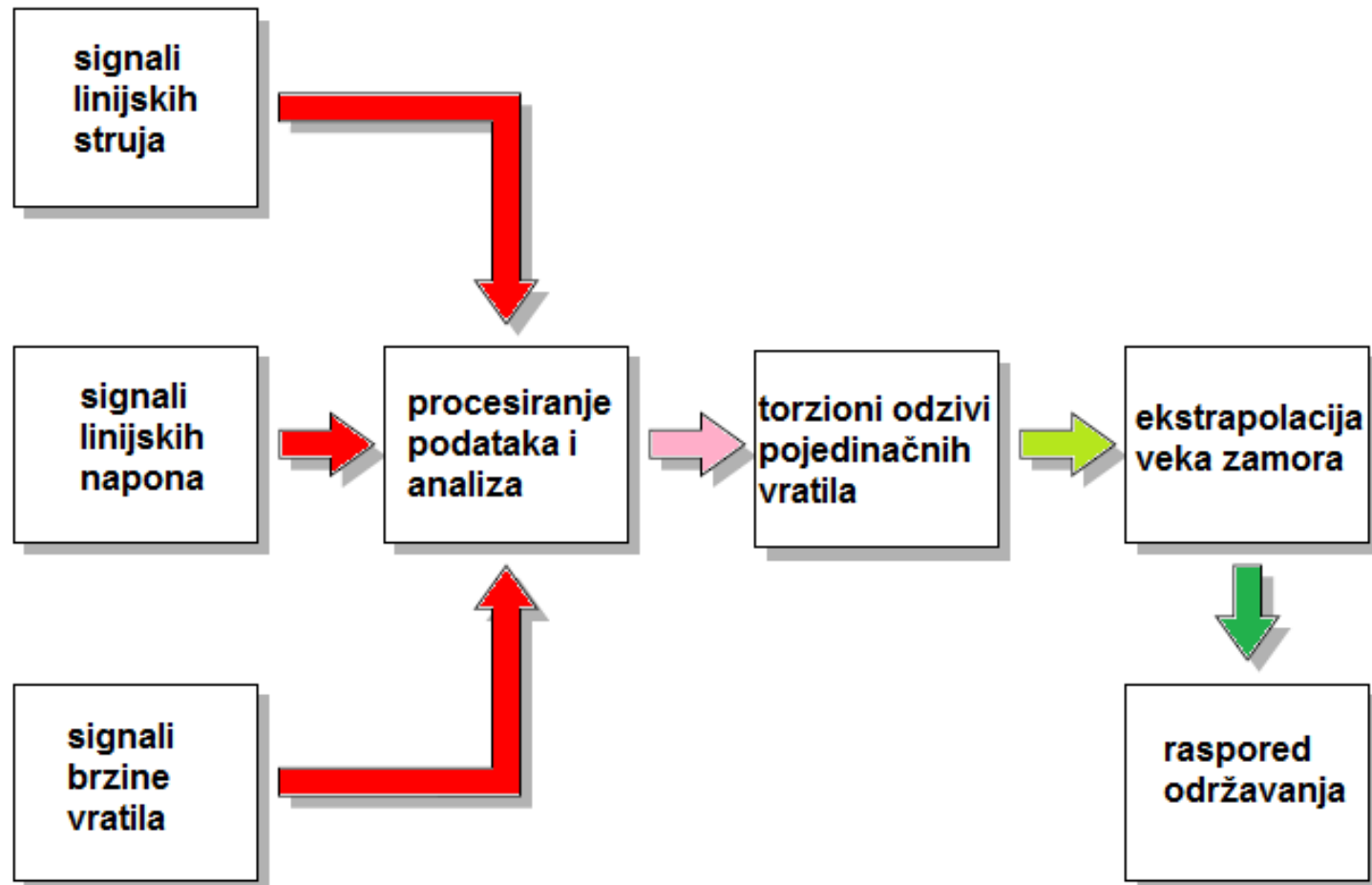
**NON-DRIVE
END (NDE)**



INDIREKTNE METODE PRAĆENJA TORZIONIH VIBRACIJA

- Indirektne metode praćenja torzionih odziva vratila su predložene od strane Walker'a koja se bazira na mernom sistemu postavljenom na obrtnoj osovini
- Merenje se bazira poređenjem ugaonog pomeraja nepogonskog kraja osovine turbine visokog pritiska sa nepogonskim krajem generatorske pobude.
- Momenat obrtnog polja („*air gap torque*“) se izračunava direktno iz monitorisanih električnih veličina (signali struja i napona)
- Sistem monitoringa je modularne konstrukcije i ima dva osnovna elementa koji se koriste za merenje mehaničkih tranzijenata (momenat, brzina) i električnih tranzijenata (struja, napon)
- Modul koji „hvata“ tranzijentni momenat je trigerovan naglim porastom obrtnog momenta (momenta u vazdušnom procepu) ili naglom promenom vibracija ugaone brzine na vratilu.
- Slično prethodnom, električni tranzijent se „hvata“ iz odziva bilo kojeg naglog poremećaja vrednosti linijskih struja
- Izmereni podaci se dalje šalju ka modulu za analizu i evaluaciju.
- Odgovarajući softver prima ove podatke i određuje torzioni odziv osovine vratila i združeni uticaj na vek zamora
- Dobijeni rezultati se koriste za planiranje intervala održavanja kao i predikciju grešaka u sistemu
- Principski blok dijagram ove indirektne metode je dat na sledećem slajdu

FUNKCIONALNI DIJAGRAM SISTEMA ZA MONITORING TORZIONIH OSCILACIJA

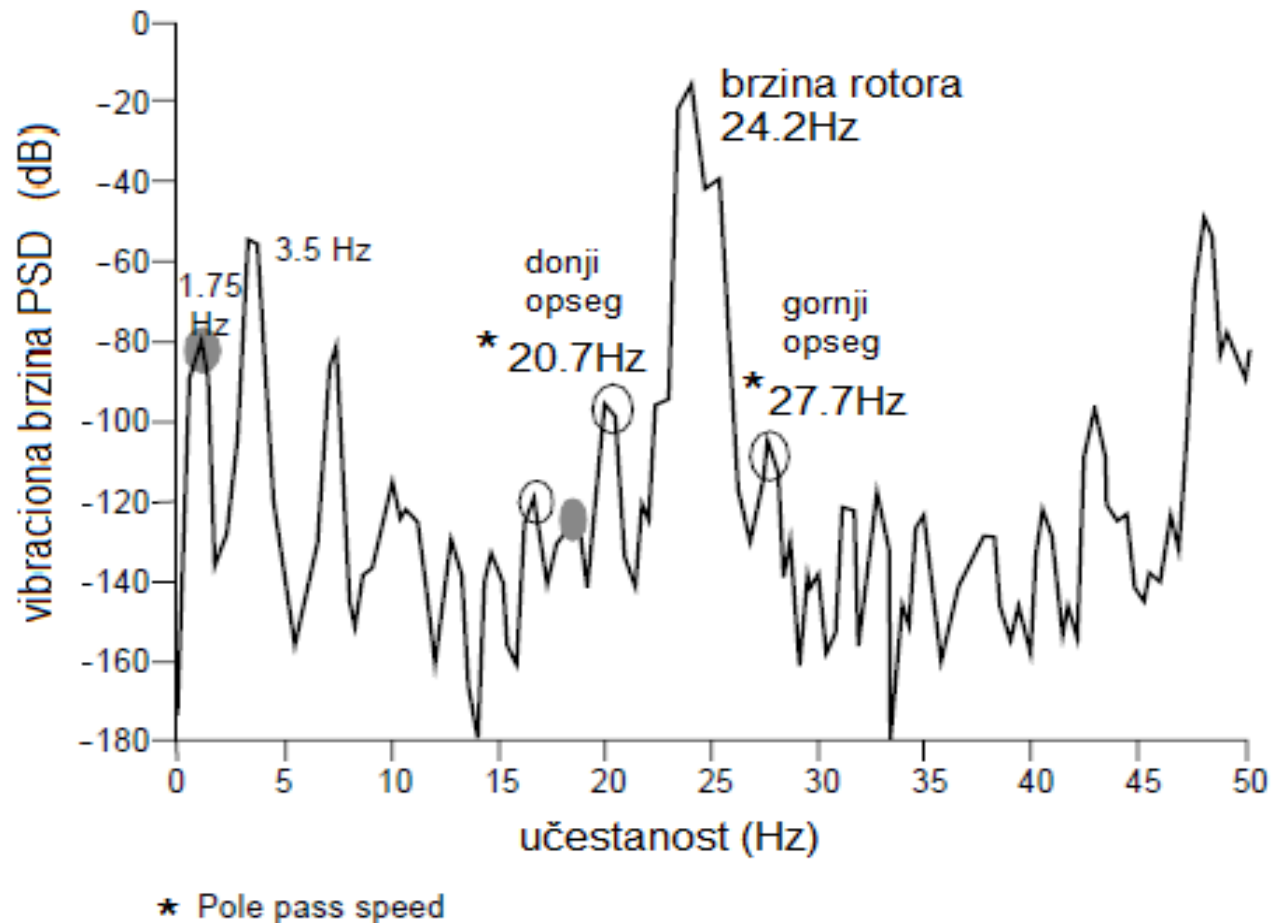


MONITORING TORZIONIH OSCILACIJA KOD INDUKCIONIH MAŠINA

- Monitoring torzionih oscilacija se vrlo često koristi za detektovanje greški u indukcionim motorima.
- Brzina obrtanja opterećenog indukcionog motora je približno konstantna.
- Perturbacije opterećenja i greške unutar rotorskog kola mašine će prouzrokovati fluktuacije brzine
- Ako je rotor defektan fluktuacije brzine će se desiti pri dvostrukoj učestanosti klizanja.
- Ovo je posledica toga, što se pri normalnom proizvedenom momentu struje pri učestanosti klizanja protiču kroz rotorski namotaj i nisu u stanju da protiču kroz neispravni deo.
- Defektna indukciona mašina sa rotorom velike inercije će imati strujnu fluktuaciju na učestanosti koja je jednaka dvostrukoj učestanosti klizanja i neće imati varijaciju brzine, dok će se kod rotora male inercije javiti izražne fluktuacije brzine ali ne i fluktuacije struje.

SPEKTAR ROTORSKE BRZINE INDUKCIONOG MOTORA SA GREŠKOM NA ROTORSKIM ŠTAPOVIMA

Tavner i ostali su predložili metod [4] razvijen od Gaydon'a, koji je overen kao metod "trenutne ugaone brzine" od Ben Sasiju i ostalih [5-6], a tipični merni rezultati su dati na dijagramu.



5. IMPULSNI MONITORING (Shock Pulse Monitoring)

- Metoda šok impulsa (*shock pulse*) se isključivo koristi za detekciju grešaka u kotrljajućim elementima ležajeva.
- Najveći udeo kvarova u električnim mašinama se pripisuje kvarovima u ležajevima.
- Za većinu mašina snaga manjih od 300kW, ova tehnika je veoma značajna.
- Kao kotrljajući elemenat ležaj pogoršava pokretne površine razvijajući mala udubljenja („jamice“) ili nesavršenosti, a interakcija između tih površina stvara mehaničke talase stresa ili šok impulse u materijalu ležaja koji se propagiraju (prostiru) u okviru mehaničke strukture električne mašine.
- Ovi šok impulsi su ultrazvučnih učestanosti i mogu biti detektovani piezoelektričnim pretvaračima sa jako izraženom rezonantnom frekventnom karakteristikom podešenom na očekivanu frekvenciju impulsa , odnosno na oko 32kHz.
- Za povećanje ostljivosti elektronskih uređaja, merni transponder je podešen na tu rezonantnu učestanost.
- Kolo za detekciju vršne vrednosti šok impulsa i njeno držanje (*peak and hold*); ova vrednost će biti usnimljena i sačuvana pri realnim uslovima koji se imaju u kotrljajućim ležajevima
- Ovaj uslov za ležaj se procenjuje kroz definisanje veličine šok impulsa SPV (Shock Pulse Value) :

$$SPV = \frac{R}{N^2 F^2}$$

R -šok puls učitana vrednost
 N -brzina obrtanja osovine (ob/min)
 F -faktor koji zavisi od geometrije ležaja

Niska vrednost SPV ukazuje na dobro stanje u ležajevima!!!!

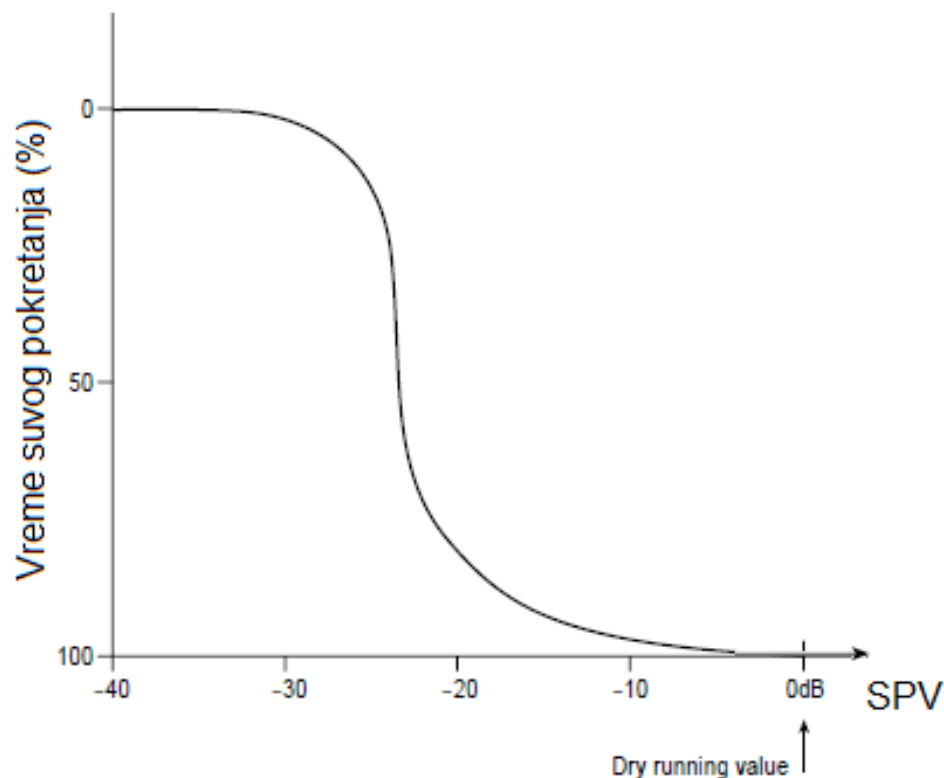
Generalno ova tehnika se najbolje koristi zajedno sa tehnikom ukupne kontrole nivoa vibracija. U tabeli su data kvalitativna uputstva o stanju ležajeva.

„Shock pulse“ interpretacija:

Trend za "Overall vibration level" (OVL)	Trend za vrednosti "Shock pulse" (SP)	KOMENTARI
<i>Nizak i rastući</i>	<i>Ostaje niska</i>	<i>NEMA OŠTEĆENJA LEŽAJEVA</i>
<i>Nizak i rastući</i>	<i>Niska ali porast je isti kao kod OVL</i>	<i>BLAGO OŠTEĆENJE LEŽAJEVA</i>
<i>Nizak i rastući</i>	<i>Visoka vrednost ali konstantna</i>	<i>OŠTEĆENJE LEŽAJEVA ALI DRUGI PROBLEM PROUZROKUJE PORAST VIBRACIJA</i>

SPV u funkciji vremena suvog pokretanja po obrtaju

- Tandon i ostali su u [7] opisali monitoring kotrljajućih ležajeva uključujući i vibracije, akustiku i šok-impulzni metod.
- Postoji tehnika za procenu debljine filma ulja ili masti u kotrljajućim elementima.
- Ova tehnika je bazirana na porastu SPV (*shock pulse value*), na način koji približno odgovara datoj slici, na kojoj je prikazana procentualno funkcija vremena trajanja suvog kontakta po obrtaju.
- Merenje ovog vremena suvog kontakta je ostvareno monitorisanjem struje koja protiče između unutrašnje i spoljašnje kotrljajuće staze test ležaja i protoka struje koja je uzeta kao indikacija suvog kontakta.



ZAKLJUČAK

- Merenje vibracija predstavlja „srce“ monitoringa obrtnih mašina.
- Iako su električne mašine strukture sa uglavnom niskim nivoom vibracija, one se mogu dovesti u vezu sa visokim nivoom vibracija, kao na primer kod pokretača i pogona sa fleksibilnim spojnicama, koji su postavljeni na specijalnim temeljima preko elastičnih nosača.
- Vibraciona pobuda električnih mašina generalno potiče od mehaničkog debalansa ili harmonika elektromagnetnih sila koje se javljaju u vazdušnom zazoru (procepu).
- Odziv mašine na ove pobude zavisi od preciznog sprezanja mašine sa opterećenjem (preko spojnika) i načinima montaže mašine na fundament, odnosno postolje.

- Vibracioni monitoring i SP (shock-pulse) analiza predstavljaju neinvazivne metode ali zahtevaju mnoštvo specijalnih senzora i merne opreme širokog propusnog opsega i kompleksnu analizu.
- Precizan izbor i lokacija senzora su veoma bitni.
- Međutim zbog svoje široke primene u ostalim rotacionim mašinama vibraciona i SP analiza su postale pouzdane i široko prihvaćene.
- Naročito se ovo odnosi na detekciju kvarova u ležajevima, obzirom da ove tehnike imaju sposobnost razlikovanja mehaničkih i elektromagnetnih uticaja i pobudnih sila.
- Ovo je od neprocenjive važnosti u otkrivanju uzroka pre nego što se dogode značajna oštećenja ili čak i uništenja.
- Brzina obrtanja motora je analizirana korišćenjem trenutne vrednosti ugaone brzine za detekciju grešaka u rotoru, ali nije široko korišćena i nije naišla na primenu od strane rukovaoca i operatora.

KORIŠĆENA LITERATURA

- [1] P. Tavner, L. Ran, J. Penman, H. Sedding, ***Condition Monitoring of Rotating Electrical Machines***, IET POWER AND ENERGY SERIES 56, Published by The Institution of Engineering and Technology, London, United Kingdom, 2008.
- [2] ***Rolling bearings and seals in electric motors and generators***, SKF Group 2013.
- [3] Neale N. and Associates. ***A Guide to the Condition Monitoring of Machinery***. London: Her Majesty's Stationary Office; 1979.
- [4] Hunter D.J., Tavner P.J., Ward D.M. and Benaragma D., ***Measurements of the harmonic components of the instantaneous electrical power delivered at the terminals of a 500 MW turbogenerator***, 3rd International Conference on Sources and Effects of Power System Disturbances, London, 1982.
- [5] Ben Sasi A.Y., Gu F., Li. Y. and Ball A.D., ***A validated model for the prediction of rotor bar failure in squirrel-cage motors using instantaneous angular speed***, *Journal of Mechanical Systems and Signal Processing* 2006; 20: 1572–89.
- [6] Ben Sasi A.Y., Gu F., Payne, B.S. and Ball A.D., ***Instantaneous angular speed monitoring of electric motors***. *Journal of Quality in Maintenance Engineering* 2004; 10: 123–35.
- [7] Tandon N., Yadava G.S. and Ramakrishna K.M., ***A comparison of some condition monitoring techniques for the detection of defect in induction motor ball bearings***, *Mechanical Systems and Signal Processing* 2007; 21: 244–56.



HVALA NA PAŽNJI !!!
PITANJA ??

Beograd , Januar 2016
Dr Željko Despotović, dipl.el.inž