

ZJIŠŤOVÁNÍ PŘÍČIN ZVÝŠENÝCH VIBRACÍ ROTORŮ TURBOSOUSTROJÍ

Prof. Ing. Miroslav Balda, DrSc.

Ústav termomechaniky AVČR + Západočeská univerzita
Velešlavínova 11, 301 14 Plzeň,
tel.: 019 - 7236584, fax.: 019 - 7220787, mbalda@ufy.zcu.cz

1. Úvod

Každý spolehlivý výrobce má snahu dodávat jím vyráběné stroje v dobré kvalitě, aby jejich budoucí uživatelé byli s nimi spokojeni a objednali si stroje další. To platí zejména u strojů pracujících při vysokých otáčkách jako jsou turbosoustrojí. Jejich rotory navíc bývají velmi hmotné, takže v nich naakumulovaná kinetická energie by mohla při havarii zničit nejen stroj, ale i celou elektrárnu. Proto mezi hlavními kvalitativními znaky turbosoustrojí patří kromě účinnosti a měrné spotřeby paliva i úroveň kmitání stroje.

Vibrace strojů se posuzují podle mezinárodních (ISO) i národních norem (ČSN, DIN, ...). Stroje jsou podle nich zařazeny do různých tříd v závislosti na technologickém procesu, ve kterém jsou zapojeny, na způsobu uložení stroje i na místech snímaných čidly. Obvykle jsou stanoveny limitní meze vibrací pro různou kvalitu chodu stroje. Tyto limity bývají stanoveny pro rychlost pohybu kmitů měřeného místa. Jsou-li tyto limity překročeny, vykazuje stroj zvýšené vibrace a je třeba přijmout jistá opatření pro pokračování provozu stroje.

2. Dynamické vlastnosti rotorů

Provozovatelé turbosoustrojí znají velmi dobře pojem „kritické otáčky“, protože velmi dobře signalizují okamžitý stav vyváženosti rotorů. Sledují-li záznam amplitudy vibrací v závislosti na pomalu se měnících otáčkách stroje, jak tomu bývá při dobězích, zjišťují, že existují pásma otáček s výrazně vyššími amplitudami vibrací v mnoha místech stroje současně. Záznamům rozkmitů vibrací v závislosti na otáčkách se běžně říká „rezonanční křivky“. Na tomto místě je třeba říci, že nejde o amplitudové charakteristiky – moduly frekvenčního přenosu rotoru na buzení v určitém místě, ale o modul (komplexní) odezvy $\mathbf{q}(x, t)$ jako lineární kombinace příspěvků modálních složek nevyváženosti \mathbf{u} při frekvenci otáčení ω podle rovnic

$$\mathbf{q}(x) = \omega^2 \int_0^l \mathbf{G}(x, \xi, \omega) \mathbf{u}(\xi) d\xi \quad \text{resp.} \quad \mathbf{q}_{jk} = \omega_k^2 \mathbf{G}(\omega_k) \mathbf{u}_j \quad (1)$$

uvedených již v jiném příspěvku [1]. V něm se také uvádí, že frekvenční přenos $\mathbf{G}(\omega)$ nevyváženosti na odezvy je

$$\mathbf{G}(\omega) = \mathbf{V}_q [i\omega \mathbf{I}_{2n} - \mathbf{\Lambda}]^{-1} \mathbf{W}_q^H \quad (2)$$

Zatímco modální matice \mathbf{V}_q a \mathbf{W}_q jsou neměnné, matice $[i\omega \mathbf{I}_{2n} - \mathbf{\Lambda}]^{-1}$, způsobuje nárůst hodnotnosti $\mathbf{G}(\omega)$ při přiblížení frekvence otáčení ω k vlastnímu číslu. Ještě lépe se tato vlastnost projeví po Laplaceově transformaci systému lineárních diferenciálních rovnic popisujících chování rotoru turbosoustrojí s velkými oběžnými koly

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{L} \dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K} \mathbf{q}(t) = \mathbf{f}(t), \quad (3)$$

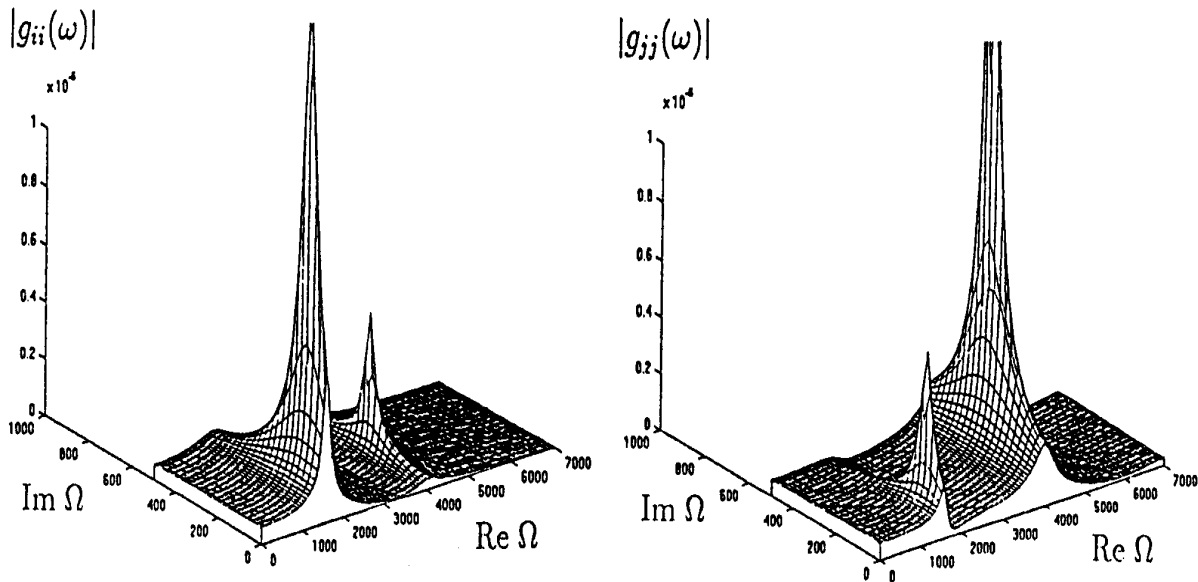
při nulových počátečních podmínkách, kde L je součet útlumové a gyrační matice. Po úpravách se dostane vztah mezi obrazy vektorů buzení $f(p)$ a odezev $q(p)$.

$$q(p) = [p^2 M + p L + K]^{-1} f(p) \quad (4)$$

v komplexní proměnné $p = \sigma + i \omega$.

Matice $G(p)$ je maticí (Laplaceových) **přenosů** definované v komplexní rovině pro p s $Re p < \sigma$ na rozdíl od matice frekvenčních přenosů $G(\omega)$, v níž je definiční oblast omezena jen na $p = i \omega$, tedy jen na imaginární osu roviny p .

Zavedme novou komplexní proměnnou $\Omega = -i p$. V obrázcích 1 jsou vyneseny moduly dílčích přenosů (prvky matice $G(\omega)$) $g_{ii}(\Omega)$ a $g_{jj}(\Omega)$ matematického modelu rotoru. Zatímco v přenosu $g_{ii}(\Omega)$ je lépe vyjádřen pól pro 1. tvar kmitu, v přenosu $g_{jj}(\Omega)$ dominuje pól druhý. Moduly frekvenčních přenosů $g_{ii}(\omega)$ a $g_{jj}(\omega)$ jsou patrný jako řezy na $|g_{ii}(\Omega)|$ a $|g_{jj}(\Omega)|$ pro $Im \Omega = 0$.



Obrázek 1: Moduly přenosů ve dvou místech rotoru

Z provedeného rozboru vyplývá, že příčinou vibrací (tedy i zvýšených) jsou vždy zobecněné síly, ať již je jejich původ jakýkoliv. Přehled odezev a jejich některých příčin je uveden v tabulce 1.

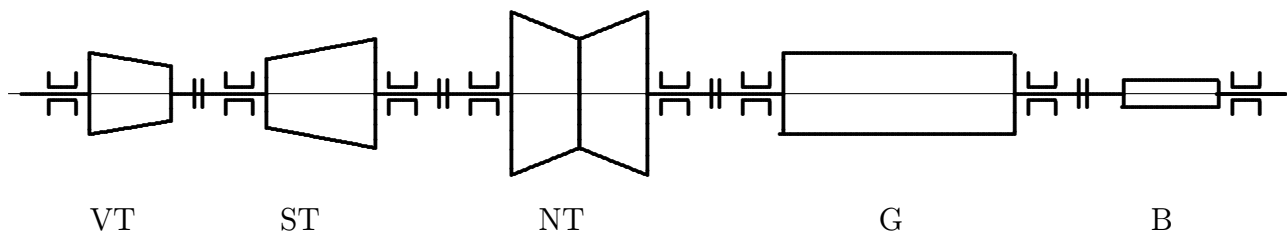
| Odezva | s frekvencí | | | | | | | |
|---------|-------------|--------------------------|---------------------------------------|-------------------------------|----------------------|---------------------|-------------|----------------------------------|
| | otáčkovou | | | | neotáčkovou | | | |
| | | | | | soudělnou | | nesoudělnou | |
| Příčina | mechanická | | tepelná | | param. systém | nonlinearity | | nesymetrie B, K |
| | nevývažek | montáž vyrovnání „klika“ | elektro záv.zkrat chlazení víř.proudy | jiná rubbing fyz.vlast. vývrt | rotor průřez trhlina | subharm. ultraharm. | chaos | ložiska ucpávky lopatky mag.pole |

Tabulka 1: Přehled odezev a jejich příčin

3. Dynamické projevy vad

I u spolehlivého výrobce se může stát, že jeho stroj vykazuje zvýšené vibrace, ať již od uvedení do provozu nebo v jeho průběhu. Potom je vždy žádoucí uvést stroj do takového stavu, aby jeho vibrace byly hodnoceny alespoň jako „dobré“. K tomu je bezpodmínečně nutné znát příčinu zvýšených vibrací a tu odstranit. Jen v případě největší nouze, např. z nutnosti vydržet do doby plánované opravy stroje, je možné odstraňovat následek, totiž vibrace a na příčinu, jejíž odstraňování by způsobilo výpadek s těžkým ekonomickým dopadem.

Na obrázku je schéma běžné soustavy rotorů klasického turbosoustrojí o výkonu $P \geq 100$ MW. Délka rotorové soustavy složená z rotorů jednotlivých dílů turbíny (VT, ST, NT), generátoru (G) a budiče (B) bývá kolem 30 m. Rotory jsou spojovány pevnými přírubovými spojkami pomocí lícovaných šroubů, takže se chovají v sestavě jako jedno těleso – nosník staticky neurčito uložený v mnoha kluzných ložiskách. Stolový základ, ale zejména pak ložiska jsou zdrojem poddajnosti a útlumu uložení. Je zřejmé, že v tak složitém systému se může objevit řada problémů. Probereme si nejdůležitější z nich, se kterými se lze běžně setkat v provozu (viz [?]).



Obrázek 2: Schéma sestavy rotorů turbosoustrojí

3.1. Mechanické závady

Vyvolávají obvykle vibrace s otáčkovou frekvencí. Jejich hlavními představiteli jsou následující:

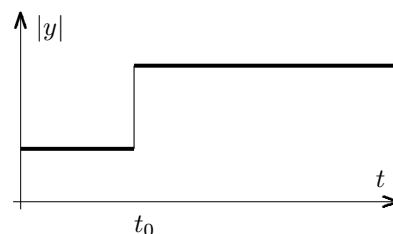
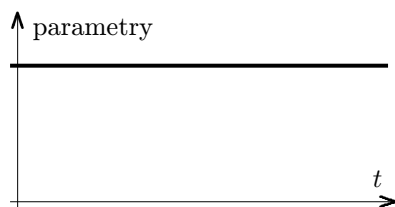
a) Mechanická nevyváženost trvalá.

Projev: – zvýšená konstantní vibrace otáčkové frekvence zejména v okolí krit. otáček

Příčina: – nesouosost těžištní a geometrické osy rotoru

Oprava: – vyvážením u výrobce ve vyvažovacím tunelu nebo na místě v elektrárně

b) Mechanická nevyváženost skoková, nevratná.



Projev: – skoková změna vibrací otáčkové frekvence při konstantních provozních parametrech, které se opět nemění a nevrací do původního stavu

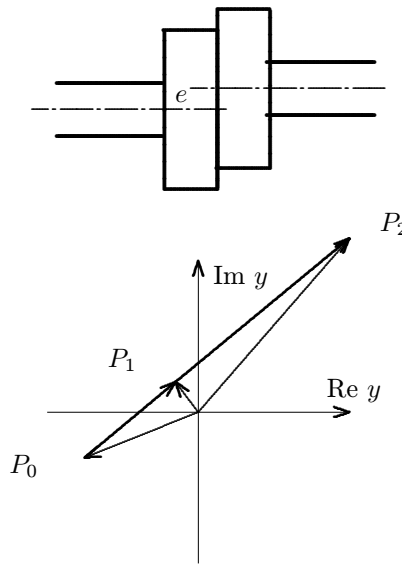
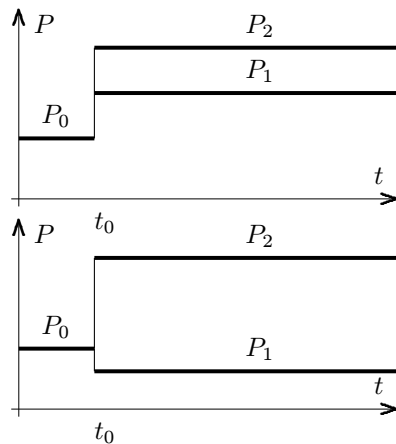
Příčina: – rozvážení rotoru ulomením lopatky úletu vyvažovacího závaží ucpávkového břítu, lopatkové bandáže a pod.

Oprava: – na místě: - vložení nové ulétnuté části (závaží)

- vyříznutí lopatky na opačné straně - dovyvážení

- v závodě: - přelopatkování, dovyvážení

c) Nesouosost osy rotorů ve spojkách – „klika“



- Projev:** – vibrace se mění v čase s přenášeným výkonem; při skokové změně výkonu se současně skokově změní i vibrace. V komplexní rovině je změna lineární s výkonem a vždy v jednom směru. V modulu závisí změna na výkonu obecně nelineárně.
- Příčina:** – nepřesné vystředění os hřídelů ve spojkách má za následek, že se kromě krouticího momentu generuje i příčná síla, úměrná výkonu, která ohýbá rotor. Rotující prohnutý rotor generuje odstředivé síly, které ho dále prohýbají
- šikmá čela spojek vedoucí k nehladkosti geometrické osy rotorů (zlomu osy).
- Oprava:** – na místě: - nová pečlivější montáž spojek s přeštruzením otvorů pro nové šrouby
- v závodě: - strojní práce pro novou montáž
- přeštruzení šikmých čel spojek

d) Náhodné skokové změny vibrací.

- Projev:** – skoková změna zdánlivě bez vazby na parametry provozu
- Příčina:** – omezená dilatace vodičů v těle generátoru s náhlým prokluzem
- skokové uvolňování roztahování stroje při prohřívání
- Oprava:** – montážní úpravy k usnadnění dilatací
- pomalejší najíždění na výkon

e) Rezonanční kmitání evolutivních systémů.

- Projev:** – vibrace se mění v souvislosti se změnou provozních parametrů. Vyskytuje se u strojů s kritickými otáčkami blízkými provozním
- Příčina:** – změna provozních parametrů může umožnit
- * rozložení reakcí v ložiskách
- * vyrovnání stroje vlivem teplotních změn, úrovní vakua v kondenzátoru a tím ovlivnit dynamické vlastnosti kluzné vrstvy v ložiskách a následně poloh kritických otáček.
- Oprava:** – na místě: - lepší tepelná izolace ložiskových stojanů
- udržování konstantního vakua
- v závodě: - změna otevírání ventilů u skupinové regulace

3.2. Tepelné závady – tepelná nestabilita

Příčiny tepelné nestability chodu stroje spočívají obvykle v nesymetrickém teplotním poli v průřezu rotoru. Toto pole vyvolá nesymetrické roztažení materiálu kolem osy rotoru a tím i teplotní deformace, které ohýbají rotor. Ohnutý rotor se pak chová jako nevyvážený.

Na straně generátoru je tepelným zdrojem Jouleovo teplo. To vzniká jednak ve vodičích generátoru, jednak na povrchu pólů generátorů vlivem vířivých proudů. Zdrojem tepla může být i tření mezi částmi rotoru a statoru. Teplotní deformace však může vzniknout i nesymetrickým chlazením vakua nesymetricky rozloženými fyzikálními vlastnostmi materiálu rotoru

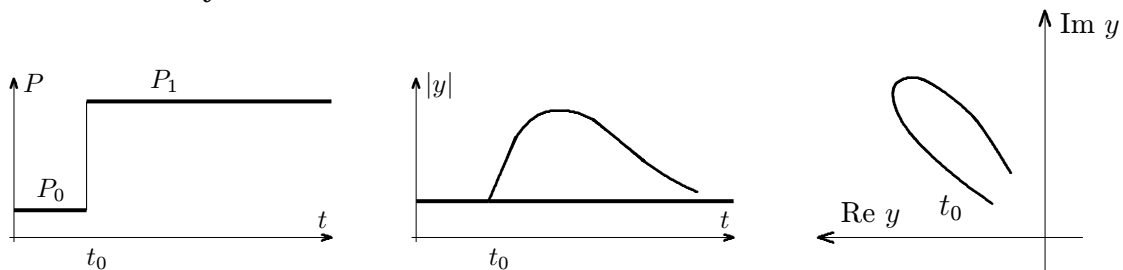
a) Mezizávitový zkrat

- Projev:** – vibrace se mění v závislosti na nabuzení rotoru generátoru (i jalovým) proudem
- Příčina:** – porušení izolace mezi vodiči buzení v těle generátoru vyloučí jeden případně více závitů vinutí a tím i zmenší na jedné straně těla generátoru vývin Joulova tepla
- Oprava:** – na místě - snížit buzení na úkor jalového proudu do doby opravy
– v závodě - oprava izolace vinutí

b) Vířivé proudy

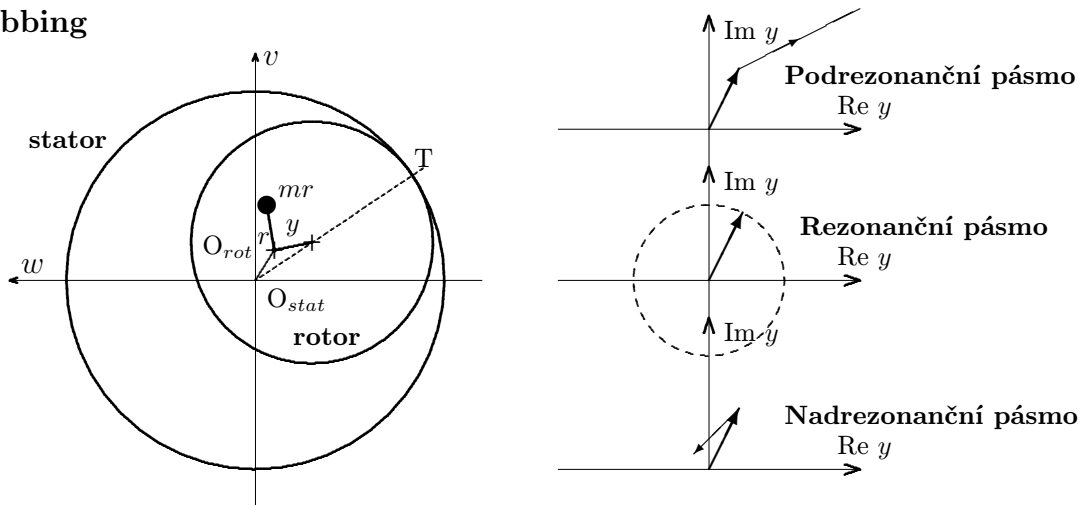
- Projev:** – úroveň konečných vibrací se pozvolna mění podle prohřívání pólů až do stacionárního stavu při konstantních parametrech provozu
- Příčina:** – zpětnou indukci magnetického pole statoru se na povrchu pólů rotoru vyvolávají vířivé proudy, které póly ohřívají. Pokud je na povrchu jistá nesymetrie, např. elektrické vodivosti materiálu, není výsledné tepelné pole, symetrické a odtud vzniká pohyb rotoru úměrný zpětné indukci
- Oprava:** – na místě - snížit buzení příp. výkon stroje
– v závodě - podélně nadrážkovat pól, čímž se omezí rozvoj vířivých proudů

c) Nerovnoměrné fyzikální vlastnosti materiálu



- Projev:** – při změně výkonu dojde k postupné změně vibrací do nového stavu
- Příčina:** – nesouhlas geometrické a metalurgické osy rotoru - tepelná roztažnost, tepelná vodivost, elektrická vodivost - magnetické vlastnosti
- Oprava:** – na místě - kompromisní vyvážení, pomalejší najíždění
– v závodě - výměna rotoru při výrazných problémech

d) **Rubbing**



Projev: – diagram vektor amplitudy vibrací opisuje v komplexní rovině takřka uzavřenou křivku s periodou desítek minut

Příčina: – „škrtání“ částí rotoru o stator v případě kritických otáček v blízkosti provozních

Oprava: – novým vystředěním statoru

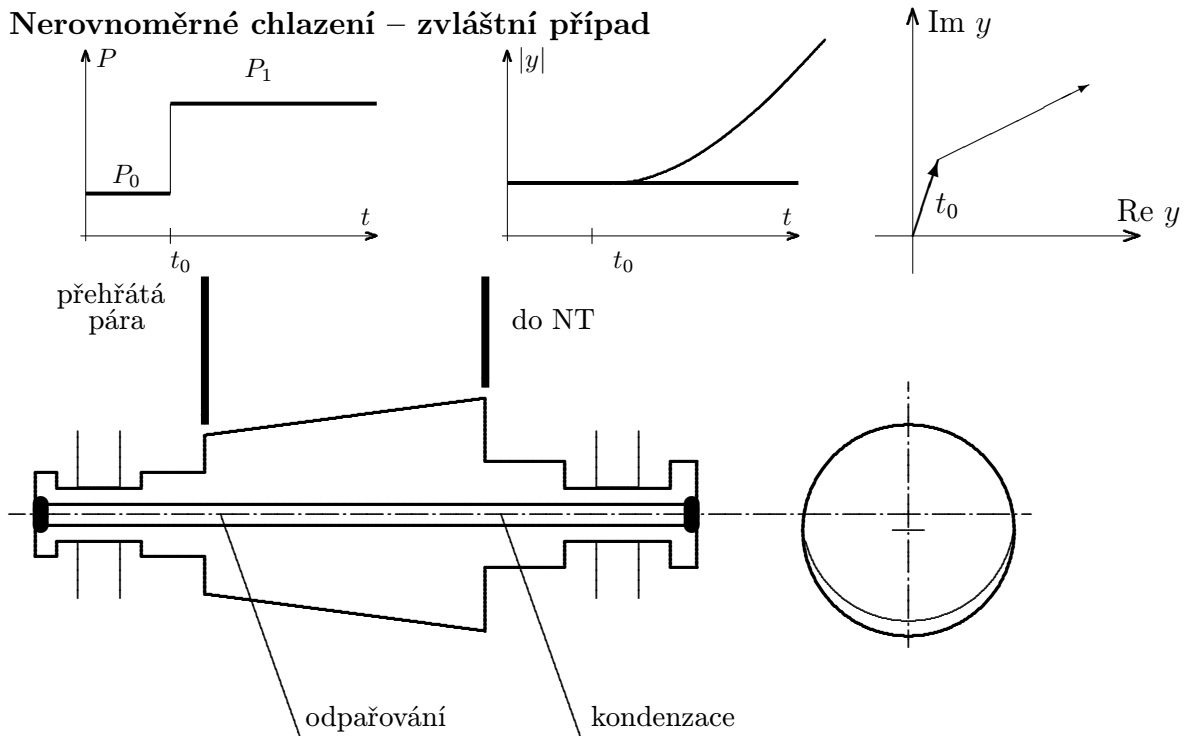
e) **Nerovnoměrné chlazení**

Projev: – závislost vibrací na výkonu s prodlevou - prohříváním těla rotoru

Příčina: – ucpané cesty pro průtok chladicího média pro odvod tepla z vodičů

Oprava: – vyčištění průtokových cest, odstranění lokální redukce průtoku

f) **Nerovnoměrné chlazení – zvláštní případ**



Projev: – po najetí na střední výkon se začnou vibrace středotlakového u turbíny plynule zvětšovat - bez ustálení

Příčina: – voda ve vývrtnu rotoru turbíny se na jednom konci odpařuje a na druhém kondenzuje. Površky, po které voda teče a tím i cirkuluje vyvolá nerovnoměrné teplotní pole s ohnutím rotoru.

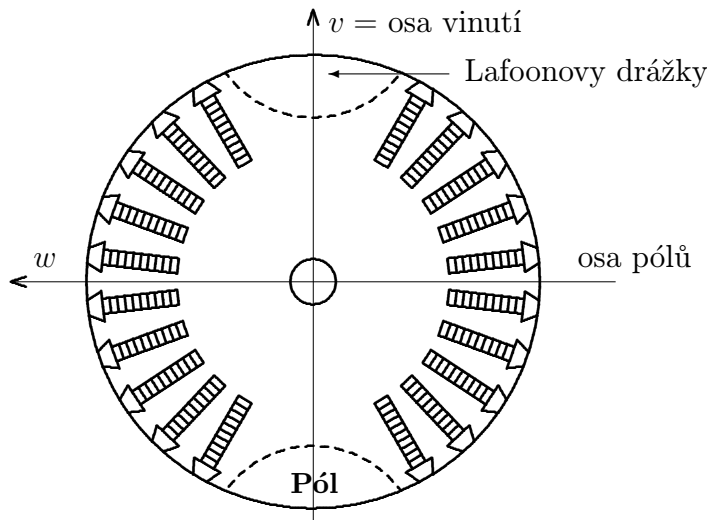
Oprava: – otevřít vývrt a vylít vodu

3.3. Parametrické kmity

Vznikají u rotorů, jejichž ohybová tuhost není pro libovolný směr příčného zatížení stejná. Může jít jak o rotory generátorů tak i turbin. U generátorů je tato nestejnost tuhosti vyvolána tužšími póly nebo nedokonalou kompenzací tuhosti pólů vůči vinutí, u turbin s nasazovanými disky to mohou způsobit drážky na pera v nábojích disků. Jinou příčinou může být trhlina v rotoru měnící rovněž tuhost průřezu na nestejnou ve dvou k sobě kolmých osám. Oba jevy jsou vyvolány zemskou přitažlivostí.

a) Geometrická anizotropie.

Tělo generátoru



bez Lafoonových drážek:

$$I_w > I_v$$

s drážkami:

$$I_w \approx I_v \quad (\varepsilon \approx 1\%)$$

Projev: – vibrace v jistých otáčkových intervalech mají frekvenci dvojnásobnou, než je otáčková frekvence. Stav se nemění.

Příčina: – neizotropie průřezu

Oprava: – na místě - nemožné
– v závodě - umělá kompenzace tuhé části rotoru např. nařezáním drážek (změkčením). (Lafoony drážky)

b) Příčná trhlina v rotoru.

Projev: – podobný jako u jevu a), avšak s tím rozdílem, že se stav s rozvojem trhliny mění

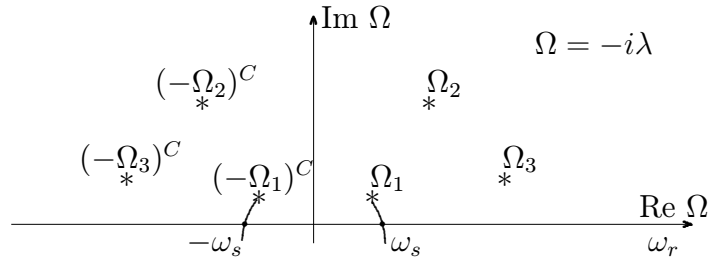
Příčina: – změna ohybové tuhosti na neizotropní

Oprava: – výměna rotoru

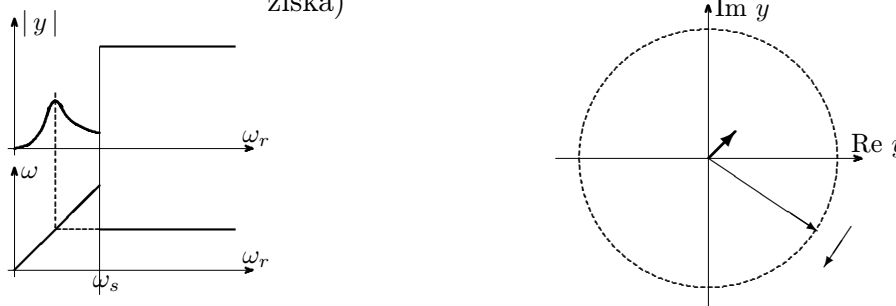
3.4. Dynamická nestabilita

Rotory turbosoustrojí při svých velkých rozměrech jsou vystaveny ještě jednomu nebezpečí – dynamické nestabilitě chodu. Ta může vzniknout i u lineárních systémů vlivem nesymetrie matic \mathbf{B} a \mathbf{K} . Nesymetrii do těchto matic vnášejí účinky prostředí na rotor, jako jsou vlivy průtoku páry v lopatkování a v ucpávkách a vliv hydrodynamické olejové vrstvy v kluzných ložiskách. Změnou provozních parametrů dochází k ovlivňování polohy vlastních frekvencí v rovině $\Omega = -i\lambda$, což znamená, že jde o evolutivní systém. Při těchto změnách může dojít k přesunu Ω_k do spodní poloroviny (λ_k do pravé poloroviny), což vyvolá růst amplitud kmitání

nade všechny meze. Obvykle je takovým parametrem frekvence rotace hřídele ω_r . Potom při frekvenci ω_s se rotor nachází na mezi stability.



- Projev:** – rychlý přechod z normálních vibrací o frekvenci otáček rotoru na vysoké vibrace s frekvencí blízkou některým kritickým otáčkám (obvykle nejnižším)
- Příčina:** – průtok pracovních médií úzkými štěrbinami
- Oprava:** – na místě – změna pracovních parametrů (teploty oleje, vakua, výkonu, změna vert. vůlí v ložiskách)
– v závodě – změna geometrie ložiska (citronicita, velikost vůlí, typ ložiska)



Nestabilita vzniká přívodem energie z pohonu stroje do kmitání při pohybu rotoru po uzavřených trajektoriích. Pokud přivedená energie je větší než odvedená útlumem v ložiskách, dojde k samobuzeným kmitům – dynamické nestabilitě.

3.5. Nonlinearity

Jsou vždy nežádoucí. Komplikují vyvažování a jsou zdrojem sub- a ultraharmonických rezonancí anebo i chaotických pohybů. Jsou rovněž signálem o blíže nespécifikovaných závadách, obvykle v uložení rotoru. Je žádoucí se těmto stavům vyhnout, obvykle kontrolou a odstraněním příčin.

4. Závěr

V příspěvku je stručně uvedena metodika zjišťování příčin nadměrných vibrací. Pochopitelně, že příroda je podstatně složitější a může nás postavit před dosud nepoznané jevy, které nejsme schopni ihned vyřešit. Obvykle však mají původ v chybné montáži nebo zanedbání důležitých faktorů při konstruování rotorů. Je proto velmi důležité, aby před vyslovením závěrů o příčinách byly k dispozici všechny údaje jak z etapy konstruování (výpočty kmit. otáček a vlastních tvarů), výroby (vyvažovací protokoly), tak i montáž stroje (vyrovnání, rezonanční křivky). Tyto podklady mohou významně pomoci při odhalování a odstraňování příčin nadměrných vibrací.

Literatura

- [1] Balda M.: Vyvažování rotorových soustav - část I. IN: Sb. semináře „Dynamika rotorových soustav“, VUT Brno, 1999