

SOME SPECIFIC FEATURES OF THE ROTOR DYNAMIC BEHAVIOUR

J. Šimek*

Summary: *Increasing operating speed of rotating machines brings more serious problems with rotor dynamics. Rotors supported in sliding bearings exhibit in principle two kinds of instability. While “oil whirl” is characteristic for elastic rotors, “oil whirl” type can be encountered first of all on rigid rotors, very often with gas bearings. Some examples of rotor instabilities together with some very specific phenomena, as e.g. subharmonic resonance of the tilting-pad bearing pad presented in the paper, were encountered either in real machines or on the test rotors.*

1. Úvod

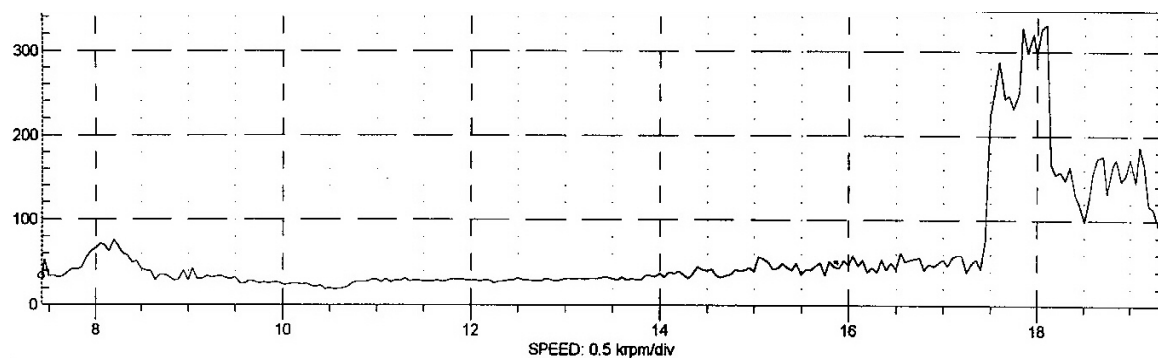
Rostoucí rychloběžnost rotačních strojů přináší stále více problémů v oblasti dynamiky rotoru. Rotory uložené v kluzných ložiskách vykazují v zásadě dva druhy nestability, z nichž typ „oil whirl“ je charakteristický pro tuhé rotory, zatímco typ „oil whip“ se vyskytuje převážně u pružných rotorů, u nichž se při rozběhu přejíždění alespoň jedny kritické otáčky. Nestabilita typu „oil whip“ je charakteristická tím, že frekvence vibrací není závislá na frekvenci otáčení a je obvykle rovna první vlastní frekvenci ohybového kmitání rotoru. S nestabilitou typu „oil whirl“ se paradoxně setkáváme především u rotorů uložených v ložiskách mazaných plynem. Tyto rotory jsou konstruovány vesměs jako tuhé, protože nízký útlum plynového filmu neumožňuje bezpečné přejetí ohybových kritických otáček.

Nestability rotorů uložených v klasických, tj. olejem mazaných ložiskách jsou vcelku dobře dokumentovány a v příspěvku jsou uvedeny příklady nestability skutečných stojů, zjištěných v průběhu zkoušek, nebo nestabilit naměřených na modelových rotorech. U rotorů s plynovými ložisky je záznam průběhu nestability velmi problematický, protože po vzniku nestability dosahují amplitudy kmitání rozsahu celé ložiskové vůle. Kontakt nemazaných kluzných povrchů za vysoké kluzné rychlosti má za následek prakticky okamžité vymezení vůle v důsledku rozdílné teploty čepu a ložiska a velmi rychlé zastavení rotoru. Na záznamu proto také není v podstatě nic zajímavého, protože amplitudy kmitání se mžikově zvětší na maximální hodnotu, kterou umožní ložisková vůle. U plynových ložisek je však možné se setkat také jinými specifickými rysy. Na zkušebním rotoru uloženém v aerodynamických ložiskách s naklápěcími segmenty byla zjištěna např. subharmonická rezonance jednoho ze segmentů, která je v příspěvku rovněž dokumentována.

* Ing. Jiří Šimek, CSc, TECHLAB s.r.o., Sokolovská 207, 190 00 Praha 9, tel. 283 890 581, fax: 283 890 581, e-mail: techlab@czn.cz

2. Příklady nestability typu „oil whip“

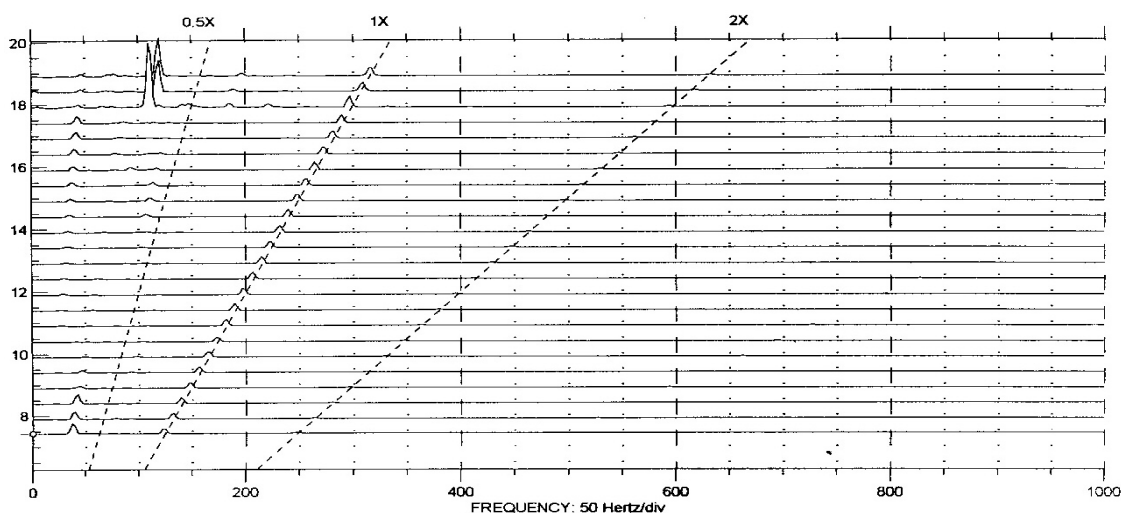
Jeden z případů této nestability byl zjištěn při zkouškách 7mi stupňového odstředivého kompresoru poháněného rychloběžnou převodovkou. Provozní otáčky kompresoru a tedy i pastorku převodovky byly 20.000 min^{-1} . Převodovka s pastorkem uloženým v citronových ložiskách byla u výrobce odzkoušena za běhu naprázdno a nevykazovala zvýšenou úroveň vibrací. Po připojení ke kompresoru však docházelo i při běhu naprázdno od otáček cca 17.500 min^{-1} k prudkému nárůstu úrovně vibrací pastorku. Naproti tomu u rotoru kompresoru uloženého v ložiskách s naklápěcími segmenty k nárůstu amplitudy vibrací nedocházelo. Jak je zřejmé z obr. 1, amplitudy vibrací pastorku dosahovaly velmi vysokých hodnot – více než $300 \mu\text{m}$.



4

Obr. 1 Amplitudo-frekvenční charakteristika pastorku

Frekvence těchto vibrací - 110 až 119 Hz (viz obr. 2) vykazovala sice jistou závislost na otáčkách, ale byla velmi blízká vypočtené 1. vlastní frekvenci systému 106 Hz. Lze tedy předpokládat, že se jednalo o nestabilitu typu „oil whirl“. Podrobnější výpočty dynamiky rotoru ukázaly, že pro plný výkon kompresoru vychází sice provoz pastorku stabilní, ale při 10% zatížení vycházela mez stability v oblasti kolem 16.000 min^{-1} . Toto zatížení zhruba odpovídá poměrům, při nichž byly zvýšené vibrace naměřeny.

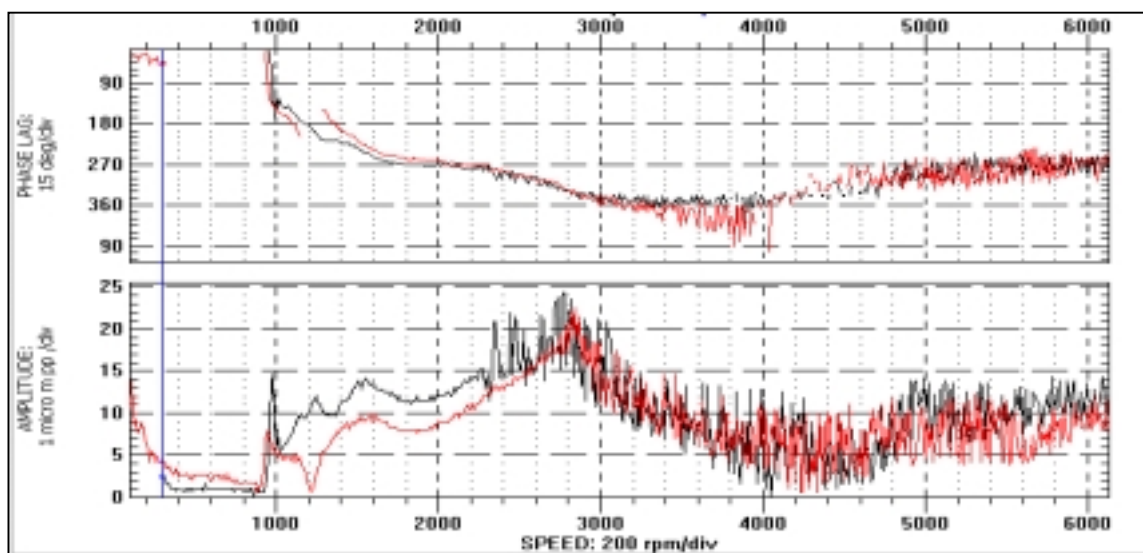


Obr. 2 Spektrum vibrací pastorku

Příčinou nestability je zřejmě uložení pastorku v ložiskách s citronovou vůlí, jejichž odolnost proti nestabilitě je poměrně malá. Na základě výpočtu, který při uložení v ložiskách

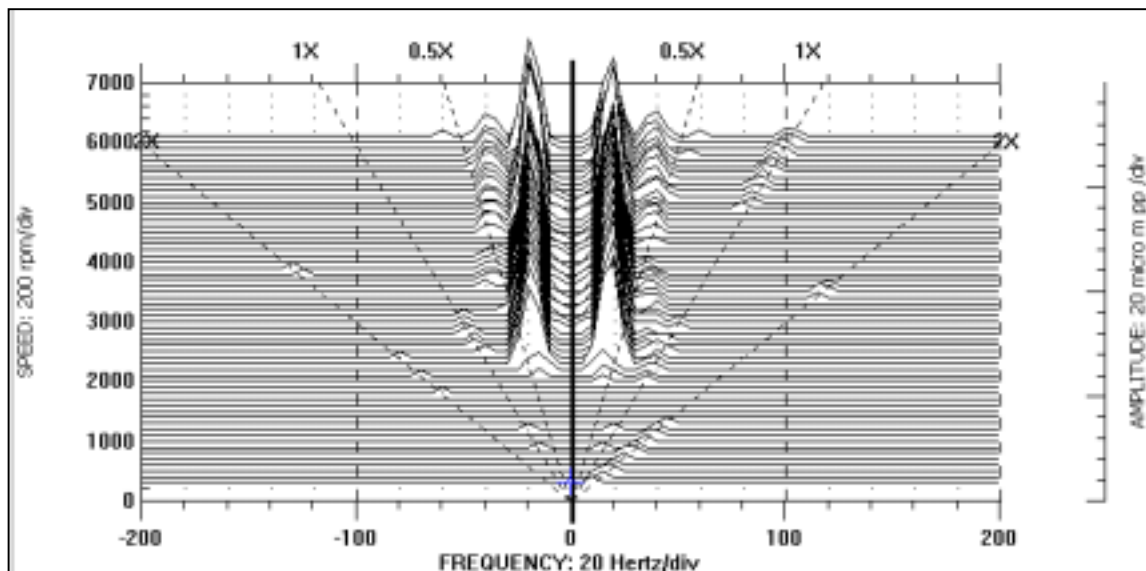
s naklápěcími segmenty indikoval stabilitu pastorku v celém rozmezí zatížení a provozních otáček, bylo uložení pastorku rekonstruováno na tento typ ložisek.

Další případ nestability typu „oil whip“ byl zaznamenán u rotoru spalovací turbíny o výkonu 9 MW s provozními otáčkami 6000 min^{-1} . Oběžná kola dvoustupňové spalovací turbíny byla pomocí Hirtova ozubení a šroubového spoje uchycena na rotor 14ti stupňového axiálního kompresoru. Rotor byl uložen ve dvou radiálních citronových ložiskách o průměru 160 mm.



Obr. 3 Amplitudo-frekvenční charakteristika rotoru spalovací turbíny

Jak je zřejmé z amplitudo-frekvenční charakteristiky na obr. 3, rotor vykazuje 1. kritické otáčky v oblasti kolem 1000 min^{-1} . Od zhruba od 2200 min^{-1} dochází k silnému rozkmitání

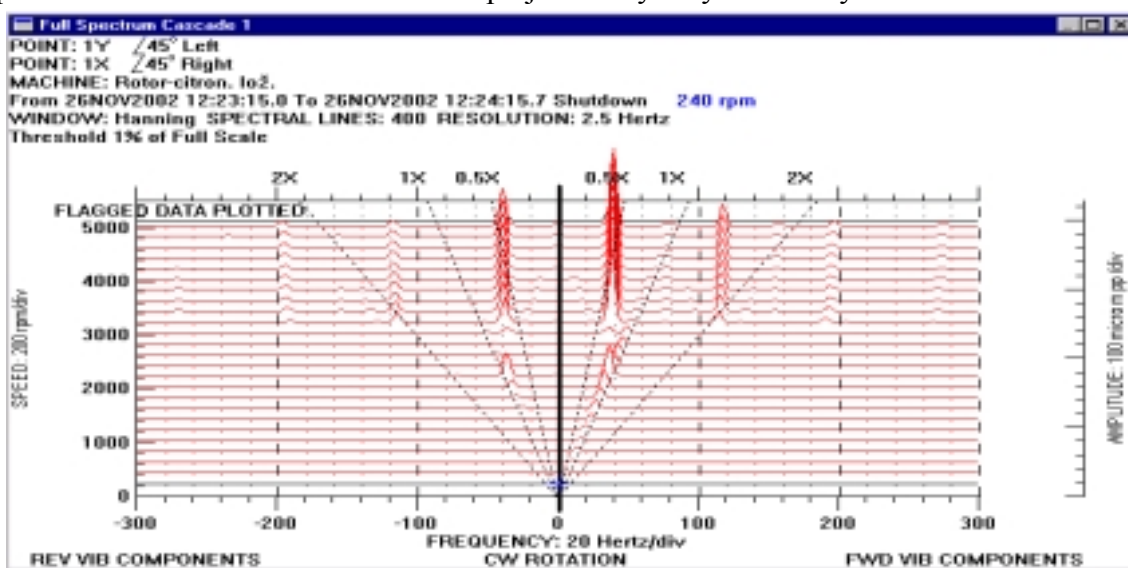


Obr. 4 Úplné spektrum vibrací rotoru spalovací turbíny

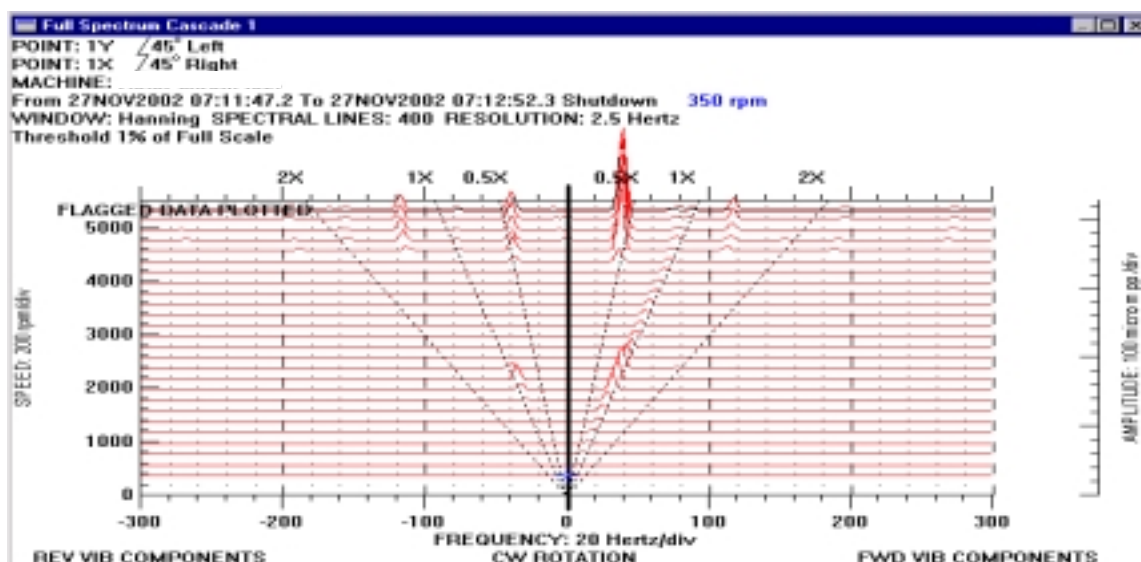
rotoru s frekvencí cca 20 Hz, které se do určité míry projeví i na synchronním signálu. Subharmonické kmitání a velikost jeho amplitudy jsou dobře patrné z Campbelova diagramu na obr. 4. Maximální amplitudy subharmonických vibrací přesahovaly hodnotu $200 \mu\text{m}$ a byly proto pro provoz rotoru nebezpečné. Vypočtená 1. vlastní frekvence rotoru vcelku dobře

odpovídá naměřeným kritickým otáčkám, pokud je zohledněno zmenšení tuhosti rotoru v oblasti napojení oběžných kol turbíny. Tento příklad potvrzuje obecně uznávaný fakt, že rotory s provozními otáčkami nad dvojnásobkem 1. vlastní frekvence mají často problémy se stabilitou

Velmi ilustrativní je výskyt nestability typu „oil whip“ na zkušebním rotoru, s jehož pomocí měly být prokázány přednosti přesazených ložisek oproti ložiskům citronovým z hlediska stability (Šafr, 2003). Zkušební rotor s pěti kotouči byl uložen ve dvou radiálních ložiskách, která byla umístěna na jeho koncích. Uzly kmitání rotoru byly poměrně blízko ložisek, takže vliv ložisek na stabilitu nebyl příliš výrazný. Umístění ložisek mezi krajní disky, kdy by byl vliv ložisek na dynamiku rotoru výraznější, se však ukázalo jako neproveditelné s ohledem na nemožnost přejezdu ohybových kritických otáček.



Obr. 5 Spektrum vibrací zkušebního rotoru s citronovými ložisky při doběhu



Obr. 6 Spektrum vibrací zkušebního rotoru s přesazenými ložisky při doběhu

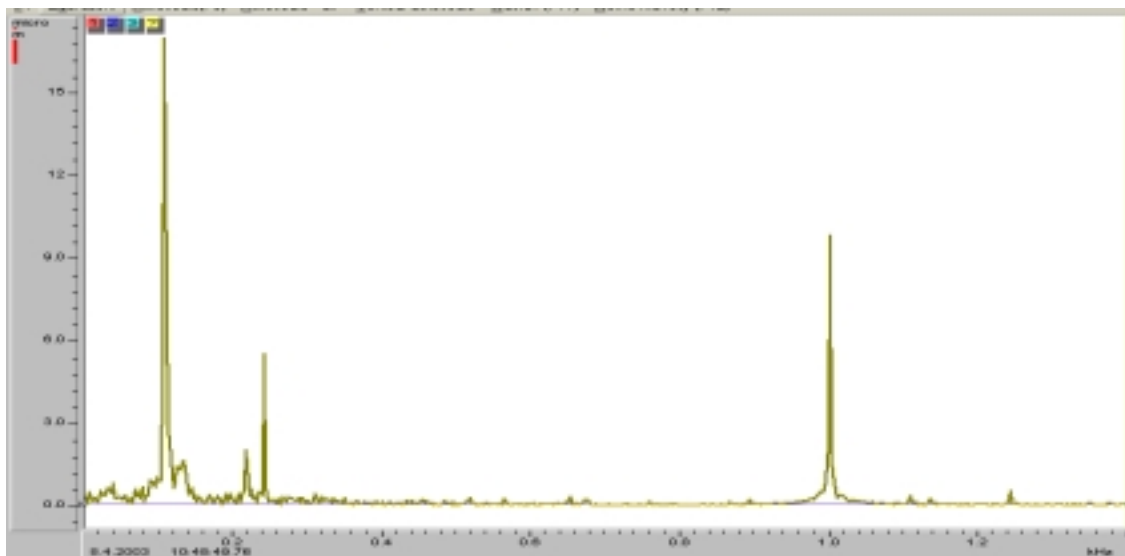
U rotoru s citronovými ložisky se nestabilita objevila při otáčkách 5.160 min^{-1} , ale při doběhu přetrvávala až do otáček cca 3.200 min^{-1} jak je dobře patrné z obr. 5. Rotor uložený v přesazených ložiskách začal vykazovat příznaky nestability až po dosažení otáček 5.400 min^{-1} , ale při doběhu nestabilita zmizela již při cca 4600 min^{-1} , jak je patrné z obr. 6. Zvýšení meze stability a především značný rozdíl v přetrvávání nestability při doběhu vypovídá o významně lepších dynamických vlastnostech přesazených ložisek. Naměřená frekvence subharmonických vibrací cca 40 Hz zhruba odpovídá vypočtené 1. vlastní frekvenci zkušebního rotoru.

Ložiska s naklápěcími segmenty vykazují ze všech typů radiálních ložisek nejvyšší odolnost proti nestabilitám. Přesto nelze jejich použitím zajistit stabilitu rotoru ve všech případech, jak dokazuje další příklad. Rotory moderních turbin mají často oběžné kolo uchycené přímo na pastorku rychloběžné převodovky. Vzdálenost těžiště kola od jednoho z ložisek je mnohdy větší než vzdálenost ložisek. Pokud se vyskytne dostatečné vnější buzení, může dojít ke vzniku nestability i při použití segmentových ložisek. V popisovaném případě byla turbina dvoustupňová a oba pastorky s otáčkami 24.000 a 18.750 min^{-1} zabíraly do společného ozubeného kola. Zatímco pastorek 2. stupně s nižšími otáčkami a větším průměrem (vyšší tuhostí) byl bezproblémový, pastorek 1. stupně vykazoval v některých režimech značně zvýšenou hladinu vibrací se subharmonickou frekvencí. Při podrobné dynamické analýze obou pastorků se ukázalo, že oba pastorky mají poměrně nízkou rezervu stability. Rezerva stability je definována jako poměr reálné a imaginární části vlastního čísla vyjádřený v procentech. Při plném výkonu byla rezerva stability pastorku 1. st. 4,2%, pastorek 2. st. měl rezervu stability dokonce jen 3,6%. Stabilita pastorku 1. st. je ovšem velmi nepříznivě ovlivněna skutečností, že 1. a 2. vlastní frekvence jsou si velmi blízké, konkrétně 130,1 a 138,2 Hz, a že také rezerva stability 2. vlastního čísla je poměrně malá – 5,2%. Naproti tomu 1. a 2. vlastní číslo pastorku 2. st. leží poměrně daleko od sebe – 101,3, resp. 171,8 Hz a rezerva stability 2. vlastního čísla je výrazně větší – 11,3%. Vibrace pastorku 1. st. vykazovaly velkou subharmonickou složku s amplitudou přesahující 40 μm , která měla frekvenci 122 až 126 Hz, tedy velmi blízkou vypočtené 1. vlastní frekvenci systému. Přestože úroveň vibrací pastorku 2. st. byla přijatelná, ve spektru vibrací se objevovala dominantní subharmonická složka s frekvencí okolo 100 Hz, tedy velmi blízkou vypočtené 1. vlastní frekvenci. Jako zdroj destabilizujících sil byla identifikována labyrintová ucpávka s poměrně velkým průměrem a značným tlakovým spádem, která je v těsné blízkosti oběžného kola turbíny. Obvodové proudění v ucpávce má za následek vznik výrazné tangenciální složky, takže ucpávka rotor destabilizuje podobně jako ložisko kruhového průřezu. Pro stabilizaci pastorku bylo proto postačující potlačit obvodové proudění v oblasti labyrintové ucpávky.

3. Nestabilita typu „oil whirl“

Jak bylo uvedeno již v úvodu, dokumentovat tento typ nestability je poměrně obtížné. Přesto uvedeme alespoň jednu ukázkou, i když v tomto případě nejde o plně rozvinutou nestabilitu, ale jen o její počátek. Radiální ložiska s plovoucím pouzdrem, která jsou tvořena rotujícím kroužkem vytvářejícím „mezičlánek“ mezi otáčejícím se hřídelem a stojícím ložiskem, se vyznačují poměrně dobrou odolností proti nestabilitám, přestože mají jednoduchou kruhovou geometrii. Odolnost proti nestabilitě je dána jednak velkou mírou tlumení ve dvou olejových filmech řazených za sebou, jednak tím, že samobudicí síly vnitřního filmu mají zcela jinou frekvenci než samobudicí síly filmu vnějšího. Tato ložiska jsou pro svou jednoduchost a nízkou cenu používána především v turbodmychadlech. Záznam typického frekvenčního

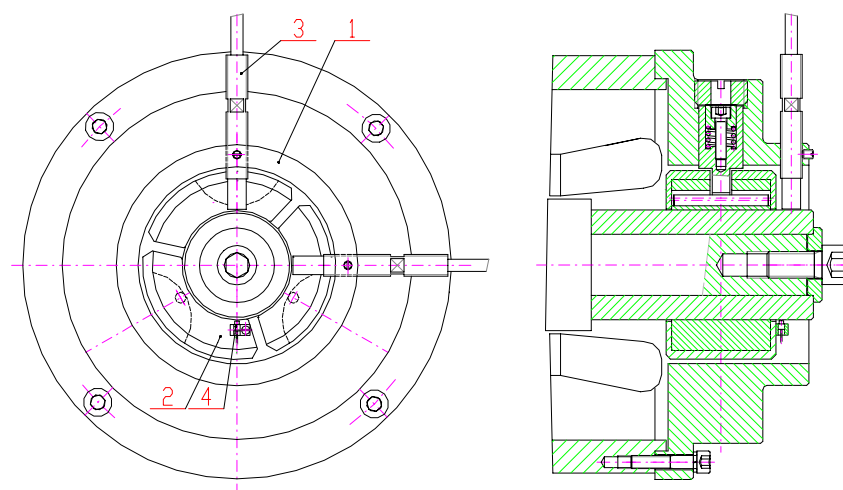
spektra turbodmychadla střední velikosti při otáčkách rotoru 60.000 min^{-1} je uveden na obr. 7. Ve spektru je patrná frekvence otáčení rotoru 1000 Hz a rychlosti otáčení pouzdra cca 250 Hz . Zcela dominantní je ovšem složka s poloviční frekvencí otáčení pouzdra cca 125 Hz , která indikuje tendenci k nestabilitě ve vnějším olejovém filmu. Tato nestabilita se ovšem nemůže plně rozvinout vlivem výše zmíněných faktorů (velký útlum, rozdílná frekvence buzení ve vnějším a vnitřním filmu).



Obr. 7 Frekvenční spektrum rotoru turbodmychadla při otáčkách 60.000 min^{-1}

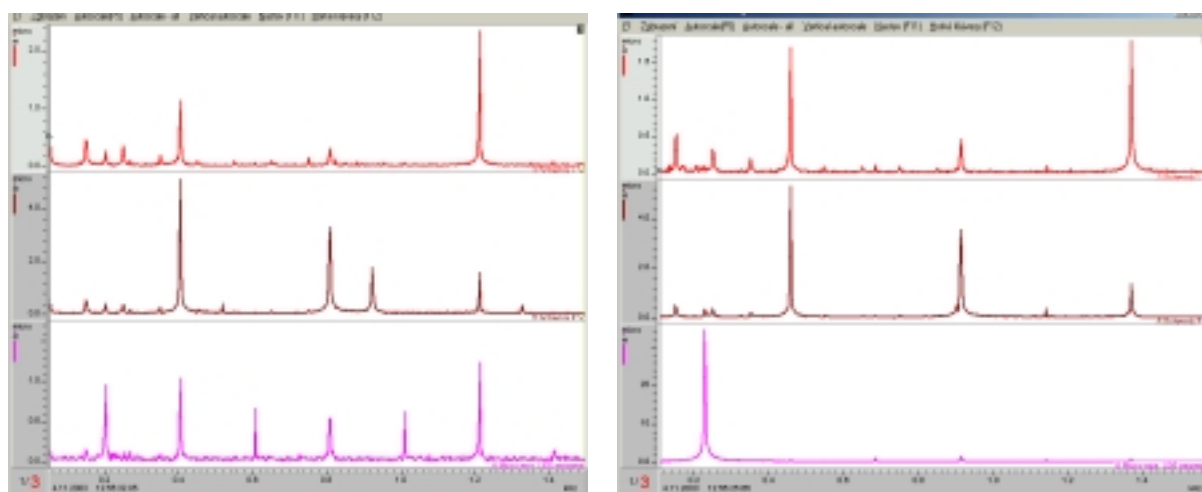
4. Subharmonická rezonance segmentu aerodynamického ložiska

Na zkušebním zařízení s vysokofrekvenčním motorem uloženým v aerodynamických ložiskách s naklápěcími segmenty byla provedena řada testů. V r. 2003 bylo zařízení osazeno snímači pro měření relativních a absolutních vibrací segmentu, které dosud nebylo možno sledovat, a které přineslo velmi zajímavé výsledky (Šimek et al., 2004).

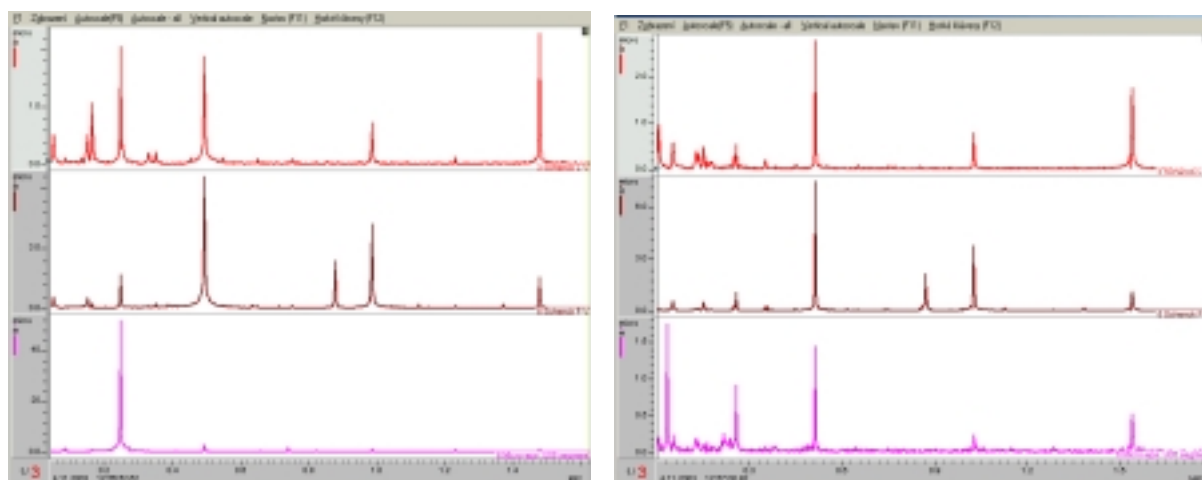


Obr. 8 Zkušební rotor uložený v aerodynamických ložiskách s naklápěcími segmenty

V zařízení byl použit zcela specifický rotor, jehož elektrická část byla opatřena permanentními magnety na bázi vzácných kovů. Protože se jednalo o dvoupólový stroj, byla magnetická síla rotoru orientována jedním směrem a při otáčení rotoru docházelo ke změně směru magnetické síly. Kombinace gravitačních a magnetických sil měla za následek těžko předvídatelné silové účinky na rotor, což bylo ještě dále komplikováno nemožností nastavit v obou ložiskách osu rotoru do zcela stejné polohy. Vlastnosti ložisek nejsou proto zdaleka stejné, přestože rotor je zcela symetrický a zatížení od vlastní váhy je tudíž identické. Ve frekvenčním spektru rotoru se objevují druhá a třetí harmonická složka otáček, přičemž v každém ložisku převažuje jiná harmonická složka (viz obr. 9 a 10). V těchto diagramech jsou shora dolů uvedeny relativní vibrace v ložisku A a B ve svislé rovině a relativní vibrace segmentu 2, který je umístěn v ložisku A. V oblasti otáček 27.000 až 29.000 min^{-1} byly zjištěny výrazné vibrace segmentu se subharmonickou frekvencí rovnou polovině otáčkové frekvence.



Obr. 9 Spektra vibrací zkušebního rotoru při otáčkách 24.000 a 27.000 min^{-1}



Obr. 10 Spektra vibrací zkušebního rotoru při otáčkách 29.000 a 30.000 min^{-1}

Na základě analýzy vibrací rotoru a segmentu byla oblast otáček 27.000 až 29.000 min^{-1} identifikována jako subharmonická rezonance segmentu ložiska A. Pro tento jev je typická frekvence kmitání s poloviční frekvencí otáčení a zvýšená, ale na rozdíl od nestability limitovaná amplituda kmitání. Z obr. 9 je patrné, že při otáčkách 24.000 min^{-1} se ve spektru segmentu již vyskytuje složka s poloviční frekvencí otáčení, ale je relativně velmi malá – cca

1 μm . Při otáčkách 27.000 min^{-1} se amplituda této složky zvýší na více než 30 μm a při 29.000 min^{-1} dosahuje téměř 50 μm . S poklesem otáček na 30.000 min^{-1} se subharmonická složka s poloviční frekvencí otáčení sníží opět na cca 1 μm . Průvodním jevem subharmonické rezonance je nejen výrazná frekvenční složka s poloviční frekvencí otáčení, ale také výrazná třetí harmonická složka ve spektru kmitání rotoru, která je v oblasti subharmonické rezonance dokonce větší než synchronní složka (viz obr. 10). Segment ložiska B, který byl osazen pouze akcelerometrickými snímači, kmitání s poloviční frekvencí otáčení nevykazoval. To lze vysvětlit existencí jen velmi malé třetí harmonické složky ve spektru kmitání rotoru v tomto ložisku.

5. Závěr

Při rostoucí rychloběžnosti strojů ohrožují různé druhy nestability stále více bezpečný provoz rotorů. U rotorů s kluznými ložisky pro identifikaci těchto stavů nestačí monitorovat vibrace ložiskových stojanů nebo skříní, ale je nutno sledovat relativní vibrace rotoru vzhledem k ložiskům. Aby bylo možno vzniku nestabilit předcházet, je třeba shromáždit co nejvíce údajů o problematických případech z praxe. Znalost výpočetních a experimentálních hodnot mezi stability a příslušné rezervy stability umožní zpřesnit výpočetní podklady a vyloučit problémy s nestabilitou u nově projektovaných strojů. Rychloběžné elektrické stroje s permanentními magnety v rotoru jsou pro příznivý poměr rozměry/výkon velmi perspektivní. Zmapování dynamických vlastností jejich rotorů s velmi specifickými vlastnostmi je proto přínosem pro navrhování dalších generací strojů s vyššími parametry. Záměrem tohoto příspěvku bylo poskytnout co nejvíce informací týkající se této problematiky.

4. Poděkování

Tato práce vznikla s podporou Akademie věd ČR v rámci projektu č. S2076301. Příklady nestabilit rotoru bylo možno uvést díky spolupráci s podniky, které vyrábějí a testují rychloběžné rotační stroje.

5. Literatura

- Šafr, M.: Nová řada kluzných ložisek a rozšíření softwaru pro výpočet dynamiky rotoru, Zpráva ČKD NOVÉ ENERGO č. KKS-TK4.1-293, 2003
- Šimek, J., Kozánek, J., Veselý, J. & Svoboda, R. (2004) Analysis of measured characteristics of aerodynamic tilting-pad journal bearings, *Colloquium Dynamics of Machines 2004*, pp.133-140.