



INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní



APLIKOVANÝ MECHANIK JAKO SOUČÁST TÝMU KONSTRUKTÉRŮ A VÝVOJÁŘŮ: ČÁST VIBRAČNÍ DIAGNOSTIKA

Studijní opora

Jan Biloš

Alena Bilošová

Ostrava 2012



Tyto studijní materiály vznikly za finanční podpory Evropského sociálního fondu (ESF) a rozpočtu České republiky v rámci řešení projektu OP VK CZ.1.07/2.3.00/09.0147 „Vzdělávání lidských zdrojů pro rozvoj týmů ve vývoji a výzkumu“.

Název: Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktérů a vývojářů:
část Vibrační diagnostika

Autor: Dr. Ing. Jan Biloš
Mgr. Ing. Alena Bilošová, Ph.D.

Vydání: první, 2012

Počet stran: 142

Náklad:

Studijní materiály pro studijní obor Aplikovaná mechanika Fakulty strojní

Jazyková korektura: nebyla provedena.



Tyto studijní materiály vznikly za finanční podpory Evropského sociálního fondu a rozpočtu České republiky v rámci řešení projektu Operačního programu Vzdělávání pro konkurenceschopnost.



Název: Vzdělávání lidských zdrojů pro rozvoj týmů ve vývoji a výzkumu
Číslo: CZ.1.07/2.3.00/09.0147
Realizace: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

© Jan Biloš, Alena Bilošová

© Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

ISBN 978-80-248-2755-1

POKYNY KE STUDIU

Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktérů a vývojářů:

část Vibrační diagnostika

Pro předmět Vibrační diagnostika, který je zařazen v 5. semestru bakalářského studia oboru Aplikovaná mechanika jste obdrželi učební text, které vás seznámí s problematikou měření vibrací a diagnostikou strojů na základě těchto měření. Tento text navazuje na studijní oporu "Týmová cvičení předmětu Vibrační diagnostika", která byla vydána v rámci stejného projektu v roce 2011. Teoretické otázky, které byly v předchozím textu pouze nastíněny, jsou zde probrány komplexně.

Prerekvizity

Pro studium této opory se předpokládá znalost založená na absolvování předmětů Dynamika I, Dynamika II a Technické kmitání, které jsou součástí programu Strojírenství, oboru Aplikovaná mechanika.

Cílem učební opory

Cílem je seznámení s problematikou měření vibrací, zpracování naměřených signálů a využití naměřených dat pro diagnostiku stavu strojů. Student získá teoretické znalosti i praktické poznatky, které lze uplatnit v oblasti měření a zpracování vibrací. Seznámí se s běžnými typy závad strojů, s jejich projevy v naměřených datech a se způsobem eliminace některých z nich. Získá ucelené základní znalosti dané problematiky, které mu poslouží v případné budoucí praxi jako východisko k pochopení vlastních praktických zkušeností.

Pro koho je předmět určen

Modul je zařazen do bakalářského studia oboru Aplikovaná mechanika studijního programu Strojírenství. Využijí jej i studenti oboru Technická diagnostika, opravy a udržování, a to v bakalářském i navazujícím studiu.

Při studiu každé kapitoly doporučujeme následující postup:



Čas ke studiu: xx hodin

Na úvod kapitoly je uveden čas potřebný k prostudování látky. Čas je orientační a může vám sloužit jako hrubé vodítko pro rozvržení studia celého předmětu či kapitoly. Někomu se čas může zdát příliš dlouhý, někomu naopak. Jsou studenti, kteří se s touto problematikou ještě nikdy nesetkali a naopak takoví, kteří již v tomto oboru mají bohaté zkušenosti.



Cíl: Po prostudování tohoto odstavce budete umět

- Popsat ...
- Definovat ...
- Vyřešit ...

Ihned potom jsou uvedeny cíle, kterých máte dosáhnout po prostudování této kapitoly – konkrétní dovednosti, znalosti.



Výklad

Následuje vlastní výklad studované látky, zavedení nových pojmů, jejich vysvětlení, vše doprovázeno obrázky, tabulkami, řešenými příklady.



Shrnutí pojmů

Na závěr kapitoly jsou zopakovány hlavní pojmy, které si v ní máte osvojit. Pokud některému z nich ještě nerozumíte, vraťte se k nim ještě jednou.



Otázky

Pro ověření, že jste dobře a úplně látku kapitoly zvládli, máte k dispozici několik teoretických otázek.

Úspěšné a příjemné studium s tímto učebním textem Vám přeji autoři.

Alena Bilošová

Jan Biloš

OBSAH

SEZNAM SYMBOLŮ.....	10
SEZNAM ZKRATEK.....	11
PŘEDMLUVA	13
1 VIBRAČNÍ DIAGNOSTIKA - ÚVODNÍ ÚVAHY.....	14
1.1 Úloha údržby.....	15
1.2 Typy údržby	16
1.3 Diagnostika.....	17
1.4 Budící síla a vibrační odezva	19
1.5 Základní veličiny popisující kmitavý pohyb	22
1.6 Měřené veličiny	25
2 MĚŘENÍ VIBRACÍ	29
2.1 Analyzátor	29
2.2 Snímače vibrací.....	30
2.2.1 Snímače výchylky.....	31
2.2.2 Snímače rychlosti.....	32
2.2.3 Snímače zrychlení (akcelerometry).....	34
2.3 Vibrace měřené na nerotujících částech stroje (absolutní vibrace).....	38
2.3.1 Výběr měřících míst.....	39
2.3.2 Kritéria hodnocení dle ČSN ISO 10816.....	40
2.4 Hřídelové vibrace.....	43
2.4.1 Instalace snímačů výchylky.....	44
2.4.2 Hodnocení relativních vibrací.....	45
2.4.3 Interpretace signálu ze sondy výchylky	47
3 ANALÝZA VIBRACÍ - FREKVENČNÍ ANALÝZA.....	51
3.1 Fourierova transformace	52
3.2 Chyba typu aliasing (chyba vzorkováním, stroboskopický efekt)	54
3.3 Chyba únikem (chyba typu leakage)	55
3.4 Nastavení analyzátoru.....	57
3.4.1 Počet spektrálních čar	57
3.4.2 Počet průměrů a typ průměrování.....	58
3.4.3 Spouštění měření.....	59

3.4.4	Časově synchronní průměrování.....	60
3.5	Metody analýzy spektra.....	61
3.5.1	Významné frekvence.....	61
3.5.2	Referenční spektrum a sledování změn.....	62
3.5.3	Speciální typy kurzorů.....	63
3.5.4	Kaskádové diagramy	64
3.5.5	Fáze.....	64
3.5.6	Použití analýzy spekter a fáze pro diagnostiku problémů strojů	67
4	DIAGNOSTIKA BĚŽNÝCH ZÁVAD ROTAČNÍCH STROJŮ.....	70
4.1	Nevyváženost	71
4.1.1	Typy nevyváženosti	71
4.1.2	Vyvažování na vyvažovačkách.....	73
4.1.3	Diagnostika nevyváženosti.....	80
4.1.4	Provozní vyvažování	82
4.2	Nesouosost.....	89
4.2.1	Ustavení strojů.....	89
4.2.2	Diagnostika nesouososti a měkké patky.....	94
4.2.3	Doporučený postup při řešení nesouososti a měkké patky.....	95
4.3	Diagnostika závad rotorových systémů.....	97
4.3.1	Rezonance rotoru	97
4.3.2	Orbita a poloha středu čepu.....	104
4.3.3	Přidírání rotoru.....	106
4.3.4	Nestabilní chování	107
4.4	Kluzná ložiska	108
4.4.1	Princip funkce kluzného ložiska	108
4.4.2	Principy konstrukce válcového ložiska	108
4.4.3	Provozní problémy válcových ložisek a jejich řešení.....	110
4.4.4	Citrónové ložisko.....	112
4.4.5	Další typy radiálních ložisek	113
4.4.6	Závady kluzných ložisek - opotřebení, nadměrná vůle	115
4.4.7	Provozní problémy strojů s kluznými ložisky.....	118
4.5	Valivá ložiska.....	121
4.5.1	Konstrukce valivého ložiska.....	122
4.5.2	Parametr pro hodnocení stavu ložisek	122

4.5.3	Typy vibrací generované vadnými valivými ložisky.....	123
4.5.4	Etapy rozvoje poškození valivého ložiska.....	126
4.5.5	Obálka zrychlení.....	127
4.5.6	Spektra obálky zrychlení.....	129
4.6	Elektromotory	130
4.6.1	Excentricita statoru, zkratované plechy nebo "volné železo"	132
4.6.2	Excentrický rotor (proměnná vzduchová mezera).....	132
4.6.3	Problémy rotoru.....	132
4.6.4	Analýza napájecího proudu	132
5	METODA ZVIDITELNĚNÍ PROVOZNÍCH TVARŮ KMITŮ	136
	POUŽITÁ LITERATURA	141

SEZNAM SYMBOLŮ

a	zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
a_n, b_n	Fourierovy koeficienty
c_n	Fourierův koeficient s významem amplitudy
δ	konstanta doznívání [s^{-1}]
Δf	frekvenční rozlišení [Hz]
f	frekvence [Hz]
f_s	vzorkovací frekvence [Hz]
$f_{\max}$	Nyquistova frekvence
$f(t)$	časový průběh budící síly
F	amplituda budící síly
φ	fázový posuv
φ_F	počáteční fázový posuv budící síly
ϕ_n	Fourierův koeficient s významem fáze
k	tuhost [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-2}$]
m	hmotnost [kg]
N	počet časových vzorků
t	čas [s]
T	perioda, délka časového záznamu [s]
v	rychlost [m/s], [mm/s]
$x(t)$	časový průběh výchylky [m], [mm], [μm]
X	amplituda výchylky [m], [mm], [μm]
x_a	amplituda (libovolné veličiny)
$x_{\text{ef}}, x_{\text{RMS}}$	efektivní hodnota (libovolné veličiny)
$x_{\text{stř}}$	střední hodnota (libovolné veličiny)
$x_{\text{šp-šp}}$	rozkmít (libovolné veličiny)
ω	budící kruhová frekvence [s^{-1}] (= [rad/s])
Ω	vlastní kruhová frekvence kmitání [s^{-1}]

SEZNAM ZKRATEK

A/D	analogově/digitální (číslicový)
CW	ve směru hodinových ručiček (Clockwise)
CCW	proti směru hodinových ručiček (Counter Clockwise)
CPM	ot/min (Cycles Per Minute)
ČSN	Česká státní norma
FFT	rychlá Fourierova transformace (Fast Fourier Transform)
MIMOSA	Aliance otevřených systémů pro řízení informací o strojích (Machinery Information Management Open Systems Alliance)
ISO	International Standard Organization
RMS	efektivní hodnota (Root Mean Square)

PŘEDMLUVA

Milí studenti, tato studijní opora má za cíl vám přiblížit problematiku měření vibrací a využití měření vibrací ve vibrační diagnostice. Vibrační diagnostika je jednou z metod nedestruktivní diagnostiky používaných pro sledování stavu strojů za provozu. Všechny stroje při svém provozu více či méně vibrují, přičemž u většiny z nich jsou vibrace nežádoucí a snahou je jejich minimalizace. Pouze u některých typů strojů jsou vibrace přímo principem práce stroje a jsou vyvolávány záměrně, např. u vibračních třídičů. Tato skupina strojů však není předmětem zájmu vibrační diagnostiky.

Práci diagnostika si můžete představit pomocí analogie s činností praktického lékaře, který při preventivní prohlídce zjistí a vyhodnotí váš zdravotní stav. Poté mohou nastat v zásadě tři situace: Dozvíte se, že 1) jste zdraví a můžete žít stejně jako doposud, 2) máte zvýšený krevní tlak a měli byste začít užívat příslušné léky na jeho snížení a/nebo změnit životosprávu, nebo 3) váš stav vyžaduje hospitalizaci a podrobnější vyšetření a/nebo operativní zásah. Úplně stejně jsou na tom stroje. Na základě diagnostického posouzení mohou buď pokračovat v provozu, nebo je nutný drobný zásah, nebo je třeba je odstavit a opravit důkladně. Smyslem toho všeho, v případě lidí i strojů, je ušetřit náklady na opravu, případně předejít havárii a s ní souvisejícím nákladům.

Jak už název *vibrační diagnostika* napovídá, stav stroje je diagnostikován na základě analýzy jeho vibrací. Úspěšná aplikace vibrační diagnostiky v praxi vyžaduje od pracovníků, kteří ji provádějí, značnou míru znalostí i zkušeností. Rutinní práce při sběru dat mohou provádět i zaškolení pracovníci bez vysokoškolské kvalifikace, ale zpracování naměřených dat a posouzení stavu stroje je úkolem pro inženýra, který má znalosti jak z oblasti konstrukce strojů, tak z dynamiky, matematiky, zpracování signálů apod. a tyto znalosti je schopen používat v souvislostech. Absolvent oboru *Aplikovaná mechanika* je ideálním kandidátem na to, aby se po několika letech praxe stal dobrým vibračním diagnostikem.

Prostřednictvím tohoto textu se téměř poprvé setkáváte s experimentální mechanikou. Věříme, že se nám podaří vás přesvědčit, že jde o krásnou a perspektivní oblast, která by se měla stát nedílnou součástí vaší inženýrské praxe a jejíž zvládnutí přispěje k tomu, že se stanete platným členem týmu odborníků řešícího složité technické problémy.

1 VIBRAČNÍ DIAGNOSTIKA - ÚVODNÍ ÚVAHY

V úvodu poznáte význam základních pojmů vztahujících se k vibrační diagnostice, jak souvisí diagnostika s údržbou stroje a s jakými veličiny pracuje.



Čas ke studiu: 5 hodin



Cíl: Po prostudování této kapitoly budete umět

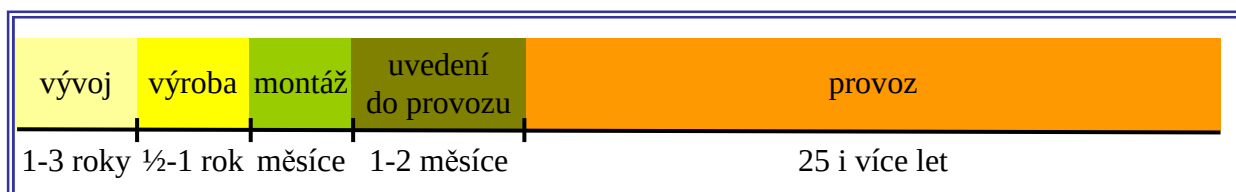
- + Vysvětlit účel vibrační diagnostiky
- + Popsat typy údržby
- + Popsat fáze diagnostického procesu
- + Definovat vztah mezi budící silou a vibrační odezvou
- + Popsat fyzikální veličiny používané ve vibrační diagnostice



Výklad

Každý stroj, pokud má spolehlivě pracovat po celou dobu své plánované životnosti, je třeba udržívat. U všech velkých a nákladných zařízení, jichž se vibrační diagnostika převážně týká, představuje doba provozu podstatnou a mnohdy opomíjenou část života stroje. Život stroje lze rozdělit na následující etapy. Délky trvání jednotlivých etap jsou uvedeny pro větší strojní celek, jako je např. turbogenerátor:

- ♦ období vzniku
 - vývoj: doba závisí na vyvíjené části, obvykle jde o 1 až 3 roky
 - výroba: obvykle půl roku až rok
 - montáž: několik měsíců
 - uvedení do provozu: 1 až 2 měsíce
- ♦ provoz: 25 i více let (100 000 až 200 000 provozních hodin)

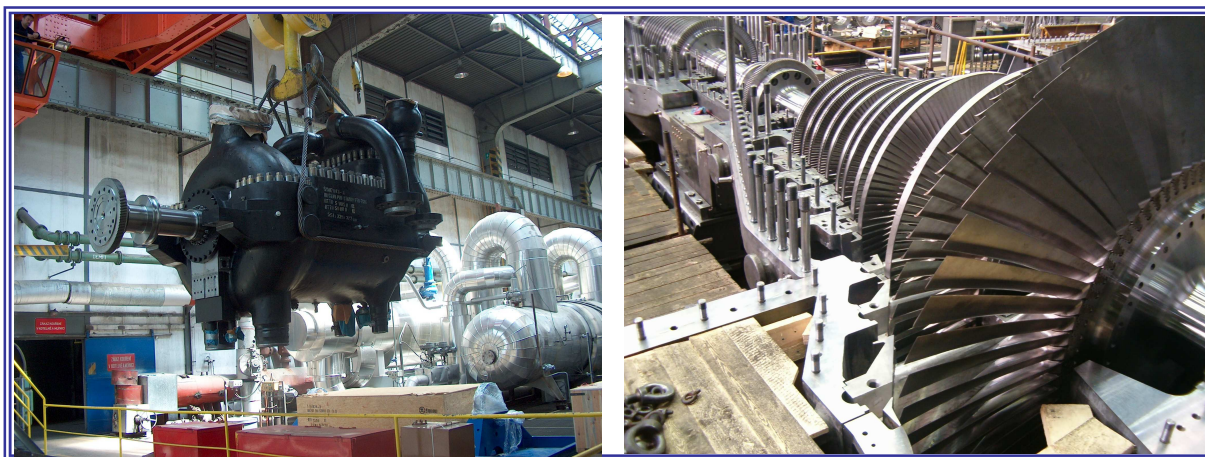


Obr. 1.1 - Schéma života stroje

Zjednodušené grafické znázornění celkového života stroje na obr. 1.1 má zvýraznit velký nepoměr mezi dobou jeho vzniku, kdy se na vývoji, konstrukci, výrobě i montáži podílí velká skupina specialistů z různých oborů (výpočtáři, konstruktéři, technologové, montéři, zkušební technici) a mnohem delší dobou provozu, po kterou má stroj fungovat, pokud možno

bezchybně, bez poruch a trvale s velkou účinností. Vhodná údržba během provozu stroje je pro jeho spolehlivý chod stejně tak důležitá, jako správný návrh, výroba a montáž.

Na obr. 1.2 je pohled na montáž složitého strojního celku (turbogenerátoru) pro elektrárnu. Všechny podstatné díly se vyrábějí s jistými tolerancemi nebo i s přídávky, takže se ve výrobním závodě provádí předběžná montáž, aby bylo zajištěno, že se celé zařízení dá po mechanické stránce smontovat. Pokud je to možné, tak se zařízení, které je ve výrobním závodě smontováno, už nerozebírá. U větších zařízení se to někdy týká jen některé části, v tomto případě to platí pro vysokotlakou část turbíny (na obr. 1.2 vlevo), která se po montáži dopraví do elektrárny vcelku. Pro rozhodnutí, zda je to možné, je třeba uvážit možnost dopravy (rozměry) a její způsob, na staveništi pak rozhoduje nosnost jeřábu a rozměry přístupových otvorů do budovy (někdy se musí alespoň dočasně zvětšit).



Obr. 1.2 - Předběžná montáž složitého strojního celku

1.1 Úloha údržby

Úlohou údržby není opravovat poškozené stroje, ale zabránit jejich poškození. Ale nejen to. Chceme, aby stroje pracovaly efektivně, spolehlivě a bezpečně. Cíle údržby můžeme tedy vyjádřit pomocí tří vzájemně provázaných požadavků:

1. Dosáhnout maximální produktivity:
 - Zajistit uspokojivý a nepřetržitý provoz stroje po dobu jeho navrhované životnosti - anebo i déle.
 - Dosáhnout vyšší využitelnosti stroje s minimálními odstávkami na údržbu a opravy
 - Neustále zlepšovat proces produkce.
2. Optimalizovat výkonnost stroje - Klidně, hospodárně běžící stroje stojí méně a produkují výrobky s vyšší kvalitou.
3. Zajistit bezpečnost provozu.

Každý z vás si může na příkladu osobního automobilu představit, že při zanedbání údržby bude váš automobil nejen nespolehlivý, ale může být i nebezpečný.

1.2 Typy údržby

Údržba zařízení je nezbytným předpokladem dlouhodobého bezporuchového provozu. V průběhu technického rozvoje se vytvořilo několik typů údržby, jejichž aplikace závisí na řadě okolností, které je nutné uvážit. Základní úkoly údržby jsou uvedeny v předchozím odstavci. Při jejich posuzování je však třeba vždy kromě bezpečnosti provozu uvažovat také náklady. Proto se u malých a zálohovaných zařízení stále ještě používá způsob *žádná údržba* - tj. provoz do poruchy. Příkladem jsou domácí spotřebiče (neprovádíme pravidelnou demontáž vysavače nebo mikrovlnky), v průmyslu jsou to malá (a zálohovaná) čerpadla atp. Tomuto typu údržby se říká **reaktivní**.

U dražších zařízení s nákladnějším provozem se ustálila metoda údržby s *periodickými* prohlídkami, revizemi nebo opravami - **preventivní** údržba. Příkladem mohou být automobily, které mají servisní knížku, podle které se v určitých časových úsecích nebo podle ujeté vzdálenosti provádí určité servisní úkony. I řada velkých průmyslových zařízení se opravuje tímto způsobem. Cílem je předejít poruše stroje. Doba do opravy se stanoví podle četnosti poruch obdobných zařízení (četnost poruch vyjadřuje tzv. *střední doba do poruchy*, angl. *mean time to failure*). Toto je jistá slabina metody, protože odhad doby mezi opravami je obtížný - některá zařízení mají poruchu dříve, některá se revidují nebo opravují „zbytečně“ (byla v pořádku). Např. u turbogenerátoru 70 MW, jehož pořizovací cena je asi 500 mil. Kč, se provádí běžná oprava co 4 roky, generální oprava co 8 let. Náklady na běžnou opravu jsou cca 4 mil. Kč včetně náhradních dílů, náklady na generální opravu jsou cca 15-17 mil. Kč + náklady na náhradní díly dle rozsahu 4 až 8 mil. Kč.

Zejména kvůli snaze zabránit neočekávaným poruchám, ale také kvůli snaze optimalizovat náklady na údržbu, které ve středně velkém podniku představují asi 1/3 všech nákladů (stovky milionů Kč ročně), se rozvíjí další dva uvedené způsoby údržby:

Prediktivní údržba - Stroj se neopravuje v předem daných intervalech, ale pouze tehdy, pokud to jeho stav vyžaduje. K tomu je samozřejmě nutné tento stav znát, a tedy jej za provozu sledovat (monitorování a diagnostika). Tento přístup nám pomáhá předcházet neplánovaným poruchám a odstávkám. Klíčovou myšlenkou je *správná informace ve správný čas*. Víme-li, která část zařízení vyžaduje výměnu nebo opravu, je možné předem objednat náhradní díly, zajistit personál apod. a odstávku provést ve vhodnou dobu. Taková plánovaná odstávka je kratší a méně nákladná než odstávka vynucená poruchou zařízení nebo dokonce havárií. Dalšími výhodami prediktivní údržby jsou zvýšení životnosti zařízení, zvýšení bezpečnosti, méně nehod s negativními důsledky pro životní prostředí, optimalizace hospodaření s náhradními díly apod.

Proaktivní údržba - Navíc proti předchozímu typu údržby zahrnuje i řešení základní příčiny zhoršeného stavu. Nápravné akce se nezaměřují na aktuální symptomy závady (např. poškozené ložisko), ale klíčovou myšlenkou je *zjistit a odstranit základní příčinu* této závady (např. poškození ložiska vzniká v důsledku špatného ustavení stroje).

Existují i další, moderní způsoby metodiky údržby, např. RCM – Reliability Centered Maintenance, která se používá v letecké dopravě, a další.

Při prediktivní a proaktivní údržbě je tedy nutné zjišťovat aktuální stav stroje. Proces údržby je zde možno rozdělit do pěti stadií:

1. **zjištění počátečního stavu** - Provede se rozsáhlé měření stroje v době, kdy je v pořádku a stanoví se tzv. základní, referenční hodnoty pro následné porovnávání.
2. **monitorování** - Na stroji jsou definována místa, ve kterých jsou v pravidelných intervalech měřeny vibrace, většinou celkové hodnoty vibrací. Tuto činnost může provádět zaškolený pracovník bez znalostí diagnostiky.
3. **detekce** - Data získaná monitorováním jsou jednoduchým kvantitativním způsobem vyhodnocena. Pro každou měřenou veličinu jsou stanoveny poplachové meze. Když hodnota překročí naprogramovanou poplachovou mez, je to upozornění na problém.
4. **analýza (vlastní diagnostika)** - Po detekování problému se provádí podrobné měření a analýza (vyhodnocení trendu, FFT analýza, analýza fází apod.), což umožňuje jasnější pohled na problém a jeho základní příčinu.
5. **doporučení** - Poté, co byla zjištěna základní příčina problému, je možné doporučit a provést ekonomicky přijatelné nápravné akce.

1.3 Diagnostika

Pod pojmem diagnostika obvykle rozumíme sledování a vyhodnocování stavu stroje za provozu (tedy body 2 až 4 uvedené výše). Tento text se zabývá vibrační diagnostikou, která zjišťuje stav stroje na základě jeho vibrací. V praxi je však vhodné nebo dokonce nutné použít ke sledování stavu stroje i jiné parametry. Většina postupů je popsána mezinárodními normami ČSN ISO (viz seznam použité literatury). Druhy diagnostiky podle typu analyzovaných parametrů jsou:

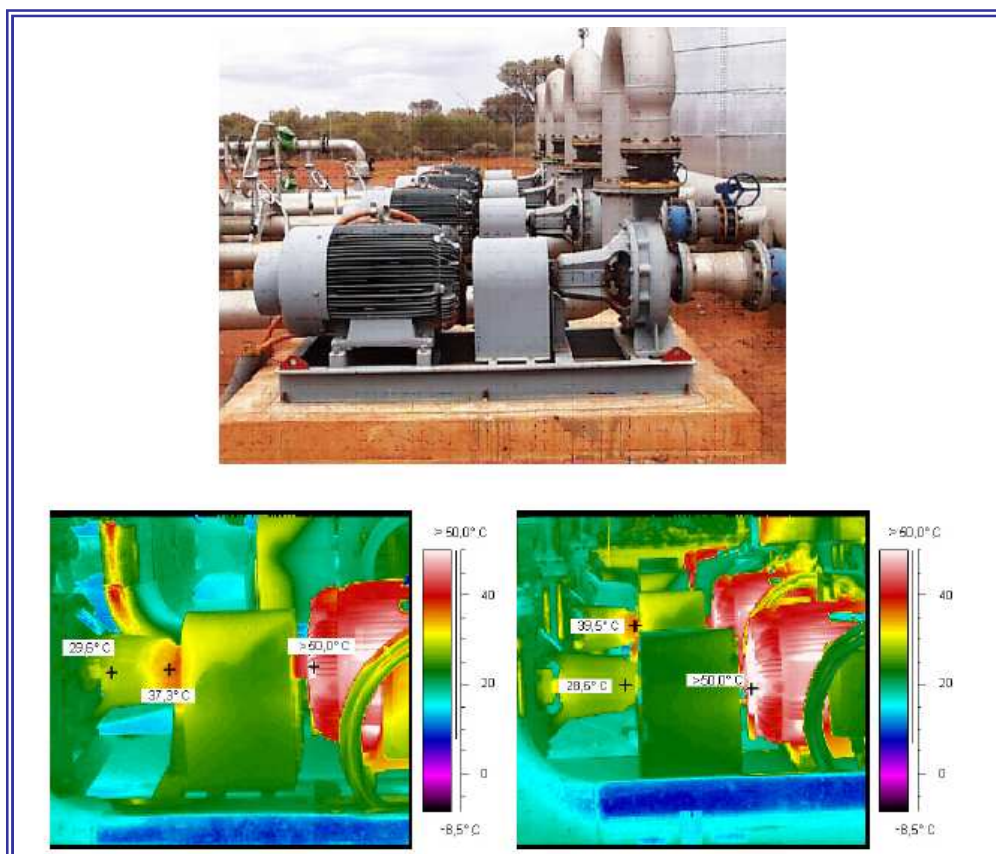
- ♦ **Provozní diagnostika** - Využívají se všechny dostupné měřené provozní parametry, které umožňují hodnotit stav stroje za provozu. U velmi drahých zařízení se používají on-line systémy s velkými databázemi a případným software pro jejich analýzu. U méně závažných soustrojí se provádí periodické zapisování parametrů a případné zkoušky za provozu pro ověření správné funkce. Problematikou se zabývá norma ČSN ISO 17359 - *Monitorování stavu a diagnostika strojů - Obecné pokyny*. Tabulka 1 je převzata z uvedené normy a ukazuje, jak souvisí jednotlivé provozní parametry se závadami ve stroji. V uvedené normě je takových tabulek několik pro různé typy strojů. U rotačních strojů se většina závad projeví na změně velikosti a spektrálního obsahu vibrací.
- ♦ **Tribodiagnostika** (analýza maziva) - Plní dva základní úkoly:
 - Sledování stavu maziva - Ke zhoršování stavu maziva může docházet z různých důvodů (oxidace, vnikání vody nebo jiných látek apod.).
 - Analýza nečistot a otěrových částic (ferrografie) - Na základě materiálu a tvaru částic vyskytujících se v mazivu se usuzuje na místo, kde dochází k poškození stroje.
- ♦ **Termodiagnostika** (měření teplot, termovizní měření) - Pomocí místního nebo plošného měření povrchové teploty lze zjistit místa s odlišnou teplotou a usuzovat na

příčinu této zvýšené teploty (nadměrné tření, velký elektrický odpor atd.). Termodiagnostika je velmi rozšířená u kontrol elektrických rozvodů, vedení velmi vysokého napětí, teplovodního potrubí, v ocelářském průmyslu (kontrola vyzdívek pecí a komínů) atd. Na obr. 1.3 je příklad aplikace termovizní diagnostiky na zjištění nesouososti ve spojce (když je spojka nesouosá, dochází k většímu maření přenášeného výkonu, který se mění na teplo, ohřívající spojku a sousední ložiska). Obrázek z termovizní kamery se doplňuje běžnou fotografií, aby bylo zřejmé, o jaké zařízení se jedná.

- **Ultrazvuková diagnostika** - Vychází z fyzikální skutečnosti, že suché tření generuje ultrazvuk. Ten vzniká také při proudění - při únicích vlivem netěsností, při tření v ucpávkách apod. Kromě toho vzniká ultrazvuk i při elektrických výbojích a proto tuto metodu a na ní založené přístroje využívají také specialisté v oboru elektrických zařízení.
- **Elektrodiagnostika** - Na základě analýzy elektrických veličin (například napájecího proudu) se zjišťují závady elektrických strojů (např. prasklé rotorové tyče).
- **Vibrační diagnostika**. - Signál od vibrací nese informace o příčině vibrací a jeho analýzou různými metodami lze zjistit vznikající nebo rozvíjející se závadu. U rotačních strojů je to obvykle metoda, která pokrývá nejvíce možných vyskytujících se závad (viz příklad z normy v tabulce 1.1). Vibrační diagnostiku podrobněji popisují normy ČSN ISO 13373-1: *Monitorování stavu a diagnostika strojů - Monitorování stavu vibrací - Část 1: Obecné postupy* a ČSN ISO 13373-2: *Monitorování stavu a diagnostika strojů - Monitorování stavu vibrací - Část 2: Zpracování, prezentace a analýza vibračních dat*.

Tabulka 1.1 - Příklad sledování provozních parametrů dle ČSN ISO 17359

Typ stroje: Čerpadlo	Změna symptomu nebo parametru									
Závada	Únik kapaliny	Měření délek	Výkon	Tlak nebo vakuum	Otáčky	Vibrace	Teplota	Doba do běhu	Znečištění oleje	Netěsnost oleje
Poškozené oběžné kolo		▪	▪	▪	▪	▪	▪	▪	▪	
Poškozené ucpávky	▪	▪		▪	▪	▪				
Excentrické oběžné kolo			▪	▪	▪	▪	▪	▪		
Poškozené ložisko		▪	▪		▪	▪	▪	▪	▪	▪
Opotřebené ložisko		▪				▪	▪	▪	▪	
Chybná montáž						▪				
Nevyváženost						▪				
Nesouosost		▪				▪				
▪ Když se vyskytne závada, může se vyskytnout indikovaný symptom nebo změna parametru.										



Obr. 1.3 - Příklad termovizního měření

V ČR existuje Asociace technických diagnostiků, která sdružuje ve svých sekcích specialisty v diagnostice podle jednotlivých druhů diagnostiky. Provádí i certifikace pracovníků (více viz www.atdcr.cz).

1.4 Budící síla a vibrační odezva

Základním problémem aplikace každého druhu diagnostiky je fakt, že analyzujeme až odezvu na působící příčiny, které jsou podstatné pro stanovení způsobu opravy. V případě vibrační diagnostiky jsou touto odezvou vibrace, jejichž charakter závisí na druhu působící síly. Běžné typy budící síly jsou:

- periodická budící síla
- impulsní budící síla
- budící síla náhodného průběhu

Periodická budící síla

Nejjednodušším případem periodické síly je síla harmonická. V technické praxi se s čistě harmonickou silou setkáme velmi zřídka, nicméně většinu skutečných sil vyskytujících se v oblasti rotačních strojů lze vyjádřit jako součet harmonických sil (viz kap. 1.5 a obr. 1.10). Proto je možné popsat vlastnosti periodické síly a její vliv na vibrační odezvu pomocí harmonické síly a odezvy. Působí-li na pružně uložené těleso harmonická síla

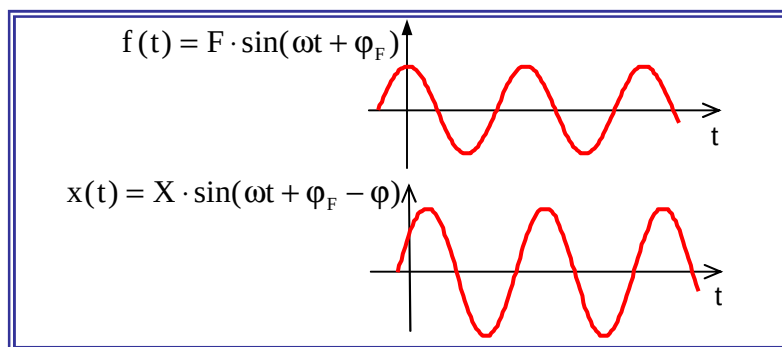
$$f(t) = F \cdot \sin(\omega t + \varphi_F) \quad (1.1)$$

kde F ... amplituda budící síly [N]
 ω ... kruhová frekvence budící síly [rad/s]
 t ... čas [s]
 φ_F ... počáteční fázový posuv budící síly

je pohyb tělesa po ustálení rovněž harmonický se stejnou kruhovou frekvencí ω , ale obecně s jinou amplitudou (viz obr. 1.4). Takovému kmitání říkáme *vynucené kmitání*. Výchylku kmitání pak lze vyjádřit jako

$$x(t) = X \cdot \sin(\omega t + \varphi_F - \varphi) \quad (1.2)$$

kde X ... amplituda vynuceného kmitání
 φ ... fázový posun - zpoždění výchylky za budící silou

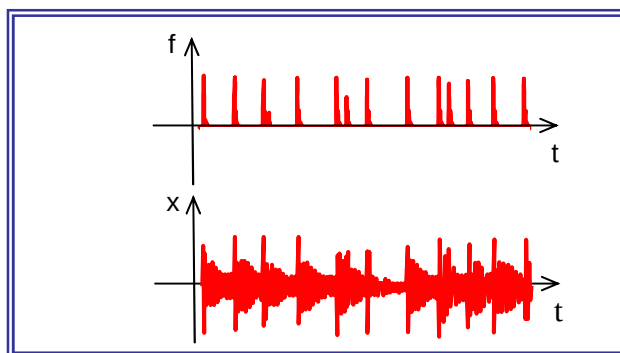


Obr. 1.4 - Vynucené kmitání za působení harmonické budící síly

Typ kmitání, kdy budící síla i vibrační odezva jsou periodické, vzniká např. při nevyváženosti rotoru nebo při špatném ustavení spojky.

Impulsní budící síla

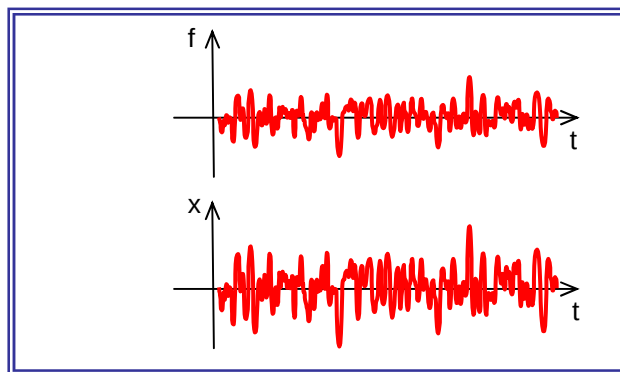
Působí-li na těleso impulsní síla, způsobí vychýlení tělesa z rovnovážné polohy a následné volné kmitání na jedné nebo více vlastních frekvencích (viz obr. 1.5). Běžným příkladem je poklepání na skleničku (celistvá sklenička "zvoní" jinak než prasklá), rozeznění zvonu apod. V technické praxi využíváme záměrného rázového buzení u tzv. "bump testu" (viz kap. ??) a při provádění modální zkoušky. S nezáměrným rázovým buzením se setkáme např. při závadách ve valivých ložiscích (viz kap. 4.5.3).



Obr. 1.5 - Volné kmitání vyvolané impulsní budící silou

Budící síla náhodného průběhu

Působí-li na těleso síla náhodného průběhu, je odezva rovněž náhodná (viz obr. 1.6), ale navíc mohou být vybudeny vlastní frekvence, stejně jako u impulsního buzení (jakákoliv skoková změna síly vybudí volné kmitání na vlastních frekvencích). Je třeba si uvědomit, že náhodné buzení je přítomné vždy, většinou jen jako šum, ale občas je nutné je uvážit i při standardní vibrační diagnostice, např. při výskytu nežádoucího turbulentního proudění.

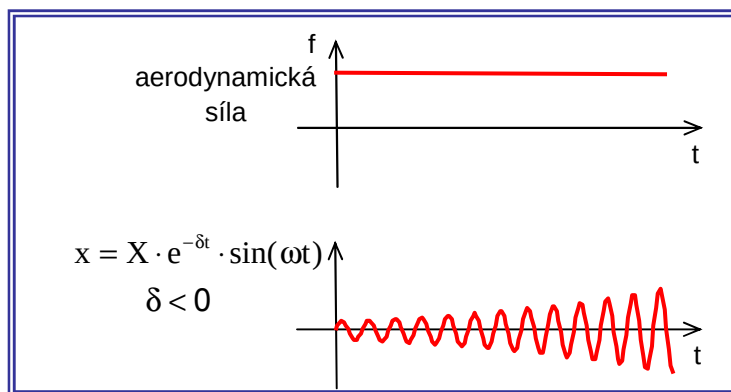


Obr. 1.6 - Kmitání buzené silou náhodného průběhu

Samobuzené kmitání

Samobuzené kmitání je potenciálně velmi destruktivní jev, kdy aerodynamické síly působící na objekt vybudí kmitání objektu na jedné z jeho vlastních frekvencí. Tento jev je nazýván *třepotání (flutter)* a např. v letectví je třeba se mu bezpodmínečně vyhnout. V nedestruktivní podobě se s tímto jevem setkáváte běžně - je příčinou např. kmitání žaluzií v průvanu, třepotání prádla na šňůře apod.

Samobuzené kmitání se může objevit tehdy, když je objekt obtékán tekutinou (vzduchem nebo kapalinou) a dojde ke *kladné zpětné vazbě* mezi kmitáním objektu na vlastní frekvenci a aerodynamickými silami. To znamená, že kmitavý pohyb objektu zvýší působení aerodynamické síly, což zpětně zase zvýší amplitudu kmitání objektu. Pokud je v jednom cyklu energie dodávaná aerodynamickým buzením větší než energie zmařená vlivem tlumení v systému, amplituda vibrací roste a dochází k samobuzenému kmitání (matematicky to lze popsat stejně jako volné tlumené kmitání, přičemž tlumení má zápornou hodnotu, viz obr. 1.7). To může vést k tomu, že amplituda rychle naroste až do hodnoty, která způsobí destrukci kmitajícího objektu. Z toho důvodu jsou struktury, které jsou vystaveny vlivu aerodynamických sil (křídla letadel, kompresorové a turbínové lopatky, komíny, mosty apod.) pečlivě navrhovány s cílem vyhnout se v provozních režimech samobuzenému kmitání. U složitých struktur, jejichž mechanické a aerodynamické vlastnosti není možné přesně namodelovat, je možné se vyhnout nebezpečí samobuzeného kmitání pouze pomocí experimentálních zkoušek už hotové struktury (např. letadlo bez těchto zkoušek není schváleno pro provoz). Příkladem struktury, která byla zničena působením samobuzeného kmitání, je Tacoma Narrows Bridge na obr. 1.8).



Obr. 1.7 - Samobuzené kmitání



Obr. 1.8 - Destrukce mostu Tacoma Narrows

1.5 Základní veličiny popisující kmitavý pohyb

Hmota o hmotnosti m uložená na pružině o tuhosti k vykonává po svém vychýlení z rovnovážné polohy harmonický kmitavý pohyb. Když zanedbáme tlumení, kmitá hmota vlastní frekvencí $\Omega = \sqrt{k/m}$ a průběh výchylky je sinusový s amplitudou x_a (viz obr. 1.9), tedy:

$$x(t) = x_a \cdot \sin(\Omega t - \varphi) \quad (1.3)$$

kde

- x_a ... amplituda harmonického kmitání [m]
- Ω ... vlastní kruhová frekvence [rad/s]
- φ ... počáteční fázový úhel (je dán počáteční výchylkou)

V technické praxi se častěji než kruhová frekvence Ω (resp. ω) vyjádřená v radiánech za sekundu používá frekvence f vyjádřená v hertzech, tedy v počtu celých cyklů za sekundu:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \text{ [Hz]} \quad (1.4)$$

Převrácenou hodnotou frekvence f je perioda T :

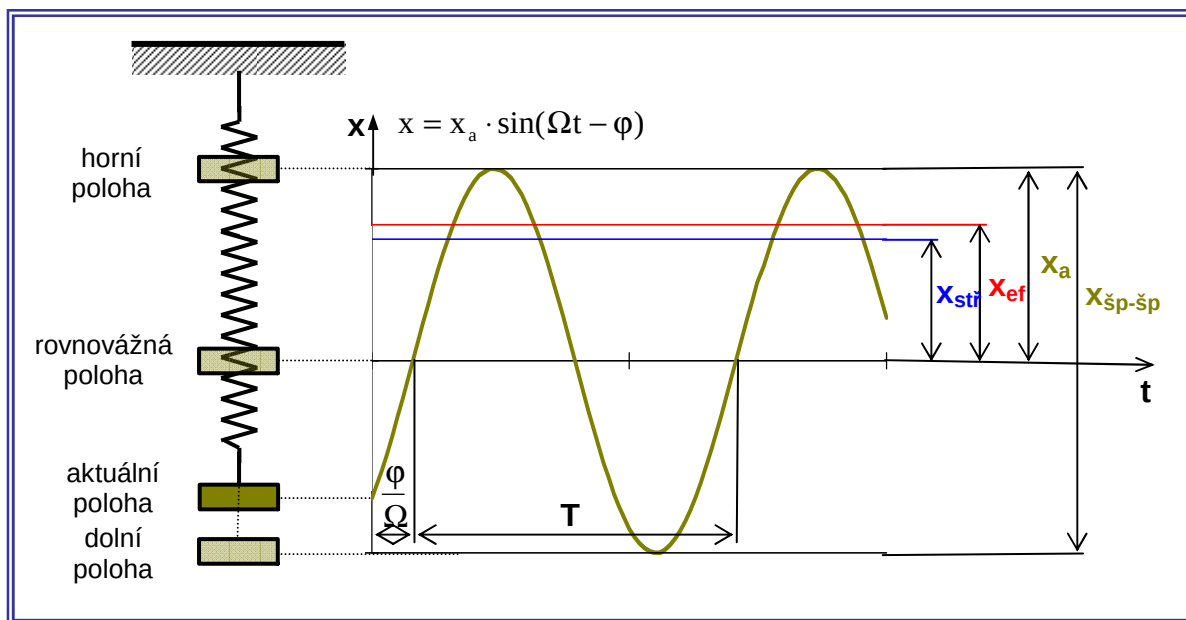
$$T = \frac{1}{f} = \frac{2\pi}{\omega} \text{ [s]} \quad (1.5)$$

Místo amplitudy se pro popis harmonického signálu někdy používají jiné charakteristiky (viz obr. 1.9), a to (Pozn.: x zde může znamenat libovolnou veličinu, nikoli jen výchylku):

$$\text{efektivní hodnota} = \text{RMS (Root Mean Square)} = 0,707 \times \text{amplituda} \quad x_{\text{ef}} = 0,707 \cdot x_a \quad (1.6)$$

$$\text{střední hodnota} = 0,637 \times \text{amplituda} \quad x_{\text{stř}} = 0,637 \cdot x_a \quad (1.7)$$

$$\text{rozkmít (velikost špička-špička)} = 2 \times \text{amplituda} \quad x_{\text{šp-šp}} = 2 \cdot x_a \quad (1.8)$$



Obr. 1.9 - Veličiny popisující harmonický pohyb

Podobné charakteristiky se používají i u signálů, které nejsou harmonické. U nich ztrácí smysl pojem amplituda, ale nadále platí vztahy pro efektivní a střední hodnotu. Veličinou často používanou pro popis vibračního signálu je právě efektivní hodnota, která vyjadřuje průměrný výkon měřené veličiny. Postup pro její získání je tento:

- zachytíme signál za určitou dobu T (obecně nemusí jít o periodu)
- signál usměrníme (může mít kladné i záporné hodnoty, které by se při prostém sčítání vyrušily) - početně se to provede umocněním
- hodnoty sečteme
- sumu dělíme dobou měření T , čímž získáme průměrnou hodnotu
- výsledek odmocníme

Výše uvedený postup lze vyjádřit vztahem:

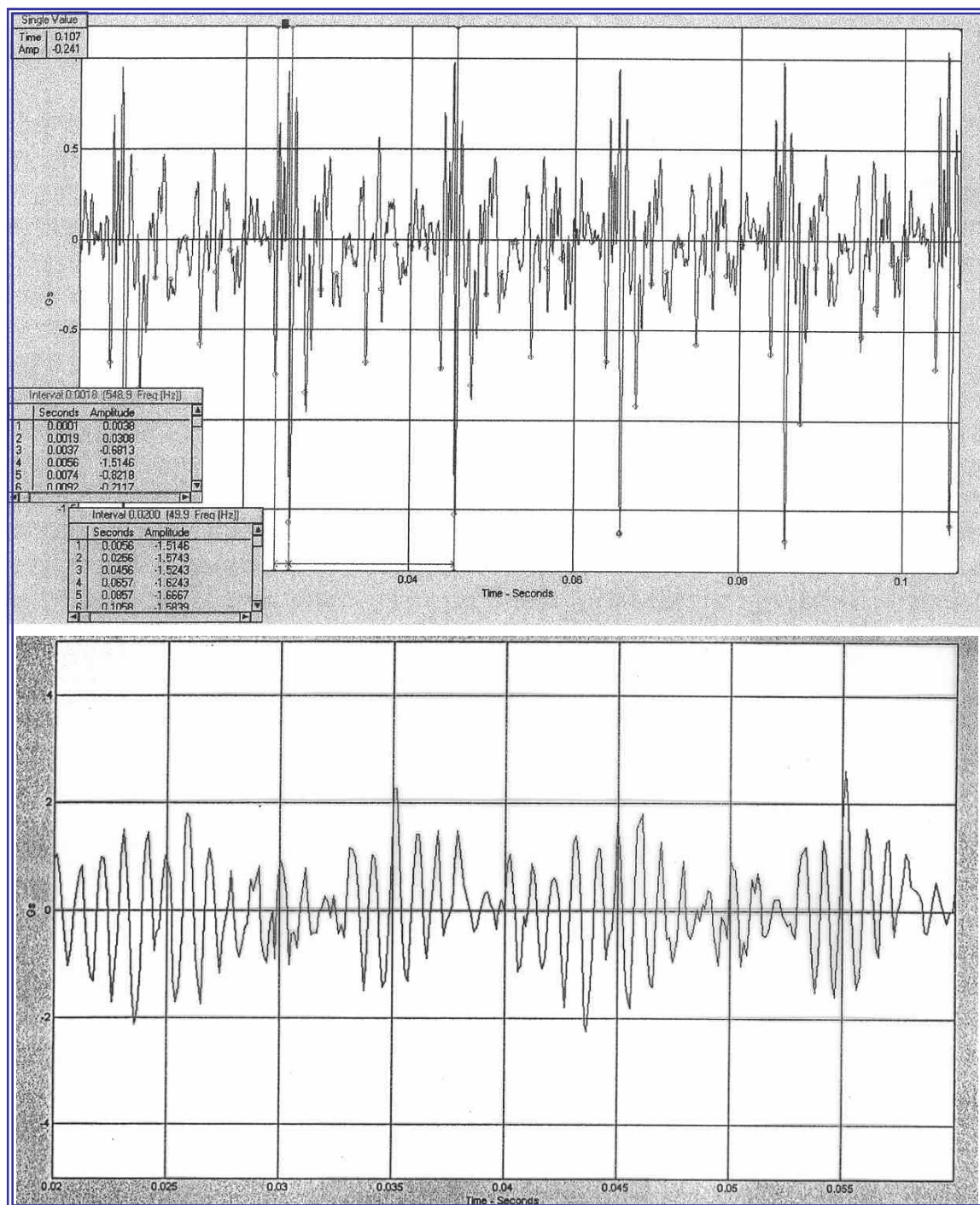
$$x_{\text{ef}} = x_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T x^2 dt} \quad (1.9)$$

a je z něj zřejmý anglický název pro efektivní hodnotu *root mean square* (zkratkou RMS). Je třeba si uvědomit, že pokud doba měření není rovna periodě, a to u praktických aplikací obvykle není, nezískáme při opakovaných měřeních vždy přesně stejnou hodnotu, a

to i při zachování všech zásad pro správná měření. Je to důsledek skutečnosti, že efektivní hodnota bude při každém měření počítána z náhodně vybrané části časové vlny.

Střední hodnota, která má ale v technické praxi mnohem menší význam, se určí ze vztahu:

$$x_{\text{stř}} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T |x| dt \quad (1.10)$$



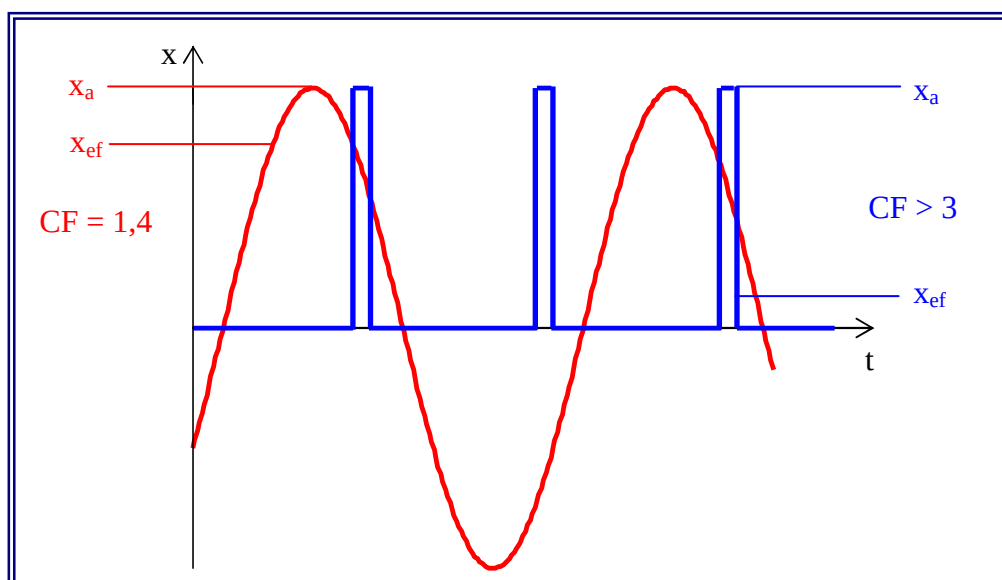
Obr. 1.10 - Praktické příklady časového záznamu vibrací
(nahore: průběh zrychlení vibrací turbinového stojanu,
dole: průběh vibrací vyvolaných neustaveným ozubeným převodem)

Příklady časové vlny z praktických aplikací jsou uvedeny na obr. 1.10. Nahoře jde o časový průběh vibrací v místě stojanu mezi turbinovými tělesy. Při otáčkách 3000 ot/min je perioda 0,02s a na obrázku jsou vidět výrazné špičky s touto periodou. Mezi nimi jsou však vibrace malé. Dole je časový průběh vibrací v místě předního stojanu turbíny, kde je umístěno jednoduché soukolí ozubeného převodu na olejové čerpadlo. Z uvedených obrázků je zřejmé, že zkušený diagnostik se musí rozhodovat, podle jaké veličiny bude průběh vibrací hodnotit - zda podle špičkové hodnoty, efektivní hodnoty nebo jiného kritéria. Správná volba závisí jak na konkrétní aplikaci, tak na měřené veličině.

Pomocí poměru špičkové a efektivní hodnoty lze usuzovat na převládající tvar časového signálu. Tento poměr se nazývá *činitel výkmitu* (anglicky *crest factor*).

$$CF = \frac{x_a}{x_e} \quad (1.11)$$

Při malé hodnotě CF (do cca 3,0) převládá sinusový charakter, při větší hodnotě převládá impulsní charakter signálu a je to jedna z metod pro kontrolu stavu valivých ložisek.



Obr. 1.11 - Špičková hodnota, efektivní hodnota a činitel výkmitu

1.6 Měřené veličiny

Pohyb lze v mechanice popsat dráhou (výchylkou), rychlostí nebo zrychlením, přičemž tyto veličiny jsou navzájem vázány matematickými vztahy. Z tohoto hlediska nezávisí na volbě veličiny, kterou zvolíme pro popis vibračního chování, je to jen otázka měřítka a časového posunu (fáze).

výchylka vibrací (anglicky *displacement*) se udává obvykle v mikrometrech [μm]

rychlost (anglicky *velocity*) je první derivací výchylky podle času
(rychlost změny výchylky); udává se obvykle v mm/s

zrychlení (anglicky *acceleration*) je druhou derivací výchylky podle času
(velikost změny rychlosti); udává se obvykle v m/s^2 nebo v g

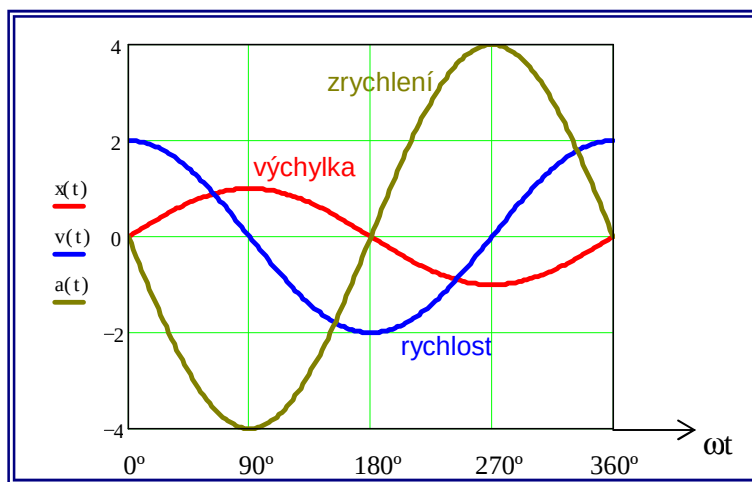
Na příkladu na obr. 1.12 (kde $X = 1 \text{ mm}$, $\omega = 2 \text{ rad/s}$) jsou znázorněny průběhy těchto veličin během jedné periody:

$$x(t) = X \cdot \sin(\omega t)$$

$$v(t) = \frac{dx}{dt} = X \cdot \omega \cdot \cos(\omega t)$$

$$a(t) = \frac{dv}{dt} = -X \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t)$$

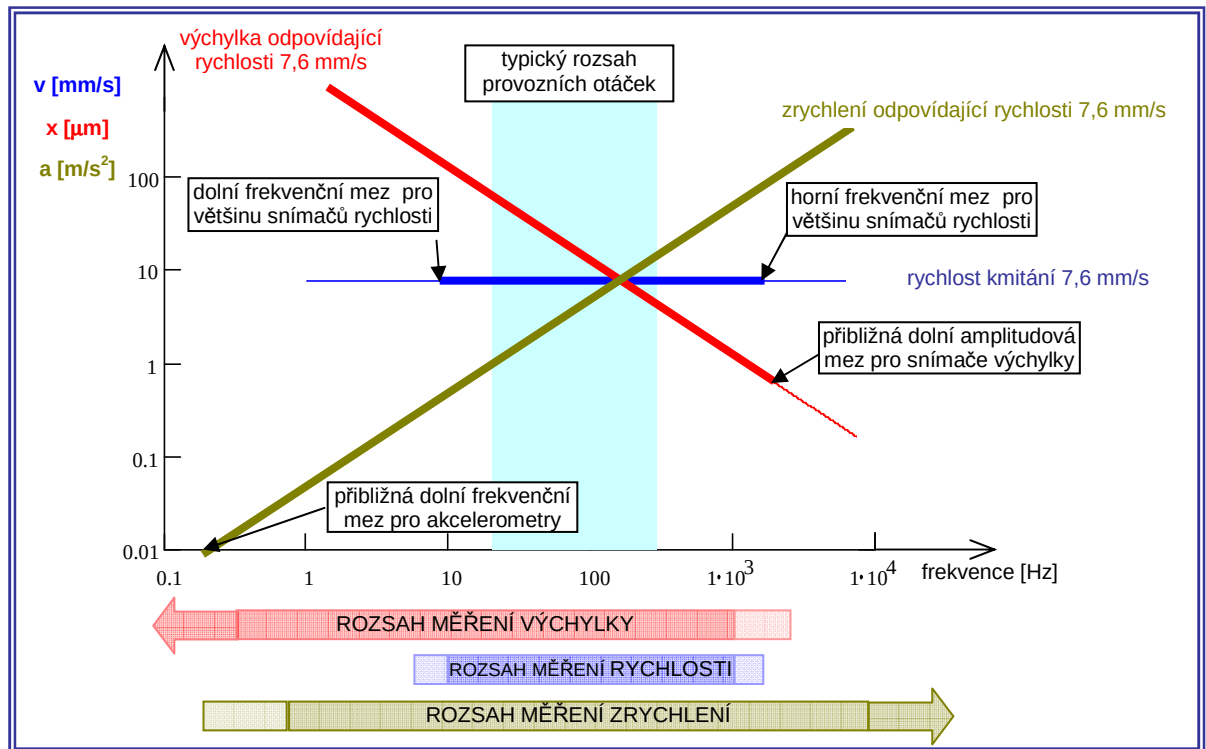
Je vidět, že teoreticky stačí znát jednu z veličin, a zbývající dvě lze snadno dopočítat. Rychlost se vždy o 90° opoždí za výchylkou a zrychlení o dalších 90° za rychlostí.



Obr. 1.12 - Vztah mezi výchylkou, rychlostí a zrychlením

Na rozdíl od výpočtů je však při měření nutné vzít v úvahu i nepříznivé vlivy působící na přesnost měření, a proto je vhodné volit měřenou veličinu tak, aby dávala dostatečný odstup signálu od šumu. Šum je v měření přítomen vždy a u slabých signálů to znamená větší nepřesnosti (chyby) měření.

Obr. 1.13 napovídá, proč se pro běžná měření v rozsahu frekvencí 10 Hz až 1000 Hz používá jako měřená veličina rychlost, pro vyšší frekvence má přednost zrychlení a pro nižší frekvence výchylka. Uvažujeme-li konstantní velikost kmitání na všech frekvencích vyjádřenou rychlostí např. 7,6 mm/s (což je hodnota, se kterou se při měření rotačních strojů můžete běžně setkat), pak výchylka při téže velikosti vibrací se s narůstající frekvencí zmenšuje a zrychlení zvětšuje. Frekvenční rozsah, který nás zajímá, je tedy jedním z faktorů, který rozhoduje o typu měřené veličiny. Pokud měřený frekvenční rozsah zahrnuje vysoké frekvence (jako např. zubové), bude nejlepší volbou měření zrychlení. Naopak, pokud bude měření omezeno na otáčkovou frekvenci, bude nejlepší volbou měření výchylky nebo rychlosti (v závislosti na aplikaci). Při měření rychlosti vibrací se nemusíme starat o frekvenci (otáčky), na jaké jsme danou hodnotu rychlosti naměřili, u ostatních dvou veličin je ještě potřeba uvést, při jaké frekvenci otáčení byla hodnota naměřena, jinak není možné stav stroje ohodnotit.



Obr. 1.13 - Omezení při měření



Shrnutí pojmů

vibrační diagnostika
preventivní údržba, proaktivní údržba
monitorování
výchylka, rychlost, zrychlení
budící síla
samobuzené kmitání
amplituda
efektivní hodnota
činitel výkmitu
budící frekvence
perioda



Otázky

1. V čem spočívá práce diagnostika?
2. Proč se provádí diagnostika strojů?
3. Jaké druhy diagnostiky znáte?
4. Jaké znáte typy budících sil?
5. Jaký je vztah mezi budící silou a vibrační odezvou pro jednotlivé typy sil?
6. Co je to samobuzené kmitání? Proč je nebezpečné?
7. Jakými veličinami popisujeme kmitavý pohyb? Jaké jsou vztahy mezi těmito veličinami?
8. Co je to amplituda? U kterého typu signálu má smysl?
9. Co je to špičková a efektivní hodnota a jaký je mezi nimi vztah?
10. Co je to činitel výkmitu?
11. Jak by se dal popsat běžný vibrační signál naměřený na rotačním stroji?
12. Je jedno, kterou veličinu popisující vibrace měříme?

2 MĚŘENÍ VIBRACÍ

V této kapitole se seznámíte s tím, jak se vibrace měří a vyhodnocují. Seznámíte se s jednotlivými částmi měřicího řetězce, tedy s typy snímačů používaných pro měření vibrací a s funkčním schématem analyzátoru vibrací. Dozvíte se, jak se hodnotí naměřené hodnoty vibrací podle norem.



Čas ke studiu: 12 hodin



Cíl: Po prostudování této kapitoly budete umět

- + Popsat hlavní části měřicího řetězce
- + Popsat typy snímačů pro měření vibrací
- + Rozumět principu činnosti jednotlivých typů snímačů
- + Rozumět funkci analyzátoru vibrací
- + Vybrat vhodná měřicí místa na stroji
- + Definovat kritéria pro hodnocení stroje na základě celkových vibrací
- + Ohodnotit stav stroje na základě celkových vibrací naměřených na skříni stroje
- + Ohodnotit stav stroje na základě hodnot hřídelových vibrací



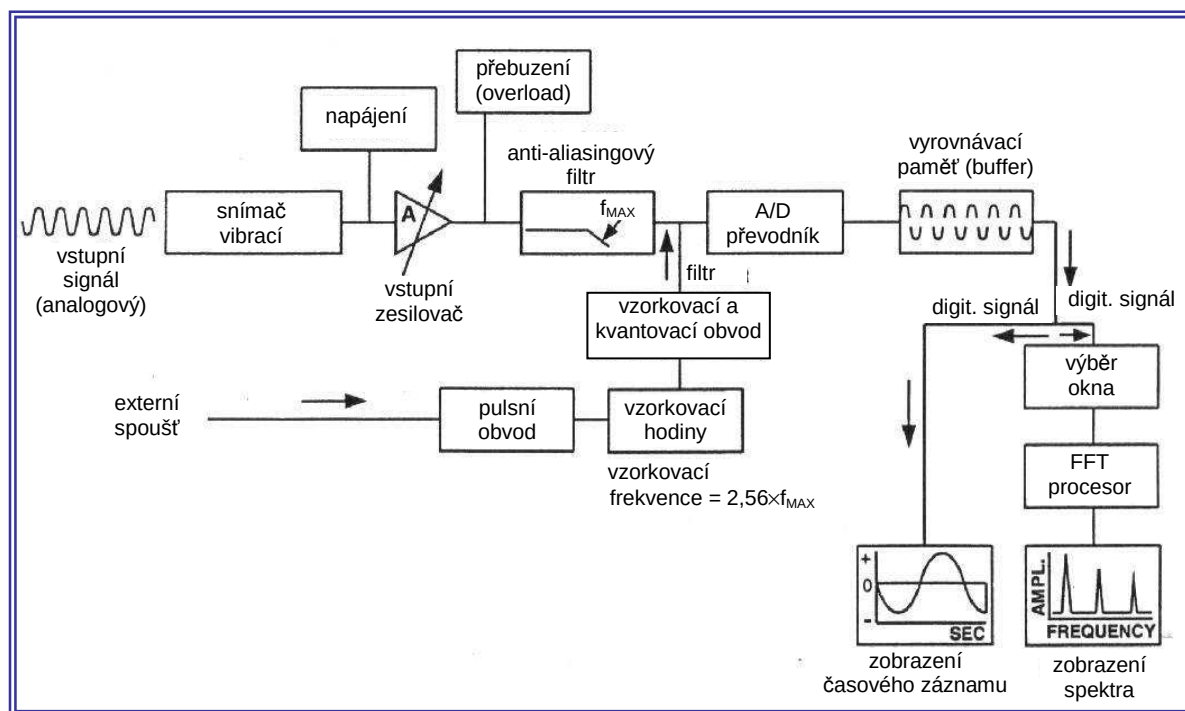
Výklad

Abychom mohli změřit vibrace stroje nebo zařízení, potřebujeme k tomu nějaké technické vybavení. V praxi se používají různé prostředky od jednoduchých měřidel celkových hodnot vibrací až po vícekanálové analyzátory vybavené množstvím funkcí, které usnadňují diagnostikovi nejen samotné měření, ale i analýzu naměřených dat.

V této kapitole se seznámíme s typickým schématem analyzátoru vibrací a s jednotlivými typy snímačů, které se pro měření vibrací používají. Dále se dozvíme, jak se naměřené vibrace analyzují a vyhodnocují.

2.1 Analyzátor

Základní schéma analyzátoru používaného k měření vibrací je na obr. 2.1. Analogový signál ze snímače vibrací prochází vstupním zesilovačem, antialiasingovým filtrem a A/D převodníkem, kde je digitalizován a vstupuje do zásobníku dat (bufferu). Odtud je možné jej zobrazit jako časový záznam nebo dále zpracovat Fourierovou transformací a získat frekvenční spektrum. Jednotlivé funkční celky analyzátoru budou v následujících kapitolách podrobně probrány.



Obr. 2.1 - Schéma analyzátoru vibrací

2.2 Snímače vibrací

V kapitole 1.6 bylo uvedeno, že lze měřit kteroukoliv ze tří veličin popisujících kmitavý pohyb. Podle typu měřené veličiny se snímače dělí na:

- snímače výchylky
- snímače rychlosti (velometry)
- snímače zrychlení (akcelerometry)

Použitelný frekvenční rozsah a dynamický rozsah se u jednotlivých typů snímačů liší. *Dynamický rozsah* snímače je rozsah amplitud měřené veličiny, který je možné daným snímačem měřit. Volba vhodného typu snímače závisí jednak na konkrétní aplikaci (např. zda měříme vibrace hřídele nebo vibrace skříně stroje), jednak na frekvenčním rozsahu, který nás zajímá. Jak je vidět z obr. 1.13, jsou bezkontaktní snímače výchylky limitovány horní frekvencí přibližně 2000 Hz. Ale už v rozmezí od 1000 do 2000 Hz jsou měření bezkontaktními snímači výchylky velmi podezřelá, protože není možné dostatečně eliminovat vliv nerovností povrchu hřídele, které jsou srovnatelné s měřenými výchylkami.

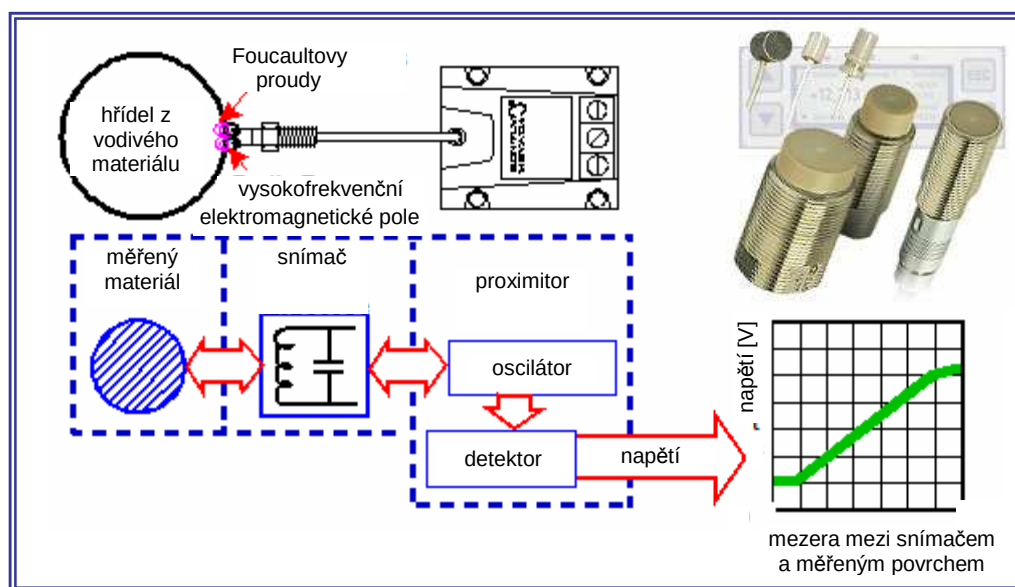
Snímače rychlosti jsou v důsledku své konstrukce limitovány frekvencemi cca 10-1500 Hz. Nejširší frekvenční rozsah mají akcelerometry, které jsou schopny měřit frekvence nižší než 1 Hz až cca 30 kHz.

Dále budou popsány jednotlivé typy snímačů, jejich typické aplikace a princip činnosti.

2.2.1 Snímače výchylky

Existuje několik typů snímačů pro měření výchylky, vzdálenosti nebo polohy. Nejstarším typem je pravděpodobně kontaktní mechanické kluzátko, v současné době je často používaným typem bezkontaktní snímač na bázi vířivých proudů, jehož principem činnosti je využití změny Foucaultových proudů při změně odporu prostředí v důsledku změny vzdálenosti. Z jiných typů můžeme zmínit ještě laserové, ultrazvukové, kapacitní a indukční snímače. Snímače výchylky tvoří relativně složitý systém, proto se v současnosti používají jen pro měření vibrací hřídelů - měří relativní vibrace hřídele vůči statorové části, obvykle vůči ložisku.

Snímač výchylky na bázi vířivých proudů měří vzdálenost mezi špičkou snímače a vodivým povrchem. Měřicí systém se skládá z vlastního snímače a tzv. proximitoru (viz obr. 2.2). Oscilátor v proximitoru generuje vysokofrekvenční střídavý proud, který prochází cívkou zabudovanou ve snímači a vytváří v okolí špičky snímače vysokofrekvenční elektromagnetické pole. Předpětí bývá cca -10 Vss, ale také až -24 Vss (podle výrobce), střídavá složka má frekvenci cca 1,5 MHz (podle výrobce). Elektromagnetické pole cívkou indukuje ve vodivém materiálu *vířivé (Foucaultovy) proudy* (anglicky *eddy currents*). Tyto vířivé proudy odvádějí energii ze systému, což se projeví na změně impedance cívk. Okamžitá vzdálenost cílové plochy se namoduluje na tuto vlnu a pak se demoduluje. S ohledem vysokou frekvenci elektromagnetického pole je celé měření silně závislé na celkovém odporu (tedy ohmickém, indukčním i kapacitním). Kabely vedoucí vysokofrekvenční signál jsou vyráběny v přísné toleranci těchto elektrických hodnot a jejich délku není možné upravovat. Každé poškození kabelu nebo jeho stínění ohrožuje kvalitu měření. Po ovlivnění nosné vlny a vířivých proudů proměnnou vzdáleností cílové plochy při vibracích se signál vede zpět do demodulátoru a z něj se signál - již nízkofrekvenční - vede do vyhodnocovací jednotky.



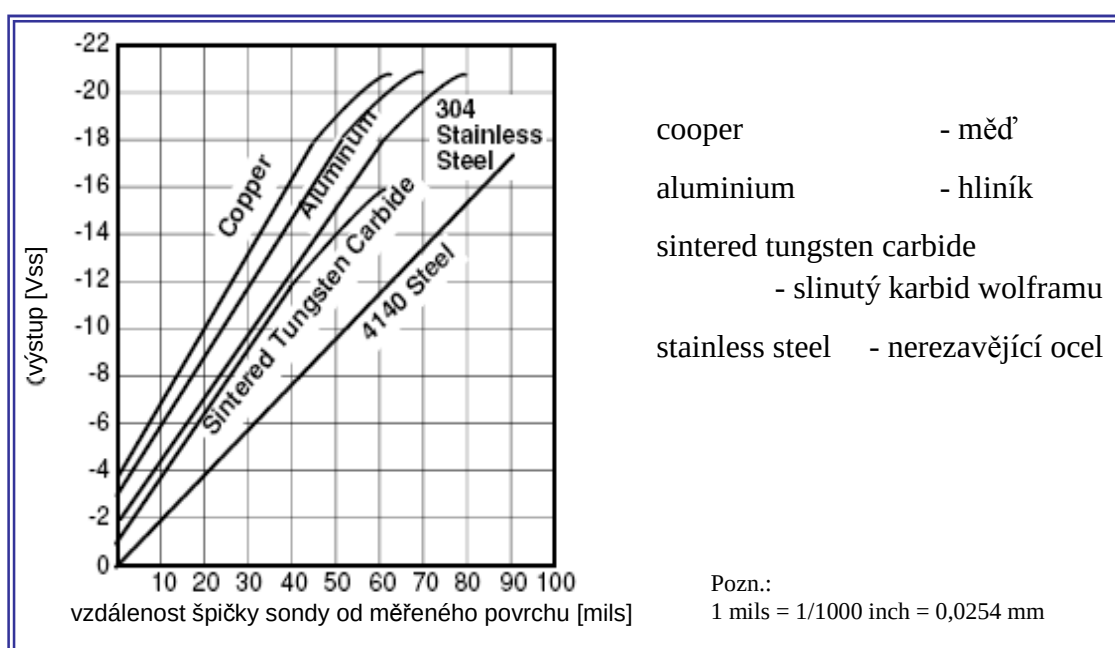
Obr. 2.2 - Schéma systému se snímačem výchylky na bázi vířivých proudů

Pokud je vzdálenost mezi špičkou snímače a vodivým povrchem konstantní, závisí výstupní napětí na frekvenci elektromagnetického pole, na vodivosti měřeného materiálu a na jeho magnetické permeabilitě. Z toho je zřejmé, že snímače tohoto typu jsou dodávány ke

konkrétnímu materiálu hřídele a nemohou být použity pro hřídel vyrobený z jiného materiálu. Na obr. 2.3 je příklad charakteristiky citlivosti stejné sondy (snímače) na různé cílové materiály. Běžně se pracuje s hodnotou citlivosti $8 \text{ mV}/\mu\text{m}$.

Proto je vhodné mít k dispozici kalibrovací přípravek. Ten bývá jednoduchý – mikrometrický šroub a držák na cílový materiál. Kromě toho je velmi důležité správně specifikovat typ sondy při objednávce s ohledem na cílový materiál.

Upozornění: Tyto sondy mají poměrně malý rozsah vzdálenosti, ve které je výstupní signál lineární (typicky v rozsahu 0,25 až 2,3 mm). Z hlediska uživatele to znamená, že je nutné sondu za klidu nastavit na střed pásma s lineární odezvou. Výrobce uvádí doporučení - jak v mm, tak pomocí velikosti předpětí na sondě za klidu. Graf závislosti napětí na velikosti mezery (kalibrační křivka) je dodáván spolu se snímačem.



Obr. 2.3 - Příklad citlivosti sondy výchylky na různé materiály

Sondy výchylky jsou kompaktní zařízení, neobsahují žádné pohyblivé části, takže poskytují stejný výstup bez ohledu na polohu, v jaké jsou namontovány. Obvykle se používají dva snímače výchylky pootočené o 90° (viz obr. 2.10). Podrobněji bude použití snímačů výchylky popsáno v kapitole 2.4 pojednávající o hřídelovém kmitání.

2.2.2 Snímače rychlosti

Snímače rychlosti se používají jako snímače vibrací u rotačních strojů už velmi dlouho a v mnohých aplikacích se používají dodnes. Pracují na principu využití elektromagnetické indukce: když se cívka pohybuje v magnetickém poli, vytváří se na vývodech cívky napětí. Toto indukované napětí je způsobeno přenosem energie z magnetického pole do cívky. Velikost indukovaného napětí je přímo úměrná relativní rychlosti mezi cívkou a magnetickým

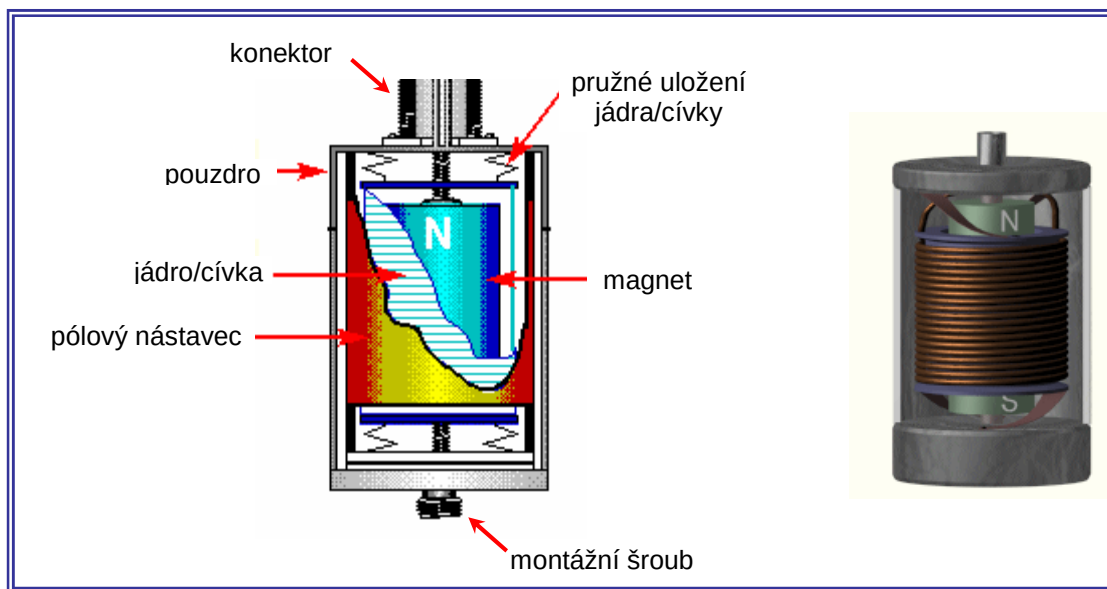
polem. Snímač rychlosti je konstruován tak, aby tato relativní rychlost odpovídala rychlosti vibrační měřeného stroje.

Snímač rychlosti (viz obr. 2.4) nepotřebuje ke své funkci žádné externí zařízení. Má dvě hlavní součásti:

- Permanentní magnet, který je pevně spojen s pouzdrem snímače a tím při správné montáži i se skříní měřeného stroje.
- Cívku (duté jádro ovinuté drátem), která je uložena na velmi měkkých pružinách a která vlivem své setrvačnosti zůstává v klidu, zatímco permanentní magnet kmitá spolu s pouzdrem. Někdy je drát na jádru navinut dvousměrně, aby se vyrušila externí elektrická pole.

Použitelný frekvenční rozsah snímače rychlosti je dán mechanickými parametry jeho součástí. Tuhost pružin, jejich materiálové tlumení a hmotnost cívky s jádrem určují odezvu snímače na nízkých frekvencích. Obvykle je rezonanční frekvence snímače pod 10 Hz a použitelný frekvenční rozsah snímače je 10 až 1000 Hz. Pro zvýšení tlumení rezonanční frekvence může být pouzdro snímače naplněno olejem.

Při montáži musí být brána v úvahu citlivá osa snímače - vzhledem k působení gravitační síly musejí mít snímače určené pro montáž ve vertikálním směru jinou konstrukci než snímače pro horizontální směr. Snímače rychlosti jsou velmi citlivé na boční vibrace (jiné než ve směru citlivé osy) - může dojít ke kontaktu cívky s pouzdrem snímače a k poškození snímače. Místo pro připevnění snímače musí být upraveno tak, aby plocha byla rovná a o něco větší než základna snímače.



Obr. 2.4 - Snímač rychlosti

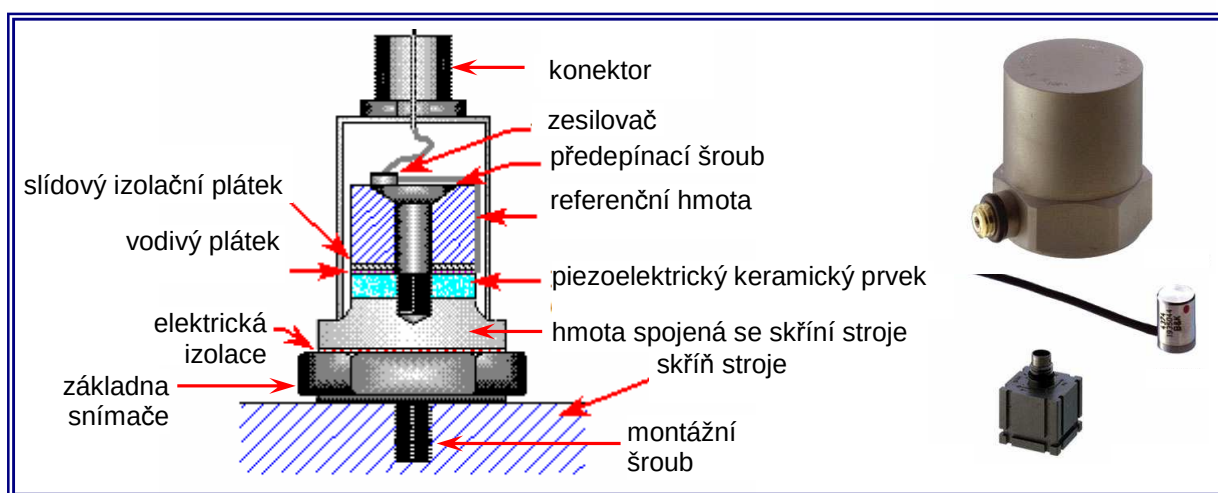
Výhodou snímačů rychlosti je, že jsou levné a poměrně citlivé, nevýhodou je, že v důsledku své křehké konstrukce jsou náchylné na otřesy a nejsou vhodné pro "ruční" měření, používají se pouze trvale namontované na skříní stroje pomocí šroubu.

Moderním typem snímačů rychlosti jsou laserové snímače, které pracují na principu Dopplerova jevu. Jsou však velmi drahé a v diagnostice se běžně nepoužívají.

2.2.3 Snímače zrychlení (akcelerometry)

Snímač zrychlení se v současnosti používá jako základní snímač vibrací, zejména pro měření na nepohyblivých částech zařízení (rotačních strojů), protože má ve srovnání s předchozími typy snímačů nejméně nevýhod (např. tu, že neměří od 0 Hz). Pokud je třeba zjistit rychlost nebo výchylku, dá se tato informace získat integrací signálu ze snímače zrychlení.

Princip funkce akcelerometru je ten, že při deformaci destičky z piezoelektrického keramického materiálu vzniká elektrický náboj, jehož velikost je přímo úměrná této deformaci. Keramická destička je umístěna mezi dvěma hmotami, z nichž jedna je setrvačná (seismická) referenční hmota a druhá je pevně spojená s pouzdem snímače a tedy i se skříní měřeného stroje (viz obr. 2.5). Setrvačná hmota je pružně uložena - za pružinu je zde považován předepjatý šroub spolu s piezokeramickou destičkou, takže poměr tuhosti a hmotnosti této sestavy je značný a rezonanční frekvence samotného snímače je vysoká.



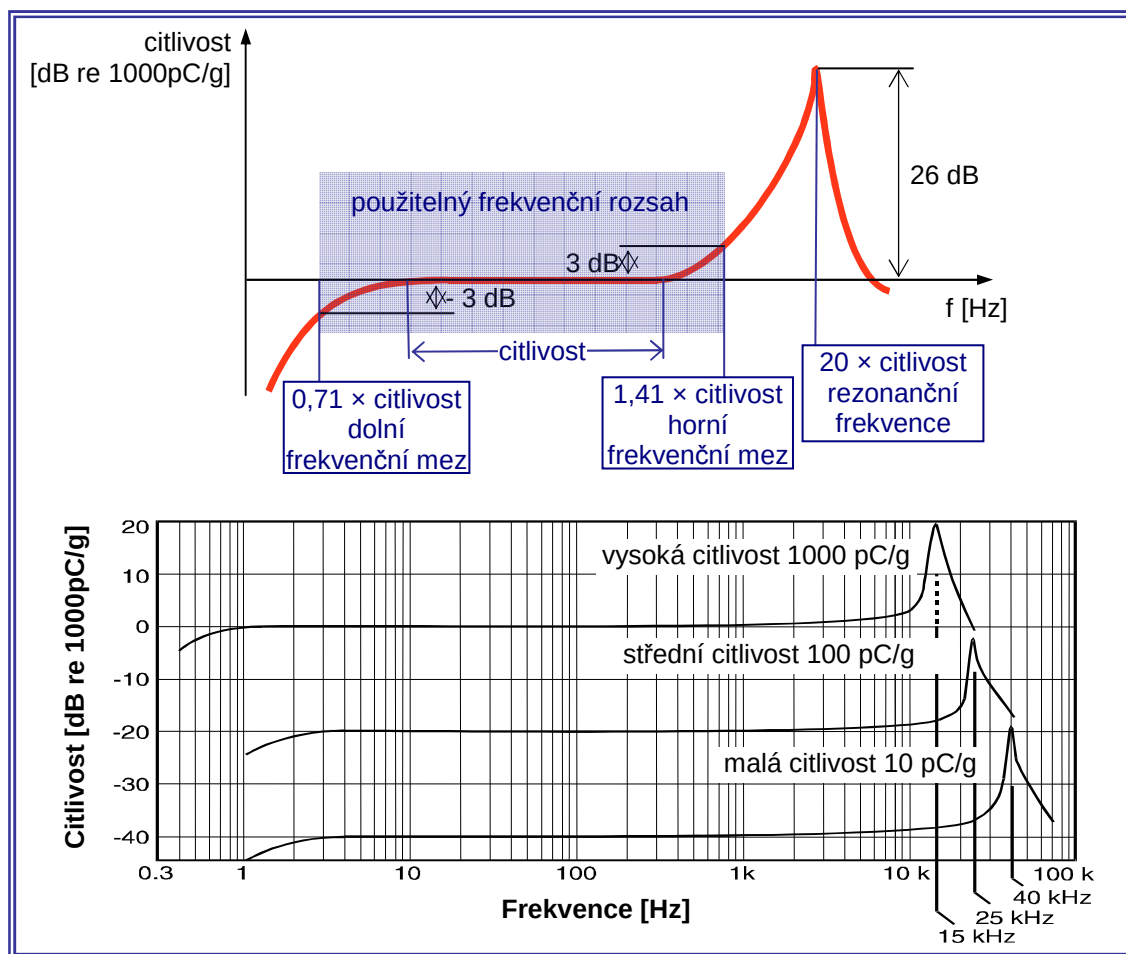
Obr. 2.5 - Snímač zrychlení (tlakový typ)

Když měřený stroj kmitá, kmitá také hmota pevně spojená s pouzdem snímače, zatímco referenční setrvačná hmota zůstává v klidu. Tím vzniká síla působící na piezoelektrický prvek, který se deformuje a vzniká elektrický náboj, který je přímo úměrný zrychlení skříně stroje. Akcelerometr tedy měří *absolutní* vibrace (referencí je nehybná setrvačná hmota), na rozdíl od snímačů výchylky, které měří *relativní* vibrace (vibrace rotoru vůči statorové části, která ale sama může kmitat).

Nedílnou součástí dodávky akcelerometru je tzv. kalibrační křivka, ze které lze vyčíst citlivost snímače a frekvenční rozsah jeho použitelnosti (schematicky viz obr. 2.6 nahoře). Citlivost akcelerometru se udává v pC/ms^{-2} nebo v pC/g . Pokud je frekvence kmitání pod dolní frekvenční mezí použitého snímače, pohybuje se setrvačná hmota společně se skříní stroje a negeneruje se elektrický náboj. Tato dolní frekvenční mez použitelnosti snímače je dána tuhostí pružného uložení, materiálovým tlumením a hmotností referenční hmoty. Na kalibrační křivce je dána poklesem nominální citlivosti o 3 dB. Obecně platí, že čím větší je snímač, tím má lepší citlivost a je schopen měřit nižší frekvence. Horní frekvenční mez snímače je zhruba ve třetině jeho rezonanční frekvence, na kalibrační křivce je dána nárůstem

nominální citlivosti o 3 dB. Skutečné kalibrační křivky pro 3 různé snímače jsou uvedeny na obr. 2.6 dole. Čím větší hmotnost má snímač (resp. referenční hmota snímače), tím vyšší má citlivost a nižší rezonanční frekvenci.

Elektrický náboj je veličina, kterou není možné přenášet na delší vzdálenosti, proto starší typy akcelerometru byly doplněny dalším externím zařízením - nábojovým předzesilovačem, který převáděl elektrický náboj na elektrické napětí. Moderní snímače už mají takový předzesilovač integrován ve svém pouzdru. Potom je citlivost snímače udávána v mV/g.



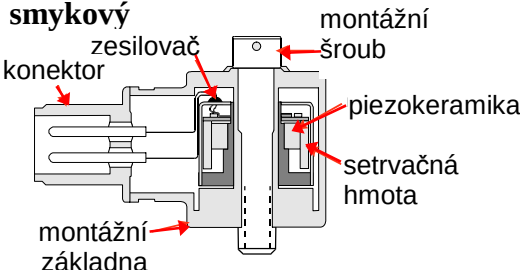
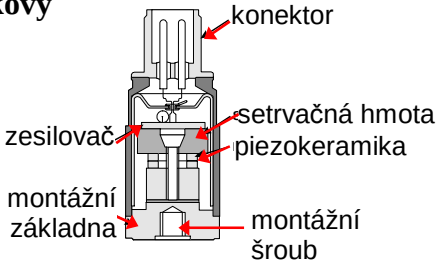
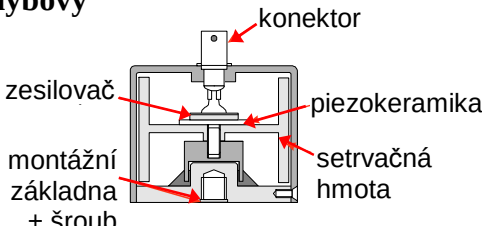
Obr. 2.6 - Kalibrační křivka snímače zrychlení

Konstrukce akcelerometru umožňuje jeho připevnění na skříň stroje v jakékoliv poloze - systém hmota/pružina je dostatečně tuhý na to, aby nezáleželo na orientaci snímače (na rozdíl od snímače rychlosti). Je však důležité, aby piezoelektrický prvek ve snímači nebyl namáhán žádným jiným způsobem než od vibrací. Proto musí být místo pro připevnění snímače hladké a ploché, aby při připevnění nedošlo k deformaci základny snímače. Také teplotní změny a příliš velký utahovací moment při upevnění snímače šroubem mohou způsobit nežádoucí deformace základny a tím falešný signál. Na tato parazitní namáhání piezokeramického prvku je nejvíce náchylný tzv. tlakový typ akcelerometru, což je typ zobrazený na obr. 2.5. Akcelerometry se vyrábějí ve trojím provedení - tlakový, ohybový a smykový typ. Výhody a nevýhody jednotlivých typů jsou uvedeny v tabulce 2.1. Smykový

typ se v současnosti vyrábí v provedení např. *delta-shear*, při kterém jsou tři piezokeramické elementy uspořádány do trojúhelníku a jsou orientovány tak, aby byly minimálně ovlivňovány deformací základny. Tento typ akcelerometru je dostatečně citlivý a odolný a současně nemá nevýhody tlakového typu. Je nejběžnějším typem snímače používaného pro měření absolutních vibrací.

Vzhledem k tomu, že akcelerometry neobsahují žádné pohyblivé části, jsou trvanlivé a spolehlivé a nevyžadují častou kontrolní kalibraci jako snímače rychlosti. Jejich instalace na skříň stroje je snadná, jsou použitelné v širokém rozsahu frekvencí (od 0,1 Hz do 30 kHz), mají velký dynamický rozsah a jsou dostupné v provedení i pro vysoké provozní teploty.

Tabulka 2.1 - Typy akcelerometrů

Typ akcelerometru	výhody	nevýhody
smykový 	široký frekvenční rozsah relativně odolný nízký teplotní vliv	menší citlivost
tlakový 	široký frekvenční rozsah odolný na rázy	náchylný na teplotní vlivy náchylný na deformaci základny
ohybový 	měří velmi nízké frekvence má velmi vysokou citlivost	křehký, citlivý na rázy

2.2.3.1 Montáž akcelerometrů

Důležitým aspektem, který je třeba uvážit při použití snímače, je jeho připevnění na skříň stroje. Je třeba si uvědomit, že každý snímač měří jen to, co se děje s ním samotným. Připevněním snímače musíme zajistit, aby to bylo totéž, co se děje se skříňí stroje, jejíž vibrace chceme zjistit. Jakékoliv připevnění přidává ke snímači (což je systém s jedním stupněm volnosti – hmota a pružina) další hmotu a pružinu, tvořenou poddajností spoje.

Nevhodným připevněním můžeme zcela znehodnotit naměřená data nebo alespoň výrazně omezit použitelný frekvenční rozsah snímače. Způsob připevnění volíme tak, aby snímač bezpečně pracoval ve frekvenčním rozsahu, který nás zajímá. Existuje několik způsobů uchycení akcelerometrů, které jsou podrobně uvedeny v ČSN ISO 5348, např.:

- *šroubem* - Jde o nejspolehlivější uchycení, které jen zanedbatelně snižuje použitelný frekvenční rozsah snímače. Plocha pod základnou snímače musí být čistá a rovná, snímač má dosedat na plochu celou plochou základny, díra pro šroub musí být kolmá k měřenému povrchu a dostatečně hluboká a musí být použit správný závit (snímače mají často jiný typ závitu než metrický). Požadavky na kvalitu opracování a kolmost závitového otvoru jsou dosti přísné. Na hotových strojích se tyto požadavky obtížně dodržují, proto se často používají lepené podložky z nerezavějící oceli (válečky s vyřezaným závitem pro montážní šroub, ale magnetické – pro orientační měření s připevněním akcelerometru pomocí magnetu). Mají i tu výhodu, že při poškození (například při opravách) se snadno nahradí.
- *lepidlem* - Pokud je použito vhodné lepidlo (např. LockTite Depend, LockTite Liquid Metal) a plocha pro nalepení snímače je vhodně upravená (čistá, zdrsňená), je rovněž zachován použitelný frekvenční rozsah snímače. Upozornění: Některá lepidla mají záměrně měkkou doplňkovou složku (pro vyrovnání nerovností atd.), která významně snižuje frekvenční rozsah, proto je nutné používat pouze doporučená lepidla. V praxi se nejvíce používá dvousložkové lepidlo HBM X60 na tenzometry. Obvykle se nelepí na stroj samotný snímač, protože jeho demontáž by mohla vést k jeho poškození, ale lepí se podložky se závitem pro šroub. Je třeba dát pozor na maximální provozní teplotu, při které lepidlo měkne, což je cca 80-100°C.
- *oboustrannou lepící páskou* - Rychlý způsob, méně spolehlivý, ne příliš běžný.
- *magnetem* - Častý a rychlý způsob uchycení snímače, avšak jen pro běžná provozní měření do frekvenčního rozsahu cca 2 kHz. Opět musí být kvalitní dosedací plocha (bez barvy, okují, rovná atd.). Ke snímačům se dodávají speciální magnety ze vzácných zemin, které jsou silnější než běžný magnet.
- *včelím voskem* - Rychlý způsob uchycení snímače, který se používá zejména pro laboratorní měření a pro menší snímače. V diagnostice se neuplatňuje. Použitelný frekvenční rozsah snímače je tímto způsobem uchycení mírně omezen. Je použitelný jen do teploty cca 40°C.
- *doteková jehla* – Použitelná pouze pro orientační měření do cca 1 kHz.

2.2.3.2 Kabeláž

Nedílnou součástí měřicího řetězce je i kabeláž, tedy cesta, po které se přenáší signál z akcelerometru do analyzátoru a i zde se mohou vyskytnout vlivy znehodnocující naměřená data. I po převedení náboje na napětí se jedná o velmi slabý signál. V průmyslovém prostředí jsou poměrně silná elektromagnetická pole a navíc se objevuje statická elektřina vznikající při suchém tření. Signály z akcelerometrů se přenášejí speciálními stíněnými kabely, ale je třeba zajistit, aby stínění bylo uzemněno jen na jednom konci, jinak může dojít k uzavření tzv. zemní smyčky. Obranou proti zemním smyčkám je použití snímačů s izolovanou základnou (jako je ten na obr. 2.5). V případě, že nejsou k dispozici, je možné použít izolované šrouby a

slídové podložky pod akcelerometry. Pokud se provádí měření s připevněním snímačů pomocí magnetu, pak mnohdy postačí vložit mezi magnet a základnu snímače obyčejný papír a pozorovat, jak se signál změní (zlepšení průběhu znamená, že měření skutečně ovlivňovala statická elektřina). Zemní smyčky jsou velmi nepříjemné zejména u vícekanálových měření, kdy se na různé části stroje s různým statickým potenciálem umísťují snímače pro paralelní měření.

2.2.3.3 Dynamický rozsah

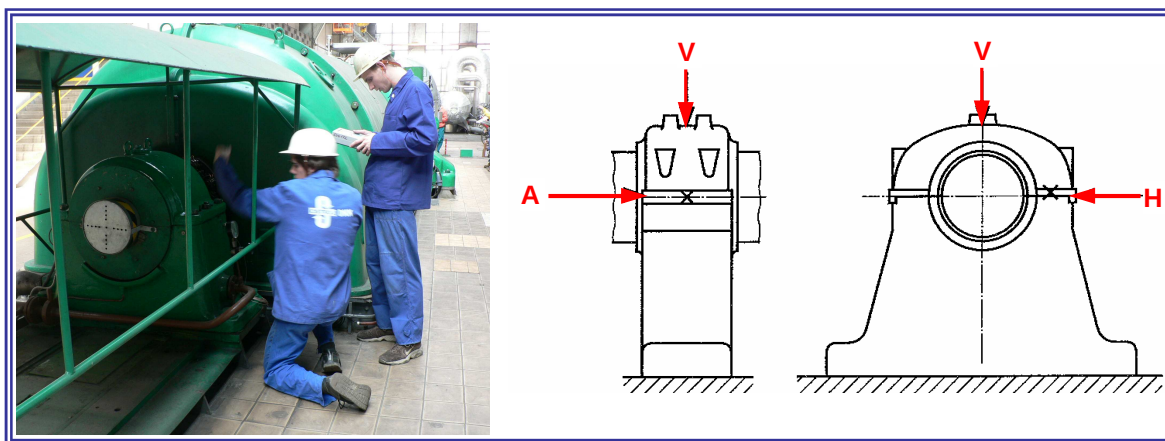
Poté, co jsme dodržáním všech výše uvedených zásad zajistili, aby byl do analyzátoru ze snímače přiveden kvalitní signál, je nutné tento signál upravit tak, aby vyhovoval vnitřním elektronickým obvodům. Proto je na vstupu do analyzátoru zařazen vstupní zesilovač/zeslabovač signálu, který upraví signál tak, aby byl dostatečně silný, ale aby nedocházelo k tzv. přebuzení (OVERLOAD). Tím se optimálně využije dynamický rozsah měřicího řetězce. Nastavení vstupního zesilovače může být:

- ♦ *automatické* (AUTORANGE) - Je nejčastější, je doporučeno pro většinu měření při ustáleném režimu. Při prvním měření si přístroj vyhodnotí sílu signálu a nastaví vstupní zesilovač podle tohoto měření (s jistou rezervou). Pro účely samotného měření je tedy toto první měření ztraceno, proto nelze automatické nastavení použít u jednorázových dějů. Také v případě, kdy se síla signálu výrazně mění, může dojít k opakovanému přestavování vstupního zesilovače a tím ke ztrátě některých dat.
- ♦ *ruční* (MANUAL) - Používá se pro měření rázů, rozběhů a doběhů a jiných neopakovatelných dějů. Uživatel ručně nastaví odhadovanou maximální hodnotu, které může měřená veličina dosahovat. Analyzátor pak v případě přetížení hlásí OVERLOAD, ale neměří a data nejsou zkeslená.

2.3 Vibrace měřené na nerotujících částech stroje (absolutní vibrace)

Základním úkolem diagnostiky není měřit, ale ohodnotit stav zařízení. Na pomoc při tomto úkolu se využívají normy, které jsou v současnosti sestaveny pro hodnocení efektivní rychlosti vibrací nebo špičkové výchylky. Tyto normy jsou vodítkem, nejsou obecně závazné. Pokud se stanou součástí obchodní dohody mezi dodavatelem a kupujícím, pak jsou ale závazné.

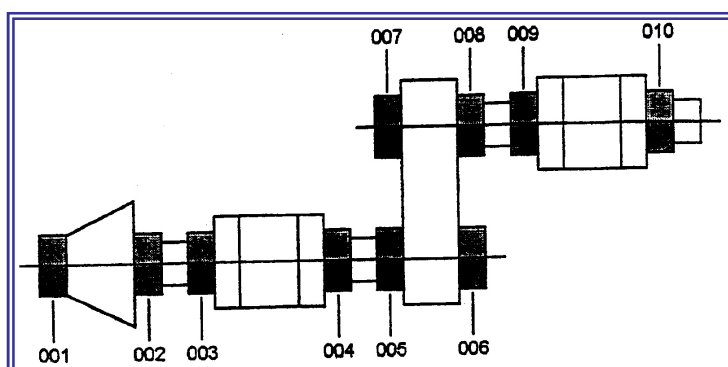
Základní doporučené principy pro měření a hodnocení absolutních vibrací jsou vysvětleny v ČSN ISO 10816-1 *Vibrace - Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech - Část 1: Všeobecné směrnice* a jejího dodatku 10816-1/Amd.1. V dalších částech této normy - ČSN ISO 10816-2 až 7 - je rozpracováno hodnocení strojů podle typu (čerpadla, stroje s vratným pohybem atd.).



Obr. 2.7 - Volba měřících míst na stroji

2.3.1 Výběr měřících míst

Prvním krokem, který při sledování strojů musíme učinit, je výběr vhodných měřících míst, tedy míst, ve kterých se budou provádět pravidelná měření vibrací. Tato místa se volí zásadně tam, kde jsou síly z rotoru přenášeny na statorové části, tedy v oblasti ložisek (na ložiskových domcích). Nutno však dbát i na bezpečnost personálu, který provádí měření. Měřící místa jsou obvykle připravená tak, aby bylo zaručeno, že pověřený pracovník bude měření provádět vždy ve stejném místě. To znamená, že buď jsou na skříni stroje nalepeny podložky se závitem pro snímač, nebo jsou alespoň vytvořeny plošky s rovným a čistým povrchem (při připevňování snímače magnetem). V každém definovaném místě stroje se měří podle potřeby a dostupnosti jeden až tři směry: A - axiální směr, H - horizontální směr, V - vertikální směr (viz obr. 2.7). Pro číslování a označování měřeného místa se doporučuje používat konvence MIMOSA (Machinery Information Management Open Systems Alliance - Alliance otevřených systémů pro řízení informací o strojích), která je uvedena v normě ČSN ISO 13373-1 (*Monitorování stavu a diagnostika strojů - Monitorování stavu vibrací, Část 1: Obecné postupy*). Dle této konvence se číslovají ložiska postupně, začíná se od volného konce hnacího hřídele (příklad viz. obr. 2.8).



Obr. 2.8 - Značení ložisek dle konvence MIMOSA

2.3.2 Kritéria hodnocení dle ČSN ISO 10816

V normě ČSN ISO 10816 jsou pro jednotlivé typy strojů poskytnuta vodítka pro hodnocení stavu stroje na základě dvou kritérií:

- I. velikost vibrací
- II. změna velikosti vibrací

2.3.2.1 Kritérium I: Velikost vibrací

Norma ČSN ISO 10816 je založena na měření **celkové efektivní hodnoty rychlosti vibrací ve frekvenčním pásmu 10 až 1000 Hz**. Nejvyšší hodnota z měření na různých místech stroje se nazývá *mohutnost vibrací*. V normě jsou definovány mezní hodnoty mohutnosti vibrací, které zařazují stroj podle stavu do jednoho ze 4 pásem:

- pásmo A - V tomto pásmu mají být za obvyklých podmínek vibrace nově přejímaných strojů.
- pásmo B - Stroje, jejichž vibrace leží v tomto pásmu, mohou být zpravidla provozovány po neomezeně dlouhou dobu.
- pásmo C - Stroje, jejichž vibrace leží v tomto pásmu, jsou za normálních okolností považovány za neuspokojivé pro dlouhodobý a trvalý provoz. Obecně mohou být stroje za takovýchto podmínek provozovány do té doby, než se nalezne možnost nápravy.
- pásmo D - Hodnoty vibrací v rámci tohoto pásma jsou za normálních okolností považovány za natolik nebezpečné, že mohou vyvolat poškození stroje.

Zařazení stroje do pásma napomůže k rozhodnutí o dalším provozu stroje a navržení potřebných opatření (např. okamžité odstavení, provoz do další plánované opravy apod.). Hranice pásem nejsou striktní, ale jedná se o směrné hodnoty, které mohou být na základě zkušeností výrobce nebo provozovatele upraveny.

Části normy 2 až 7 definují mezní hodnoty mohutnosti vibrací pro jednotlivé typy strojů. Stroje, které nejsou v těchto částech uvedeny, se posuzují podle dodatku k části 1: ČSN ISO 10816-1/Amd.1:

- hranice pásem A/B 0,71 - 4,5 mm/s
- hranice pásem B/C 1,8 - 9,3 mm/s
- hranice pásem C/D 4,5 - 14,7 mm/s

Tento dodatek se vztahuje i na modely strojů, které budete měřit v laboratoři katedry mechaniky. Je vidět, že hranice pásem jsou stanoveny poměrně široce. V normě se dále uvádí, že malé stroje (například elektromotory s výkonem do 15 kW) mají tendenci být na dolním konci rozsahu a větší stroje (například pohony na uložení, které je pružné ve směru měření) mají tendenci být na horním konci rozsahu.

Norma ČSN ISO 10816 hodnotí stroje na základě měření v pásmu 10 Hz až 1000 Hz, kde se dle zkušeností vyskytuje převážná část informací o strojích. Existují však aplikace, kde by použití tohoto frekvenčního pásma bylo chybné. Frekvence 10 Hz znamená 600 ot/min, ale řada strojů má nižší otáčky. Pak je nutné změnit spodní mez měřeného pásma. Doporučuje se,

aby dolní frekvenční mez byla v oblasti pod $1/3$ otáčkové frekvence. Horní frekvenční mez 1000 Hz je zase nedostatečná zejména tam, kde jsou součástí stroje ozubené převody. Pak je nutné uvážit, že frekvence záběru zubů mohou být nad touto mezí. Pokud je např. frekvence otáčení 50 Hz (3000 ot/min) a pastorek má 23 zubů, pak frekvence záběru zubů je $50 \times 23 = 1150$ Hz a je tedy nad měřeným frekvenčním rozsahem. V obou těchto případech je nutné použít pro hodnocení stroje měření v jiném frekvenčním rozsahu, než definuje výše uvedená norma, a proto má být ve zprávě o měření uveden nastavený frekvenční rozsah explicitně.

2.3.2.2 Kritérium II: Změna vibrací

Podle tohoto kritéria se posuzují změny velikosti vibrací vzhledem k předem stanovené referenční (základní) hodnotě, která je určena za ustálených provozních podmínek při dobrém provozním stavu stroje. Velikost vibrací se může podstatně zvýšit nebo snížit a přestože vibrace nedosáhnou pásma C podle kritéria I, může si to vyžádat nějaké opatření. Takové změny mohou být skokové nebo postupné.

Hodnocení stroje dle kritéria II vyžaduje jeho dlouhodobější sledování. Jak už bylo řečeno v kapitole 1.2, má vlastní diagnostická činnost dvě výrazně rozdílné fáze:

1. Trvalé sledování stroje, pro které se používá termín *monitorování*. Účelem je zjistit odchylku od normálního stavu - *detekovat* závadu.
2. Vlastní *analýza* problému, pro kterou se používá termín *diagnostika* v užším slova smyslu. Účelem je zjistit příčinu odchylky – vznikající poruchu, případně stanovit trend rozvoje závady a zjistit základní příčinu vzniku závady.

Jedním z nejdůležitějších nástrojů při monitorování jsou *trendy* hodnot sledovaných veličin, tedy vývoj sledované veličiny v čase. Na obr. 2.9 jsou znázorněny čtyři možné trendy:

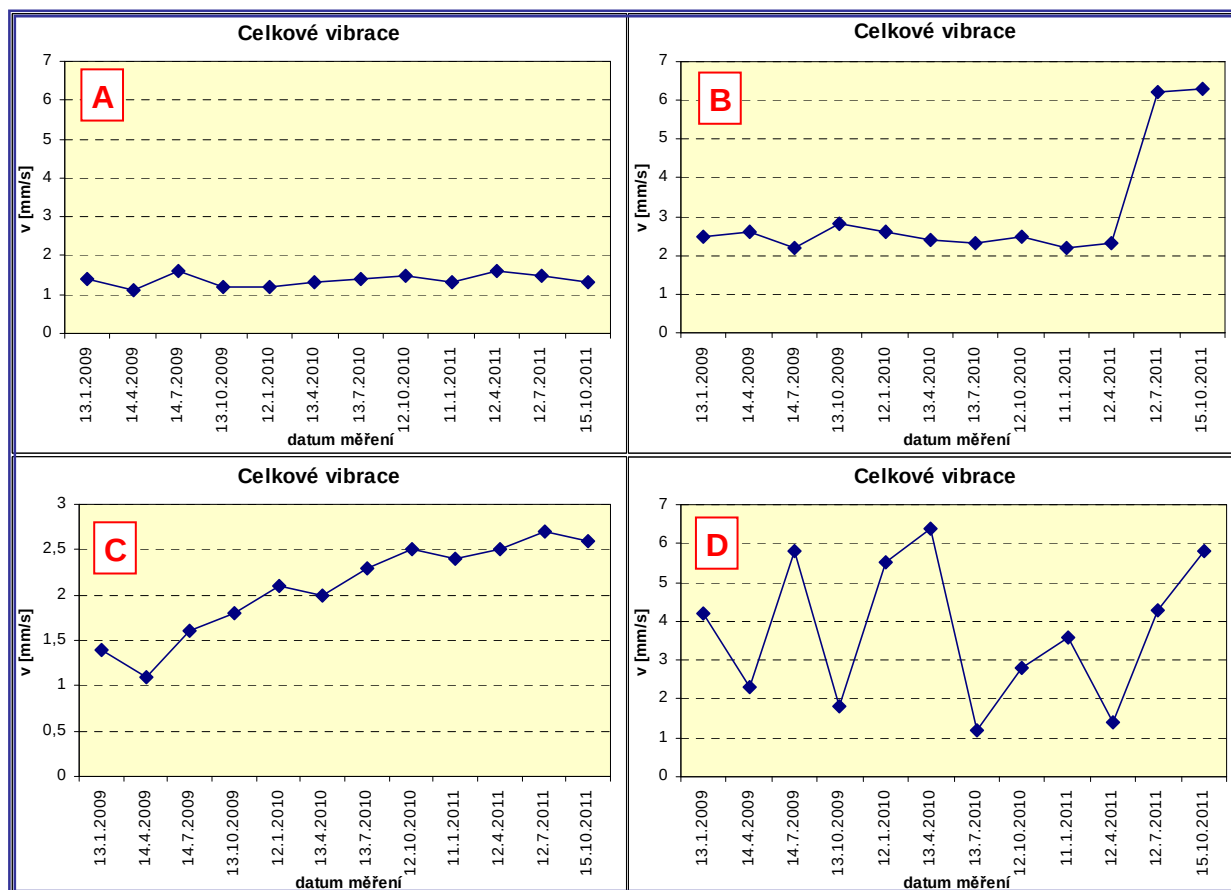
A - setrvale dobrý stav, bez závady

B - náhlá změna (odlomení části zařízení, porucha apod.). Je nutné si uvědomit, že závažnou změnou je jak náhlé zvýšení vibrací, tak jejich náhlý pokles. Pokud např. setrvalá úroveň vibrací byla způsobena nevyvážeností, pak náhlý pokles vibrací může znamenat, že se odlomila část zařízení a došlo ke spontánnímu vyvážení stroje - přesto ale ulomená část může způsobit závažnou následnou poruchu.

Někdy může být tento vývoj vibrací způsoben vlivem nesprávného zásahu údržby při opravě stroje. Proto je třeba dodržovat zásadu, že vibrace se měří jak před provedením opravy, tak krátce po ní.

C - typický trend při postupném poškození, např. v důsledku opotřebení

D - nesmyslný "trend" - může být způsoben například nevhodným výběrem místa měření, špatným uchycením snímače apod.



Obr. 2.9 - Trendy celkových hodnot vibrací

2.3.2.3 Provozní meze vibrací

V praxi se v případě dlouhodobého sledování některých druhů strojů stanovují provozní poplachové meze vibrací. Mají dvě formy:

VÝSTRAHA - Slouží k varování, že bylo dosaženo definované hodnoty vibrací nebo že se vyskytla významná změna, po níž může být nutné učinit nápravné opatření. Provoz stroje může obecně pokračovat po dobu, než se navrhne nápravné opatření.

PŘERUŠENÍ PROVOZU - Slouží ke stanovení velikosti vibrací, jejíž překročení může při dalším provozu způsobit poškození stroje. Při překročení této hodnoty musí být okamžitě učiněno nápravné opatření nebo se stroj musí vypnout.

Pro různá měřicí místa a směry měření mohou být stanoveny rozdílné provozní meze odrážející rozdíly v dynamickém zatížení a tuhosti uložení. Norma ČSN ISO 10816 uvádí směrnice ke stanovení kritérií pro obě provozní meze stanovených druhů strojů. Jedno z doporučení pro stanovení meze VÝSTRAHA je následující: Na základě zkušeností se stanoví referenční hodnota a k ní se připočte 0,25 hodnoty hranice pásem B/C.

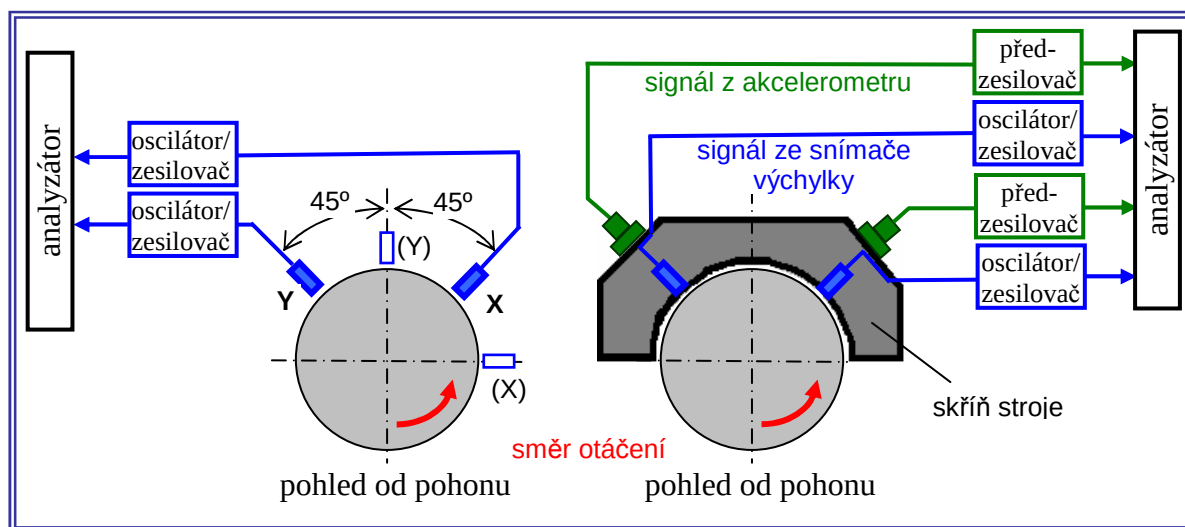
2.4 Hřídelové vibrace

Základní síly, které budí vibrace, působí na rotor stroje. Na ložiskových stojanech nebo na skříni stroje však zjišťujeme odezvu na tyto síly až po přenosu odezvy z rotoru na nehybné části stroje. Pokud však je mezi hmotností rotoru a skříní stroje velký nepoměr, může dojít k tomu, že i poměrně velké síly vyvolají odpovídající odezvu rotoru, ale ta je při přenosu na skříň výrazně zatlumena. Tento případ nastává u vysokotlakých strojů (turbíny, kompresory apod.), které mívají mnohem hmotnější skříň než rotor. Proto se v podobných případech provádí měření vibrací rotoru (hřídele).

Měřenou veličinou je prakticky výhradně **výchylka vibrací** v μm . Obvykle se měří buď maximální výchylka nebo rozkmit (viz obr. 1.9). Rozlišujeme dva základní způsoby měření hřídelových vibrací (dle ČSN ISO 13373-1):

- ♦ Relativní hřídelové vibrace jsou vibrace hřídele vůči statorové části (většinou vůči ložisku), která sama vibruje (odtud slovo relativní).

Takové měření má význam zejména z hlediska posouzení vztahu vibrací hřídele a velikosti vůlí v různých místech rotorové soustavy vůči statoru - aby nedošlo ke kontaktu mezi rotující a stojící částí stroje. Schéma měření relativních hřídelových vibrací je na obr. 2.10 vlevo. Je zde vidět typické umístění dvou snímačů výchylky (45° od svislice) a jejich alternativní umístění (horizontálně a vertikálně).



Obr. 2.10 - Schéma měření hřídelových vibrací (vlevo relativní, vpravo absolutní)

- ♦ Absolutní hřídelové vibrace jsou vibrace rotoru vůči nehybné soustavě.

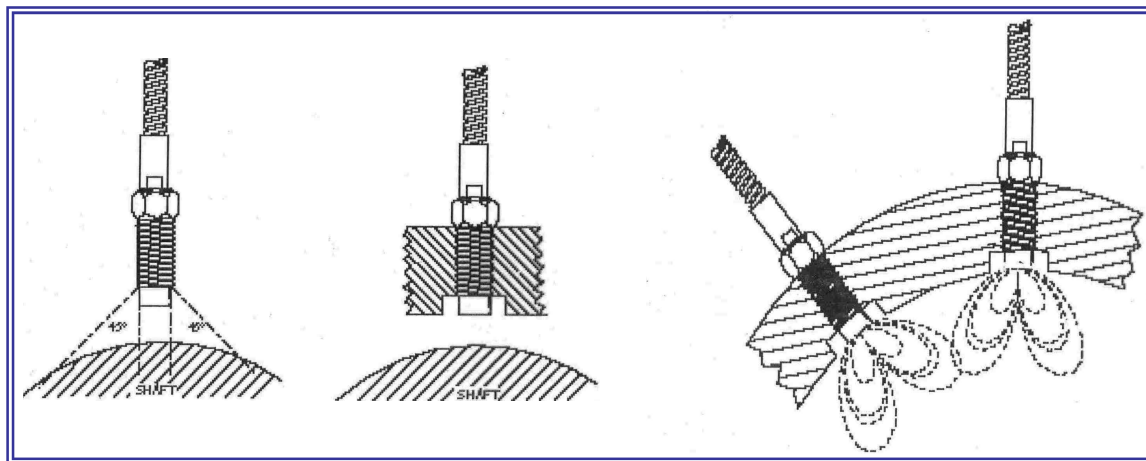
Používají se pro hodnocení vibrací z hlediska namáhání částí hřídele/rotoru dynamickými silami. Jejich měření je mnohem náročnější než měření relativních vibrací. V případě, že je jejich monitorování nutné (u velkých strojů - nad 1000 MW), provádí se toto měření jako kombinace měření relativních vibrací rotoru (vůči skříni stroje) snímači výchylky a měření vibrací této skříně seismickými snímači (akcelerometry nebo velometry), viz obr. 2.10 vpravo. Tato kombinace je náročná na přesnost obou systémů a zejména na odstranění těch fázových rozdílů obou signálů, které jsou důsledkem elektrických vlivů měřicí soustavy a nespočívají s mechanikou děje. V ČR dosud není takový systém instalován.

Alternativní způsob měření absolutních hřídelových vibrací je s pomocí *kluzátka* - vibrace hřídele se snímají kluzátkem (obvykle ve tvaru tyče s dotekem na hřídel), které přenáší vibrace na seismický snímač, umístěný na tomto kluzátku. Nevýhodou tohoto způsobu je poměrně rychlé opotřebení styčného místa, které se vytváří pomocí uhlíku, jaký se používá například na kartáče elektrických strojů. V současnosti se používá při diagnostice zřídka, jen v případě závažnějších problémů. Pro monitorování se nepoužívá.

2.4.1 Instalace snímačů výchylky

Instalace snímačů výchylky (bezdotykových sond) vyžaduje dodržení určitých pravidel. O citlivosti snímačů na materiál měřeného hřídele bylo pojednáno už v kapitole 2.2.1, nyní se zaměříme na aspekty samotného uchycení snímačů. Z hlediska instalace jsou důležitá dvě pravidla:

- V okolí špičky, ve které je cívka, vytvářející vířivé proudy, nemá být žádný kov. Na obr. 2.11 vlevo je typické uspořádání - zavrtání kolem sondy musí mít průměr nejméně dvojnásobný vzhledem k průměru špičky sondy.
- Vytvářená pole vířivých proudů se nesmí navzájem ovlivňovat (obr. 2.11 vpravo). Takový problém by mohl nastat zejména při měření na hřídelích malých průměrů (např. na modelu Bently Nevada v laboratoři). V takovém případě je nutné umístit sousední sondy do různých radiálních rovin, aby se zvětšila vzdálenost mezi nimi.



Obr. 2.11 - Instalace bezdotykových sond z hlediska ovlivnění vířivých proudů

Přesnost měření s použitím bezdotykových sond dále významně závisí jak na mechanickém provedení cílové plochy, tak s ohledem na vysokofrekvenční proudy i na jejích elektrických vlastnostech. Základní vlivy jsou:

- ♦ **mechanická házivost**
 - neokrouhlost
 - prohnutý rotor
 - nepravidelnosti povrchu (rýhy apod.)

- ♦ **elektrická házivost**

- zbytkový magnetismus
- metalurgické segregace (výrazné hranice zrn apod.)
- lokální koncentrace napětí

Podrobně o těchto problémech pojednává aplikační poznámka firmy Bently Nevada [21] a řada doporučení výrobců měřicích systémů.

S ohledem na velký význam tohoto vlivu je v normě ČSN ISO 7919-1 stanovena mezní hodnota házivosti. Házivost má být menší než větší z následujících hodnot:

- 6 μm
- 25% povolené hodnoty vibrací pro nový stroj (hranice pásem A/B)

Celková házivost se měří při nízkých otáčkách rotoru (200 až 600 ot/min), kdy není vliv odstředivé síly velký. Pro dosažení malé hodnoty celkové házivosti se na hotovém rotoru provádějí úpravy cílových ploch a při montáži a opravách stroje je vhodné tyto plochy chránit.

Příklad z praxe: Stačí, když si na uvedenou plochu montér umístí magnetický stojánek (například při předběžném ustavování rotorů), a systém za provozu hlásí tak velké vibrace, že je nutné stroj odstavit, znovu rozebrat (to je časově i finančně náročné) a plochu opravit (odmagnetizovat). Podobný vliv mají škrábance (způsobují ostré špičky v signálu) apod.

Některé monitorovací systémy provádějí kompenzaci signálu od snímače vibrací na tuto celkovou házivost. Princip spočívá v tom, že signál od házivosti za jednu otáčku se odečítá od signálu, změřeného za rotace. I když se to zdá být správné, řada kritiků upozorňuje na vliv nepřesností při měření malých napěťových signálů, a proto tento způsob nedoporučuje.

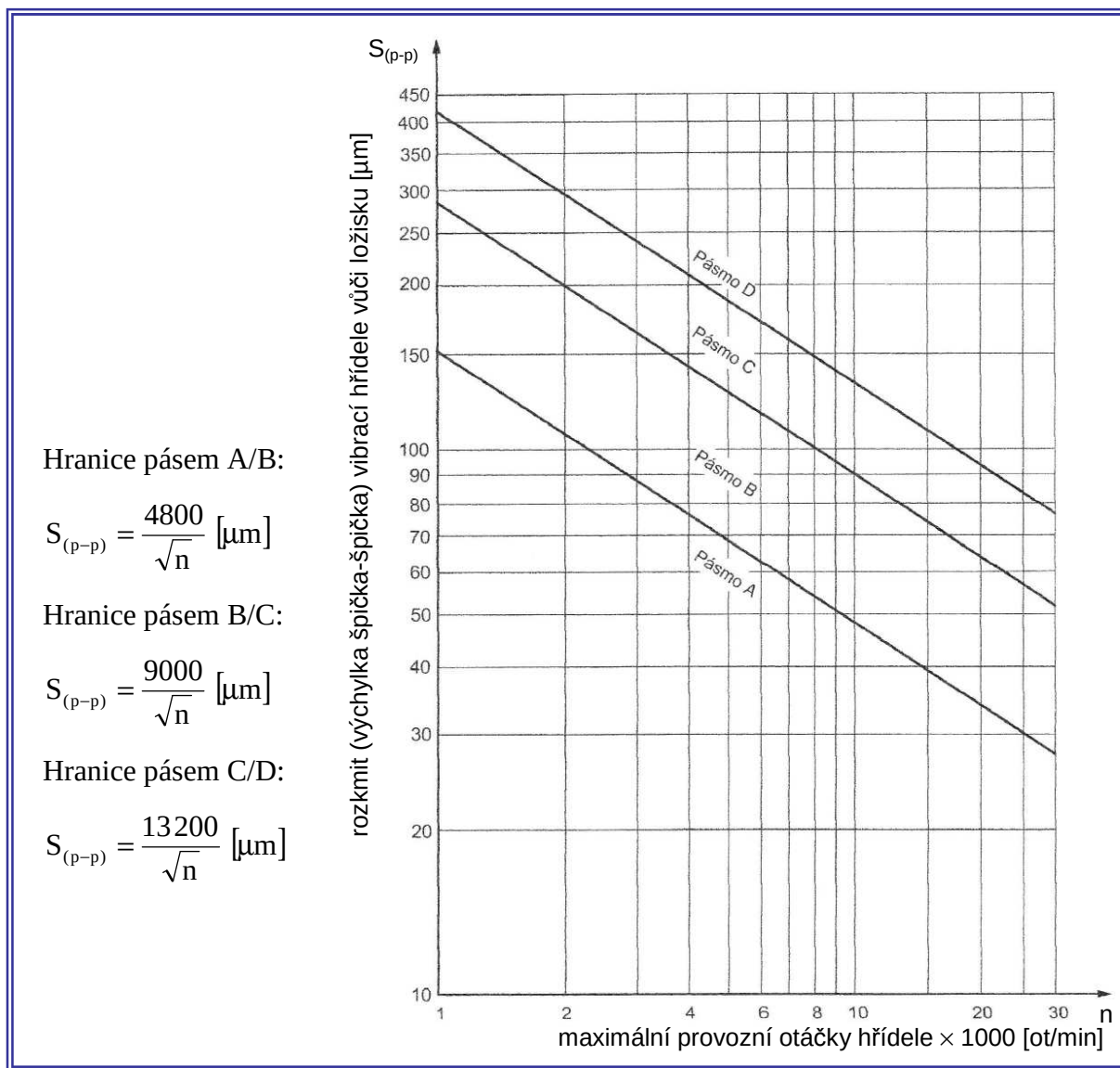
2.4.2 Hodnocení relativních vibrací

Pro hodnocení celkové hodnoty výchylky relativních vibrací jsou vypracovány normy řady ČSN ISO 7919-1 až 5, které jsou vytvořeny podle stejných principů jako řada norem pro hodnocení celkové rychlosti vibrací, naměřené na nepohyblivých částech stroje.

- ♦ Hodnotí se výchylka špička-špička (nebo veličina S_{max} - bude vysvětlena později)
- ♦ Stejný princip hodnocení, jako u ČSN ISO 10816:
 - velikost vibrací (pásma A až D)
 - změna velikosti vibrací (o 25% hodnoty rozmezí pásem B/C), lze hodnotit i změnu polohy vektoru 1X

Významný rozdíl mezi těmito dvěma řadami norem spočívá v tom, že povolená výchylka relativních (i absolutních) hřídelových vibrací je závislá na otáčkách stroje. Tato závislost je vyjádřena vzorci i graficky (viz příklad na obr. 2.12). V uvedeném příkladě jsou hraniční hodnoty výchylky špička-špička pro $n = 3000$ ot/min:

hranice pásem A/B 88 μm , B/C 164 μm , C/D 241 μm



Obr. 2.12 - Příklad hranic pásem z normy ČSN ISO 7919-3 pro průmyslové stroje do 50 MW

Vzhledem k tomu, že za rotace není střed čepu hřídele na jednom místě - hřídel koná precesní pohyb, dráha středu čepu se běžně nazývá orbita - bývá problém s umístěním snímače relativních vibrací tak, aby byla měřena největší hodnota výchylky. Řešením je obvykle použití dvou snímačů, které jsou na sebe kolmé. Jednodušší způsob hodnocení je založen na ohodnocení větší ze dvou naměřených hodnot.

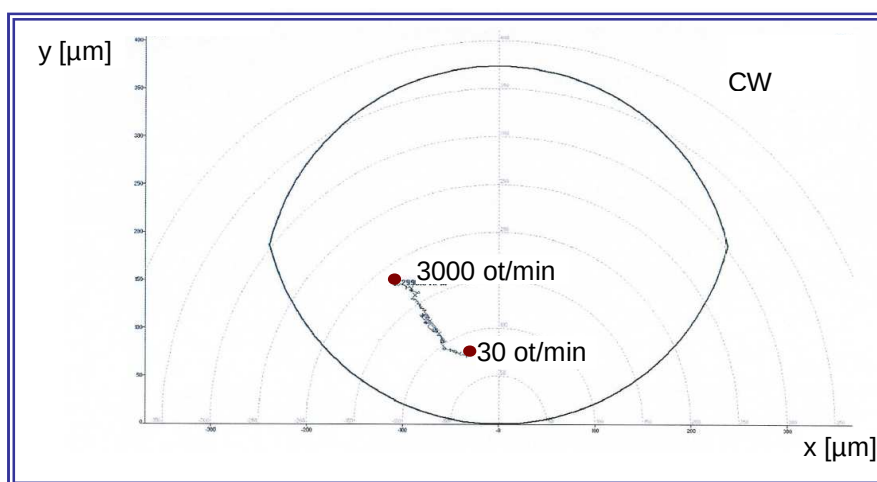
Některé firmy doporučují měření zvláštní veličiny, která se nazývá $S_{\max}$. Je to největší vzdálenost na orbitě od střední polohy hřídele. Její stanovení vyžaduje použití speciálního programového vybavení, které dodávají jen tyto firmy. Normy ISO se přiklání k metodě, založené na hodnocení větší ze dvou hodnot špička-špička. Bližší informace o veličině $S_{\max}$ viz ČSN ISO 7919-1.

2.4.3 Interpretace signálu ze sondy výchylky

Vzhledem k tomu, že sonda má předpětí a měří okamžitou vzdálenost mezi špičkou sondy a povrchem rotoru, dává vlastně dvě hodnoty - stejnosměrná složka odpovídá statické vzdálenosti špičky sondy a hřídele, střídavá složka odpovídá vibracím ve směru osy sondy. Obě tyto části informace mají svůj diagnostický význam a při měření se vyhodnocují.

Stejnoseměrná složka

Jak už bylo uvedeno dříve, běžně se používají dvě sondy výchylky umístěné na hřídeli s rozestupem 90° . Stejnoseměrné složky z obou takto umístěných sond se skládají. Výsledek odpovídá poloze středu čepu. Zavedený způsob znázornění této polohy je vidět na obr. 2.13. Obrysou křivkou je u válcových nebo segmentových ložisek kružnice. Tato křivka znamená vůli v ložisku, a ne celý otvor v ložisku. U ložisek s nestejnou vůlí ve směru horizontálním a vertikálním (například citrónové ložisko) program kreslí "škebli", která závisí na poměru vůlí. Při nulových otáčkách je poloha středu čepu znázorněna v nejnižším místě této křivky.

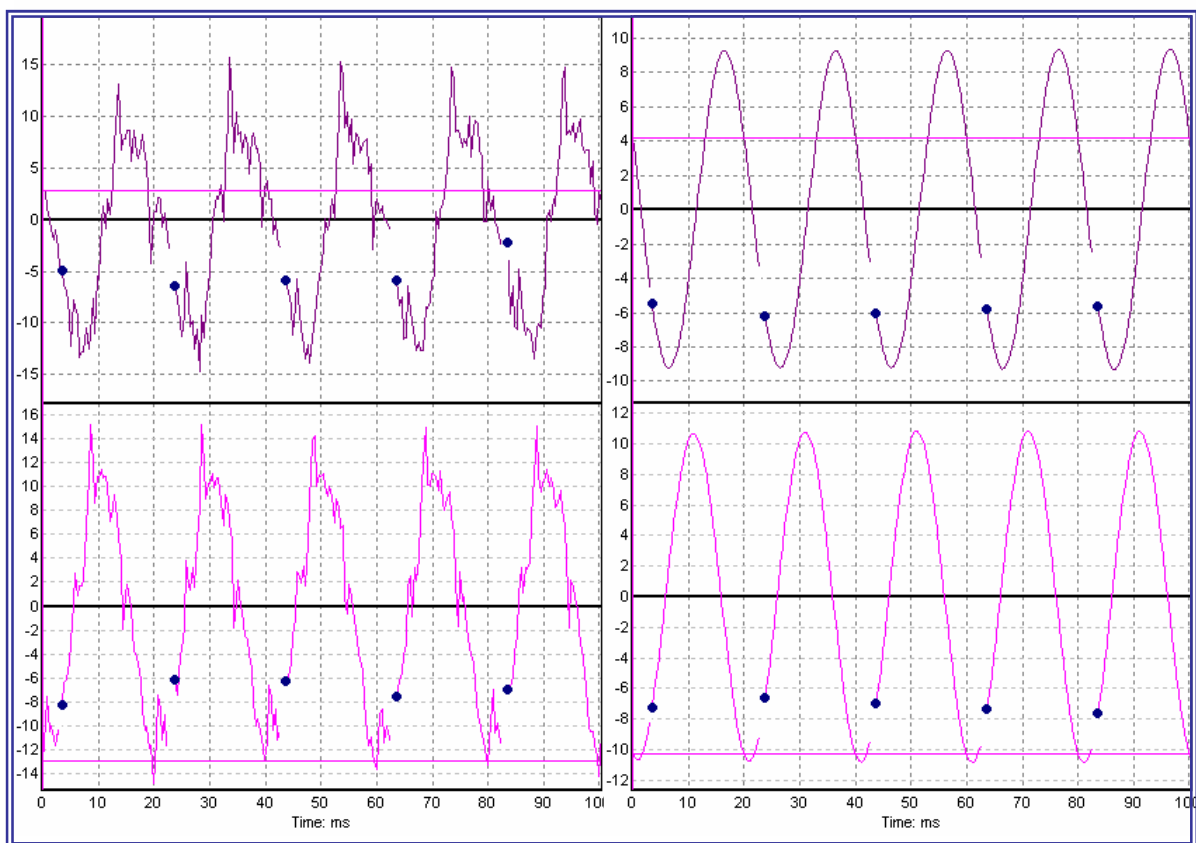


Obr. 2.13 - Znázornění polohy středu čepu

Na obr. 2.13 je znázorněna změna polohy středu čepu v citrónovém ložisku při zvyšujících se otáčkách, přitom směr otáčení hřídele je ve směru hodinových ručiček (anglické označení CW znamená "clockwise", případně proti směru otáčení hodinových ručiček CCW - "counter clockwise"). Znázorněný průběh odpovídá správně fungujícímu ložisku s dobře vytvořeným olejovým klínem.

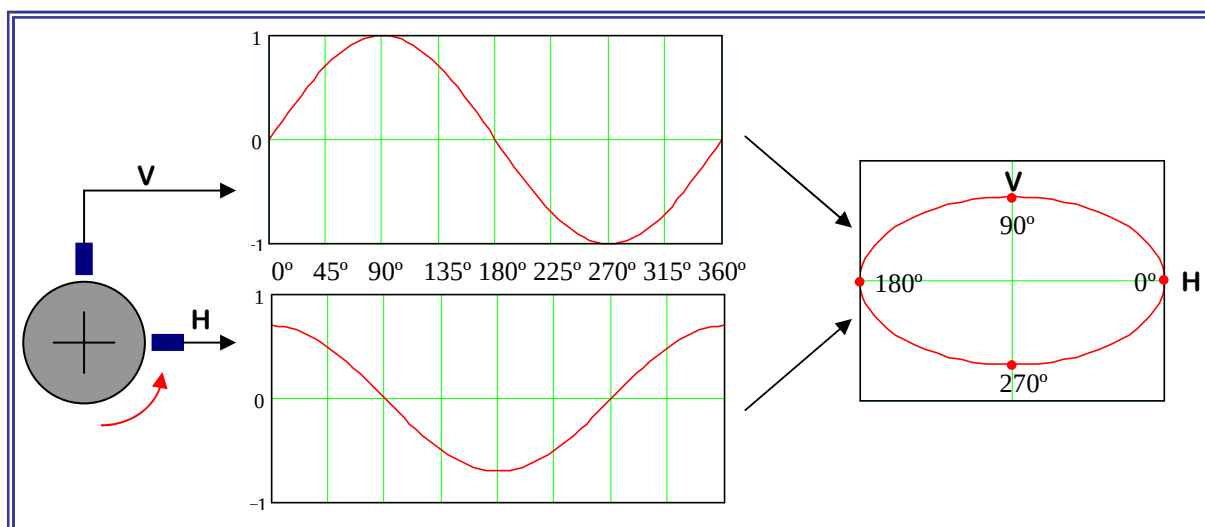
Střídavá složka

Po odstranění stejnosměrné složky získáme střídavou složku signálu. Na obr. 2.14 vlevo je nefiltrovaná střídavá složka signálu od sondy, která obsahuje i jiné frekvenční složky (a někdy také vliv škrábance na cílové ploše). Vpravo je signál vyfiltrovaný tak, že vidíme pouze střídavou složku. Obvykle se filtruje tak, že získáme signál s frekvencí otáčení. Při základním posuzování hřídelových vibrací obvykle pracujeme s touto složkou. Je možné i filtrování na harmonické násobky nebo okolo subharmonické složky (pokud existuje).



Obr. 2.14 - Nefiltrovaný (vlevo) a filtrovaný (vpravo) časový signál

Charakteristické pro hřídele rotačních strojů s klznými ložisky je to, že střed čepu se vychýlí z polohy za klidu, jak již bylo vysvětleno, ale tento střed není "klidný", koná precesní pohyb kolem své rovnovážné polohy. Znázornění tohoto pohybu získáme složením obou signálů. Na obr. 2.15 je znázorněno vytvoření obrazce složením dvou signálů (od dvou na sebe kolmých sond).

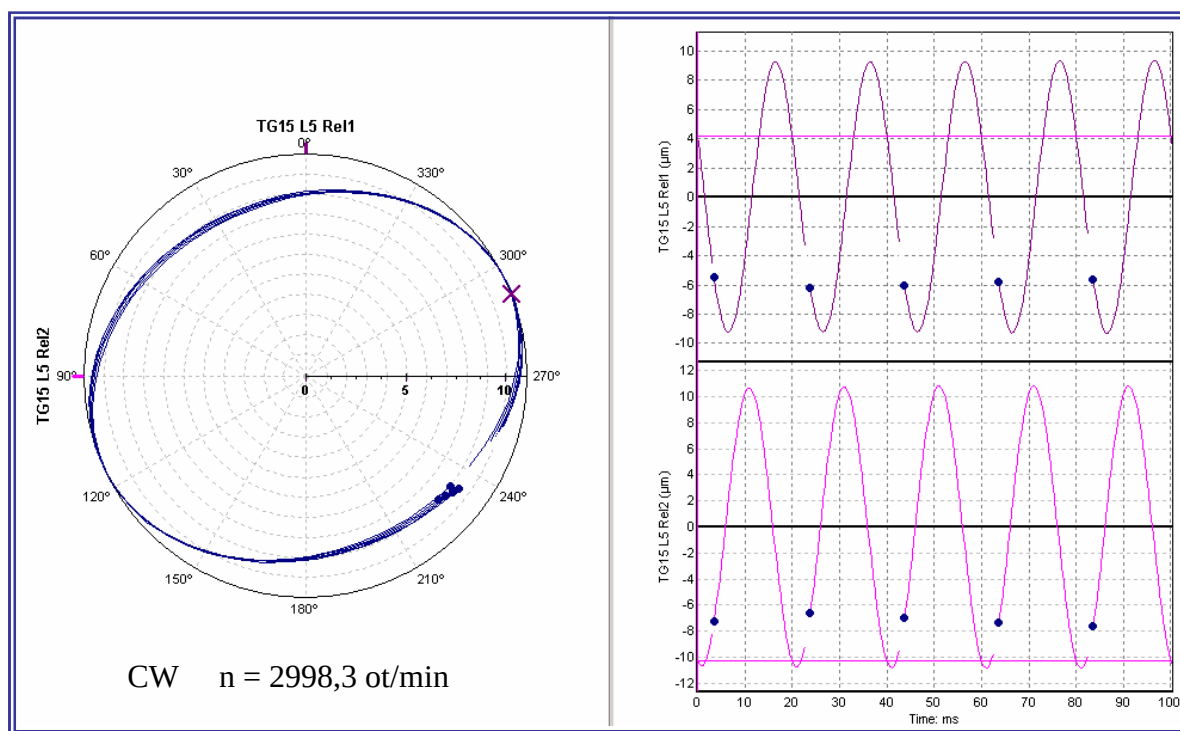


Obr. 2.15 - Princip vytvoření orbity

Poznámka: Ve fyzice se na osciloskopu pracovalo s Lissajousovými obrazci, které byly složitější, protože signály měly různou frekvenci. Vytvořený obrazec na obr. 2.15 má jeden závažný nedostatek – nedovíme se z něj, jestli vznikl:

- při pohybu kolem rovnovážné polohy, který je konán ve stejném směru, jako je směr otáčení hřídele; to nazýváme *souběžná precese*
- nebo při pohybu kolem rovnovážné polohy, který je konán v opačném směru, než je směr otáčení hřídele; to nazýváme *protiběžná precese*.

To má z hlediska mechaniky i diagnostiky velký význam, zejména s ohledem na namáhání hřídelů cyklickým zatížením, velikost kritických otáček apod. Proto se systém měření doplňuje o externí signál, odvozený od otáčejícího se hřídele. Měření se spouští na základě externí spouště - signálu od fázové značky (viz kap. 2.5.4.3). Obvykle se na orbitě vyznačí jako bod, od kterého orbita začíná a před jejím ukončením je prázdná mezera (viz obr. 2.16). Poznámka: Pro tuto značku se běžně používá termín *Keyphasor*, i když je to chráněná obchodní značka firmy Bently Nevada.



Obr. 2.16 - Orbita s vyznačenou fázovou značkou



Shrnutí pojmů

akcelerometr, velometr, snímač výchylky
setrvačná (referenční) hmota
citlivost snímače, frekvenční a dynamický rozsah snímače
celkové vibrace
trend
hřídelové vibrace



Otázky

1. Popište základní schéma a funkci analyzátoru.
2. Jaké snímače vibrací znáte?
3. Na jakém principu pracuje akcelerometr?
4. Jaké jsou zásady pro správné upevnění akcelerometru?
5. Jaká kritéria zavádí norma ČSN ISO 10816 pro hodnocení celkových vibrací?
6. Jaké jsou zásady pro správné zásady pro instalaci snímačů výchylky?
7. Jaká kritéria zavádí norma ČSN ISO 7919 pro hodnocení hřídelových vibrací?
8. V čem spočívá zásadní rozdíl při hodnocení vibrací měřených na skříni stroje a hřídelových vibrací?

3 ANALÝZA VIBRACÍ - FREKVENČNÍ ANALÝZA

Až dosud jsme se zabývali převážně časovou vlnou vibrací. Ukázali jsme si, jak hodnotit tuto vlnu pomocí jednoho čísla (efektivní hodnoty) jejím porovnáním s normou nebo sledováním vývoje (trendy). Existují metody pro analýzu samotné časové vlny a v případě některých poruch jsou velmi účinné. Není to ale nejčastější způsob, jak vibrace analyzovat. Mnohem častěji se používá tzv. *frekvenční analýza*.



Čas ke studiu: 10 hodin



Cíl: Po prostudování této kapitoly budete umět

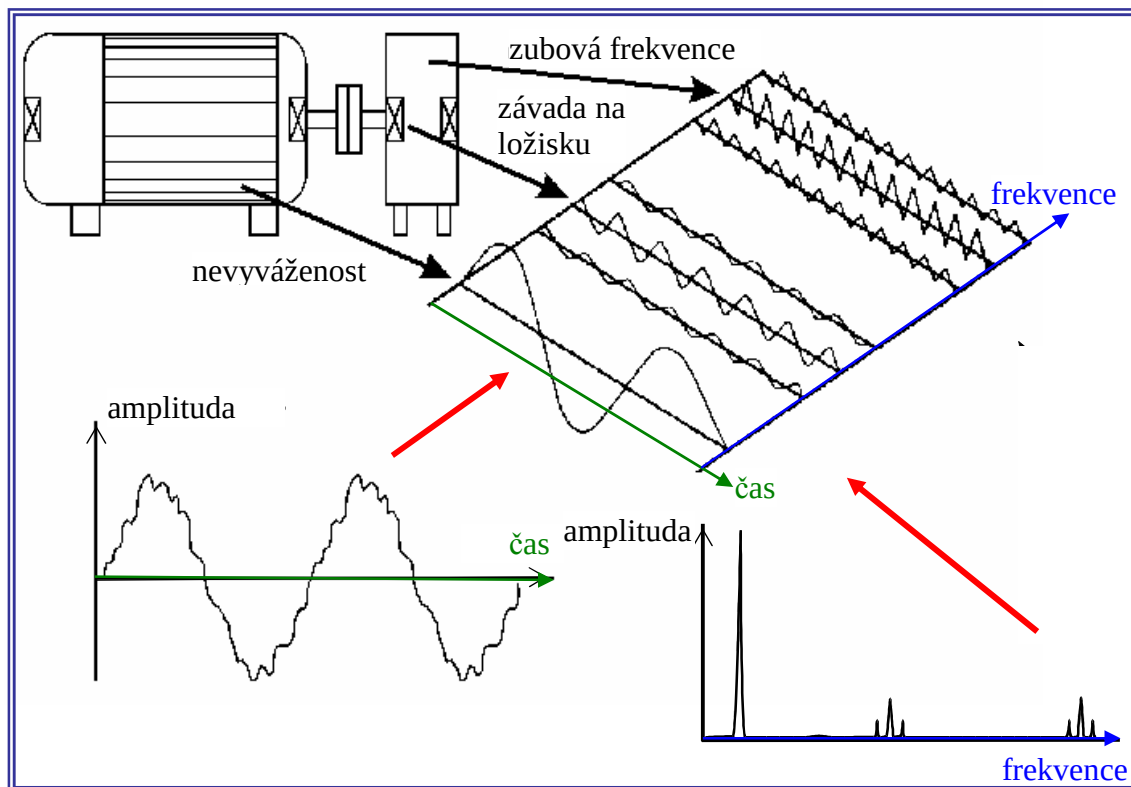
- + Popsat princip Fourierovy transformace signálu
- + Vyvarovat se chyb vyplývajících z nesprávné aplikace Fourierovy transformace
- + Definovat spektrum, amplitudu a fázi
- + Popsat, jaké diagnostické znaky lze vyčíst ze spektra vibrací.



Výklad

Základní úvaha, jak podrobněji analyzovat vibrace je znázorněna na obr. 3.1. Každá časová vlna se skládá z příspěvků od jednotlivých vibrujících částí, většinou s různými frekvencemi. Frekvenční analýza je nástroj, který je schopen tyto jednotlivé příspěvky přímo ukázat. Vhodné je srovnání s hudbou: Orchestr hraje se správnou hlasitostí ($\equiv$ celková hodnota vibrací je v mezích normy), ale některý nástroj může hrát falešně ($\equiv$ některá část stroje má problém). I když to neovlivní celkovou intenzitu, v hudbě to sluchem poznáme, zejména pokud známe skladbu. Stejně tak vibrační diagnostik pozná závadu stroje na základě frekvenčních složek, které se vyskytují ve vibračním *spektru*. O tom, jak lze z časové vlny získat spektrum, pojednává následující kapitola.

Frekvenční analýza se provádí pomocí Fourierovy transformace (rozkladu do Fourierovy řady). Všechny postupy spojené s frekvenční analýzou, o kterých bude dále pojednáno, jsou implementovány do analyzátorů, které ve vibrační diagnostice využíváme. Současné analyzátory jsou různých typů - provozní nebo laboratorní, jedno nebo vícekanálové, ale v principu pracují vždy stejně.



Obr. 3.1 - Princip frekvenční analýzy

3.1 Fourierova transformace

V matematice jste se učili, že funkce $\mathbf{x(t)}$, periodická v čase $\mathbf{T}$, může být vyjádřena jako nekonečná posloupnost:

$$\mathbf{x(t)} = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cdot \cos(n\omega t) + b_n \cdot \sin(n\omega t)] \quad ; \quad \omega = \frac{2\pi}{T} \quad (3.1)$$

Tento vztah znamená, že původní funkci $\mathbf{x(t)}$ lze složit z (nekonečně) mnoha sinusovek, které mají různé amplitudy a jejichž frekvence jsou násobky základní frekvence ω .

Koeficienty $\mathbf{a_n}$ a $\mathbf{b_n}$ jsou *Fourierovy* neboli *spektrální* koeficienty funkce $\mathbf{x(t)}$ a mohou být vypočteny pomocí vztahů:

$$a_n = \frac{2}{T} \cdot \int_0^T \mathbf{x(t)} \cdot \cos(n\omega t) dt \quad ; \quad b_n = \frac{2}{T} \cdot \int_0^T \mathbf{x(t)} \cdot \sin(n\omega t) dt \quad (3.2)$$

Pracujeme-li s naměřenými vibračními signály, považujeme funkci za periodickou v naměřeném intervalu $\mathbf{T}$, i když to většinou neodpovídá skutečnosti a je třeba dalších úprav signálu, abychom se nedopustili chyb (viz chyba únikem, kap. 3.3). Současné analyzátoři pro zpracování naměřených signálů nepracují se spojitou časovou vlnou, ale naměřený signál projde na vstupu do analyzátoru A/D (analogově/číslíkovým) převodníkem, který zaznamená časovou vlnu jako posloupnost $\mathbf{N}$ diskretních hodnot s pravidelnými časovými rozestupy v intervalu $\mathbf{T}$. Tomuto postupu se říká *diskretizace*. Diskretizovanou funkci $\mathbf{x(t)}$, která je

definována na množině $\mathbf{N}$ jednotlivých časových okamžiků $\mathbf{t}_k$ ($k=1, N$), můžeme napsat jako konečnou Fourierovu řadu:

$$x_k (= x(t_k)) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{N/2} \left(a_n \cdot \cos\left(\frac{2\pi n t_k}{T}\right) + b_n \cdot \sin\left(\frac{2\pi n t_k}{T}\right) \right) ; k = 1, N \quad (3.3)$$

Fourierovy koeficienty jsou často zobrazovány ve tvaru amplitudy $\mathbf{c}_n$ a fáze ϕ_n :

$$c_n (= X_n) = \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \quad \text{a} \quad \phi_n = \arctg\left(-\frac{b_n}{a_n}\right) \quad (3.4)$$

Potom se dá konečná Fourierova řada zapsat jako:

$$x_k (= x(t_k)) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{N/2} \left(c_n \cdot \cos\left(\frac{2\pi n t_k}{T} + \phi_n\right) \right) \quad (3.5)$$

Tento tvar Fourierovy transformace se nazývá *diskrétní Fourierova transformace* (DFT - Discrete Fourier Transform). Vzniklé Fourierově řadě, tedy množině sinusovek, ze kterých je možné složit původní časovou vlnu, říkáme ve vibrační diagnostice (a nejen v ní) *frekvenční spektrum*. Fourierovou transformací tedy převádíme původní informaci o vibracích z časové oblasti, kde jsou jednotlivé jevy promíchány, do frekvenční oblasti, ve které je každý fyzikální jev (nevyváženost, poškozené ozubení apod.) reprezentován samostatnou sinusovkou odpovídající frekvence (*frekvenční* neboli *spektrální čarou*).

Platí základní vztah mezi délkou vzorku $\mathbf{T}$, počtem diskrétních hodnot $\mathbf{N}$, *vzorkovací* (neboli *digitalizační*) *frekvencí* $\mathbf{f_s}$ a rozsahem a *rozlišením* frekvenčního spektra. Rozsah spektra je $0\text{--}f_{\max}$, kde $\mathbf{f_{\max}}$ je *Nyquistova frekvence* a rozlišení čar ve spektru je $\Delta\mathbf{f}$:

$$\Delta f = \frac{1}{T} = \frac{f_s}{N} \quad (3.6)$$

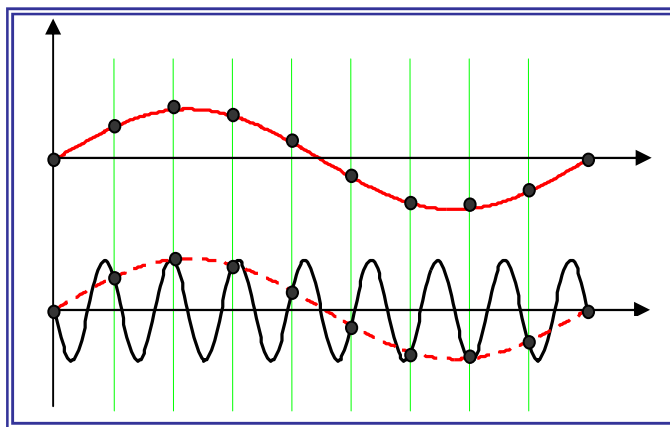
$$f_{\max} = \frac{f_s}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{N}{T} \quad (3.7)$$

V současných analyzátorech se používá algoritmus tzv. rychlé Fourierovy transformace (FFT - Fast Fourier Transform), kde $\mathbf{N}$ je celočíselnou mocninou čísla 2. Ve skutečnosti je horní frekvenční omezení spektra $\mathbf{f_{\max}}$ ještě o něco sníženo oproti teoretické hodnotě (např. pro $N=2^{11}=2048$ se nepoužije 1024 frekvenčních čar, ale pouze 800), což bude vysvětleno v následující kapitole.

Digitální Fourierova transformace má mnoho rysů, které, pokud nejsou správně ošetřeny, mohou vést k chybným výsledkům. Jsou důsledkem diskretizace (chyba typu aliasing) a nutnosti omezit délku časového signálu, resp. nerealistickým předpokladem, že naměřený úsek signálu délky $\mathbf{T}$ se periodicky opakuje (chyba úniku).

3.2 Chyba typu aliasing (chyba vzorkováním, stroboskopický efekt)

Princip stroboskopického efektu je názorně vidět na obr. 3.2. Mohli jste se s ním setkat například tehdy, když jste se dívali na film a viděli jste, že se kola (nejlépe to bývá vidět na kolech kočáru) točí nerealisticky pomalu nebo dokonce opačně, než odpovídá směru jízdy. Je to tehdy, když je vzorkovací frekvence příliš malá na to, aby reálně zachytila rychlý děj.



Obr. 3.2 - Princip chyby typu aliasing

Je-li vzorkovací frekvence f_s , pak signál frekvence f a signál frekvence $(f_s - f)$ jsou po diskretizaci nerozlišitelné. Nejvyšší frekvence $f_{\max}$, která může být ve spektru obsažena, je $f_s/2$. Část signálu, která má frekvenční složky nad $f_s/2$, se objeví zrcadlena v rozsahu $0-f_s/2$. Tyto vysokofrekvenční složky se tedy tváří, jakoby byly (*alias*) nízkofrekvenční a vytvoří se skutečnými nízkofrekvenčními složkami nerozlišitelnou směs.

Řešením tohoto problému je použití anti-aliasingového filtru (dolní propust se strmou sestupnou hranou), který složky vyšší než polovina vzorkovací frekvence z původního signálu odstraní. Filtr je analogové zařízení, které je nedílnou součástí současných analyzátorů. Musí být zařazen předtím, než je signál diskretizován. Charakteristika filtru bývá strmá, ale přesto ne úplně kolmá, a proto se ještě horní část spektra odstraňuje (typicky se odstraňuje frekvenční rozsah od $0,8 \cdot f_s/2$ do $f_s/2$). Z tohoto důvodu není výsledkem 2048 bodové transformace úplné 1024 čárové spektrum, ale používá se pouze prvních 800 čar. Požadavek na správnou vzorkovací frekvenci se dá také vyjádřit vztahem:

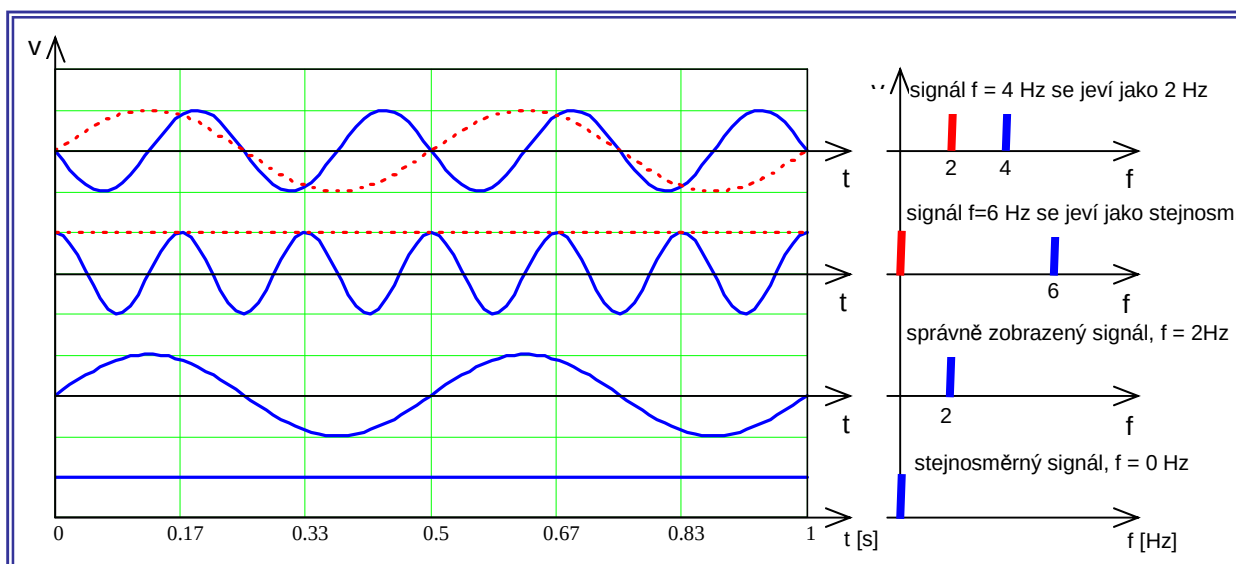
$$f_s = 2,56 \times f_{\max} \quad (2.8)$$

Na obr. 3.3 jsou znázorněny čtyři signály a jim odpovídající spektrální čáry při vzorkovací frekvenci $f_s = 6$ Hz. Modře jsou znázorněny spektrální čáry tak, jak odpovídají skutečné frekvenci signálu, červeně jsou zobrazeny čáry tak, jak by se ve spektru po Fourierově transformaci v důsledku chyby typu aliasing objevily, pokud by nebyl použit antialiasingový filtr. Zespoda nahoru:

- stejnosměrný signál
- signál s frekvencí $f = 2$ Hz
- signál s frekvencí rovnou vzorkovací frekvenci - tento signál se ve spektru jeví, jakoby to byl stejnosměrný signál

- signál s frekvencí $f = 4$ Hz, což je více než polovina vzorkovací frekvence. Ve spektru se jeví jako signál s frekvencí $f_s - f$ ($6 - 4 = 2$ Hz).

Pozn.: Frekvence na obr. 3.3 jsou zvoleny tak, aby bylo možné znázornit vzorkovací frekvenci 6 Hz (svislý rastr) a pochopit proces aliasingu. Je ale jasné, že v praxi se s tak nízkou vzorkovací frekvencí u měření vibrací nesetkáme. Běžné vzorkovací frekvence jsou v řádu spíše tisíců Hz.



Obr. 3.3 - Projevy aliasingu ve spektru

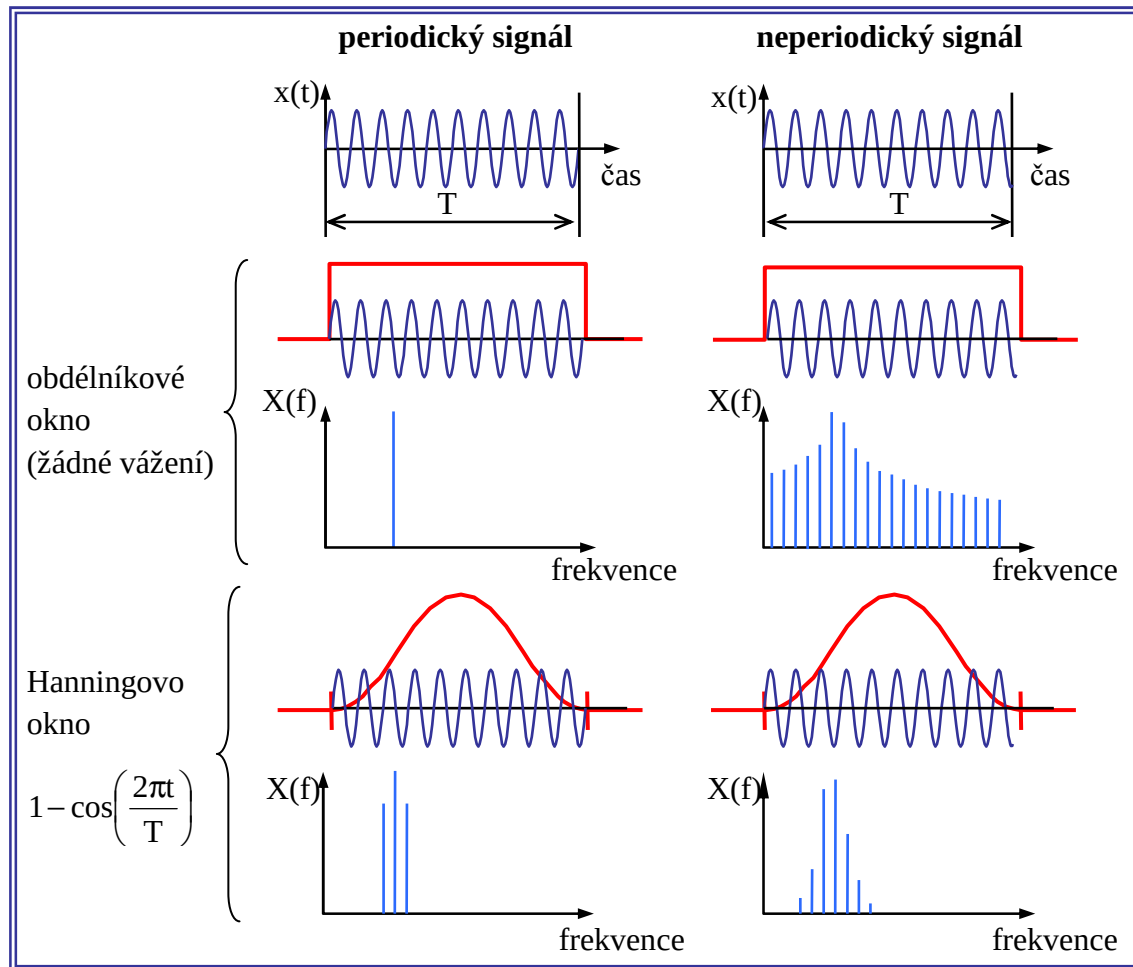
3.3 Chyba únikem (chyba typu leakage)

Fourierova transformace předpokládá periodickou funkci. Ale skutečné signály od vibrací mnohdy nemají výrazně vyznačenou periodu a ani jejich průběh v jednotlivých periodách není úplně stejný. Důsledkem této skutečnosti může být zkreslení spektra takového signálu, které se nazývá *únik* (*leakage*), pokud není signál vhodným způsobem upraven. K zamezení chyby únikem se používají *váhová okna*. Na původní signál se nahlíží jakoby přes okno vhodného tvaru (matematicky to znamená v časové oblasti konvoluci původního signálu a váhové funkce, ve frekvenční oblasti násobení původního signálu váhovou funkcí).

Na obr. 3.4 je ukázán princip vzniku chyby únikem a vhodné okno pro její potlačení. Pokud je signál vstupující do Fourierovy transformace periodický (myslí se periodický v rámci doby měření T , což na obr. 3.4 vlevo znamená, že do transformace vstupuje celočíselný počet period sinusovky), není třeba používat žádné váhové okno (v analyzátorech se nastavuje obdélníkové okno - RECTANGULAR, což ale fakticky znamená žádné okno). Výsledkem transformace je v případě jednoduché sinusovky jediná spektrální čára, což odpovídá skutečnosti. Jiná situace nastane, pokud signál vstupující do Fourierovy transformace periodický není (obr. 3.4 vpravo). Je vidět, že signál je vlastně stejný jako v případě vlevo, ale doba měření je jiná, a tím vznikne neperiodicita. V tomto případě se algoritmus transformace snaží namodelovat vzniklou nespojitost, a jediný způsob, jak to může udělat, je pomocí (nekonečně) mnoha dalších sinusovek. Výsledkem transformace tady není jediná spektrální čára s odpovídající frekvencí, ale energie "unikla" do mnoha spektrálních čar. Je zřejmé, že takové spektrum toho o původním signálu mnoho nevypovídá. Kromě toho se při více

"rozmáznutých" čarách ve zvýšeném prahu mohou schovat významné diagnostické informace (např. slabý signál od valivých ložisek).

Aby se předešlo chybě únikem, používáme při měření ustálených signálů tzv. *Hanningovo okno*. Jde o to, aby byl signál na svých koncích potlačen k nule, čímž se odstraní nespojitosti a signál se více blíží skutečnému periodickému signálu. Výsledek použití Hanningova okna vidíte na obr. 3.4 dole. V případě, kdy signál byl periodický, se sice výsledek zhorší (místo jedné spektrální čáry jsou tři), ale v případě neperiodického signálu se výsledek podstatně zlepšil - spektrálních čar je jen několik.



Obr. 3.4 - Vliv periodicity signálu a vliv váhových oken na chybu únikem

Kromě v diagnostice nejčastěji používaného Hanningova okna a už zmíněného obdélníkového okna se používají i další typy oken:

- okno s *plochým vrchem* (FLAT TOP) - Používá se pro kalibraci snímačů, nezkrsluje amplitudu (Hanningovo okno amplitudu signálu mírně zmenší, což ale v provozních měřeních není na závadu).
- *přechodové* okno (TRANSIENT) - Je to obdélníkové okno, které ale trvá kratší dobu než je doba měření. Používá se pro krátce působící signály, např. pro rázové buzení.
- *exponenciální* okno - Používá se pro měření odezvy způsobené rázovým buzením.

Podrobnější informace o vztahu typu signálu a váhového okna k chybě únikem se dozvíte v předmětu Experimentální modální analýza v průběhu dalšího studia.

3.4 Nastavení analyzátoru

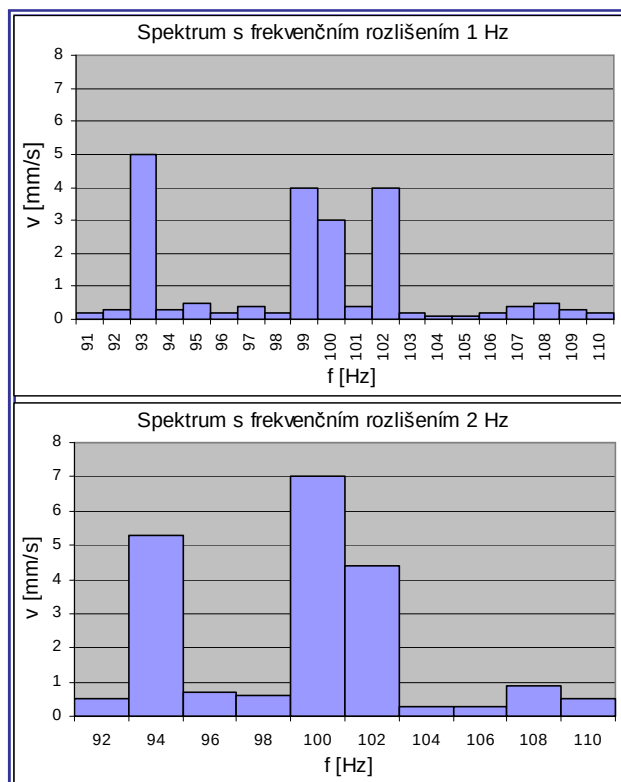
Algoritmus rychlé Fourierovy transformace je implementován ve všech současných analyzátoch vibrací, takže není nutné, aby jej uživatel podrobně ovládal. Je však nutné znát základní principy, aby byl schopen se vyvarovat chyb a nastavit co nejefektivněji parametry transformace i další parametry měření, a to:

- frekvenční rozsah (0 až $f_{\max}$, případně zoom $f_{\min}$ až $f_{\max}$)
- počet spektrálních čar
- počet průměrů
- typ průměrování
- míra překrytí
- typ spouště

O frekvenčním rozsahu už bylo pojednáno dříve. Nyní si probereme další parametry FFT. Připomeneme, že naměřená data se po navzorkování A/D převodníkem ukládají do vyrovnávací paměti (*bufferu*), odkud si je FFT procesor podle potřeby bere (viz schéma analyzátoru na obr. 2.1).

3.4.1 Počet spektrálních čar

Volba počtu čar ovlivňuje frekvenční rozlišení, to znamená rozlišení případných blízkých frekvencí. Vhodnější je uvažovat o frekvenčních čarách jako o "sloupečcích" – vše, co padne do daného sloupečku, se podílí na jeho velikosti, ale v rámci sloupečku se jednotlivé frekvenční složky nedají rozlišit. Na obr. 3.5 je znázorněno totéž frekvenční spektrum s jemnějším (nahore) a hrubším (dole) frekvenčním rozlišením.



Obr. 3.5 - Vliv frekvenčního rozlišení na zobrazení spektra

Je vidět, že při hrubším frekvenčním rozlišení nebudou správně zobrazeny dvě výrazné frekvenční složky na 99 Hz (dvojnásobek otáčkové frekvence) a na 100 Hz (elektrické síly). Při rozhodování, jaké frekvenční rozlišení při nastavování parametrů FFT zvolíme, musíme vzít v úvahu, jak blízké frekvence se ve spektru mohou vyskytovat, aby bylo možné je od sebe odlišit.

3.4.2 Počet průměrů a typ průměrování

Vzhledem k tomu, že měřený vibrační signál není deterministický, ale má pravděpodobnostní charakter, je při měření vibrací více než u jiných typů měření potřeba signál průměrovat, abychom diagnostické posouzení zakládali na spolehlivých datech. Obecně platí, že čím proměnlivější je signál a čím více je kontaminován šumem, tím více vzorků signálu je třeba použít.

Většina aplikací ve vibrační diagnostice používá *průměrování ve frekvenční oblasti*. Princip spočívá v tom, že se průměrují spektra, která vzniknou Fourierovou transformací naměřeného časového úseku. Analyzátor obvykle nabízí několik typů tohoto průměrování:

- ♦ *lineární (aritmické)*, při kterém mají všechna měření stejnou váhu
- ♦ *exponenciální*, při kterém mají větší váhu novější měření
- ♦ *s držením špičky* - neprůměruje se, ale uchovávají se maximální špičkové hodnoty na jednotlivých spektrálních čarách

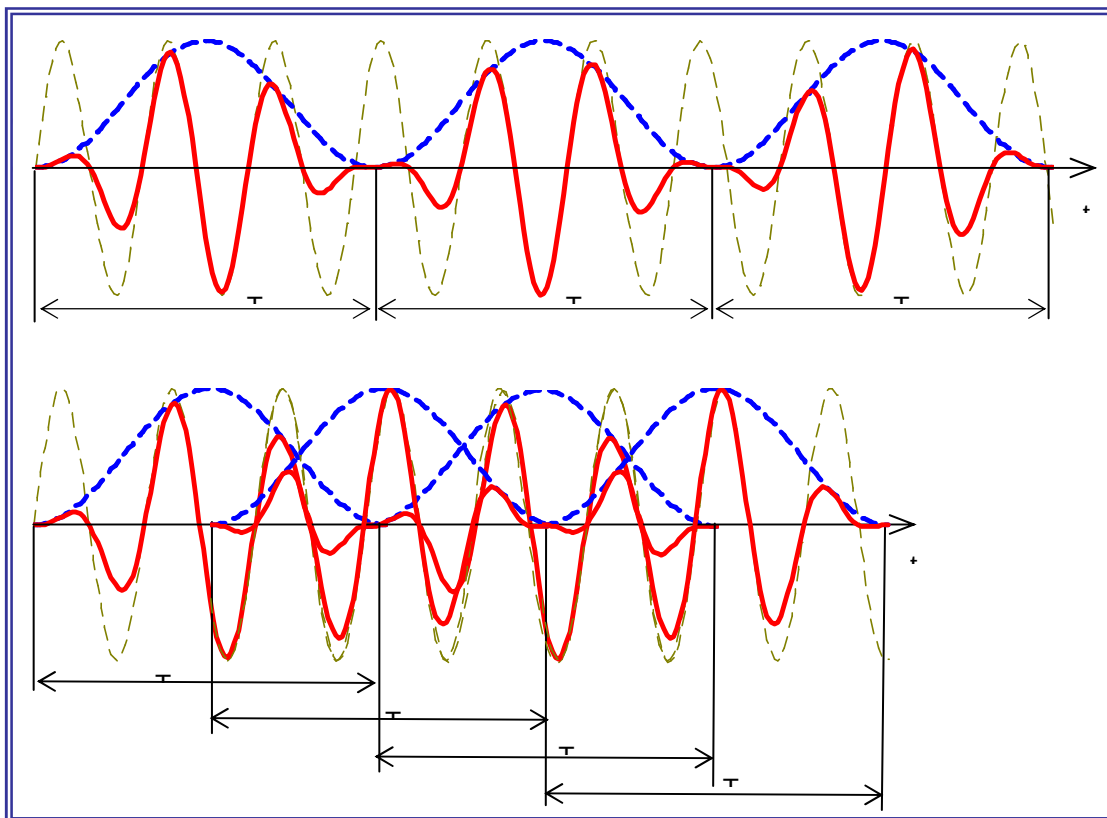
Dalším parametrem zadávaným v analyzátoru je *počet průměrů*. U ustálených dějů se obvykle používá 4-8 průměrů, ale je vhodné postupovat tak, že nastavíme nejdříve větší množství průměrů a sledujeme, odkdy je získané spektrum stabilní a už se nemění. Podle toho pak počet průměrů nastavíme. U přechodových dějů, např. u rozběhu nebo doběhu, se dá použít průměrování s držením špičky a velký počet průměrů, aby byl zachycen celý přechodový děj.

Dále je možno v analyzátoru nastavit, zda bude průměrování:

- ♦ *průběžné (CONTINUOUS)*, při kterém měření běží stále, aktuální spektrum je vždy určeno ze zadaného počtu průměrů, ale starší měření se zapomínají a nahrazují novými
- ♦ *s konečným počtem průměrů (FINITE)*, při kterém se po spuštění měření získá spektrum ze zadaného počtu průměrů a měření se ukončí

Posledním zadávaným parametrem je *míra překrytí (OVERLAP)*. Jde o způsob, jakým vstupují do analýzy vzorky měřeného spojitého časového signálu. Je-li doba zpracování signálu v analyzátoru menší, než délka časového vzorku, je možné průměrovat s překrytím. Překrytí znamená, že pro zpracování FFT nebereme zcela novou část časového signálu, ale zahrneme i část předchozího úseku. Historicky to znamenalo zkrácení výpočtu průměrné FFT (byly pomalé procesory). V současnosti spíše převládá úvaha, znázorněná na obr. 3.6, že při aplikaci Hanningovo okna vypadne ze zpracování významná část signálu na začátku a na konci doby měření, takže překrytí vlastně neznamena snížení statistického významu výsledku,

ale znamená spíše to, že použijeme měřený signál hodnověrně. Na obr. 3.6 je slabou čarou znázorněn skutečný signál, modrou čárkovanou čarou Hanningovo okno a červenou čarou signál, který vstupuje do transformace. Nahoře je znázorněno průměrování bez překrytí, dole s překrytím 50%. Je vidět, že signál vstupující do transformace při průměrování s překrytím je původnímu signálu bližší. Co se týče doby měření, trvalo by například při použití 6 průměrů a délce jednoho vzorku $T=1\text{s}$ bez překrytí 6 sekund, zatímco při průměrování s 50% překrytím pouze 3,5 sekundy.



Obr. 3.6 - Průměrování bez překrytí (nahore) a s 50% překrytím (dole)

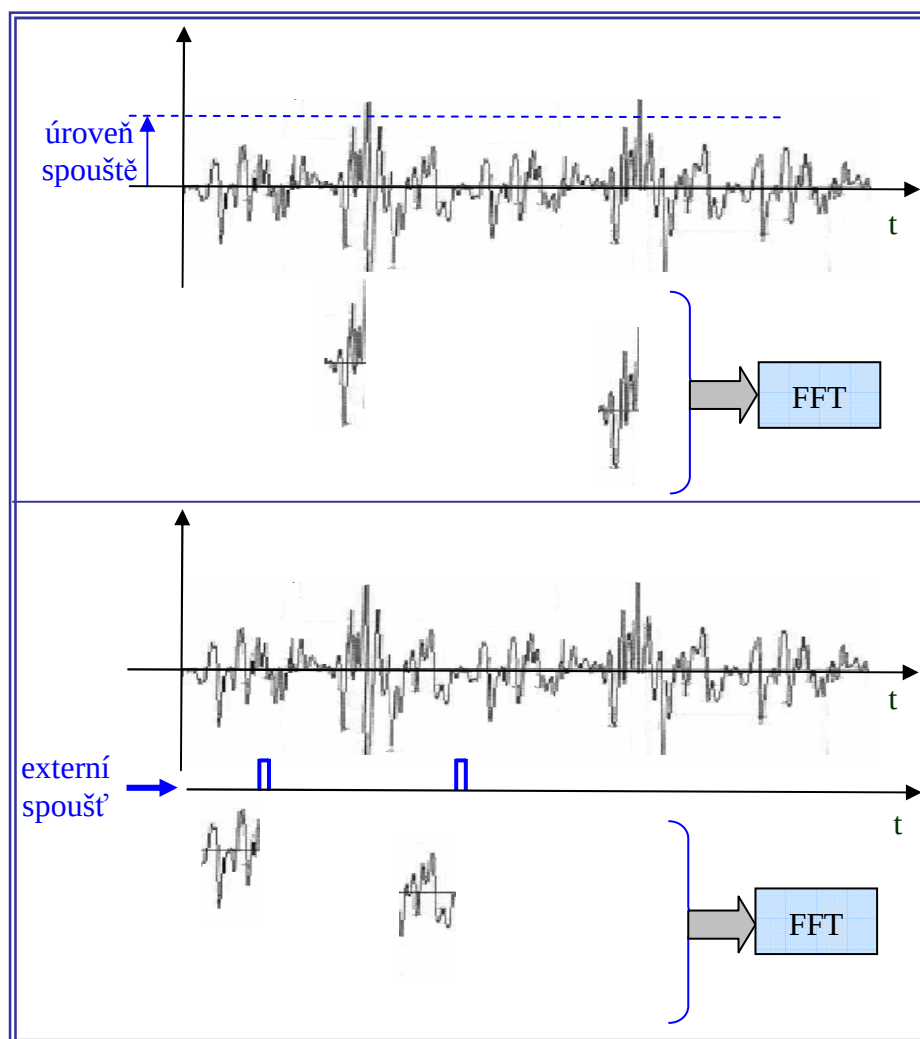
Průměrovat lze i v časové oblasti, tedy před provedením FFT. O tomto typu pojedná kapitola 3.4.4. Abychom se jím mohli zabývat, musíme se nejdříve seznámit s tzv. spouští, tedy se způsobem spouštění měření.

3.4.3 Spouštění měření

Při nastavování parametrů musíme také zadat, jak analyzátor pozná, že má sejmout časový úsek signálu. Nabízí se tři možnosti:

- ♦ *bez spouště* (FREE RUN) - První časový úsek se nabírá ihned po startu měření a další ihned po zpracování předchozího úseku (nebo v závislosti na míře překrytí).
- ♦ *vnitřní spoušť* (INTERNAL) - Start snímání časového úseku se odvozuje od průběhu měřeného signálu (viz obr. 3.7 nahore). Nastavuje se:
 - velikost signálu, při které se snímání spustí (např. jako 10% maxima)
 - zda se jedná o náběžnou nebo sestupnou hranu signálu

- časový posun. To znamená, že při zachycení požadované úrovně signálu se vezme do zpracování úsek se začátkem několik milisekund před tím, než k tomu došlo (běžně TIME DELAY = -20 ms). Je to umožněno tím, že měřený signál je průběžně ukládán do vyrovnávací paměti (bufferu).
- ♦ *vnější spoušť* (EXTERNAL) - Start snímání časového úseku je určen nějakou vnější událostí (viz obr. 3.7 dole). Může to být ruční spuštění, ale nejčastěji jde o signál od tzv. *fázové značky* (key phasor). Jde o to, že na hřídeli je značka, která je snímána *sondou fázové reference* (např. fotosondou) a která zaručí, že měření se spustí vždy ve stejné poloze hřídele, tedy tehdy, když analyzátor dostane informaci o tom, že fotosonda zachytila značku.



Obr. 3.7 - Vnitřní a vnější spoušť

Ještě je třeba poznamenat, že úvahy o překrytí při průměrování, tak jak byly uvedeny v kapitole 3.4.2, se týkají pouze případů, kdy analyzátor pracuje v režimu bez spouště.

3.4.4 Časově synchronní průměrování

Kromě běžného průměrování ve frekvenční oblasti, tedy průměrování spekter po provedení Fourierovy transformace každého časového vzorku, je možné použít také

průměrování v časové oblasti. V tomto případě jsou průměrovány přímo jednotlivé časové úseky a teprve pro výsledný průměrovaný časový úsek se počítá spektrum. Tento postup má smysl jen tehdy, když se pro vzetí úseku časového signálu použije spouštěcí signál (trigger), který je obvykle externí, odvozený z pohybu stroje (u rotačních strojů obvykle od otáčení hřídele).

Velká výhoda časově synchronního průměrování je to, že po dostatečném počtu průměrů (50 až 100) vymizí ze signálu nesynchronní části signálu. Jinými slovy – vymizí vše, co nesouvisí s otáčením daného měřeného stroje, například signály od vibrací sousedních strojů nebo od částí soustrojí za převodovkou apod. Totéž může být ale nevýhodou, když na daném stroji existují nesynchronní děje, jako např. samobuzené kmitání kluzného ložiska, rotující vír u kompresorů apod. Proto je vhodné časově synchronní průměrování použít až při detailní analýze a takto získané spektrum porovnávat se spektrem, získaným při aritmetickém průměrování.

3.5 Metody analýzy spektra

Cílem diagnostiky je ověřit stav soustrojí a z odchylek od očekávaného stavu usuzovat na vznikající závadu stroje. K tomu nám dobře poslouží spektra získaná Fourierovou transformací časového záznamu vibrací. Kromě měření vibrací a sledování naměřených veličin je však třeba znát i další údaje o stroji:

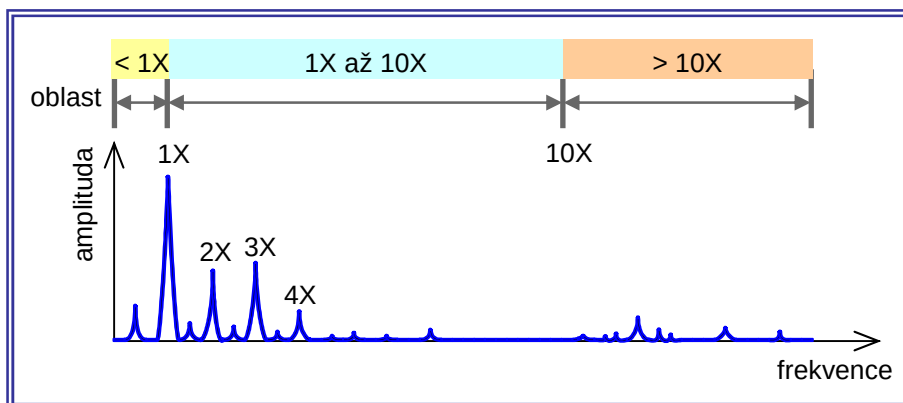
- ♦ základní technické údaje (výkon, provozní otáčky, počty lopatek, počty zubů ...)
- ♦ historii provozu (odstávky, provozní režimy ...)
- ♦ historii údržby (běžné opravy, generální opravy, mazání ...)
- ♦ poruchy v minulosti

3.5.1 Významné frekvence

Abychom dovedli ze spektra vyčíst informace o stroji, musíme vědět, jaké frekvence se v naměřeném spektru pravděpodobně vyskytnou (otáčkové, zubové, od průchodu lopatek, ložiskové...). Spektrum obvykle obsahuje řadu diskrétních čar a někdy i oblasti zvýšeného šumu. Je vhodné rozdělit si spektrum na části, ve kterých se vyskytují různé příznaky:

- ♦ Obvykle začneme vyznačením otáčkové frekvence hřídele, pro kterou se používá označení **1X**.
- ♦ Dále vyznačíme celé násobky otáčkové frekvence (2X, 3X ...), kterým říkáme také *harmonické násobky*.
- ♦ Spektrum si rozdělíme na 3 hlavní části (viz obr. 3.8):
 - **oblast pod frekvencí otáčení** - Tato oblast se nazývá *subsynchronní* a pokud se v ní vyskytnou špičky, jsou obvykle nebezpečné (např. víření oleje v ložisku).
 - **oblast do desetinásobku frekvence otáčení** - oblast nízkofrekvenčních událostí souvisejících s otáčkami. Zde se obvykle vyskytují příznaky všech základních mechanických závad – nevyváženost, nesouosost, uvolnění atd.

- **oblast nad 10X** - oblast vysokofrekvenčních událostí. Zde jsou příznaky závad valivých ložisek, ozubení apod.

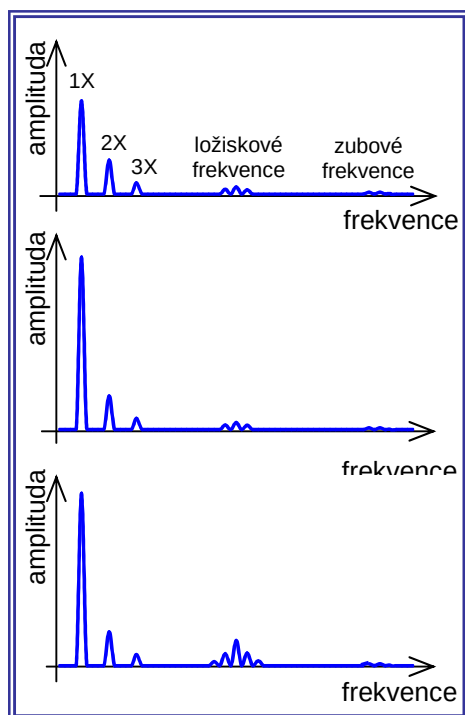


Obr.3.8 - Rozdělení spektra na významné oblasti

3.5.2 Referenční spektrum a sledování změn

Obvyklý postup práce se spektry je takový, že se u soustrojí v dobrém provozním stavu, tzn. u nového stroje nebo stroje po opravě, kdy se usuzuje, že pracuje bez závad, se v každém monitorovaném bodě změří tzv. *referenční spektrum* (*baseline spectrum*), které se při následujících kontrolách porovnává s naměřenými spektry.

Na obr. 3.9 je nahoře příklad referenčního spektra, pod ním je příklad situace, kdy došlo ke změně základní harmonické složky 1X (frekvence otáčení) a ta je nyní významně vyšší než normální. To ukazuje, že signál vibrací se cyklicky mění jednou za otáčku hřídele. Typickou příčinou bývá nevyváženost nebo nesouosost. Na posledním spektru dole se kromě zvýšené složky 1X ještě zvýšily špičky od frekvencí závad valivých ložisek, což ukazuje na to, že problém na 1X způsobil poškození ložiska.



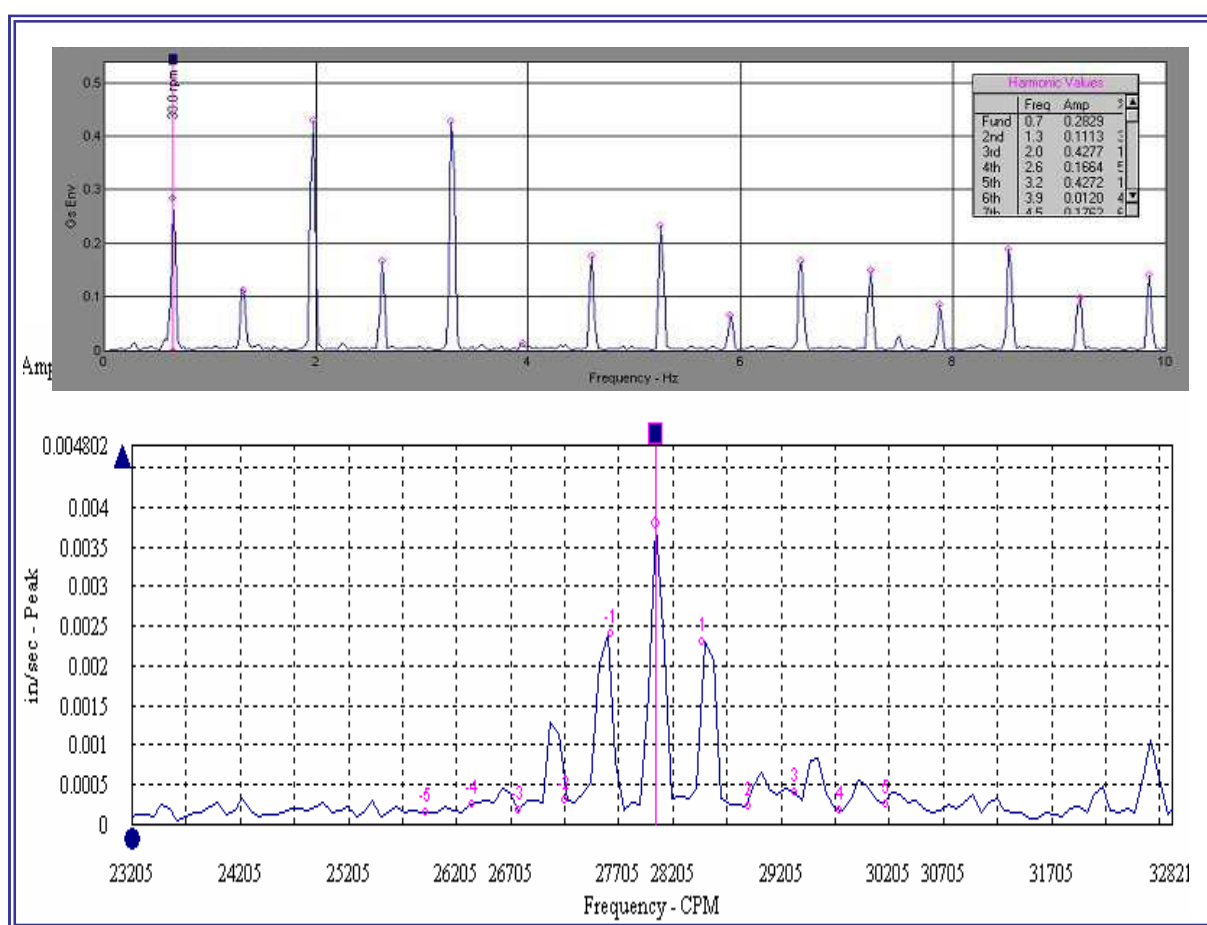
Obr. 3.9 - Referenční spektrum a vývoj spektra při rozvoji závady

3.5.3 Speciální typy kurzorů

Pro usnadnění práce se spektry nabízejí programy pro zpracování naměřených dat různé diagnostické pomůcky (např. speciální typy kurzorů) a různé způsoby zobrazení naměřených spekter.

Pro identifikaci harmonických násobků lze použít *harmonický kurzor*, který označí všechny násobky frekvence, která je označena základním kurzorem. Většinou se harmonický kurzor používá pro označení násobků otáčkové frekvence (viz obr. 3.10 nahoře).

V případě, že se v signálu vibrací vyskytují dvě složky s různými frekvencemi, které pocházejí z různých zdrojů, dochází k jejich modulaci (například frekvence otáčení a frekvence závady ložiska). Modulace se ve spektru objeví jako řada postranních pásem (viz obr. 3.10 dole), která se dají určit pomocí *kurzoru pro postranní pásma* (SIDE BAND).



Obr. 3.10 - Příklad použití harmonického kurzoru (nahore)
a kurzoru pro postranní pásma (dole)

Užitečným nástrojem pro zjištění modulovaných frekvencí projevujících se ve spektru jako postranní pásma je schéma uvedené na obr. 3.11. Zde jsou dvě základní frekvence f_1 a f_2 a jejich kombinace, které se při modulaci mohou ve spektru vyskytnout. Některé programy počítají tyto kombinace a tím usnadňují práci diagnostika. Je vhodné si na toto schéma vzpomenout, kdykoli je ve spektru podezřele mnoho vysokých frekvenčních špiček, které spolu zdánlivě nesouvisí.

frekvence postranních pásem		centrální frekvence	frekvence postranních pásem		úroveň harmonických	
		0	f_2-f_1		0	
$2f_1-f_2$	f_1	f_2	$2f_2-f_1$		1	
$3f_1-f_2$	$2f_1$	f_1+f_2	$2f_2$	$3f_2-f_1$	2	
$4f_1-f_2$	$3f_1$	$2f_1+f_2$	f_1+2f_2	$3f_2$	$4f_2-f_1$	3

Obr. 3.11 - Kombinace frekvencí ve spektru při modulaci

3.5.4 Kaskádové diagramy

Další pomůckou diagnostika pro rychlé vizuální porovnání spekter jsou kaskádové diagramy (CASCADE, WATERFALL). Používají se dvojím způsobem:

- ♦ Pro porovnání spekter při ustáleném provozu za delší časové období (viz obr. 3.12 nahoře). Zřetelně jde vidět postupná nebo náhlá změna na některých frekvenčních složkách.
- ♦ Pro porovnání spekter při přechodovém ději – obvykle při rozběhu nebo doběhu stroje nebo při významné změně zatížení (viz obr. 3.12 dole). Tímto způsobem lze zjišťovat rezonanční frekvence soustrojí (především rotoru, rovněž se používá při kontrole rotoru na praskliny).

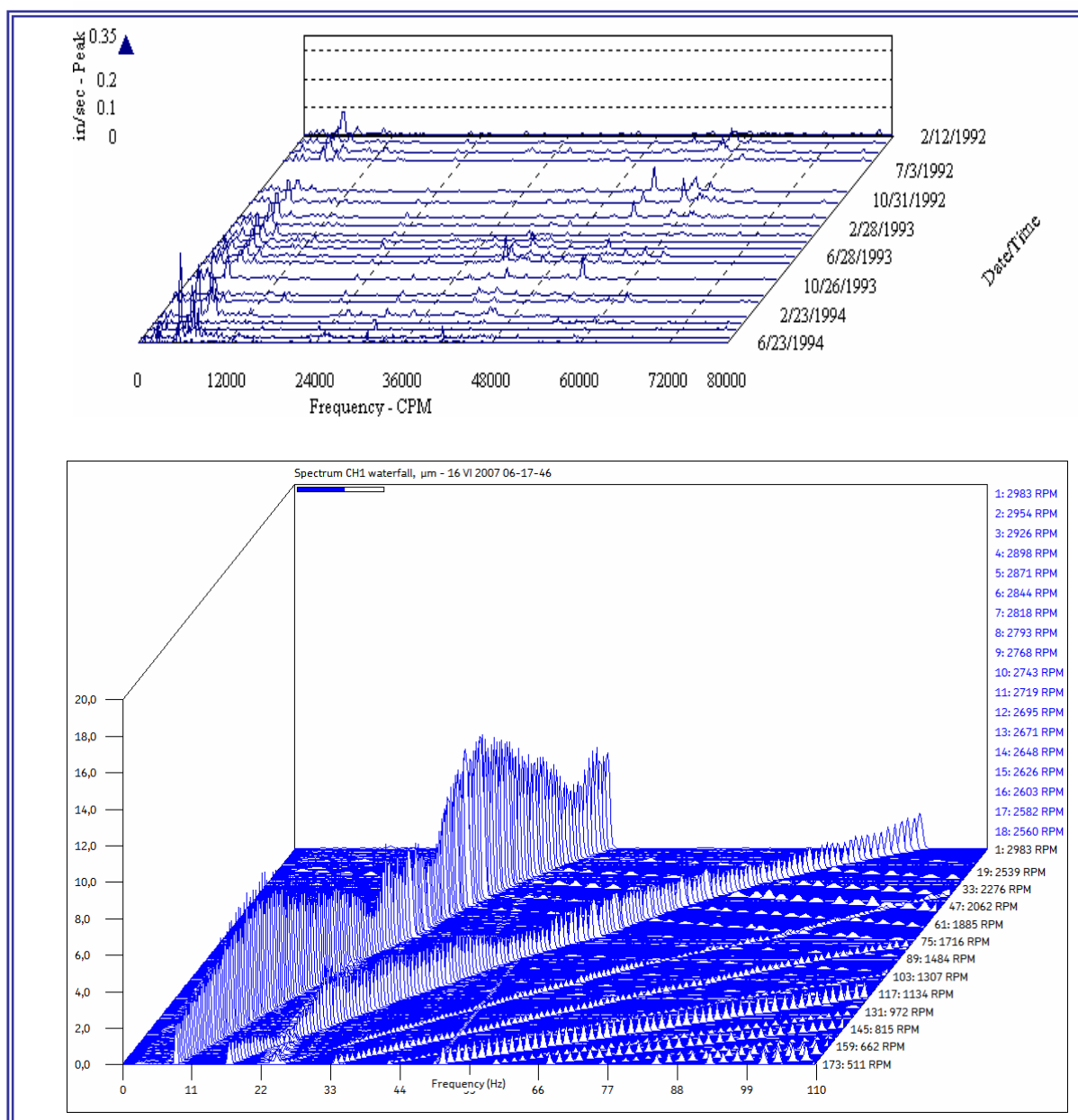
3.5.5 Fáze

Mechanické kmitání už umíme popsat pomocí frekvencí a amplitud na těchto frekvencích, a to vždy v daném měřeném bodě. Nyní se budeme zabývat další veličinou, která umožňuje posuzovat vzájemný pohyb bodů vůči sobě v čase. Tuto veličinu budeme nazývat *fáze*. Je to velmi významná veličina, která se používá zejména při detailní analýze detekovaného problému, tedy v etapě provádění vlastních diagnostických úvah.

Fáze má v diagnostice ovšem jiný význam, než v jakém byla používána v dynamice. V dynamice rozumíme pod pojmem fáze (vzpomeňte si na amplitudo-fázovou charakteristiku vynuceného kmitání) *fázové zpoždění* výchylky za budící silou.

V diagnostice se určuje fáze vůči nějakému externímu signálu (spoušti) a sama o sobě význam nemá. Diagnosticky významný je až *rozdíl fází* - buď mezi dvěma různými body na stroji nebo ve stejném bodě při různých provozních podmínkách.

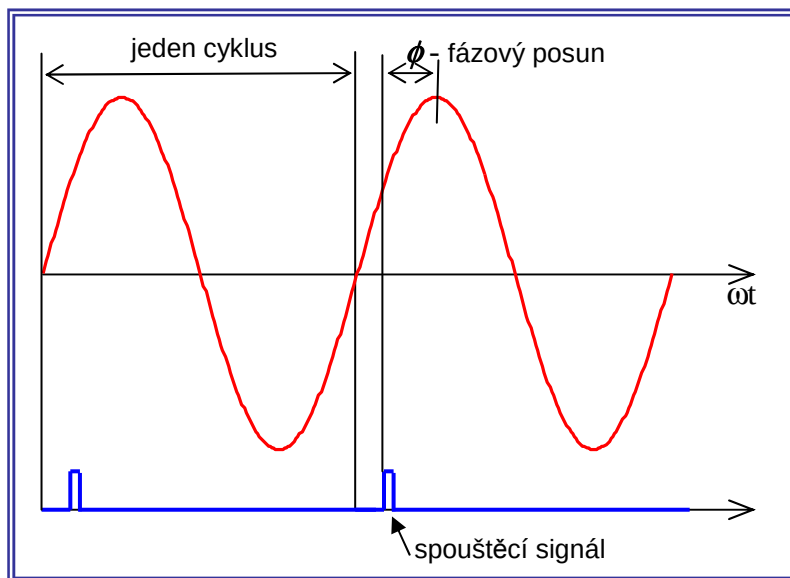
Aby bylo možné posuzovat vzájemné pohyby bodů vůči sobě, je nejvhodnější přidat referenční značku, vůči které se bude údaj o fázovém posunu vztahovat. Tato značka je stejná pro všechny měřené body. Už o ní byla řeč v kapitole 3.4.3 u externí spouště.



Obr. 3.12 - Kaskádové diagramy (nahore ustálený stav, dole doběh)

Fázový posun (zkráceně *fáze*) tedy udává, za jakou část cyklu od zaznamenání spouštěcího signálu dosáhne úroveň vibrací z daném měřeném místě maxima (viz obr. 3.13) a udává se ve stupních.

Poznámka: Ve zvláštních případech, kdy není možné takový externí referenční signál získat, se dá vyzkoušet jako spoušť signál některého měřeného bodu, ve kterém zjistíme dostatečně dobrý průběh signálu (bez rušení velkým šumem nebo jinými harmonickými složkami).



Obr. 3.13 - Znázornění fázového posunu na časové vlně

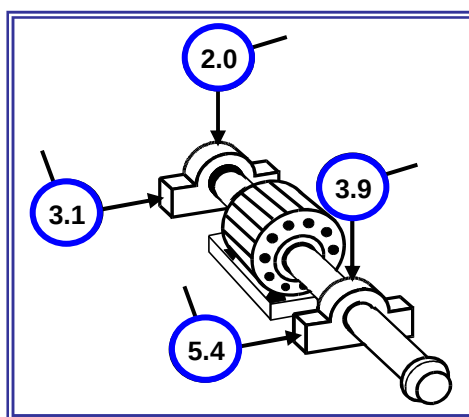
Častý způsob získávání referenčního signálu je použití *optické sondy*, což je zařízení, které vysílá světelný paprsek a přijímá odražený paprsek, který převádí na elektrický impuls. Tento přístup vyžaduje umístění reflexní značky na hřídel stroje. Stroj je tedy nutno před měřením zastavit a značku (proužek reflexní pásky) umístit - obvykle není možné předpokládat, že značka vydrží dlouho, protože při provozu dochází k jejímu zanesení prachem nebo olejem (nejčastěji obojím).

Optické sondy jsou vyráběny v různých provedeních a cenových relacích. Levnější sondy používají infračervený paprsek, jsou omezeny malým dosahem (někdy jen cca 0,2 m), menší citlivostí i malou odolností na rušivé vlivy. Dražší laserové sondy mají podstatně větší dosah (i několik metrů), což je výhodné zejména u hůře dostupných strojů.

Poznámka: Před každým měřením je nutné fotosondu znovu ustavovat. V důsledku nepřesnosti ustavení je obtížné předpokládat dobrou spolehlivost takového měření fáze pro účely monitorování (zjišťování odchylek). Proto se tento způsob hodí spíše pro jednorázové diagnostické měření. Často se tento způsob používá při provozním vyvažování.

Dalším způsobem, jak získat referenční signál, je použít *bezdotykovou sondu* na vířivé proudy, která se normálně používá pro měření vibrací hřídelů, v kombinaci s drážkou nebo výstupkem na hřídeli. Obvykle je tato sonda namontována na stroji trvale, což poněkud zvyšuje náklady. Na druhé straně je tento způsob nejvhodnější pro účely monitorování, protože měření není zatíženo náhodnou odchylkou, způsobenou opakovaným uchycováním sondy, jako je tomu v předchozím případě.

Informace o fázi se často ve schématech strojů zobrazuje jako poloha hodinové ručičky na ciferníku hodin, což je často názornější než vyjádření číslem. Na obr. 3.14 je schéma stroje s vyznačením čtyř měřících míst a naměřených hodnot. V kolečku jsou hodnoty rychlosti vibrací v mm/s, čárky zobrazují hodnotu fáze. Tento příklad naznačuje, že na stroji byla diagnostikována statická nevývaha (viz kap. 4.1.3) - hodnoty fáze na obou ložiscích jsou stejné, horizontální a vertikální směr má rozdíl fází přibližně 90°.



Obr. 3.14 - Naměřené hodnoty vibrací včetně vyznačení fáze

Využití informace o fázi významně napomáhá diagnostikovat jednotlivé typy závad strojů. Podrobně budou jednotlivé závady včetně fázových poměrů probrány v kapitole 4.

3.5.6 Použití analýzy spekter a fáze pro diagnostiku problémů strojů

Jestliže vibrace při monitorování stavu překročí předem nastavené poplachové meze pro celkové vibrace nebo pro spektrální pásma, je nutné diagnostikovat vzniklé problémy z těchto dat. Mnoho cenných informací je obsaženo ve vibračních spektrech nebo ve fázových poměrech na různých částech stroje. V řadě případů je však vhodné posoudit i tvar časové vlny signálů.

V kapitole 4 budou uvedeny různé závady nebo problémy strojů a bude popsáno, podle jakých symptomů lze tyto problémy z naměřených hodnot vibrací diagnostikovat. Pro každý uvedený problém budou uvedeny příklady typických spekter vibrací a pro některé problémy i fázové poměry na jednotlivých částech stroje.

Typické spektrum ukazuje důležité informace o zdroji problému. Když hodnotíme spektra, je vhodné zodpovědět následující otázky:

1. Které frekvence jsou přítomny ve spektru a jak se vztahují k provozním otáčkám stroje? (To znamená: Jsou přítomné špičky rovny 1X, 2X, 3X.... 5,28X nebo jaké?)
2. Jaké jsou amplitudy těchto špiček?
3. Jaký je vztah amplitud jednotlivých špiček navzájem? Například, je 2X mnohem větší než 1X, existuje velká špička 6,43X, existuje velký počet harmonických násobků otáček, existují velká postranní pásma okolo frekvence záběru zubů atd.?
4. Co je zdrojem špiček s významnými amplitudami? Například, je 6,43X frekvencí závady ložiska, odpovídá špička 7X počtu lopatek čerpadla atd.?

Jak vyplývá z označení *typické spektrum*, jde o spektrum s reprezentativním vzhledem pro daný problém. Tato spektra ale neobsahují vše. I když spektrum typické pro daný problém ukazuje vysokou hodnotu některých špiček, není neobvyklé, aby některá (kterákoliv) z uvedených špiček výrazně ve spektru dominovala. Kromě toho, není neobvyklé, že stroj má dva nebo více problémů současně. Například, má-li stroj současně problém s mechanickým

uvolněním a s nevyvážeností rotoru, potom se každý z problémů podílí na frekvencích ve spektru a může se ukázat vysoká hodnota 1X a navíc vysoké násobky otáčkové frekvence.

Obecně lze říci:

- ♦ *Amplituda* ukazuje, jak hodně něco kmitá.
- ♦ *Frekvence* říká, kolik cyklů kmitu je za jednotku času. (Vůči otáčkám to jsou násobky nX .)
- ♦ *Fáze* doplňuje obraz tím, že ukazuje, jak stroj kmitá.

Fáze má velký význam a je to výkonný nástroj, který umožňuje rozlišit, který z několika možných problémů stroje je dominantní. Například, existuje mnoho problémů, které generují frekvence 1X a 2X. Při použití fáze poznáme, jak kmitají jednotlivé části stroje a soustrojí vůči sobě, což nám umožní se zaměřit na skutečný, existující problém.

Není-li měření fáze použito, velmi silně to omezuje diagnostické možnosti. Není však praktické provádět měření fáze na všech strojích při pravidelném monitorování. Největší roli hraje měření fáze při provádění diagnostiky u strojů, u kterých se vyvinuly velké vibrace na 1X, 2X nebo 3X a je jasné, že stroj má problém. Zjištění fázových poměrů umožní diagnostikovat dominantní příčinu před provedením nápravné akce. Typické příklady použití fáze jsou následující:

- Měření fáze umožní rozlišit jednotlivé typy nevyváženosti a zvolit odpovídající metodu vyvažování.
- Porovnání fáze okolo spojky umožní stanovit, zda je přítomna nesouosost za provozu a jaký typ nesouososti je dominantní.
- Porovnání fází na jednotlivých částech stroje a na základu umožňuje najít pravděpodobné místo mechanického uvolnění, na které upozorňují příznaky ve spektru.
- Změna fáze při změně otáček upozorní na přítomnost rezonance, respektive kritických otáček.

Ve složitějších případech je mnohdy velmi prospěšné posoudit i průběh časové vlny signálů, což mnohdy napomůže při přesnějším určení příčiny problémů.



Shrnutí pojmů

Fourierova transformace
aliasing
leakage (únik)
průměrování
spoušť
spektrum, referenční spektrum
amplituda, fáze
kaskádový diagram



Otázky

1. Jak se z časového záznamu vibrací získá frekvenční spektrum?
2. Proč je většinou výhodnější analyzovat spektrum vibrací a ne časový signál?
3. K jakým chybám může při Fourierově transformaci dojít?
4. Vysvětlíte princip aliasingu.
5. Vysvětlíte princip chyby únikem.
6. Jaké váhové okno se v diagnostice nejčastěji používá a proč?
7. Proč se provádí průměrování? Jaké typy průměrování znáte?
8. Jak se spouští měření?
9. Jaký je vztah mezi dobou měření, počtem spektrálních čar a frekvenčním rozlišením?
10. Co je to referenční spektrum?
11. Jaké významné frekvence sledujeme ve spektru?
12. Co je to fáze?
13. K čemu může být dobrý kaskádový diagram?
14. Kdy se ve spektru vyskytují postranní pásma?

4 DIAGNOSTIKA BĚŽNÝCH ZÁVAD ROTAČNÍCH STROJŮ

V předchozích kapitolách jsme probrali pomůcky, které nám umožní zpracovat naměřená data a porozumět jim. V této kapitole si popíšeme jednotlivé typy závad rotačních strojů, se kterými se můžeme nejčastěji ve vibrační diagnostice setkat a ukážeme, podle jakých diagnostických příznaků je můžeme poznat. U některých závad popíšeme i možnosti jejich odstranění.



Čas ke studiu: 20 hodin



Cíl: Po prostudování této kapitoly budete umět

- + Popsat běžné typy závad rotačních strojů
- + Popsat projevy jednotlivých závad ve spektru
- + Vypořádat se s nejběžnější závadou rotačních strojů - nevyvážeností



Výklad

Při hodnocení stavu rotačních strojů pomocí analýzy vibrací je důležité uvážit jejich podstatné charakteristiky, a to jak konstrukční, tak provozní. Tyto charakteristiky lze rozdělit do několika skupin:

1. První skupina charakteristik souvisí s tím, že tyto stroje jsou mechanická zařízení a působí na ně mechanické síly, které souvisí s otáčením, zejména **odstředivá síla**. Jí odpovídá odezva na otáčkové frekvenci a případně na jejích násobcích. Vzhledem k tomu, že žádný stroj nepracuje sám, ale vždy se jedná o soustrojí minimálně jednoho hnacího a jednoho hnaného stroje, patří sem i síly, generované spojením těchto strojů (obvykle spojkou) a tomu odpovídající odezva. Další síly a specifické odezvy mohou souviset například s kontaktem mezi rotorem a statorem a podobně.
2. Druhá skupina charakteristik souvisí s tím, že každý stroj má určitou **provozní funkci**, které odpovídají provozní síly a jim příslušné specifické odezvy. Například, jiné provozní síly působí v čerpadlech a jiné v elektrických strojích. Tomu odpovídají jiné frekvenční složky ve spektrech.
3. Třetí skupina charakteristik souvisí se **specifickými komponentami** jednotlivých strojů. Jiné síly působí v kluzných ložiskách a jiné ve valivých ložiskách, jiné síly jsou charakteristické pro ozubené převody a jiné pro řemenové pohony. Charakteristické odezvy u jednotlivých typů sil se opět liší.

Výše uvedené charakteristiky a odezvy mohou být významně ovlivněny **uložením strojů**. Zejména přeladění v důsledku snížené tuhosti uchycení, například mechanickým uvolněním nebo prasklinou, může významně modifikovat zejména mechanické charakteristiky strojů.

Přitom je třeba mít na paměti, že výše uvedené charakteristiky mohou navzájem souviset. Velká odstředivá síla od nevyváženosti může nadměrně namáhat ložiska, a tomu bude odpovídat vibrační odezva ložisek, nadměrně opotřebené zuby převodu mohou způsobovat významné buzení vlastní frekvence hřídele stroje atd. Zejména změna provozních podmínek - změna zatížení a tomu odpovídajících provozních sil a jejich odezvy - může významně ovlivnit jak mechanické charakteristiky, zejména vliv odezvy spojení rotorů, tak specifické charakteristiky, například výskyt samobuzeného kmitání rotorů na kluzných ložiskách v určitých provozních režimech.

Ve všech uvedených skupinách charakteristik je potřeba uvážit, že se zhoršujícím se stavem strojů se mohou výrazněji projevovat nelinearity charakteristik, které u nového stroje jsou prakticky zanedbatelné.

V dalším se s ohledem na specializaci Aplikovaná mechanika, pro kterou jsou tato skripta určena, soustředíme zejména na první a částečně na třetí skupinu charakteristik, s uvážením vlivu uložení strojů. Vliv provozních charakteristik silně závisí na typu stroje a bude zmíněn jen okrajově s odkazy na vhodnou literaturu.

4.1 Nevyváženost

Jednou ze základních budících sil u rotačních strojů je odstředivá síla. Jejím zdrojem je to, že u skutečného výrobku (rotoru) nelze dosáhnout toho, aby těžiště bylo přesně na ose rotace a aby se osa rotace shodovala s hlavní osou setrvačnosti (viz obr. 4.1.1). Příčiny tohoto stavu jsou:

- konstrukční (některé části nemohou být zcela symetrické)
- technologické (nehomogenita materiálu)
- výrobní (vše se vyrábí v určitých tolerancích, rotační části mají házivost)
- montážní (zejména u skládaných rotorů)

Protože odstředivá síla je až na zcela zvláštní výjimky, kdy se jí využívá v pracovním procesu, škodlivá a znamená zvýšené namáhání jednotlivých částí rotoru, ložisek a nosných konstrukcí, provádějí se různá opatření pro její minimalizování. Rotory se vyvažují - a to buď u výrobce nebo v servisní organizaci na vyvažovacích strojích (viz kap. 4.1.2) nebo v provozu (viz kap. 4.1.4).

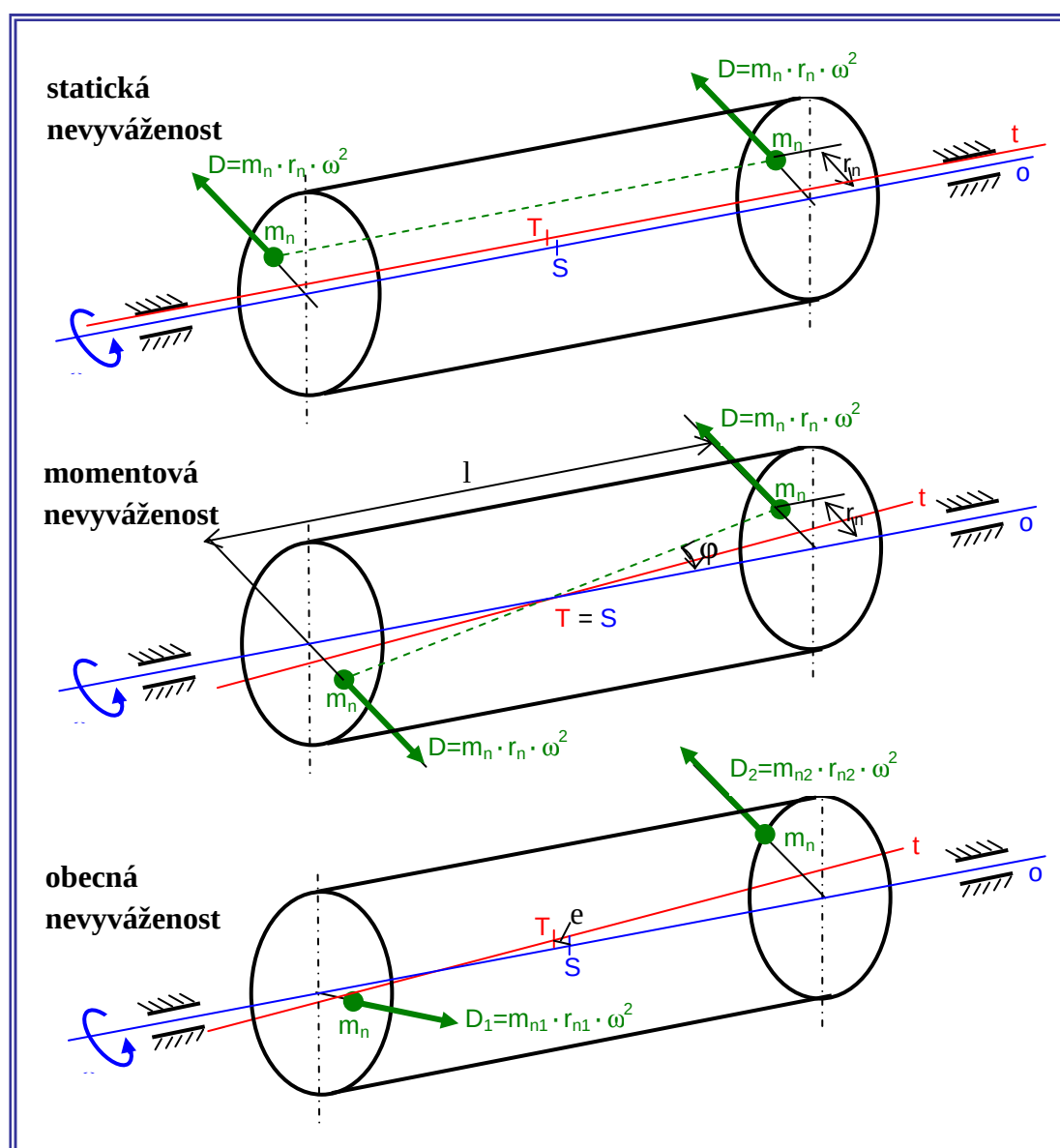
4.1.1 Typy nevyváženosti

Podle toho, jakým způsobem je hmota na rotoru rozložena a jak se to projeví na poloze hlavní osy setrvačnosti ve vztahu k ose rotace, rozeznáváme tři typy nevyváženosti: silovou, momentovou a obecnou. Z toho se pak také odvozují způsoby vyvažování. Nejlépe se odstraňuje problém se statickou nevyvážeností (stačí vyvažování v jedné rovině, viz kap. 4.1.4.5.1). V praxi se téměř vždy jedná o nevyváženost obecnou, přesto se i v těchto

případech pro svou jednoduchost často používají metody pro řešení nevyváženosti statické, které problém sice nemohou odstranit, ale mohou jej zmírnit.

4.1.1.1 Statická (silová) nevyváženost

O staticky nevyvážený rotor se jedná tehdy, když je hlavní osa setrvačnosti **t** (červená) rovnoběžná s osou rotace **o** (modrá) (obr. 4.1.1 nahoře). Statickou nevyváženost si můžeme představit jako dvě stejně velké hmoty (*nevývažky*) m_n , uložené souměrně vzhledem k rovině kolmé na osu rotace a procházející těžištěm. Statickou se tato nevyváženost nazývá proto, že se projevuje, aniž by se rotor musel otáčet - pokud může, zaujme v klidu polohu s těžištěm pod osou rotace (kolo z bicyklu zaujme polohu s ventilkem dole). K odstranění statické nevyváženosti stačí přidat nebo odebrat hmotu v jedné vyvažovací rovině tak, aby se těžiště posunulo zpět na osu rotace.



Obr. 4.1.1 - Statická, momentová a obecná nevyváženost

Je nutno poznamenat, že statická nevyváženost zobrazená na obr. 4.1.1 nahoře je spíše teoretický případ a pokud bychom ji chtěli odstranit umístěním jediné vyvažovací hmoty, museli bychom tuto hmotu umístit do roviny kolmé na osu rotace a procházející těžištěm. V praxi můžeme nevyváženost považovat za statickou spíše tehdy, když je průměr hřídele **d** mnohem větší než jeho délka **l** (poměr $d/l \geq 10/1$ - tzv. krátké hřídele) nebo se jedná o jeden kotouč na dlouhé hřídeli. Pak samozřejmě nevyváženost vzniká především na tomto kotouči a na něj se přidává i vyvažovací hmota. V ostatních případech bude nevyváženost hřídele téměř vždy obecná.

4.1.1.2 Momentová nevyváženost

Momentově nevyvážený je rotor tehdy, když jeho těžiště je na ose rotace a hlavní osa setrvačnosti je různoběžná s osou rotace. Tuto nevyváženost si můžeme představit jako dvě stejně velké hmoty **m_n** na poloměru **r_n**, symetricky umístěné (obr. 4.1.1 uprostřed). Pokud bude takto nevyvážený rotor v klidu, jeho nevyváženost se nijak neprojeví a rotor zůstane v klidu při jakémkoliv pootočení. Dynamická nevyváženost se projeví až za rotace, protože odstředivé síly způsobené nevyvážky vytvářejí silovou dvojici, která vychyluje hlavní osu setrvačnosti.

4.1.1.3 Obecná (dynamická) nevyváženost

Obecná nevyváženost je nejobvyklejším typem nevyváženosti a je v podstatě kombinací statické a dynamické nevyváženosti. Nastává tehdy, je-li hlavní osa setrvačnosti tělesa mimoběžná s osou rotace. Tuto nevyváženost si můžeme představit jako dvě různě velké hmoty **m_{n1}** a **m_{n2}**, které mají na rotoru libovolnou polohu (obr. 4.1.1 dole). Za rotace vzniknou jejich důsledkem odstředivé síly **D₁** a **D₂**. Jejich účinek lze je kompenzovat dvěma hmotami, které se přidají nebo odeberou ve dvou vyvažovacích rovinách. Velikost a poloha vyvažovacích hmot na rotoru se určuje pomocí vyvažovacího postupu uvedeného v kap. 4.1.2.

4.1.2 Vyvažování na vyvažovačkách

Důležitým opatřením pro minimalizaci nevyváženosti nového rotoru (nebo rotoru po generální opravě) bývá vyvažování na vyvažovacích strojích, tzv. *vyvažovačkách*, které se provádí u výrobce před dodáním uživateli. Vyvažuje se buď celý rotor najednou nebo se vyvažují jednotlivé části před konečnou montáží a pak se provede závěrečné vyvážení.

Způsoby vyvažování se velmi výrazně liší podle toho, zda rotor běží za provozu dostatečně pod prvními kritickými otáčkami, nebo pracuje nad prvními a mnohdy i nad druhými kritickými otáčkami. (Pozn.: Kritické otáčky jsou přibližně rovny ohybové vlastní frekvenci hřídele.) Používá se tato terminologie:

- ♦ Vyvažování rotorů v tuhém stavu = pod kritickými otáčkami
- ♦ Vyvažování rotorů v pružném stavu = nad kritickými otáčkami

Toto rozlišení je velmi významné a jeho princip spočívá v tom, že:

- ♦ *Tuhý rotor* (laicky řečeno) se za rotace nedeformuje – jeho osa zůstává až do maximálních provozních otáček neproměnná.

- ♦ Pružný rotor se prohýbá a rotuje kolem své průhybové křivky (viz obr. 4.1.5) a tvar této průhybovky silně závisí na okamžitých provozních otáčkách.

Podrobněji je tato problematika popsána v normě ČSN ISO 1925 *Vibrace – Vyvažování – Slovník*. Z výše uvedeného rozdělení vyplývají důležité závěry:

- ♦ Pokud je rotor tuhý, pak jej lze vyvažovat i při nízkých otáčkách, např. při 600 až 800 ot/min (není nutné vyvažovat při provozních otáčkách). Toto je zdánlivě nevýznamné, avšak nejde jen o úsporu energie na roztočení rotoru pro vyvažování. Jde zejména o to, že většina rotorů má výstupky z hladkého povrchu - pracovní lopatky, lopatky chladicích ventilátorů, různé čepy atd., které se zvyšujícími se otáčkami způsobují víření vzduchu. Při vyvažování při nižších otáčkách než jsou provozní otáčky budou menší ventilační ztráty, výkon potřebný pro točení a vznikající vibrace budou menší, a navíc jde i o podmínky práce a bezpečnost obsluhy. Takové vyvažování je výrazně levnější (příklad: cca 50 000 Kč za menší rotor turbíny).
- ♦ Pokud je rotor pružný, pak je nutné vyvažovat při skutečných provozních otáčkách (při skutečném tvaru průhybovky, ovlivněném vnitřními nevyváženými momenty. Kvůli uvedeným ventilačním problémům se většina takových rotorů musí vyvažovat při sníženém tlaku vzduchu. Vyvažovací stroj se umísťuje do betonového bunkru, který se nazývá vyvažovací tunel. Ten je vybaven systémem vývěv. Protože vyvažování je iterativní postup, vyčerpávání vzduchu z velkého prostoru probíhá několikrát. Nejen proto je takové vyvažování podstatně dražší (rotor turbíny cca 500 000 Kč). A to je někdy důvod, proč zejména při opravách je snaha ušetřit a takový rotor se vyváží při nízkých otáčkách (za málo peněz). Pak mohou být velké potíže s vibracemi za provozu.

Problematické vyvažování, které je pro rotační stroje mnohdy klíčové z hlediska klidného chodu, je věnována série norem a jsou jí věnovány i speciální publikace (viz seznam použité literatury).

Základní princip vyvažování tuhých rotorů ve dvou rovinách (dle [14]) je znázorněn na obr. 4.1.2. S ohledem na konstrukci rotoru se zvolí vhodné roviny pro umístění vyvažovacích závaží, označené I a II - tzv. *vyvažovací roviny*. Do nich se umísťují vyvažovací závaží, označená Q_I a Q_{II} . Každé z nich ovlivňuje vibrace v obou místech **A** a **B**, kde vibrace měříme. Toto ovlivnění se hodnotí pomocí koeficientů vlivu α_{ij} (nazývají se také *příčinkové činitele*), kde první index označuje rovinu měření a druhý index označuje rovinu umístění závaží:

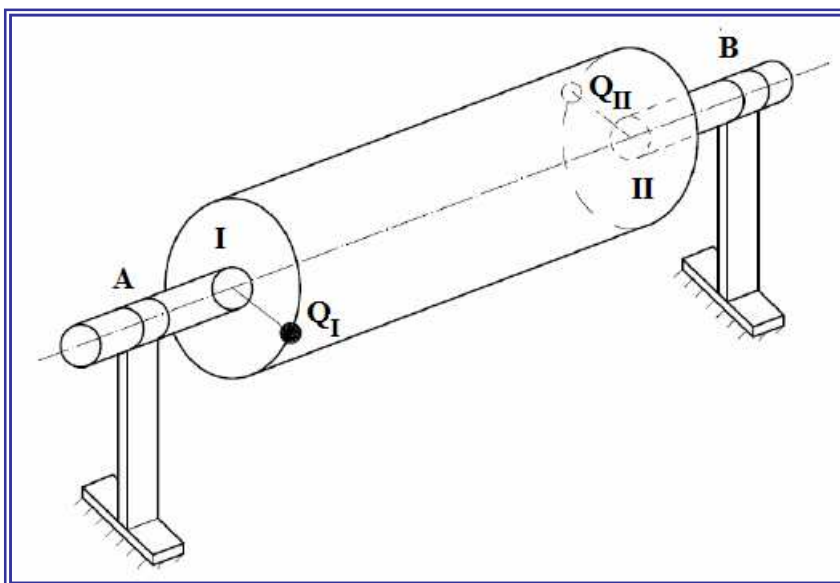
$$X_A = \alpha_{AI} \cdot Q_I + \alpha_{AII} \cdot Q_{II} \quad (4.1a)$$

$$X_B = \alpha_{BI} \cdot Q_I + \alpha_{BII} \cdot Q_{II} \quad (4.1b)$$

kde X_A, X_B ... velikost vibrací v rovině měření

Vyvažovačky jsou speciální stroje zkonstruované tak, aby byly známy příčinkové činitele (které platí trvale), jejichž hodnoty se vkládají přímo do výpočetního programu, takže vyvažovací závaží se co do velikosti i místa po obvodu ve vyvažovací rovině stanoví po jediném měření vibrací v místech **A** a **B**. Typickým známým příkladem jsou vyvažovačky,

používané při vyvažování kol automobilů. Výjimečně (obvykle v důsledku nelinearit) jsou někdy potřebné další korekční chody pro dosažení požadované jakosti vyvážení.



Obr. 4.1.2 - Vyvažování ve dvou rovinách

Jedním z důležitých úkolů výpočtáře i konstruktéra je stanovit vhodné roviny pro vyvažování. Tyto roviny by měly být přístupné bez podstatného rozebírání skříně stroje, což se vždy nepodaří. Kromě toho zejména u pružných rotorů je nutné volit roviny tak, aby umožňovaly dobré vyvažování s ohledem na provozní tvar kmitu. Úkolem konstruktéra navíc je vybrat vhodný způsob, jakým budou připevňována vyvažovací tělíska, nebo zajistit vhodná místa pro odebírání materiálu při vyvažování.

Je vhodné, aby diagnostik při opravě zkontroloval stav vyvažovacích závaží a porovnal polohu s dokumentací výrobce/opravářské firmy.

Je nutno podotknout, že se nikdy nepodaří vyvážit rotor naprosto dokonale, tzn. dosáhnout nulové nevyváženosti. Proto norma pro vyvažování rotorů v tuhém stavu (ČSN ISO 1940-1) uvádí pokyny, jak stanovit přípustnou velikost zbytkové nevyváženosti. Podle této normy se pro daný typ stroje nejprve stanoví stupeň jakosti vyvážení G. Příklad z normy je v tabulce 4.1.

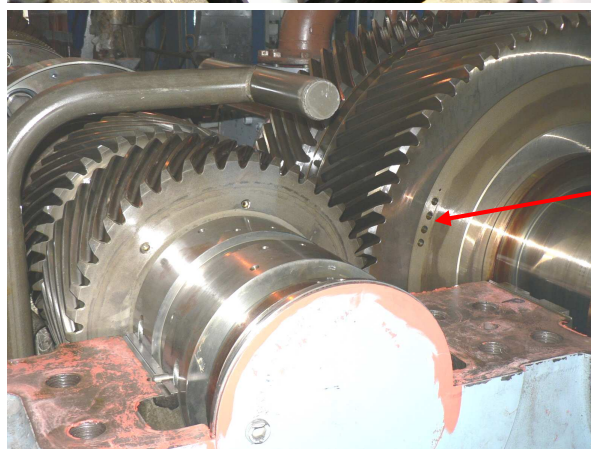
Na obr. 4.1.3 je uvedeno několik příkladů závaží a jejich uchycení z praxe.



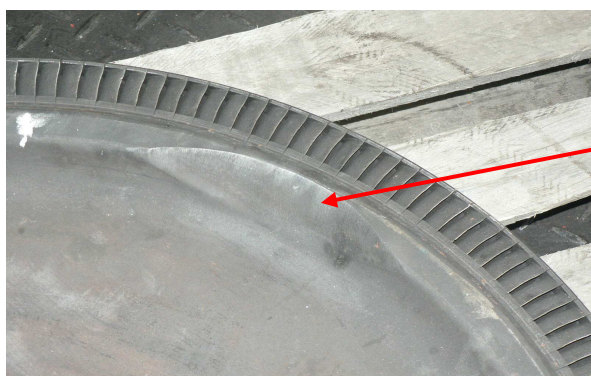
1. Vložení vhodného tělíska do rybinové drážky. Důležité je zabezpečení proti vypadnutí a posunutí v drážce. Zde je tělísko dělené a zajištěné šroubem. V některých případech rozměrných rotorů je problém s umístěním dostatečné velikosti vyvažovacích tělísek a tak jsou drážky dvě nad sebou.



2. Někdy se místo drážek používají otvory se závitem o dostatečné hloubce. Vyvažovací tělíska se pak šroubují do těchto otvorů. To se použije zejména v případě, kdy není místo pro vytvoření dostatečně dimenzované drážky. Uvedený příklad je rotor parní turbíny, často se tento způsob používá také u elektrických generátorů. Obdobný způsob se používá i na leteckých motorech.



3. V případech, kdy nejde vyvažovací hmotu přidat, provádí se odebrání materiálu, například odvrtáním. Zde je při vyvažování nutná obzvláštní péče, protože operace je nevratná. Příklad je z rychloběžné výkonové převodovky.



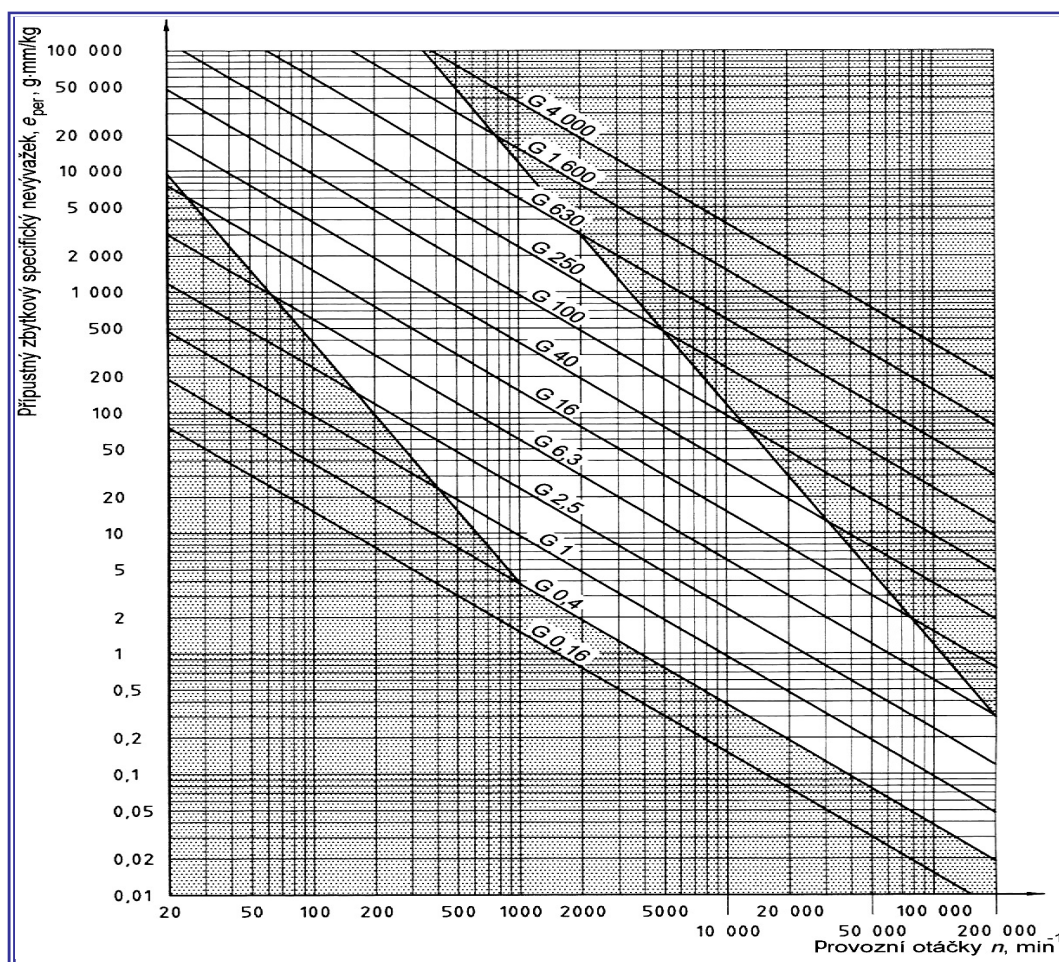
4. U kol čerpadel nebo odstředivých kompresorů, které mají tenké disky, obvykle není možný ani tento způsob. Provádí se odbroušení materiálu. Na obrázku je disk turbíny. Značné podbroušení může být nebezpečné z pevnostních důvodů, proto konstruktér může vytvořit zvláštní nákržek pro odebírání materiálu na disku v místě, kde napětí v materiálu nejsou kritická.

Obr. 4.1.3 - Praktické příklady umístění závaží

Tabulka 4.1 – Směrnice pro stupně jakosti vyvážení rotorů v konstantním (tuhém) stavu

Typy strojů – obecné příklady	Stupeň jakosti vyvážení G	Velikost $e_{\text{per}} \cdot \Omega$ mm/s
Zemědělské stroje, klikové pohony, konstrukčně vyvážené, tuhé uložení, drtiče, hnací hřídele (kardanové hřídele, spojovací hřídele)	G 16	16
Letecké plynové turbíny, odstředivky, elektromotory a generátory (s výškou osy hřídele alespoň 80 mm) s maximálními jmenovitými otáčkami do 950 ot/min, elektromotory s výškou osy hřídele menší než 80 mm, ventilátory, ozubená kola, strojírenství obecně, obráběcí stroje, papírenské stroje, stroje chemického průmyslu, čerpadla, turbodmychadla, vodní turbíny	G 6,3	6,3
kompresory, pohony v počítačích, elektromotory a generátory (výšky osy hřídele alespoň 80 mm) s maximálními jmenovitými otáčkami nad 950 ot/min, plynové a parní turbíny, pohony obráběcích strojů, textilní stroje	G 2,5	2,5

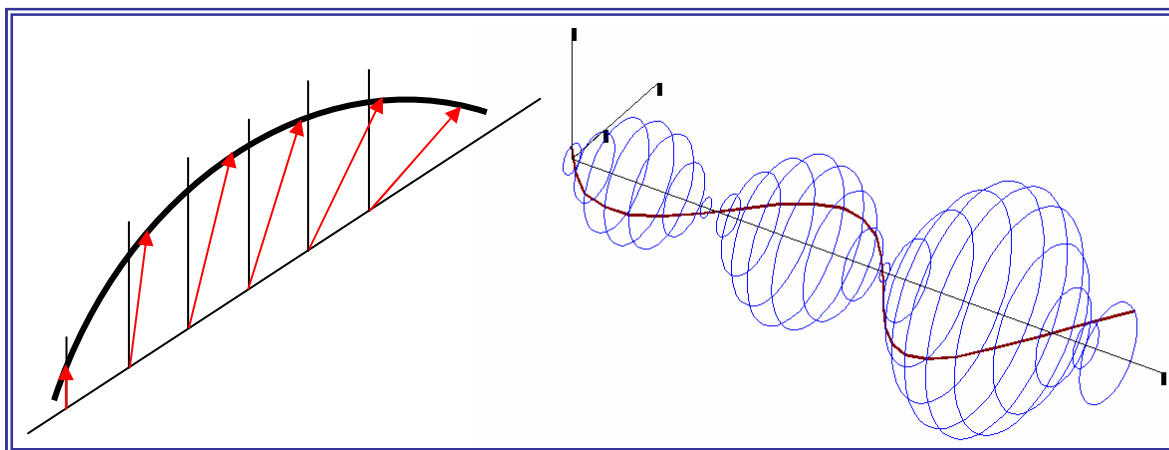
Dále je v normě uveden způsob určení přípustného zbytkového nevyvážku pro daný stroj, který se stanoví pomocí grafu na obr. 4.1.4. Je vidět, že velikost přípustného nevyvážku se zmenšuje s rostoucími provozními otáčkami (což je pochopitelné). Jednotka zbytkového nevyvážku e_{per} je $[\text{g} \cdot \text{mm}/\text{kg}]$, jde tedy o součin hmotnosti nevyvážku a jeho vzdálenosti od osy rotace, vztažený na jednotku hmotnosti rotoru.



Obr. 4.1.4 - Závislost přípustného zbytkového nevyvážku na otáčkách

Průběh vyvažování je výrobce (příp. firma provádějící opravu) povinen dokumentovat v tzv. vyvažovacím protokolu. Jde o velmi důležitý dokument, svědčící o jakosti vyvážení. V praxi bývají problémy s jeho včasnou dosažitelností, protože se obvykle (zejména u oprav) jedná o poslední operaci před konečnou montáží a většinou to je v období "časové tísně". Zkušený diagnostik proto prosazuje, aby takový protokol byl k dispozici již před spuštěním stroje. Nejlépe se toho dosáhne tak, že v obchodní smlouvě se pro tento bod stanoví podmínka H (Hold – zádržný bod), kdy je výrobce povinen pozvat zástupce zákazníka k provádění vyvažování a na místě mu tento protokol předá.

Vyvažování rotorů v pružném stavu je mnohem náročnější operace (jak už bylo uvedeno). Na obr. 4.1.5 je znázorněno, že rotor v pružném stavu již nerotuje kolem geometrické osy, ale rotuje kolem své průhybové křivky, jejíž tvar závisí na tom, v jakém vztahu jsou provozní a kritické otáčky (který tvar kmitu je blízko a dominuje v průhybovce). Obrázek 3.5 vlevo také upozorňuje na skutečnost, že průhybovka není rovinná křivka (ani v případě blízkosti prvního ohybového tvaru kmitu).



Obr. 4.1.5 - Průhybová křivka pružného rotoru

Na nevyváženosti pružného rotoru se podílejí nejen samotné nevyvážky, jako je tomu u tuhého rotoru, ale i vnitřní momenty od těchto nevyvážek, které způsobují deformaci průhybové křivky. Proto se vyvažování rotoru provádí při provozních otáčkách. To může být velmi vážným problémem zejména v případě rotorů lopatkových strojů, které způsobují při otáčení velkou ventilaci. Proto se v řadě případů takových rotorů provádí vyvažování ve vyvažovacích tunelech, ze kterých se vyčerpává vzduch na velmi nízký tlak.

Také počet vyvažovacích rovin je větší, než u tuhého rotoru, kde obvykle stačí dvě vyvažovací roviny. Orientační pravidlo říká, že počet vyvažovacích rovin se musí zvětšit nejméně o jednu za každé překročené kritické otáčky. Při provozu nad prvními kritickými otáčkami je to tedy 2+1, tedy nejméně tři roviny, atd.

Způsob vyvažování silně závisí nejen na otáčkách a kritických otáčkách, ale také na konfiguraci rotoru. V normě ČSN ISO 11342 je uvedeno a blíže popsáno sedm různých konfigurací rotorů a doporučených vyvažovacích postupů. Při vyvažování je vhodné pokud možno použít taková ložiska, jaká bude mít rotor v provozu, což je otázka tuhosti a tlumení a

jejich vlivu na kritické otáčky a na průhybovku. Na obr. 4.1.6. jsou uvedeny praktické případy vyvažování na vyvažovačce.

Konečné vyvážení se v případě pružných rotorů hodnotí podle hodnoty efektivní rychlosti, naměřené na stojanech. Je nutné poznamenat, že při jiných otáčkách, než jsou provozní otáčky, mohou být vibrace vyšší.

Poznámka: Vysokootáčkové rotory se obvykle "jednou za život" odstředí na předepsané vyšší otáčky, aby bylo zajištěno, že nedojde k jejich destrukci v důsledku vnitřních vad a také proto, aby se jednotlivé části dobře "usadily" (například lopatky v závěsech atd.).



rotor generátoru
(cca 70 MW)
na vyvažovačce -
je vidět řada dílčích
vyvažovacích zátek a
místa konečného
vyvažování



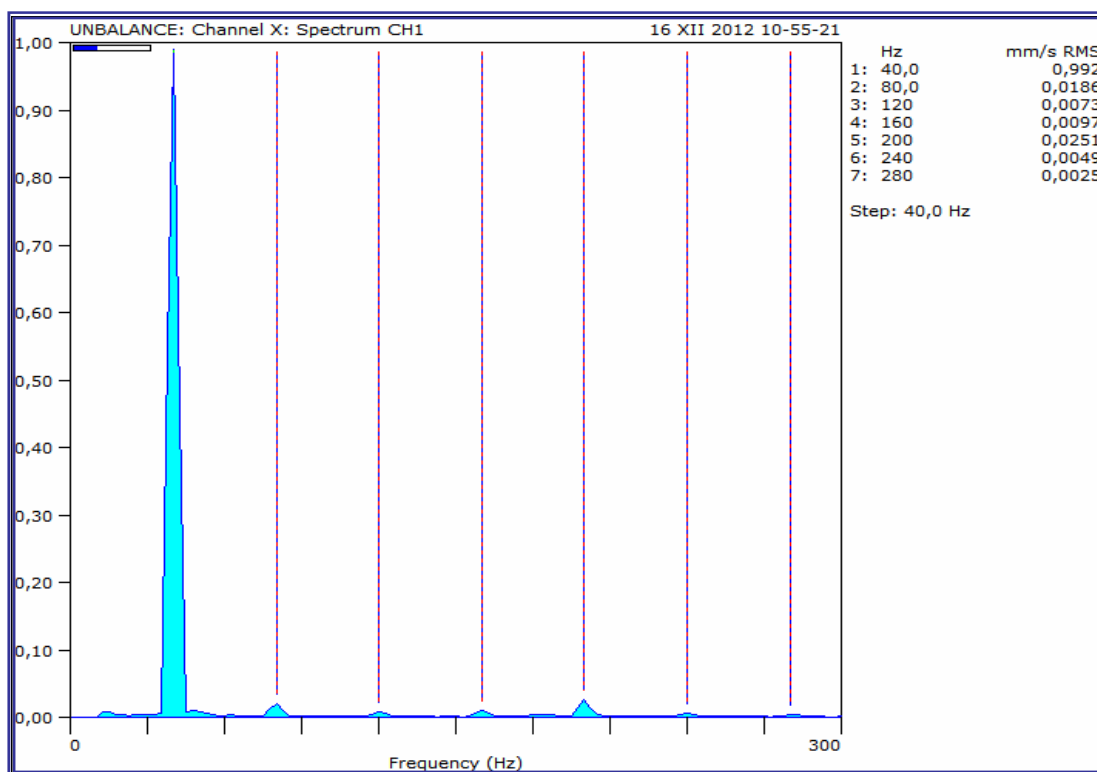
stojan rychloběžné
vyvažovačky

Obr. 4.1.6 - Vyvažování na vyvažovačce

4.1.3 Diagnostika nevyváženosti

V tomto odstavci budou uvedeny diagnostické znaky nevyváženosti - projev nevyváhy v naměřeném spektru vibrací a fázové poměry při nevyváze.

1. Výrazným znakem nevyváženosti ve spektru je **velká amplituda vibrací v radiálních směrech na otáčkové složce (1X)**. Důvodem je to, že odstředivá síla od nevyváženosti rotuje frekvencí otáčení a způsobuje vynucené vibrace se stejnou frekvencí. Na obr 4.1.7 je typické spektrum nevyváhy. Harmonický kurzor (svislé čáry) indikuje násobky otáčkové frekvence, která je v uvedeném případě 40 Hz.



Obr. 4.1.7 - Typické spektrum při nevyváženosti

2. V případě, že se nejedná o zcela výjimečnou konstrukci uložení rotoru ve skříni je však velmi důležité porovnat velikost složky 1X v horizontálním a vertikálním směru v dané rovině (na daném ložiskovém stojanu).

Tento poměr se nemá příliš lišit od 1:1. Protože však ložiskové stojany nejsou v těchto směrech stejně tuhé, řada autorů uvádí, že **se tento poměr může blížit hodnotě až 3:1** (bez ohledu na to, která složka je větší). V případě, že poměr složek je výrazně odlišný, ukazuje to na jinou příčinu velkých vibrací (obvykle mechanické uvolnění nebo rezonance - viz dále).

3. S výjimkou strojů, které mají rotor uchycený letmo (převislý konec s diskem), není v případě nevyváženosti žádný důvod pro to, aby vibrace v axiálním směru byly velké (tzn. srovnatelné s radiálními vibracemi). Pokud jsou, jedná se opět o vliv jiné závady.
4. Vzhledem k tomu, že symptom velkých radiálních vibrací na frekvenci otáčení existuje i u jiných mechanických závad strojů, je potřeba pro zpřesnění diagnostiky použít i další

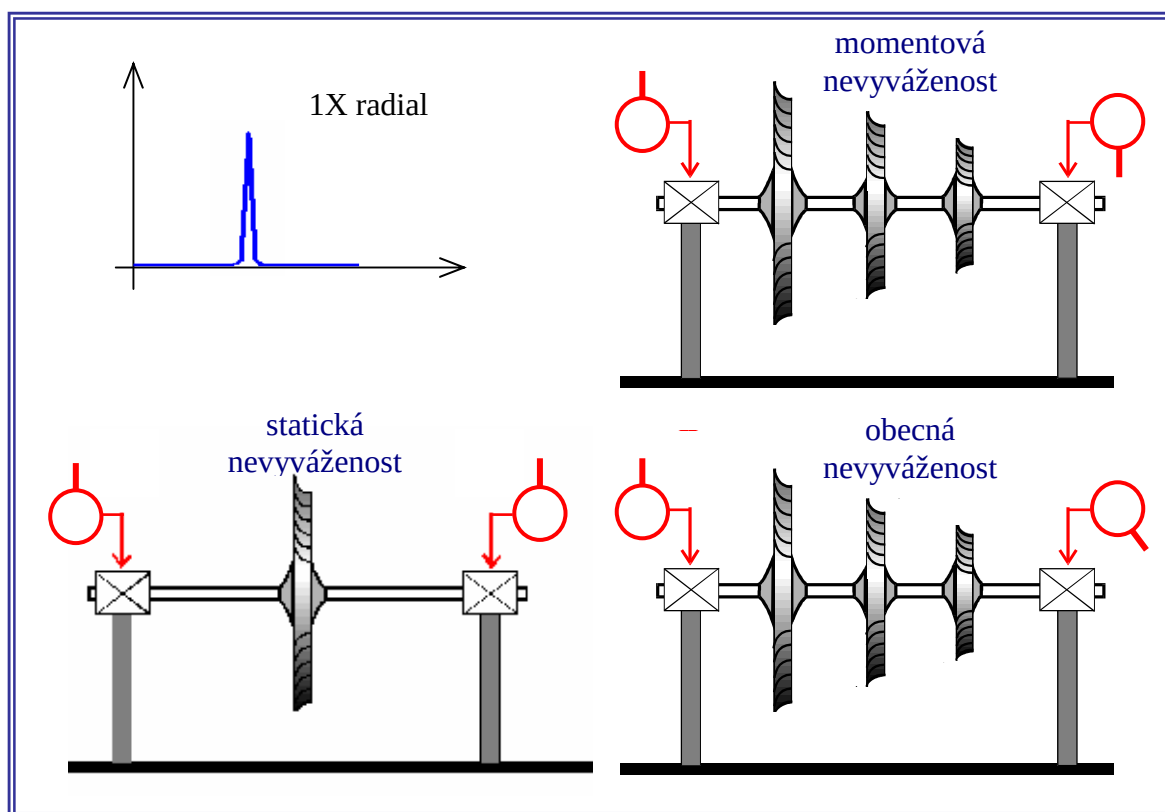
významný znak - **vzájemný poměr/vztah fáze na podstatných částech stroje**, obvykle na ložiskových stojanech nebo obdobných místech.

Bez ohledu na typ nevyváženosti je vždy důležité, aby na kontrolovaném ložiskovém stojanu (v dané radiální rovině) byl **rozdíl fáze mezi horizontálním a vertikálním měřením asi 90°**. Slovo "asi" v praxi znamená, že úhel se může od 90° lišit o cca $\pm 30^\circ$. Pokud je tomu jinak, existuje opět jiná významná závada. (Pokud je úhel blízko 0° nebo 180° je nejpravděpodobnější příčinou problémů mechanické uvolnění nebo rezonance.)

Fázové poměry navíc umožňují rozlišit typické případy nevyváženosti, což pro následné provozní vyvažování zjednodušuje volbu vyvažovacího postupu.

Jednotlivé typy nevyváženosti byly popsány v kapitole 4.1.1.1 a zobrazeny na obr. 4.1.1. Nyní si vysvětlíme, jak se jednotlivé typy projevují ve spektrech a jaké jsou při nich fázové poměry.

Statická nevyváženost (posunuté těžiště) se projevuje stejnou fází na všech ložiscích rotoru. Mezi vibracemi v horizontálním směru na vnějším i vnitřním ložisku je přibližně nulový rozdíl fází a totéž platí pro vertikální směr (viz obr. 4.1.8 dole vlevo). Používá se termín, že "vibrace jsou ve fázi". Dále, na každém ložisku musí být mezi horizontálními a vertikálními vibracemi rozdíl fází přibližně 90° ($\pm 30^\circ$). Ke korekci stačí umístit (nebo odebrat) vyvažovací závaží v jedné vyvažovací rovině.



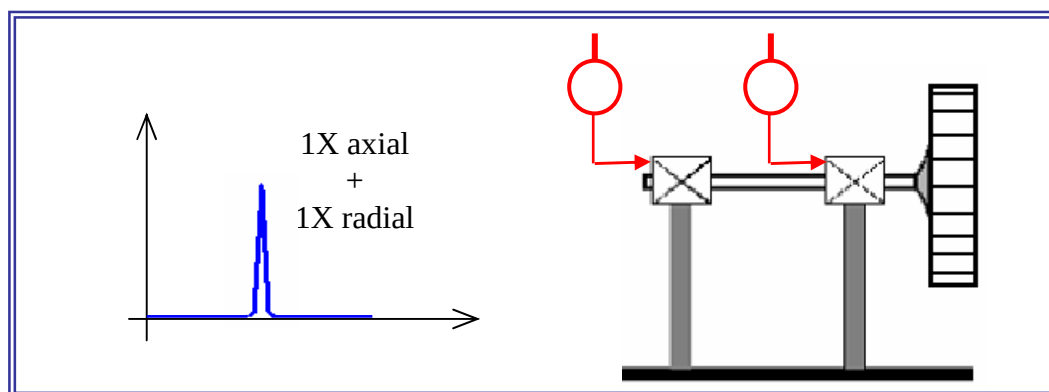
Obr. 4.1.8 - Nevyváženost - typické spektrum a fázové poměry

Momentová nevyváženost se projevuje tak, že mezi vibracemi v horizontálním směru na vnějším a vnitřním ložisku je rozdíl fází přibližně 180° a totéž platí pro vertikální směr (viz obr. 4.1.8 nahoře vpravo). Používá se termín, že "vibrace jsou v protifázi". Dále, na

každém ložisku musí být i zde mezi horizontálními a vertikálními vibracemi rozdíl fází přibližně 90° ($\pm 30^\circ$). Ve spektru vždy dominuje složka 1X. Na rozdíl od statické nevyváženosti mohou být zvýšeny i axiální vibrace. Korekce vyžaduje umístění vyvažovacích závaží nejméně ve dvou rovinách.

Dynamická nevyváženost je převládajícím typem nevyváženosti a je kombinací silové a momentové nevyváženosti. Ve spektru dominuje složka 1X, opět mohou být zvýšené i axiální vibrace. Fázový rozdíl mezi horizontálními vibracemi na vnějším a vnitřním ložisku může být jakýkoliv od 0° do 180° (viz obr. 4.1.8 dole vpravo) a totéž platí pro vertikální směr. Avšak při porovnání měření na vnějším a vnitřním ložisku má být rozdíl fází v horizontálním směru přibližně stejný jako rozdíl fází ve vertikálním směru ($\pm 30^\circ$). Stejně jako u statické i momentové nevyváženosti, rozdíl fází mezi horizontálními a vertikálními vibracemi na každém ložisku je zhruba 90° ($\pm 30^\circ$). To platí, pokud převládá nevyváženost. Korekce obecné nevyváženosti vyžaduje umístění vyvažovacích závaží nejméně ve dvou rovinách.

Nevyváženost převíslého rotoru způsobuje vysoké vibrace se složkou 1X v radiálních směrech, stejně jako u předchozích typů nevyváženosti. Navíc ale jsou vysoké vibrace se složkou 1X i v axiálním směru. Axiální hodnoty mají tendenci být ve fázi (viz obr. 4.1.9), zatímco odečet fáze pro radiální směry může být neustálý. Avšak rozdíl fází v horizontálním směru obvykle souhlasí s rozdílem fází ve vertikálním směru ($\pm 30^\circ$). Převíslé rotory mají jak silovou, tak momentovou nevyváženost, proto korekce vyžaduje ve většině případů umístění vyvažovacích závaží ve dvou rovinách.



Obr. 4.1.9 - Nevyváženost převíslého rotoru - typické spektrum a fázové poměry

4.1.4 Provozní vyvažování

V kapitole 4.1.2 jsme se seznámili s problematikou vyvažování na vyvažovačkách, v této kapitole pojednáme o tzv. provozním vyvažování. Poté, co diagnostik na základě diagnostických znaků uvedených v předchozí kapitole zjistí, že sledovaný rotor je nevyvážený, je obvyklým řešením jeho vyvážení. Provozní vyvažování se využívá v různých případech:

- ♦ **Při uvádění nového soustrojí** (nebo **soustrojí po opravě**) je někdy potřeba snížit vibrace na přijatelnou mez. Stává se to i v případech, kdy rotory byly předtím vyváženy

na vyvažovače. Tuto práci obvykle provádí specialista výrobce, který zná podrobnosti konstrukce a dynamiky soustrojí.

- ♦ Používá se také v případech, kdy **zařízení pracuje v nepříznivém prostředí** nebo s agresivními látkami, které způsobují poměrně rychlé opotřebení částí nebo změnu vyváženosti v důsledku úsad v kombinaci s opotřebením (kouřové ventilátory, zejména v ocelářském průmyslu, mlýnské ventilátory v elektrárnách a podobně).
- ♦ Dalším příkladem jsou **stroje, jejichž delší odstávka** (na demontáž, čekání na vyvážený rotor, zpětnou montáž) **znamená významné snížení produkce** po delší dobu (obvykle několik dnů). Příkladem může být kouřový ventilátor v elektrárně, jehož odstavení může znamenat snížení výkonu kotle a omezení dodávky tepla, například pro topení nebo pro průmyslové provozy. V běžných případech se na provozní vyvažování počítá s pracemi na jednu směnu - obvykle v noci.

Z těchto důvodů je provozní vyvážení významným důkazem, že diagnostika má svůj význam a že může napomoci při zvyšování efektivity celého výrobního procesu.

Ve srovnání s vyvažováním na vyvažovačkách má provozní vyvažování své výhody i nevýhody:

- + Úspora nákladů na delší odstávku zařízení, demontáž a dopravu na vyvažovačku a zpět (mnohdy není vhodné zařízení v místě, kde je stroj).
- + Rotor se vyvažuje ve svých ložiskách a na svých stojanech (skříní).
- Nutnost několikerého najetí a odstavení zařízení pro chod se zkušebním a vyvažovacím závažím.
- Odstavení stroje z výrobního procesu po dobu provozního vyvažování.

4.1.4.1 Příprava - technická

Nejdříve je třeba ověřit, že příčinou zjištěných zvýšených vibrací je skutečně nevyváženost, což se v praxi dosti podceňuje. To souvisí se skutečností, že nevyváženost je do jisté míry vždy přítomná, a proto se odhaduje, že až 80% potíží s vibracemi má na svědomí právě nevyváženost.

Dosti podrobně je tento problém pojednán v textu IRD (viz [18]), kde se na řadě stránek probírá, kdy se nemá vyvažovat a jak postupovat při vyloučení případů, kdy okamžité zahájení vyvažování nevede ke zdárnému výsledku. Doporučuje se:

- ♦ **Analýza problému** - zjištění, co se se strojem dělo (výměna částí, ustavování, havárie apod.). Např. náhlá změna vibrací signalizuje odlomení části atd.
- ♦ **Posouzení vibrací** (podrobněji viz také diagnostické tabulky [19])
 - viz tabulky - mnoho závad se projevuje na 1X, nejen nevyváženost
 - pozor na rezonanci - při otáčkách blízkých rezonanci nelze vyvažovat
 - základní pravidla:
 - poměr vibrací vertikální/horizontální má být do 1:3, (někdy i do 1:5)
 - rozdíl fází vertikální-horizontální má být asi 90° (na uvažovaném stojanu)

- ♦ Velké **axiální vibrace** souvisí spíše s ohnutým hřídelem nebo s nesprávným ustavením (pokud nejde o přehrávaný rotor).
- ♦ Velké **harmonické násobky** obvykle souvisí s mechanickým uvolněním.
- ♦ Pokud je **malý rozdíl fáze** mezi horizontálním a vertikálním směrem měřených vibrací (tzv. "jednosměrové vibrace"), jedná se nejspíš o excentricitu, mechanické uvolnění, rezonanci nebo deformaci hřídele.
- ♦ Některé **elektrické problémy motorů** se rovněž projevují na otáčkové složce 1X nebo v její blízkosti.

Při provozním vyvažování nastávají i ryze praktické problémy, např. s přístupem k rotoru. Ne všechny stroje mají **přístup k rotoru**, například přes zaslepené otvory, kterými lze připevňovat závaží. To mnohdy limituje i použitou vyvažovací metodu - např. se vyvažuje jen v jedné vyvažovací rovině, i když typ nevyváženosti by vyžadoval vyvažování ve dvou rovinách. Přístup k rotoru je zapotřebí i z pohledu očištění kola, odstranění nálepů, případného sejmutí starých závaží, kontroly házení, opotřebení lopatek apod.

Problémem může být rovněž připevnění závaží (viz obr. 4.1.3). U některých strojů se používá přivaření, což s sebou nese dvě nebezpečí:

- Nedostatečné přivaření může znamenat odtržení závaží za rotace, naopak důkladné připevnění zejména zkušebního nevyvážku výrazně ztěžuje jeho odstranění před konečným vyvažováním.
- V případě, že kabel pro uzemnění svářecího přístroje není umístěn na rotor, na který se připevňuje závaží, znamená to, že se elektrický obvod uzavírá přes ložiska (obvykle valivá), a tak se v krátké době po vyvažování zhorší stav některého ložiska natolik, že je nutná jeho výměna.

Před započítím vyvažování je vhodné mít připravená patřičná závaží, nejlépe sady o různé hmotnosti. Připravené **sady závaží** značně usnadňují vyvažovací práci a nemělo by se na to zapomínat. Velikost závaží má odpovídat vyvažovanému stroji (od několika gramů u malých, po stovky gramů u větších strojů).

Je nutné dbát také na bezpečnost práce - obvodová rychlost při průměru 800 mm a 1000 ot/min je asi 151 km/hod !

4.1.4.2 Příprava - provozní

Na rozdíl od vyvažování na vyvažovačce, na které díky elektrickému rámu (pro stanovení příčinkových činitelů) můžeme stanovit velikost a polohu nevyvážku na jeden chod, při provozním vyvažování obvykle potřebujeme několik chodů:

- **předběžný** - měření celkových hodnot, 1X a fáze na všech důležitých bodech soustrojí (tedy v místě ložisek, ve třech směrech)
- jeden nebo několik chodů **se zkušebním nevyvážkem** (podle počtu vyvažovacích rovin) pro zjištění citlivosti stroje na nevyvážky

- **kontrolní chod** s umístěnými vypočtenými vyvažovacími závažími (měří se opět ve všech měřicích místech)
- případný další **korekční chod** pro doladění vyvážení

To samozřejmě stojí čas. Je třeba zajistit možnost několikerého rozjetí a zastavení stroje. To v sobě nese i časové prodlevy. Je třeba počkat na:

- rozběh stroje na provozní otáčky
- ustálení provozu (vyrovnání teplot apod.)
- zastavení stroje (doběh může trvat několik minut)

Je třeba dát pozor na omezení startů stroje - větší asynchronní motory lze najíždět až po vychladnutí rotoru. Omezení startů u indukčních elektromotorů je dáno tím, že při rozběhu jsou mnohem větší rotorové proudy než za provozu a rotor musí před dalším najížděním vychladnout. Obvykle je předepsáno 30 minut, ale je vhodné to ověřit před zahájením vyvažování, aby nedošlo k náhodnému poškození drahého stroje.

4.1.4.3 Potvrzení nevyváženosti jako hlavní příčiny problémů

Vzhledem k zásadní důležitosti ověření, že zvýšené vibrace stroje jsou způsobeny nevyvážeností, zopakujeme zde ještě jednou souhrnně kroky, které je nutné provést, dříve než se pustíme do vyvažování:

- ♦ Proveďte se měření vibrací celého soustrojí.
- ♦ U části, která připadá v úvahu pro provozní vyvažování, se ověřte, že:
 - Dominantní vibrace jsou na otáčkové složce 1X.
 - Vibrace v horizontálním směru jsou zpravidla vyšší než ve vertikálním směru (je to dáno tuhostí stojanů, uchycení apod.) .
 - Rozdíl fáze v uvažované rovině mezi horizontálním a vertikálním směrem je přibližně 90° ($\pm 30^\circ$).
 - Podíl velikosti horizontálních a vertikálních vibrací není větší než 3:1! (Totéž může platit i opačně - pro V/H).
 - Amplitudy násobků otáčkové složky - 2X, 3X atd. jsou malé.

Poznámka k měření: Ke standardnímu měření - 3 směry na ložiskových domcích - se doporučuje přidat další měření alespoň celkových hodnot vibrací také na patkách stroje a na stojanu (desce), ke kterým je stroj připevněn. V některých případech se tak snadno odhalí mechanické uvolnění, které by jinak značně ztěžovalo průběh vyvažování. V takových případech jsou totiž hodnoty vibrací na patkách stejné nebo ještě větší, než ve standardních měřicích místech.

4.1.4.4 Rozhodnutí o metodě vyvažování

Poté, co jsme si ověřili, že problémy stroje jsou způsobeny nevyvážeností, je na řadě zvolit vhodnou metodu provozního vyvažování. Nabízí se několik metod:

- v jedné rovině – bez měření fáze
- v jedné rovině – s využitím měření fáze
- ve více rovinách (stanovit počet)

Jak již bylo uvedeno, o volbě počtu vyvažovacích rovin rozhoduje:

- ♦ **typ nevyváženosti** - Pokud převládá silová nevyváženost, stačí jedna rovina, při obecné jsou potřebné alespoň dvě roviny, u pružných rotorů ještě více.
- ♦ **možnost přístupu** k rotoru - Když na skříni máme jen jedno okno, pak nezbývá než se smířit s vyvažováním v jedné rovině. Problém obecné nevyváženosti tak nelze zcela odstranit, ale je možné i tak nevyváženost zmenšit.

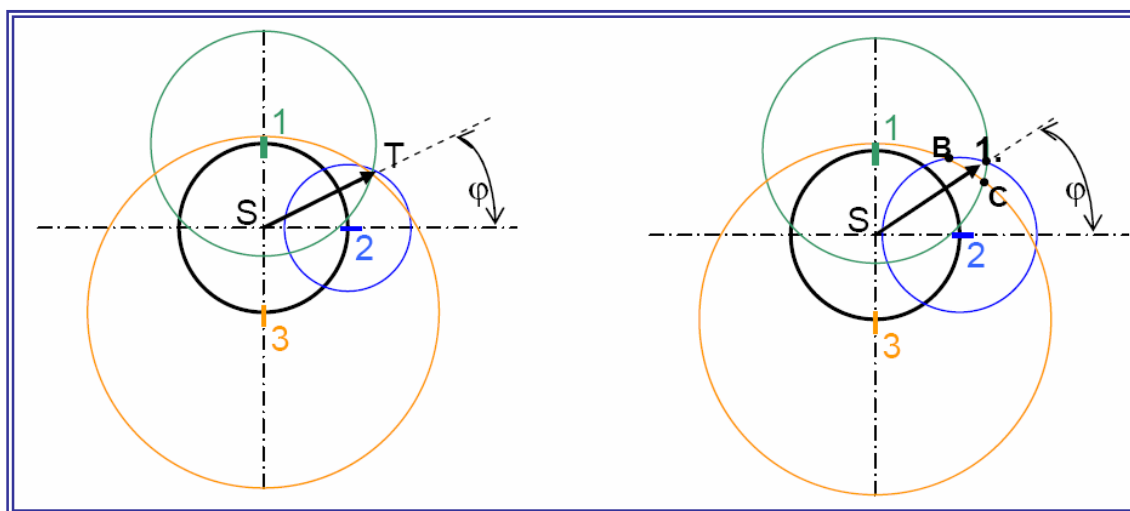
4.1.4.5 Stručný přehled nejpoužívanějších metod vyvažování

Podrobný popis metod vyvažování je uveden ve skriptech "Týmová cvičení předmětu vibrační diagnostika" a každou z uvedených metod si vyzkoušíte na modelech v laboratoři. Zde jsou stručně uvedeny jen základní principy zmíněných metod.

4.1.4.5.1 Vyvažování v jedné rovině

4.1.4.5.1.1 Tříbodová metoda (Siebertova konstrukce)

Tato metoda se aplikuje zejména tehdy, když není k dispozici údaj o fázi, například tehdy, když na hřídel není za provozu "vidět" (nelze použít fotosondu) ani nemáme instalován snímač fáze na bázi vířivých proudů. Tato metoda však bývá v praxi používána, např. u odstředivek, velkých ventilátorů chladících věží a jiných podobných strojů. Zde je zvlášť důležité využít možnosti porovnání vibrací v různých směrech a místech, než se pro vyvažování rozhodneme. Můžeme využít pouze měření celkových hodnot vibrací (nebo, pokud měříme spektrum, otáčkovou složku 1X). Postup vyžaduje celkem 4 měření – jeden chod pro zjištění úrovně vibrací při původní nevyváze a 3 zkušební chody. Při každém zkušebním chodu je v různých polohách na rotoru postupně upevněno jediné zkušební závaží, které má stále stejnou hmotnost. Nejlepších výsledků se dosáhne, pokud jsou zkušební závaží rovnoměrně rozložena po 120°. To však není možné vždy a není to ani nezbytné. Obrázek 4.1.10 ukazuje příklad, kdy byla zkušební závaží umístěna po 90°. (Tak by tomu bylo např. u dmyhadla se 4 lopatkami.) Z naměřených dat se pak tříkružnicovou metodou zjistí místo, do kterého se má umístit vyvažovací závaží, a také jeho hmotnost.



Obr. 4.1.10 - Tříkružnicová metoda (Siebertova konstrukce)

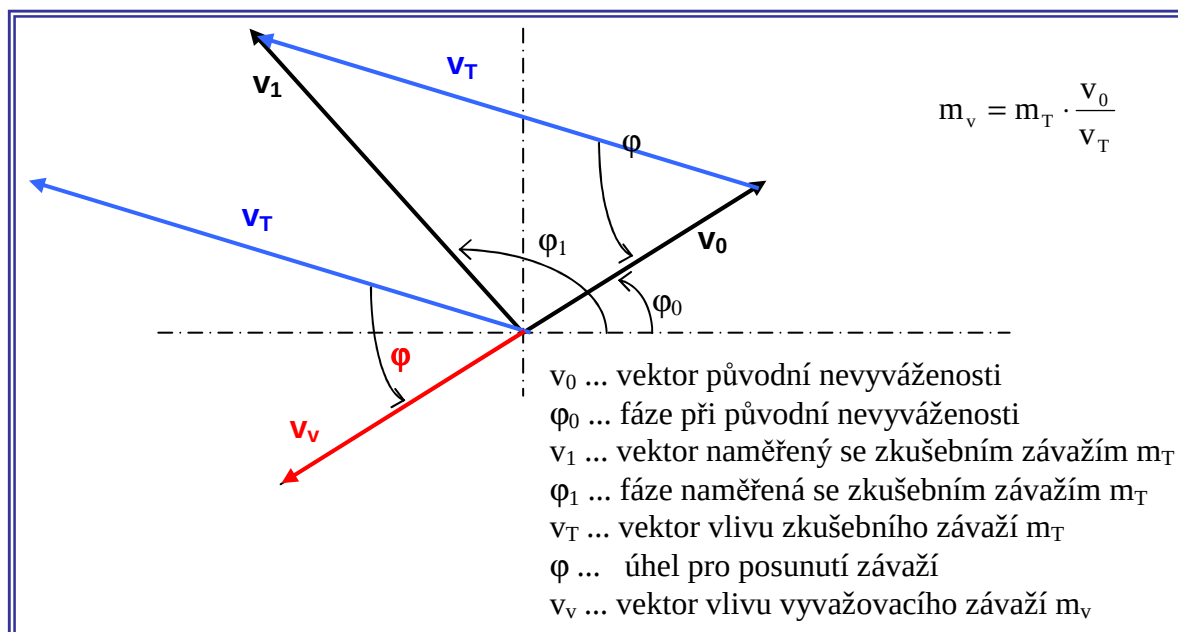
4.1.4.5.1.2 Vektorová metoda (se znalostí fáze)

Vektorová metoda je v praxi nejčastěji používanou metodou vyvažování v jedné rovině. Při provozním vyvažování nejsou známy příčinkové činitele. Proto je pro správné určení velikosti a polohy nevyvážku potřeba provést zkoušku citlivosti stroje na nevyvážek. Toto je základ všech vyvažovacích postupů, které využívají naměřené hodnoty velikosti a fáze 1X vibrací. Postup je následující:

Na rotor se připevní závaží o známé velikosti (tedy známe i jeho polohu). Z kombinace odezvy na původní a přídavnou nevyváženost se stanoví správná velikost a umístění vyvažovacího závaží. Vyvažovací proces tedy vyžaduje dva chody - jeden pro zjištění původní nevyváženosti, druhý pro zjištění vlivu přídavného závaží. Je důležité pochopit dvě věci:

- ♦ Metoda předpokládá, že **vyvažovaný systém je lineární**, což zjednodušeně řečeno znamená, že malá změna nevyváženosti vyvolá malou (proporcionální) změnu vibrací. To nemusí být pravda, zejména tehdy, když stroj pracuje poměrně blízko vlastní frekvence (nebo kritických otáček), když existuje mechanické uvolnění apod.
- ♦ Dále se předpokládá to, že naměřená amplituda složky **1X je dána jen nevyvážeností**, avšak někdy to nebývá pravda - vždy existuje také nějaká nesouosost atd.

Při aplikaci vektorové metody, jejíž princip je na obr. 4.1.11, je potřeba jasně chápat, co znamená který vektor a nezaměňovat vliv nevyvážku $\mathbf{v}_T$ a celkový, součtový vliv původní nevyváženosti a nevyvážku. Stav, kterého chceme dosáhnout, je zjistit velikost a směr vektoru $\mathbf{v}_v$, který anuluje vektor původní nevyváženosti $\mathbf{v}_0$. Je potřeba si uvědomit, že úhel ϕ , který určuje polohu tohoto vektoru, má nejen velikost, ale také směr. Zde je zdroj nejčastějších chyb při vyvažování: Při dodržení celého postupu a správném určení velikosti vyvažovacího závaží se jednoduše závaží umístí na opačnou stranu od původního, než se má umístit. Výsledkem je fatální selhání - stroj mnohdy vibruje ještě více, než na začátku.



Obr. 4.1.11 - Vektorová metoda

Postup při umísťování vyvažovacího závaží tedy musí být takový, že při **kladném směru otočení** od $\mathbf{v}_T$ k $\mathbf{v}_V$ (tj. v grafu proti směru hodinových ručiček) se vyvažovací závaží vůči zkušebnímu nevyvážku posune tak, že o patřičný úhel pootočíme rotorem ve směru jeho normálního otáčení a sem umístíme vyvažovací závaží (Představme si, že se oknem, které zajišťuje průzor na rotor, díváme na zkušební nevyvážek. Poté rotorem ve směru jeho normálního otáčení otočíme o úhel ϕ a umístíme závaží). Pokud úhel ϕ vyjde záporný (tj. v grafu ve směru hodinových ručiček), otočíme rotorem proti směru jeho normálního otáčení. Pozor: chyba 15° (tj. posunutí minutové ručičky o $2\frac{1}{2}$ minuty, což není moc) znamená, že jsme nevyvážili. (Vše se zdá jednoduché do okamžiku, kdy stojíme před ventilátorem o průměru kola 2,5 m a okénko má sotva 40 cm...)

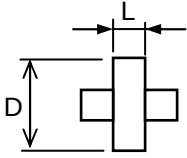
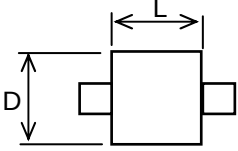
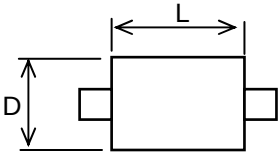
Pozn.: Vektorová metoda vyvažování bývá běžně implementována v analyzátozech určených pro provozní měření, takže ruční kreslení vektorového diagramu nebývá nutné.

4.1.4.5.2 Provozní vyvažování ve dvou rovinách

Vyvažování ve dvou rovinách, při kterém je potřeba stanovit čtyři příčinkové součinitele, se obvykle provádí s počítačovou podporou (pomocí zabudovaného vyvažovacího programu v analyzátoru). Jeho princip je stejný jako u vektorové metody vysvětlené v předchozí kapitole u vyvažování v jedné rovině, ale vzhledem k tomu, že závaží přidané do jedné z vyvažovacích rovin ovlivní vibrace na obou ložiscích, není interpretace vektorových diagramů přímočará. Vzhledem k dostupnosti moderního vybavení se vektorová metoda přímo nepoužívá.

Poznámka: Pokud je rotor provozován s otáčkami vyššími, než je 70% jeho kritických otáček, je považován za pružný a obvykle jeho vyvážení vyžaduje korekci ve více než dvou rovinách (podrobněji viz tabulka 4.2).

Tabulka 4.2 - Počty vyvažovacích rovin v závislosti na rozměrech rotoru

	poměr L/D	1 rovina	2 roviny	více rovin
	$< 0,5$	0 - 1000 ot/min	> 1000 ot/min	nelze použít
	$0,5 < L/D < 2$	0 - 150 ot/min	150-2000 ot/min nebo $> 70\%$ prvních kritických otáček	> 2000 ot/min nebo $> 70\%$ prvních kritických otáček
	> 2	0 - 100 ot/min	100 ot/min až 70% prvních kritických otáček	$> 70\%$ prvních kritických otáček

4.1.4.6 Doplňující poznámky k provoznímu vyvažování

- ♦ K volbě počtu vyvažovacích rovin: Mnohdy existují prakticky nepřekonatelná omezení, daná konstrukcí stroje - konstruktér nemyslel na případné korekce svého stroje, neprovedl opatření pro přístup k rotoru ve více rovinách ani patřičná opatření pro snadné připevnění vyvažovacích závaží (např. drážky apod.). Pokud konstrukční omezení nejsou, řídí se počet vyvažovacích rovin v závislosti na rozměrech hřídele a jeho otáčkách tabulkou 4.2.
- ♦ Pokud se pro vyvažování používá spektrální analyzátor, pak se mnohdy doporučuje (jen pro tuto specifickou práci - provozní vyvažování) volit obdélníkové okno a špičkovou hodnotu, pro zjištění správné velikosti amplitudy (frekvenci 1X vibrací známe z jiných měření). Některé analyzátory mají toto programově ošetřené.
- ♦ Opět je nutné zdůraznit, že i při použití dobře vybaveného analyzátoru jsou všechny úvahy a výpočetní program založeny na předpokladu linearity. Pokud dojde k tomu, že i při pečlivé práci se nedostavuje očekávaný výsledek, nerozbíjejte analyzátor a znovu, skoro od začátku, začněte s posuzováním všech naměřených hodnot a hledejte příčinu potíží - mnohdy stačí pořádné světlo a při prohlídce najdete trhliny na stojanu (způsobující významnou nelinearitu odezvy), nebo zjistíte, že na kole jsou úsady, které v průběhu práce odpadávají a mění počáteční nevyváženost apod.
- ♦ Pamatujte, že: Zkušební chod(-y) se provádí pro zjištění citlivosti stroje na nevyváženost co do velikosti a polohy (zjištění příčinkových činitelů). Na základě tohoto otestování se počítají korekční závaží. V případě mírné nelineární odezvy je možné provést doladovací vyvážení, většinou za předpokladu konstantních příčinkových činitelů. Při větší nelinearitě tyto programy selhávají. V takovém případě je vyvažování velmi obtížné, většinou je lze provést jen zkusmo.
- ♦ Závěrem: Pokud se provádí více chodů na doladění vyvážení, nelitujte času a proměřte vždy všechny měřicí body. Často se stává, že úspěšně vyvážíte ventilátor a elektromotor se nepozorovaně dostane do pásma neuspokojivého nebo dokonce nepřipustného chodu.

Poznámka na závěr: V jedné publikaci, kterou zřejmě napsal velmi zkušený diagnostik, jsou tyto dvě pravdy:

- *Nejlépe se vyvažuje za deště ve tři ráno (to za vámi nikdo nestojí).*
- *Pokus o vyvažování v blízkosti rezonance uvádí člověka do stavu naprosté marnosti a bezmoci (stroj jako by ožil a dělá si z vás legraci, nic vypočteného neplatí).*

4.2 Nesouosost

Nesouosost je další z běžných závad rotačních strojů. Je důsledkem nesprávného ustavení strojů, o kterém je nutné v úvodu kapitoly o nesouososti pojednat.

4.2.1 Ustavení strojů

Pojem *ustavení* technicky znamená to, že se rotory za provozu otáčejí ve skříních ve správné poloze, takže mohou plnit svou funkci bez přídavných problémů. Obvykle se

předpokládá, že osa rotoru je soustředná s osou skříně a ložisek a že navzájem spojené rotory mají společnou osu. Jedná se tedy o dosažení souososti.

Pod pojem *ustavení* tedy patří dvě technicky dosti odlišné kategorie:

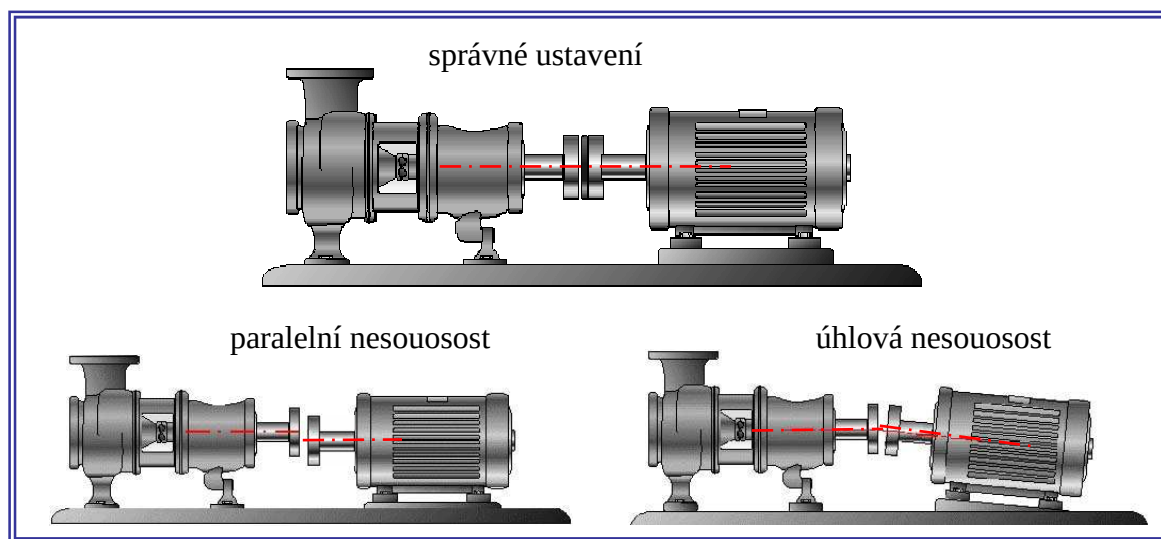
- 1) ustavení rotoru ve vlastní skříní stroje
- 2) ustavení rotorů strojního systému (soustrojí) vůči sobě

Je zřejmé, že základní předpoklady pro správné ustavení vytváří konstruktér/výrobce, a to tak, že vhodným způsobem do konstrukce začleňuje prvky pro seřízení polohy osy rotoru vůči ose skříně a také vhodnou volbou spojek rotorů, včetně opatření pro ustavení jejich částí vůči sobě.

Vliv nesprávného ustavení spočívá v tom, že:

- ♦ se zhorší výkonnost stroje (například v důsledku změny vůlí),
- ♦ zvětší se příkon pro pohon hnaného stroje (ve spojce se maří výkon, který se mění na teplo - viz obr. 1.3),
- ♦ dochází ke zvýšenému opotřebení ložisek, ucpávek a mnohdy i částí spojky v důsledku nadměrných přenášených sil,
- ♦ zvyšuje se hluk a vibrace, které rovněž znamenají nadměrné zatížení částí stroje i základu.

Na obrázku 4.2.1 je znázorněno správně ustavené soustrojí a dva typy nesouososti - *paralelní (radiální)* nesouosost (= rovnoběžné posunutí) a *úhlová* nesouosost.

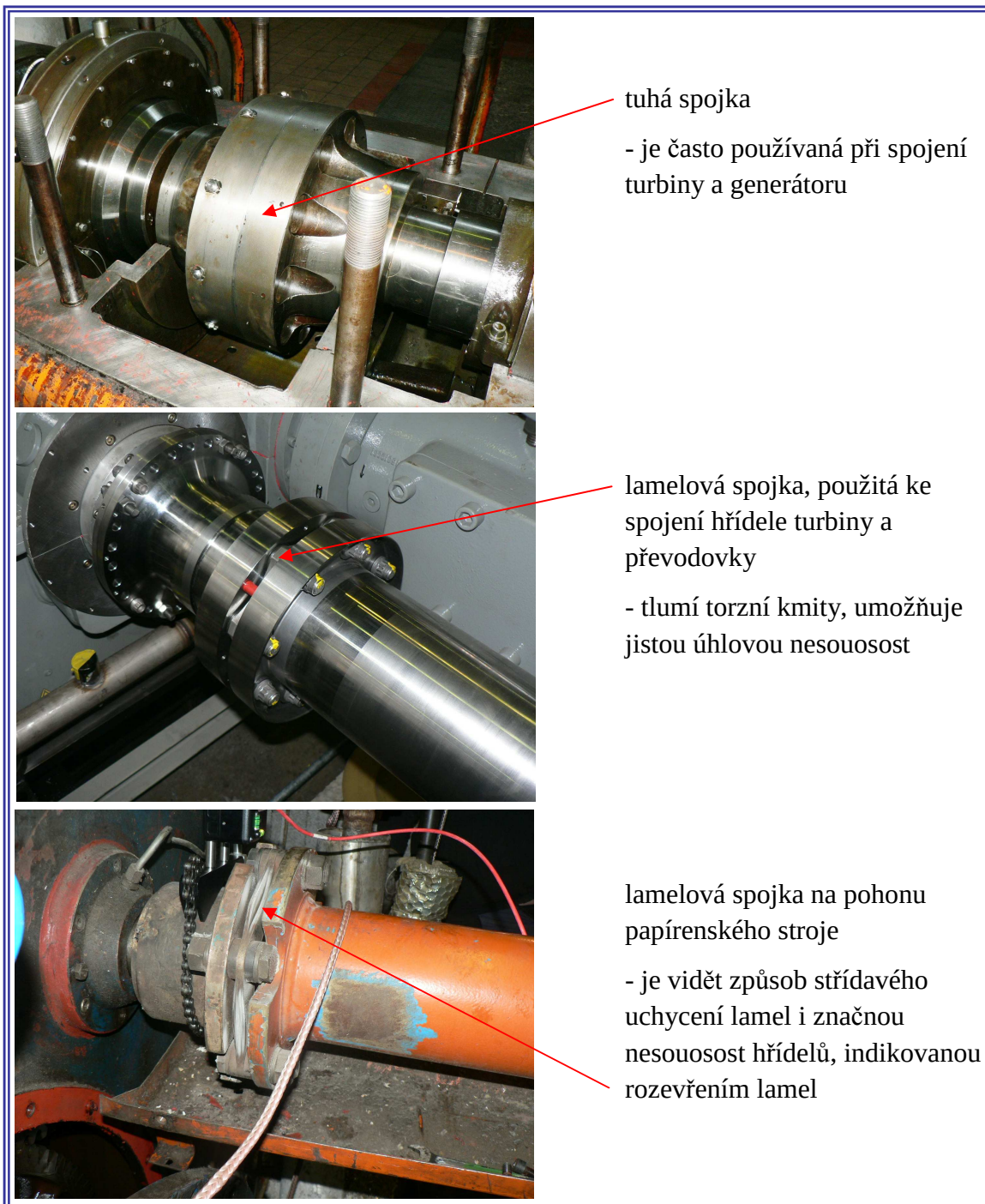


Obr. 4.2.1 - Správné ustavení strojů, paralelní a úhlová nesouosost

Je zřejmé, že v případě souosých rotorů se ve spojce přenáší pouze požadovaný moment bez dalších přidavných sil/momentů, kdežto v neustaveném soustrojí se ve spojce generují další síly a momenty, které působí na spojku a hřídele a které musí být zachyceny ložisky. Proto jsou kvůli správnému ustavení kladeny přísné požadavky na všechny komponenty, které ovlivňují toto ustavení, viz následující typické příklady tolerancí:

- ♦ Základy: Doporučená tolerance je 0,025 mm pro všechny montážní podložky, patky strojů musí být komplanární v mezích do 0,025 mm.

- ♦ Deformace v důsledku potrubí nebo kanálů: Doporučená tolerance přesnosti je omezení odchylky hřídele do 0,05 mm v ose spojky v jakémkoliv směru, když je potrubí nebo kanál připojen.



Obr. 4.2.2 - Praktické příklady spojek

- ♦ **Spojka:** Obvyklá doporučení pro ustavení strojů "za studena" (např. do 0,05 mm radiálně), uváděná v řadě příruček, mnohdy nerespektují různou teplotní roztažnost spojovaných strojů a mohou vést k velmi nepříjemným problémům. Stejně zavádějící je tvrzení různých výrobců spojek o tom, jakou radiální nebo úhlovou nesouosost vydrží jimi dodané spojky. Už však neuvádějí, že to nemusí vydržet sousední ložiska, na která se zatížení od nesouososti přenáší.

Na obr. 4.2.2 jsou uvedeny dva typické příklady spojek - tuhá a lamelová spojka.

Pro ilustraci problému s dilatací jsou v tabulce 4.3 uvedeny koeficienty teplotní roztažnosti různých materiálů a na obr. 4.2.3 je uveden příklad předepsaných hodnot ustavení spojek za studena pro jeden konkrétní případ.

Tabulka 4.3 - Teplotní roztažnost různých materiálů

Koeficient teplotní roztažnosti	
Materiál	mm/°C/m
Hliník	0,0234
Mosaz, litá	0,0187
Uhlíková ocel	0,0113
Litina	0,0106
Niklová ocel	0,0131
Nerezavějící ocel	0,0173
Beton (proměnná)	0,0018

Poznámka: Uvedené koeficienty jsou technicky správné, ale pro vytvoření představy o závažnosti problému je snad vhodnější následující "příklad":

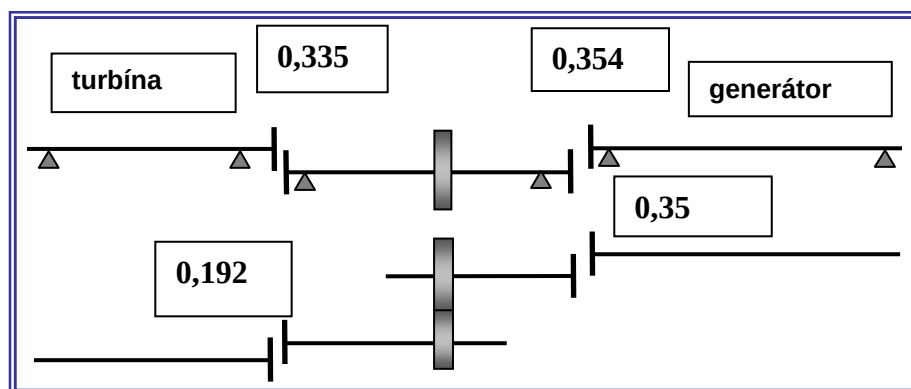
Ocelová tyč o délce 1 m se po zahřátí o 100 °C prodlouží o 1 mm!!!

Proto je nutné uvážit různou teplotní roztažnost v případě, kdy jsou spojovány do soustrojí komponenty s výrazně odlišnou provozní teplotou, například:

- elektromotor a čerpadlo na kapalinu o vysoké teplotě
- elektromotor a kouřový ventilátor
- turbína a kompresor s nízkou nebo vysokou teplotou plynů
- turbína s převodovkou pohánějící generátor

Problém je složitější v případě, kdy některá z komponent (nebo všechny) je na kluzných ložiskách. Jak je vysvětleno v kapitole ?? o kluzných ložiskách, střed čepu se při otáčení posouvá od osy ložiska do boku ve směru otáčení a směrem nahoru z klidové polohy. Při ustavování spojek je tedy potřeba vzít v úvahu nejen rozdíl teplot, ale i toto posouvání za rotace. Výsledkem je to, že v žádném případě nelze spojky ustavit "na nulu" a pevně věřit v klidný chod soustrojí.

Na obr. 4.2.3 je příklad předpisu pro ustavení "za studena" u soustrojí turbíny, převodovky a generátoru o výkonu cca 40 MW, který ukazuje názorně, jak výrazně se mohou lišit hodnoty ustavení za studena od nuly, aby se dosáhlo klidného chodu za provozu.

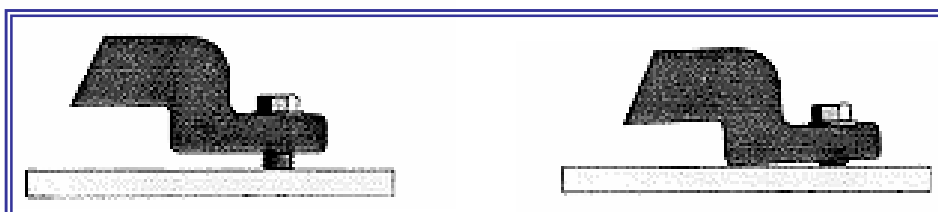


Obr. 4.2.3 - Příklad předpisu pro ustavení za studena
(horní schéma - nárys, spodní schéma - půdorys)

4.2.1.1 Měkká patka

Existuje ještě jeden závažný zdroj související s nesouosostí, který se běžně nazývá *měkká patka*. Takto se označuje stav, kdy některá z patek stroje nedosedá (před dotažením uchycovacích šroubů) na základový rám (nebo stojan), viz obrázek 4.2.4. K tomuto stavu může dojít z různých důvodů:

- chyby obrábění nebo poškození, které způsobilo, že patky již nejsou komplanární
- opotřebení, koroze, usazení nebo nesprávná montáž základových desek nebo rámu strojů
- vlivy od připojení nebo od jiných strojů



Obr. 4.2.4 - Měkká patka

S měkkou patkou souvisí kromě nesouososti i řada dalších problémů:

Vnitřní nesouosost hřídele/ložiska - Po utažení všech patek stroje, u kterého je problém měkké patky, se může změnit poloha os ložisek. Některá ložiska tolerují malou vnitřní nesouosost, ale například kuličková ložiska s hlubokou drážkou dovolují jen velmi malou nesouosost.

Deformace ložiskového domku - Tento stav je pravděpodobnější u svařovaných ocelových rámu strojů. Deformace stroje může způsobit, že ložiskový domek je vajíčkového tvaru a může sevřít vnější kroužek ložiska nebo může zabránit normální teplotní roztažnosti. Je rovněž možné, že vnější kroužek bude mírně naklopený.

Změna vzduchové mezery v indukčním motoru - Stav měkké patky může způsobit rovněž změnu polohy osy koncových štítů motoru. To může vyvolat problém se vzduchovou mezerou v motoru, protože rotor bude poněkud posunut ve vývrtu statoru. Jakákoliv odchylka

vzduchové mezery, která je větší než 5 %, může vyvolat extrémně vysoká radiální zatížení motoru. Motory s lehkým rámem s konstrukcí ze svařované oceli jsou citlivé na deformaci statoru, což se projevuje podobně jako změna vzduchové mezery.

Změna polohy oběžného kola čerpadla (nebo jiného rotoru) – Měkká patka u čerpadla může vyvolat změnu polohy oběžného kola vůči skříni čerpadla nebo vůči prstencům. To může změnit charakteristiky čerpadla a v extrémních případech to může způsobit zadírání.

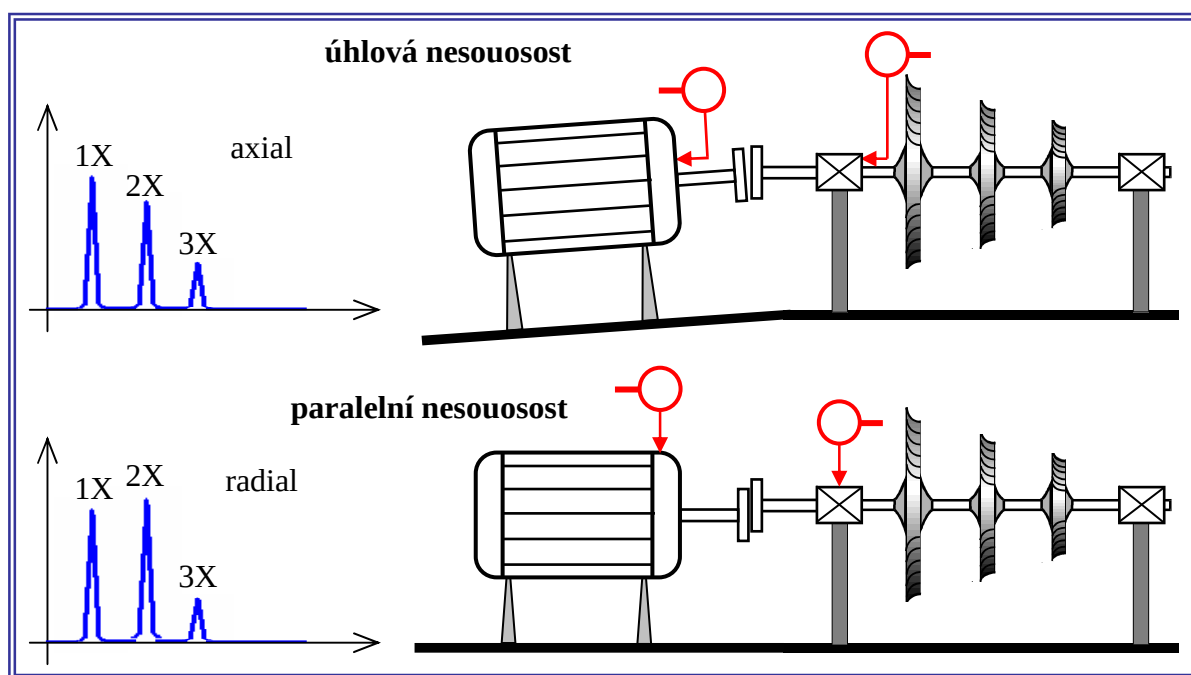
Změna rezonanční frekvence soustavy stroje a základu – Když je neopravená měkká patka utažena, může deformace změnit rezonanční frekvence soustavy stroj/základ. Tato situace může být odhalena tak, že povolení určité patky za provozu způsobí významné snížení (nebo zvýšení) vibrací.

Z tohoto důvodu je doporučována poměrně přísná kontrola dosedání patek před montáží: **Mezera pod patkami nemá být větší než 0,025 mm.**

4.2.2 Diagnostika nesouososti a měkké patky

4.2.2.1 Úhlová nesouosost

Úhlová nesouosost je charakterizována velkými axiálními vibracemi, které jsou v protifázi, tj. s rozdílem 180° přes spojku. V typickém případě jsou velké axiální vibrace na obou složkách 1X a 2X (viz obr. 4.2.5 nahoře). Avšak není neobvyklé, když dominuje některá ze složek 1X, 2X nebo 3X. Tyto symptomy mohou indikovat i současnou existenci problémů se spojkou. Výrazná úhlová nesouosost může budít mnoho harmonických násobků frekvence otáčení.



Obr. 4.2.5 - Úhlová a paralelní nesouosost - typické spektrum a fázové poměry

4.2.2.2 Paralelní nesouosost (nesouosost posunutím)

Nesouosost, vzniklá paralelním posunutím, má podobné symptomy jako úhlová nesouosost, ale velké vibrace jsou v radiálním směru. Přes spojku jsou přibližně v protifázi, tj. o 180° posunuté. Složka $2X$ je často větší než $1X$, ale její velikost relativně vůči $1X$ je často určena typem a konstrukcí spojky (viz obr. 4.2.5 dole). Když je úhlová nebo paralelní nesouosost výrazná, může generovat buď velké amplitudové špičky na řadě harmonických násobků ($4X$ - $8X$) nebo i celou řadu harmonických násobků do vysoké frekvence, což je podobné výskytu mechanického uvolnění.

4.2.2.3 Měkká patka

Měkká patka nejčastěji ovlivňuje amplitudu radiálních vibrací na frekvenci otáčení $1X$, ale může se také změnit amplituda harmonických násobků otáček nebo v případě deformace skříně elektromotoru i dvojnásobek síťové frekvence.

4.2.3 Doporučený postup při řešení nesouososti a měkké patky

V případě, že diagnostické měření naznačuje, že se jedná o problém, který může souviset s ustavením nebo s měkkou patkou, doporučuje se tento postup řešení:

1. Posoudit historii:

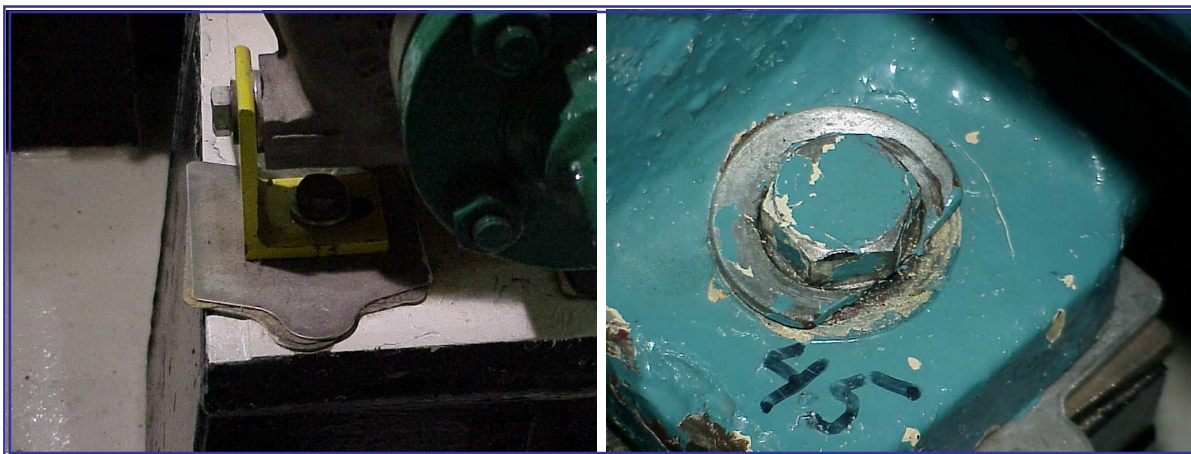
- Měl stroj vždy nadměrné vibrace nebo se problém vyvinul v nedávné době?
- Jaká údržba stroje byla prováděna v nedávné době, neboli lze korelovat údržbářský zásah s dobou, kdy došlo ke změně chování stroje?
- Jak se stroj choval, když byl poprvé nastartován na režim, kdy dosáhl normální provozní teploty?
- Mění se symptomy se změnami procesu nebo změnou teploty okolí?
- Jaká metoda ustavování byla použita?
- Co ukazují záznamy z ustavování o stavu před a po ustavení?
- Jaké hodnoty teplotní dilatace jsou použity a jak byly vypočteny?
- Jaké četnosti poruch ložisek, ucpávek, komponent spojky nebo jiných položek souvisejících s opotřebením byly v minulosti?

2. Provést kontrolu zařízení:

- Proveďte vizuální kontrolu základové desky a základu na výskyt trhlin, prasklých svarů, chybné zálivky, koroze atd. Toto je nutné opravit před prováděním konečného ustavení.
- Zkontrolujte stav podložek pod patkami všech strojů v soustrojí. Jakékoliv vadné nebo nevhodné podložky je nutné vyjmout a vyměnit za odpovídající podložky z nerezavějící oceli. Ověřte, zda podložky mají správnou velikost pro danou patku a základový šroub. Na obr. 4.2.6 vlevo je příklad nesprávně podložené patky - hodně podložek funguje jako pružina, navíc úhelníková příložka je rovněž měkká.
- Zkontrolujte všechny základové šrouby, matice a podložky. Vyměňte ohnuté nebo v provozu upravované šrouby za nové šrouby o správné délce a pevnosti. Zprohýbané

podložky musí být vyměněny za kalené podložky o správné velikosti. Pokud byly otvory v patkách provrtány nebo vypáleny plamenem tak, aby umožňovaly větší horizontální pohyb, musí být použita tlustá podložka, která umožní dosažení odpovídající utahovací síly při utahování šroubů. Na obr. 4.2.6 vpravo je příklad deformované a neúplné podložky, způsobující "měkké uchycení".

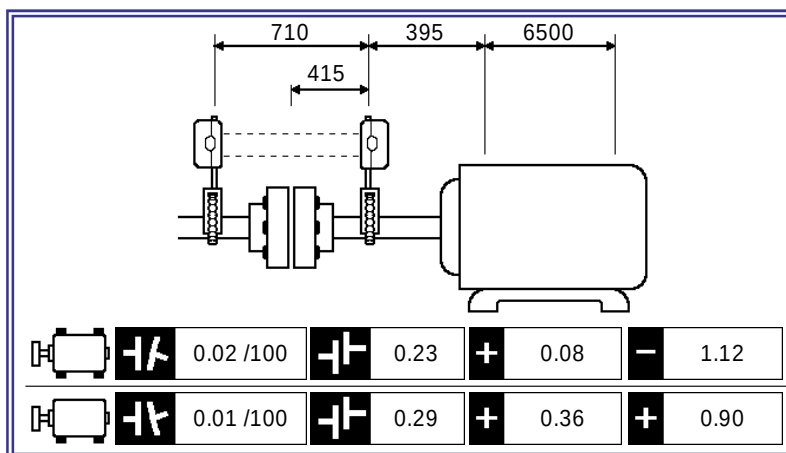
- Zkontrolujte spojku, abyste zjistili neobvyklé opotřebení, uvolnění, mazání a opravte sestavu



Obr. 4.2.6 - Příklady měkkých patek

3. Provést kontrolu ustavení

- V současnosti se nejčastěji používá metoda založená na použití laserových přístrojů, které jsou obvykle ve výbavě servisních organizací. Data jsou zpracována zabudovaným programem, který vypočte nutné posunutí jednoho ze strojů tak, aby byl dosažen požadovaný výsledek. Příklad grafického výstupu je na obrázku 4.2.7.

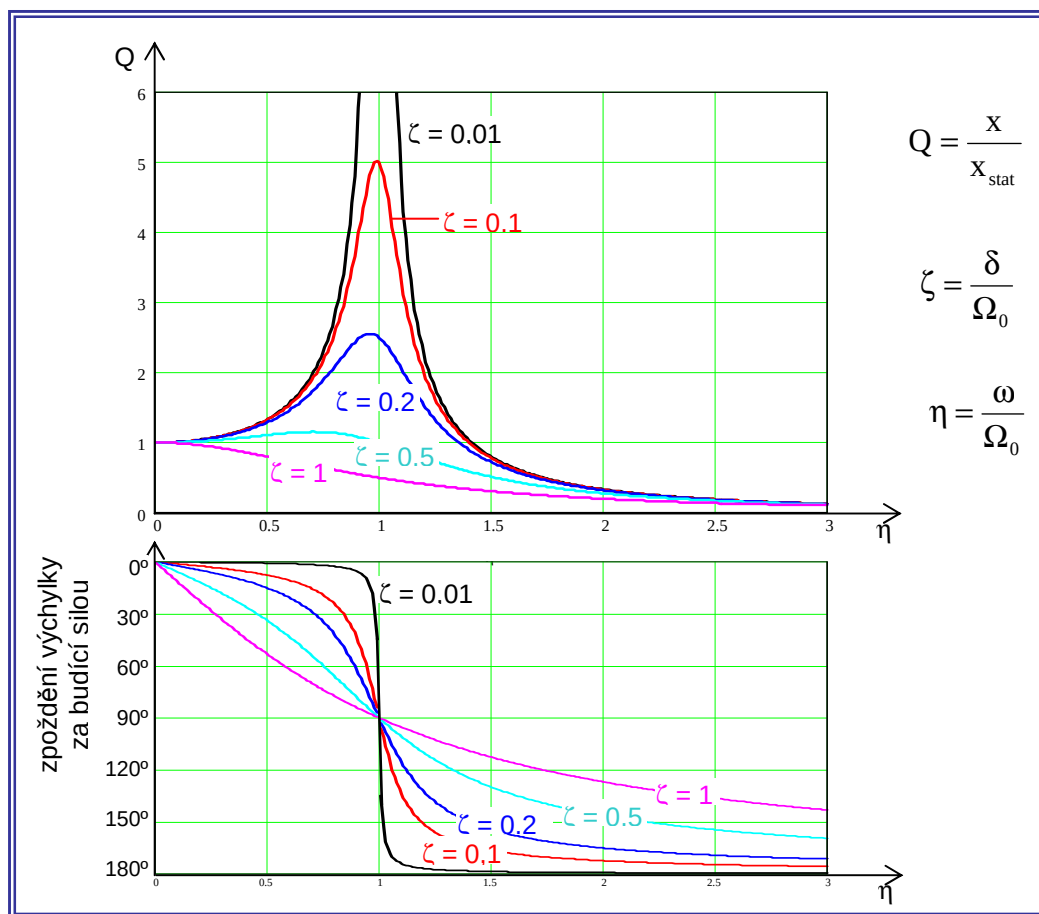


Obr. 4.2.7 - Výstup z programu pro ustavování strojů

4.3 Diagnostika závad rotorových systémů

4.3.1 Rezonance rotoru

Jakmile jsou otáčky rotoru blízké některé z jeho vlastních frekvencí, nastává jev zvaný rezonance. Takovým otáčkám se říká *kritické otáčky*. Vzhledem k tomu, že běžné ocelové konstrukce mají malé tlumení, je zvýšení amplitudy (zesílení) v okolí rezonance velmi vysoké (16 - 20), zejména pro první vlastní frekvenci. To znamená, že i malá budicí síla může mít na konstrukci destruktivní vliv. Proto je potřeba při návrhu stroj odladit tak, aby provozní budicí frekvence byly dostatečně daleko od vlastních frekvencí. Např. u turbin se obvykle navrhuje konstrukce tak, aby provozní otáčky byly 70 % pod nebo alespoň 15 % nad kritickými otáčkami. Pozn.: Vzhledem k tomu, že rotor má více (teoreticky nekonečně mnoho) vlastních frekvencí, má i více kritických otáček. *První* kritické otáčky jsou ty, kdy rotor kmitá *první* ohybovou vlastní frekvencí, atd.

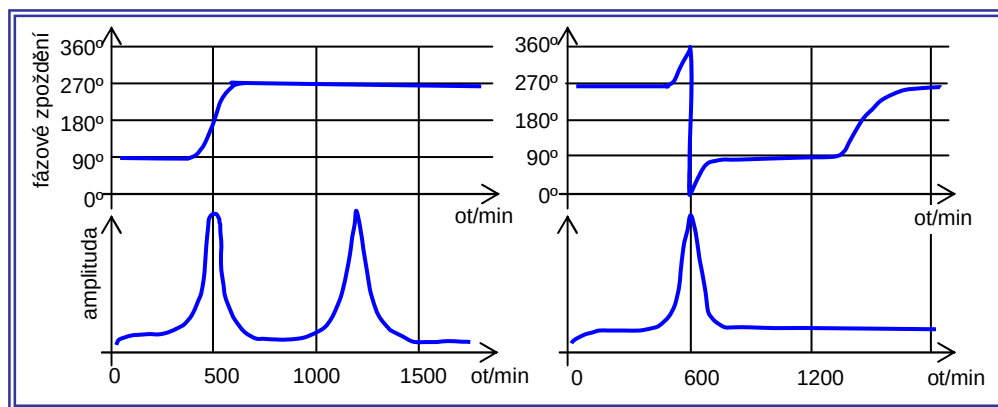


Obr. 4.3.1 - Amplitudo-fázová charakteristika (v bezrozměrném tvaru)

Na obr. 4.3.1 je tzv. *amplitudo-fázová charakteristika* (také se jí říká *Bodeův graf*), která udává závislost amplitudy a fáze na budicí frekvenci, v případě rotačních strojů tedy na otáčkách stroje. Výstižnější je znázornění amplitudo-fázové charakteristiky tak, že na vodorovné ose je *činitel naladění* η (poměr budicí a vlastní frekvence) a na svislé ose je tzv. *faktor zesílení* Q , což je poměr výchylky a statické výchylky (udává tedy, kolikrát je výchylka

na dané frekvenci větší než by byla statická výchylka). V tomto tvaru je charakteristika zobrazena i na obr. 4.3.1. Zde zakreslený průběh fáze se týká fáze, která je definovaná jako *zpoždění odezvy za budící silou*. Takovou fázi ve skutečnosti nelze běžně měřit, protože nemáme prostředky pro měření budících sil za provozu. Ale měřením můžeme zjistit rozdíl fází při provozu pod rezonancí a nad rezonancí.

Z amplitudo-fázové charakteristiky je vidět, že tlumení ovlivňuje v okolí rezonance nejen velikost výchylky, ale i fázi, a to výrazně - při malém tlumení (u valivých ložisek) je změna fáze rychlá, při velkém tlumení je pozvolná. Kluzná ložiska mají větší tlumení v olejovém filmu a pozvolnější změnu fáze, která mnohdy není v naměřených datech úplně zřejmá.



Obr. 4.3.2 - Změna fáze v rezonanci

Na obr. 4.3.2 je idealizovaný případ pro ilustraci, jak z naměřených dat odečítat změnu fáze v souvislosti s rezonancí (kritickými otáčkami). Amplitudo-fázová charakteristika vlevo indikuje jen jedny kritické otáčky (500 ot/min). Druhá amplitudová špička při otáčkách cca 1200 ot/min asi odpovídá většímu buzení nebo přenosu z jiné části soustavy, ale není zde změna fáze, tedy se nejedná o kritické otáčky.

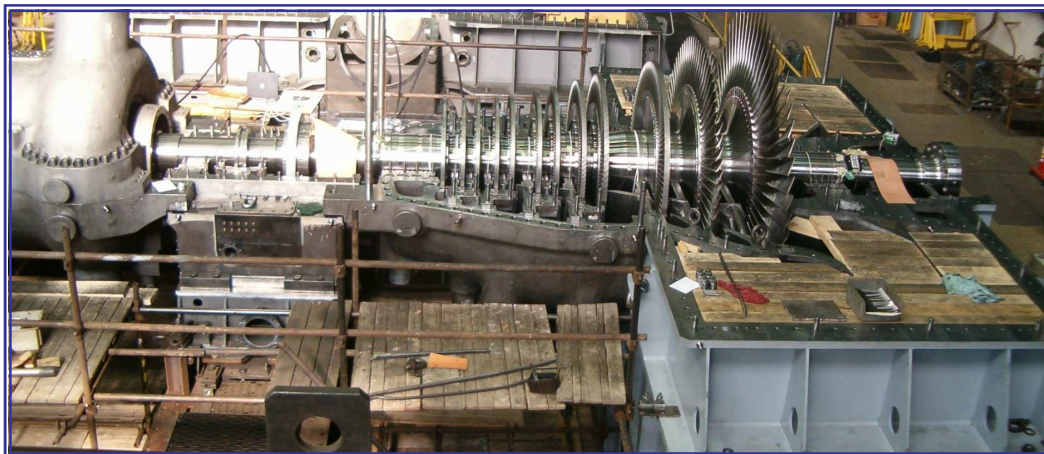
Charakteristika na obr. 4.3.2 vpravo indikuje dvoje kritické otáčky, přestože v grafu amplitudy je pouze jedna špička. U kritických otáček 600 ot/min vidíme změnu amplitudy i změnu fáze, u kritických otáček cca 1400 ot/min vidíme jen změnu fáze, amplituda se nemění, (měřicí bod byl asi blízko uzlu). Vidíme tedy, že rozhodující pro identifikaci kritických otáček je *změna fáze*. Pozn: "přeskok" fáze z 360° na 0° žádnou změnou fáze není, je způsoben zobrazením vertikální osy od 0 do 360°.

Provozní otáčky rotoru mohou být (a bývají) vyšší než kritické, protože v oblasti za kritickými otáčkami se výchylka rotoru zmenšuje, a to až na hodnotu menší než je statická výchylka, jak je vidět z amplitudové charakteristiky. Je to dáno tím, že v důsledku opoždění odezvy za buzením se nad kritickými otáčkami těžiště rotoru vrací do osy rotace. Tomu se říká *samostředění hřídele*.

4.3.1.1 Kritické otáčky soustavy rotorů

V praxi nikdy neanalyzujeme jen jeden stroj (rotor), vždy se jedná o soustrojí, tedy spojení nejméně dvou strojů dohromady, z nichž alespoň jeden je hnací a jeden poháněný.

Problematika kritických otáček bude objasněna na příkladu soustrojí, které se skládá ze dvou částí turbíny (vysokotlaké a nízkotlaké), generátoru a budiče (viz obr. 4.3.2). V tomto případě má soustrojí čtyři první kritické otáčky (což je ještě zjednodušení). Spojková pole nejsou samostatně uvažována.



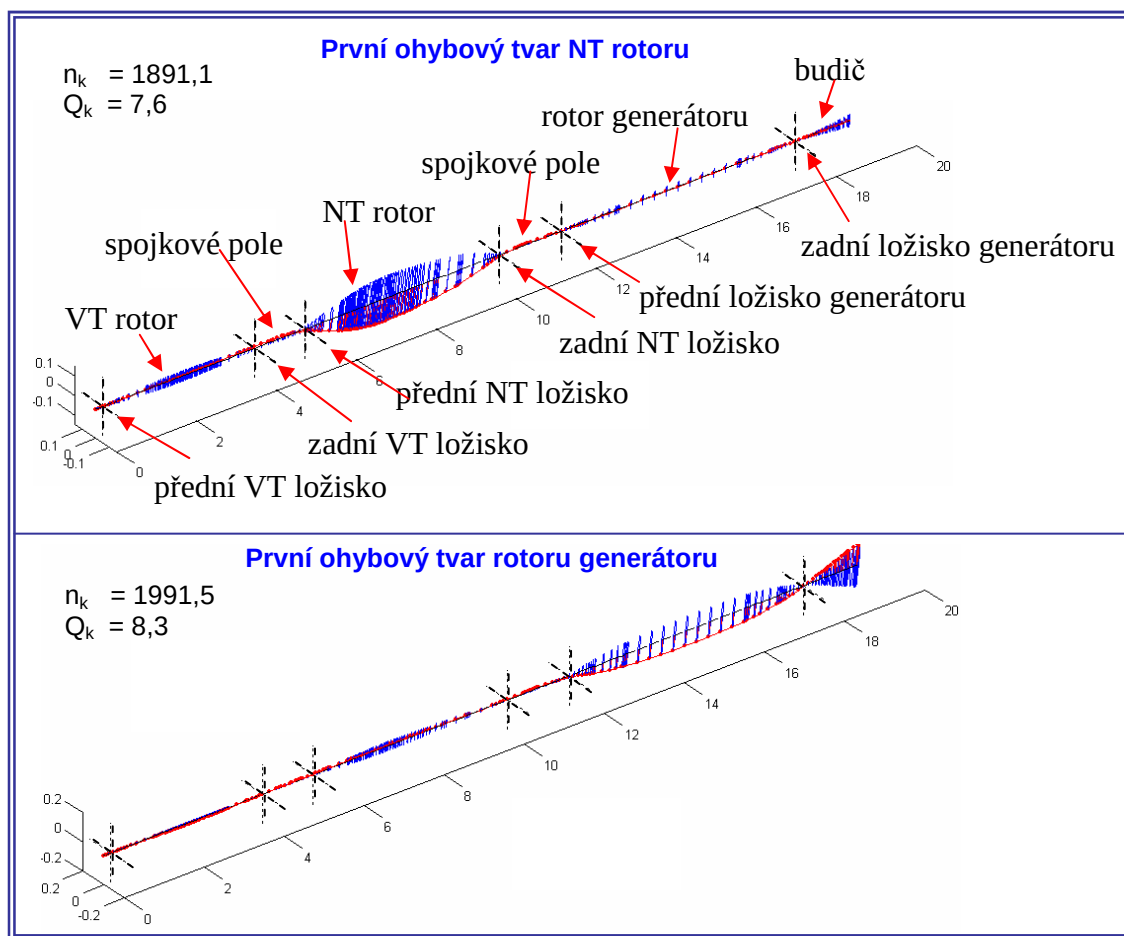
Obr. 4.3.3 - Příklad soustrojí se čtyřmi prvními kritickými otáčkami

Nízkotlaký rotor (NT) turbíny je těžký a méně tuhý (je na obrázku vpravo), má tedy nejnižší kritické otáčky (viz tabulka 4.4). Ve směru osy NT rotoru (doleva) je vidět spojková část a vysokotlaká část turbíny (VT). Její rotor je lehčí a tužší a má vyšší kritické otáčky (viz tabulka 4.4). Hodnoty koeficientu zesílení Q odpovídají uložení rotoru na kluzných ložiscích. Uvažovaná rotorová soustava má dále ještě rotor generátoru s rotorem budiče letmo. Rotor generátoru je na obrázku 4.3.6.

Tabulka 4.4 - Vypočtené hodnoty prvních kritických otáček rotorové soustavy

Výpočtové kritické otáčky (ot/min)	koeficient zesílení Q	Popis vlastního tvaru	Obrázek vlastního tvaru
1891,1	7,6	první ohybový tvar NT rotoru	obr. 4.3.4 nahoře
1991,5	8,3	první ohybový tvar rotoru G	obr. 4.3.4 dole
2432	--	první ohybový tvar VT rotoru	--

Na obr. 4.3.4 jsou zobrazeny vlastní tvary NT rotoru (nahoře) a generátoru (dole). Popis částí rotorové soustavy, který je uveden u horního obrázku, platí stejně i pro dolní obrázek. Na volném konci hřídele generátoru je letmo uložený budič, proto jsou vibrace na volném konci velké.



Obr. 4.3.3 - První ohybové tvary kmitu částí soustrojí z obr. 4.3.2

4.3.1.2 Parametry ovlivňující kritické otáčky

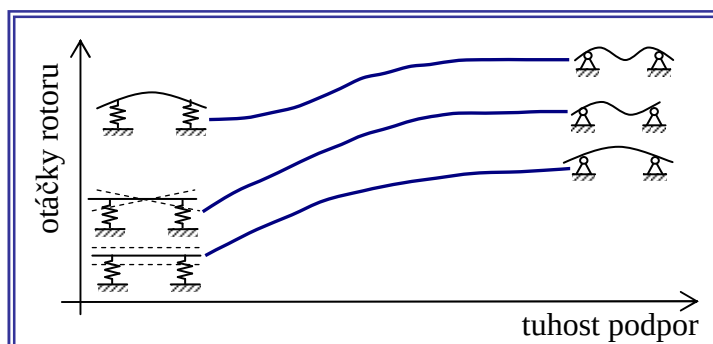
Jak už bylo řečeno v úvodu, má každý stroj (rotor) více kritických otáček. Na obr. 4.3.4 je zobrazeno, kterým tvarům kmitu odpovídají první, druhé a třetí kritické otáčky. Je na něm také ukázána závislost velikosti kritických otáček na tuhosti podpor.

Současně s poklesem velikosti kritických otáček v závislosti na poklesu tuhosti se při nízké hodnotě tuhosti mění i tvar kmitu (viz schematické znázornění tvarů kmitu vlevo a vpravo). Je vidět, že první a druhý ohybový tvar se při velmi nízké tuhosti podpor změnil na tvary tuhého tělesa, z třetího ohybového tvaru se stal první ohybový atd.

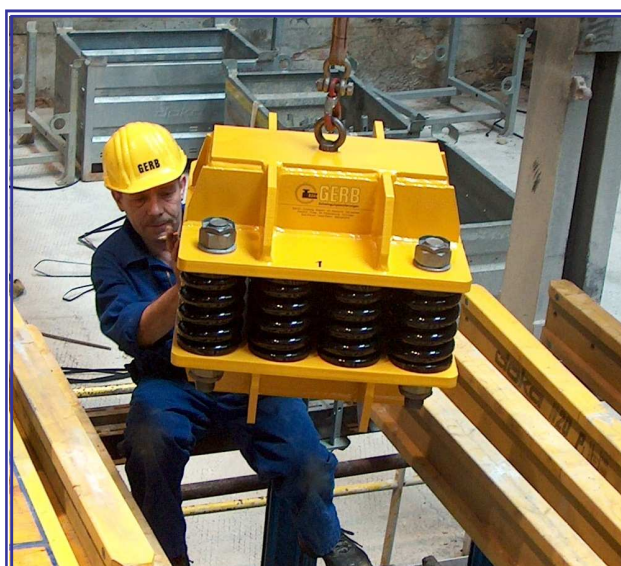
Situace je ještě složitější, protože u skutečných strojů se s otáčkami mění i tuhost podpor. Tím se komplikuje nejen návrh stroje, ale je třeba to vzít v úvahu i při diagnostice stroje.

Ve skutečnosti jsou rezonance a celý chod soustrojí ovlivněny také tuhostí základů. Ty bývají u řady strojů z železobetonu a mají velmi nízké vlastní frekvence. Ještě v nedávné době převládaly základy v kombinaci s železobetonovou základovou deskou na ocelových sloupech. V současnosti se hodně používají kombinované základy, do kterých jsou vkládány pružné prvky, někdy i s tlumičem. Tyto pružiny lze ladit i po vybudování základu a namontování soustrojí. Hodně se používají také v konstrukci mostů a budov (u mrakodrapů v seismických oblastech jsou tyto pružiny ovládány počítačem tak, aby minimalizovaly otřesy

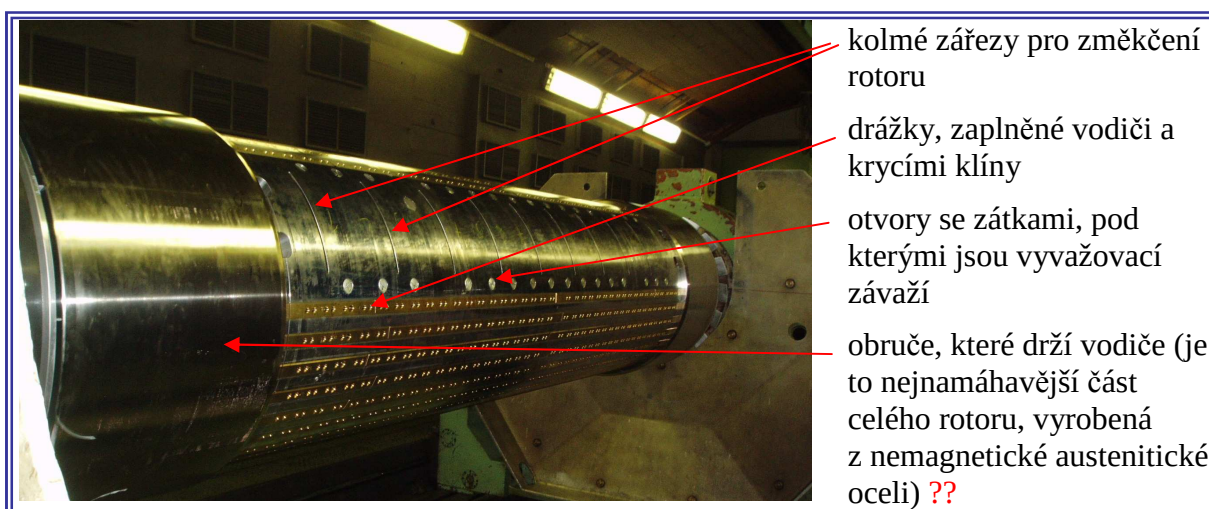
budovy). Na obrázku 4.3.4 je příklad jedné takové soustavy pružin, použité u základu výše uvedeného turbosoustrojí. (V technické hantýrce se pro tuto soustavu pružin používá ne zcela správně název "gerby" podle výrobce).



Obr. 4.3.3 - Závislost tvaru kmitu rotoru na tuhosti podpor



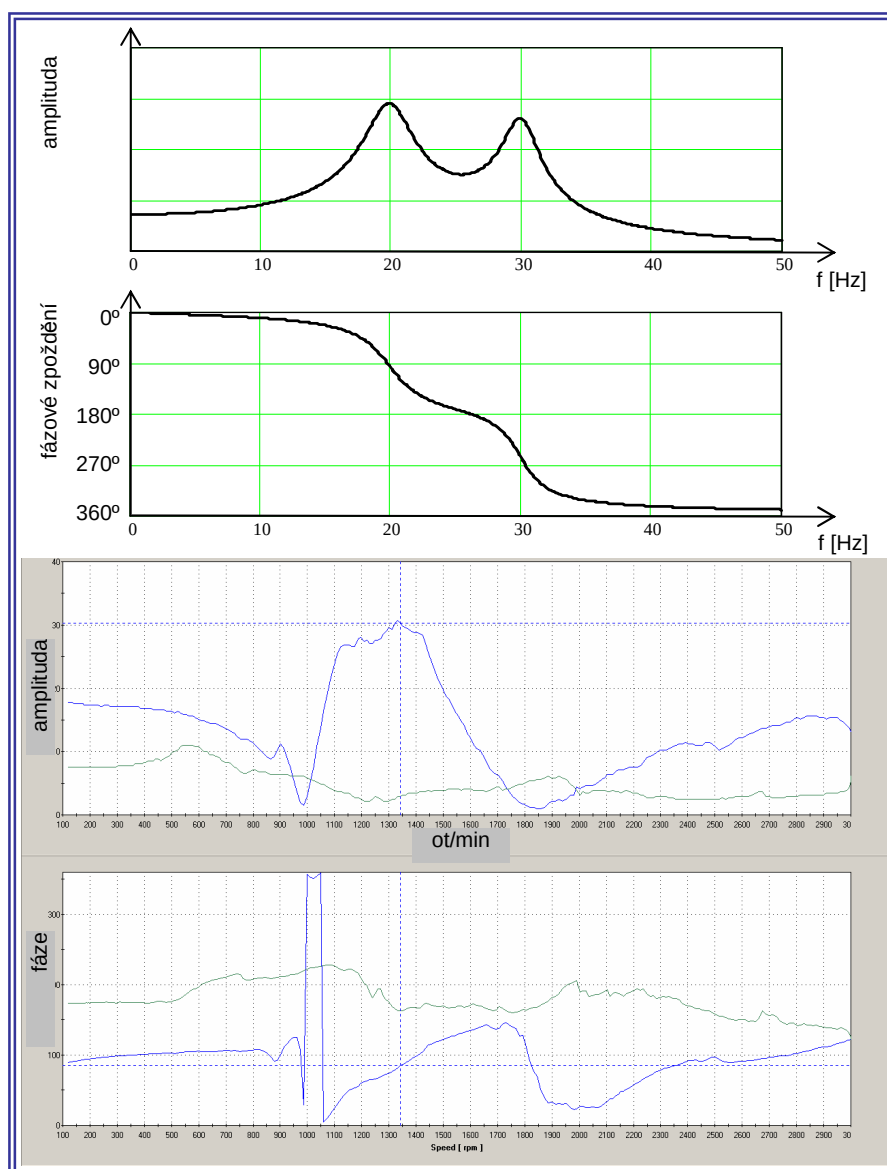
Obr. 4.3.4 - Zařízení pro pružné uložení strojů



Obr. 4.3.5 - Rotor generátoru

Výpočtový příklad kritických otáček uvedený v tabulce 4.4 a na obr. 4.3.3 je ve skutečnosti zjednodušený. První odchylka výpočtového modelu od skutečnosti spočívá v tom, že rotor generátoru ve své podstatě nemůže mít stejnou tuhost ve dvou na sebe kolmých příčných směrech - přes póly a kolmo na ně. V jednom směru je rotor méně tuhý, protože jsou v něm drážky pro vodiče. Takový rotor tedy bude mít sám o sobě dvoje první kritické otáčky. Aby nepokrývaly hodně široké pásmo, provádí se technické opatření, které spočívá v záměrném snížení tuhosti rotoru ve směru mezi póly. Toho se dosahuje řadou zářezů. Na obr. 4.3.5 je rotor generátoru s příčnými odlehčovacími zářezy.

Idealizovaný průběh amplitudy a fáze u rotoru, který má dvoje první kritické otáčky (20 a 30 Hz, tj. 1200 a 1800 ot/min), je na obr. 4.3.6 nahoře. Ve skutečnosti můžeme naměřit charakteristiku, která se od té ideální dost výrazně liší - viz obr. 4.3.6 dole, na kterém dva rezonanční vrcholy splývají v jeden široký. Dvoje kritické otáčky mohou mít i jinou příčinu než nestejnou tuhost rotoru, jak je uvedeno dále.



Obr. 4.3.6 - Idealizovaná (nahore) a skutečná (dole) charakteristika rotoru se dvěma prvními kritickými otáčkami

Druhá odchylka od výpočtového modelu uváděného výše spočívá v tom, že ani podpory s ložisky nemají stejnou tuhost (vertikálně a horizontálně). Je to způsobeno jak různou tuhostí kluzných ložisek v uvedených směrech, tak různou tuhostí samotných stojanů.

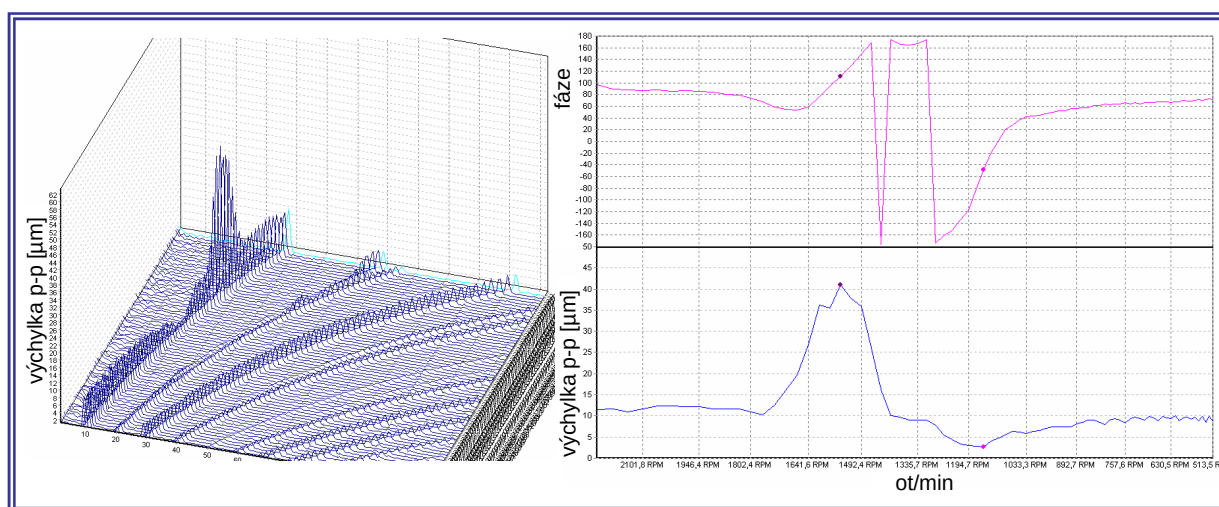
Například turbína o výkonu asi 40 MW s provozními otáčkami cca 5500 ot/min má při uvážení rozdílné tuhosti ve vertikálním a horizontálním směru 1. výpočtové kritické otáčky 2150 ot/min ve vertikálním směru a 1470 ot/min v horizontálním směru, což je značný rozdíl.

Další odlišnost skutečnosti od výpočtového modelu souvisí s rozdílnými podmínkami při rozběhu (*run-up*) a doběhu (*coast down*) - obvykle je stroj jinak prohrátý, je jiná rychlost změny otáček a s tím spojená akumulace energie apod.

To vše znamená, že u skutečných strojů je nutné za kritické otáčky považovat určité pásmo otáček, kdy dochází ke zvýšení vibrací. V tomto pásmu nelze stroj provozovat delší dobu bez nebezpečí jeho poškození.

Při monitorování strojů se sleduje změna kritických otáček a vyhodnocuje se, jestli je odchylka přijatelná, nebo může znamenat rozvíjející se závadu - mechanické uvolnění částí nosného systému nebo vznik trhliny v hřídeli.

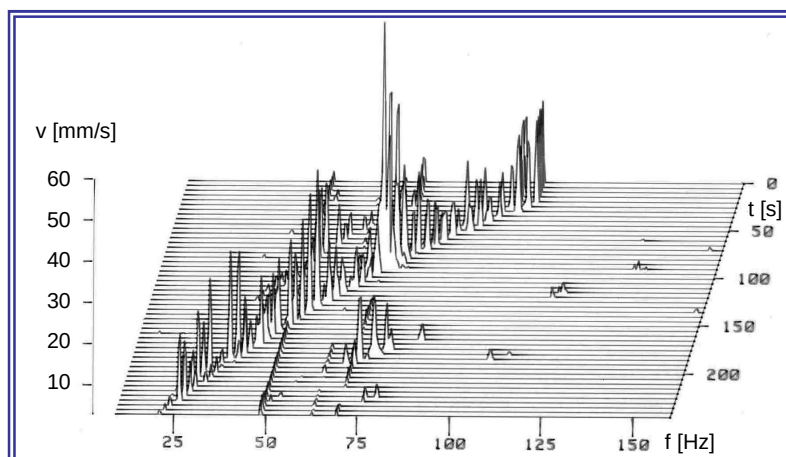
Na obr. 4.3.7 je uveden příklad záznamu přechodu přes kritické otáčky. Na kaskádovém diagramu z doběhu turbíny je oblast kritických otáček jasně patrná na průběhu změny amplitudy 1X (buzení od nevyváženosti). Co je zajímavé, je to, že obdobná, i když výrazně menší je i odezva na 2X (buzení nějakou malou nelinearitou) ve stejném pásmu frekvencí. Tento jev se někdy používá k diagnostice možné praskliny v rotoru (viz např. [24]).



Obr. 4.3.7 - Záznam přechodu přes kritické otáčky - rotor na kluzných ložiskách

Kaskádový diagram poskytuje celkový přehled o průchodu přes kritické otáčky, ale pro snazší odečítání hodnot i pro posouzení změn fáze se opět používá Bodeův graf. Na uvedeném příkladu je opět patrné, že u strojů s kluznými ložisky probíhá změna fáze ve větším rozsahu otáček okolo kritických. Jistá "kostrbatost" grafu souvisí se způsobem zpracování výpočtovým programem, není to reálný záznam změn.

Na obrázku 4.3.8 je kaskádový graf doběhu rotoru s malým tlumením - jde o doběh rotoru se setrvačником na valivých ložiskách. Je zde patrný výrazný nárůst amplitudy při přechodu přes kritické otáčky.



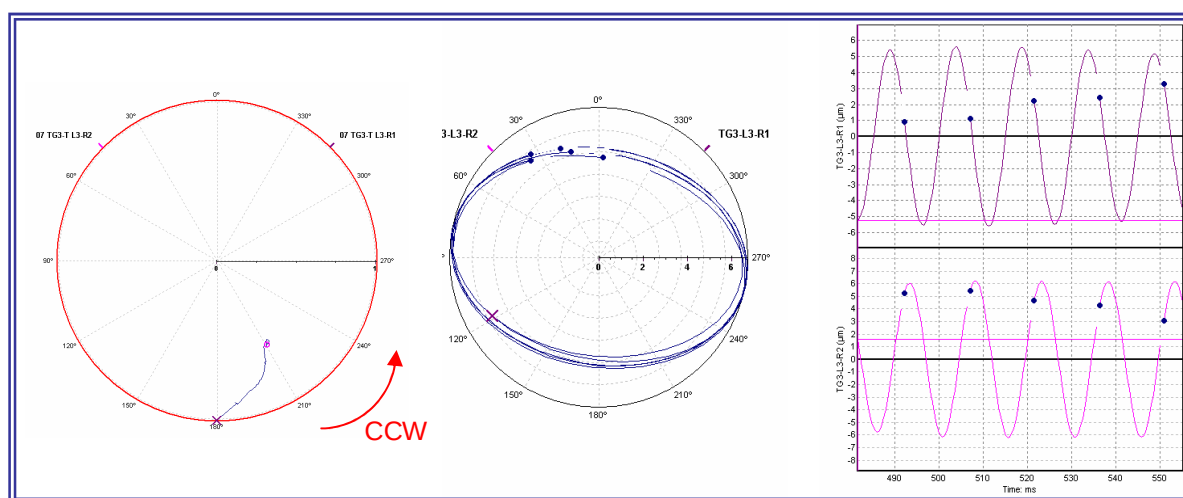
Obr. 4.3.8 - Záznam přechodu přes kritické otáčky - rotor na valivých ložiskách

4.3.2 Orbita a poloha středu čepu

Pro diagnostiku rotorových systémů na kluzných ložiskách se využívá zejména měření relativních vibrací, i když řada závad se projevuje - mnohdy poněkud zastřeněji - i v absolutních vibracích, naměřených na ložiskových stojanech.

V této kapitole a ?? budou pojednány hlavně symptomy, které lze zjistit analýzou hřídelových vibrací, a to analýzou spekter, kaskádových diagramů, orbit a polohy středu čepu (a někdy i analýzou časového průběhu).

Jak již bylo řečeno v kapitole 2.4.3, směr otáčení orbity má diagnostický význam. Za normálních okolností bývá orbita souběžná - střed čepu má precesní pohyb kolem rovnovážné polohy ve směru, kterým se otáčí hřídel.



Obr. 4.3.9 - Poloha středu čepu (vlevo) a orbita (uprostřed) při správné funkci

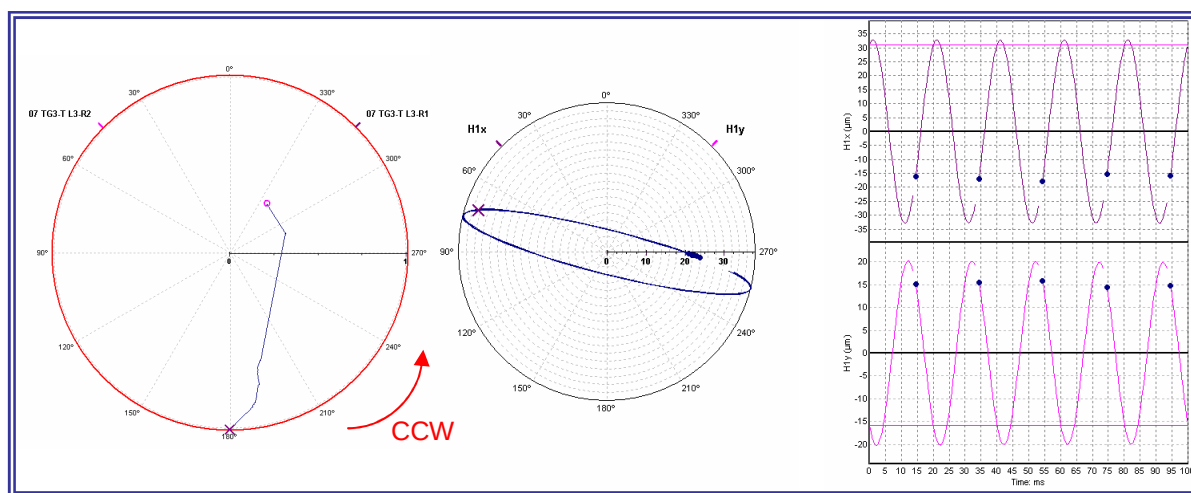
Na obrázku 4.3.9 je uvedena změna polohy středu čepu při změně otáček a orbita při provozních otáčkách pro systém bez problémů, při otáčení proti směru hodinových ručiček:

- Střed čepu je ve stabilním kvadrantu - od svislé osy vpravo, což znamená dobře vytvořený olejový klín.
- Orbita je souběžná (v tomto případě proti směru hodinových ručiček) a mírně zploštělá (není to kružnice).

Zploštění orbity je dáno vlivem poměrně malé stabilizující síly působící na rotor. Takové zatížení může být *normální* nebo *akceptovatelné*: je to tíha rotoru, síly od ozubených převodů, záměrná konstrukční nesouosost kvůli kompenzaci průhybu rotoru nebo kvůli potlačení nestabilit (víření), zatížení procesními silami (aerodynamické/hydraulické síly) apod. U vertikálních rotorů (zejména čerpadel) se taková stabilizující síla obvykle vytváří pomocí vhodné konstrukce vtoku a výtoku tak, aby výslednice působila na rotor v určitém směru.

Zatížení rotoru však může také být *neuvažované* a *škodlivé*. Velká příčná síla může mít různé příčiny: nesouosost ve spojce, nesouosost částí v důsledku teplotní dilatace, nesouosost ložisek, ucpávek atd. v důsledku nesprávné montáže, mírný kontakt rotoru se statorem atd. Někdy je původcem síly potrubí připojené ke skříni. Od něj působí nadměrná síla nebo moment například tehdy, když potrubí nemá rovnoběžné příruby nebo má nesprávně seřízené závěsy a v důsledku toho potrubí posouvá skříň v příčném směru.

Takové zatížení se projevuje *deformací orbity* (silné zploštění) a také *dráha středu čepu* někdy přechází do méně stabilního kvadrantu. Precese (orbita) zůstává souběžná. Velká změna polohy středu čepu a velké zploštění orbity na obr. 4.3.10 naznačuje existenci nadměrné zatěžující síly. Poznámka: Při zvlášť velkém zatížení, obvykle při značné nesouososti ložisek nebo velké nesouososti ve spojce může být orbita i protiběžná.



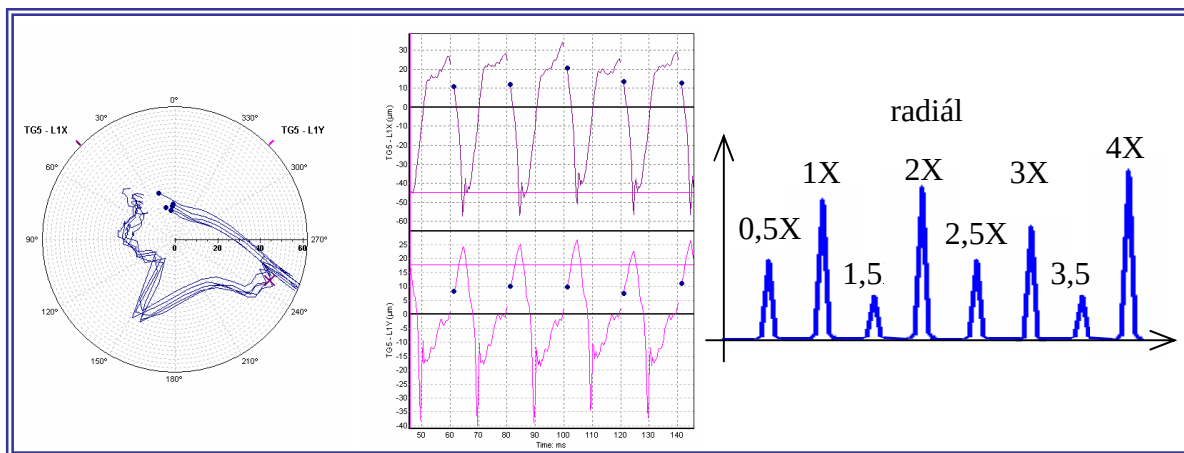
Obr. 4.3.10 - Poloha středu čepu (vlevo) a orbita (uprostřed) při nadměrné zatěžující síle

4.3.3 Přidírání rotoru

Specifickou závadou strojů bývá mírný kontakt mezi rotorem a statorem (*přidírání*), ke kterému dochází obvykle v ucpávkách, zejména při uvádění nového nebo opraveného stroje do provozu. Veškeré úsilí při konstrukci, provozu a údržbě je zaměřeno na zabránění přidírání. Existuje mnoho typů přidírání. Tvar i precese orbity se liší pro případ provozu pod a nad kritickými otáčkami. Orbita se také může změnit ze souběžné na protiběžnou. Kontakt rotoru se statorem je dosti složitý problém, který vyžaduje podrobnější znalosti. Existuje řada speciálních článků a publikací na toto téma (např. [24]).

4.3.3.1 Přidírání rotoru o stator

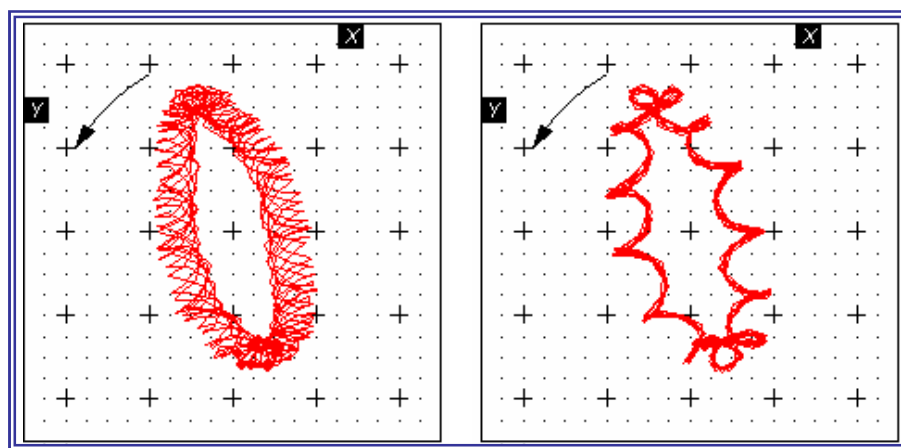
Na obr. 4.3.11 je příklad orbity a typické spektrum při provozu s přidíráním rotoru o stator. Spektrum v takovém případě obvykle obsahuje složky, které odpovídají skutečnosti, že pohyb rotoru je jednostranně omezený. To je patrné na horním časovém signálu v předchozím obrázku, kde je vidět ořezaná časová vlna - signál není symetrický kolem nuly a horní špička je "oříznutá". V důsledku toho se ve spektru objeví řada harmonických násobků frekvence otáčení a někdy i tzv. interharmonické složky ($1,5X$, $2,5X$...) a subsynchronní složky ($1/2X$, $1/3X$, $2/3X$...). Frekvence v naměřeném spektru mohou být téměř jakékoliv, včetně rezonančních frekvencí rotoru a statoru.



Obr. 4.3.11 - Orbita, časové průběhy signálů a typické spektrum při provozu s mírným přidíráním rotoru o stator

4.3.3.2 Suché víření

Jiný typ přidírání, které si zaslouží pozornost, je tak zvané *suché víření*, které je možné považovat za nestabilní chod rotoru. V tomto případě se rotor otáčí dokola ve vůli ve statoru jako planetové kolo, a to po části obvodu nebo po celém obvodu. To se může stát u velkých labyrintových ucpávek nebo tam, kde se radiálně dotknou rotorové lopatky statorové části, jestliže poddajnost rotoru nebo ložiska tento druh orbitálního pohybu umožní. Tento případ nastane zejména při průchodu přes kritické otáčky, když rotor nemá žádnou významnou ohybovou tuhost. Příklady orbit v případě suchého víření jsou na obr. 4.3.12.



Obr. 4.3.12 - Orbity při suchém víření

4.3.3.3 Přidíraní spojené s prohnutím rotoru

Závažná přidíraní jsou taková, u kterých se vyvine dostatek tepla na jedné straně rotoru, aby došlo k prohnutí rotoru. Horké místo je rovněž místem s největšími vibracemi a průhyb se stává progresivně horší. Kromě toho dochází v důsledku mechanické impedance k plynulé změně měřené hodnoty fáze složky 1X (pomalu se "otáčí" dokola, tak jak putuje nejvíce prohnuté místo). Tento jev se nazývá *spirálové vibrace*. Někdy dojde k trvalému ohnutí hřídele.

4.3.4 Nestabilní chování

V některých režimech provozu se mohou vyskytnout nadměrné vibrace, které nejsou způsobené ani rezonancí ani kritickými otáčkami. Při analýze signálů vibrací obvykle zjistíme, že významná složka vibrací má nějakou nesynchronní frekvenci, kterou nelze jednoduše přiřadit k násobkům frekvence otáčení. Tyto nadměrné vibrace obvykle patří k některému typu nestabilního chování. V následujícím odstavci je popsán jeden typ takového nestability, další pak v kapitole 4.4.7 v souvislosti s problémy s kluznými ložisky.

4.3.4.1 Vibrace způsobené vnitřním tlumením v rotoru (hysterézní víření)

Příčinou tzv. *hysterézního víření* je frikční tlumení v rotoru, který má jednotlivé části smontované bez dostatečného přesahu a při provozu mezi nimi dochází ke tření, důsledkem čehož jsou samobuzené vibrace. Zatímco tlumení v ložiscích a ve statoru snižuje vibrace, jakékoliv tlumení třením v samotném rotoru destabilizuje systém. Pokud je destabilizující efekt rotoru ("záporné tlumení") větší než stabilizující efekt statorového tlumení, vyvinou se samobuzené vibrace. Tento jev byl zjištěn i u rotorových soustav na segmentových ložiskách, pokud je ložisko uloženo v ložiskové skříni s malým přesahem. Hysterézní víření může být nadměrně silné a obtížné na řešení, protože ve většině případů musí být rotor demontován.

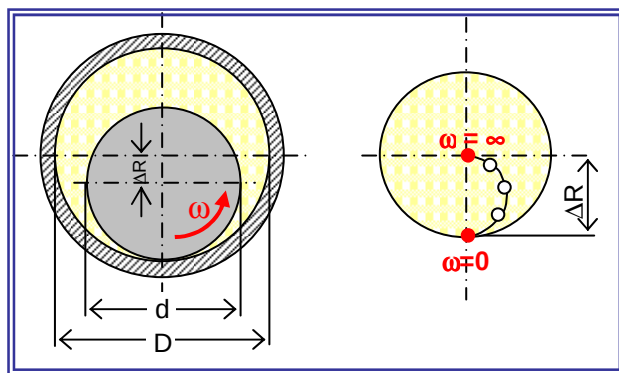
4.4 Kluzná ložiska

V této kapitole jsou uvedeny ty konstrukční a provozní vlastnosti kluzných ložisek, které souvisí s vibrační diagnostikou rotačních strojů.

V současné době je samotný návrh, konstrukce a výroba těchto ložisek na takové úrovni (zejména pro rychloběžné stroje), že se jim věnují specializované firmy, od kterých ložiska odebírají výrobci strojů. Tyto firmy rovněž uvádějí ve svých publikacích typické závady kluzných ložisek a jejich příčiny.

4.4.1 Princip funkce kluzného ložiska

Na obrázku 4.4.1 je znázorněn nejjednodušší tvar kluzného ložiska. Je to tzv. válcové ložisko. Otvor v ložisku je kruhový a jeho průměr je větší o radiální vůli. Za klidu, když čep dosedá na dolní pánev, je tedy boční vůle rovna jedné polovině vertikální vůli. Ve skutečných konstrukcích je tato vůle asi 1,5 až 2 promile průměru (při průměru čepu 200 mm to je tedy asi 0,3 až 0,4 mm).



Obr. 4.4.1 - Válcové kluzné ložisko

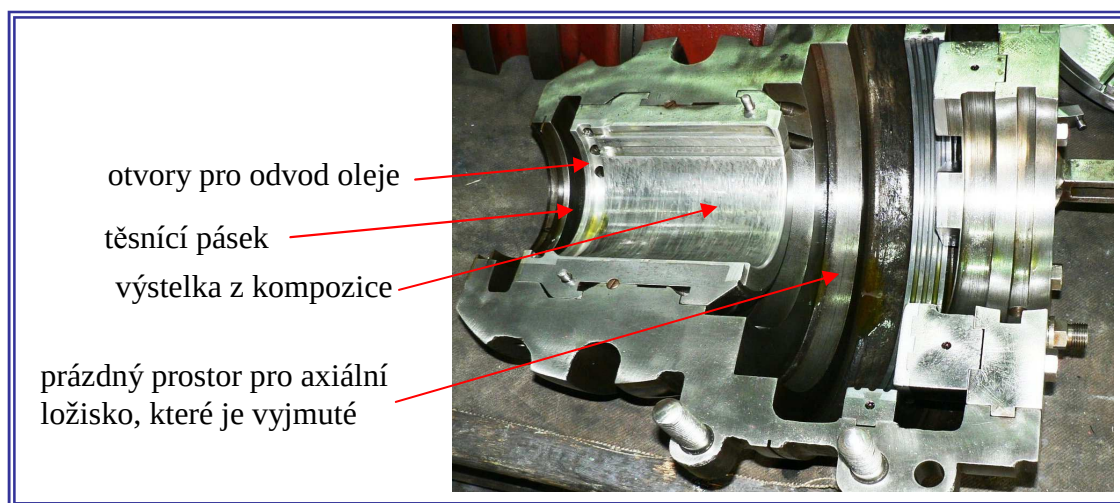
Na obrázku 4.4.1 vpravo je schématicky znázorněn pohyb středu čepu ve vůli ložiska při rostoucích otáčkách (pozor – kružnice znázorňuje jen "průměrovou" vůli ložiska, ne celý vývrt). Teoreticky se při nekonečně velkých otáčkách dostane střed čepu do osy vývrtu ložiska. Na tomto obrázku je však z diagnostického hlediska důležité to, že se střed čepu má nacházet v jediném ze čtyř kvadrantů, na které můžeme daný kruh rozdělit - při otáčení proti směru hodinových ručiček je to pravý dolní kvadrant. Toto je kvadrant, kdy podle teorie může čep pracovat klidně a stabilně na dobře vytvořeném olejovém klínu.

4.4.2 Principy konstrukce válcového ložiska

- Je nutné vyřešit přívod a odvod mazacího oleje, a zabránit jeho úniku "do boku". Přívod se řeší obvykle širokou drážkou v horní pánvi nebo podélnou drážkou v dělicí rovině, zatěsnění na bocích je provedeno zvláštní úzkou ploškou s velmi malou vůlí.

- Kluzná plocha nemůže být z oceli, protože při kovovém kontaktu čepu a ložiska by docházelo k nadměrnému vývinu tepla a k poškození obou částí zadíráním. Toto se řeší většinou tak, že se ocelová (nebo litinová) nosná konstrukce vylíje kompozicí o určité tloušťce. U starších konstrukcí bývají pro dobré spojení obou kovů použity rybinové drážky, u novějších bývá provedeno jemnější rýhování v ocelové vložce.

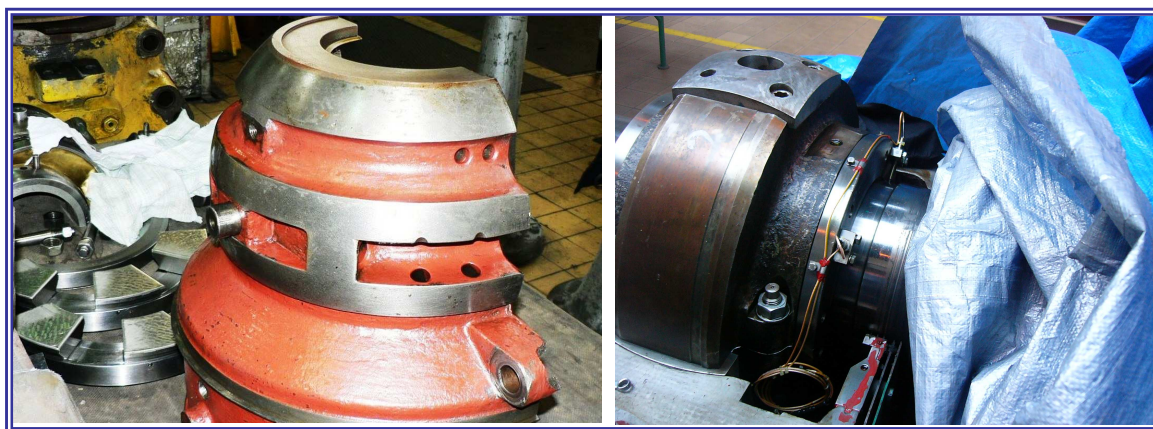
- Pro snížení ztrát třením jsou válcová ložiska starší konstrukce obvykle delší než je jejich průměr (viz obr. 4.4.2). Měrný tlak v ložisku se volí cca 0,8 MPa (počítáno jako poměr reakce od tíhy rotoru a průmětu plochy ložiska).



Obr. 4.4.2 - Kluzné ložisko

- Samotné ložisko musí mít vhodným způsobem vytvořeno dobré uchycení v ložiskovém stojanu. To má zaručit přenos sil a současně umožnit ustavení ložiska do osy, mnohdy i s uvažováním průhybu rotoru.

Na obrázku 4.4.3 vlevo je pohled na těleso ložiska z obr. 4.4.2 zvnějšku, takže je vidět uložení ložiska na kouli, což má umožnit ustavení ložiska podle průhybovky rotoru. Tento způsob se používá i v současnosti, zejména u těžkých rotorů, kde přenášené síly do stojanu jsou značné. Významnou nevýhodou takového způsobu uložení je velká náročnost na výrobu - koule na sebe musí dosedat v předepsaném rozsahu celkové plochy (kontrola se provádí "na barvu") - požadovaná kontaktní plocha bývá podle předpisu výrobce více než 80% celkové plochy. Při nedobrému kontaktu vzniká *mechanické uvolnění*, které je signalizováno ve spektrech - viz kap.???. Jakákoliv oprava je velmi náročná. Znamená to opravu ofrézováním v dělicí rovině a zaškrabání ploch na sebe.



Obr. 4.4.3 - Uložení ložiska na kouli (vlevo) a na kamenech (vpravo)

Na obrázku 4.4.3 vpravo je jiný způsob uložení, kdy kulové plochy na ložisku jsou reprezentovány pouze nastavitelnými částmi - *kameny*, takže kontakt mezi ložiskem a nosnou částí stojanu se seřizuje podkládacími plechy. Takový způsob lze aplikovat jen u poměrně lehkých rotorů (aby nedošlo k otlacení styčných ploch).

Aby se zabránilo jevům, souvisejícím s mechanickým uvolněním, bývá mezi dosedacími plochami ložiska a stojanu předpětí - obvyklý je přesah cca 0,03 až 0,08 mm (podle předpisu výrobce).

4.4.3 Provozní problémy válcových ložisek a jejich řešení

V dřívějších dobách, kdy rotační stroje pracovaly při provozních otáčkách, které byly pod kritickými otáčkami, fungovala válcová ložiska dobře. S tím, jak se stroje konstruovaly na čím dál vyšší otáčky (kvůli zlepšení účinnosti procesu, zmenšení rozměrů apod.), se začalo ukazovat (kolem roku 1930), že při otáčkách poněkud nad dvojnásobkem kritických otáček rotoru již provoz není možný - docházelo k výraznému růstu vibrací a k haváriím strojů. Byly prováděny rozsáhlé výzkumy a teoretické rozborů tohoto jevu, které vyústily v řadu doporučení. Pro jednoduchost použijeme při vysvětlení běžně uznávané kritérium, obsahující kombinaci konstrukčních a provozních veličin.

Následující vysvětlení je zaměřeno pouze na analýzu, kterou může provést diagnostik, pokud se s problémem takových vibrací setká u hotového stroje (dobrý návrh nového stroje je věcí konstruktéra). Konstrukční a provozní parametry byly seskupeny do tzv. *Sommerfeldova čísla* S_0 , které zahrnuje tyto veličiny:

$$S_0 = \frac{F_{\text{stat}} \cdot \Psi^2}{B \cdot D \cdot \eta_{\text{ol}} \cdot \omega} \quad (4.1)$$

kde:

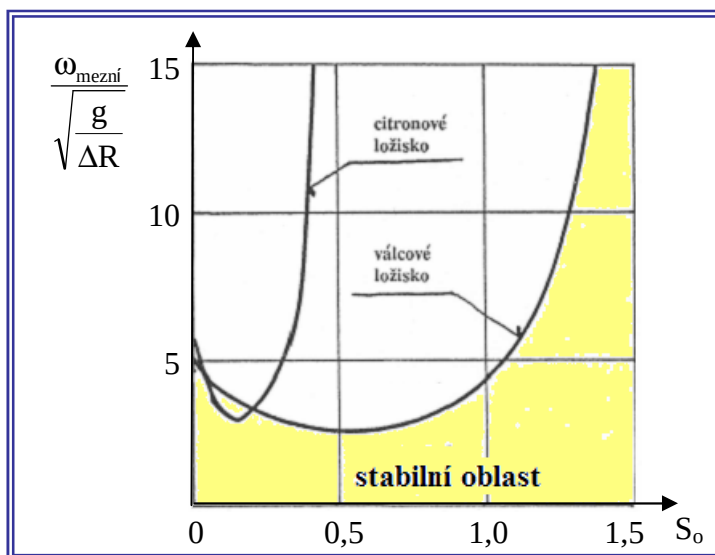
F_{stat}	... statické zatížení ložiska ;
B	... šířka ložiska
$D = 2R$	... průměr ložiska
$d = 2r$	... průměr čepu hřídele
$\Delta R = R - r$	... ložisková vůle
$\Psi = \frac{D - d}{d}$	... relativní ložisková vůle
η_{ol}	... dynamická viskozita oleje
ω	... úhlová rychlost otáčení hřídele

V podstatě se tedy jedná o:

- Kombinaci reakce F_{stat} (síla tíhy do ložiska od rotoru) a geometrických rozměrů ložiska B a D , což není nic jiného, než měrný tlak v ložisku (jedna charakteristická hodnota už byla uvedena pro válcová ložiska: cca 0,8 MPa).
- Relativní vůle v ložisku (poměr skutečné vůle a průměru) - bylo uvedeno, že bývá 0,15 až 0,20 % průměru. Je vidět, že má velký význam (je v druhé mocnině).

- Viskozitu oleje, použitého pro mazání. Pozor: viskozita závisí na složení, ale také na teplotě.
- Úhlovou rychlost (otáčky) rotoru - u většiny strojů je to konstantní veličina.

K čemu to je a na co si má diagnostik dát pozor, vysvětlíme v kombinaci s grafem uvedeným na obr. 4.4.4. Graf se zakládá na řadě měření, na jejichž základě byla stanovena oblast stabilního provozu (pod mezní křivkou) a nestabilního provozu (nad mezní křivkou). Na svislé ose jsou vyneseny mezní otáčky rotoru (v bezrozměrném tvaru).



Obr. 4.4.4 - Mezní otáčky tuhého rotoru v závislosti na Sommerfeldově čísle

V grafu jsou uvedeny dvě mezní křivky - pro válcové a citronové ložisko. Nejprve posoudíme křivku, uvedenou pro válcové ložisko - jeho stabilní oblast je žlutě vybarvená. Je vidět, že při daných otáčkách je pro stabilní provoz potřeba dosáhnout toho, aby bod vyjadřující kombinaci Sommerfeldova čísla a otáček ležel ve stabilní oblasti pod mezní křivkou, tedy aby bylo Sommerfeldovo číslo dostatečně velké.

Jak toho konstruktér dosáhne?

- Je vhodné použít větší měrný tlak v ložisku (nyní bývá 1,5 MPa, ale v extrémních případech až 3,0 MPa) - pro stabilní chod se tedy "obětuje" možnost snížit ztráty třením. Protože průměr čepu závisí na konstrukci celého rotoru, obvykle takové ložisko poznáme tak, že je "krátké" – délka je menší než průměr.

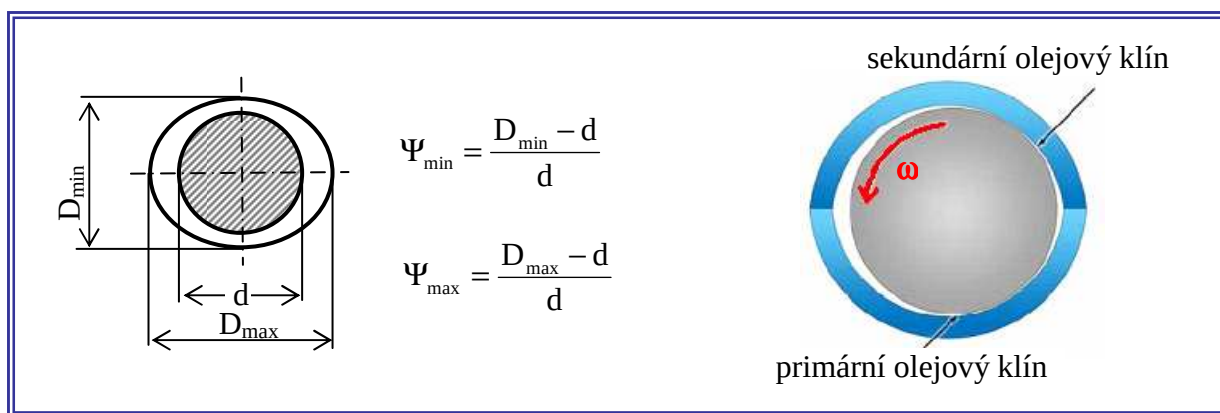
A co skutečnost?

- Zdánlivě je tento měrný tlak neproměnná veličina. Tíha rotoru je stejná (tedy i reakce by měla být stejná), plocha ložiska je daná konstrukcí. Ale pokud si uvědomíme, že soustrojí má většinou nejméně čtyři ložiska, což je staticky neurčitý případ, pak při nesprávném ustavení spojky může dojít k tomu, že některé z ložisek se odlehčí. Pokud je rotor spojkou nadzvedáván z jednoho ložiska, pak jeho zatížení převezmou sousední ložiska a v uvažovaném ložisku klesá reakce a tedy i měrný tlak, čímž může dojít k přiblížení k mezi stability, v horším případě i k jejímu překročení.

- Je vhodné použít větší vůli, ale pak zase bývají problémy s únikem oleje z ložiska, takže velikost vůle se u současných ložisek příliš neliší od dříve uvedené (1,5-2 promile průměru). Ale problém může opět nastat při opravách, když montér záměrně nastaví příliš malou vůli (zejména u opravovaného ložiska), aby oddálil nutnost další náročné opravy ložiska při příští kontrole.
- Viskozita: Vzhledem k tomu, že viskozita oleje v Sommerfeldově čísle figuruje ve jmenovateli, hustý olej z hlediska stability provozu "škodí". V případě, že je použit správný olej, je jediným nebezpečím nízká teplota oleje (kdy je viskozita větší). Většina provozních předpisů proto obsahuje příkaz: *Nenajíždět soustrojí, dokud teplota oleje nedosáhne (např.) 36°C*.
Poznámka: U venkovních provedení bývá tato hodnota někdy nižší. Pro ohřev oleje v nádrži mají moderní systémy zařazeno ohřívací zařízení.

4.4.4 Citrónové ložisko

Na grafu na obr. 4.4.4 je však ještě druhá křivka, která ukazuje, že při jiné konstrukci ložiska je možné dosáhnout značného rozšíření oblasti stability. Vžil se název *citrónové ložisko*, v cizojazyčné literatuře se také hovoří o *eliptickém ložisku*. Jeho konstrukce (viz obr. 4.4.5 vlevo) výrazně přispěla k možnosti zvyšovat otáčky strojů nad kritické otáčky.



Obr. 4.4.5 -Citrónové ložisko - konstrukce, vytváření olejového klínu

- Hlavní změna oproti válcovému ložisku spočívá v tom, že se pro stabilizaci čepu nepoužívá jen spodní pánev, ve které se vytváří olejový klín, ale využívá se i horní pánev, která u válcového ložiska sloužila jen k uzavření a zatěsnění ložiska a pro přívod oleje.

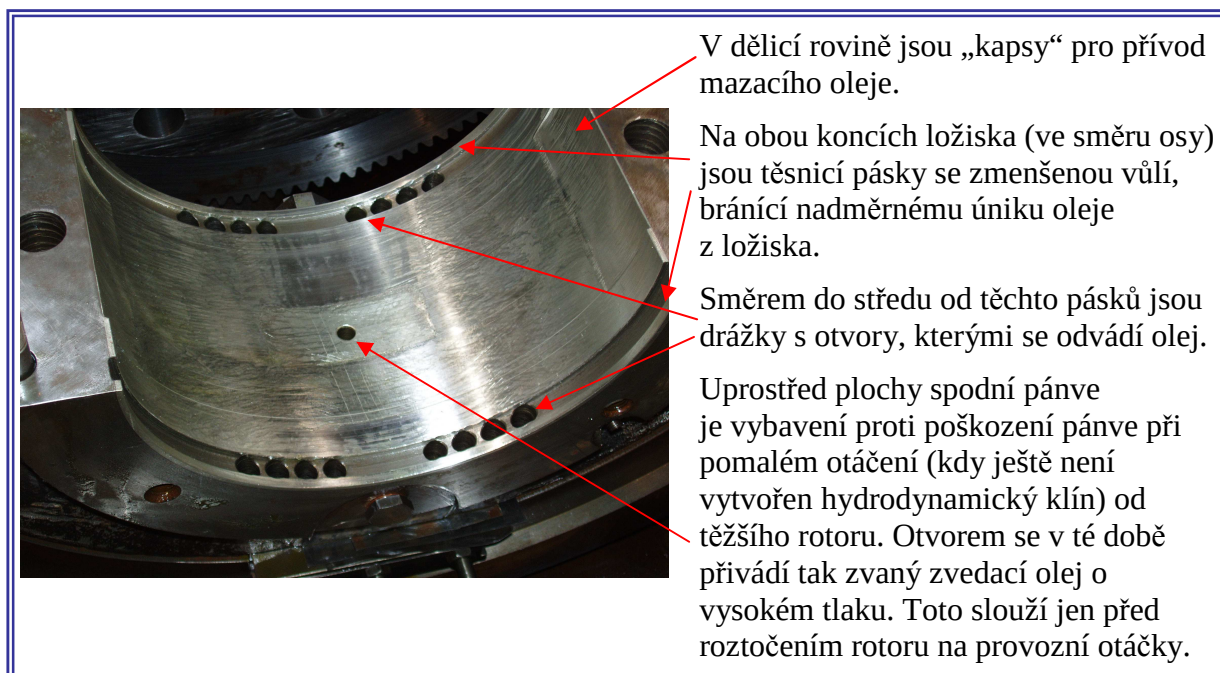
Aby se správně vytvořil olejový klín i vůči horní pánvi, je potřeba změnit její geometrii. Toho se dosáhne tak, že se při obrábění vnitřního otvoru vloží do dělicí roviny mezi pánve vložky o konstruktérem předepsané tloušťce, pánve se obrobí na kruhový vývrt a při skutečné montáži se vložky vyjmou.

To znamená, že se změní vnitřní tvar - už není čistě kruhový, a také se změní poměr boční a vertikální vůle ($\Psi_{\max}$ a $\Psi_{\min}$). Tento poměr se nazývá *citrónovitost*. Například

citrónovitost 2:1 znamená, že za klidu jsou boční vůle po obou stranách čepu stejně velké, jako je vertikální vůle.

- Další změna spočívá ve zvýšení měrného tlaku v ložisku - citrónové ložisko je vůči průměru viditelně kratší než válcové ložisko.

- Další změna souvisí s využíváním horní pánve pro vytvoření olejového klínu (viz obr. 4.4.5 vpravo) - olej se nyní přivádí v oblasti dělicí roviny. (To dotváří vzhled "citrónu").



Obr. 4.4.6 - pohled na typickou dolní pánev citrónového ložiska

4.4.5 Další typy radiálních ložisek

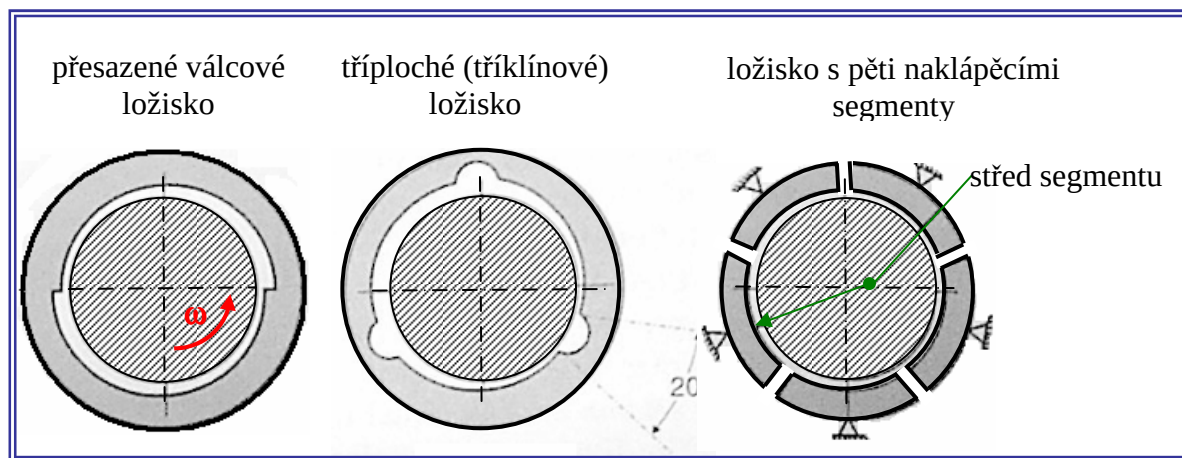
Pro potřeby strojů různých typů a pro ještě vyšší poměr provozních otáček a kritických otáček byly vyvinuty i jiné konstrukce ložisek, které se dnes používají v praxi. Jsou schématicky znázorněny na obr. 4.4.7.

Někdy se používají "přesazené" pánve válcového ložiska (obrázky 4.4.7 vlevo). Toto ložisko funguje jen při jednom směru otáčení. Používá se např. na rychloběžných převodovkách.

Při zvyšujících se otáčkách je možné pro stabilizaci čepu použít i další plochy, na nichž se vytvoří olejový klín. Na obr. 4.4.7 uprostřed je ložisko tříploché (neboli tříklínové). Ložiska s více plochami se ovšem podstatně hůře obrábějí a ani jejich opravy nejsou jednoduché. Praktické uplatnění najdou u malých strojů s velmi vysokými otáčkami (cca 60 000 ot/min).

V současnosti se u rychloběžných strojů používají ložiska s *naklápěcími segmenty* (*tilt-pad bearing*), viz obr. 4.4.8 vpravo, která odstraňují problém s obráběním, ale i tak jsou dosti složité a nákladné. Princip spočívá v rozdělení kluzné plochy na několik nezávislých částí, které se naklápějí podle zatížení tak, aby vytvářely potřebný nosný olejový klín.

Nejčastější jsou ložiska čtyř a pěti segmentová. Praktické použití čtyřsegmentového ložiska je v ČR např. na turbíně 1 000 MW.



Obr. 4.4.8 - Další typy kluzných radiálních ložisek



Obr. 4.4.9 - Příklady konstrukce kluzných segmentových ložisek

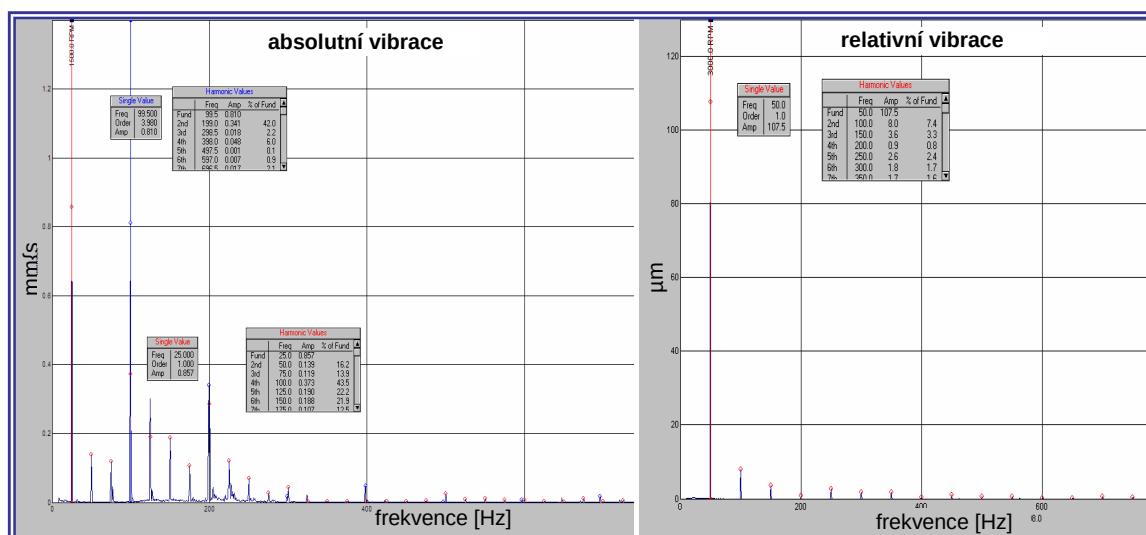
Na obr. 4.4.9 jsou tři příklady konstrukce: nahoře je pohled na segmentové ložisko rychloběžného kompresoru (cca 16 000 ot/min). Ložisko má 5 segmentů, podepřených na čepech. Čepy jsou umístěny mimo osu symetrie kluzné plochy, aby bylo umožněno naklápění

podle zatížení a vytvoření správného klínu. Na obr. 4.4.9 dole vlevo je příklad moderního segmentového ložiska turbíny. Zde je navíc vidět i vnější seřizovací "kameny" a vodiče od termočlánků, kterými se sleduje teplota jednotlivých segmentů (ta dává informaci o zatížení segmentů).

Pro doplnění je na obr. 4.4.9 dole vpravo zařazen i obrázek velmi důležité části strojů - *axiálního ložiska*. Tato ložiska se téměř vždy konstruují s naklápěcími segmenty (tzv. Mitchellova konstrukce) a bývají oboustranná, tj. pro oba směry axiální síly na rotoru. Výjimku tvoří ložiska převodovek, zejména těch se šípovým ozubením, kde jsou často použity jednodušší konstrukce axiálních ložisek (nejsou zde uvedeny). Část axiálního ložiska s naklápěcími kameny je vidět také na obr. 4.4.3 vlevo (pod hadříkem).

4.4.6 Závady kluzných ložisek - opotřebení, nadměrná vůle

Opotřebením ložiska v něm vzniká nadměrná vůle, což se obvykle projeví přítomností řady harmonických násobků frekvence otáčení, zejména ve spektru absolutních vibrací, viz obr. 4.4.10 vlevo. Naopak ve spektru relativních vibrací se radiální ložisko s větší vůlí projevuje obvykle velkou amplitudou 1X bez existence násobků, viz obrázek 4.4.10 vpravo.



Obr. 4.4.10 - Spektrum rychlosti vibrací (vlevo) a spektrum relativní výchylky (vpravo) kluzného ložiska se zvětšenou vůlí

Projev nadměrné vůle v ložisku je obdobný jako projev mechanického uvolnění. Ložisko, které má sice dobrou vůli, avšak má uvolněné uchycení v nosné konstrukci, se totiž ve vibracích projevuje podobně jako ložisko s nadměrnou vůlí. Mnohdy je proto obtížné tyto dva případy odlišit.

Je nutné konstatovat, že současné metody detekce pomocí vibrační diagnostiky nadměrné vůle u kluzných ložisek i u jiných typů poškození stále ještě nejsou dostatečně spolehlivé. V literatuře jsou uvedeny výsledky pokusů s aplikací metody obálky zrychlení na detekci nadměrné vůle u kluzných ložisek, avšak týkají se zejména ložisek pomaloběžných strojů (viz např. [23]). O to důležitější je, aby diagnostik důsledně sledoval stav ložisek při

opravě a porovnával symptomy ze spekter a časových průběhů se skutečným stavem a tak si budoval vlastní archiv příznaků a skutečných závad. Na obr. 4.4.11 a 4.4.12 jsou uvedeny některé typické příklady poškození ložisek.



Namáznutí (lesklá plocha)

- je způsobeno většinou provozem s nedostatečným mazáním. Tvar plochy (mírně do trojúhelníka) současně ukazuje, že osa ložiska a osa rotoru nebyly shodné.



Vydrolení

- bývá způsobeno špatným přilnutím kompozice (proto se ložiska kontrolují na soudržnost kompozice a tělesa), někdy to bývá způsobeno i přehřátím nebo špatným složením kompozice.



Na těchto segmentech axiálního ložiska je hned několik typů poškození.

Zleva:

- namáznutí
- nedostatečné dosednutí způsobilo úsadu karbonu (spálený olej)
- vydrolení
- rozmáčknutí od nadměrného zatížení.

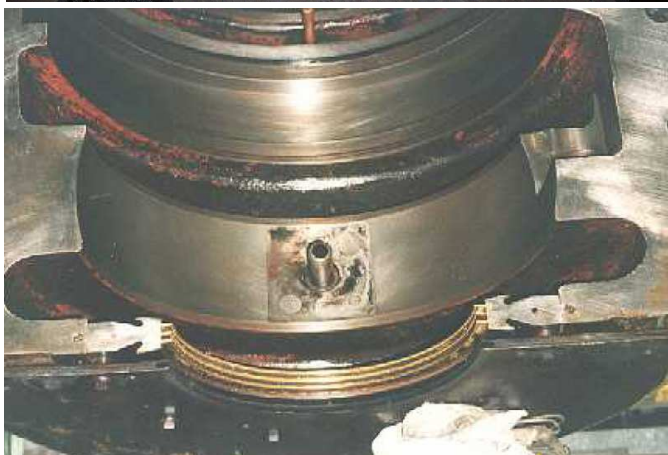
Obr. 4.4.11 - Příklady poškození kluzných ložisek



Dobře dopadla tato turbína, u které došlo k výpadku hlavního i nouzového olejového čerpadla. Kompozice se sice natavila, ale přesto nedošlo ke styku ocelového čepu rotoru s tělesem ložiska (to pak znamená rozsáhlou a nákladnou opravu).



Při špatném vyčištění olejového systému nebo při zanesení filtrů dojde ke vniknutí drobnějších tvrdých částic do ložiska spolu s olejem. Většinou lze tyto stopy začistit.

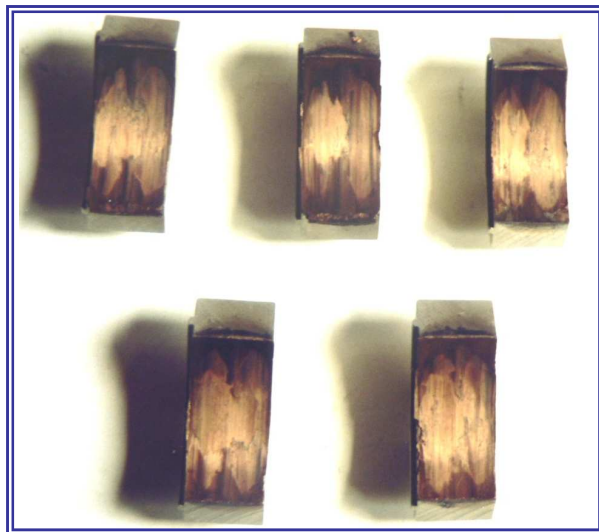


Někdy dojde i k poškození dosedacích ploch kamenů. Je vidět stopa po kameni ložiska na vnitřní kulové ploše ložiskového stojanu.

Obr. 4.4.12 - Příklady poškození kluzných ložisek - pokračování

Poškození, jaké je na obr. 4.4.12 dole, mívá jednu ze dvou možných příčin: Jednou z nich je *koroze třením (fretting)*, ke které dochází při nedostatečném přesahu nebo dokonce vůli mezi dosedacími plochami. Druhou příčinou dosti podobného poškození je statická elektřina, která si při nedokonalém uzemnění rotoru "hledá cestu" na skříň – což je přes některé ložisko a jeho uložení.

Na obr. 4.4.13 je pohled na kluznou plochu naklápěcích segmentů poškozeného segmentového ložiska z obr. 4.4.9. Poškození bylo důsledkem špatné montáže a přetížení ložiska.



Obr. 4.4.13 - Poškozené segmenty kluzného ložiska

4.4.7 Provozní problémy strojů s kluznými ložisky

Provozní problémy s vibracemi stroje s kluznými ložisky mohou nastat z různých důvodů:

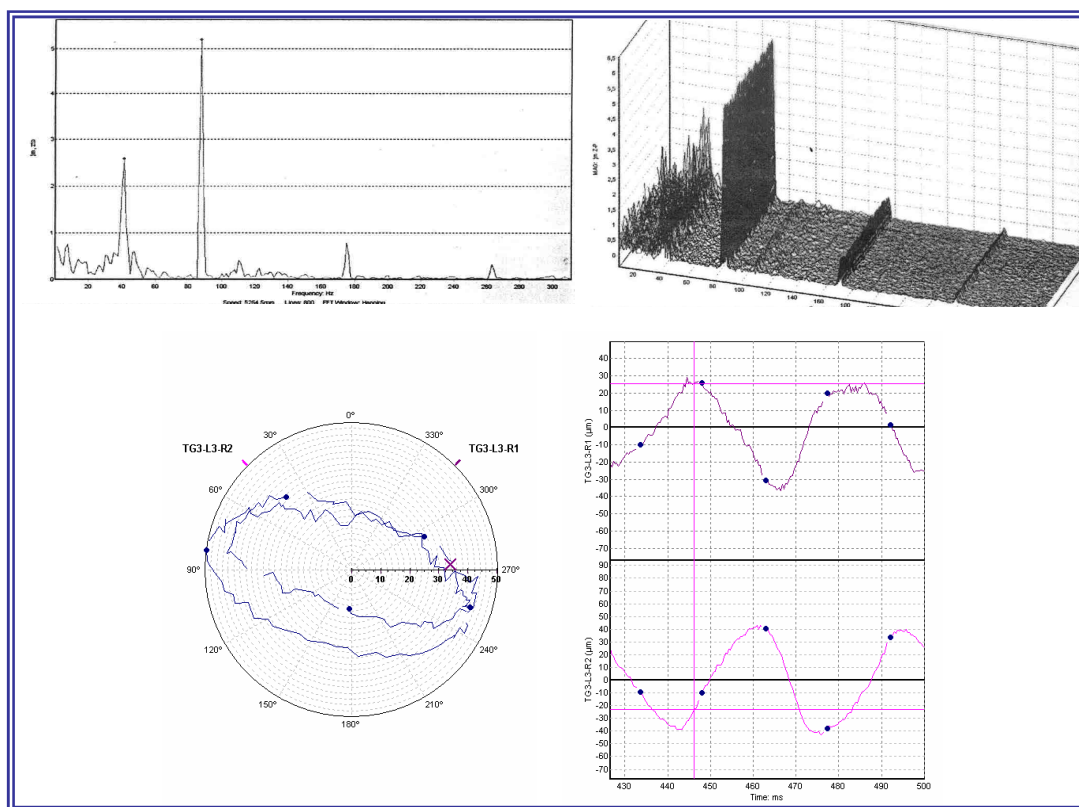
- ♦ Nesprávná montáž (ustavení rotorů), která má za následek odlehčení některého ložiska.
- ♦ Nevhodná teplota a tedy i viskozita oleje (bylo uvedeno v souvislosti se Sommerfeldovým číslem).
- ♦ Při některých režimech se mohou vyskytnout síly, které způsobují odlehčení ložiska a jeho přiblížení mezi stability nebo její překročení. Důsledkem je nestabilní chod v důsledku víření oleje (*oil whirl*). V případě shody frekvence víření s vlastní frekvencí rotoru dochází k rezonanci, která se nazývá *oil whip* (doslovný překlad *tlučení oleje* se nepoužívá).

4.4.7.1 Nestabilita typu "víření oleje"

Tato nestabilita se objevuje na subsynchronní frekvenci asi $0,40 - 0,48X$ a je často dosti silná. Víření oleje je případ, kdy olejový film způsobí subsynchronní precesní složku pohybu hřídele - olejový klín "tlačí" hřídel dokola v ložisku s frekvencí, která je menší než je frekvence otáčení, precese je souběžná.

Příklad na obr. 4.4.14 je z turbíny, která se v důsledku kombinace výše uvedených příčin a malého vnitřního poškození labyrintové ucpávky se přiblížila mezi stability na jednom z ložisek. Ve spektru je typická subsynchronní složka pod polovinou otáčkové frekvence. Když tato nestabilita vzniká, je tato složka značně neustálená a pro diagnostiku na

místě se doporučuje sledovat řadu okamžitých spekter (průměrováním může být tento jev potlačen). To jasně dokumentuje kaskádový diagram. Orbita je v takovém případě neustálená a na orbitě i na časových vlnách jsou vidět dvě fázové značky za jednu otáčku. Tyto značky se postupně posouvají, což naznačuje, že subsynchronní frekvence není poloviční, ale o něco nižší než je polovina frekvence otáčení. Tento jev ovlivňuje i změna viskozity oleje (změnou teploty oleje) a změna mazacího tlaku.

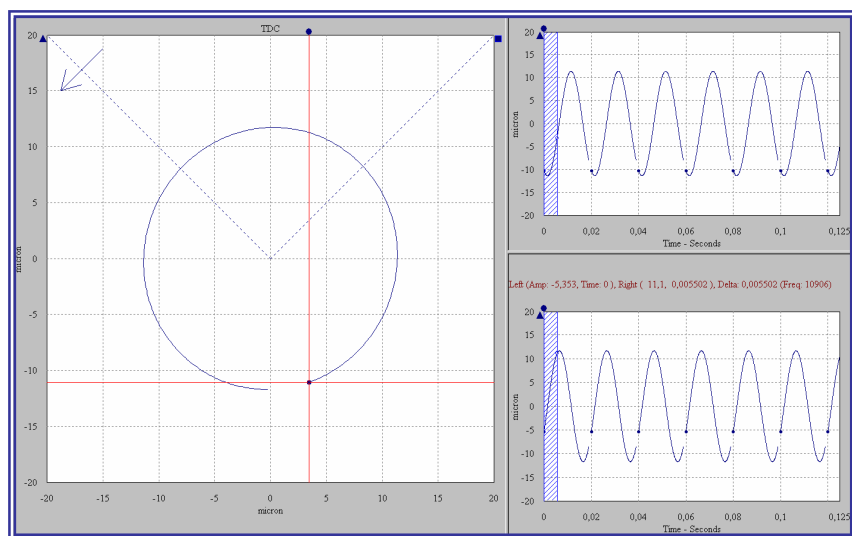


Obr. 4.4.14 - Okamžité spektrum, kaskádový diagram a orbita při víření oleje

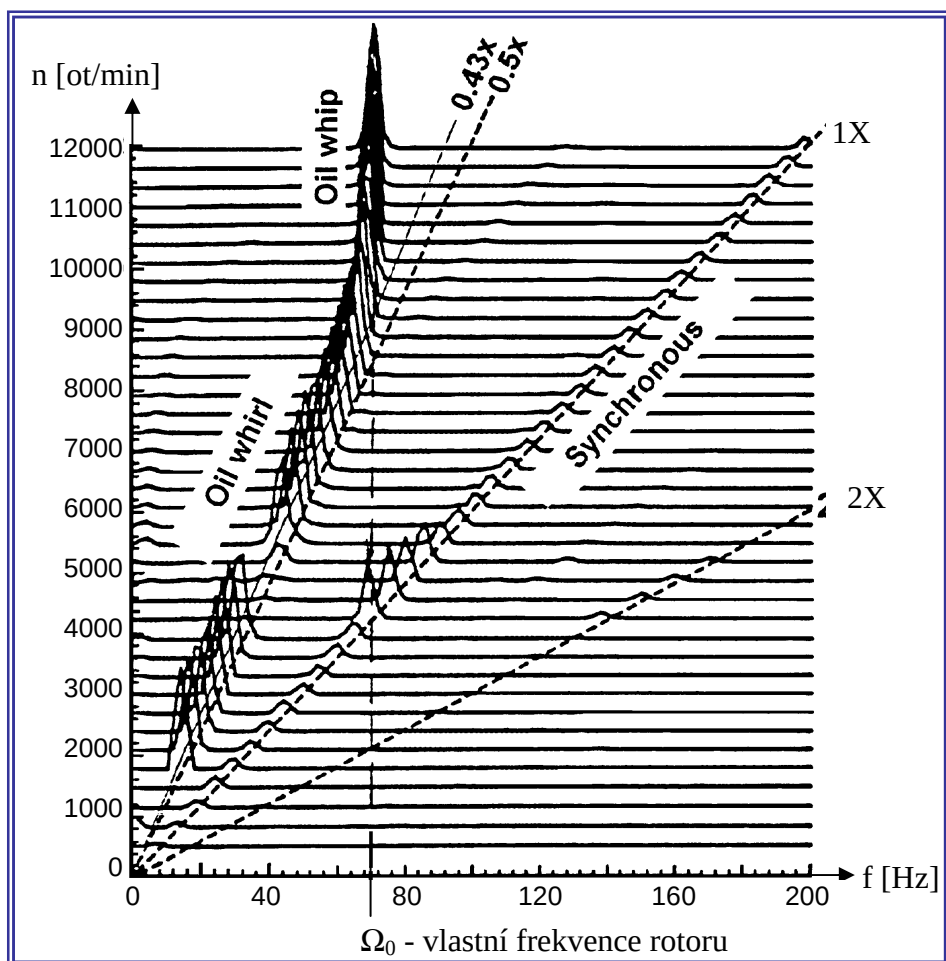
4.4.7.2 Nestabilita typu "tlučení oleje" (oil whip)

Tato nestabilita se může objevit tehdy, když je stroj provozován nad dvojnásobkem kritických otáček rotoru. Když se rotor roztočí k dvojnásobku kritických otáček, může být frekvence víření oleje blízko kritickým otáčkám rotoru a tedy může budit rezonanci a způsobit nadměrné vibrace. Tato nestabilita vyvolává příčné subharmonické vibrace s frekvencí, která se rovná kritickým otáčkám rotoru při souběžné precesi. Je to děj nestabilní, který může vést ke katastrofické poruše. Nestabilita se ve skutečnosti "zablokuje" na kritických otáčkách rotoru a nezmizí ani tehdy, když se otáčky dále zvyšují. Frekvenční špička příslušející tlučení oleje zůstává ve spektru a pozná se tak, že se na rozdíl od frekvence víření oleje nemění s otáčkami rotoru (viz obr. 4.4.16). Pokud se v tomto období podaří změřit orbitu, pak je vidět množství fázových značek putujících dokola.

Poznámka: Vzhledem k tomu, že k této nestabilitě dochází zejména u málo zatížených ložisek, bývá orbita před vznikem nestabilního stavu téměř kruhová. Na obrázku 4.4.15 je příklad orbity, která by měla diagnostika varovat před blížícími se problémy.



Obr. 4.4.15 - Kruhová orbita, naznačující blížící se nestabilní režim



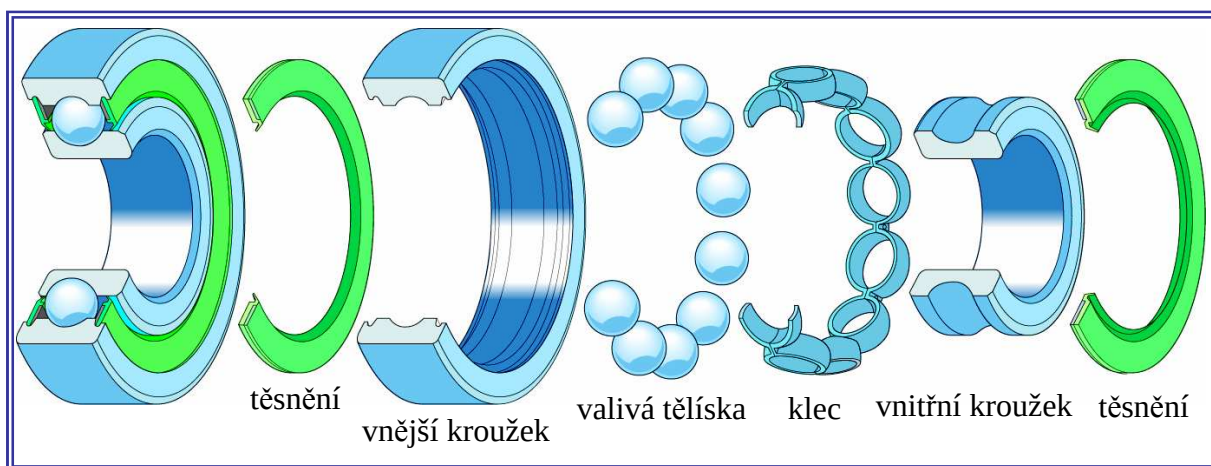
Obr. 4.4.16 - Nestability olejového filmu

Zvyšování provozních otáček strojů vysoko nad kritické otáčky vedlo k tomu, že dříve vyhovující představa o nestabilitě olejového filmu s využitím Sommerfeldova čísla přestala platit. Problematikou nestabilního chování rotorů na kluzných ložiskách se podrobně zabývala řada výzkumníků, např. Donald Bently a Agnes Muszyńska ze společnosti Bently Nevada (viz [24]). Na obr. 4.4.16 je znázorněn výsledek jejich dlouholetých experimentálních analýz. Při těchto výzkumech se ukázalo, že nestabilita se musí řešit pro celý systém ložisek s rotorem a že se její projevy mění v závislosti na provozních otáčkách, kritických otáčkách a významný je i vliv nevyváženosti.

4.5 Valivá ložiska

Velká část současných strojů je vybavena valivými ložisky. Základní funkce ložiska spočívá v přenosu sil z rotujících součástí na konstrukci a ve snížení tření v soustavě. V téměř všech případech jsou tato ložiska nejpreciznější částí stroje, obecně s tolerancemi, které jsou i desetkrát menší, než jsou tolerance zbývajících komponent stroje. Avšak jen asi 10 až 20 % ložisek dosahuje své konstrukční trvanlivosti (životnosti), a to v důsledku působení různých faktorů, které jejich životnost snižují. Patří mezi ně zejména nedokonalé mazání, použití špatného maziva, znečištění špínou nebo jinými cizími částicemi, nesprávné uskladnění mimo přepravní obaly, vniknutí vlhkosti, falešné brinelování (otisknutí valivých prvků do dráhy) při dopravě nebo když je stroj dlouhodobě v záloze, aplikace nevhodného ložiska pro daný účel, nesprávná montáž ložisek, atd.

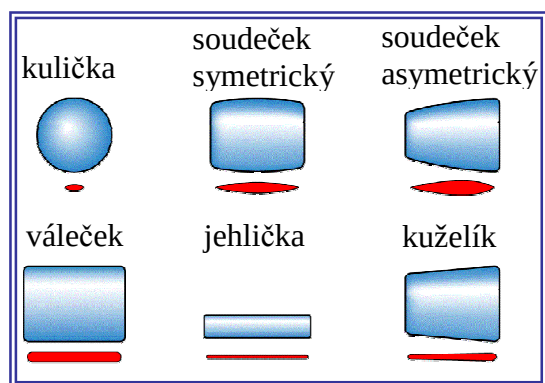
Avšak jedním z hlavních podílů na předčasné poruše ložiska jsou nadměrné vibrace a vysoká dynamická zatížení, která mohou takto být přenášena na ložiska. Teoretická životnost valivého ložiska se mění se třetí mocninou zatížení, kterému je ložisko vystaveno. Pokud je věnována péče eliminaci nepříznivých vnějších vlivů, jako je nevyváha, nesouosost, problémy hnacích řemenů, měkké patky, neadekvátní mazání a nesprávná montáž, potom ložiska mají mít odpovídající trvanlivost.



Obr. 4.5.1 - Komponenty valivého ložiska

4.5.1 Konstrukce valivého ložiska

V tomto textu se budeme zabývat konstrukcí valivého ložiska jen do té míry, která je nutná k pochopení a diagnostice různých typů závad ložiska. Jednotlivé komponenty valivého ložiska jsou zobrazeny na obr. 4.5.1. Ložiska se dále rozlišují podle typu valivého elementu a tedy i charakteru přenášených sil. Na obr. 4.5.2 jsou uvedeny běžné typy valivých elementů se schematickým znázorněním přenášené síly.



Obr. 4.5.2 - Běžné typy valivých elementů

4.5.2 Parametr pro hodnocení stavu ložisek

Monitorování stavu valivých ložisek a stanovení, kdy budou potřebovat výměnu, má z hlediska provozu strojů velký význam. Když se valivé ložisko poškozuje, přenáší se signál od vibrací na statorovou část, kde jej lze snímat akcelerometrem. Pro správné zhodnocení stavu valivých ložisek se však nelze spoléhat pouze na měření celkových vibrací, ani na měření širokopásmové hodnoty v oblasti ultrazvuku (viz dále). Při rozhodování o tom, který z parametrů vibrací (výchylka, rychlost nebo zrychlení) pro hodnocení stavu ložisek použijeme, je vhodné si uvědomit následující:

Výchylka - Protože výchylka je výrazná při nízkých frekvencích, má tendenci potlačovat nebo téměř vyloučit většinu spektrálního obsahu, který indikuje závady ložisek. Z toho důvodu se pro hodnocení stavu valivých ložisek nepoužívá.

Zrychlení - Na rozdíl od výchylky má zrychlení tendenci nadměrně zvýrazňovat většinu frekvenčního obsahu, který je generován závadami valivých ložisek. Výsledkem je, že spektra zrychlení mohou vyvolat klamný poplach. Ačkoliv je zrychlení v raných stádiích problémů ložisek lepším indikátorem závady, při rozvinutí závady je vhodnější použít pro hodnocení rychlost vibrací, která jasněji říká "skutečnou pravdu" o stavu ložiska. Spektra zrychlení mohou detekovat ložiskové problémy dříve než spektra rychlosti, zejména u rychloběžných strojů. Navíc, obálkově demodulovaná vysokofrekvenční spektra mohou poskytnout varování o opotřebení ložiska nebo problémech s mazáním ještě dříve, a proto se v současnosti široce používají.

Rychlost - Spektra rychlosti jsou jedním z nejlepších parametrů pro hodnocení většiny problémů valivých ložisek. Obecně řečeno, rychlost zůstává ve frekvenčním rozsahu od 10 do 2000 Hz "plochá" (viz obr. 1.13). To znamená, že když se frekvence ložiskové závady objeví na 100 Hz nebo na 1000 Hz, lze pro hodnocení použít stejnou váhu.

4.5.3 Typy vibrací generované vadnými valivými ložisky

Vadná valivá ložiska generují při rozvoji závady tři typy frekvencí, a to:

- náhodné ultrazvukové frekvence
- vlastní frekvence komponent ložiska
- frekvence ložiskových závad (závislé na otáčkách)

4.5.3.1 Náhodné ultrazvukové frekvence

Měření v oblasti ultrazvukových frekvencí od asi 5 000 Hz do 60 000 Hz zahrnují měření *špičkové energie* (Spike Energy), měření *spektrálně emitované energie* (SEE), měření vysokofrekvenční *spektrální hustoty zrychlení* (HFD), měření *rázových pulzů* (Shock Pulse) a další. Každá z těchto technik je považována za parametr pro detekování vznikající závady. Obecně řečeno, číslo, které tyto metody dávají, je pouze jednou z informací, které musí být při hodnocení stavu valivého ložiska uváženy.

4.5.3.2 Vlastní frekvence komponent namontovaného ložiska

Vlastní frekvence valivého ložiska bývají obvykle v pásmu od asi 500 do 2 000 Hz. Pokud je v ložisku závada, jsou tyto vlastní frekvence vybudeny periodickými nárazy valivých prvků na závady na valivých drahách a lze je detekovat. Při zhoršování opotřebení se okolo těchto rezonančních frekvencí objeví postranní pásma s odstupem o otáčkovou frekvenci nebo mají odstup rovný frekvenci ložiskové závady.

4.5.3.3 Frekvence ložiskových závad

V průběhu let byla odvozena řada vzorců, které mohou napomoci detekovat specifické závady ve valivých ložiskách. Jsou založeny na geometrii ložiska, na počtu valivých prvků a na otáčkové frekvenci ložiska.

Na valivém ložisku rozlišujeme čtyři typy závad podle místa, kde se závada vyskytuje. Každé z těchto závad odpovídá tzv. *frekvence ložiskové závady*, kterou je možné spočítat na základě parametrů ložiska a otáčkové frekvence:

BPFI - závada na vnitřním kroužku	$BPFI = \frac{N}{2} \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \varphi \right) \cdot n$
BPFO - závada na vnějším kroužku	$BPFO = \frac{N}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \varphi \right) \cdot n = N \cdot FTF$
BSF - závada na valivém tělísku	$BSF = \frac{P_d}{2B_d} \left(1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \varphi \right)^2 \right) \cdot n$
FTF - závada na kleci	$FTF = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \varphi \right) \cdot n$

kde:

- n ... otáčky rotoru [Hz]
- N ... počet valivých elementů
- B_d ... průměr valivého elementu [mm]
- P_d ... roztečný průměr
- φ ... kontaktní úhel

Poznámka: Vztahy platí pro stojící vnější kroužek. V případě rotujícího vnějšího kroužku zaměníme znaménko u výpočtů (kromě vzorce pro valivá tělíska). Povšimněte si, že každá z ložiskových frekvencí je uvedena jako *násobek otáčkové frekvence*. Závažnost těchto rovnic je v tom, že jsme schopni detekovat problémy, které se objevují na valivých drahách, kleci nebo valivých prvcích a jsme schopni sledovat tyto problémy při jejich zhoršování.

Pro usnadnění práce diagnostika jsou pro různé typy ložisek sestaveny katalogy a elektronicky dostupné přehledy parametrů jednotlivých závad, které po násobení skutečnou frekvencí otáčení dají frekvence, které hledáme ve spektrech. Příklad viz tab. 4.5.

Tabulka 4.5 - Tabulka frekvencí ložiskových závad

Ložisko	BPFI	BPFO	BSF	FTF		P_d	B_d	Počet el.	úhel
N202	6,03	3,97	2,33	0,40		24,30 mm	5,00 mm	10	0 °
N203	5,98	4,02	2,45	0,40		28,00 mm	5,50 mm	10	0 °
N204	5,97	4,03	2,48	0,40		33,50 mm	6,50 mm	10	0 °
N205	7,01	4,99	2,88	0,42		38,50 mm	6,50 mm	12	0 °
6203	4,95	3,05	1,99	0,38		28,50 mm	6,75 mm	8	0 °
6204	4,95	3,05	1,99	0,38		33,50 mm	7,94 mm	8	0 °
6205	5,41	3,59	2,36	0,40		39,04 mm	7,94 mm	9	0 °
6206	5,43	3,57	2,31	0,40		46,00 mm	9,52 mm	9	0 °
6207	5,43	3,57	2,30	0,40		53,50 mm	11,11 mm	9	0 °
6208	5,42	3,58	2,34	0,40		60,00 mm	12,30 mm	9	0 °
6208E	4,93	3,07	2,04	0,38		60,40 mm	14,00 mm	8	0 °
7208C	7,75	5,25	2,43	0,40		60,00 mm	11,91 mm	13	15 °
7209CC	8,34	5,66	2,47	0,40		65,00 mm	12,70 mm	14	12 °

O frekvencích ložiskových závad lze vyslovit několik zajímavých skutečností:

1. Jak se ložiskové frekvence liší od jiných frekvencí závad

Jednou ze skutečností, která odlišuje ložiskové frekvence závad od jiných zdrojů vibrací je to, že jsou to frekvence existujících závad. Jinými slovy, pokud závada neexistuje, nejsou ložiskové frekvence závad přítomny. Když jsou přítomny, je to informace, že existuje vznikající problém. Jiné obvyklé frekvence, jako je otáčková frekvence 1X, frekvence průchodu lopatek u čerpadel, frekvence záběru zubů atd. jsou vždy přítomny a jejich přítomnost neznamená, že je zde nezbytně závada nebo problém. Přítomnost ložiskových frekvencí závad vysílá diagnostikovi zprávu "dej pozor". Je důležité zdůraznit, že přítomnost takových frekvencí závad neznamená nezbytně to, že jsou závady přímo v ložisku. Mohou se objevit také tehdy, když nedostatečné mazání ložiska umožňuje kovový styk nebo když je ložisko nesprávně zatíženo.

2. Ložiskové frekvence závad jsou necelými násobky otáčkové frekvence:

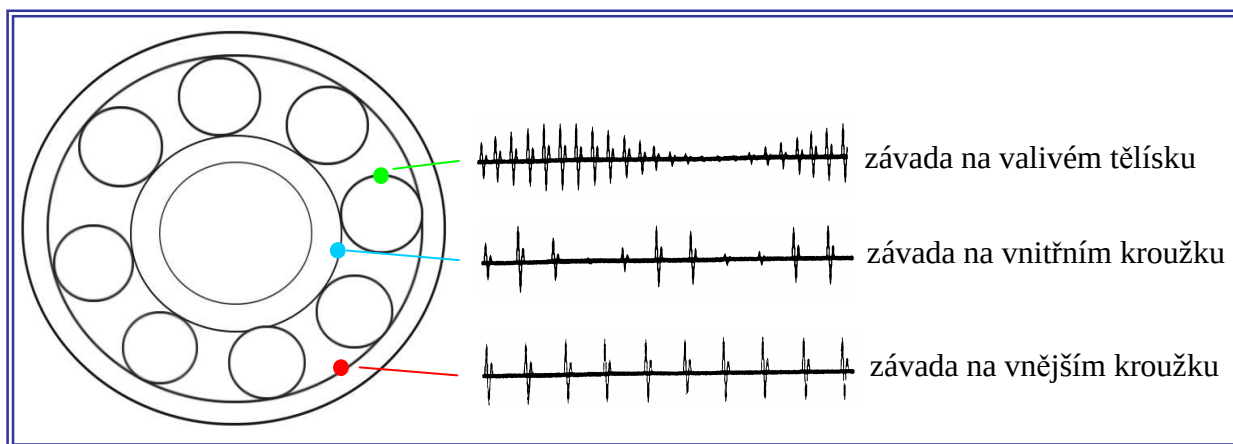
Ložiskové frekvence závad jsou necelými násobky frekvence otáčení. Nejsou to harmonické násobky frekvence otáčení. Jde o jeden z mála zdrojů vibrací strojů, které generují necelé násobky otáčkové frekvence.

Na obrázku 4.5.3 je ilustrováno, jak jsou v ložisku frekvence závad generovány:

Závada na vnějším kroužku dole v ložisku v oblasti zatížené zóny (červený bod) generuje na časové vlně impuls vždy v okamžiku, kdy valivý prvek prochází přes závadu a narazí na ni (v ideálním případě jsou impulsy stejně veliké).

Při *závadě na vnitřním kroužku* (modrý bod) se impuls na časové vlně objeví vždy, když vnitřní kroužek prochází přes každý valivý prvek (za předpokladu, že je vnitřní kroužek nalisován na hřídeli). Důležitou skutečností, která je ukázána na obrázku je to, že velikost odezvy od valivých prvků, které narážejí na závadu na vnitřním kroužku závisí na tom, kde se vnitřní kroužek nachází v okamžiku, když se vyskytne náraz. To znamená, že je-li vada na vnitřním kroužku v zatížené zóně, bude mít významně větší odezvu než kdyby se náraz vyskytl na stejné vadě vnitřního kroužku mimo zatíženou zónu. To vysvětluje, proč jsou frekvence závad na vnitřním kroužku často obklopeny postranními pásmy s odstupem o 1X - jejich amplituda je modulována rychlostí jednou za otáčku.

Závada na valivém elementu (zelený bod) generuje impuls při každém kontaktu jak s vnitřním, tak s vnějším kroužkem, velikost impulsu opět závisí na tom, zda ke kontaktu došlo v zatížené zóně nebo mimo ni.



Obr. 4.5.3 - Generování frekvencí ložiskových závad

4.5.3.4 Povolená velikost vibrací na frekvencích závad ložisek

Je velmi obtížné určit velikost vibrací, přípustných na ložiskových frekvencích obdobným způsobem, jako je tomu u amplitudy 1X od neváhy. Nelze dát absolutní odpověď. Závisí to na typu stroje i ložiska a na způsobu rozvoje závady. Klíčovou indikací značného poškození ložiska je často přítomnost *řady harmonických násobků frekvencí závad*. Zejména jsou-li obklopeny postranními pásmy s odstupem 1X nebo s odstupem, tvořeným jinou frekvencí závady ložiska.

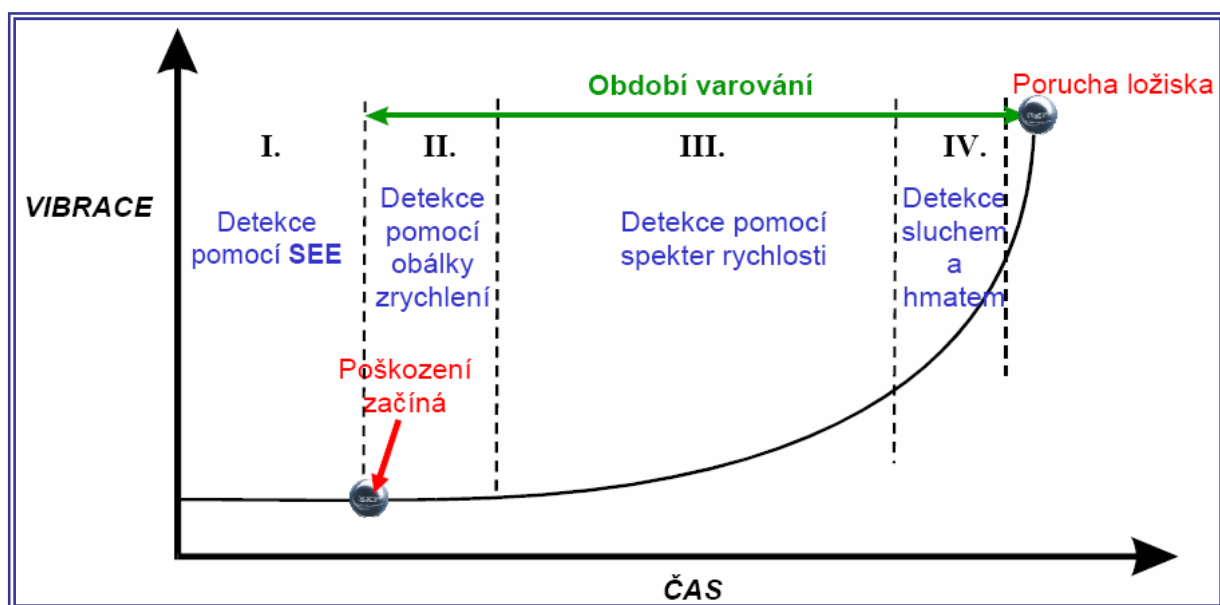
4.5.4 Etapy rozvoje poškození valivého ložiska

Bylo zjištěno, že většina valivých ložisek sledovala dobře předpověditelnou cestu k poruše od raného začátku zhoršování až po eventuální katastrofickou poruchu. Tato cesta rozvoje závady je graficky znázorněna na obrázku 4.5.5, kde je zakreslen vývoj poškození ložiska v čase. Povšimněte si důležité skutečnosti, že poškození ložiska se v typickém případě rozvíjí exponenciálně v průběhu posledních 10 až 20 % jeho životnosti. Průběh poškození skládající se ze čtyř etap je aplikovatelný asi na 80 % poruch valivých ložisek.

Vývoj závady valivého ložiska lze rozdělit do čtyř etap (viz obr. 4.5.4):

	I. Nejčasnější indikace problémů ložisek včetně špatného mazání se objevují v ultrazvukovém frekvenčním pásmu od asi 250 kHz do 350 kHz. Později, když poškození začíná, frekvence klesá na asi 20 až 60 kHz. Toto jsou frekvence, pro jejichž měření je potřebné ultrazvukové měřicí vybavení.
	II. Malé vady v ložisku začínají "zvonit" - budí vlastní frekvence komponent ložiska, které jsou hlavně v oblasti 500 Hz až 2 kHz. Mohou to rovněž být rezonance nosných částí ložiska. Na konci 2. etapy se objevují postranní pásma kolem rezonanční špičky. Tuto etapu je možné zjistit pomocí demodulovaných obálkových spekter vysokých frekvencí.
	III. Objevují se frekvence ložiskových závad a jejich harmonické násobky. Když opotřebení narůstá, objevuje se více harmonických násobků frekvencí ložiskových závad a narůstá počet postranních pásem, která jsou kolem těchto harmonických násobků i kolem vlastních frekvencí ložiskových závad. Tuto etapu je možné zjistit ze spekter rychlostí vibrací.
	IV. Ke konci životnosti je dokonce ovlivňována amplituda otáčkové složky. Ta roste a spolu s ní i řada harmonických násobků 1X. Diskrétní frekvence ložiskových závad i vlastní frekvence komponent ložiska začínají v důsledku zvětšení vůle v ložisku ze spektra mizet a jsou nahrazeny náhodným širokopásmovým vysokofrekvenčním "prahovým šumem".

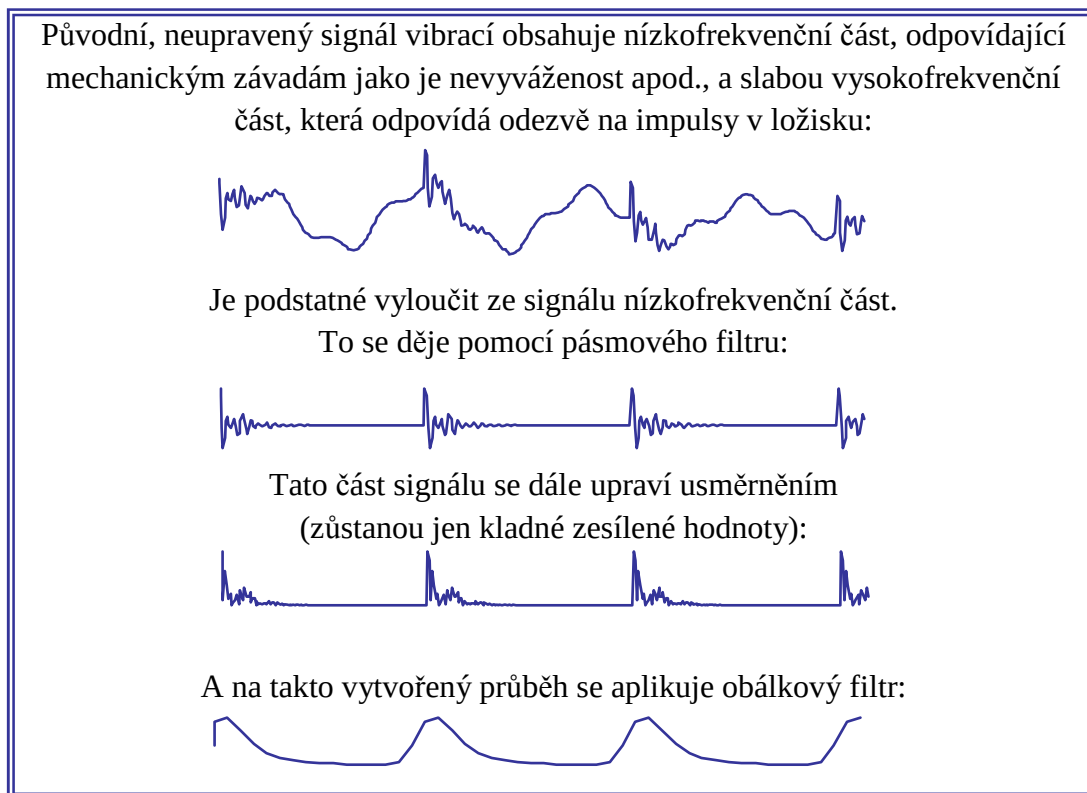
Obr. 4.5.3 - Etapy poškození valivého ložiska



Obr. 4.5.5 - Rozvoj poškození valivého ložiska

4.5.5 Obálka zrychlení

Pro dobrou analýzu dat zejména ve druhé etapě poškozování valivého ložiska se v současné době široce používá metoda nazývaná *obálka zrychlení*. Princip metody je vysvětlen na obr. 4.5.6.



Obr. 4.5.6 - Vytvoření obálky zrychlení

Tento signál se dále zpracuje. Obvykle dvojím způsobem:

- Stanoví se celková hodnota. Protože se jedná o zrychlení, je použit rozměr [g], ale protože jde o zrychlení obálkového signálu (anglicky je obálka ENVELOPE) přidává se k rozměru E, takže rozměr této veličiny je **gE**.
- Provede se FFT signálu, čímž se získá spektrum obálky zrychlení.

Praktické poznámky:

Pro zjednodušení práce při měření bývají analyzátory vybaveny několika pásmovými filtry, které odstraňují nízkofrekvenční část signálu. Zásada pro volbu filtru vychází ze základního předpokladu, že ze signálu má být vyloučena část, odpovídající jiným mechanickým závadám. Orientační pravidlo je, že dolní hranice filtru má být 10x vyšší než je frekvence otáčení (1X).

Příklad nastavení filtrů:

5 Hz – 100 Hz	použití pro velmi pomaloběžné stroje
50 Hz – 1000 Hz	použití pro pomaloběžné stroje
500 Hz – 10 000 Hz	použití pro obvyklé stroje
5 kHz – 40 kHz	použití pro převodovky

4.5.5.1 Hodnocení celkové hodnoty gE

Jako u všech metod, doporučuje se, aby diagnostik budoval na základě svých zkušeností soubor poplachových hodnot. Jako počáteční vodítko existuje doporučení firmy SKF, sestavené na základě rozsáhlých experimentů. Je vyjádřeno vzorci i graficky (viz obr. 4.5.7):

Nebezpečí:

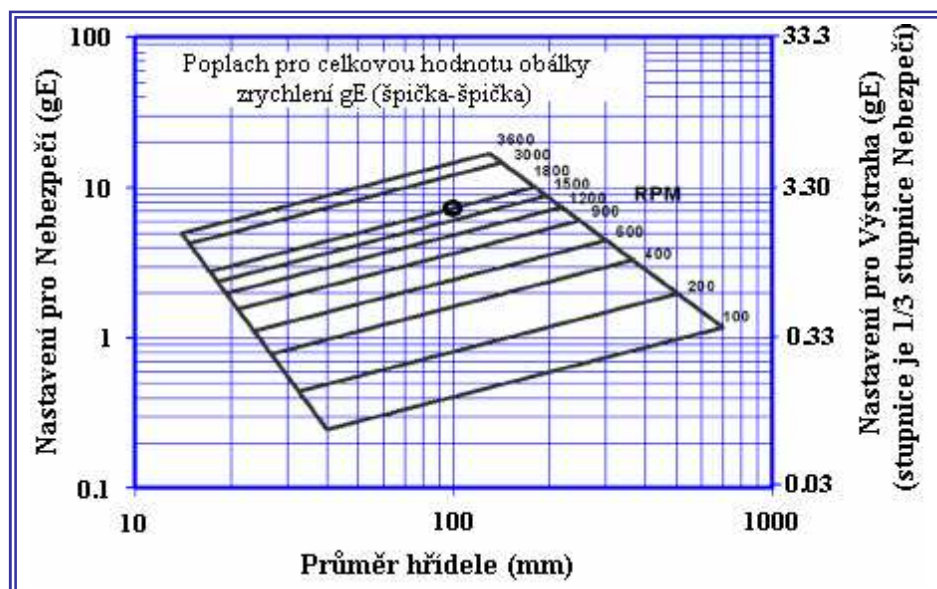
$$L = \left(\frac{f_{\max}}{1000} \right)^{0,43} \times 3,26 \times 10^{-4} \times n \times d^{0,55} [\text{gE}]$$

Výstraha:

$$L = \left(\frac{f_{\max}}{1000} \right)^{0,43} \times 1,09 \times 10^{-4} \times n \times d^{0,55} [\text{gE}]$$

kde:

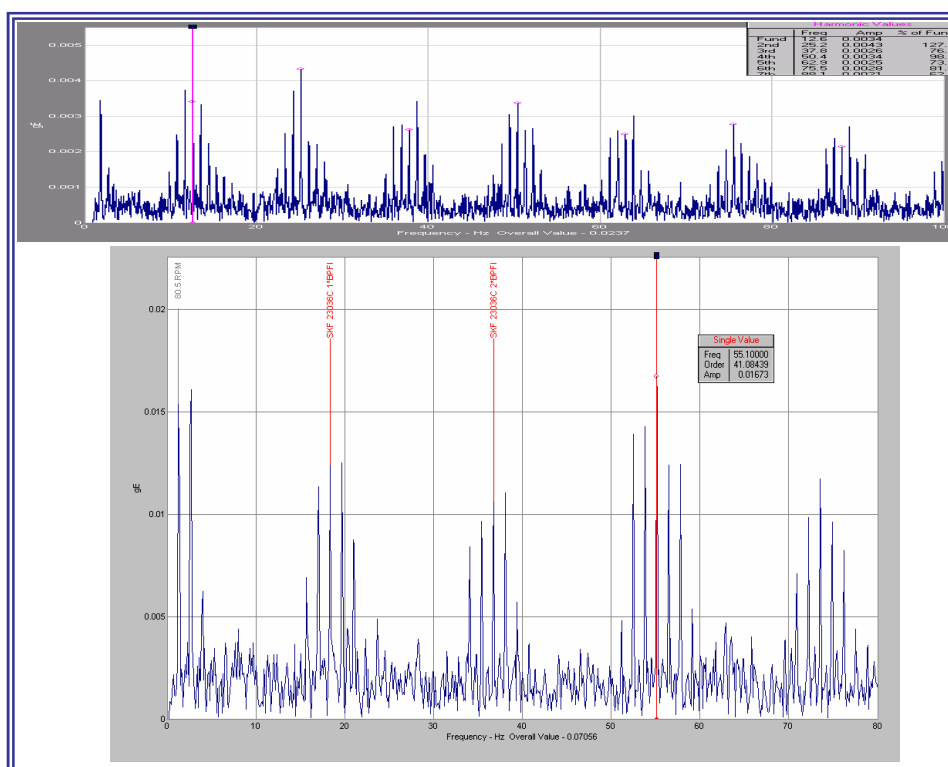
L ...	nastavení poplachu pro měření obálky zrychlení
$f_{\max}$...	maximální frekvence [Hz] pro výpočet amplitudy spektrálního pásma
n ...	otáčky [ot/min]
d ...	průměr díry ložiska (indikátor zatížení)
exponenty ...	empirické koeficienty, které musí být určeny statisticky s využitím existujících databází



Obr. 4.5.7 - Nastavení mezí "výstraha" a "nebezpečí" na základě gE

4.5.6 Spektra obálky zrychlení

Stejně jako při použití běžných spekter se i při použití spekter obálky doporučuje sledovat vývoj na jednotlivých frekvencích závad. Někdy se frekvence závady objeví například v důsledku většího zatížení, ale závada se nerozvíjí. Na obr. 4.5.8 jsou spektra obálky při různém stupni poškození ložiska, poškozené ložisko je na obr. 4.5.9.



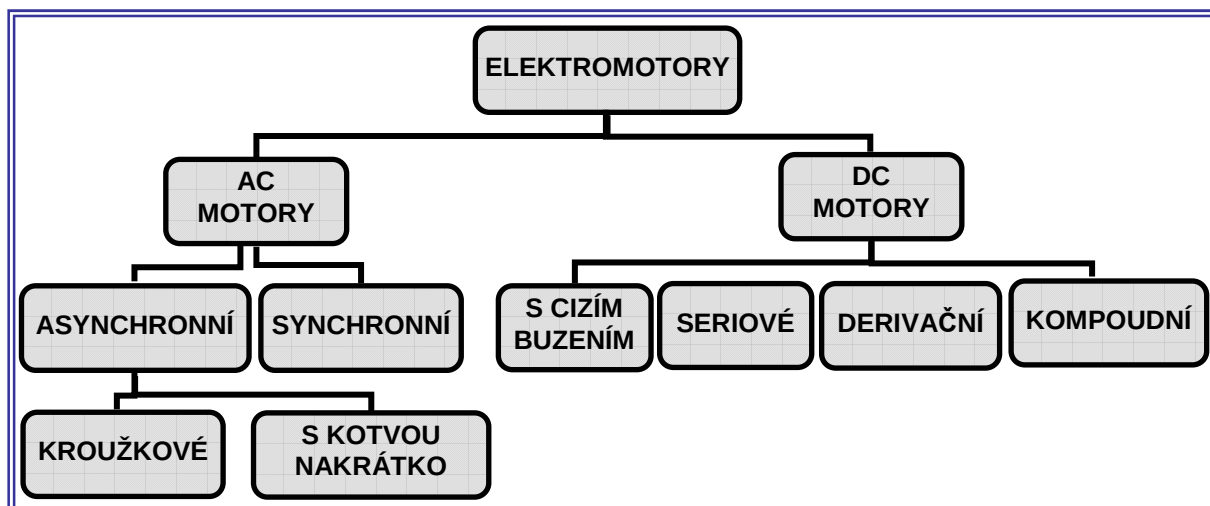
Obr. 4.5.8 - Spektrum obálky při středním (nahore) a značném (dole) poškození ložiska



Obr. 4.5.9 - Poškozené ložisko

4.6 Elektromotory

Elektromotory jsou hlavním typem pohonu v průmyslu. Vzhledem k množství typů elektromotorů (viz schéma na obr. 4.6.1) není možné stručně popsat jejich princip práce a charakteristiky, které jsou rozhodující pro jejich diagnostiku. Proto zájemce o hlubší poznání této problematiky odkazujeme na učební texty ATD ČR pro oblast certifikace diagnostiků.



Obr. 4.6.1 - Třídění elektromotorů podle typu

Princip práce nejrozšířenějšího typu - indukčního motoru - a jeho diagnostika je dobře popsán v aplikační poznámce firmy Brüel&Kjær, ze které je převzata tabulka 4.6 s přehledem mechanických a elektrických závad indukčních motorů.

Tabulka 4.6 - Diagnostika závad indukčních elektromotorů

příčina vibrací	frekvence symptomu	dominantní rovina	poznámka
mechanické závady			
nevyvážený rotor	1X	radiální	Typ nevyváženosti podle fázových poměrů.
ohnutý hřídel nebo úhlová nesouosost	1X, 2X	axiální	
rovnoběžná nesouosost	1X, 2X	radiální	
mechanické uvolnění	1X, 2X, 3X,... také 0,5X, 1,5X...	radiální	Vysoký počet harmonických a interharmonických charakterizuje ořezání.
poškozené valivé ložisko	indukovaná rezonance ložiskového domku nebo stroje, 1 až 20 kHz	-	Rezonance jsou buzeny rázy při valení přes vadu. Vyskytují se také frekvence závad, které jsou obecně ztraceny v šumu.
nestabilita kluzného ložiska (víření)	0,43-0,48 X	radiální	
elektrické závady			
statická excentricita	2 x síťová frekvence a komponenty na $\omega \times [nR_s(1-s)/p \pm k_1]$	radiální	Může být důsledkem špatného vnitřního ustavení, opotřebení ložiska nebo lokálního ohřevu statoru ¹ (vibrace se zhoršují při ohřátí motoru).
uvolnění uchycení statoru, nevyvážený odpor fází nebo cívek, zkratované plechy, závity	2 x síťová frekvence	radiální	Uvádí se jako "volné železo" Je obtížné odlišit tuto skupinu jen na základě analýzy vibrací, ale fr. budou přítomny při chodu bez zatížení i se zatížením.
uvolněné statorové plechy	2 x síťová frekvence a komponenty s odstupem 2 x síťová frekvence asi okolo 1 kHz ¹	radiální	Může být vysoká amplituda, ale obvykle není destruktivní. Vysoké frekvenční složky mohou být podobné těm při statické excentricitě ¹ .
dynamická excentricita	1X s postranními pásmy 2 x skluz a komponenty na $\omega \times [((nR_s \pm k_e) \times (1-s)/p \pm k_1)]$	radiální	Může být důsledkem ohnutí rotoru, házivosti rotoru nebo v důsledku místního ohřevu rotoru ² (vibrace se zhoršují při ohřátí motoru).
prasklá rotorová tyč, uvolněná tyč rotoru, zkratované plechy rotoru, špatný spoj na koncovém kruhu	1X s postranními pásmy 2 x skluz a komponenty podobné těm pro dynamickou excentricitu ³	radiální	Postranní pásma mohou mít nízkou úroveň, což vyžaduje velký dynamický rozsah a frekvenční rozlišení měřicího přístroje.

Vysvětlivky:

¹ Místní ohřev statoru může být způsoben zkratovanými plechy.

² Místní ohřev rotoru může být způsoben zkratovanými plechy nebo prasklou rotorovou tyčí

³ pozorované složky: s...skluz, ω ...síťová frekvence, k_1 ...nula nebo sudé číslo, p...počet pólových dvojic, R_s ...počet rotorových drážek, n ...libovolné celé číslo, k_e ..."řád" excentricity (nula pro statickou excentricitu, malá celá hodnota pro dynamickou excentricitu)

Podrobnější vysvětlení některých závad a jejich diagnostické příznaky uvádí ve svých diagnostických tabulkách Berry [19], ze kterých zde uvádíme:

4.6.1 Excentricita statoru, zkratované plechy nebo "volné železo"

Problémy statoru mohou generovat velké vibrace na dvojnásobku síťové frekvence ($2f_L$). Excentricita statoru (staticky nerovnoměrná vůle mezi rotorem a statorem) produkuje nerovnoměrnou stacionární vzduchovou mezeru mezi rotorem a statorem, z čehož plynou silně směrové vibrace. Rozdíly ve velikosti vzduchové mezery nemají u indukčních motorů překročit 5 % a u synchronních motorů 10 % její velikosti. Excentricitu statoru mohou vyvolat měkké patky nebo deformovaný základ. "Volné železo" je důsledkem uvolnění nebo nedostatečné tuhosti nosné části statoru. Zkratované statorové plechy mohou způsobit nerovnoměrný, lokalizovaný ohřev, což může deformovat samotný stator. Tím se vyvolají teplotně indukované vibrace, které mohou s dobou provozu významně narůstat, což způsobuje deformaci statoru a problémy se statickou vzduchovou mezerou.

4.6.2 Excentrický rotor (proměnná vzduchová mezera)

Excentrické rotory vyvolávají rotující proměnnou vzduchovou mezeru mezi rotorem a statorem. Ta vyvolává pulzující vibrace -zázněje, obvykle mezi $2f_L$ a nejbližším harmonickým násobkem otáčkové frekvence. Pro analýzu spektra je často nutné použít "zoomované" spektrum, aby bylo možné frekvenci $2f_L$ a příslušný harmonický násobek otáčkové frekvence od sebe odlišit. Excentrické rotory generují frekvenční složku $2f_L$, která je obklopena postranními pásmy s frekvencí průchodu pólů f_p a také postranní pásma f_p kolem otáčkové frekvence. Samotná f_p se objevuje na nízké frekvenci (frekvence průchodu pólů f_p = skluzová frekvence $\times$ počet pólů). Obvyklé hodnoty f_p jsou od 20 do 120 cyklů/min (0,3 až 2,0 Hz). Měkké patky nebo nesouosost často indukují proměnnou vzduchovou mezeru v důsledku deformace (ve skutečnosti je to mechanický problém, ne elektrický).

4.6.3 Problémy rotoru

Mezi problémy rotoru řadíme zlomené nebo prasklé rotorové tyče nebo koncové prstence, špatné spoje mezi rotorovými tyčemi a koncovými prstenci nebo zkratované rotorové plechy. Toto vše způsobuje vysoké vibrace na otáčkové frekvenci rotoru s postranními pásmy od průchodu pólů f_p . Kromě toho tyto problémy často generují postranní pásma f_p i okolo harmonických násobků otáček.

4.6.4 Analýza napájecího proudu

Některé problémy indukčních elektromotorů je možné diagnostikovat na základě analýzy napájecího proudu. Závažný bývá zejména problém prasklých rotorových tyčí, protože v důsledku poškození rotorových tyčí přejímají okolní tyče proudovou zátěž. Úměrně

proudu se zvyšuje místní ohřev a v důsledku tohoto ohřevu se rotor prohýbá. Jelikož vzduchová mezera mezi rotorem a statorem je kvůli dosažení účinnosti velmi malá, může dojít ke kontaktu rotoru a statoru s následnou destrukcí celého motoru. K prevenci tohoto stavu byla vyvinuta metoda, zaměřená na zjištění stavu rotorového systému. Tato metoda spočívá v analýze napájecího proudu pomocí klešťového ampérmetru, viz obr. 4.6.2.

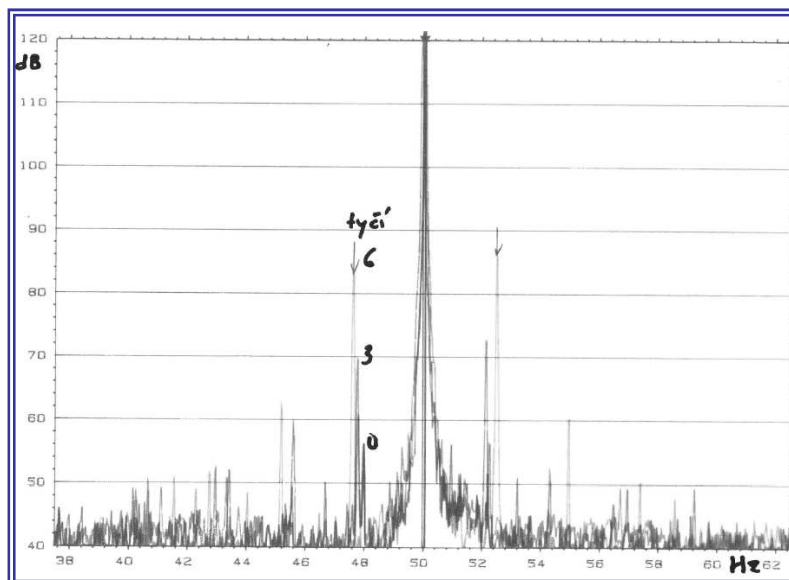


Obr. 4.6.2 - Měření napájecího proudu klešťovým ampérmetrem

Signál napájecího proudu z klešťového ampérmetru se vede do FFT analyzátoru, kde se zjistí frekvenční spektrum v oblasti napájecí frekvence (obvykle 50 Hz). Protože každý rotor má jistou nesymetrii, ve spektru se vždy objeví postranní pásma s odstupem dvojnásobku skluzové frekvence. Pokud je ve frekvenčním spektru napájecího proudu odstup postranních pásem vůči špičce napájecího proudu velký (cca 60 dB), je rotor v pořádku. Když dojde k porušení tyčí, tento odstup se zmenšuje. Na příkladu z experimentu uvedeném na obr. 4.6.3 je při porušení 3 tyčí odstup již jen 50 dB a u 6 porušených tyčí jen cca 35 dB.

Závěrem této stručné informace uvádíme velmi důležitou zásadu pro diagnostiku elektromotorů:

Měření je nutné vždy provádět při *plném zatížení motoru* (nebo alespoň při největším dosažitelném zatížení). Důvodem je to, že elektrické síly jsou úměrné kvadrátu proudu. Měření při chodu naprázdno v podstatě nemá pro diagnostiku elektrických závad význam, protože se závady v naměřeném spektru neprojeví.



Obr. 4.6.3 - Spektra napájecího proudu naměřená na rotoru s prasklými tyčemi



Shrnutí pojmů

nevyváženost - statická, momentová, obecná
 nesouosost - paralelní, úhlová
 měkká patka
 rezonance
 kritické otáčky
 Bodeův graf
 kluzné ložisko
 Sommerfeldovo číslo



Otázky

1. Jaké jsou nejběžnější síly, které způsobují vibrace rotačních strojů?
2. Charakterizujte jednotlivé typy nevyváženosti.
3. Proč se provádí vyvažování?
4. Jaký je rozdíl mezi vyvažováním na vyvažovačkách a provozním vyvažováním?
5. Jak určíte, kolik vyvažovacích rovin musíte použít pro úspěšné vyvážení stroje?
6. Vysvětlíte podstatu vektorové metody vyvažování.
7. Co je důsledkem špatného ustavení stroje?
8. Jak se projevuje nesouosost ve spektru vibrací?
9. Co jsou to kritické otáčky?
10. Jakému pásmu otáček je třeba se za provozu vyhnout a proč?
11. Jak poznáte rezonanci z Bodeova grafu?
12. Jaké typy kluzných ložisek znáte?
13. Jaké veličiny figurují v Sommerfeldově čísle? K čemu se používá?

5 METODA ZVIDITELNĚNÍ PROVOZNÍCH TVARŮ KMITŮ

V této kapitole se seznámíme s metodou zviditelnění provozních tvarů kmitů, která svým charakterem vybočuje z metod probíraných v předchozích kapitolách.



Čas ke studiu: 2 hodiny



Cíl: Po prostudování této kapitoly budete umět

- ✚ Vysvětlit princip metody zviditelnění provozních tvarů kmitů
- ✚ Popsat vybavení potřebné pro aplikaci metody provozních tvarů kmitů
- ✚ Definovat, kdy je vhodné metodu provozních tvarů kmitů použít



Výklad

Dosud uvedené metody vibrační diagnostiky bylo možné aplikovat s použitím buď jednoduchých měřících přístrojů (celkové vibrace) nebo jednokanálového analyzátoru vibrací (analýza spekter, příp. časového signálu). Metoda zviditelnění provozních tvarů kmitů (*ODS - Operational Deflection Shapes*) je specifická tím, že pro svou aplikaci vyžaduje alespoň dvoukanálový analyzátor a software pro zviditelnění naměřených dat. Technické a softwarové vybavení potřebné pro provádění metody zviditelnění provozních tvarů kmitů je v podstatě shodné s vybavením potřebným pro provádění modálních zkoušek, o kterých se dozvíte v navazujícím magisterském studiu a potom si také tuto metodu prakticky vyzkoušíte. Kromě analyzátoru a softwaru potřebujete ještě alespoň dva snímače vibrací - jeden referenční a druhý, kterým postupně změříte vibrační odezvu ve všech bodech, které zahrnete do modelu. Obvykle se používají akcelerometry.

Metoda zviditelnění provozních tvarů kmitů se používá jako diagnostický prostředek k vizualizaci skutečného dynamického chování strojů nebo soustrojí. Tato vizualizace slouží k lepšímu porozumění tomu, co se s daným zařízením děje, a tudíž poskytuje podklady k rozhodování o řešení problému. Pokud je úroveň vibrací nevyhovující, je účelem ODS najít "slabé místo" struktury při daných provozních podmínkách. Pro aplikaci ODS se rozhodujeme zvláště tehdy, když převažuje kmitání na jedné frekvenci - v tomto případě je např. možné, že se systém přeladil blízko k rezonanci. To se může stát snížením tuhosti uložení v důsledku mechanického uvolnění - může jít o uvolněnou základovou desku, prasklý kotvící šroub apod. Závady tohoto typu jsou s použitím metody zviditelnění provozních tvarů kmitů snadno odhalitelné, pokud použijeme vhodně zvolený model. Naopak, tato metoda není vhodná, pokud jsou vibrace nadměrné v širokém rozmezí provozních podmínek.

U zviditelnění provozních tvarů kmitů jde tedy o identifikaci vynuceného kmitání. Výhodou ODS je, že zjistíme dynamické chování struktury při skutečných provozních a skutečných okrajových podmínkách, nevýhodou (oproti modální zkoušce) je, že nezískáme žádný model systému a nemůžeme tedy předvídat jeho odezvu za jiných podmínek. Provozními podmínkami myslíme např. otáčky, zatížení, výkon, teplotu, průtok apod. Tyto podmínky mohou být stacionární, kvazistacionární (např. mírně se měnící otáčky) nebo přechodové (např. rozběh/doběh, pád kusu horniny na měřenou konstrukci, rozjezd automobilu apod.). Podle provozních podmínek musíme zvolit typ ODS. Rozlišujeme dva typy:

1. *Spektrální ODS* - získáme tvary kmitu na jednotlivých frekvenčních nebo řádových složkách. Při ustálených provozních podmínkách použijeme frekvenční spektra zrychlení, při kvazistacionárních podmínkách použijeme řádová spektra. Výsledkem měření jsou relativní amplitudy a fáze jednotlivých stupňů volnosti na jednotlivých frekvencích (řádových složkách). Jednotlivé stupně volnosti se mohou měřit najednou (pokud máme dostatek akcelerometrů a kanálů analyzátoru), ale i postupně. K provedení měření spektrálních ODS nám v zásadě stačí 2 akcelerometry - 1 referenční a 1 pro snímání odezvy.
2. *Časové ODS* - získáme průběh deformace v čase. Tento typ ODS použijeme u přechodových signálů. Je jasné, že když sledujeme přechodový děj, nemůžeme měřit jednotlivé stupně volnosti postupně, ale musíme je změřit všechny najednou. Z toho plynou vyšší nároky na technické vybavení - více snímačů, více kanálů analyzátoru, a také softwarové vybavení musí být speciální, nelze použít software pro modální analýzu. Pro zobrazení časových ODS se signály z akcelerometrů integrují na rychlost a výchylku.

Postup při zjišťování provozních tvarů kmitu zahrnuje tyto fáze:

- příprava
- vlastní měření
- zpracování naměřených dat

Pro měření provozních tvarů kmitu si musíme připravit geometrický model tak, abychom byli schopni vizualizovat všechny údaje o chování stroje, které nás zajímají. Model nebývá příliš složitý, protože se nezaměřujeme na deformace jednotlivých částí stroje (jako u modální zkoušky), ale jen na to, jak se chovají části měřeného stroje nebo soustrojí jako tuhá tělesa vůči základu nebo vůči sobě navzájem. Na to postačí menší počet měřených bodů než na sledování vlastních tvarů kmitání. Je však nezbytně nutné zahrnout do modelu i body na nosné konstrukci měřené struktury, na základové desce apod., protože nejvýznamnější informace o povaze závady mnohdy získáme právě z informací o pohybu struktury vůči základu.

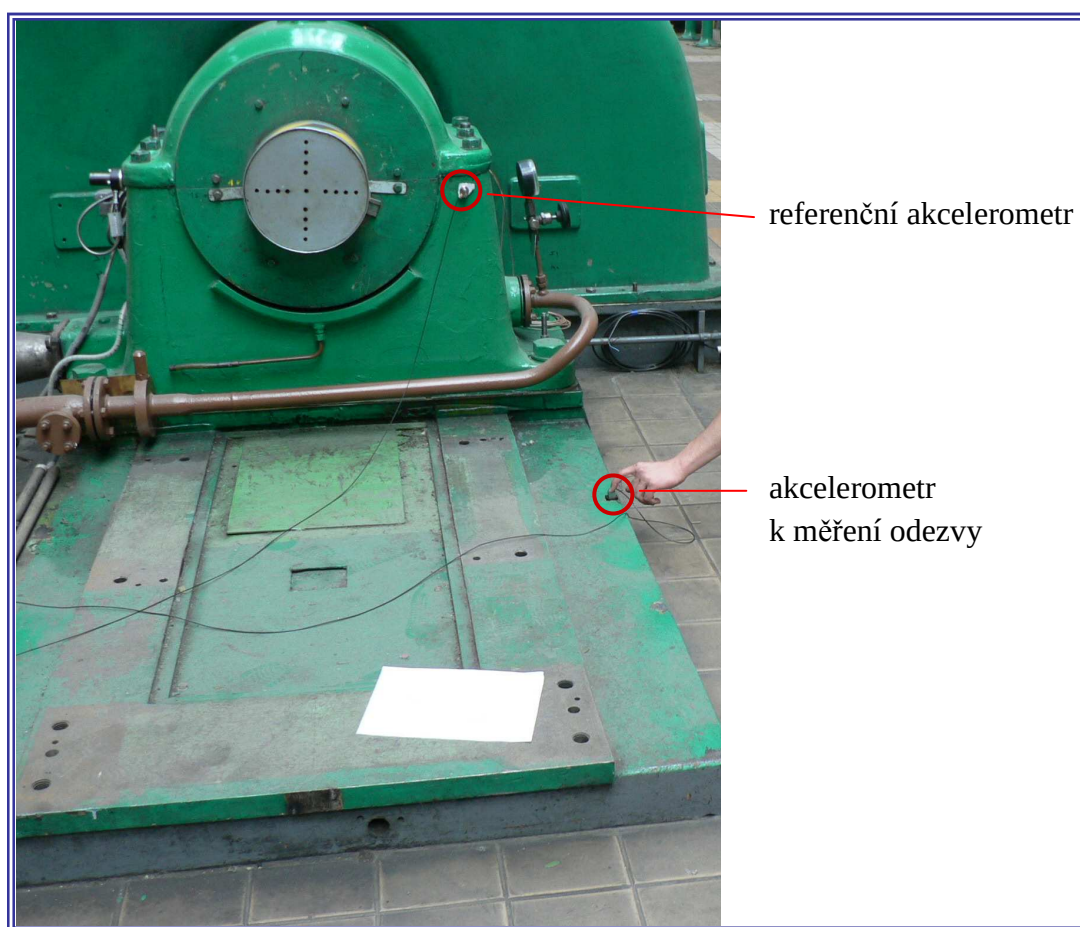
Na modelu je třeba zvolit stupně volnosti - rozhodnout, zda budeme ve všech bodech měřit všechny směry kmitání nebo jen některé. Pokud použijeme tříosý snímač vibrací, toto rozhodování odpadá.

Dále je třeba zvolit referenční stupeň volnosti (místo a směr). Požadavkem je, aby v něm byla dostatečně silná odezva na všech frekvencích, které nás zajímají. Do referenčního bodu se umístí referenční akcelerometr (viz obr. 5.1).

S použitím referenčního akcelerometru měříme tzv. *transmissibilitu* (přenositelnost) $T(f)$, což je podíl zrychlení vibrací v měřeném stupni volnosti a v referenčním stupni volnosti:

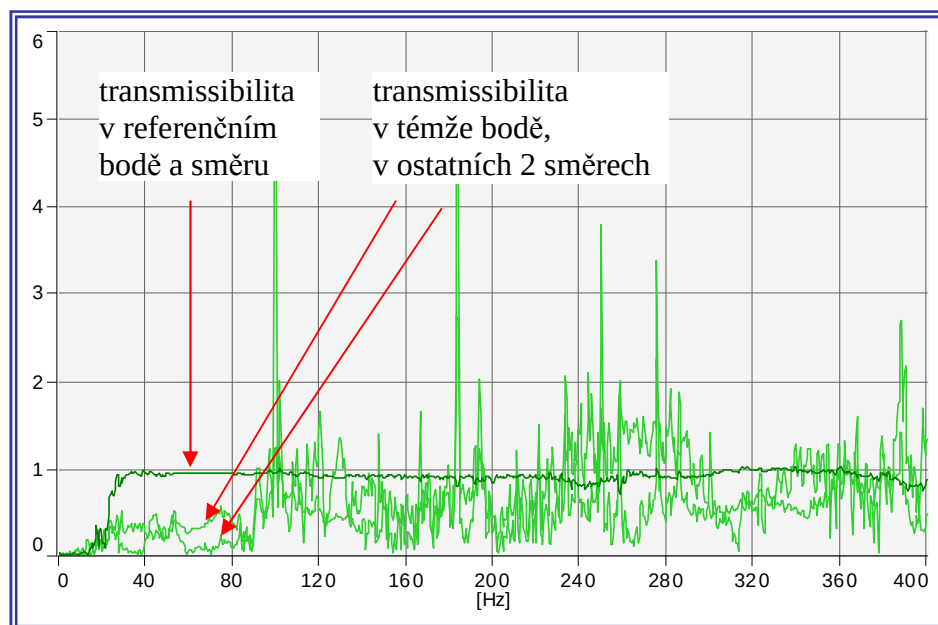
$$T(f) = \frac{X_i(f)}{X_{ref}(f)}$$

Druhou možností, jak si zajistit referenční signál, je použití fázové reference místo referenčního akcelerometru. Jde o nejjednodušší možnou konfiguraci pro měření ODS - stačí k tomu jednonábový analyzátor s možností měřit fázi. V tomto případě neměříme transmissibilitu, ale autospektrum s přiřazenou fází.



Obr. 5.1 - Princip měření transmissibility

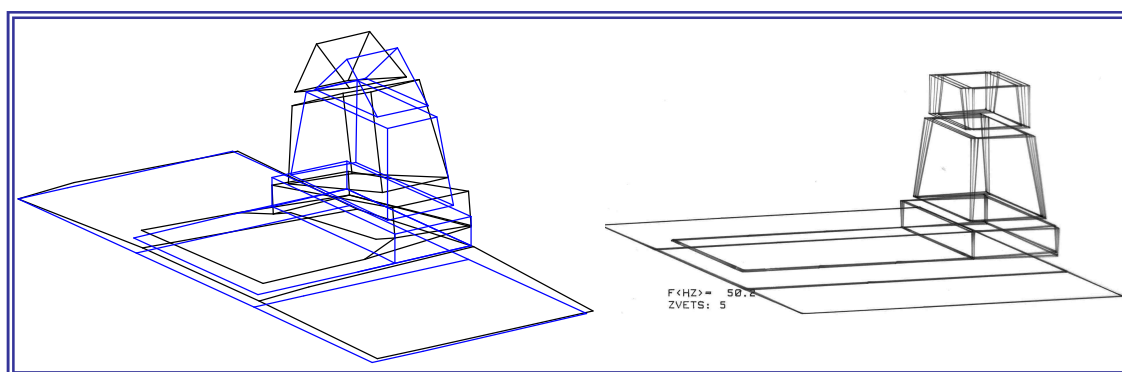
Než zahájíme kompletní měření, je vhodné zkontrolovat správnost nastavení všech komponent měřicího řetězce například tak, že zkontrolujeme, jak vypadá transmissibilita v referenčním stupni volnosti. Protože jde o podíl dvou stejných signálů, měla by se co nejvíce blížit hodnotě 1. Na obr. 5.2 je příklad transmissibilit naměřených v referenčním bodě - tmavou čarou je transmissibilita v referenčním stupni volnosti, světlými čarami transmissibility v referenčním bodě, ale ve zbývajících dvou směrech.



Obr. 5.2 - Transmissibilita v referenčním bodě

Po provedení všech měření a jejich přenesení do buď do speciálního softwaru pro ODS nebo do softwaru pro modální analýzu provedeme jejich zpracování. U spektrálních ODS to znamená zvolit si frekvence, které nás zajímají. Na nich program vypočte transmissibility a zpracuje zviditelnění pohybu měřené soustavy. U rotačních strojů nás obvykle zajímá otáčková frekvence a její násobky.

Výstup můžeme získat v tabulkové formě, mnohem přehlednější je však zobrazení animovaného tvaru. Nicméně, provozní tvary kmitu není možné věrně zobrazit ve statické poloze, protože různé body nenabývají maximálních výchylek současně - dá se říci, že pohyb struktury sleduje budící sílu (což je na otáčkové frekvenci síla od nevyváženosti). Na obr. 5.3 je výstup z měření provozních tvarů kmitu téhož zadního stojanu turbogenerátoru - s různým softwarovým vybavením a v jiném čase, takže stav stroje nebyl stejný. ??



Obr. 5.3 - Provozní tvar kmitu na otáčkové frekvenci



Shrnutí pojmů

provozní tvar kmitu
transmissibilita
referenční akcelerometr



Otázky

1. Vysvětlete princip metody zviditelnění provozních tvarů kmitů.
2. Jaké technické vybavení je zapotřebí pro aplikaci metody zviditelnění provozních tvarů kmitů?
3. Jak si vytváříme model pro aplikaci metody zviditelnění provozních tvarů kmitů?
4. Kdy je indikováno použití metody zviditelnění provozních tvarů kmitů (při jakých závadách strojů)?

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] ČSN ISO 17359 - *Monitorování stavu a diagnostika strojů - Obecné pokyny*
- [2] ČSN ISO 13373-1: *Monitorování stavu a diagnostika strojů - Monitorování stavu vibrací - Část 1: Obecné postupy*
- [3] ČSN ISO 13373-2: *Monitorování stavu a diagnostika strojů - Monitorování stavu vibrací - Část 2: Zpracování, prezentace a analýza vibračních dat.*
- [4] ČSN ISO 5348: *Vibrace a rázy - Mechanické připevnění akcelerometrů*
- [5] ČSN ISO 10816-1 *Vibrace - Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech - Část 1: Všeobecné směrnice a dodatek ČSN ISO 10816-1/Amd.1*
- [6] ČSN ISO 1925 *Vibrace – Vyvažování – Slovník*
- [7] ČSN ISO 1940-1 Revize 2004 *Vibrace – Požadavky na jakost vyvážení rotorů v konstantním (tuhém) stavu – Část 1: Stanovení vyvažovacích tolerancí a ověření nevyváženosti*
- [8] ČSN ISO 1940-2: *Vibrace – Požadavky na jakost vyvážení rotorů v konstantním (tuhém) stavu – Část 2: Chyby spojené s vyvažováním*
- [9] ČSN ISO 11342:1998 *Vibrace – Metody a kritéria vyvažování pružných rotorů*
- [10] ČSN ISO 10814: 1996 *Vibrace – Náchylnost a citlivost strojů na nevyváženost*
- [11] ČSN ISO 7919-1: *Vibrace strojů s nevratným pohybem - Měření na rotujících hřídelích a kritéria hodnocení - Část 1: Všeobecné směrnice*
- [12] ČSN ISO 7919-3: *Vibrace - Hodnocení vibrací strojů na základě měření na rotujících hřídelích - Část 3: Průmyslová soustrojí*
- [13] Randall, R.B.. *Frequency Analysis*, Denmark: Brüel&Kjær, 1987
- [14] Fryml, B., Borůvka, V.. *Vyvažování rotačních strojů v technické praxi*. Praha: SNTL, 1962.
- [15] Juliš, K., Borůvka, V., Fryml, B.. *Základy dynamického vyvažování*. Praha: SNTL, 1979.
- [16] firemní materiály firmy SKF Ložiska, a.s.
- [17] Dow, S. *Understanding the Basic Theory Behind Vibration Analysis* [online], [cit 2012-01-20]. Dostupný z [www <http://www.vibrationschool.com/mans/Indexa.htm>](http://www.vibrationschool.com/mans/Indexa.htm)
- [18] Lyons, J. *Dynamic Balancing* [online], [cit 2012-01-20]. Dostupný z [www <http://www.irdbalancing.com/>](http://www.irdbalancing.com/)
- [19] Berry, J.E. *Illustrated Vibration Diagnostics Chart*. Technical Associates Of Charlotte, P.C., 2007.
- [20] Gasch, R., Pfützner, H. *Dynamika rotorů*. Praha: SNTL, 1980

- [21] Bently Nevada Applications Note. *"Glitch" - Definitions, Sources and Methods of Correcting*. Minden, Nevada: Bently Nevada Corporation, 1993. Dostupný také z [www <http://www.ge-mcs.com/de/online-learning-center/glitch-definition-sources-and-methods-of-correcting.html>](http://www.ge-mcs.com/de/online-learning-center/glitch-definition-sources-and-methods-of-correcting.html)
- [22] Giberson, M. Dr. *Mel's Technical Notes: Babbitt* [online], cit. [2012-03-02]. Dostupný z [www <http://turboresearch.wordpress.com/page/2/>](http://turboresearch.wordpress.com/page/2/)
- [23] Trivanovic, D., Wier, W. *Použití obálky zrychlení u kluzných ložisek*, Aplikační poznámka CM 3093 firmy SKF
- [24] Muszyńska, A. *Rotordynamics*. Boca Raton, FL: Taylor & Francis Group, 2005
- [25] IRD Technical Paper No. 116. *A Practical Guide to In-place Balancing*.
- [26] Wei, J. *Doporučená počáteční kritéria pro hodnocení stavu ložisek při použití měření obálky zrychlení*. Aplikační poznámka CM 3068 firmy SKF
- [27] Biloš, J.: *Metoda zviditelnění provozních tvarů kmitu, její místo a použití ve vibrační diagnostice*. Doktorská disertační práce, Liberec, VŠST 1993